Biblioteka Główna i OINT
Politechniki Wrocławskiej
100100212832

N/331
m

ALLGEMEINE

MASCHINEN-ENCYCLOPÄDIE.

ERSTER BAND.

(A — BEU.)

IM VEREIN MIT

G. ALTMÜTTER UND BURG (PROF. AM POLYT. INST. IN WIEN), TH. FISCHER (MASCHINENMEISTER) und M. F. GÄTZSCHMANN (PROF. AN DER BERGAKADEMIE IN FREIBERG), A. HALLBAUER (LEHRER AN DER GEWERBSCHULE IN ZITTAU), K. KARMARSCH (DIRECT.) und M. RÜHLMANN (PROF. AN DER HÖH. GEWERBSCH. IN HANOVER), F. REICH (PROF. AN DER BERGAKADEMIE) und F. W. SCHWAMKRUG (MASCHINENMEISTER IN FREIBERG), Dr. A. WEINLIG (PRIVATDOCENT IN LEIPZIG), E. WEINLIG (INGENIEUR-LIEUTENANT IN DRESDEN) und J. WEISBACH (PROF. AN DER BERGAKADEMIE IN FREIBERG)

HERAUSGEGEBEN

von

PROF. DR. J. A. HÜLSSE,

Director der Königl. Gewerbschule zu Chemnitz.

1912 1810

Nebst einem Atlas von 61 Tafeln.

LEIPZIG,

VERLAG VON LEOPOLD VOSS,

Buchhändler der k. Akademie der Wissenschaften zu St.-Petersburg.

1841.

KÖNIGL. GEWERBE INSTITUT

Inv. 22894.

BIBLIOTEKA GŁÓWNA (3) POLITECHNIKA WROCŁAWSKA

346770L/1

2010/5044/N

Vorrede.

Die Allgemeine Maschinen-Encyclopädie, von welcher hiermit der erste Band vollendet dem Publicum übergeben wird, soll die Aufgabe lösen, das gesammte Maschinenwesen nach dem gegenwärtigen Zustande seiner Entwickelung darzustellen, und zugleich die verschiedenen besonders auffallenden Entwickelungsstufen bezeichnen, durch welche dasselbe bis zu dem gegenwärtigen Zustande seiner Vollkommenheit gelangte. Wenn sie sich vermöge des ersten Punktes allen denen, die Maschinen herstellen, mit Maschinen umgehen oder Maschinen vom wissenschaftlichen Standpunkte aus betrachten, als Handbuch darbietet, so soll sie durch den letzteren Zweck einen wesentlichen Beitrag zur Geschichte der Erfindungen liefern, den mehr oder weniger glücklich durchgeführten Kampf des menschlichen Geistes mit mechanischen Hindernissen darstellen und vor Rückschritten im Entwickelungsgange bewahren.

Die Allgemeine Maschinen-Encyclopädie soll die einzelnen mechanischen Vorrichtungen nicht nur beschreiben, sie soll eine jede auch berechnen und unter den möglicherweise zu wählenden Verhältnissen bei der Ausführung die an nothwendige Bedingungen geknüpften von den willkürlichen scheiden und die letzteren auf das vortheilhafteste auswählen lehren. Hierzu bedarf es einer theoretischen Begründung; es durften also die Hülfslehren der dynamischen Wissenschaften, so weit sie sich auf das Maschinenwesen beziehen, um so weniger ausgeschlossen werden, als der reiche, durch Versuche nach vielen Richtungen hin bestimmte Stoff derselben zu dem vorliegenden Zwecke hinreichend vollständig und übersichtlich kaum irgendwo zusammengestellt erscheinen möchte. Dass hierbei zugleich die Punkte in den Hülfswissenschaften, welche genügend erörtert sind, und die, welche zum Nutzen der practischen Anwendung noch weiterer Bearbeitung unterliegen müssen, sich deutlich von einander gesondert darstellen, ist als ein bedeutender Gewinn einer vollständigen Durchforschung des vorhandenen Stoffes zu betrachten.

Zur Anordnung des gesammten Inhaltes wurde die lexicographische Reihenfolge gewählt, theils aus dem äusseren Grunde, weil das ganze Werk aus dem ursprünglichen Plane der Verlagshandlung, eine neue Bearbeitung von Poppe's Encyclopädie des gesammten Maschinenwesens erscheinen zu lassen, hervorging, theils weil durch die Zusammenordnung der Maschinen nach den von ihnen verrichteten Operationen Wiederholungen am leichtesten vermeidbar schienen. Wäre z. B. die Anordnung nach der Bearbeitung des Rohstoffes erfolgt, so würde manche mechanische Vorrichtung, welche mit geringen Modificationen bei Verwandlung des einen und anderen Rohstoffes dient, bei beiden zu behandeln gewesen sein; der Schwierigkeit gar nicht zu erwähnen, bei dieser letzteren Vertheilung eine sachgemässe Anordnung des Einzelnen eintreten zu lassen, durch welche das Gesammtgebiet des Maschinenwesens erschöpft wird. Da nun durch die lexicographische Anordnung die bei Bearbeitung eines Stoffes oder in einer bestimmten Branche angewendeten Maschinen in einzelnen Fällen getrennt werden, so ist die Uebersichtlichkeit über ihr Zusammenwirken durch allgemeinere zusammenstellende Artikel dargestellt worden; als Beispiele dienen BAUMWOLLSPINNMASCHINEN, AUFBEREITUNGSMASCHINEN, BERGMASCHINEN, ACKERBAUMASCHINEN u. s. w.

Wenn nun auch im Allgemeinen das Princip möglichst befolgt wurde, die gleichen Zweck erfüllenden Maschinen zusammenzuordnen, so schien es doch theils unbedenklich, theils dem Zwecke lexicographischer Anordnung angemessen, von grösseren Complexen zu gleichem Zwecke dienender Maschinen solche, welche wegen verschiedener mechanischer Operationen als wesentlich von den übrigen verschieden erscheinen, ganz andere Constructionsregeln voraussetzen und auf einer anderen Berechnung beruhen, abzutrennen und in einzelne Artikel zu verweisen. So lassen sich z. B. von den Gebläsen das Centrifugalgebläse, die Cagniardelle u. s. w. nur mit Vortheil abtrennen und in besondere Artikel verweisen. Zuweilen waltet bei Abtrennung eines solchen Theiles von einem grösseren Artikel auch ein äusserer Grund vor, wenn sich nämlich etwa ein Bearbeiter findet, welcher sich speciell mit einem solchen Einzelgegenstande beschäftigt hat. Momentan eintretende Hindernisse bei einigen Bearbeitern haben überdies bereits verursacht, dass einzelne Artikel nicht an der Stelle aufgenommen werden konnten, wo sie am besten stehen würden, z. B. der Artikel BAGGER, welcher dem Herausgeber dreimal versprochen wurde, und jedesmal nicht abgeliefert werden konnte.

Um den eben berührten Uebelstand unschädlich zu machen und doch die Aufeinanderfolge der Artikel nicht durch viele Verweisungen zu unterbrechen, wird dem Werke ein ausführliches Register beigegeben, welches alle gebräuchlicheren Synonymen von Maschinen und Maschinentheilen sowie die englischen und französischen Kunstausdrücke enthalten wird. Dasselbe wird schon dadurch vorbereitet, dass, wo es irgend möglich ist, die französischen und englischen Ausdrücke mit in den Text aufgenommen werden.

Bei Vertheilung des Stoffes der Hülfswissenschaften und der mehr theoretischen Artikel ist dasselbe System wie bei den eigentlichen Maschinen befolgt worden; die hier abzuhandelnden Lehren der dynamischen Wissenschaften sind auf mehrere grössere Artikel vertheilt und von denselben sind nur dann einzelne Gegenstände abgetrennt worden, wenn zu erwarten steht, dass die über dieselben aufgestellten Lehren gerade unter diesem Titel gesucht werden dürften. Die gesammten Maschinentheile werden im Allgemeinen unter den drei Artikeln ABÄNDERUNG, FORTLEITUNG und REGULIRUNG DER BEWEGUNG behandelt, aber jeder wichtigere von denselben erhält seinen besonderen Artikel, in welchem die practische Ausführung als der wesentlichste Gesichtspunkt gestellt ist, während bei dem allgemeinen Artikel die systematische Zusammenordnung und Vergleichung des einen mit dem andern als das Wesentliche erscheint. Wir verweisen in dieser Beziehung auf BALANCIER, BRUCHSCHWINGE und KREUZE u. s. w.

Dass bei Aufstellung der Hülfslehren und bei Berechnung der Maschinen nur Elementarmathematik vorausgesetzt, höhere Mathematik aber nur auf die ganz unvermeidlichen Fälle beschränkt wurde, erschien wegen des Standpunktes der practisch gebildeten Industriellen, welchen das Werk doch hauptsächlich nützen soll, durchaus nothwendig; die theoretische Entwickelung tritt hier überhaupt, wenn sie sich gleich nicht durchgehend vermeiden lässt, mehr zurück und gibt Raum zur Aufnahme practischer Ergebnisse.

Da das Werk nicht ein Handbuch der mechanischen Technologie sein soll, so werden die technischen Processe und Verfahrungsarten, welche durch Maschinen verrichtet oder unterstützt werden sollen, nur insoweit mit aufgenommen, als sie die Einrichtung der Maschinen wesentlich bedingen. Hierdurch wird zugleich die Stellung der Allgemeinen Maschinen-Encyclopädie gegen die Prechtl'sche Technologische Encyclopädie bezeichnet und nachgewiesen, wie beide einander ergänzend recht gut neben einander bestehen können.

Nach den Gränzen, in welchen der Begriff der Maschine gewöhnlich aufgefasst wird, würden manche Gegenstände ausgeschlossen bleiben, deren Aufnahme durch andere Rücksicht geboten erscheint. Der Herausgeber trug daher kein Bedenken, auch in einzelnen Fällen, wenn sich ein Uebergang aus der einfachen Vorrichtung zur Maschine nachweisen lässt, oder die erstere als wesentliches Hülfsmittel in mechanischen Werkstätten erscheint, Vorrichtungen mit aufzunehmen, welche als eigentliche Maschinen nicht gerade angesehen werden können. Wir verweisen auf den von Karmarsch, Schubert, Schwamkrug und E. Weinlig bearbeiteten Artikel BOHRMASCHINEN, welcher mit mehr als 20 Tafeln bald erscheinen wird, auf BUCHDRUCKMASCHINEN, von dem Herausgeber, mit ebenfalls über 20 Tafeln u. s. w.

Literarische Nachweisungen sind durchaus nicht ausgeschlossen, werden im Gegentheile da, wo sie als Quellen, aus welchen geschöpft wurde oder auf welche weiter verwiesen werden muss, auftreten, möglichst vollständig gegeben werden.

Was die Ausführung der Abbildungen anlangt, so können wir auf den Atlas verweisen und brauchen nur hinzuzufügen, dass bei allen wichtigeren Maschinen der Gesichtspunkt festgehalten wurde, die Darstellungen in einem bestimmten Bruchtheile der natürlichen Grösse zu geben und Massstäbe dazu zu zeichnen, welche, wenn nicht die Ausführung nach einem bestimmten Masse etwas anderes gebieten sollte, sich auf das rheinländische und neufranzösische Mass beziehen. Die Mehrzahl der Abbildungen sind Originalentwürfe oder Aufnahmen; dass aber auch einzelne anerkannt gute Abbildungen aus bereits erschienenen Werken entlehnt sind, wird sich durch den Ort, wo dies geschah, rechtfertigen und kann der Tendenz der Allgemeinen Maschinen-Encyclopädie, eine ganze Bibliothek zu ersetzen, für einzelne Fälle nicht fremd sein.

Das vorliegende Werk, dessen Umfang auf etwa 10 Bände von der Stärke des ersten und auf einen Atlas von noch nicht anzugebendem Umfange berechnet ist, wird seinen Zweck desto besser erfüllen können, in je kürzerer Zeit es vollständig wird. Für das langsame Erscheinen des ersten Bandes kann der Herausgeber viel Entschuldigungsgründe anführen; er erwähnt nur die Schwierigkeiten, welche beim Beginn eines solchen durch viele Bearbeiter nach gleichem System zu bearbeitenden Werkes entstehen, theils beim Auffinden der passendsten Bearbeiter, theils bei Gewinnung derselben für das Werk, was vielfach als Hinderniss auftrat, da der Aufschwung, den das Maschinenwesen und die Bildung zu demselben jetzt in Deutschland nimmt, gerade jetzt die Männer am mehrsten beschäftigt, welche als Mitarbeiter an diesem Werke die willkommensten sind; endlich kann auch der störende Einfluss nicht unerwähnt bleiben, welcher durch Verzögerung der Ablieferungstermine und durch Versetzung des Unterzeichneten in einen neuen Wirkungskreis herbeigeführt wurde. Es sind indessen Vorbereitungen getroffen worden, dass das Werk in der Folgezeit schnelleren Fortgang nimmt.

Wenn der Herausgeber das Bekenntniss nicht zurückhalten kann, dass die ihm vorschwebende Gleichförmigkeit in der Behandlung der einzelnen Artikel in diesem ersten Bande überall zu erreichen noch nicht möglich war, so übergibt er denselben zwar nicht ohne ein gewisses Zagen, aber doch mit dem festen Bewusstsein, die Herausgabe nur, um nach bestem Wissen der Entwickelung und Vervollkommnung deutscher Industrie zu nützen, unternommen zu haben, dem Urtheile des Publicums.

Chemnitz, am 5. December 1841.

Hülsse.

Inhalt des ersten Bandes.

	Seite.
Abänderung der Bewegung. *Weisbach.* (Taf. 1—7.)	1
Abbohrvorrichtung. *Fischer.* (Taf. 8—11.)	109
Abläutertrommel. *Gätzschmann.* (Taf. 12.)	150
Abtritt, mechanischer. *Hülsse.* (Taf. 13.)	159
Acceleration. *Burg*	166
Ackerbaumaschinen. *A. Weinlig*	171
Adhäsion. *Hülsse*	179
Aequidistante Curven. *Weisbach.* (Taf. 23.)	179
Aëronautik und Aërostat. *A. Weinlig*	181
Aichpfahl. *Hallbauer*	188
Amalgamirmaschinen. *Gätzschmann.* (Taf. 14. 15.)	189
Anemograph. *Hülsse.* (Taf. 16. und Holzschnitt)	214
Anemometer. *Hülsse.* (Taf. 16. und Holzschnitte)	223
Anemoscop. *Hülsse*	246
Anspitzer. *Altmütter.* (Taf. 17—19)	247
Anzündevorrichtungen. *E. Weinlig.* (Taf. 23.)	269
Appreturmaschinen. *Karmarsch*	273
Arrondirmaschine. *Altmütter.* (Taf. 19—22. und Holzschnitte)	275
Artilleriemaschinen. *E. Weinlig*	311
Atmosphäre. *Hallbauer.* (Mit Holzschnitt)	318
Aufbereitungsmaschinen. *Gätzschmann*	321
Aufhängmaschine. *Karmarsch.* (Taf. 24.)	324
Auflockerungsmaschinen für Bettfedern u. s. w. *A. Weinlig.* (Taf. 24. 25.)	330
Auflockerungsmaschinen für Wolle und Baumwolle. *Karmarsch*	336
Aufschlagwasser. *Weisbach.* (Taf. 23.)	338
Aufzug. *Schwamkrug.* (Taf. 26—30.)	355
Ausdehnung. *Reich*	390
Ausfluss. *Weisbach.* (Taf. 31—34.)	408

Seite.

Auspressmaschinen. *Karmarsch.* (Taf. 35.) 656
Ausschlagmaschine. *Rühlmann.* (Taf. 35—38.) 659
Automat. *A. Weinlig* 673
Backmaschinen. *A. Weinlig.* (Taf. 39—43. und Holzschnitt) 675
Balancier. *Gätzschmann.* (Taf. 44—47.) 726
Ballistisches Pendel. *E. Weinlig.* (Taf. 48.) 779
Bandwebemaschinen. *Karmarsch.* (Taf. 49—57.) 795
Barometrograph. *Reich* 835
Baumwollspinnmaschinen. *Karmarsch* 836
Belagerungsmaschinen. *E. Weinlig.* (Taf. 58.) 846
Beobachtung. *Weisbach.* (Taf. 59.) 861
Bergwerksmaschinen. *Gätzschmann* 932
Beutelmaschine. *Schwamkrug.* (Taf. 60. 61.) 938

Abänderung der Bewegung. Es ist nur selten der Fall, dass eine Maschine durch eine Kraft unmittelbar diejenige Bewegung empfängt, die man mit ihr hervorzubringen beabsichtigt. So setzt z. B. das Wasser ein Wasserrad in eine stetige Kreisbewegung, die in eine auf- und niedergehende geradlinige Bewegung umzusetzen ist, wenn man durch dasselbe ein Pumpenwerk in den Gang setzen will. Deshalb befinden sich an den meisten Maschinen gewisse Vorrichtungen, die den Zweck haben, die Bewegungen dieser so abzuändern, dass sie die gewünschte Arbeit verrichten. Insofern mit der Aufnahme der Kraft und mit der Ueberwindung der Last eine Veränderung in der Bewegung verbunden ist, könnte man sogar alle Maschinen als Vorrichtungen zur Abänderung der Bewegung ansehen; da jedoch bei der Aufnahme der Kraft nur die Bewegung der die Kraft mit sich führenden Masse, und bei der Ueberwindung der Last nur die Bewegung der der Last angehörigen Masse abgeändert wird, während die ersten Vorrichtungen die Bewegung der Maschine selbst abändern, so wollen wir hier die Abänderung der Bewegung nur in diesem engern Sinne nehmen und demnach diejenigen Maschinentheile behandeln, wodurch die Bewegung einer Maschine selbst abgeändert wird.

Man kann diese abändernden Maschinentheile mit den fortpflanzenden und regulirenden Maschinentheilen (s. FORTPFLANZUNG und REGULIRUNG DER BEWEGUNG) in der Klasse der Zwischenmaschinen, wohin auch die sogenannten Vorgelege gehören, vereinigen.

Die Bewegungen einer Maschine sind entweder einfache oder zusammengesetzte.

Zu jenen sind die geradlinigen (fr. *mouvement rectiligne;* engl. *rectilinear motion*) und die kreisförmigen (fr. *mouvement circulaire, de rotation;* engl. *rotation; circular, rotatory, rotary motion*) zu rechnen, die nun wieder entweder stetig fortgehend (fr. *continu;* engl. *uniform, continued, continuous*) oder absetzend wiederkehrend (fr. *alternatif, de va-et-vient;* engl. *alternate, alternating, reciprocating*) sein können.

Hiernach gibt es also vier einfache Bewegungsarten, durch deren Verbindungen die zusammengesetzten Bewegungen entstehen und deren Resultate geradlinig, kreisförmig oder überhaupt krummlinig sein können. Ein Beispiel der fortgehenden geradlinigen Bewegung gibt das zum Heben einer Last benutzte Seil; ein Beispiel der fortgehenden Kreisbewegung aber findet man an jedem Wasserrade; die absetzende geradlinige

Bewegung ist an dem Gatter einer Sägemühle, und die wiederkehrende Kreisbewegung an jedem Balancier wahrzunehmen; wie aber aus mehreren Bewegungen im Kreise eine krummlinige Bewegung entsteht, kann man am WATT'schen Parallelogramme sehen, das dem Kopfe einer Kolbenstange eine allerdings von der geradlinigen nicht sehr abweichende Curvenbewegung mittheilt.

Die Abänderungen dieser Bewegungen bestehen nun entweder bloss in einer Veränderung der Bewegung in Hinsicht auf Richtung, Geschwindigkeit und Kraft, oder in einer Umsetzung einer dieser Bewegungen in eine andere.

I. Einfache Bewegungen.

A. Umsetzen der fortgehenden geradlinigen und kreisförmigen Bewegungen.

a) Geradlinige Bewegung in geradlinige Bewegung umgeändert.

Hierzu können folgende Mittel angewendet werden.

1) Das Seil mit der festen Rolle, Leitrolle (fr. *poulie fixe, poulie de renvoi;* engl. *fixed pulley*). Kommt es nur darauf an, die Richtung einer geradlinigen Bewegung abzuändern, so kann man ein Seil, ein Band, einen Riemen, eine Schnur oder Kette um eine Rolle legen, die mit ihrer Axe in einer festen Pfanne liegt. Diese Rolle ist nun entweder eine massive hölzerne oder metallene Scheibe (fr. *le rouet*; engl. *sheave*), oder wie ein Rad aus Felgen und Speichen zusammengesetzt; sie hat an ihrem Umfange eine Spur (fr. *gorge;* engl. *gorge* oder *groove*) zum Einlegen des Seiles, durch welche, wenn sie mit schiefen Flächen nach innen zu verjüngt eingerichtet wird, das Seil in einigen Fällen am Gleiten über die Rolle verhindert werden kann, und in ihrer Mitte eine eiserne oder stählerne Axe, die nun entweder mit der Unterlage oder mit der Rolle fest verbunden ist. Im ersten Falle dreht sich natürlich die Rolle um die festliegende Axe, und im zweiten Falle dreht sich die Rolle mit der Axe zugleich in einer Pfanne. Bei gleicher Axenstärke ist es zwar einerlei, ob sich die Rolle um die festliegende Axe, oder die Axe mit der Rolle in einer Pfanne dreht, allein da eine an den Enden aufruhende Axe in der Mitte am leichtesten bricht, so kann sie an den Enden schwächer gemacht werden, als in der Mitte, wo die Rolle aufsitzt, und da ferner die Reibung am Umfange der Axe der Stärke derselben proportional ist, so wird allerdings die drehbare Axe der festliegenden vorzuziehen sein. Uebrigens hat natürlich auch die Rolle im ersteren Falle eine weit sicherere Lage als im zweiten, weil ihre Nabe, d. i. das runde Loch, durch welches die Axe hindurchgeht, nicht genau die Axe umgeben kann und sich auch mit der Zeit erweitert. Man wird also nur dann, wenn es andere Verhältnisse gebieten, eine festliegende Axe anwenden, wie z. B. in dem Falle, wenn mehrere Rollen mit verschiedenen Winkelgeschwindigkeiten um einerlei Axe zu drehen sind.

Wiewohl durch eine feste oder Leitrolle die Geschwindigkeit des umliegenden Seiles nicht geändert wird, so bleibt doch die Kraft nicht ganz dieselbe, weil Steifigkeit des Seiles (fr. *roideur des cordages;* engl. *stiffness of cordage* oder *ropes*) und Reibung am Umfange der Axe oder des Zapfens einen Theil der Kraft in Anspruch nehmen. Dieser Kraftverlust wächst mit der Stärke des Seiles und mit der Stärke des Zapfens

und nimmt ab, wenn der Durchmesser der Rolle grösser wird. Aus diesem Grunde ist es vortheilhaft, das Seil und die Zapfen einer Rolle nicht unnöthig stark zu machen, dagegen aber Rollen von grossen Durchmessern anzuwenden.

Ist die Ablenkung, welche ein gespanntes Seil erleiden soll, gross, so gestatten es zuweilen die Ortsverhältnisse nicht, dieselbe durch eine einzige Rolle zu bewirken, sondern es müssen derselben zwei oder mehrere angewendet werden, wiewohl die Anwendung einer einzigen Rolle zweckmässiger wäre, weil eine Rolle weniger Seilbiegung und Zapfenreibung darbietet als zwei Rollen zusammen. Aber auch dann, wenn die verlangte Richtung der Bewegung mit der gegebenen nicht in einerlei Ebene liegt, müssen wenigstens zwei Rollen gebraucht werden.

In *Fig.* 1 (Taf. 1) ist *A* eine Rolle, deren Axe *C* im eisernen Bügel *B* festsitzt. In *Fig.* 2 aber ruht die bewegliche Axe *C* in den Pfannen *B* und *B*.

Aus den durch gespannte Schnüre angegebenen Richtungen der Seilenden *AC* und *BC* (*Fig.* 3) ergibt sich die Axenlage *D*, indem man in beliebigen Punkten *A* und *B* dieser Schnüre Perpendikel *AE* und *BF* von der Grösse des Rollenhalbmessers errichtet und nun durch *E* und *F* Parallellinien *ED* und *FD* zu *AC* und *BC* zieht: der Durchschnitt *D* derselben ist der gesuchte Axenpunkt, und ein durch *D* gehendes Perpendikel zur Ebene *ACB* ist die erforderliche Richtung der Drehaxe. Liegen aber die beiden gegebenen Richtungen *AC* und *BD* (*Fig.* 4) nicht in einerlei Ebene, welcher Fall allemal eintritt, wenn sie sich nirgends begegnen, so muss man von der einen nach der andern eine Linie *BC* ziehen und nach dem Vorhergehenden für *AC* und *BC* die Lage der einen und für *CB* und *DB* die der anderen finden. Diese beiden Rollen liegen dann natürlich auch in verschiedenen Ebenen. Wenn es der Raum und die Höhen der Rollen erlauben, so ist es am besten, wenn man diejenige Verbindungslinie *BC* auswählt, die auf *AC* und *BD* zugleich winkelrecht steht und deshalb die kürzeste von allen ist.

2) Das Seil mit der losen, beweglichen oder Kraftrolle (fr. *poulie mobile;* engl. *moveable pulley*). Wenn es darauf ankommt, durch eine kleinere Kraft eine grössere Last in Bewegung zu setzen, oder die grössere Geschwindigkeit der Kraft in eine kleinere umzuändern, so kann man die bewegliche oder Kraftrolle *A* (*Fig.* 5) anwenden, die nur dadurch von der festen verschieden ist, dass bei ihr das eine Seilende *F* fest und die Last *Q* mittels des Bügels *B* (fr. *la chape;* engl. *strap, frame, block*) an die Axe *C* gehängt ist. Wenn also das Seilende *D* mit einer hinreichenden Kraft angezogen wird, so muss sich die Rolle *A* mit der Last *Q* ebenfalls vorwärts bewegen. Laufen nun die beiden Seilenden parallel mit einander, so trägt jedes Seilende die Hälfte der Last *Q* sammt Gewicht der Rolle, es ist also auch die nöthige Kraft am Seilende *D* nur halb so gross als die Last; dafür bewegt sich aber auch die Last nur halb so schnell als die Kraft: man muss also das Seilende um das Doppelte fortziehen, wenn man die Last *Q* um das Einfache heben will. Allerdings wird auch hier noch ein nicht unbedeutender Kraftüberschuss zur Ueberwindung der Axenreibung und der Steifigkeit des Seiles nöthig sein, und es werden die bei der festen Rolle gemachten Bemerkungen über die Dimensionen der Rolle und des Seiles auch bei der losen Rolle zu beachten sein.

Wenn das Seil nur einen Theil *EF* (*Fig.* 6) von dem halben Umfange der Rolle *A* bedeckt, so steht die Kraft *P* am Seilende *D* in einem anderen Verhältnisse zur Last *Q*. In diesem Falle schliessen die beiden Seilrichtungen *EG* und *FD* einerlei Winkel mit der Lastrichtung *CQ* ein, und es ist jeder dieser Winkel *CBG* und *CBD* gleich dem Complemente von der Hälfte $BCE = BCF$ des dem bedeckten Bogen *EF* zugehörigen Centriwinkels *ECF*, den wir mit α bezeichnen wollen. Man kann sich die Kraft *P* in zwei Seitenkräfte *H* und *V* zerlegt denken, die zur Lastrichtung parallel und winkelrecht liegen; die erstere Seitenkraft wird dann durch eine gleiche Gegenkraft in *EG* aufgehoben und die andere durch eine gleiche Parallelkraft verdoppelt, so dass die Summe beider der Last *Q* das Gleichgewicht hält, dass also $2V = Q$ ist. Nun ist aber

$$V = P \cos PDV \text{ und } PDV = FBC = 90° - BCF, \text{ demnach}$$

$$V = \sin BCF = \sin \tfrac{1}{2}\alpha \text{ und}$$

$$2P \sin \tfrac{1}{2}\alpha = Q, \text{ oder}$$

$$P = \frac{Q}{2 \sin \frac{1}{2}\alpha}.$$

Bezeichnet man den Halbmesser *CF* der Rolle mit *r* und die Sehne *EF* des bedeckten Bogens mit *s*, so ist $s = 2r \sin \frac{1}{2}\alpha$, daher auch

$$\frac{P}{Q} = \frac{r}{2r \sin \frac{1}{2}\alpha} = \frac{r}{s}.$$

Es verhält sich also an der losen Rolle die Kraft zur Last, wie der Halbmesser der Rolle zur Sehne des mit Seil umlegten Bogens.

Sind die beiden Seilenden parallel, so wird die halbe Rolle mit Seil bedeckt, es ist also $\alpha = 180°$, $\sin \frac{1}{2}\alpha = 1$ und sonach $\frac{P}{Q} = \frac{r}{2r} = \frac{1}{2}$, d. i. $P = \frac{1}{2}Q$, wie vorher erwähnt wurde. Bedeckt das Seil einen Bogen von 140°, so ist $\sin \frac{1}{2}\alpha = \sin 70° = 0{,}9397$, demnach $P = \frac{Q}{2.0{,}9397} = \frac{Q}{1{,}8794} = 0{,}532\ Q$.

Wenn die Aufhängepunkte *G* und *D* der losen Rolle während der Bewegung der Last ihren Ort nicht verändern, so wird natürlich α immer kleiner und kleiner, daher wird aber auch die zum Aufheben der Last verwendete Kraft immer mehr und mehr verstärkt werden müssen.

Ueber die Verbindung mehrerer losen und festen Rollen unter einander ist in dem Artikel ROLLEN- UND FLASCHENZÜGE nachzusehen.

3) Sehr leicht kann man auch die schiefe Ebene (fr. *plan incliné;* engl. *inclined plane*) und den Keil (fr. *coin;* engl. *wedge*) dazu anwenden, um eine geradlinige Bewegung in eine andere derselben Art umzuändern, mag nun eine Veränderung der Richtung oder eine Veränderung der Geschwindigkeit beabsichtigt werden. Wird z. B. in *Fig.* 7 der Keil *ABC* auf der Ebene *MN* nach der Richtung *CA* fortgeschoben, so kann dadurch wieder eine in einer Leitung liegende Stange *DE* in ihrer Richtung fortbewegt werden. Kommt der Keil *ABC* in die Lage $A_1B_1C_1$, macht also dieser den Weg *DP*, so rückt die Stange *DE* um den Weg *DQ* fort. Setzen wir nun den Neigungswinkel *BAC* der schiefen Ebene $= \alpha$ und den Winkel *EGA*, den die Lastrichtung mit der Kraftrichtung *CA* einschliesst, $= \beta$, so haben wir in dem Dreiecke *DPQ*

$\frac{DQ}{DP} = \frac{\sin P}{\sin Q} = \frac{\sin \alpha}{\sin (\alpha + \beta)}$. Wenn also die Geschwindigkeit der Kraft $P = v$ und die der Last Q in der Richtung der Stange $= w$ ist, so folgt

$$\frac{w}{v} = \frac{\sin \alpha}{\sin (\alpha + \beta)}, \text{ und demnach umgekehrt}$$

$$\frac{Q}{V} = \frac{v}{w} = \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\sin \alpha}.$$

Ginge die Stange mit der Basis AC parallel, so hätte man $\beta = o$, demnach $w = v$, d. i. dann könnte durch Anwendung des Keiles die Geschwindigkeit nicht verändert werden. Wäre aber die Stange winkelrecht auf der Kraftrichtung oder Basis CA, so hätte man $\beta = 90°$, und sonach $w = \frac{v \sin \alpha}{\sin (90° + \alpha)} = v \operatorname{tang} \alpha$. Wäre endlich die Stange normal auf der Berührungsfläche, so würde $\beta = 90° - \alpha$, sonach

$$w = \frac{v \sin \alpha}{\sin 90°} = v \sin \alpha \text{ sein.}$$

Ist nun die Richtungsänderung β und das Verhältniss $\frac{w}{v} = n$ der Geschwindigkeiten oder das umgekehrte Verhältniss $\frac{Q}{P} = \frac{1}{n}$ der Last zur Kraft gegeben, so lässt sich hiernach der entsprechende Neigungswinkel α der schiefen Ebene finden; es ist nämlich

$$\frac{\sin (\alpha + \beta)}{\sin \alpha} = \frac{1}{n}, \text{ d. i.}$$

$$\operatorname{cotg} \alpha = \frac{1}{n \sin \beta} - \operatorname{cotg} \beta.$$

Wäre z. B. $n = \frac{1}{2}$, d. i. sollte die Stange nur halb so schnell fortgehen als der Keil, und würde die Richtungsveränderung $\beta = 40°$ verlangt, so müsste

$$\operatorname{cotg} \alpha = \frac{2}{\sin 40} - \operatorname{cotg} 40° = 1{,}9197,$$

d. i. $\alpha = 62° 29'$ sein.

Damit die Last Q in der Richtung der Stange von der schiefen Ebene AB völlig aufgenommen werde, oder damit sie kein Bestreben zum Fortgleiten auf dieser Ebene behalte und sonach auch ihre Leitung nicht drücke, richtet man sie allerdings gern winkelrecht gegen AB, weil aber dann $\frac{w}{v} = \sin \alpha$ ist, so kann man durch eine solche Vorrichtung nur Richtung oder nur Geschwindigkeit verändern, und es kann auch die letztere nur kleiner, aber nicht grösser gemacht werden. Sollte sich z. B. die Geschwindigkeit der Last zu der der Kraft wie 2 zu 3 verhalten, so hätte man $\sin \alpha = \frac{2}{3}$, also $\alpha = 41° 48'$ zu machen.

Die Reibung, welche zwischen dem Stangenende D und der Berührungsebene statt findet, fordert, dass man von dieser Rechtwinkligkeit etwas abweiche, dass man nämlich die Stange DE (*Fig.* 8) um so viel abwärts neige, dass das daraus entspringende Bestreben, R, aufwärts zu gleiten, gleich wird der aus der Normalpressung N entspringenden Reibung F. Nun ist die Normalpressung $N = Q \sin QDR = Q \sin (\alpha + \beta)$,

und die Kraft zum Fortgleiten $R = Q \cos(\alpha+\beta)$; setzt man daher den Reibungscoefficienten $= \mu$, also die Reibung $F = \mu N = \mu Q \sin(\alpha+\beta)$, so erhält man

$$\mu Q \sin(\alpha+\beta) = Q \cos(\alpha+\beta), \text{ d. i.}$$
$$\operatorname{cotg}(\alpha+\beta) = \mu.$$

Statt des Winkels β kann man sich des Winkels $QDN = \delta$ bedienen, welcher angibt, um wie viel die Stange DE von der Rechtwinkligkeit zu AB abweichen soll. Dieser Winkel ist $= 90° - (\alpha+\beta)$, daher $\operatorname{cotg}(\alpha+\beta) = \operatorname{tang}\delta$, und $\operatorname{tang}\delta = \mu$.

Es ist also die Tangente der Abweichung von der perpendikularen Lage, wie sie die Verlängerung von ND angibt, dem Reibungscoefficienten gleich zu machen; z. B. für $\mu = \frac{1}{4}$ wäre $\operatorname{tang}\delta = 0{,}25$, d. i. $\delta = 14° 2'$ zu machen.

Ist nun noch $\frac{w}{v} = n$ verlangt, so muss

$$\frac{\sin(90° - \delta)}{\sin\alpha} = \frac{1}{n}, \text{ d. i.}$$

$$\cos\delta = \frac{\sin\alpha}{n}, \text{ also } \sin\alpha = n\cos\delta, \text{ demnach}$$

für $n = \frac{3}{4}$ und $\delta = 14° 2'$

$\sin\alpha = 0{,}6467..$, d. i. $\alpha = 40° 18'$ sein.

Während die Kraft den Weg $AA_1 = DP = v$ (*Fig.* 7) durchläuft, legt der Berührungspunkt den Weg PQ zurück, der sich bestimmt durch die Proportion

$$\frac{PQ}{PD} = \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}; \text{ es ist daher}$$

$$PQ = \frac{v\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} \text{ und sonach das mechanische Moment der Reibung}$$

$$= \mu Q \sin(\alpha+\beta).\ \frac{v\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} = \mu Q v \sin\beta.$$

Mit Berücksichtigung dieser Reibung ist nun das Kraftmoment

$$Pv = \mu Q v \sin\beta + Q w, \text{ also}$$
$$P = \left(\frac{\mu\sin\beta + \sin\alpha}{\sin(\alpha+\beta)}\right) Q \text{ anzunehmen.}$$

Die Leitung der Stange DE kann aus Falzen oder Rollen oder wie in *Fig.* 8 aus festliegenden Querhölzern K bestehen. Um die Reibung in D möglichst herabzuziehen, kann man dem Ende der Stange eine Frictionsrolle geben, die dann auf der Fläche AB fortläuft.

4) Verallgemeinerung des Vorhergehenden. Die vorige Abänderung der geradlinigen Bewegung ist noch nicht allgemein, weil sie voraussetzt, dass eine durch die Lastrichtung gehende Normalebene zur Grundebene MN diese in der Richtung AC der Kraft schneidet; wir können aber auch noch den Fall betrachten, in welchem beide Richtungen von einander abweichen. In *Fig.* 9 sei ABF die Berührungsebene, die, nachdem sie um AA_1 fortgerückt, in die Lage $A_1B_1F_1$ gekommen ist und die Stange DE, von der natürlich nur der Aufriss D_1E_1 und der Grundriss D_2E_2 zu sehen ist, um den Weg DQ fortgeschoben hat. In dieser Figur ist nach den Regeln der beschreibenden Geometrie das Verhältniss der Wege $A_1A = D_2P = v$ und $DQ = w$ construirend gefunden worden; wir können dasselbe aber auch durch Rechnung auf fol-

gende Weise finden. Es sei der Winkel $CAF = D_2PR_2$, den der Grundschnitt AF der schiefen Ebene mit der Richtung CA der Bewegung (die wir in der Figur als Axe angenommen haben) einschliesst, $= \delta$, und der Winkel $E_2CA = E_2D_2P$, den die horizontale Projection der Stange DE mit eben jener Richtung CA bildet, $= \varepsilon$, ferner der Winkel QR_2D_2, den eine Linie R_2B_1, die in der schiefen Ebene und in der durch DE gehenden Normalebene zu ACF zugleich liegt, mit der Horizontalprojection D_2E_2 der DE einschliesst, $= \alpha$, und der Winkel QD_2R_2, den die Linie DE mit ACF oder mit ihrer Horizontalprojection bildet, $= \beta$. Dann gibt die Auflösung des Dreieckes PD_2R_2:

$$\frac{D_2R_2}{D_2P} = \frac{\sin P}{\sin R_2}, \text{ d. i. } \frac{D_2R_2}{v} = \frac{\sin \delta}{\sin(\delta + \varepsilon)}$$ und die Auflösung

des aufrechtstehenden, aber in der Figur umgeklappten Dreieckes D_2QR_2:

$$\frac{D_2Q}{D_2R_2} = \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + \beta)}, \text{ oder } \frac{w}{D_2R_2} = \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + \beta)}; \text{ aus beiden folgt nun}$$

$$\frac{w}{v} = \frac{\sin \alpha \sin \delta}{\sin(\alpha + \beta)\sin(\delta + \varepsilon)}.$$

Fiele die Projection D_2E_2 mit der Kraftrichtung D_2P zusammen, so wäre $\varepsilon = 0$, daher

$$\frac{w}{v} = \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + \beta)}, \text{ wie in No. 3.}$$

Soll die Stange DE winkelrecht auf der Ebene ABF stehen, so muss D_2R_2P, d. i. $\delta + \varepsilon$, $= 90°$ und D_2QR_2, d. i. $\alpha + \beta$, $= 90°$ sein, welches $w = v \sin \alpha \sin \delta$ gibt, was allerdings nur möglich ist, wenn w kleiner als v verlangt wird. Nehmen wir nun noch $\delta = 90°$, also $\varepsilon = 0$, so erhalten wir die bekannte Formel $w = v \sin \alpha$.

Wäre z. B. verlangt worden, dass die Stange DE von einer Normalebene ABF in einer Richtung fortgeschoben werden sollte, die durch die Winkel $\beta = 70°$ und $\varepsilon = 30°$ bestimmt ist, so hätte man

$$\alpha = 90° - 70° = 20°, \text{ und } \delta = 90° - 30° = 60°,$$

und das Verhältniss der Geschwindigkeiten

$$\frac{w}{v} = \sin 20° \sin 60° = 0{,}342 \,.\, 0{,}866 = 0{,}296,$$

und demnach das Verhältniss der Kräfte:

$$\frac{Q}{P} = 3{,}377.$$

Wäre umgekehrt das Verhältniss der Geschwindigkeiten oder das umgekehrte der Kräfte gegeben, so könnte man einen der Winkel α oder δ beliebig annehmen und den anderen berechnen.

5) Zwei schiefe Ebenen. Um Geschwindigkeit und Richtung der Bewegung zugleich abzuändern, ohne die Rechtwinkligkeit zwischen der Stange DE (*Fig.* 7) und der Ebene AB zu verlassen, so muss man zwei Ebenen ABC und FHK (*Fig.* 10) anwenden. Es sei, wie in No. 3, $BAC = \alpha$ der Neigungswinkel der ersten Ebene, aber $HMA = \beta$ der Winkel, welchen die Richtung, nach welcher die zweite Ebene durch die erste fortgeschoben wird, mit der Grundebene AC einschliesst; bezeichnen wir nun noch die Geschwindigkeiten nach den Richtungen CA und KH mit v und w, so haben wir, wie in No. 3,

$$\frac{w}{v} = \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + \beta)}.$$

Bezeichnen wir ferner den Winkel FHK, den die zweite Ebene FH mit der Richtung ihrer Bewegung einschliesst, mit α_1, und den Winkel ENH, den die verlangte Bewegungsrichtung DE mit der KH bildet, mit β_1, so haben wir für die Geschwindigkeiten w und w_1 in den Richtungen MH und DE:

$\frac{w_1}{w} = \frac{\sin \alpha_1}{\sin (\alpha_1 + \beta_1)}$, und aus beiden Verhältnissen ergibt sich demnach

$$\frac{w_1}{v} = \frac{\sin \alpha \sin \alpha_1}{\sin (\alpha + \beta) \sin (\alpha_1 + \beta_1)}.$$

Statt des Winkels β_1 kann auch der Winkel $EGA = \delta$ gegeben sein, welcher die Richtungsänderung der CA und DE misst; es ist nämlich $\beta = \beta_1 + \delta$, demnach $\beta_1 = \beta - \delta$.

Soll die Stange DE winkelrecht auf FH stehen, so muss $\alpha_1 + \beta_1 = 90°$ gemacht werden, was

$$\frac{w_1}{v} = \frac{\sin \alpha \sin \alpha_1}{\sin (\alpha + \beta)} = \frac{\sin \alpha \cos (\beta - \delta)}{\sin (\alpha + \beta)} \text{ gibt.}$$

Soll nun noch HK normal auf AB stehen, so hat man $\alpha + \beta = 90°$ und sonach

$$\frac{w_1}{v} = \sin \alpha \cos (\beta - \delta) = \sin \alpha \sin (\alpha + \delta).$$

Ist nun das Verhältniss $\frac{w_1}{v} = n$ der Geschwindigkeiten und die Richtungsänderung δ gegeben, so kann man hiernach den Neigungswinkel α berechnen. Es ist nämlich

$\sin \alpha \sin (\alpha + \delta) = n$ in Beziehung auf α aufzulösen, welches

$\sin \alpha^2 (\cos \delta + \operatorname{cotg} \alpha \sin \delta) = n$, oder

$\cos \delta + \operatorname{cotg} \alpha \sin \delta = n (1 + \operatorname{cotg} \alpha^2)$ gibt, und woraus

$$\operatorname{cotg} \alpha = \frac{\sin \delta}{2n} + \sqrt{\frac{\cos \delta}{n} + \left(\frac{\sin \delta}{2n}\right)^2 - 1} \text{ folgt.}$$

Soll die Stange parallel mit AC fortgehen, so ist $\delta = 0$, also $\sin \alpha = \sqrt{n}$ zu machen, welches voraussetzt, dass n immer ein ächter Bruch sei. Z. B. für $n = \frac{3}{5}$ ist $\sin \alpha = \sqrt{\frac{3}{5}} = 0{,}77459$, demnach $\alpha = 50° 47'$. Soll hingegen die Stange winkelrecht auf der Basis stehen, so hat man $\delta = 90°$, also $\operatorname{cotg} \alpha = \frac{1 + \sqrt{1 - (2n)^2}}{2n}$, oder $\sin 2\alpha = \frac{n}{2}$. Z. B. für $n = \frac{3}{5}$ ist $\sin 2\alpha = 0{,}3$, und demnach $\alpha = 8° 44'$.

Wird verlangt, dass die Stange HK winkelrecht auf der Basis AC stehe, so hat man $\beta = 90°$ und sonach

$$\frac{w_1}{v} = \operatorname{tang} \alpha \sin \delta.$$

Wäre z. B. das beabsichtigte Verhältniss der Geschwindigkeiten $n = \frac{7}{5}$, und die Richtungsänderung $\delta = 50°$, so hätte man $\operatorname{tang} \alpha = \frac{7}{5 \sin 50°}$, welches $\alpha = 61° 18'$ fordert.

6) Keil mit gekrümmter Oberfläche. Wird in No. 3 ein veränderliches Verhältniss $n = \frac{w}{v}$ der Geschwindigkeiten verlangt, so muss man die Berührungsfläche *AB* *Fig.* 7, welche die Stange *DE* fortschiebt, nach einem gewissen Gesetze krümmen, so dass man einen Keil *ABC*, wie in *Fig.* 11, erhält. Construirend lässt sich der Durchschnitt dieser Fläche, die allerdings die Form eines allgemeinen Cylinders haben wird, auf folgende Weise finden. Theilen wir den Weg *AF* des Keils in möglichst viele Theile, z. B. in der Figur in vier gleiche Theile, und zerschneiden wir auch den verlangten Weg *AD* der Stange in eben so viele entsprechende, d. i. in solche Theile, welche von der Stange in eben den Zeiten durchlaufen werden sollen, in welchen die krumme Fläche *AB* die Theile der *AF* durchläuft. Ziehen wir nun durch die Theilpunkte 1, 2, 3 .. der *AF* Parallellinien zur *AD*, und durch die Theilpunkte *I*, *II*, *III* . . . der *AD* Parallellinien zur Basis *AC*, so durchschneiden sich diese in den Punkten α, β, γ, δ . . . der gesuchten krummen Linie. Die Richtigkeit dieses Verfahrens springt in die Augen, wenn man sich diese krumme Fläche nach und nach um die Wege A_1, A_2, A_3, A_4 u. s. w. fortgeschoben denkt, und nun findet, dass dann die Punkte α, β, γ, δ . . . die gleichen Wege αI, βII, γIII, δIV zurückgelegt haben, also α, β, γ, δ . . . nach und nach auf die Punkte *I*, *II*, *III*, *IV* . . . gefallen sind.

Man kann auch den gesetzmässigen Lauf unserer Curve *AB* durch eine Coordinatengleichung ausdrücken, indem man den Weg $AA_1 = v$ der krummen Fläche als Abscisse, und den entsprechenden Weg $AD = w$ der Stange als Ordinate ansieht, und dann die so erhaltene Gleichung zwischen v und w zur Construction benutzen. Würde z. B. das Verhältniss der Wege v und w durch $aw = v^2$ ausgedrückt, so hätte man $w = \frac{v^2}{a}$, und könnte hiernach für jeden Weg v des Keiles den entsprechenden Weg w der Stange berechnen.

Sollen dabei rechtwinkelige Coordinaten $AG = x$ und $GD = y$ eingeführt werden, so wird $x = v - w \cos \beta$, und $y = w \sin \beta$ zu setzen sein, insofern β den Winkel DAA_1 bezeichnet, den die Stange mit der Basis einschliesst.

Es versteht sich übrigens von selbst, dass bei Anwendung einer krummen Fläche auf die Rechtwinkligkeit zwischen Stange und Fläche Verzicht geleistet werden muss.

7) Stangen und Gelenke, Lenkstangen. Die geradlinige Bewegung wird auch sehr oft durch eine Verbindung von Stangen und Gelenken abgeändert. In *Fig.* 12 sind die Stangen *AB* und *DE* durch ein Gelenk *CF* verbunden, das sich um die auf den Stangenenden festsitzenden Bolzen *C* und *F* drehen kann. In *Fig.* 13 hat die Stange *AB* einen geschlitzten Querarm *FG*, der mit der Stange *DE* durch einen Bolzen *C* verbunden ist. Eine andere Abänderung dieser Art stellt *Fig.* 14 vor. Hier ist das Gelenk *CF*, welches mittels eines Bolzens *C* an die Stange *AB* angeschlossen wird, geschlitzt, und es geht durch diesen Schlitz nicht allein der feste Bolzen *G*, sondern auch der auf *DE* sitzende Stift K. Während nun die Stange *AB* von *C* nach C_1 fortgeht, schiebt das sich etwas drehende Gelenk *CG* die in einer Leitung liegende Stange *DE* um den Weg KK_1 fort. Sind nun die gleichzeitigen Wege

$CC_1 = v$ und $KK_1 = w$, und ist die Richtungsänderung $CAD = \delta$ gegeben, so muss man die Lage und Dimensionen des Gelenkes berechnen können. Setzen wir nun noch die Armlängen CG und $KG = a$ und b und die Winkel GCB und GKE, unter welchen das Gelenk den beiden Stangen begegnet, $= \alpha$ und β, so haben wir

$$\text{cotg } CGC_1 = \frac{a - v\cos\alpha}{v\sin\alpha} = \frac{b - w\cos\beta}{w\sin\beta}, \text{ welches nun}$$

$$\frac{b\sin\alpha}{w} - \frac{a\sin\beta}{v} = \sin(\alpha - \beta) \text{ gibt; oder da } \alpha - \beta = \delta \text{ ist,}$$

$$\frac{b\sin\alpha}{w} - \frac{a\sin(\alpha - \delta)}{v} = \sin\delta,$$

wonach sich eine der Grössen a, b oder α berechnen lässt. Wäre z. B. $v = 5$ Zoll, $w = 3$ Zoll, $\alpha = 90°$, $\delta = 30°$, und $CK = a - b = 12$ Zoll, so hätte man

$$\frac{b}{3} - \frac{b + 12}{5}\cos 30° = \sin 30°, \text{ welches}$$

$b = 16{,}102$ Zoll und $a = 28{,}102$ Zoll geben würde.

Sollen die beiden Stangen parallel laufen, so ist $\delta = 0$, und sonach $\frac{b}{a} = \frac{w}{v}$ zu machen.

8) Radwelle, Hebel. Man kann auch eine geradlinige Bewegung dadurch abändern, dass man sie erst in eine kreisförmige umsetzt, und aus dieser wieder die andere geradlinige Bewegung ableitet. Gewissermassen gehört schon hierher die Rolle, vorzüglich aber dienen dazu Radwellen, Hebel, Zahnräder u. s. w. In *Fig.* 15 ist das Seil AB um den Umfang der Rolle BF gelegt, die mit der Rolle DG, um die sich ein anderes Seil DE wickelt, auf einerlei Welle C festsitzt. Zieht man nun das erste Seil in der Richtung von BA, so läuft diese Verbindung von zwei Rollen, die man gewöhnlich eine Radwelle (fr. *treuil, tour;* engl. *wheel and axle)* nennt, in eben dieser Richtung um, und es geht das sich auf DG aufwickelnde Seil in der Richtung ED fort. Durch diese Vorrichtung kann man nicht allein die Richtung, sondern auch die Geschwindigkeit abändern. Ist der Halbmesser CB der Welle oder Rolle $BF = a$, und der Radius CD des Rades oder der Rolle $DG = b$, und setzt man die gleichzeitigen Wege von den Seilenden A und $B = v$ und w, so ist $\frac{w}{v} = \frac{b}{a}$ oder $aw = bv$.

Sind die verlangten Wege v und w nicht sehr gross, so kann man statt der Radwelle einen Hebel BCD (*Fig.* 16) anwenden, der sich mit seiner Axe C in einer Pfanne dreht, und an dessen Enden Cirkelstücke oder Krümmlinge JG und HK befestigt sind, um die sich die Seile oder Ketten AB und DE legen. Will man statt der Seile oder Ketten Stangen anwenden, so kann man die Cirkelstücke durch Gelenke, wie in *Fig.* 12, ersetzen, welche diese Stangen mit den Hebelenden verbinden, oder man kann sich auch des sogenannten Parallelogrammes oder Storchschnabels (s. PARALLELOGRAMM) bedienen.

Man kann auch die Radwelle CFG (*Fig.* 17) mit Zähnen versehen und diese in eine gezahnte Stange AB oder eine Kette DE eingreifen lassen.

9) Parallelbewegung. Um einen Körper K parallel mit sich selbst fortzubewegen, oder um vielmehr das Umdrehen beim Fortrücken

desselben zu verhindern, kann man denselben, wie in *Fig.* 18 und 19, zwischen zwei Ladenhölzer *CD* einschliessen. Damit sich die Seiten *AB* und *AB* des Körpers *K* nicht gleitend an den Ladenhölzern hin bewegen, versieht man sie lieber mit Rollen oder Frictionsrädern *E, F*... (*Fig.* 19). Die Leitung selbst wird nun entweder dadurch erhalten, dass man in den Ladenhölzern Falze ausnimmt, in denen die Kanten *AB* oder die Räder *E, F*... laufen, oder dadurch, dass man die Kanten *AB* oder Räder *E, F*... selbst falzt und dann die Ladenhölzer in diese Falzen eingreifen lässt. In beiden Figuren ist links die eine und rechts die andere Art der Falzung dargestellt.

Man kann auch zwei gezahnte Räder *EF, EF* (*Fig.* 20) anwenden, die auf einer drehbaren Axe *CD* festsitzen und in die gezahnten Leithölzer *GH* eingreifen. Hierbei ist aber nöthig, dass beide Räder und Leithölzer vollkommen gleich sind. Bei Uebertragung kleiner Kräfte reicht es schon hin, wenn die nur etwas gefurchten Räder auf einer rauh gehaltenen Leitung fortgezogen werden.

Auch gehören hierher die sogenannten Parallellineale (fr. *règles parallèles* oder *parallèles;* engl. *parallel ruler*) *AB, CD* (*Fig.* 21 und 22), die man zuweilen beim Ziehen von Parallellinien anwendet. In *Fig.* 21 sind die beiden Lineale *AB* und *CD* durch zwei gleichlange Charnierstäbchen *EF* und *GH* so verbunden, dass die vier Drehungsaxen *E, F, G, H* die Eckpunkte eines mit *AB* und *CD* parallel liegenden Parallelogrammes bilden. Wenn man nun *CD* festhält und *AB* fortschiebt, so wird es in allen Lagen parallel zu *AB* bleiben, wiewohl die Axenpunkte *E* und *G* in Kreisbogen fortrücken. Hierbei zieht sich freilich auch das Lineal *AB* seitwärts, indessen kann man diesem Uebelstande durch eine Vorrichtung wie in *Fig.* 22 begegnen. Hier sind zwei Paar vollkommen gleiche Charnierstäbchen *EF, GH* und *FK, HL* unter sich durch ein Stäbchen *FH*, und mit den Linealen *AB* und *CD* durch die Axen oder Charniere *E, G, K, L* so verbunden, dass die Entfernungen *EF, GH, FK, HL* der Drehaxen unter sich gleich sind, und die gleichen Abstände *EG, FH* und *KL* mit den Kanten *AB* und *CD* der Lineale parallel laufen.

Endlich befindet sich in den Spinnmaschinen ein sehr langer Wagen, welcher mit den darauf sitzenden Spulen durch folgende Einrichtung eine vollkommen geradlinige Bewegung erhält. Dieser Wagen *ABCD* (*Fig.* 23) läuft mit seinen Rädern *E, F, G, H* in einem eisernen Geleise und trägt an den festen Axen *M* und *N* zwei Paar Rollen, um welche die Seile *abcd* und *efgh* liegen, die in den Punkten *a, d* und *e, h* befestigt sind. Es ist nöthig, dass die durch diese festen Punkte gehenden Linien *ah* und *de* unter sich parallel laufen und dass die Wagenaxe winkelrecht gegen diese Linien stehe. Auch müssen diese Seile, etwa durch angebrachte Schrauben, so scharf gespannt werden können, dass ein Gleiten eines Seiles über eine der Rollen unmöglich wird. Die regelmässige Bewegung dieses Wagens wird erklärlich, wenn man bedenkt, dass eine schiefe Lage der Wagenaxe die Verlängerung eines der beiden Seile erfordern würde.

b) Geradlinige fortgehende Bewegung in kreisförmige umzusetzen.

1) Seil mit einer Welle. Wenn eine Kraft *P* an einem Ende des um die Welle *AB* (*Fig.* 24) gewickelten Seiles *C* hinreichend stark zieht, so wird sich dieses Seil abwickeln und die Welle muss eine dre-

hende Bewegung annehmen. Die Umfangsgeschwindigkeit dieser Welle ist gleich der Geschwindigkeit c des Seiles. Ist nun der Halbmesser dieser Welle $= r$, also der Umfang derselben $= 2\pi r$, so folgt die Anzahl der Umdrehungen der Welle in der Minute

$$u = \frac{30\,c}{\pi r}.$$

Wären u und c gegeben, so liesse sich der entsprechende Halbmesser durch die Formel

$$r = \frac{30\,c}{\pi u} \text{ bestimmen.}$$

Soll z. B. bei einer Geschwindigkeit $c = 5$ Fuss die Welle *p. m.* 12 Umdrehungen machen, so wird man ihr einen Halbmesser

$$r = \frac{30.5}{12\pi} = 3{,}978\ldots \text{ Fuss geben müssen.}$$

Ist die Lage der Welle und die Richtung der Kraft oder des Seiles, woran dieselbe zieht, gegeben, so muss man sehr oft noch eine Leitrolle dazwischen bringen, über welche das sich von der Welle oder Trommel abwickelnde Seil läuft, ehe es von der Kraft ergriffen wird. Liegt die Kraftrichtung *AP* (*Fig.* 25) in einer Normalebene zur Axe *C* der Welle, so ergibt sich die Lage der Rolle, indem man von einem schicklichen Punkte *D* der Kraftrichtung eine Tangente *DB* nach dem Durchschnitte zwischen jener Normalebene und dem Wellenumfange legt und die Axe *M* der Rolle *EFG* in der Linie *DG* aufsucht, die den Brechungswinkel *PDB* halbirt.

Befindet sich aber die Kraftrichtung nicht in einer Normalebene zur Axe, so muss man den Durchschnitt dieser Richtung mit einer solchen Ebene aufsuchen, von diesem Durchschnitte eine Tangente nach dem Umfange der Welle ziehen und die Rolle in die Ebene legen, welche durch diese Tangente und durch die Kraftrichtung geht.

In *Fig.* 26 ist diese Aufgabe der Hauptsache nach construirend gelöst. Die Bildebene geht durch die Axe *CO* der Welle *AB* und läuft mit der Kraftrichtung *DE* parallel. Man denke sich die obere Hälfte des Durchschnittes der Welle und den Normalabstand *DG* der Kraftrichtung von der Bildebene auf diese Ebene umgelegt und die Tangente *GFK* nach dem Wellendurchschnitte gezogen: diese wird die Richtung des sich abwickelnden Seiles angeben. Die durch diese Tangente und durch die Kraftrichtung gelegte Ebene *GKP* bestimmt die Lage der in ihr liegenden Leitrolle, und durch Aufklappen dieser Ebene auf die Bildebene ergibt sich der Winkel KG_1H, unter welchem das Seil durch diese Rolle gebrochen wird. Endlich hat man in der Halbirungslinie G_1P dieses Winkels den Axenpunkt *Q* der Rolle anzunehmen, dessen Projection Q_1 nach den Regeln der beschreibenden Geometrie zu finden ist.

2) Zahnstange oder Kette mit Zahn. Wie durch eine gezahnte Stange oder durch eine Kette eine geradlinige Bewegung in eine kreisförmige umgeändert wird, ist bereits (aus *a*, 8) bekannt und in *Fig.* 17 vor Augen geführt worden. Wenn die zu übertragende Kraft nicht gross ist, so reicht zum Umsetzen dieser Bewegungen eine etwas rauh gehaltene und gegen eine Welle oder Rolle angedrückte Stange hin. Auch bewirkt schon jeder auf einer Ebene fortgezogene Wagen eine Umsetzung der geradlinigen Bewegung in eine kreisförmige.

Wenn man will, so kann man auch alle rotirenden kraftempfangenden Maschinen, z. B. die Wasser- und Windräder, hieher rechnen.

c) Fortgehende Kreisbewegung in geradlinige derselben Art umzuändern.

1) Welle mit dem Seile. Die vorher betrachtete Welle mit einem Seile, einer Kette oder einer gezahnten Stange wird sehr gewöhnlich angewendet, um aus einer umlaufenden Bewegung eine geradlinig fortgehende zu erzeugen; um jedoch noch ein verlangtes Verhältniss der Geschwindigkeiten herzustellen, verwandelt man durch Anbringung eines Rades die Welle in der Regel in eine sogenannte Radwelle (fr. *treuil, tour;* engl. *wheel and axle).* S. *Fig.* 15 und 17. Wirkt die Kraft P am Umfange des Rades BF (*Fig.* 15), dessen Halbmesser $= R$ ist, und wickelt sich das Seil, woran die Last Q hängt, um eine Welle DG vom Halbmesser $= r$, so ist natürlich $PR = Qr$, also $\frac{R}{r} = \frac{Q}{P}$ zu machen; und sollte nun die Welle in der Minute u Umdrehungen machen und die Last Q mit der Geschwindigkeit c fortgehen, so müsste auch der bekannten Gleichung $c = \frac{\pi r u}{30}$ Genüge geleistet werden. Wäre nun z. B. die Last $Q = 100$ ℔, ihr Hebelarm $r = 1$ Fuss, und die verlangte Geschwindigkeit derselben $= 3$ Fuss, so würde die Umdrehungszahl $w = \frac{30.3}{\pi.1} = \frac{90}{\pi} = 28{,}64\ldots$ betragen. Wäre noch die zu Gebote stehende Kraft $P = 40$ ℔, so müsste ihr Hebelarm $R = \frac{Q}{P} r = \frac{100}{40}$ $= 2{,}5$ Fuss und ihre Geschwindigkeit $= 2{,}5.3 = 7{,}5$ Fuss betragen.

Biblioteka Pol. Wrocł.

Die Radwelle für diesen Zweck kann alle mögliche Lagen im Raume einnehmen; sie kann horizontal liegen, vertikal stehen, oder mit dem Horizonte einen schiefen Winkel einschliessen. Die horizontale oder liegende Radwelle heisst sehr gewöhnlich ein Haspel, während die vertikale Radwelle ein Göpel, eine Winde oder eine stehende Welle schlechthin genannt wird. Beide Vorrichtungen werden, insofern sie als kraftempfangende Maschinen dienen, an ihrem Orte näher beschrieben. Wir gedenken hier nur noch des sogenannten Licht- oder Differentialhaspels, auch Differentialwelle, Gegenwinde genannt (fr. *cabestan différentiel, treuil différentiel;* engl. *Chinese crane, differential wheel, power crane).* Ist nämlich die Last in Beziehung auf die Kraft sehr gross, so muss bei der einfachen Radwelle der Halbmesser der Welle rücksichtlich des Radhalbmessers sehr klein sein; da aber der Radhalbmesser sehr oft eine gewisse Grösse hat, oder diese wenigstens nicht überschreiten darf, so wird in diesem Falle eine sehr schwache Welle verlangt, eine Welle, die vielleicht nicht genug Haltbarkeit besitzt und ohne dies eine grosse Seilbiegung verursacht, und dadurch einen ansehnlichen Theil der Kraft raubt. Um nun diesem Uebelstande abzuhelfen, lässt man die Welle aus zwei Theilen A und B (*Fig.* 27) von verschiedenen Stärken bestehen und nun das eine Seilende der losen Rolle C, woran die Last Q hängt, auf den stärkern Theil A auf- und das andere Seilende von dem schwächern Theile abwickeln. Ist der Halbmesser der stärkern Hälfte $= r$, und der des schwächern Theiles $= r_1$, so ist das statische Moment der

Last $Q = \left(\frac{r - r_1}{2}\right) Q$, weil die eine Hälfte von AB die Rolle C nach der einen und die andere Hälfte nach der entgegengesetzten Richtung umzudrehen sucht; ist demnach der Halbmesser der Kraft $P = R$, so erfordert das Gleichgewicht $PR = \left(\frac{r - r_1}{2}\right) Q$. Endlich ist die Gleichung zwischen Umdrehungszahl u der Maschine und Geschwindigkeit c der Last Q:

$$c = \frac{\pi (r - r_1) u}{60}.$$

Wenn z. B. die Last $Q = 1000$ ℔, die Kraft P aber nur 40 ℔ beträgt, wenn ferner der Halbmesser R des Rades nur 2 Fuss betragen kann, so wird man $r - r_1 = \frac{2PR}{Q} = \frac{2.40.2}{1000} = 0{,}16$ Fuss machen müssen. Nimmt man demnach $r = 1$ Fuss an, so wird man $r_1 = 0{,}84$ Fuss anwenden müssen. Wenn nun noch die Last Q mit $\frac{1}{4}$ Fuss Geschwindigkeit steigen soll, so wird die Welle in der Minute

$$u = \frac{60 . \frac{1}{4}}{\pi . 0{,}16} = 29{,}8 \text{ Umdrehungen machen müssen.}$$

Ein anderer Haspel der Art ist in *Fig.* 28 vor die Augen geführt. Dieser Haspel besteht aus zwei Radwellen A und B, die durch ein dazwischen liegendes Zahnrad FG entgegengesetzte Umdrehungen erhalten und nun die Last Q mittels der Rolle C heben, indem sich das eine Seilende auf die stärkere Welle auflegt und das andere Seilende von der schwächern Welle abwickelt. Ist hier der Halbmesser der stärkeren Welle $= r$, der der schwächeren $= r_1$, der Halbmesser des Rades oder die Höhe der Kurbel $H = R$, hat ferner das Getriebe $FG = n$ Zähne und jedes der Räder D und E deren $= N$, so wird die nöthige Kraft am Umfange des Rades H sein:

$$P = \frac{n (r - r_1)}{2 NR} Q, \text{ und um die Last } Q \text{ auf die Höhe } c \text{ zu heben, wird demnach die Kraft den Weg}$$

$$C = \frac{Q}{P} c = \frac{2 NR}{n (r - r_1)} c \text{ machen müssen.}$$

2) Schraube mit beweglicher Mutter. Ein anderes Mittel zum Umsetzen der Kreisbewegung in geradlinige gibt die Schraube (fr. *vis;* engl. *screw*) mit beweglicher Mutter (fr. *écrou mobile;* engl. *nut moveable*). (s. SCHRAUBE.) In *Fig.* 29 ist BC die Schraube und DE die Mutter, welche in Spuren des Rahmens $FGHK$ fortrückt, wenn die Schraube mittels des Rades A in Umdrehung gesetzt wird. Damit sich die Schraube nicht selbst fortschiebt, erhält sie zwei Backen L und M, welche das Lager FK umgeben, ohne die drehende Bewegung zu verhindern. Diese Vorrichtung wird besonders dann angewendet, wenn das Verhältniss zwischen Kraft und Last oder das zwischen dem Wege der Last und dem der Kraft sehr klein ist, oder wenn es darauf ankommt, eine sanfte Bewegung in geringer Extension zu erzeugen. Ist die Höhe der Schraubengänge $= h$ und der Halbmesser des Rades $A = r$, so rückt die Last oder die Schraubenmutter DE um den Weg h fort, während die Kraft am Umfange des Rades A einen Umgang von der Grösse $2\pi r$ macht; es ist demnach auch das Verhältniss zwischen der Geschwindigkeit w der Last und der Geschwindigkeit v der Kraft $\frac{w}{v} = \frac{h}{2\pi r}$.

Wäre z. B. die Höhe des Schraubenganges $h = 0{,}1$ Fuss und der Halbmesser des Rades $r = 1{,}5$ Fuss, so würde das Verhältniss der Geschwindigkeiten $\frac{w}{v} = \frac{0{,}1}{2\,\pi.\,1{,}5} = \frac{1}{30.\,\pi} = \frac{1}{94{,}247}$ sein, also die Kraft sich mehr als 94 mal so schnell umdrehen als die Last fortrückt. Soll einem Körper von grösserer Längenausdehnung eine fortschreitende Bewegung gegeben werden, so dass er sich immer selbst parallel bleibt, so werden statt der Leitung oder ausser derselben zwei parallele Schrauben mit gleich geschnittenen Gewinden, welche sich auch nur gleichförmig bewegen können, mit ihm verbunden. Bringt man aber auf einer Spindel zwei entgegengesetzt geschnittene Schraubengänge an, so lassen sich gleichzeitig zwei Körpern entgegengesetzt gerichtete Bewegungen mittheilen.

Die Höhe h der Schraubengänge kann nicht beliebig klein gemacht werden, weil von ihr die Höhe oder Stärke der Schraubengewinde abhängt, die wieder wegen der Festigkeit eine gewisse der Last Q angemessene Grösse haben muss; aus diesem Grunde ist es auch nicht möglich, durch eine einfache Schraube allein jede beliebig kleine Bewegung zu bewirken oder jede noch so grosse Last zu bewegen. In diesem Falle muss man sich vielmehr einer doppelt geschnittenen oder sogenannten Differentialschraube, Gegenschraube (fr. *vis à double bas de M. de Prony, vis différentielle;* engl. *differential screw, Hunter's screw*) *ABC* (*Fig.* 30) bedienen. Der wesentliche Unterschied dieser Schraube von der in *Fig.* 29 besteht darin, dass die Spindel *BC* mit einem Theile *B* in einer festen Schraubenmutter *FK* ruht, und dass dieser Theil eine andere Höhe h_1 der Schraubengänge hat, als der Theil *C*, welcher von der nach der Längenaxe der Schraube beweglichen Mutter *DE* umgeben wird. Während nun bei einer Umdrehung der Schraubenspindel oder des Rades *A* die erstere um den Weg h_1 in der Richtung *CB* fortrückt, schiebt sich die Mutter um die Höhe h eines Schraubenganges des Theiles *C* in der Richtung *BC* fort; es ist also der absolute Weg der Mutter *DE* nur $h - h_1$; ist demnach der Halbmesser des Rades $A = r$, so wird das Verhältniss zwischen der Geschwindigkeit von *DE* zur Umfangsgeschwindigkeit von *A*:

$$\frac{w}{v} = \frac{h - h_1}{2\,\pi r} \text{ sein.}$$

Da nichts im Wege steht, um die Differenz der Höhen h und h_1 beliebig klein anzuordnen, so wird man auch durch diese Schraube jedes verlangte Verhältniss $\frac{w}{v}$ erlangen können.

d) Fortgehende Kreisbewegung in andere fortlaufende Kreisbewegung umzuändern.

1) Das Seil ohne Ende (fr. *corde sans fin, chaîne sans fin, courroie de cuir sans fin;* engl. *endless strap, endless chain* oder *cord*). Ein sehr einfaches Mittel, die drehende Bewegung einer Welle einer anderen Welle mitzutheilen, besteht in der Anwendung von Seilen, Ketten, Bändern, Schnuren oder Riemen, die man um Scheiben oder Trommeln schlägt, welche auf den Wellen aufsitzen. Wenn die Bewegungen beider Wellen *C* und *M* nach einerlei Richtung erfolgen sollen, so legt man das Seil *ABDE*, wie in *Fig.* 31, auf; soll aber die eine Welle in der entgegengesetzten Richtung als die andere umlaufen, so muss das Seil *ABDE*, wie in *Fig.* 32, aufliegen, nämlich so, dass sich beide Richtungen

des Seiles innerhalb des Raumes zwischen beiden Wellen kreuzen. Da es nur die Reibung ist, wodurch die eine Trommel ihre Bewegung der Kette und diese wieder ihre Bewegung der anderen Trommel mittheilt, so muss die Kette immer so scharf angespannt sein, dass die zu übertragende Kraft von der Reibung übertroffen wird (s. REIBUNG).

Sind die beiden parallel liegenden Wellen sehr entfernt, oder ist der Raum zwischen ihnen nicht disponibel, so muss man noch Leitrollen F,G, wie in *Fig.* 33 und 34, anbringen, um das Schwanken des Seiles zu verhindern oder die Richtung des Seiles zu brechen. Die Leitrollen F und G (*Fig.* 34) können zwar auf einerlei Axe sitzen, müssen aber um diese drehbar sein, weil die beiden darüber weggehenden Seile entgegengesetzte Umdrehungen veranlassen.

Liegen die beiden Wellen nicht parallel, so ist in jedem Falle für jedes Seil eine Leitrolle nöthig, die das Seil aus der einen Umdrehungsebene in die andere überführt. Die Art und Weise, wie die Lage einer solchen Leitrolle durch Construction zu finden ist, wird aus folgenden Figuren klar werden. In *Fig.* 35 seien AB und DE die beiden Trommeln und COM der Winkel, unter dem sich ihre verlängerten Axen schneiden. Erweitert man nun die auf der Bildebene winkelrecht stehenden Radebenen bis zu ihrem Durchschnitte, so ist dieser eine Normale zur Bildebene, die durch den Punkt N geht. In dieser Linie ist nun der Punkt anzunehmen, in welchem das Seil mittels der Rolle aus der einen Ebene in die andere Ebene übergeführt wird. Denken wir uns nun die beiden Trommeln auf die Bildebene umgelegt, ferner auf CN und MN die Perpendikel $NG = NG_1$ errichtet, welche den Abstand des Bruches von der Bildebene messen, so dürfen wir nur noch die Berührungslinien GF und G_1H an die beiden Trommeldurchschnitte legen, um die Richtungen des Seiles zu erhalten. Diese Berührungslinien schneiden die Ebene der beiden Axen in den Punkten K und L, welche mit G die Lage der Ebene der Leitrolle bestimmen. Dreht man das Dreieck, welches die Punkte G, K und L bilden, um KL, bis es auf der Bildebene aufliegt, so gibt es das Dreieck KG_2L, in welchem KG_2L der Winkel ist, unter welchem das Seil gebrochen wird. Halbirt man nun diesen Winkel durch die Gerade G_2P, so hat man endlich noch in dieser den Axenpunkt Q der Rolle anzunehmen, dessen Projection Q_1 sich durch Zurückklappen der Rollenebene leicht finden lässt.

Es kann auch der Fall vorkommen, dass die beiden Wellaxen gar nicht in einerlei Ebene liegen, dass sich also ihre Verlängerungen gar nicht einmal schneiden. Wie in diesem Falle die Lage der erforderlichen Leitrolle zu finden ist, soll durch *Fig.* 36 (Taf. 2) vorgestellt werden. Es gehe die Bildebene durch die Axenrichtung MO der Trommel DE und laufe parallel mit der Axenrichtung CO der zweiten Trommel AB. In diesem Falle projiciren sich beide Trommeln wie in der vorigen Figur, und es ergibt sich durch Verlängerung der projicirten Trommelebenen der Durchschnitt N, welcher zugleich die Projection derjenigen Linien ist, in welcher sich die Trommelebenen scheiden, in welcher also der Punkt G angenommen werden muss, worin das Seil seine Richtung ändert. Errichtet man nun das Perpendikel NG_1 über MN, welches den Abstand des Brechungspunktes von der Bildebene angibt, und zieht man aus G_1 die Berührungslinie G_1H nach der umgeklappten Trommelebene AB, so gibt diese die eine Richtung des Seiles an. Um aber die zweite Richtung zu finden, muss man den Trommelkreis AB in einer

Entfernung CR von der CN zeichnen, welche dem kürzesten Abstande der Axe CO von der Axe MO oder der Bildebene gleich ist, und nun vom Endpunkte G des Perpendikels $NG = NG_1$ über CN eine Berührungslinie GF nach dem so umgeklappten Trommelkreise legen. Die beiden Tangenten GF und G_1H schneiden die Bildebene in den Punkten K und L, und es ist nun die durch G, K und L gehende Ebene die Ebene der anzuwendenden Leitrolle, so wie KGL (wobei jedoch natürlich GF und G_1H in der richtigen aufgerichteten Lage zu denken sind) der Winkel, unter welchem das Seil durch diese Leitrolle gebrochen wird. Die fernere Lagenbestimmung der Rolle ist endlich nach den Regeln der beschreibenden Geometrie wie in *Fig.* 35 vorzunehmen.

In der Ausübung werden diese Constructionen mit Schnüren, Winkeln und Sperrmassen vorgenommen.

Wenn man annimmt, dass sich die Bewegungen durch die Seile, Ketten u. s. w. vollkommen fortpflanzen, so ist das Verhältniss der gleichzeitigen Umdrehungszahlen beider Wellen durch das Verhältniss der Halbmesser ihrer Trommeln vollkommen bestimmt. Ist nämlich die gemeinschaftliche Umfangsgeschwindigkeit beider Trommeln $= c$, sind die Halbmesser derselben $= r$ und r_1 und die entsprechenden Umdrehungszahlen in der Minute $= u$ und u_1, so wird (nach *b*,1) sein

$$c = \frac{\pi u r}{30} = \frac{\pi u_1 r_1}{30}, \text{ also}$$

$\frac{u}{u_1} = \frac{r_1}{r}$. Es verhalten sich also die Umdrehungszahlen zweier einander in Bewegung setzender Wellen umgekehrt wie die Halb- oder Durchmesser ihrer Trommeln. Macht z. B. die Welle AB in der Minute 6 Umdrehungen und ist der Halbmesser ihrer Trommel $= 1\frac{1}{4}$ Fuss, so wird die Trommel DE einen Halbmesser von $\frac{6}{14} \cdot \frac{5}{4} = 0{,}5357$ Fuss erhalten müssen, falls ihre Welle 14 Umdrehungen *p. m.* zu machen hat.

Zuweilen wird verlangt, dass das Verhältniss $\frac{u}{u_1}$ der Winkelgeschwindigkeiten der Wellen abgeändert werde, oder überhaupt, verschiedenen Zwecken entsprechend, veränderlich sei. In diesem Falle setzt man die Trommeln aus Scheiben AB, DE, FG, HK u. s. w. (*Fig.* 37) von verschiedenen Durchmessern zusammen und schiebt dann den Riemen oder die Kette von einer Scheibe auf die andere, wenn eine andere Geschwindigkeit verlangt wird. Soll z. B. die Welle M von der Welle C schneller umgedreht werden als seither, so wird man die Kette von DE und de auf AB und ab schieben müssen. Um bei einer solchen Verschiebung nicht eine Verkürzung oder Verlängerung der Kette nöthig zu haben, was immer nur bei Riemen durch Schnallen gut geschehen kann, muss man die Summe der Umfänge oder Halbmesser von je zwei zusammengehörigen Scheiben unverändert lassen, also die Scheibenhalbmesser der einen Welle nach einer Seite hin eben so wachsen lassen, als die Scheibenhalbmesser der andern Welle kleiner werden.

Sind die Halbmesser der zusammengehörigen Scheiben einmal $= r$ und r_1 und ein anderes Mal R und R_1, und soll die Verbindung der letztern Scheiben der zweiten Welle, auf welcher die Scheiben mit den Halbmessern r_1 und R_1 sitzen, eine $n$mal so grosse Umdrehungszahl geben als die Verbindung der ersteren, so hat man

$$\frac{R}{R_1} = n \cdot \frac{r}{r_1} \text{ und } R + R_1 = r + r_1,$$

woraus

$$R = \frac{nr(r + r_1)}{nr + r_1} \text{ und}$$

$$R_1 = \frac{r_1(r + r_1)}{nr + r_1}$$

sich ergibt. Sollte z. B. unsre vorige Welle DE auch zu mancher Zeit 10 Umdrehungen machen, während AB deren 6 macht, also dieselbe $\frac{10}{14}$ so schnell gehen als im ersten Falle, so würden die Halbmesser der erforderlichen Scheiben sein

$$R = \frac{\frac{5}{7} \cdot \frac{5}{4} \cdot \frac{5}{4} \cdot \frac{10}{7}}{\frac{5}{4} \cdot \frac{56}{49}} = 1{,}1161\ldots \text{ Fuss und}$$

$$R_1 = \frac{7}{5} \cdot \frac{3}{7} R = \frac{3}{5} R = 0{,}6696 \text{ Fuss.}$$

Wenn man statt der, Absätze bildenden, Scheiben conische Trommeln (fr. *cônes tronqués;* engl. *conical drums, alternate cones, double cones*) anwendet, so kann man die Geschwindigkeit der Welle DE beliebig klein abändern; damit sich indessen der Riemen nicht von selbst verschiebt, so lange man eine Veränderung in der Bewegung nicht wünscht, muss man denselben durch eine Gabel (engl. *guide*) gehen lassen.

Zuweilen wird auch verlangt, dass die Bewegungsveränderung stetig erfolge, in welchem Falle man natürlich den Riemen allmälig fortrücken lassen muss. Dieses Fortrücken kann aber die Maschine von selbst bewirken, wenn man durch sie die den Riemen zwischen sich fassende Gabel fortschieben lässt. Man kann aber auch dieses Hilfsmittel zum Fortrücken des Riemens ganz entbehren, wenn man die conischen Trommeln L und M (*Fig.* 38) mit Schraubengängen versieht, in die dann der Riemen oder die Kette zu liegen kommt.

Wenn die Trommel oder Scheibe, um welche sich das Seil oder Band wickelt, eine ansehnliche Länge hat, so kann sie eine vollkommen cylindrische Oberfläche erhalten, wendet man aber nur schmale Scheiben an, so muss man ihre Oberflächen besonders zurichten. Scheiben oder Trommeln für Seile, Schnüre und Saiten werden an ihrem Umfange ausgekehlt. Damit die Schnur fest eingeklemmt werde und dadurch die Bewegung vollständig annehmen oder mittheilen könne, ist es zweckmässig, wenn die Rinne oder Kehle, worein die Schnur zu liegen kommt, einen dreiseitigen Querschnitt (wie in *Fig.* 40) hat. Riemen oder Bänder werden durch hervorstehende Ränder zu beiden Seiten der Scheibe (*Fig.* 41) auf dieser festgehalten.

Die Pressung EP (*Fig.* 42) eines auf einer conischen Trommel $ABCD$ liegenden Riemens EF bewirkt eine Normalkraft EN und eine Seitenkraft ES; während die erstere die Reibung erzeugt, wodurch die Mittheilung der Bewegung erfolgt, sucht die andere den Riemen abwärts zu schieben. Nun erzeugt aber die Centrifugalkraft EK des Riemens eine Normalkraft EM und eine Seitenkraft EL; es ist daher auch die Normalpressung des Riemens gegen die Trommel nur $= EP - EK$ und das Bestreben zum Abgleiten $= ES - EL$. Bei grossen Geschwindigkeiten kann aber die mit dem Quadrate derselben wachsende Centrifugalkraft des Riemens da, wo er sich auf- oder abwickelt, grösser sein, als die von der Spannung des Riemens erzeugte Pressung; es kann da-

her auch dort die Seitenkraft ES von der Seitenkraft EL übertroffen werden und der Riemen ein Bestreben aufwärts zu gleiten annehmen. Dieses Bestreben muss natürlich mit dem Quadrate der Geschwindigkeit zunehmen; in der That zeigt sich aber auch, dass die Riemen auf schnell umlaufenden Trommeln sich auswärts zu bewegen suchen, und dass sie daher auf convexen Trommeln A fester liegen als über concaven Trommeln B (*Fig.* 43). Wenn die Scheiben gegen den Horizont geneigte Axen haben, so muss man sie ohnedies noch mit Rändern wie in *Fig.* 44 versehen, die dann eine vom Gewichte des Riemens herrührende Seitenkraft aufnehmen.

Die Uebertragung der Bewegung durch eiserne, messingene oder hölzerne Ketten gewährt dann den Vortheil, dass die Mittheilung vollständiger erfolgt und dass die Ausdehnung und Zusammenziehung beinahe ganz wegfällt, wenn die Trommel mit Stiften oder Zähnen ausgerüstet ist, die in entsprechende Löcher der Kettenglieder greifen.

Die Spannung des Seiles, Riemens u. s. w. muss der überzutragenden Kraft angemessen, aber nicht unnöthig gross sein, weil sonst der Zapfendruck und die daraus entspringende Reibung unnöthiger Weise vermehrt und selbst auch das Schwanken und Stossen des Riemens grösser wird. Es lässt sich die Umdrehungskraft des Seiles $K = (e^{\mu\alpha} - 1)\,P$ setzen, wenn e die Zahl 2,71828 ..., μ den Reibungscoefficienten, α die Länge des mit Seil bedeckten Bogens für den Halbmesser $= 1$ und P die Spannung des Seiles in der Ruhe bezeichnet. Ist demnach die überzutragende Kraft K der Trommel gegeben, so wird die erforderliche Spannung $P = \frac{K}{e^{\mu\alpha} - 1}$ gemacht werden müssen. Für $\mu = 0{,}2$ und $\alpha = \pi$ wäre z. B.

$$P = \frac{K}{2{,}71828^{0{,}2\pi} - 1} = 1{,}144K.$$

Es hängt also die erforderliche Spannung mit von dem Reibungscoefficienten μ ab, und es ist daher gut, wenn man das Seil und zumal den Umfang der Trommel gehörig rauh hält.

Nur kleine Trommeln sind massiv, grössere aber werden aus Felgen und Speichen zusammengesetzt. Man fertigt sie aus Holz oder Blech oder giesst sie aus Eisen. Lange Trommeln lässt man aus zwei, drei oder mehrern Rädern bestehen, die auf einer gemeinschaftlichen Welle aufsitzen und unter einander durch Längenhölzer verbunden sind, die den Mantel der Trommel bilden. Die Anwendung der Seile oder Riemen zieht natürlich einen gewissen Steifigkeitswiderstand nach sich, der mit der Dicke des Seiles und im umgekehrten Verhältnisse des Trommelhalbmessers wächst. Aus diesem Grunde ist es rathsam, grössere Trommeln und schwächere Seile anzuwenden. Ebenso gibt natürlich auch die Kette an den Bolzen, welche ihre Glieder verbinden, eine gewisse Reibung, welche in denselben Verhältnissen steht.

2) Räderwerke mit Zähnen (fr. *engrenage;* engl. *gearing*). Bei Uebertragung und Abänderung bedeutender drehender Kräfte, und auch dann, wenn es nicht so sehr auf eine sanfte Bewegung abgesehen ist, wendet man Räder oder Trommeln an, die einander unmittelbar in Bewegung setzen. In der Regel erhalten die Umfänge dieser Räder besonders hergestellte Erhöhungen, die man Zähne oder Kämme (fr.

dents; engl. *teeth, cogs)* nennt, die dann in die zwischen den Erhöhungen oder Zähnen des anderen Rades befindlichen Vertiefungen greifen und dadurch die Mittheilung der Bewegung bewirken. Indessen bedient man sich auch zuweilen ungezahnter Räder, wenn die überzutragende Kraft nicht gross und der Raum zu beschränkt ist, um Seilräder anzuwenden. Die sich berührenden Flächen müssen in diesem Fall sehr rauh gehalten und gegen einander gepresst werden.

Weit allgemeiner sind die Zahnräder (fr. *roues dentées;* engl. *toothed wheels, dented wheels)*, von denen hier das Nöthigste abgehandelt werden soll. Wir haben bei ihnen wieder auf die Kraft- und auf die Richtungsveränderung, welche dieselben bewirken, zu sehen. Die Veränderung der Kraft und Geschwindigkeit hängt von der Verschiedenheit der Halbmesser der in einander greifenden Räder ab; die Veränderung der Richtung aber ergibt sich aus den verschiedenen Lagen der Radaxen. Von diesen Lagen hängen wieder die Formen der Radkränze, worauf die Zähne zu sitzen kommen, ab und hiernach hat man zu unterscheiden:

1) cylindrische oder Stirnräder (engl. *cylindrical wheels, spur gear);*
2) conische Räder, Kegelräder, Winkelräder, Diagonalräder, (fr. *roues d'angle;* engl. *bevel wheels, mitre wheels,* oder allgem. *bevelled gear, bevel gear),* mit Einschluss der Kamm- oder Kronräder, und
3) die conoidischen Räder.

Die Räder der ersten Art haben parallele Axen, die der zweiten geneigte, aber in einerlei Ebene liegende Axen, und die Räder der dritten Art haben Axen, welche sich in ihrer Verlängerung nicht schneiden und auch nicht parallel gehen, die also in verschiedenen Ebenen liegen.

Die Veränderung der Kraft und Geschwindigkeit, welche gezahnte Räder bewirken, ist dann denselben Gesetzen unterworfen wie die der Seilräder, wenn diese Zahnräder tangential in einander greifen und dem zufolge gleiche Umfangsgeschwindigkeiten haben. Man muss bei diesen Rädern den mechanischen Halbmesser (fr. *rayon primitif;* engl. *proportional, primitif* oder *principal radius*) von dem physischen (fr. *rayon total;* engl. *real radius*) unterscheiden; während jener die Entfernung des mittleren Berührungspunktes von der Axe ist, versteht man unter diesem den Halbmesser des äussersten Umfanges des Radkranzes. Die Bewegung der Räder hängt natürlich nur von dem mechanischen Halbmesser ab.

Sind nun die Halbmesser CA und MA von zwei in einander greifenden Rädern (*Fig.* 45) $= r$ und a, von denen das eine in der Minute u Umdrehungen und das andere deren u_1 machen soll, so ist wieder $\frac{u}{u_1} = \frac{r}{a}$, und es zeigt sich sogleich, dass immer das kleinere Rad so vielemal so viel Umdrehungen macht als das grössere, als sein mechanischer Halbmesser in dem mechanischen Halbmesser des grösseren Rades enthalten ist. Ist z. B. der Halbmesser des kleineren Rades $1\frac{1}{2}$ Fuss und der des grösseren $3\frac{1}{4}$ Fuss, so macht jenes $\frac{3\frac{1}{4}}{1\frac{1}{2}} = \frac{13}{6} = 2\frac{1}{6}$ mal so viele Um-

drehungen als dieses. Die Umdrehungen in einander greifender Zahnräder erfolgen aber nach entgegengesetzten Richtungen, während nämlich das erste Rad nach B umläuft, dreht sich dieses in der Richtung AD um. Will man aber Umdrehungen nach derselben Richtung herstellen, so muss man zwischen beide Zahnräder ein drittes bringen, welches erst durch CB bewegt wird und dann seine Umdrehung dem Rade MD mittheilt.

Um das Verhältniss zwischen Kraft und Last auszudrücken, setzen wir den Halbmesser oder den Hebelarm der Kraft d. i. $CE_1 = a_1$, den Halbmesser CA des ersten Zahnrades $= r_1$, den Halbmesser MA des zweiten Zahnrades $= a_2$ und den Hebelarm MF der Last $= r_2$; dann ist der Druck zwischen den Zähnen nicht nur $= \frac{a_1 P}{r_1}$, sondern auch $= \frac{r_2 Q}{a_2}$, demnach

$$\frac{P}{Q} = \frac{r_1 r_2}{a_1 a_2}.$$

Ohne diese beiden Zahnräder, d. i. in dem Falle, wenn an zwei auf einerlei Welle sitzenden Rädern die Kräfte P und Q wirken, wäre $\frac{P}{Q} = \frac{r_1}{a_2}$; es wird daher durch die Anwendung der Zahnräder das Verhältniss zwischen Kraft und Last $= \frac{r_2}{a_1}$ mal so gross als ohne dieselben. Wäre z. B. der Halbmesser des Lastrades $r_2 = \frac{3}{4}$ Fuss, und der des Kraftrades $= 2$ Fuss, so würde für eine einfache Radwelle $\frac{P}{Q} = \frac{\frac{3}{4}}{2} = \frac{3}{8}$ sein, und bei Anwendung von zwei Zahnrädern, wovon das erste $1\frac{1}{4}$ und das andere 3 Fuss Halbmesser hat, würde dieses Verhältniss $= \frac{\frac{5}{4}}{3} = \frac{5}{12}$ mal so gross, also $= \frac{5}{12} \cdot \frac{3}{8} = \frac{5}{32}$ sein, demnach die Last $\frac{32}{5} = 6\frac{2}{5}$ mal so gross sein können, als die Kraft. Ist die Geschwindigkeit der Kraft $= v$ und die der Last $= w$, so muss sein $Pv = Qw$, demnach $\frac{v}{w} = \frac{a_1 \cdot a_2}{r_1 \cdot r_2}$; was man also durch Anwendung des Räderwerkes an Kraft verliert oder gewinnt, wird an Geschwindigkeit ersetzt oder verloren. Während z. B. oben die Last $6\frac{1}{5}$ mal so gross ist als die Kraft, muss diese auch $6\frac{1}{5}$ mal so viel Weg durchlaufen als jene.

Wenn der verlangte Unterschied zwischen Kraft und Last oder zwischen deren Geschwindigkeiten sehr gross ist, so kann oder muss man vielleicht 2, 3 oder mehr Paar Räderwerke anwenden. Z. B. in *Fig.* 46 greift das erste gezahnte Rad AC in das zweite Zahnrad AD, und das dritte Rad BD, welches mit dem zweiten auf einerlei Welle sitzt, in das vierte Rad BE, mit dem das Rad EF fest verbunden ist, an das die Last Q angeschlossen wird. Es ist der Verständlichkeit wegen gut, wenn wir hier, wie bei allen Verbindungen von Radwellen, diejenigen Räder, welche eine Kraft an ihrem Umfange ausüben, unterscheiden von den Rädern, welche eben daselbst eine Kraft aufnehmen und von ihr in Bewegung gesetzt werden. Nennen wir künftig jene

Räder Treibräder und diese Getriebräder (fr. *roues conductrices* und *roues conduites;* oder *grandes roues* oder nur *roues* und *pignons*; das letzte Getriebrad: *le dernier mobile;* engl. *leader* und *follower;* auch wohl *pinion* und *wheel*). Hiernach wären also in *Fig.* 46 *CA, DB* und *EF* Treibräder und *CG, DA* und *EB* Getriebräder.

Bezeichnen wir nun die mechanischen Halbmesser der Getriebräder eines Räderwerkes mit a_1, a_2, a_3 . . . ., und die der Treibräder mit r_1, r_2, r_3 . . , so wird das Verhältniss zwischen Kraft und Last

$$\frac{P}{Q} = \frac{r_1 \cdot r_2 \cdot r_3 \cdots}{a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdots},$$

und das zwischen der Geschwindigkeit der Kraft und Last

$$\frac{v}{w} = \frac{a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdots}{r_1 \cdot r_2 \cdot r_3 \cdots}$$

sein. Es verhält sich also bei jedem Räderwerke die Kraft zur Last wie das Product aus den Halbmessern der Getriebräder zu dem Producte aus den Halbmessern der Treibräder, dagegen die Geschwindigkeit der Kraft zur Geschwindigkeit der Last wie das Product der Halbmesser der Treibräder zu dem Producte aus den Halbmessern der Getriebräder.

Da zwei in einander greifende Zahnräder gleiche Umfangsgeschwindigkeiten haben müssen, so sind auch die durch Kreisbogen gemessenen Abstände der Zähne des einen Rades denen des andern gleich zu machen. Man nennt diese Entfernungen die Theilung der Räder (engl. *the pitch of the wheels)* und bestimmt sie durch $t = \frac{2\pi r}{m}$ und auch durch $t = \frac{2\pi a}{n}$, wobei r den Halbmesser des Treib- und a den des Getriebrades, so wie m die Anzahl der Zähne des ersten und n die Anzahl der Zähne des zweiten Rades bezeichnet. Hiernach ist auch $\frac{r}{a} = \frac{m}{n}$, d. i. es verhalten sich die mechanischen Halbmesser zweier in einander greifender Räder wie die Anzahl ihrer Zähne. Wenn z. B. das Treibrad einen dreimal so grossen Halbmesser erhalten soll als das Getriebrad, so wird man ihm auch dreimal so viel Zähne geben als dem Getriebrade.

Hiernach kann man auch für ein Paar Zahnräder wie in *Fig.* 45 das Verhältniss zwischen Kraft und Last oder das umgekehrte Verhältniss der Geschwindigkeiten beider

$$\frac{P}{Q} = \frac{w}{v} = \frac{m}{n} \cdot \frac{r_2}{a_1} \text{ setzen.}$$

Sind allgemein bei einem zusammengesetzten Räderwerke m_1, m_2, m_3 . . . . die Anzahl der Zähne der Treibräder, n_1, n_2, n_3 . . . . die der Getriebräder, ist ferner a_1 der Halbmesser des Rades, woran die Kraft wirkt und r_4 der Halbmesser des Lastrades, so muss man

$$\frac{P}{Q} = \frac{w}{v} = \frac{m_1}{n_1} \cdot \frac{m_2}{n_2} \cdot \frac{m_3}{n_3} \cdot \frac{r_4}{a_1} \text{ annehmen.}$$

Es sei z. B. beim Räderwerke in *Fig.* 46 der Hebelarm a_1 der Kraft $= 1\frac{1}{2}$ Fuss, der Hebelarm r_3 der Last $= 2\frac{3}{4}$ Fuss; es haben

ferner die beiden Treibräder 40 und 50 Zähne, die Getriebräder aber 21 und 27 Zähne. Dann ist das Verhältniss zwischen Kraft und Last $\frac{P}{Q} = \frac{40}{21} \cdot \frac{50}{27} \cdot \frac{11}{6} = \frac{11000}{1701} = 6{,}466$, also die Kraft beinahe $6\frac{1}{2}$ mal so gross als die Last, und es macht diese dafür in der nämlichen Zeit einen $6\frac{1}{2}$ mal so grossen Weg als jene.

Aus dem verlangten Verhältnisse zwischen Kraft und Last oder zwischen deren Geschwindigkeiten kann man die Verhältnisse der Radhalbmesser oder die zwischen der Anzahl der Zähne finden. Soll z. B. bei dem Räderwerke in *Fig.* 45 die Kraft nur ein Zehntel der Last ausmachen, übrigens aber der Halbmesser des Kraftrades $= 1\frac{1}{2}$ und der des Lastrades $= \frac{7}{8}$ Fuss betragen, so wird man

$$\frac{1}{10} = \frac{m}{n} \cdot \frac{\frac{7}{8}}{\frac{4}{2}} \text{ setzen müssen, was nun}$$

$$\frac{m}{n} = \frac{1}{10} \cdot \frac{12}{7} = \frac{6}{35} \text{ gibt; dann könnte man also dem Treib-}$$

rad 6, 12, 18 Zähne und dem Getriebrad deren 35, 70, 105 geben.

Uebrigens wählt man gern das Verhältniss zwischen der Anzahl der Zähne des Treib- und der des Getriebrades so aus, dass beide Zahlen keinen gemeinschaftlichen Divisor zulassen oder Primzahlen gegen einander sind, weil in diesem Falle eine vollständige Abwechselung im Eingreifen verschiedener Zähne statt findet, was offenbar das Abführen oder Abnutzen der Zähne nicht so begünstigt, als wenn nur gewisse Zähne des einen Rades nur gewisse Zähne des andern Rades ergreifen. Hätte z. B. das eine Rad 28 und das andere 20 Zähne, so würde, da $\frac{28}{20} = \frac{7}{5}$ ist, das erste Rad 5 Umdrehungen machen, während das zweite sich 7 mal umdreht; es könnte also auch jeder Zahn des ersten Rades nur 5 von den 20 Zähnen des andern ergreifen, und eben so jeder Zahn des zweiten Rades nur mit 7 Zähnen des ersten Rades in Berührung kommen. Geben wir aber dem ersten Rade 29 Zähne und lassen wir dem zweiten 20 Zähne, so wird erst nach 20 Umdrehungen des ersten Rades oder nach 29 Umläufen des zweiten der Cyclus im Eingreifen durchlaufen, und bei 20 Umdrehungen des ersten Rades jeder der 29 Zähne dieses Rades mit jedem der 20 Zähne des andern Rades in Berührung gekommen seiñ.

Es ist ferner eine wichtige Regel, den gezahnten Rädern so viel Zähne zu geben, als möglich ist; da aber die Haltbarkeit der Zähne von ihrer Breite abhängt und diese wieder durch die Anzahl der Zähne bestimmt wird, so kann man nicht beliebig viele Zähne anwenden, wiewohl anzunehmen ist, dass die grosse Anzahl von Zähnen einen regelmässigen Gang begünstigt und auch weniger Reibung zulässt. Wenn nun aber das Verhältniss $\frac{P}{Q}$ zwischen Kraft und Last oder das zwischen den gleichzeitigen Umdrehungen in einander greifender Räderwerke in kleinen Zahlen ausgedrückt ist, so muss man diese mit einem gemeinschaftlichen Factor multipliciren, um die Anzahl der Zähne zu erhalten. Soll z. B. $\frac{P}{Q} = \frac{m}{n} \cdot \frac{r_2}{a_1} = \frac{1}{8}$, der Hebelarm r_2 der Last aber $\frac{5}{6}$ mal so gross sein als der Hebelarm a_1 der Kraft, so muss

$\frac{m}{n} = \frac{1}{8} \cdot \frac{6}{5} = \frac{3}{20}$ sein; und man kann nun 3 und 20 etwa mit 2, 3, 4 ... multipliciren, um die Anzahl der Zähne des Treib- und Getriebrades zu erhalten. Dieses Verfahren zieht aber gerade den nachtheiligen Umstand herbei, dass bei der so ausgewählten Zahl der Zähne die gewünschte Abwechselung im Eingreifen nicht statt hat, und aus diesem Grunde erlaubt man sich entweder eine kleine Abweichung im verlangten Verhältnisse, indem man die entsprechende Anzahl m oder n der Zähne um die Einheit vermehrt oder vermindert, z. B. im obigen Falle vielleicht statt 12 und 80 Zähne 12 und 79 anwendet, oder man wählt das Verhältniss $\frac{r_2}{a_1}$ der Hebelsarme der Last und Kraft so aus, dass das Verhältniss $\frac{m}{n}$ in hinreichend grossen Zahlen ausgedrückt wird, um diese als die Anzahl der Zähne annehmen zu können. Wir können daher im vorigen Falle die Zahlen 12 und 79 für die Zähne beibehalten und bewirken dennoch das verlangte Verhältniss $\frac{P}{Q} = \frac{1}{8}$, wenn wir $\frac{r_2}{a_1} = \frac{1}{8} \cdot \frac{79}{12} = \frac{79}{96}$, also den Hebelarm a_1 der Kraft $= 1$ Fuss und den Hebelarm r_2 der Last $= 0{,}8229$ Fuss machen.

Bei Rädern aus Eisen oder Messing ist es in Hinsicht auf ihre Construction, da dieselben gegossen werden, gleichgiltig, wie viel man Zähne anwendet, bei hölzernen Rädern aber, deren Kränze aus Felgen zusammengesetzt werden, lässt man gern die Zahl der Zähne ein Vielfaches der Zahl der Felgen sein, damit jedes Felgenstück eine gleiche Zahl Zähne erhält, was nicht nur die Construction erleichtert, sondern auch die Haltbarkeit vermehrt. Wenn wir z. B. oben dem Treibrade 12 Zähne geben und das Rad aus 4 Felgen bestehen lassen, so wird jedes Felgenstück 3 Zähne aufnehmen; wenn wir aber das Getriebrad mit 79 Zähnen ausrüsten, so ist es nicht möglich, den Felgen gleichviel Zähne zu geben.

Um die Eintheilung der Räderwerke in cylindrische, conische und conoidische näher zu beleuchten, können wir uns dieselben vor der Hand ohne Zähne, oder wenigstens nur mit unendlich kleinen Zähnen ausgerüstet denken.

Damit der eine von zwei Kreisen AB und BF (*Fig.* 47) seine umdrehende Bewegung dem anderen vollständig mittheilen könne, ist nöthig, dass sich beide in einem Punkte B mathematisch, d. i. in einer gemeinschaftlichen Tangente berühren; und da nun dieser Punkt in der Centrallinie CM beider Kreise liegt, so wird sich auch die Berührungslinie BB_1 zweier Räder AB_1 und BF_1 in der Ebene durch die Drehungsaxen CD und ME befinden müssen. Laufen nun diese Axen unter sich parallel, so muss die Berührungslinie BB_1 auch parallel zu ihnen liegen, denn ein gleichmässiges Eingreifen über der ganzen Breite BB_1 hin setzt voraus, dass sich nicht nur die Halbmesser CB und MB, sondern auch die Radien C_1B_1 und M_1B_1 und so alle zwischen ihnen liegenden umgekehrt wie die Zahlen der gleichzeitigen Umdrehungen beider Räder verhalten: es muss sonach $C_1B_1 = CB$, und $M_1B_1 = MB$ sein, also auch BB_1 parallel zu den Axen CD und ME liegen.

Eine zur Umdrehungsaxe parallel liegende Linie beschreibt aber bei ihrer Umdrehung einen cylindrischen Raum; aus diesem Grunde müssen also auch die Räder mit parallelen Axen, d. i. alle Stirnräder cylindrisch geformt sein.

Schliessen aber die Axen CD und ME zweier Räder AB_1 und BF_1 (*Fig.* 48) einen gewissen Winkel COM ein, so muss die mit den Axen in einerlei Ebene liegende Berührungslinie BB_1 nach dem Durchschnitte O der verlängerten Axen gerichtet sein, wie sich aus Folgendem mit ergeben wird.

Aus dem Halbmesser CB und $MB = R$ und R_1 und dem Winkel $COM = \alpha$, den die beiden Axen einschliessen, lassen sich die Abstände $CO = H$ und $MO = H_1$ der Drehpunkte C und M von dem Axendurchschnitte O berechnen. Es ist nämlich

$$H = H_1 \cos \alpha + R_1 \sin \alpha \text{ und}$$
$$H_1 = H \cos \alpha + R \sin \alpha, \text{ demnach}$$
$$H = \frac{R \cos \alpha + R_1}{\sin \alpha} \text{ und}$$
$$H_1 = \frac{R_1 \cos \alpha + R}{\sin \alpha}.$$

Bezeichnen wir nun eben so für die inneren Kreisflächen A_1B_1 und B_1F_1 die Halbmesser C_1B_1, M_1B_1 und die entsprechenden Abstände C_1O und M_1O mit r, r_1, h und h_1, so wird auch sein:

$$h = \frac{r \cos \alpha + r_1}{\sin \alpha} \text{ und}$$
$$h_1 = \frac{r_1 \cos \alpha + r}{\sin \alpha}.$$

Nun muss aber des gleichmässigen Eingreifens beider Räder in einander wegen $\frac{R}{r} = \frac{R_1}{r_1}$ sein, demnach ist auch

$$h = \frac{r}{R}\left(\frac{R \cos \alpha + R_1}{\sin \alpha}\right) = \frac{r}{R} H \text{ und } h_1 = \frac{r}{R} H_1;$$

was nur möglich ist, wenn die Linien BO und B_1O einerlei Richtung haben, d. i. wenn die Berührungslinie BB_1 nach O gerichtet ist.

Da nun durch Umdrehung einer die Axe schief schneidenden Linie BB_1 ein kegelförmiger Raum entsteht, so muss auch jedes Räderwerk, dessen Axenrichtungen sich schneiden, eine conische Form haben.

Wenn endlich beide Radaxen in verschiedenen Ebenen liegen, sich also in ihren Verlängerungen gar nicht schneiden, so muss man auf die mathematische Berührung beider Räder und somit auch auf die Gleichheit ihrer Umfangsgeschwindigkeiten Verzicht leisten. In *Fig.* 49 ist die Bildebene durch die Axe ME und zugleich zur zweiten Axe, die in CD projicirt und demnach in einem gewissen Abstande über CD weggehend zu denken ist, parallel gelegt. Die Perpendikel CB und MB sind die Grundschnitte der auf den Axen CD und ME normal stehenden Ebenen, in welchen die Radflächen liegen, die sich zwar im Punkte B treffen, aber nicht mathematisch berühren können, weil die Tangente BT des ersten Kreises CB schief gegen die Bildebene liegt, während die Tangente BT_1 des zweiten Kreises normal darauf steht. Verlängern wir nun CO so weit, dass CG dem Abstande der Axe CD von der Bildebene gleich wird, und construiren wir aus G und M durch B gehende Kreise, so repräsentiren diese die auf die Bildebene aufgeklappten Rad-

stirnflächen. Aus dem Halbmesser $GB = R$ des Treibrades und aus dem Normalabstande $CG = E$ beider Axen folgt der Winkel $TBH = \beta$, den die Tangente des Treibrades mit der Bildebene einschliesst, durch

$$\cos \beta = \frac{CG}{BG} = \frac{E}{R},$$

und es ergibt sich auch die Horizontalprojection $CB = A$ des Halbmessers R durch

$$A = \sqrt{BG^2 - CG^2} = \sqrt{R^2 - E^2}.$$

Von dem Tangentenwinkel β hängt das Verhältniss der Umfangsgeschwindigkeiten der in einander greifenden Radflächen GB und MB ab. Ist BG Treib- und BM Getriebrad, so zerlegt sich die Tangentialkraft BT des ersteren in die Seitenkräfte BN und BP, von denen die erstere die Axe G und die andere den Umfang des zweiten Rades aufnimmt; da nun $BT = BP \sin \beta$ ist, so folgt die Umdrehungskraft BP des Getriebrades $= \frac{BT}{\sin \beta}$. Da sich aber die Umfangsgeschwindigkeiten v und w beider Räder umgekehrt wie ihre Kräfte verhalten müssen, so ist die Geschwindigkeit des Getriebrades $w = v \sin \beta$. Wäre umgekehrt MB das mit der Geschwindigkeit v umgehende Treibrad und GB das die Umfangsgeschwindigkeit w habende Getriebrad, so würde natürlich $v = w \sin \beta$ sein. Machen nun im ersten Falle die Räder GB und MB u und u_1 Umdrehungen in der Minute, so ist $\frac{w}{v} = \frac{R_1 u_1}{R u}$, demnach allgemein das Verhältniss der Umdrehungszahlen

$$\frac{u_1}{u} = \frac{R \sin \beta}{R_1} = \frac{\sqrt{R^2 - E^2}}{R_1}.$$

Ist z. B. der Halbmesser R des Treibrades $= 4$ Fuss und der des Getriebrades $R_1 = 2{,}5$ Fuss, und ist der Normalabstand beider Axen $E = 1$ Fuss, so folgt das Verhältniss der Umdrehungszahlen

$\frac{u_1}{u} = \frac{\sqrt{4^2 - 1^2}}{2{,}5} = \frac{3{,}873}{2{,}500} = 1{,}5492$, während es $= 1{,}6$ wäre, wenn jener Normalabstand $E = 0$ sein könnte.

Damit der Eingriff über der ganzen Radbreite hin gleichmässig erfolge, ist nöthig, dass auch für die innern Radflächen $A_1 B_1$ und $F_1 B_1$ das nämliche Umdrehungsverhältniss $\frac{u_1}{u}$ statt finde, also wieder

$\frac{u_1}{u} = \frac{\sqrt{r^2 - E^2}}{r_1}$ sei, wobei r den Halbmesser $C_1 B_1$ der innern Radfläche des einen, r_1 den Halbmesser $M_1 B_1$ der innern Radfläche des andern Rades bezeichnen.

Demnach ist denn

$\frac{R^2 - E^2}{R_1^2} = \frac{r^2 - E^2}{r_1^2}$ anzunehmen, und hiernach immer ein Radius aus den übrigen dreien zu berechnen, z. B.

$$r = R_1 \sqrt{\frac{r^2 - E^2}{R^2 - E^2}} \text{ anzunehmen.}$$

Aus diesen vier Halbmessern ergeben sich nun noch die Normalab-

stände $CO = H$, $C_1O = h$, $MO = H_1$, $M_1O = h_1$ von dem Perpendikel O wie bei den conischen Rädern, nämlich

$$H = \frac{A\cos\alpha + R_1}{\sin\alpha} = \frac{\sqrt{R^2 - E^2}\cdot\cos\alpha + R}{\sin\alpha},$$

$$H_1 = \frac{R_1\cos\alpha + \sqrt{R^2 - E^2}}{\sin\alpha},$$

$$h = \frac{\sqrt{r^2 - E^2}\cdot\cos\alpha + r_1}{\sin\alpha} \text{ und}$$

$$h_1 = \frac{r_1\cos\alpha + \sqrt{r^2 - E^2}}{\sin\alpha}.$$

Da nun aber noch $\frac{\sqrt{R^2 - E^2}}{R_1} = \frac{\sqrt{r^2 - E^2}}{r_1}$ ist, so wird wieder $\frac{h}{H} = \frac{\sqrt{r^2 - E^2}}{\sqrt{R^2 - E^2}}$ und auch $\frac{h_1}{H_1} = \frac{r_1}{R_1}$ sein, welches nachweist, dass die Berührungslinie BB_1 nach dem Durchschnitte O gerichtet ist. Bei Umdrehung der Linie BB_1 um die Axe ME beschreibt dieselbe einen kegelförmigen Raum, und aus diesem Grunde ist auch das Rad BF_1, welches das andere tangential berührt, ein conisches Rad, wie wir es früher kennen gelernt haben. Anders ist aber das andere Rad AB_1, welches schief auf das erstere trifft, zu formen, denn die Linie BB_1, welche mit der wirklichen Drehungsaxe, die um E von CO absteht, nicht in einerlei Ebene liegt, beschreibt bei ihrer Umdrehung um jene Axe keinen Kegel, sondern eine Rotationsfläche, deren Gesetzmässigkeit wir nun kennen lernen müssen. In *Fig.* 50 seien AB und A_1B_1 die beiden äussersten Radflächen, also $CA = R$ der Halbmesser der einen und $C_1A_1 = r$ der Halbmesser der andern, ferner $CC_1 = H - h$ die Dicke des Rades oder der Normalabstand dieser Flächen und $BB_1 = \sqrt{(R_1 - r_1)^2 + (H_1 - h_1)^2}$ die Berührungs- oder Erzeugungslinie, deren Grösse wir mit a bezeichnen wollen.

Denken wir uns nun diese Linie BB_1 so fortlaufend, dass der eine Endpunkt den Kreis AB beschreibt und der andere in der Peripherie A_1B_1 fortrückt, so erhalten wir eine Vorstellung von der Fläche, nach welcher unser conoidisches Rad AB_1 zu construiren ist. Bei dieser Fortbewegung von BB_1 beschreiben nicht nur die Endpunkte B und B_1, sondern auch alle andern Punkte P Kreise; es ist demnach die in Frage stehende Fläche eine Rotationsfläche, und nun der krummlinige Durchschnitt $AKA_1 = MPL$ dieser Fläche kennen zu lernen.

Die Horizontalprojection BB_2 der Erzeugenden BB_1, welche wir nun mit c bezeichnen wollen, ist nach *Fig.* 49 $CB - CB_1 = \sqrt{R^2 - E^2} - \sqrt{r^2 - E^2}$, und schliesst mit dem Halbmesser CB einen Winkel $CBB_2 = \delta$ (*Fig.* 50) ein, der bestimmt ist durch die drei Seiten $CB = R$, $CB_2 = r$ und $BB_2 = c$ des Dreieckes BCB_2, und sich berechnen lässt durch die Formel

$$\cos\delta = \frac{R^2 + c^2 - r^2}{2Rc}.$$

Eine durch irgend einen Punkt P der BB_1 radial gehende Normalebene zu den Radflächen schneidet die Rotationsfläche in einer Curve LPM,

deren Coordinaten CP_1 und P_1P wir mit x und y bezeichnen wollen. Klappen wir nun die BB_1 auf die untere Bildebene auf, so zeigen sich zwei ähnliche rechtwinkelige Dreiecke BPP_1 und BB_1B_2, in welchen ist $\frac{BP_1}{P_1P} = \frac{BB_2}{B_2B_1}$, woraus nun folgt

$$BP_1 = \frac{P_1P \,.\, BB_2}{B_2B_1} = \frac{cy}{b}.$$

Lösen wir endlich das Dreieck CBP_1 auf, so erhalten wir

$$\overline{CP_1}^2 = \overline{CB}^2 + \overline{BP_1}^2 - 2\,CB\,.\,BP_1 \cos\delta, \text{ d. i.}$$

$x^2 = R^2 + \left(\frac{cy}{b}\right)^2 - 2R\,.\,\frac{cy}{b}\cos\delta$, die Gleichung der gesuchten Durchschnittslinie LPM.

Es lässt sich nun noch zeigen, dass diese krumme Linie eine Hyperbel (s. KEGELSCHNITTE), also die krumme Seitenfläche des Rades ein durch Umdrehung dieser Hyperbel entstandenes Hyperboloid ist. Denn nehmen wir den Coordinatenanfangspunkt in dem Endpunkte G des Perpendikels $CG = k = \frac{bR\cos\delta}{c}$ im Mittelpunkte C an, und setzen wir die Ordinate $P_2P = P_1P_2 - P_1P = k - y = z$, so erhalten wir $\frac{x^2}{R^2\sin\delta^2} - \frac{z^2}{\frac{b^2R^2\sin\delta^2}{c^2}} = 1$, also die Gleichung einer Hyperbel, deren Halbaxen

$$p = R\sin\delta, \text{ und } q = \frac{bR\sin\delta}{c} \text{ sind.}$$

Hiernach liesse sich also für jede Abscisse x die entsprechende Ordinate durch

$z = \frac{b}{c}\sqrt{x^2 - R^2\sin\delta^2}$ berechnen, indessen kann man auch diese krumme Linie aus den gefundenen Halbaxen p und q construiren. Hat man sich hiernach eine Chablone angefertigt, so kann man diese benutzen, um den Radumfang des conoidischen Rades nach unserer hyperboloidischen Fläche abzudrehen.

Wäre einmal $c^2 = R^2 - r^2$, also $\cos\delta = \frac{c}{R}$, so träfe die Horizontalprojection BB_2 der BB_1 die Projection des innern Kreises tangential, und dann würde $k = b$ sein, sich also der Mittelpunkt G der Hyperbel in dem Mittelpunkte C_1 der Radfläche A_1B_1 befinden müssen. Ist aber $c^2 < R^2 - r^2$, so liegt jener Mittelpunkt G über dem Centrum C_1, und ist $c^2 > R^2 - r^2$, so befindet er sich darunter.

Es sei in einem Beispiele der Halbmesser R_1 des Getriebrades $= 1^3$ Fuss, der Normalabstand E der beiden Axenrichtungen $1\frac{1}{2}$ Fuss, der Winkel α, den die Axe des Getriebrades mit der Projection des Treibrades einschliesst, $= 70°$, und es werde gefordert, dass das Getriebrad doppelt so viele Umdrehungen mache als das Treibrad. Wie ist dieses Räderwerk anzuordnen?

Zunächst folgt aus $\frac{u_1}{u} = \frac{\sqrt{R^2 - E^2}}{R_1}$, worin $\frac{u_1}{u} = 2$, $R_1 = \frac{7}{4}$

und $E = \frac{3}{2}$ zu setzen ist, $R = \sqrt{(\frac{7}{2})^2 + (\frac{3}{2})^2} = 3{,}807886$ Fuss als Halbmesser des Treibrades.

Aus diesen Halbmessern folgen nun die Abstände der äusseren Stirnflächen von dem Perpendikel O zwischen beiden Axen:

$$H = \frac{\sqrt{R^2 - E^2} \cdot \cos\alpha + R_1}{\sin\alpha} = \frac{\frac{7}{2}\cos 70° + \frac{7}{4}}{\sin 70°} = 3{,}13621 \text{ Fuss},$$

$$H_1 = \frac{\frac{7}{4}\cos 70° + \frac{7}{2}}{\sin 70°} = 4{,}36157 \text{ Fuss}.$$

Soll nun das Treibrad eine Dicke $b = H - h$ von $\frac{1}{2}$ Fuss erhalten, so muss $h = H - \frac{1}{2} = 2{,}63621$ Fuss, ferner der innere Stirnhalbmesser

$$r = \sqrt{E^2 + \frac{(R^2 - E^2)\,h^2}{H^2}} = \sqrt{\left(\frac{3}{2}\right)^2 + \left(\frac{2{,}63621 \cdot 7}{3{,}13621 \cdot 2}\right)^2} = 3{,}30233 \text{ Fuss},$$

der innere Stirnhalbmesser

$$r_1 = \frac{u\sqrt{r^2 - E^2}}{u_1} = \frac{2{,}94200}{2} = 1{,}47100 \text{ Fuss und endlich der Abstand}$$

$$h_1 = \frac{r_1 H_1}{R_1} = \frac{1{,}47100 \cdot 4{,}36157}{1{,}75} = 3{,}66621 \text{ Fuss sein.}$$

Noch folgt die Projection der Berührungslinie

$c = \sqrt{R^2 - E^2} - \sqrt{r^2 - E^2} = \frac{7}{2} - 2{,}94200 = 0{,}55800$ Fuss, und die Berührungslinie BB_1 selbst

$a = \sqrt{b^2 + c^2} = \sqrt{(0{,}5)^2 + (0{,}558)^2} = 0{,}74924$ Fuss; ferner ist der Winkel δ, welchen die Projection c mit dem Radius bildet, bestimmt durch

$\cos\delta = \frac{R^2 + c^2 - r^2}{2Rc}$ oder durch $\cos\frac{1}{2}\delta = \sqrt{\frac{(R + r + c)(R - r + c)}{4Rc}}$,

welches letztere

$\cos\frac{1}{2}\delta = \sqrt{\frac{7{,}66821 \cdot 1{,}06355}{4 \cdot 3{,}807886 \cdot 0{,}558}}$ gibt, woraus

$\frac{1}{2}\delta = 11° 36' 6''$, also $\delta = 23° 12' 12''$ folgt.

Nun ergibt sich die Höhe des hyperbolischen Mittelpunktes über dem Centrum C der Basis:

$$k = \frac{bR\cos\delta}{c} = \frac{0{,}5 \cdot 3{,}80788 \cdot \cos 23° 12' 12''}{0{,}55800} = 3{,}13632 \text{ Fuss},$$

und endlich folgen die Halbaxen der Hyperbel

$$p = R\sin\delta = 1{,}50007 \ldots \text{ Fuss und}$$

$$q = \frac{b}{c}p = 1{,}34478 \text{ Fuss}.$$

Auch ist die Gleichung dieser Curve

$$\frac{x^2}{(1{,}50007)^2} - \frac{z^2}{(1{,}34478)^2} = 1.$$

Da sich die Hyperbel in einiger Entfernung vom Scheitel schon sehr einer geraden Linie nähert, so kann man bei einem ansehnlichen Werthe von k das Hyperboloid durch einen gewöhnlichen Kegel mit den Halbmessern R_1 und r und mit der Höhe c ersetzen.

Man findet diese von Dyer aus America und M'Dougall aus Yorkshire erfundenen und *worm wheels* genannten conoidischen oder hyperboloidischen Räder nur selten angewendet, weil sie mehr Reibung geben, schwieriger zu construiren sind als die conischen Räder und durch diese ersetzt werden können. In *Fig.* 51 ist die Lage der Axen *CD* und *ME* wie in *Fig.* 49, und es geht auch die Bildebene durch *ME*, während die Axe *CD* um den (umgeklappten) Abstand FF_1 von dieser Ebene absteht. Verbindet man nun beide Axen durch eine Linie *FG*, deren Projection natürlich F_1G ist, so kann diese die Axe einer dritten Welle sein, auf welche ein conisches Rad *H* zu setzen ist, welches durch C in Umdrehung erhalten wird und seine Bewegung mittels eines zweiten Rades *K* auf *M* überträgt. Um also das conoidische oder hyperboloidische Rad zu umgehen, muss man eine Welle mit zwei Rädern *H* und *K* mehr anwenden, wodurch die Maschine mehr zusammengesetzt wird. Aus diesem Grunde, und auch deshalb, weil der vorhandene Raum die Anbringung der beiden auf einer Axe sitzenden Räder *H* und *K* zuweilen nicht gestattet, kann man sich veranlasst finden, das hyperboloidische Rad anzuwenden. Soll z. B. in *Fig.* 52 die horizontale Welle *AB* die nach beiden Seiten hin gehenden vertikalen Wellen *CD*, *CD* u. s. w. in Umdrehung setzen, in welchem Falle natürlich diese Wellen nicht in einerlei Ebene zu liegen kommen, so muss man die Räder F_1F... hyperboloidisch und nur die Räder G_1G... conisch formen oder umgekehrt F_1F conisch und G_1G hyperboloidisch, wenn man nicht noch andere conische Räder wie *H* und *K* (*Fig.* 51) dazwischen bringen will.

Man sieht aus dem Vorhergehenden, dass die Zahnräder mit den Seilrädern einerlei Zweck haben, nämlich den, die drehende Bewegung einer Welle der Richtung und Geschwindigkeit nach abzuändern; indessen besitzt jede dieser beiden Zwischenmaschinen gewisse Vorzüge vor der andern. So geben die Seilräder sanftere Bewegungen als die Zahnräder, welche, wenn sie auch noch so vollkommen construirt sind, immer etwas stossweise wirken; dann ist die Fortpflanzung der Bewegung nach gegebenen Richtungen bei Seilrädern weit leichter zu bewirken als bei Zahnrädern; auch können bei Seilrädern weit weniger leicht Brüche entstehen als bei Zahnrädern, weil, wenn durch einen Zufall die eine Welle verhindert wird umzugehen, das Seil oder der Riemen auf dem Rade dieser Welle fortgleitet und deshalb die Bewegung der anderen Welle nicht gehindert wird. Auf der anderen Seite haben aber auch die gezahnten Räder den Vorzug, dass durch sie die Bewegung nach einem verlangten Verhältnisse richtiger fortgepflanzt wird, und dass sie weniger Zapfendruck und deshalb auch weniger Reibung geben als die Seilräder.

Von der technischen Construction der Räderwerke und von den Formen ihrer Zähne handelt der besondere Artikel RÄDERWERK.

Wie bei den Seilrädern eine conische Trommel dazu dienen kann, eine Geschwindigkeitsveränderung bei der getriebenen Welle zu bewirken, während die treibende immer gleiche Geschwindigkeit behält, so lässt sich bei Zahnrädern ein ähnlicher Zweck auch dadurch erreichen, dass man beide parallel liegende Wellen mit einer Anzahl neben einander liegender Räder versieht, von denen je zwei und zwei in einander eingreifen; die Räder auf der bewegenden Welle sind sämmtlich fest und von verschiedener Grösse, die auf der bewegten dagegen lose aufgeschoben und ebenfalls von verschiedener Grösse, so dass je zwei in

einander eingreifende Räder Durchmesser haben, deren Summe constant ist; letztere Welle ist aber mit einer geradlinigen Spur versehen, in der ein Stab gleitet, welcher an seinem Ende einen Zahn führt, der in eine Vertiefung der aufgeschobenen Räder eingreift. Je nachdem man nun diesen Stab stellt, dass er ein grösseres oder kleineres Rad mit der bewegten Welle verbindet, in eben dem Verhältnisse wird die bewegte Welle auch schneller oder langsamer umgetrieben und derselbe Effect hervorgebracht werden, den man bei den Seilscheiben durch Umlegen des Seiles oder Riemens von einer grössern auf eine kleinere Scheibe bewirkte. Natürlich werden die nicht befestigten Räder sämmtlich umgetrieben und nach dem Verhältniss ihrer Grösse zur Grösse der sie treibenden Räder eine drehende Bewegung um ihre eigene Welle machen.

3) Die Schraube ohne Ende (fr. *vis sans fin;* engl. *endless screw)* ist eine vorzügliche Vorrichtung zum Umsetzen einer stetigen Kreisbewegung in eine andere, und wird besonders dann angewendet, wenn es darauf ankommt, eine sehr sanfte langsame Kreisbewegung zu bewirken, oder mit einer kleinen Kraft eine grosse Last zu bewegen. Diese Maschine besteht aus einer durch eine Kurbel *C* oder auf eine andere Weise in Umdrehung gesetzten Schraubenspindel oder Schnecke (fr. auch *serpe* und engl. *worm) AB (Fig.* 53) und aus einem gezahnten Rade *DE*, von dem immer ein Zahn zwischen zwei Gewinde der Schraube passt, die ihm dadurch eine Drehung um die Axe *M* beibringt. Eine Eigenthümlichkeit der Schraube ohne Ende ist die, dass die Bewegungsebenen *DF* und *DE* der beiden Haupttheile dieser Vorrichtung winkelrecht auf einander stehen, ohne dass sich die Axenrichtungen *AB* und *M* schneiden. Aus diesem Grunde liesse sich die Schraube ohne Ende auch nur durch eine Verbindung von einem conischen und einem conoidischen Rade ersetzen.

Um das Eingreifen der Schraubenwindungen zwischen die Zähne des Stirnrades zu erleichtern und einen sanften Gang zu bewirken, gibt man den Zähnen eine concave Aussenfläche, welche die Schraubenspindel zum Theil umschliesst, wie es in der zweiten Ansicht von *Fig.* 53 vor die Augen geführt ist. Auch dürfen die Seitenflächen der Zähne nicht winkelrecht auf der Stirnfläche des Rades stehen, sondern es müssen dieselben so abgeschrägt sein, dass sie die Schraubenfläche mathematisch berühren. Eigentlich müssten indessen diese Seitenflächen selbst Theile einer um den vom Stirnrade gebildeten Cylinder laufenden Schraubenfläche sein, wiewohl man sie in der Regel wegen ihrer Kleinheit und wegen ihres starken Ansteigens als eben betrachten kann.

Offenbar fordert die mathematische Berührung zwischen der Schraubenfläche der Welle *AB* und der des Rades *DE*, dass der Steigwinkel α der ersteren dem Steigwinkel β der andern zu 90^0 ergänze, weil die Bewegungsebenen beider Flächen selbst winkelrecht auf einander stehen. Ist nun die Höhe eines Schraubenganges der Welle $AB = h$ und der mittlere Halbmesser dieses Ganges $= r$, so ergibt sich das Ansteigen dieser Fläche durch $\text{tang}\,\alpha = \frac{h}{2\pi r}$, und ist H das Ansteigen der Schraubenfläche, wonach die Zähne des Stirnrades construirt werden, und R der mittlere Halbmesser des Stirnrades, so hat man für das Ansteigen dieser Schraube: $\text{tang}\,\beta = \frac{H}{2\pi R}$; es ist sonach

$\frac{H}{2\pi R} = \frac{2\pi r}{h}$, d. i. $H = (2\pi)^2 \frac{Rr}{h}$ zu machen.

Wären z. B. die beiden Halbmesser R und $r = 5$ und $1\frac{1}{2}$ Zoll und die Höhe h eines Ganges der Schraube $= \frac{1}{2}$ Zoll, so müsste $H = (2\pi)^2 \frac{5.3}{\frac{1}{2}.2}$ $= 60\pi^2 = 592$ Zoll gemacht werden.

Man kann die Dicke eines Schraubengewindes der Dicke eines Zahnes und zwar jede etwas knapp der halben Höhe h eines Schraubenganges gleich machen, damit die Schraubengewinde sehr genau zwischen die Zähne des Stirnrades greifen und sich darin auch nicht klemmen. Bei dieser Anordnung bedarf die Schraube auch nur eines einzigen Gewindes, weil hier in dem Augenblicke, wenn das Schraubengewinde einen Zahn um die Höhe h eines Schraubenganges fortgeschoben hat, dasselbe mit dem nächst folgenden Zahn in Berührung kommt und diesen ergreift. Es wird indessen der regelmässige Gang der Schraube ohne Ende noch mehr befördert, wenn man den Schraubengang zu beiden Seiten verlängert, so dass vielleicht gleichzeitig immer zwei Zähne ergriffen werden.

Erlaubt es die Festigkeit, die Schraubengewinde und Zähne weit schwächer als $\frac{h}{2}$ zu machen, z. B. bei Uebertragung kleiner Kräfte oder bei stark ansteigenden Schraubengängen, so kann man die Schraube aus zwei oder mehreren neben einander laufenden und nicht zusammenhängenden Gewinden bestehen lassen und dem Rade auch zwei- oder mehrmal so viel Zähne geben als bei einer einfachen Schraube, was den Vortheil einer bedeutenden Verminderung der Reibung nach sich ziehen muss. Gäbe z. B. $\frac{h}{6}$ noch eine vollkommen hinreichende Dicke der Zähne und Schraubengewinde, so könnte man die Schraube aus drei neben einander laufenden Gewinden bestehen lassen, von denen jedes vielleicht zweimal um die Spindel herum ginge. In diesem Falle würde natürlich auch das Stirnrad dreimal so viel Zähne erhalten müssen als bei Anwendung eines einzigen Gewindes, und es würde natürlich jeder Zahn von jedem dieser drei Gewinde einzeln um $\frac{h}{3}$, zusammen also um h fortgeschoben werden.

Bei einer einfachen Schraube ergibt sich aus der Höhe h der Schraubengänge und dem Halbmesser R des Stirnrades die Anzahl N der Zähne dieses Rades durch

$N = \frac{2\pi R}{h}$; ist aber die Schraube $m$fach, d. h. besteht sie aus m für sich fortgehenden Gewinden, so ist diese Zahl

$$N = \frac{2\pi m R}{h}, \text{ umgekehrt also}$$

$R = \frac{Nh}{2\pi m}$. Wäre z. B. die Anzahl N der Zähne des Stirnrades $= 60$, die Höhe h eines Schraubenganges $= 2$ Zoll und die Anzahl m der einzelnen Gewinde $= 3$, so müsste der mechanische Halbmesser des Stirnrades $R = \frac{60.2}{2.\pi.3} = 6{,}366$ Zoll messen.

Das Verhältniss zwischen Kraft und Last an der Schraube ohne Ende ist, wenn man auf die allerdings bedeutende Reibung zwischen den Zähnen und den Gewinden nicht Rücksicht nimmt, folgendes. Es sei die Höhe des Kurbelarmes $C = a$ und der Hebelarm MG der Last $Q = b$, und es mögen übrigens die vorigen Bezeichnungen gelten. Bei einer Umdrehung der Kurbel oder Schraube macht die Kraft P den Weg $2\pi a$, und es rückt das Stirnrad um h, also die Last um $\frac{b}{R} . h$ fort, es ist also das Kraftmoment $2\pi Pa$ und das Lastmoment $\frac{bhQ}{R}$. Die Gleichsetzung beider Momente gibt nun $\frac{P}{Q} = \frac{h}{2\pi a} . \frac{b}{R}$, oder wenn v die Geschwindigkeit von P und w die von Q bezeichnet:

$$\frac{v}{w} = \frac{2\pi a}{h} . \frac{R}{b}.$$

Nun kann man aber auch $\frac{2\pi R}{h} = \frac{N}{m}$ setzen, demnach ist

$$\frac{v}{w} = \frac{Q}{P} = \frac{N}{m} . \frac{a}{b} \text{ anzunehmen.}$$

Ist z. B. der Hebelarm a der Kraft $= 1\frac{1}{2}$ Fuss, der Hebelarm b der Last $= \frac{2}{3}$ Fuss, und hat das Stirnrad $N = 60$ Zähne, während die Schraube eine dreifache ist, so wird das Verhältniss der Geschwindigkeiten

$$\frac{v}{w} = \frac{60 . \frac{3}{2}}{3 . \frac{2}{3}} = \frac{45}{1} \text{ sein.}$$

4) Mit der Schraube ohne Ende stimmt das Räderwerk mit schiefen Zähnen (engl. *spiral gear*) in *Fig.* 54 im Wesentlichsten überein. In dieser Figur ist AB die obere Hälfte des einen und DE die untere, mit jener in Berührung kommende Hälfte des anderen Rades, die FG aber eine Linie, in welcher ein Zahn a des ersten Rades den Zahn b des zweiten Rades berührt. Leicht lässt sich die Bewegungsweise dieses Räderwerks denken: während die Vorderfläche FG des Zahnes a nach HK rückt, also den Weg $FH = GK$ zurücklegt, kommt die Vorderfläche FG des Zahnes b nach LM und durchläuft den Weg $FL = GM$. Sind nun die Zähne gegen beide Radebenen gleich viel geneigt, d. i. schliesst FG mit beiden den Winkel von 45° ein, was offenbar auch das Zweckmässigste ist, so ist $FH = FL$, d. i. es haben beide Räder gleiche Umfangsgeschwindigkeiten; es verhalten sich also ihre Umdrehungszahlen umgekehrt wie ihre Halbmesser. — W. Nicholson hat zur Bewegung der Spindeln an einer Spindelbank dieses Räderwerk dahin abgeändert, dass die Zähne des einen Rades nicht, wie hier auf dem cylindrischen Umfange, sondern auf einer conischen Fläche, oder wohl auch innerhalb der Ebene des Rades selbst angebracht werden, und nennt dieses Rad dann *radial screw wheel;* lässt sich daher das hier beschriebene Rad mit einem Stirnrade vergleichen, so ist das von Nicholson einem Kammrade ähnlich.

Ein Hauptnachtheil von diesem Räderwerke ist aber die gleitende Reibung, welche bei dieser Maschine eine bedeutende Grösse erreicht. Beim Fortgehen des ersten Rades um FH verschiebt sich der Zahn a um LH am Zahne b hin, und es ist daher der Weg der Reibung $= FH . \sqrt{2}$.

Ferner zerlegt sich die Umdrehungskraft CP in den Axendruck $CS = CP$ und in den Normaldruck $CN = CP.\sqrt{2}$, welcher nun, wenn wir die Umdrehungskraft CP mit P und den Reibungscoefficienten mit μ bezeichnen, die Reibung

$$F = \mu . \frac{LH}{FH} CP\sqrt{2}$$

$= 2\mu P$ gibt; was also, wenn der Reibungscoefficient selbst nur 0,15 wäre, $F = 0{,}3\ P$ hervorbringt.

Stehen die Radebenen schief auf einander und liegt der Berührungspunkt beider im Perpendikel zwischen den Radaxen, so kann man sich ebenfalls schiefer oder schraubenförmig gewundener Zähne bedienen, wie es in *Fig.* 55 vor die Augen geführt ist. Weicht die Axe GH eines Zahnes von beiden Radebenen gleichviel ab, ist also $FGH = FHG$, so ist auch der Weg FH des Rades DE eben so gross als der gleichzeitige Weg FG des Rades AB, es haben also wieder beide Räder gleiche Umfangsgeschwindigkeiten. Anders ist es aber mit der Reibung. Es gibt die Umdrehungkraft CP des Rades AB den Axendruck $CS = CP.\ \text{tang}\ \frac{1}{2}\alpha$ und den die Reibung erzeugenden Normaldruck $CN = \frac{CP}{\cos.\ \frac{1}{2}\alpha}$; und da nun die Reibung einen Weg $GH = 2\,FG \sin\frac{1}{2}\alpha$ zurücklegt, während das Rad AB um FG fortrückt, so ist die Reibung zwischen den Zähnen dieses Räderwerkes:

$$F = \mu . \frac{GH}{FG} CN = 2\mu P\ \text{tang}\ \tfrac{1}{2}\alpha.$$

Je weniger also die beiden Radebenen von einander abweichen, d. i. je kleiner α ist, desto kleiner fällt bei diesen Rädern die Reibung aus.

Da ausser der Normalpressung CN noch Seitenkräfte CS und CR entstehen, welche die Räder in ihren Axenrichtungen fortzuschieben suchen, so müssen die Pfannen ihrer Axen besondere Widerlager erhalten, um dieses Bestreben aufheben zu können. Die Reibung, welche zwischen diesen Widerlagern und den Axenenden entsteht, ist natürlich weit kleiner als jene Reibung zwischen den Zähnen, weil sie nur einen kleinen Weg bei einer Umdrehung des Rades zurücklegt.

Es versteht sich übrigens von selbst, dass die Zähne dieser Räder nicht vollkommen ebene, sondern schraubenförmige Seiten- oder Berührungsflächen erhalten müssen.

Endlich gibt man auch wohl den Stirnrädern schraubenförmig gebogene Zähne, um die Reibung zwischen ihnen möglichst herabzuziehen. (S. den Artikel RÄDERWERK.)

5) Das Universalgelenk oder die allgemeine Kuppelung (von Hooke) (fr. *joint-brisé, joint universel;* engl. *universal joint, Hooke's joint*) wird angewendet, um die Umdrehung einer Welle auf eine andere Welle überzutragen, die mit der ersten einen gewissen, nicht zu grossen Winkel einschliesst. Diese Vorrichtung besteht aus einem starken eisernen Kreuze *ABCDE (Fig.* 56), welches sich an jedem seiner vier Arme in Zapfen endigt, die in Lager zu liegen kommen, welche von den gabelförmigen Enden der beiden Wellen F und G gebildet werden. Der grossen Reibung und des bequemen Einsetzens wegen füttert man diese Lager gern mit Kupfer oder Kanonenmetall aus. Es ist gut, wenn beide Wellen in der Nähe des Gelenkes mit Hälsen versehen sind, die in besondere Lager zu liegen kommen, doch erhält auch

sehr oft nur eine Welle einen solchen Hals mit dem zugehörigen Zapfenlager. Im Allgemeinen wird man das Universalgelenk nur bei Uebertragung kleiner Kräfte und bei kleinen Ablenkungen (von höchstens 30°) anwenden, weil ausserdem die ganze Vorrichtung zu stark gemacht werden muss, um ihr hinreichende Festigkeit zu geben, und auch die Reibung und die Ungleichförmigkeit des Ganges zu gross ausfällt; bei Winkeln, welche sich mehr einem rechten nähern, muss man ein doppeltes Gelenk (engl. *double universal joint)* anbringen, indem man vom Durchschnittspunkte beider Bewegungsaxen auf beiden ein gleiches Stück aufträgt, und die Verbindungslinie der so erhaltenen Punkte als Richtungslinie einer dritten Axe betrachtet, welche mit jeder der beiden vorhergehenden durch ein einfaches Universalgelenk verbunden wird; wird diese dritte Axe, wie gewöhnlich, sehr kurz gemacht, so kann sie aus einem Stücke durch zwei mit einem kurzen Stabe verbundene Bügel hergestellt werden, von denen jeder mit einem der Kreuzarme in den beiden Gelenken verbunden wird. Natürlich finden sich die bereits angegebenen Unvollkommenheiten bei dem doppelten Universalgelenk weit stärker als bei dem einfachen.

Um sich die Uebertragung der Bewegung durch das Universalgelenk deutlich zu machen, ist in *Fig.* 57 durch *ABDEM* der auf der Axe *CF* winkelrecht stehende Umdrehungskreis und durch *HDKLM* der der Axe *CG* angehörige Umdrehungskreis repräsentirt worden. Befindet sich der Arm *AE* in der Ebene *FCG* durch beide Umdrehungsaxen, so steht der Arm *DM* winkelrecht auf dieser Ebene, weil die Arme *AE* und *DM* einen rechten Winkel zwischen sich einschliessen; rückt der Axenpunkt *A* des Gelenkes allmälig nach *B*, *D*, *E*, *M* u. s. w., so bewegt sich der davon um 90° abstehende Axenpunkt *D* nach *K*, *L*, *M*, *H* u. s. w. Während also *A* den Weg *AB* durchläuft, beschreibt *D* einen Bogen *DK*, der durch den Schenkel *CK* des rechten Winkels *BCK* von dem Kreise *DLMH* abgeschnitten wird. Um nun diese gleichzeitigen Wege *AB* und *DK* mit einander vergleichen zu können, setzen wir den Umdrehungswinkel *ACB* oder den Bogen $AB = \varphi$ und den Umdrehungswinkel *DCK* oder den Bogen $DK = \psi$, endlich den Ablenkungswinkel *GCO*, d. i. den Winkel, welchen die Axe *CG* mit der Verlängerung *CO* der anderen Axe *CF* einschliesst, $= \alpha$. Denken wir uns nun aus *C* noch einen Bogen *BK* construirt, so bekommen wir ein sphärisches Dreieck *BDK*, in welchem die Seite $BK = 90°$, die Seite $BD = 90° - \varphi$, die Seite $DK = \psi$ und der Winkel $BDK = 180° - \alpha$ ist, und dessen Auflösung nun

$$\text{tang } \varphi = \text{tang } \psi \cos \alpha$$

gibt. Aus dieser Form ersieht man deutlich, dass durch das Universalgelenk keine gleichmässige Uebertragung der Bewegung zu Wege gebracht wird, dass vielmehr mit einer gleichförmigen Umdrehung der einen Welle eine ungleichförmige Bewegung der andern Welle nothwendigerweise verbunden ist. Im ersten und dritten Quadranten eilt die Warze *K* der Warze *B* voraus, während im zweiten und vierten Quadranten die Warze *B* schneller läuft als die Warze *K*.

Das Verhältniss der Geschwindigkeiten der Warzen oder Axenpunkte *B* und *K* ist

$$\frac{v}{w} = \frac{(1 + \text{tang } \psi^2) \cos \alpha}{1 + \text{tang } \psi^2 \cos \alpha^2}.$$

Am Anfange A der Bewegung und auch im gegenüber liegenden Punkte E ist demnach dieses Verhältniss $\frac{v}{w} = \cos\alpha$; wenn dagegen die Warze B die von A und E um 90° abstehenden Punkte D und M erreicht, also die andere Warze K in E und A ankommt, so ist das Geschwindigkeitsverhältniss $\frac{v}{w} = \frac{1}{\cos\alpha}$. Wenn endlich tang $\varphi = \sqrt{\cos\alpha}$ und tang $\psi = \sqrt{\frac{1}{\cos\alpha}}$ ist, so haben beide Wellen gleiche Geschwindigkeiten, wiewohl sie dann am meisten von einander abweichen. Ist z. B. die Abweichung der beiden Wellenaxen von einander, d. i. $\alpha = 30°$, so ist das kleinste Verhältniss der Geschwindigkeiten $\frac{v}{w} = \cos 30° = 0{,}8660$, und das grösste Verhältniss $\frac{v}{w} = \frac{1}{\cos 30°} = 1{,}1547$, also das Verhältniss zwischen der grössten und kleinsten Geschwindigkeit $= \frac{1{,}1547}{0{,}866} = 1{,}333 = \frac{4}{3}$. Endlich haben beide Wellen gleiche Geschwindigkeiten bei den Umdrehungswinkeln φ und ψ, die bestimmt sind durch tang $\varphi = \sqrt{\cos 30°} = 0{,}9306$ und tang $\psi = \frac{1}{0{,}9306} = 1{,}0745$. Da nun hieraus $\varphi = 42°57'$ und $\psi = 47°3'$ folgt, so ist die grösste Abweichung der Umdrehungswinkel beider Wellen $= 4°6'$.

6) Zahnrad mit hohler Welle. Zuweilen gebieten es die Umstände, z. B. bei Uhren, Schrittzählern u. s. w., dass man zwei Räder mit verschiedenen Geschwindigkeiten um eine gemeinschaftliche Axe drehen lassen muss, in welchem Falle die Axe des einen Rades ausgehöhlt ist und die Axe des anderen in dieser Höhlung umläuft, ohne ihre Bewegung jener Axe mitzutheilen. In *Fig.* 58 ist AB das Rad mit der hohlen Welle DE, und FG das Rad mit der massiven Welle CM, die durch die hohle Welle DE hindurchgeht. Wenn nun die Höhlung jener und die Oberfläche dieser Axe genau cylindrisch aus- und abgedreht sind, so wird jedes dieser beiden Räder eine andere Drehung annehmen können. Wenn ferner auf einer dritten Welle HK zwei andere Zahnräder BO und GQ festsitzen, welche in die Räder AB und FG eingreifen, so kann jene Welle diesen Rädern willkürliche Umdrehungen um die gemeinschaftliche Axe CM ertheilen; oder wenn GF die ursprüngliche Umdrehung hat, so kann dieses Rad mittels der Vorgelegräder GQ und BO dem Rade AB eine verlangte Umdrehung ertheilen. Der letztere Fall kommt bei den gewöhnlichen Uhren vor, wo das Wellenende A den Minuten- und das Wellenende D den Stundenzeiger trägt.

Das Verhältniss der Umdrehungszahlen u und u_1 der Räder FG und AB ist natürlich durch die Anzahl der Zähne dieser und der Vorgelegräder gegeben. Hat z. B. $AB = 48$ Zähne, $FG = 12$, $GQ = 36$ und BO deren auch nur 12, so wird die Welle $HK = \frac{48}{12} =$ viermal so viel Umdrehungen machen als DE oder AB, und FG wieder $\frac{36}{12} =$ dreimal so schnell umlaufen als HR; es wird also das Rad AB nur eine Umdrehung machen, während FG deren zwölf vollendet.

Ein unangenehmer Umstand ist es immer, dass sich die ausgehöhlte Welle DE um die Welle MC drehen muss, weil das Rad AB keine

sehr sichere Stellung erhält und ein grosses Moment der Reibung entsteht.

7) Bewegung entfernt liegender paralleler Wellen. Soll eine Welle *M (Fig.* 59) durch eine ihr parallel liegende Welle *C* mit gleicher Winkelgeschwindigkeit umgedreht, also die drehende Bewegung nur fortgepflanzt werden, so kann man diese Welle mit parallelen Kurbeln oder Krummzapfen *CA* und *MB* ausrüsten und diese durch eine Stange *AB* verbinden, deren Länge der Centrallinie *CM* gleich ist. Damit indessen die Maschine nicht zum Stillstande kommt, wenn die Warze *A* nach dem höchsten Punkte *D* oder nach dem tiefsten *H* gekommen ist, wendet man zwei Paar um 90° von einander abstehende Kurbeln an, die dann natürlich auch durch zwei Stangen verbunden sind. Um endlich die Stangen nicht schieben, sondern nur ziehen zu lassen, wendet man z. B. bei Wassergöpeln zwei Paar doppelte Krummzapfen an, die dann durch vier Stangen verbunden sind. (S. den Artikel KRUMMZAPFEN.)

Wenn aber die Umdrehungszahlen der beiden parallelen Wellen *C* und *M (Fig.* 60) verschieden sein und in einem verlangten Verhältnisse zu einander stehen sollen, so kann man das von Watt angegebene sogenannte Laufgetriebe oder Sonnen- und Planetenrad (engl. *sun and planet wheel)* anwenden. Dieses Rad *LN* ist mit der Kurbelstange *AL*, die an der Warze des Krummzapfens *CA* hängt, fest verbunden; es greift dasselbe mit seinen Zähnen zwischen die Zähne eines auf der Welle *M* festsitzenden Rades und hängt mit ihm noch vermittels eines Gelenkes *BM* zusammen, welches die Axenpunkte *B* und *M* in einer Entfernung *BM* von einander hält, die nicht nur der Summe der mechanischen Halbmesser dieser Räder, sondern auch der Kurbelhöhe *AC* gleich ist. Während die Warze des Krummzapfens von *A* nach *D* rückt, durchläuft zwar die Axe *B* des Rades *LN* einen gleichen Bogen *BE* oder Winkel *BME*; aber das Rad *OQ*, oder die Welle, auf welcher dasselbe festsitzt, durchläuft einen Winkel, der um so grösser ausfällt, je grösser das Verhältniss zwischen den Halbmessern $BO = r$ und $MO = r_1$ der beiden Zahnräder ist. Läuft die Warze *A* mit einer gewissen Geschwindigkeit *v* um, so wird wegen der angebrachten Verbindungsweise nicht allein der Axenpunkt *B*, sondern auch jeder andere Punkt, z. B. der jedesmalige Berührungspunkt *O* des Rades *LN* genau dieselbe Geschwindigkeit annehmen und es wird dieses Rad diese Geschwindigkeit auch dem Umfange des Rades *OQ* mittheilen. Macht nun die Kurbel *AC* und also auch das Rad *LN* in der Minute *u* und das Rad *OQ* oder die Welle *M* in derselben Zeit u_1 Umdrehungen, so ist $v = \frac{\pi (r + r_1) u}{30}$ und auch $= \frac{\pi r_1 u_1}{30}$, demnach das Verhältniss der Umdrehungszahlen der Wellen *C* und *M*

$$\frac{u_1}{u} = \frac{r + r_1}{r_1} = 1 + \frac{r}{r_1}.$$

Wenn also die beiden Zahnräder gleich viel Zähne oder gleiche Halbmesser haben, so ist $\frac{u_1}{u} = 2$, d. i. es macht *M* doppelt so viele Umdrehungen als *C*. Hätte hingegen *LN* noch einmal so viel Zähne als

OQ, wäre also $\frac{r}{r_1} = z$, so würde die Welle M dreimal so viel Umdrehungen machen als die Welle C.

8) Mechanismus zur Hervorrufung sehr langsamer Bewegung. Kommt es darauf an, einem Rade oder einer Welle eine sehr langsame Bewegung zu ertheilen, so kann man die in den Figuren 61 und 62 vorgestellten Vorrichtungen anwenden. In *Fig.* 61 sind AB und DE zwei nach einerlei oder nach entgegengesetzten Richtungen mit verschiedenen Geschwindigkeiten v und v_1 umlaufende conische Räder mit einer gemeinschaftlichen Axenrichtung CO, und FG ist ein zwischen beiden befindliches Rad, dessen Axenrichtung MN ebenfalls in der CO liegt und das ein conisches, in AB und DE eingreifendes Rad AE trägt, dessen Axe KL diametral im Rade GF liegt. Gehen nun die beiden Räder AB und DE nach einerlei Richtung um, so erhält das Rad AE in entgegengesetzten Punkten die Geschwindigkeiten v und v_1, die entgegengesetzte Umdrehungen zu bewirken suchen. Nehmen wir aber an, dass das Rad AE in Folge dieser Geschwindigkeiten die Umdrehungsgeschwindigkeit y annehme und zugleich mit einer Geschwindigkeit x im Kreise um CO fortrücke, so wird sein $v = x + y$ und $v_1 = x - y$, demnach $x = \frac{v + v_1}{2}$ und $y = \frac{v - v_1}{2}$; es wird also in diesem Falle das Rad AE mit der halben Summe der Geschwindigkeiten der Räder AB und DE um CO umgehen und sich zugleich mit der halben Differenz um seine eigene Axe KL drehen.

Laufen hingegen die Räder AB und DE nach entgegengesetzten Richtungen um, so geht das Rad mit der Geschwindigkeit $\frac{v - v_1}{2}$ um CO und dreht sich mit der Geschwindigkeit $\frac{v + v_1}{2}$ um seine eigene Axe KL. Wenn nun das Rad AB u und DE u_1 Umdrehungen in der Minute macht, so wird demnach das Rad AE und somit auch $FG = \frac{u - u_1}{2}$ Umdrehungen um CO zurücklegen. Macht z. B. $AB = 10$ und $DE = 9$ Umdrehungen, so wird FG nur $\frac{10 - 9}{2} = \frac{1}{2}$ Umdrehungen machen.

Die in *Fig.* 62 repräsentirte Maschine ist der so eben beschriebenen sehr ähnlich. Die beiden Räder AB und CD mit gemeinschaftlicher Axe werden um dieselbe nach entgegengesetzten Richtungen mit verschiedenen Geschwindigkeiten v und v_1, etwa mittels zweier, um die Welle HK gelegter Schnüre ohne Ende in Umdrehung gesetzt. Auf der Axe E sitzen zwei Rädchen FG, wovon nur das eine in der Figur sichtbar ist, fest, und von diesen greifen die Zähne des einen in die Zähne von AB und die Zähne des anderen zwischen die Zähne von CD. Endlich sind die Axen E und M durch ein Gelenk EM verbunden, welches die festverbundenen Räder FG in gehöriger Entfernung von M hält, ohne ihre Umdrehungen um die Axen E und M zu verhindern. Die entgegengesetzten Umfangsgeschwindigkeiten v und v_1 von AB und CD theilen sich dem Rade FG mit und sind Ursache, dass sich nun FG mit der Geschwindigkeit $\frac{v + v_1}{2}$ um seine Axe E und mit der Geschwindigkeit

$\frac{v - v_1}{2}$ um die Axe M dreht, welche Drehung natürlich auch das Gelenk EM theilt und welche durch dieses auf eine andere Welle übergetragen werden kann. Sind nun die Halbmesser MA und MC der Räder AB und $CD = r$ und r_1, ist also die Centrallinie $ME = \frac{r + r_1}{2}$, so folgt die Umdrehungszahl des Gelenkes ME

$u_2 = \frac{30\,(v - v_1)}{\pi\,(r + r_1)}$ oder, wenn die Umdrehungszahl von $AB = u$ und die von $CD = u_1$ gegeben sind,

$$u_2 = \frac{r\,u - r_1\,u_1}{r + r_1}.$$

Wenn z. B. die Halbmesser r und $r_1 = 15$ und 16 Zoll messen und die Umdrehungszahlen u und u_1 der Räder AB und $CD = 12$ und 4 sind, so ist die Umdrehungszahl des Gelenkes

$$u_2 = \frac{15 \,.\, 12 - 16 \,.\, 9}{15 + 16} = \frac{36}{31}.$$

Wenn die Räder AB und CD einerlei Theilung haben, so genügt ein Rad FG, welches dann von AB und CD an entgegengesetzten Punkten zugleich ergriffen wird.

Man kann aber auch auf E zwei Räder von verschiedenen Halbmessern ϱ und ϱ_1 befestigen, von denen das eine von AB und das andere von CD ergriffen wird. In diesem Falle geht aber E mit der Geschwindigkeit $v_2 = \frac{\varrho_1 v - \varrho v_1}{\varrho + \varrho_1}$ um M herum, und es ist demnach die Umdrehungszahl des Gelenkes $EM = w_2 = \frac{\varrho_1 r\,u - \varrho r_1\,u_1}{\varrho_1 r + \varrho r_1}$.

9) Kreisbewegung mit veränderlicher Geschwindigkeit. Zuweilen wird verlangt, dass ein Rad ein anderes mit veränderlicher Geschwindigkeit in Umdrehung setzen soll. Hierbei ist zu unterscheiden, ob beide Räder in gleicher Zeit eine Umdrehung machen sollen, oder ob das eine Rad mehr Umdrehungen zu machen hat als das andere, ob vielleicht das eine Rad m Umdrehungen machen muss, während das andere Rad deren nur n zurücklegt. Einen Fall der ersten Art zeigt *Fig.* 63. Das sich um C drehende Rad $ABDE$ besteht aus drei gezahnten Sectoren, die in drei andere Sectoren des sich um M drehenden Rades $AFGE$ eingreifen. Die Sectoren AB und AF haben gleiche Halbmesser CA und MA und daher auch gleiche Centriwinkel und gleiche Winkelgeschwindigkeiten. Der mit dem Sector FG zum Eingreifen kommende Sector BD hat einen doppelt so grossen Halbmesser als jener, und deshalb ist auch sein Centriwinkel und seine Winkelgeschwindigkeit nur die Hälfte von dem Centriwinkel und der Winkelgeschwindigkeit des Sectors FG. Endlich hat der Sector DE nur einen halb so grossen Halbmesser als der Sector EG, mit dem er zum Eingriff kommt, deshalb hat er auch einen doppelt so grossen Centriwinkel als EG und auch eine doppelt so grosse Winkelgeschwindigkeit als dieser. Geht demnach das Rad $ABDE$ gleichförmig um, so treibt es das Rad $AFGE$ in den ersten drei Neunteln der Umdrehungszeit mit der einfachen Geschwindigkeit, in den folgenden

zwei Neunteln mit der doppelten und in den letzten vier Neunteln mit der halben Winkelgeschwindigkeit um.

Es sei die Centrallinie $CM = a$, der Halbmesser CA des einen Sectors $= x$ und der Halbmesser MA des in ihn eingreifenden $= y$, also $x + y = a$; es möge ferner der erste Sector eine $m$mal so grosse Winkelgeschwindigkeit als der zweite haben und der Centriwinkel ACB des einen $= \varphi$ und der Centriwinkel AMF des andern Sectors $= \psi$ sein.

Dann ist $\frac{\varphi}{\psi} = \frac{y}{x} = m$, und sonach

$$x = \frac{a}{m+1} \text{ und } y = \frac{ma}{m+1}.$$

Besteht nun das zweite Rad aus N Sectoren, von denen jeder den Centriwinkel ψ hat, so werden die Centriwinkel der Sectoren des anderen Rades sein müssen

$\varphi_1 = m_1\psi$, $\varphi_2 = m_2\psi$, $\varphi_3 = m_3\psi$ u. s. w., und zugleich
$N = m_1 + m_2 + m_3 + \ldots\ldots$

Soll z. B. das zweite Rad in *Fig.* 64 aus vier Sectoren, jeder zu 90°, bestehen, also $N = 4$ sein, so kann man $m_1 + m_2 + m_3 + m_4$ etwa $= \frac{1}{4} + \frac{3}{4} + \frac{9}{4} + \frac{3}{4}$ annehmen und hiernach die Centriwinkel der vier Sectoren des ersten Rades $= \frac{1}{4} \cdot 90° = 22\frac{1}{2}°$, $\frac{3}{4} \cdot 90° = 67\frac{1}{2}°$, $\frac{9}{4} \cdot 90° = 202\frac{1}{2}°$, und $\frac{3}{4} \cdot 90° = 67\frac{1}{2}°$ machen, die Halbmesser der Sectoren aber

$x_1 = \frac{4}{5}a$, $y_1 = \frac{1}{5}a$; $x_2 = \frac{4}{7}a$, $y_2 = \frac{3}{7}a$,
$x_3 = \frac{4}{13}a$, $y_3 = \frac{9}{13}a$; $x_4 = \frac{4}{7}a$, $y_4 = \frac{3}{7}a$ annehmen, wie

es in der angezogenen Figur ausgeführt ist.

Es wird sonach der Quadrant AB durch den Sector AB_1 mit $\frac{1}{4}$, der Quadrant DE durch D_1E_1 mit $\frac{3}{4}$, der Quadrant FG durch F_1G_1 mit $\frac{9}{4}$ und der Quadrant HK durch den Sector H_1K wieder mit $\frac{3}{4}$ der Winkelgeschwindigkeit des ersten Rades umgedreht.

Ein übler Umstand bei diesem Räderwerke tritt dann ein, wenn sich das Verhältniss der Geschwindigkeiten ändert, also ein Wechsel im Eingreifen der Sectoren erfolgt, weil in diesem Augenblicke zwei Paar Sectoren zugleich im Eingreifen befindlich sind, also ein gewisser Grad des Klemmens nothwendigerweise statt finden muss. Daher ist diese Vorrichtung auch nur zum Uebertragen kleiner Kräfte, wobei man sehr viele kleine Zähne anbringen kann, anwendbar.

Soll eine stetige Veränderung in der Geschwindigkeit des einen Rades statt finden, so kann man sich zweier gleicher elliptischer Stirnräder bedienen, welche sich um ihre Brennpunkte F und F_1 (*Fig.* 65) drehen, und so gegen einander gestellt sind, dass das eine genau um 180° gegen das andere verdreht ist. In der Figur sind so eben die Endpunkte des grössten und kleinsten Radius vector FA und F_1A, die in den grossen Axen beider Räder liegen, in Berührung, dreht sich aber das erste Rad um den Winkel AFB, so wird sich das andere um einen Winkel AF_1B_1 drehen müssen, der bestimmt ist durch die Gleichheit der Bogen AB und AB_1, die nothwendigerweise statt finden muss, wenn B mit B_1 in Berührung kommen soll. Nun ist aber eine Eigenschaft der Ellipse, dass die beiden Radii vectores FB und fB einer Ellipse zusammen der grossen Axe AE gleich sind, demnach wird auch $FB + Bf = FF_1$, oder, da $Bf = B_1F_1$ ist, $BF + B_1F_1 =$ dem Axenabstande FF_1 sein, was aber auch nöthig ist, damit die Räder immer im Eingriffe bleiben.

Bezeichnen wir die grosse Halbaxe $CA = MA$ mit a und die Excentricität $CF = Cf = MF_1$ mit e, so können wir das kleinste Verhältniss der Winkelgeschwindigkeiten von FA und $F_1A = \frac{AF_1}{AF} = \frac{a-e}{a+e}$ und das grösste, welches nach einer halben Umdrehung beider Räder eintritt, $= \frac{a+e}{a-e}$ setzen. Soll demnach bei einer gleichförmigen Umdrehung des einen Rades die grösste Geschwindigkeit des andern Rades in einem gegebenen Verhältnisse n zur kleinsten desselben stehen, so wird man $n = \frac{a+e}{a-e} : \frac{a-e}{a+e} = \left(\frac{a+e}{a-e}\right)^2$ nehmen müssen, was dann die erforderliche Excentricität $e = \left(\frac{\sqrt{n}-1}{\sqrt{n}+1}\right) a$ gibt und woraus sich nun noch die kleine Halbaxe $CD = MD_1 = b = \sqrt{a^2 - e^2}$ berechnen lässt.

Soll z. B. die Geschwindigkeit des um M laufenden Rades durch das sich um C drehende Rad nach und nach so abgeändert werden, dass sie nach einer halben Umdrehung des Rades doppelt so gross wird als früher, und dass sie nach einer ganzen Umdrehung ihre vorige Grösse wieder annimmt, so wird die Excentricität dieser Räder

$e = \left(\frac{\sqrt{2}-1}{\sqrt{2}+1}\right) a = 0{,}17157 \,.\, a$ und die kleine Halbaxe

$b = a\sqrt{1 - (0{,}17157)^2} = 0{,}98517 \,.\, a$ sein müssen.

Soll während einer Umdrehung die Geschwindigkeit mehr als ein Maximum und Minimum haben, so genügen nicht einmal elliptische Stirnräder, man muss denselben eine mehr oder weniger eckige Querschnittsform geben; zu diesen Rädern gehören die viereckigen Räder A und B (*Fig.* 65, b), welche in der Buchdruckerpresse von Bacon und Donkin vorkommen; sie bewegen sich um die Axen C und D und sind mit einem solchen Querschnitt versehen, dass in jedem Stande die Summe der Halbmesser beider Räder constant und zwar gleich dem Abstande ihrer beiden Bewegungsaxen ist. Bei der Construction ist darauf Rücksicht zu nehmen, dass der Umfang des einen genau gleich dem des andern wird, und dass man nur die Halbmesser der Räder als entsprechende betrachten kann, zu deren äusseren Endpunkten man gelangt, wenn man von dem gemeinschaftlichen Berührungspunkte beider Räder ausgehend auf jedem der beiden Umfänge einen gleichen Weg zurückgelegt hat. Aus der Abbildung ergibt sich, dass nach dem allgemeinen Bewegungsgesetze in einander greifender Räderwerke bei gleichförmiger Umdrehung des Rades A das Rad B in dem gezeichneten Stande am langsamsten gehen wird; setzt A seine Umdrehung fort, so wird die Geschwindigkeit von B beschleunigt, und erreicht, nachdem sich A um 45° gedreht hat, ihr Maximum; in diesem Punkte wird daher B gewendet. Während nun A die nächsten 45° durchläuft, verändert sich die Geschwindigkeit von B wieder und erreicht in einer Stellung, welche der gezeichneten gleich ist, ihr zweites Minimum. Es lässt sich leicht durch Erweiterung der Betrachtung nachweisen, dass B viermal am schnellsten und viermal am langsamsten gedreht wird, während A eine Umdrehung gleichförmig vollendet.

Wenn die Umdrehungszahlen beider Räder verschieden sind, so kann man die zuerst von Römer*) vorgeschlagenen conischen Räder mit Zähnen in Spiral- oder Schraubenlinien anwenden. Nehmen wir einmal an, dass das Treibrad zwei Umdrehungen mache, während das Getriebrad deren drei zurücklegt, und dass die Winkelgeschwindigkeit von diesem Rade anfangs der des ersten Rades gleich sei, nach und nach aber immer grösser und grösser werde und zuletzt, nach zwei Umdrehungen des ersten oder nach drei Umdrehungen des zweiten Rades, doppelt so gross sein soll. Denken wir uns nun das Treibrad nach und nach um 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 R (rechte Winkel) gedreht. Die diesen Umdrehungswinkeln entsprechenden Geschwindigkeitsverhältnisse sind dann $\frac{8}{8}, \frac{9}{8}, \frac{10}{8}, \frac{11}{8}, \frac{12}{8}, \frac{13}{8}, \frac{14}{8}, \frac{15}{8}$ und $\frac{16}{8}$; umgekehrt aber sind die Verhältnisse zwischen den Halbmessern des zweiten und ersten Rades $\frac{8}{8}, \frac{8}{9}, \frac{8}{10}, \frac{8}{11}, \frac{8}{12}, \frac{8}{13}, \frac{8}{14}, \frac{8}{15}, \frac{8}{16}$; und demnach sind, in Theilen der Centrallinie ausgedrückt, die Halbmesser des ersten Rades $\frac{8}{16}, \frac{9}{17}, \frac{10}{18}, \frac{11}{19}, \frac{12}{20}, \frac{13}{21}, \frac{14}{22}, \frac{15}{23}, \frac{16}{24}$ und die des zweiten Rades $\frac{8}{16}, \frac{8}{17}, \frac{8}{18}, \frac{8}{19}, \frac{8}{20}, \frac{8}{21}, \frac{8}{22}, \frac{8}{23}, \frac{8}{24}$.

Endlich sind die entsprechenden Umdrehungswinkel des zweiten oder Getriebrades 0, $\frac{17}{16}, \frac{36}{16}, \frac{57}{16}, \frac{80}{16}, \frac{105}{16}, \frac{132}{16}, \frac{161}{16}, \frac{192}{16}$ eines rechten Winkels.

Hiernach ist nun das Räderwerk in *Fig.* 66 (Taf. 3) angeordnet. In dieser Figur bedeuten die Stellen, welche mit gleichen Zahlen bezeichnet sind, die Punkte, in denen sich die beiden Räder AB und DE nach und nach berühren. In die durch 1, 2, 3, 4 .... gelegten Curven sind die Zähne zu stellen, die beim Rade AB in zwei und beim Rade DE in drei Windungen herumlaufen.

Aus diesem Beispiele ist leicht zu ersehen, wie die Anordnung eines solchen Räderwerkes bei andern Verhältnissen vorzunehmen ist. Nur die Berechnung der Umdrehungswinkel ψ des zweiten Rades aus den angenommenen Umdrehungswinkeln φ des ersten Rades bedarf noch einer Andeutung. Ist das veränderliche Verhältniss zwischen den Winkelgeschwindigkeiten des zweiten und ersten Rades $= a + b\varphi$, wo a und b gegebene Zahlen ausdrücken, so ergibt sich ψ durch die Formel

$$\psi = \frac{(2a + b\varphi)\varphi}{2}.$$

In unserem Beispiele ist $a = 1$ und $b = \frac{1}{8R}$, insofern φ in rechten Winkeln ausgedrückt wird, demnach obiges Geschwindigkeitsverhältniss $= 1 + \frac{\varphi}{8R}$ und der veränderliche Winkel $\psi = \left(\frac{16R + \varphi}{16R}\right)\varphi$.

Insofern obiges Geschwindigkeitsverhältniss durch $f(\varphi)$ ausgedrückt ist, gibt die höhere Mathematik allgemein

$$\psi = \int f(\varphi)\, d\varphi.$$

*) Machines approuvées par l'Academie I. p. 24.

Man kann auch dadurch einem Räderwerke eine ungleichförmige Winkelgeschwindigkeit ertheilen, dass man nur das eine Rad *B* (*Fig.* 67) um eine excentrische Axe *M* laufen lässt, dem andern kreisrunden Rade *A* aber eine bewegliche Pfanne *C* gibt, die durch eine Feder *CD* oder durch ein an eine Schnur gehängtes Gewicht nach dem Axenpunkte *M* so hingedrückt oder gezogen wird, dass das Rad *A* immer mit *B* im Eingriffe bleibt. Da es aber einem umlaufenden Treib- oder Getriebrade selten gestattet ist, während der Umdrehung sich etwas hin- und herzuschieben, und dann wenigstens noch ein Universalgelenk in der Axe desselben anzubringen ist, so kann man, wie in *Fig.* 68, a, ein drittes um *D* drehbares Rad *E* anwenden, das mit *A* durch ein Gelenk *CD* verbunden ist, welches durch eine Feder *F* nach dem um *M* laufenden Rade *B* hingedrückt wird und bewirkt, dass das Rad *A* nicht nur immerwährend mit dem centrischen Treibrade *E*, sondern auch mit dem excentrischen Getriebrade *B* im Eingriff bleibt, wenn ihm auch von diesem Rade nach und nach verschiedene Hebelarme MG, MG_1 .... dargeboten werden.

Statt excentrischer Stirnräder können endlich auch excentrische Kammräder, und zwar noch mit grösserem Vortheile angewendet werden, da bei ihnen ein besonderer Mechanismus, um beide Räder in fortwährendem Eingriffe zu erhalten, nicht erforderlich ist. In *Fig.* 68, b greift ein langes Getriebe *B* in die Zähne des excentrischen Kammrades *A*, welche sämmtlich nach der Umdrehungsaxe *C* dieses Rades gerichtet sind. Geht *B* gleichförmig um, so erhält *A* eine ungleichförmige Winkelgeschwindigkeit, welche genau genug der Entfernung der vom Getriebe *B* ergriffenen Zähne von der Umdrehungsaxe *C* proportional angenommen werden kann; bewegt sich dagegen *A* mit gleichförmiger Winkelgeschwindigkeit, so erhält das Getriebe *B* eine in einer bestimmten Zeit wachsende und dann wieder abnehmende Umdrehungsgeschwindigkeit mitgetheilt. Nennt man den grössten Halbmesser des Kammrades *R*, den kleinsten *r* und die Länge eines Zahnes *l*, so muss die Länge des Getriebes mindestens $R - r + l$ sein, damit sowohl die Zähne am grössten Halbmesser, als auch die am kleinsten Halbmesser ungehindert eingreifen können.

B. Umsetzen der fortgehenden Bewegungen in absetzende Bewegungen.

a) Geradlinig fortgehende Bewegungen in geradlinig absetzende umzuändern.

Sehr gewöhnlich verwandelt man die geradlinig fortgehende Bewegung mittelbar in eine absetzende Bewegung derselben Art, indem man sie erst in eine Kreisbewegung umsetzt, und aus dieser nach später zu gebenden Regeln die absetzende Bewegung in der geraden Linie ableitet. Doch erreicht man diesen Zweck durch folgendes Mittel auch unmittelbar.

Auf einer über Rollen oder einer andern Leitung geradlinig fortlaufenden Stange *AB* (*Fig.* 69) sind die, schiefe Ebenen bildenden, dreiseitigen Prismen *CDE*, *EFG*.... befestigt, welche eine in einer Leitung liegende Stange *LM* abwechselnd aufheben und wieder sinken lassen. Diese Vorrichtung setzt voraus, dass die Stange *LM* ein Bestreben hat, sich der *AB* zu nähern, wenn aber dasselbe nicht vorhan-

den ist, und *LM* nicht durch sich selbst an *DE*, *FG*.... herabgleitet, so wendet man entweder Stahlfedern oder Gewichte an, welche diese Stange rückwärts schieben oder ziehen, oder man bringt Vorrichtungen wie in *Fig.* 70 oder 71 in Anwendung. Der zwischen Walzen fortlaufende Körper *ABCD* (*Fig.* 70) hat eine ein Zickzack bildende Spur *EFGH*, welche einen am Ende der Stange *LM* befestigten Stift oder eine daselbst angebrachte Rolle umschliesst. Beim Fortgehen von *ABCD* steigt der Stift oder die Walze *L* im Zickzack auf und ab, und theilt diese Bewegung auch der Stange *LM* mit. Die durch *Fig.* 71 repräsentirte Vorrichtung besteht aus zwei Reihen schiefer Flächen wie *EFG*, *GHK*, *KNO*, *OPQ*...., die beim Fortlaufen der ganzen Vorrichtung zwischen den Walzen *A*,*B*,*C*,*D* die Stange *LM* abwechselnd auf- und niederschieben, indem bald eine schiefe Fläche *KN* der einen Reihe das auf dieser Stange sitzende Rad *M*, bald eine schiefe Fläche *OP* der anderen Reihe das an eben dieser Stange angebrachte Rad *L* ergreift und fortschiebt.

Die Mechanik dieser Vorrichtungen stimmt mit den in *A*, *a*, 3, 4 und 5 beschriebenen (s. S. 4 — 8) vollkommen überein. Soll die Stange *LM* gleichförmig auf- und niedersteigen oder her- und hingehen, so sind die schiefen Flächen eben herzustellen; soll aber dieselbe nach einem gewissen Gesetze ungleichförmig her- und hingehen, so müssen die Flächen auch nach diesem Gesetze gekrümmt sein.

Ein Beispiel, wie die fortgehende Bewegung in der geraden Linie mittels einer Kreisbewegung in eine absetzende geradlinige Bewegung umgeändert wird, bietet die *Fig.* 72 dar. Die progressiv fortgehende Stange *AB* ist auf zwei gegenüber liegenden Seiten absetzend gezahnt und glatt; die Zähne auf der einen Seite drehen ein Rad in der Richtung *DE* um *C*, und die Zähne auf der andern Seite bewegen ein anderes Rad in der Richtung *FG* um *M*, wenn jenes still steht. Beide Räder greifen endlich zwischen die Zähne einer Stange *KL*. Es ist nun leicht einzusehen, wie die Stange *AB* mittels des Rades *DE* die Stange in der Richtung *LK*, und wie sie mittels des Rades *FG* die Stange in der Richtung *KL* fortschiebt, wie also die Stange *KL* eine hin- und hergehende Bewegung annehmen muss.

b) Geradlinig fortgehende Bewegungen in kreisförmig absetzende umzuändern.

Um diesen Zweck zu erreichen, verwandelt man ebenfalls die gegebene fortgehende Bewegung in eine kreisförmig fortgehende und leitet aus dieser nach später zu gebenden Regeln die beabsichtigte absetzende Kreisbewegung ab. Doch kann man sich auch einer gezahnten Stange oder einer schiefen Ebene bedienen, um denselben Zweck zu erreichen.

In *Fig.* 73 ist eine der in *Fig.* 72 dargestellten Maschine ganz ähnliche Vorrichtung abgebildet. Die Stange *AB* setzt die Zahnräder *DCE* und *FMG* in drehende Bewegung und diese geben dem gezahnten Sector *KL* die verlangte oscillirende Bewegung.

Um aus der gegebenen Lage der bewegenden Stange *AB* und aus der des zu bewegenden Sectors *KLO* die Lage der Vorgelegräder *CDE* und *FGM* zu finden, muss man mit jener Stange in einem Abstande, welcher den Halbmessern dieser Räder gleich ist, Parallellinien ziehen, und aus dem Mittelpunkte des Sectors mit der als Radius angenommenen Summe aus dem Halbmesser des Sectors und dem eines Vorgelegrades einen

Kreis beschreiben: die Durchschnitte *C* und *M* dieses Kreises mit jenen Parallellinien geben die gesuchten Axenpunkte der Vorgelege.

In *Fig.* 74 sind es wieder schiefe Flächen *CD*, *DE*, *EF*...., wie in *Fig.* 69, welche einen um *M* drehbaren Arm *ML* hin- und hergehend bewegen. Soll nun durch die gleichförmig fortgehende schiefe Fläche *ABδ* (*Fig.* 75) der Hebel *MA* ebenfalls gleichförmig fortbewegt werden, so muss diese Fläche eine besondere Form haben, die wir nun kennen lernen müssen.

Es sei *AB* der Weg der schiefen oder gekrümmten Fläche und *AC* der gleichzeitige Weg des Hebels *MA*. Man theile beide Wege in möglichst viel gleiche Theile, hier nur in vier, und ziehe durch die Theilpunkte *I*, *II*, *III*, *IV* gerade Linien parallel mit *AB*, endlich schneide man von diesen die Stücke $I\alpha = A1$, $II\beta = A2$, $III\gamma = A3$ und $IV\delta = A4$ ab; die sich dadurch ergebenden Punkte α, β, γ, δ geben den Lauf der Curve, nach welcher die gesuchte Fläche zu construiren ist. Die Richtigkeit dieser Construction ergibt sich sogleich, wenn man die Fläche so fortgerückt denkt, dass die Punkte α, β, γ, δ nach und nach mit den Theilpunkten *I*, *II*, *III*, *IV* zusammenfallen, in welchen Fällen ja allemal die durchlaufenen Wege *AI*, *AII*, *AIII*.... des Hebels den Wegen *A*1, *A*2, *A*3.... proportional sein müssen. Ist die schiefe Fläche um *AB* fortgerückt, also *A* nach A_1 gekommen, so hat der Endpunkt des Hebels seine höchste Stelle *C* erlangt, und er kann nun wieder auf einer ähnlich construirten Fläche herabgleiten.

Soll z. B. das Herabsinken des Hebels *MA* in derselben Zeit vor sich gehen als das Hinaufsteigen, so kann man $I\alpha_1 = A3$, $II\beta_1 = A2$, $III\gamma_1 = A1$ machen und durch α_1, β_1, γ_1 einen Zug führen, welcher die Gestalt des zweiten Theiles der krummen Fläche gibt.

Die vorige Construction setzt voraus, dass der Hebel *AM* die schiefe Fläche in einem festen Endpunkte berühre; da man aber in der Regel der Verminderung der Reibung wegen ein Frictionsrad an das Ende des Hebels oder der Stange anbringt, so muss man mit der nach dem Vorhergehenden construirten krummen Linie $A\alpha\beta\gamma\delta$ (*Fig.* 76) eine Curve $A_1\alpha_1\beta_1\gamma_1\delta_1$ parallel legen und die schiefe Fläche nach dieser construiren. Diese parallele Curve, welche eine äquidistante ist (s. ÄQUIDISTANTE), ergibt sich aber, wie in allen ähnlichen Fällen, sehr leicht, wenn man mit dem Halbmesser des Frictionsrades aus möglichst vielen Punkten der gegebenen $A\alpha\beta\gamma\delta$ Kreise beschreibt und durch die äussersten Punkte A_1, α_1, β_1, γ_1, δ_1 dieser einen Zug führt.

Um die Kraft verzehrenden Stösse zu vermeiden, welche allemal eintreten, wenn eine bewegte Masse einer andern ruhenden oder langsamer gehenden central begegnet, construirt man die schiefe Fläche so, dass sie den Hebel anfangs unendlich langsam bewegt und ihm nach und nach immer mehr und mehr Geschwindigkeit ertheilt. Am besten ist es, wenn man ihm eine gleichförmig beschleunigte Bewegung geben und ihn eben so bei einer gleichförmig verzögerten Bewegung wieder allmälig zur Ruhe kommen lässt. *Fig.* 77 zeigt die dazu dienende Form der schiefen Fläche; es stellen hier die Gerade *CB* und der Bogen *AC* die gleichzeitig durchlaufenen Wege der schiefen Fläche und des Hebels vor; theilen wir wieder *CB* in gleiche Theile, z. B. in acht, die beiden Hälften *AD* und *CD* des Bogens *AC* aber in Theile, die sich zu einander verhalten wie 1 zu 3 zu 5 zu 7 zu 9 u. s. w. Jetzt ziehen wir durch die Theilpunkte 1, 3, 5, 7.... Parallellinien zur Bewegungs-

richtung CB der schiefen Fläche und schneiden von diesen Linien die Stücke $1\alpha = \frac{1}{8}CB$, $3\beta = \frac{3}{8}CB$, $5\gamma = \frac{5}{8}CB$, $7\delta = \frac{7}{8}CB$, ferner $5_1\gamma_1 = \frac{5}{8}CB$, $3_1\beta_1 = \frac{6}{8}CB$, $1_1\alpha_1 = \frac{7}{8}CB$ ab: die durch $A\alpha\beta\gamma\delta\gamma_1\beta_1\alpha_1 B$ gehende Curve ist die gesuchte. Wenn nun die schiefe Fläche die Wege 1α, 3β, 5γ, 7δ.... zurückgelegt hat, so ist der Hebel MA um die Bogen $A1$, $A3$, $A5$, $A7$.... fortgerückt, und da sich nun diese Bogen wie die Quadrate 1, 4, 9, 16.... der natürlichen Zahlen zu einander verhalten, so ist die Bewegung in diesen Bogen gleichförmig beschleunigt, wie sie gleichförmig verzögert werden muss, wenn das Hebelende A die zweite Hälfte DC des Bogens AC durchläuft.

c) Kreisförmig fortgehende Bewegung in geradlinig wiederkehrende umzusetzen*).

1) Das Excentricum oder die excentrische Scheibe (fr. *excentrique;* engl. *eccentric* oder *excentric wheel*). Wenn man ein Prisma oder einen allgemeinen Cylinder $ABCD$ (*Fig.* 78) um eine mit seinen Seiten parallel laufende Axe M umdreht, so setzt er eine zwischen einer Leitung liegende und von einer Kraft nach dem Prisma oder dem Cylinder immerwährend hingezogene Stange EF in eine geradlinig wiederkehrende Bewegung. Ein solcher Körper $ABCD$ heisst in diesem Fall ein Excentricum oder eine excentrische Scheibe, und wenn er die Form eines gemeinen Cylinders hat, dessen Drehungsaxe von seiner ihr parallel laufenden mathematischen Axe abweicht, ein Kreisexcentricum insbesondere. Wir haben im Folgenden mehrere Arten dieser Maschine kennen zu lernen.

Betrachten wir zunächst den Fall, wenn die Stange EF nach der Axe M gerichtet ist.

Es ist hier die Curve zu finden, nach welcher die schiefe Fläche des Excentricums zu construiren ist, das die Stange EF (*Fig.* 79) um den Weg EE_1 fortschiebt, während es sich selbst um den gegebenen Winkel EMA dreht. Nehmen wir wieder an, dass das Excentricum sich gleichförmig umdrehe, und construiren wir dasselbe für den Fall, dass sich die Stange EF ebenfalls gleichförmig auf und nieder bewege. In diesem Falle theile man jeden der beiden gleichzeitigen Wege AE und EE_1 in gleichviel gleiche Theile, z. B. in vier, ziehe durch die Theilpunkte I, II, III.... des Bogens AE Halbmesser nach dem Centrum M und beschreibe aus eben diesem Punkte concentrische Kreisbogen durch die Theilpunkte 1, 2, 3.... des Hubes EE_1; diese durchschneiden die zugehörenden Halbmesser in den Punkten α, β, γ, δ, durch welche die gesuchte Curve geht. Auf ähnliche Weise kann man auch die schiefe Fläche $B\delta$ construiren, auf welcher die Stange EF wieder herabgleitet. Die krumme Linie ist in allen diesen Fällen eine archimedeische Spirallinie (s. den Artikel SPIRALLINIEN).

Es folgt aus der Construction dieser Curve, dass gleichen Umdrehungswinkeln des Excentricums gleiche Wege der in der Stangenrichtung wirkenden Last entsprechen, dass also, ohne Rücksicht auf Reibung, auch Kraft und Last immer dieselben sein müssen.

Soll die Stange EF (*Fig.* 80) von dem Excentricum AEM allmälig in Bewegung gesetzt werden, so muss man den Hub EE_1 in Theile

*) Ein grosser Theil der hier aufgeführten Vorrichtungen wird von den Engländern mit dem Namen *parallel motions* bezeichnet.

theilen, die sich zu einander verhalten wie 1 zu 3 zu 5 zu 7, und durch die sich ergebenden Theilpunkte 1, 3, 5, 7.... Kreisbogen beschreiben, welche die durch die Theilpunkte *I*, *II*, *III*.... gehenden Halbmesser in Punkten α, β, γ, δ der gesuchten Curve schneiden, und soll die Stange noch ausserdem allmälig zur Ruhe kommen, so ist eine Construction anzuwenden, die sich leicht aus *Fig.* 77 auf gegenwärtigen Fall übertragen lässt.

Wenn an den Stellen, wo die schiefen Flächen, aus welchen das Excentricum besteht, an einander stossen, scharfe Ecken entstehen, was insbesondere bei dem ersten Constructionsverfahren eintritt, so muss man diese etwas abrunden. Bei Anwendung eines Frictionsrades muss man natürlich die schiefen Flächen parallel als Aequidistanten zu den in den Figuren construirten Curven $E\delta$ legen, in welchem Falle sich auch die Abrundung der Ecken von selbst ergibt.

Bedeutend sind die Reibungen an den excentrischen Scheiben dann, wenn die schiefe Fläche $E\delta$ viel ansteigt, also das Verhältniss zwischen dem progressiven Wege EE_1 und dem drehenden Wege EA sehr gross ist. Da nun der letzte Weg eben so sehr vom Halbmesser $ME = MA$ als vom Umdrehungswinkel EMA abhängt, so ist es aus diesem Grunde rathsam, den Halbmesser ME für das Excentricum möglichst gross auszuwählen. Man kann sich die schiefe Fläche $E\delta$ aus lauter kleinen schiefen Ebenen zusammengesetzt denken, von denen jede eine andere Neigung hat. Es sei BE in *Fig.* 81 ein solches Element der schiefen Fläche, und AB ihre Höhe oder der Weg der Last, während EA den gleichzeitigen Weg der Kraft andeutet. Bezeichnen wir den Weg AE mit v, den Weg AB mit w und die in der Richtung der Stange wirksame Last EQ mit Q. Diese Last Q zerlegt sich in zwei Seitenkräfte EN und ER, von denen die erste winkelrecht gegen die schiefe Fläche wirkt und also auch von dieser aufgenommen wird, die andere normal von der Stangenrichtung weg gegen die Leitung der Stange drückt. Jene Seitenkraft erzeugt also die Reibung zwischen dem Ende der Stange und der schiefen Fläche, und diese bewirkt die Reibung zwischen der Stange und ihrer Leitung. Aus dem Normaldrucke EN folgt nun wieder der Normaldruck EQ auf die Axe des Excentricums und die Tangentialkraft EP, welche der Umdrehungskraft des Excentricums das Gleichgewicht hält.

Der die Reibung in der Leitung bewirkende Seitendruck ER ist $= \frac{w}{v} Q$, der Normaldruck EN gegen die schiefe Fläche $= \frac{\sqrt{v^2 + w^2}}{v} Q$, der Zapfendruck $EQ = Q$, und die Umdrehungskraft $EP = ER = \frac{w}{v} Q$. Wäre nun die Stange und ihre Leitung ohne Frictionsräder, so würden die Reibungen derselben sein $= \mu \frac{wQ}{v}$ und $= \mu_1 \left(\frac{v}{w} + \frac{w}{v}\right) Q$, und hiernach die Umdrehungskraft

$$P = \frac{w}{v} Q + \mu \frac{w}{v} Q + \mu_1 \left(\frac{v}{w} + \frac{w}{v}\right) Q$$

$$= \left((1 + \mu + \mu_1) \frac{w}{v} + \frac{v}{w}\right) Q,$$ wobei noch nicht die Zapfenreibung mit einbegriffen wäre.

Durch Anbringung von Frictionsrädern würden natürlich die beiden berechneten Reibungen nicht nur wegen eines anderen Reibungscoefficienten verändert, sondern auch im Verhältnisse der Halbmesser des Zapfens und des Rades verkleinert werden. Wenn die bewegte Stange *EF* kein Bestreben hat, sich von selbst zurückzuziehen, so sind entweder Federn oder Gegengewichte nöthig, oder man muss eine der Vorrichtungen in *Fig.* 82 und 83 anwenden. Das Excentricum in *Fig.* 82 hat an einer oder an beiden Stirnflächen eine krummlinig rund herum laufende Spur *ABCD* und die Stange *EF* wird von ihm mittels der Rädchen *a* und *a* hin- und hergezogen, indem diese in der Spur fortlaufen. Die Vorrichtung in *Fig.* 83 besteht eigentlich aus zwei sich um eine gemeinschaftliche Axe *M* drehenden excentrischen Scheiben *ABCD* und *EFGH*, und die hin- und hergehende Stange, welche die Welle *M* ringförmig umschliesst, um von dieser in der Bewegung nicht gestört zu werden, hat zwei Frictionsrädchen, welche abwechselnd von den schiefen Flächen der excentrischen Scheiben ergriffen werden.

Sehr häufig findet man das herzförmige Excentricum, die Herzscheibe (fr. *coeur;* engl. *heart*) angewendet, welche bei einer Umdrehung nur einen Hin- und Hergang der Stange veranlasst. Soll die Stange regelmässig fortgehen, so muss natürlich der Durchschnitt des Excentricums nach einer gewissen Spirallinie (fr. *courbe d'égal mouvement, à mouvement uniforme*) construirt werden, und soll der Hingang in derselben Zeit genau so erfolgen wie der Hergang der Stange, so muss dieser Durchschnitt aus zwei symmetrischen Hälften bestehen, wie in *Fig.* 84. Die Construction dieser Spiralen ist die bekannte. Man theile die Höhe *AB* und die beiden Hälften *AC* des Kreises durch den tiefsten Punkt *A* in gleiche Theile und verbinde die Durchschnittspunkte $\alpha, \beta, \gamma \ldots$ zwischen den durch die Theilpunkte *I, II, III* ... gezogenen Halbmessern und den durch die Theilpunkte 1, 2, 3 .... aus *M* beschriebenen Kreisen durch einen Zug. Auf diese Weise erhält man die archimedeische Spirallinie, welche die Stange *DE* gleichförmig aufhebt und eben so niedersinken lässt.

Fig. 85 zeigt die Construction eines Excentricums, welches die Stange allmälig aus der Ruhe in Bewegung setzt, und wieder allmälig in Ruhe übergehen lässt, indem es dieselbe erst gleichförmig beschleunigt und später gleichförmig verzögert anhebt und auf dieselbe Weise auch sinken lässt. Während der Grundkreis *AC* in gleiche Theile getheilt ist, sind beide Hälften *AF* und *BF* der Extension des Weges in Theile getheilt, die sich wie 1 zu 3 zu 5 zu 7 .... verhalten. Dieses Excentricum kann auch durch eine Ellipse (*Fig.* 86) ersetzt werden, deren eine Axe die *BC* ist. Wenn auch durch dieselbe keine gleichförmig veränderte Bewegung der Stange erzielt wird, so setzt sich doch dieselbe erst ganz allmälig in Bewegung und dann eben so in Ruhe. Aus dem Halbmesser $AM = CM = r$ des Grundkreises, in dessen Umfange das Aufsteigen der Stange beginnt, und aus dem Wege $AB = w$ der Stange folgt die eine Halbaxe $OB = OC$ der gesuchten Ellipse $b = r + \frac{1}{2}w$. Die andere Halbaxe $OD = OE = a$ kann man etwas grösser oder kleiner als b, am besten aber so auswählen, dass eine Ellipse entsteht, welche die Stange bei einem Viertel der Umdrehung um ein Viertel des Weges, d. i. um den halben Hub bewegt. Diese Bedingung gibt die gesuchte Halbaxe

$a = \frac{(w+2r)^2}{4\sqrt{r(w+r)}}$. Wäre z. B. $w = r$, so müsste

$a = \frac{9r^2}{4r\sqrt{2}} = 1{,}5909\,r$ gemacht werden. Weil ein Kreis sehr genau und leicht zu construiren ist, so wendet man gewöhnlich einen Kreis statt der Ellipse an, und erhält so das Kreisexcentricum. Hat man den Halbmesser r des Grundkreises oder der Welle so gross angenommen, dass er hinreichende Sicherheit vor dem Zerbrechen der Welle verspricht, so hat man zu ihm den halben Schub der Stange zu addiren, um den Halbmesser des Kreisexcentricums zu erhalten.

Fällt das Excentricum sehr gross aus, so kann es durch sein Gewicht eine Ungleichförmigkeit im Umlaufen der Welle veranlassen, weil sein Schwerpunkt bei der Umdrehung seine Lage gegen die Umdrehungsaxe unaufhörlich ändert. Aus diesem Grunde wendet man vielleicht ein Gegengewicht, z. B. eine andere excentrische Scheibe an, die, gegen die erste um 180° verdreht, mit ihr auf einerlei Welle befestigt wird, und nun mit ihr vollkommen balancirt.

Soll das Kreisexcentricum die Stange nicht blos fortschieben, sondern auch zurückziehen, so muss man ihm die in *Fig.* 87 angegebene Einrichtung geben. Es ist im Umfange der excentrischen Scheibe *BC* eine breite Spur ausgenommen, und in diese Spur ein aus zwei Bändern zusammengesetzter Ring oder Zaum (fr. *collier brisé*) *FH* gelegt, der zwar die Scheibe genau, aber nicht so scharf umschliesst, dass er der Scheibe in ihrer Umdrehung bedeutend hinderlich ist. Mit diesem Ringe ist ein Bügel *FGH* dadurch fest verbunden, dass die schraubenförmigen Enden dieses Bügels durch Löcher in den Lappen der den Ring bildenden Bänder hindurchgehen und auf der hinteren Seite mittels Schraubenmuttern angezogen werden. Endlich wird der Bügel auf ein Gelenk *GK* aufgeschraubt, dessen Drehungsaxe *K* am Ende der hin- und hergezogenen Stange *KL* festsitzt.

Das Gesetz, nach welchem sich die Geschwindigkeit der von dem Kreisexcentricum hin- und hergeschobenen Stange verändert, lässt sich aus *Fig.* 88 ableiten. Bei Umdrehung des Excentricums *BC* um *M* beschreibt der geometrische Mittelpunkt *O* der Vorrichtung einen Kreis, von dem OO_1 ein dem Umdrehungswinkel $OMO_1 = \varphi$ entsprechender Bogen ist. Wenn man nun nur die Bewegung in der Richtung *BC* berücksichtigt, also jede Seitenbewegung ausser Acht lässt, so hat man für diesen Umdrehungswinkel φ den Weg, um welchen das Excentricum und auch die Stange vorwärts gegangen ist, oder

$OP = MO - MP = MO\,(1 - \cos\varphi) = \frac{w\,(1-\cos\varphi)}{2}$; hiernach ist also das Verhältniss der gleichzeitigen Wege der Stange und des mit $MO = \frac{w}{2}$ beschriebenen Kreises $= \frac{1-\cos\varphi}{\text{arc}\,\varphi}$, und das Verhältniss der Geschwindigkeiten $= \frac{\sin\varphi}{1}$; welches beweist, dass die Bewegung der Stange mit Null Geschwindigkeit anfängt und eben so aufhört.

Bedeutend gross ist die Reibung am Umfange des Excentricums. Ist die in der Stangenrichtung wirkende Last $= Q$ und der Reibungscoefficient $= \mu$, so ist das Moment der Reibung während einer Um-

drehung $= 2\mu\pi(r + \frac{1}{2}w)\,Q$, und daher die Vermehrung der Last Q in Folge dieser Reibung $= \frac{\mu\pi(r+\frac{1}{2}w)}{w}\,Q$, weil die Last bei jeder Umdrehung der Vorrichtung den Weg $2w$ durchläuft. Wäre nun z. B. $w = r$ und $\mu = 0{,}2$, so würde die Last Q in Folge der Reibung um $0{,}2 \,.\, 3{,}14 \,.\, \frac{3}{2}\,Q = 0{,}942\,Q$ vermehrt, also durch dieselbe beinahe verdoppelt werden.

2) Der Krummzapfen (fr. *manivelle, axe coudé;* engl. *crank*). Um eine Stange durch eine Kreisbewegung radial hin und her zu bewegen, kann man sich auch eines Krummzapfens bedienen, dessen Warze in einem Schlitz läuft, der in einem Querstücke an der Stange befestigt ist. In *Fig.* 89 ist *MA* dieser Krummzapfen, *BC* die Stange und *DE* der Schlitz, welcher hier vollkommen geradlinig ist und nur so viel Weite hat, als nöthig ist, um die Warze *A* vollkommen zu umschliessen. Bei dieser Vorrichtung wird die Stange mit zunehmender Geschwindigkeit angehoben und mit abnehmender Geschwindigkeit im entgegengesetzten Punkte in Ruhe gesetzt. Soll aber die Stange gleichförmig in die Höhe steigen, während die Warze des Krummzapfens gleichförmig umläuft, so muss die Spur, in welcher die Warze läuft, eine besondere krummlinige Gestalt haben.

Die Curve ist in *Fig.* 90 construirend gefunden worden. Man denke sich den Quadranten *AB* und den entsprechenden Hub *MB* in gleiche Theile, hier z. B. in 4 getheilt; von den Theilpunkten 1, 2, 3... des erstern Perpendikel gegen die Halbmesser *MA* und *MB* gefällt, und nun (1) $\alpha = I(I)$, (2) $\beta = II(II)$, (3) $\gamma = III(III)$... gemacht: die sich ergebenden Punkte α, β, γ... bestimmen den Lauf eines Viertels der gesuchten Curve, und es sind nun leicht die übrigen drei Viertel hinzuzufügen. Rückt man diese Curve in die Höhe, so dass nach und nach die Punkte α, β, γ... mit den Punkten 1, 2, 3... zusammenfallen, so geht die Linie *MA* durch *I, II, III*..., welches ein Beweis von der Richtigkeit der so eben gezeigten Construction ist. Da die Warze *A* einen Cylinder bildet, so muss man in einem Abstande, welcher dem Halbmesser dieses Cylinders gleich ist, eine äquidistante Curve parallel zur vorhin construirten zeichnen, und die Spur *DE* (*Fig.* 91) nach dieser ausnehmen.

Die Curve, nach welcher das Querstück ausgenommen ist, hat die Form einer Achte. Setzt man die Coordinaten *MN* und *NP* derselben $= x$ und y, so lässt sich zeigen, dass

$y = \frac{2r}{\pi}\,\text{arc}\left(\sin = \frac{x}{r}\right) + \sqrt{r^2 - x^2} - r$ ist, wobei r die Höhe *MA* der Kurbel bezeichnet.

Der Abscisse $MN = x = \frac{2r}{\pi} = 0{,}6366\,r$ entspricht die grösste Ordinate $NP = y = 0{,}2104\,r$; es ist demnach die grösste Weite der Spur $= 0{,}4208\,r +$ Durchmesser der Warze.

3) Anwendung des Excentricums, wenn die Richtung der geradlinigen Bewegung rechtwinklig gegen die Axe der drehenden Bewegung liegt, ohne sie zu schneiden. Wenn die Richtung der Stange oder Last nicht durch die Axe der umlaufenden Welle geht, so erfordert das anzuwendende Excentricum eine andere Construction. Ist der Abstand der Stangen-

richtung von der Axe des Excentricums nicht gross, so kann man sich noch der im Vorhergehenden beschriebenen Vorrichtungen bedienen, wenn man nur die zu bewegende Stange *GH* (*Fig.* 92) durch Querstücke *K* und *L* mit der vom Excentricum *ABC* gehobenen Stange *EF* verbindet.

In *Fig.* 93 ist die Construction eines Excentricums vorgestellt, das eine der Umdrehungsaxe zur Seite liegende Stange her und hin schiebt. Man denke sich vom Drehungspunkte *M* des Excentricums ein Perpendikel *MC* gegen die Richtung *EF* der Stange gefällt und einen Kreis mit *MC* beschrieben. Es sei dieser Halbmesser $MC = r$, der Weg *EF* der Stange $= w$ und die Entfernung *CE* der tiefsten Stellung des Stangenendes *E* von dem Berührungspunkte $C = a$. Endlich sei α der Winkel *BMA*, um welchen sich die Welle dreht, während die Stange den Weg $EF = w$ durchläuft, und β der Winkel *CMA*, um den dieselbe sich drehen würde, wenn der Angriff im Berührungspunkte *C* erfolgte. Nehmen wir nun an, dass sich die Stange gleichförmig auf und nieder bewegen soll, während die Welle oder das Excentricum gleichförmig umläuft. In diesem Falle machen wir den Winkel

$CMA = \beta = \left(1 + \frac{a}{w}\right)\alpha$, weil wir annehmen müssen, dass sich der Centriwinkel β zum Centriwinkel α wie der Weg $a + w$ zum Wege w verhält. Nun theilen wir den Weg *CB* und den Bogen *CA* in gleiche Theile, z. B. in sechs, legen Tangenten durch die Theilpunkte 1, 2, 3, 4, 5 des Bogens und schneiden von diesen Linien die Stücke 1α, 2β, 3γ, 4δ, 5ε ab, welche den Theilen *CI*, *CII*, *CIII*, *CIV*, *CV* der Linie *CF* gleich sind: die durch $A\alpha\beta\gamma\delta\varepsilon F$ gehende Curve gibt den gesuchten Durchschnitt derjenigen krummen Fläche des Excentricums, welche die Stange *EF* gleichförmig aufhebt. Von dieser Fläche kommt natürlich das untere Stück $A\alpha\beta$ gar nicht zum Angriff, und deshalb kann man auch demselben eine andere Gestalt geben. Lässt man die Theilpunkte 1, 2, 3, 4, 5 nach und nach mit *C* zusammenfallen, so kommen die Punkte α, β, γ, δ, ε nach *I*, *II*, *III*, *IV*, *V*; und es findet daselbst die jedesmalige Berührung zwischen der Stange und dem Excentricum statt, was als Beweis von der Richtung der eben gezeigten Construction anzusehen ist.

Auf ähnliche Weise lässt sich nun auch die krumme Fläche $A_1\alpha_1\beta_1\gamma_1\delta_1\varepsilon_1 F$ construiren, auf welcher die Stange herabgleitet.

Es lässt sich leicht denken, dass die Stange auf eine so construirte schiefe Fläche um so schiefer drückt, je grösser die Differenz der gleichzeitigen Wege *EF* und *AB* der Stange und des Grundkreises ist. Macht man aber dieselben gleich, so schneidet die Curve $A\alpha\beta\gamma\ldots$ die Tangenten 1α, 2β, $3\gamma\ldots$ winkelrecht, dann drückt also auch die Stange winkelrecht auf die krumme Fläche und es nimmt dieselbe die Last oder den Druck der ersteren vollständig auf. In diesem Falle ist aber auch die Curve, welche von dem Durchschnitte der schiefen Fläche gebildet wird, eine Kreisevolvente (s. den Art. EVOLVENTE), d. i. eine krumme Linie, welche entsteht, wenn man den in *C* (*Fig.* 94) befestigten und tangential ausgespannten Faden *CF* allmälig um den Bogen *CA* eines Kreises herumlegt. Bei Anwendung der Kreisevolvente muss natürlich der Halbmesser $CM = AM = r$ des Grundkreises eine von dem Wege w abhängige Grösse haben; es muss nämlich der

Bogen $ABC = \frac{\beta \pi r}{180}$ = der Summe aus dem Abstande a und dem Wege w, also

$$r = \frac{180\,(a + w)}{\beta \pi}, \text{ oder, da } \beta = \left(\frac{a + w}{w}\right) a \text{ ist,}$$

$$r = \frac{180\,w}{a\,\pi} \text{ sein.}$$

Sehr gewöhnlich lässt man auch den Angriff der schiefen Fläche schon im Punkte C, d. i. da erfolgen, wo das von der Axe gegen die Stangenrichtung gefällte Perpendikel diese schneidet; dann ist natürlich $a = 0$ und $\beta = \alpha$. Was den Winkel α betrifft, so ergibt sich dieser natürlich aus der Anzahl der Anhübe, welche bei einer Umdrehung der Welle von der Stange gemacht werden sollen. Wäre z. B. die Anzahl $= 3$, und die Zeit zum Hingange der Zeit zum Hergange gleich gefordert, so müsste $\alpha = \frac{360}{2 \,.\, 3} = 60°$ sein. Wäre nun noch $w = 1$ Fuss gefordert, so würde der Halbmesser des Grundkreises

$r = \frac{180° \,.\, 1}{60° \,.\, \pi} = 0{,}9549$ Fuss zu machen sein. Die schiefe Fläche FA_1 (*Fig.* 93), über welche die Stange EF herabgleiten muss, kann, wie leicht zu denken ist, nicht nach der Kreisevolvente construirt werden.

Wenn die Stange EF ein Frictionsrädchen F erhält, so muss natürlich die krumme Fläche $A_1 \alpha_1 \beta_1 \gamma_1 \delta_1$ (*Fig.* 94) parallel zur Evolvente $A \alpha \beta \gamma F$ als Aequidistante gelegt werden.

Wenn man zwei Stangen anwenden darf, so kann man auch die rückgängige Bewegung auf einer nach der Kreisevolvente construirten Fläche erfolgen lassen. Eine Vorrichtung der Art stellt *Fig.* 95 vor. Von den beiden durch ein Querstück G zusammengeschlossenen Stangen E und F wird die eine durch die krummen Flächen AB und A_1B_1 emporgehoben und die andere auf den Flächen AC und A_1C_1 herabgleiten. Damit aber auch die schiefen Flächen dem Hin- und Hergehen von EF keine Hindernisse in den Weg legen und ein Klemmen vermieden werde, dürfen die Flächen AC und A_1C_1, so wie die Stange F nicht mit AB, A_1B_1 und E in einerlei Umdrehungsebene, sondern es muss die eine dieser Ebenen etwas hinter der andern liegen.

Wenn endlich die Stange E gar kein Bestreben hat, den rückgängigen Weg anzutreten, so kann man, wie in *Fig.* 96, mit dieser Stange noch eine Stange F durch die Zwischenstücke G, H und K verbinden, und nun E von AB und A_1B_1 nach der einen Seite und F von CD und C_1D_1 nach der entgegengesetzten Seite bewegen lassen.

Leicht kann man sich überzeugen, dass die Anwendung der Kreisevolvente zur Erzeugung einer hin und her oder auf und nieder gehenden Bewegung der Anwendung der archimedeischen Spirallinie weit vorzuziehen ist, weil bei dieser der Normaldruck auf die anhebende Fläche stets grösser, bei jener aber stets eben so gross ist als die in der Stangenrichtung wirkende Last Q. Aus dem Halbmesser $CM = r$ (*Fig.* 94) des Grundkreises und der Extension $CF = w$ des Weges ergibt sich die Länge des Evolventenbogens $AF = s$ durch $s = \frac{w^2}{2\,r}$; demnach

ist auch die auf den Lastpunkt reducirte Reibung zwischen der Stange und der hebenden Fläche

$$F = \frac{\mu Q s}{w} = \frac{\mu Q w}{2r}.$$

Da nun noch der Weg der Kraft P im Grund- oder Theilkreise oder Bogen CA auch $= w$ ist, so folgt die Kraft

$$P = Q + F = \left(1 + \frac{\mu w}{2r}\right) Q.$$

Wäre z. B. $\mu = 0{,}3$, $w = 1$ und $r = 0{,}9549$ Fuss, wie früher, so würde

$$P = \left(1 + \frac{0{,}3}{2 \,.\, 0{,}9549}\right) Q = 1{,}157\, Q \text{ sein müssen.}$$

Im Vorhergehenden ist gezeigt worden, wie die Last Q gleichförmig anzuheben ist; man kann aber auch die krummen Flächen so construiren, dass sie die Stange in eine gleichförmig veränderte Bewegung setzen. Es sei in *Fig.* 97 EF der verlangte Weg der Stange und EMA der Umdrehungswinkel der Welle, welcher diesem Wege entspricht. Man beschreibe mit MF einen Kreisbogen aus M, theile AE in gleiche und EF wieder in Theile, die sich zu einander verhalten wie 1 zu 3 zu 5 zu 7 ...; dann beschreibe man mit EF aus A, I, II, III ... Kreisbogen, welche den erst beschriebenen Bogen in B, a, b, c... schneiden, ziehe AB, Ia, IIb, $IIIc$... und schneide von diesen Linien die Stücke $Ia = E1$, $II\beta = E3$, $III\gamma = E5$... ab; die durch α, β, γ... gehende Curve ist die gesuchte; denn wenn man die Punkte I, II, III... nach und nach mit E zusammenfallen lässt, treffen α, β, γ... auf 1, 3, 5 ....; es wird also nach Durchlaufung der Bogen AI, AII, $AIII$, AE das Stangenende in 1, 3, 5, 7 angekommen sein.

Diese Construction hat zwar den Vorzug, dass sie den Stoss beim Erfassen der Stange vermeidet, zieht aber wieder den Nachtheil einer grossen Reibung herbei; es muss daher für jeden einzelnen Fall untersucht werden, ob der Kraftverlust durch den Anstoss oder der durch die Reibung der grössere ist, und dann diejenige Construction in Anwendung kommen, welche den kleinern Kraftverlust nach sich zieht. Wenn man jedoch eine sanfte Bewegung verlangt, so behält die letzte Construction den Vorzug. Soll endlich die Stange auch allmälig wieder in Ruhe übergehen, so muss man sich der in *Fig.* 98 ausgeführten Construction bedienen. Hier ist der Hub oder Schub EF in K und der Bogen AE in D halbirt, jede Hälfte des ersten in die Theile 1, 3, 5, 7, jede Hälfte des anderen aber in gleiche Theile getheilt; endlich ist $Ia = E1$, $II\beta = E3$, $III\gamma = E5$.... gemacht worden. In dieser Figur ist auch noch die Fläche FG_1A_1 gezeichnet, auf welcher die Stange erst beschleunigt und dann verzögert herabgleitet.

Eine andere Vorrichtung, welche gewissermassen auch als ein Excentricum anzusehen ist, stellt *Fig.* 99 vor. In dem um M laufenden Rade AB ist eine krummlinige Spur AC ausgenommen, und die in einer Leitung liegende Stange EF trägt einen Stift D, der in die Spur AC zu liegen kommt. Dreht sich nun das Rad AB um, so wird der Stift D durch die Spur bald nach M hin, bald von M weg geschoben werden und es wird so EF eine hin und her gehende Bewegung annehmen müssen, deren Geschwindigkeit von der Geschwindigkeit des Rades AB und von der Gestalt der Spur ACD abhängt.

4) Durch Vermittelung absetzender Kreisbewegung. Sehr ähnlich der Vorrichtung in *Fig.* 14 (Taf. 1) ist die Maschine in *Fig.* 100. Das um *M* sich drehende Rad *AB* hat einen Stift oder eine Warze *D*, die in einem Schlitze der Stange *CG* verschiebbar ist. Die letzte Stange *CG* ist mit der zwischen einer Führung liegenden Stange *EF* durch einen Bolzen *G* verbunden. Beim Umdrehen der Warze *D* erhält die Stange *CG* eine Umdrehung um *C*, und da sich diese zugleich an *C* verschieben kann, so ist sie im Stande die Stange *EF* in ihrer Richtung fortzuschieben. Bei einer Umdrehung macht die Stange einen Weg *EF* hin und zurück; es ist aber diese Bewegung ungleichförmig; sie fängt mit Null Geschwindigkeit an und hört damit auf. Ist der Halbmesser *MD* des von der Warze durchlaufenen Kreises $= r$, so ist der dem Wege $2EF = w$ der Last entsprechende Weg der Kraft $= 2\pi r$; wenn also die Last $= Q$ und die an der Warze wirkende Kraft $= P$ ist, so wird im Mittel

$$\frac{P}{Q} = \frac{w}{\pi r}$$

sein müssen. Es wird selbst die mittlere Geschwindigkeit eines Hinganges der Stange von der mittleren Geschwindigkeit eines Herganges verschieden sein; denn fällt man aus dem Centrum *M* die Perpendikel *ML* und *MN* gegen die äussersten Lagen *CE* und *CF* der Stange, so schneiden diese die ungleichen Bogen *LAN* und *NBL* ab, welche die Warze bei einem Hin- oder Hergange durchläuft.

Um aus der Lage der Stange gegen die Axe und aus den Grössen *w* und *r* die Lage des festen Drehpunktes *C* zu finden, muss man aus *E* und *F* Tangenten nach dem Warzenkreise ziehen und den Durchschnitt *C* dieser aufsuchen.

Eine Abänderung dieser Vorrichtung bietet *Fig.* 102 (Taf. 4) dar. Die um *M* laufende Warze *A* geht durch einen Schlitz des um *C* sich schwingenden Hebels *BD*. Wenn nun die in einer Führung liegende Stange *EF* einen Stift hat, der in einen andern Schlitz des Hebels greift, so wird dieser jene Stange mit hin und her nehmen, oder wenn die Stange *KL* mittels der Ketten *GK* und *HL* an das aus *C* beschriebene Cirkelstück *GH* angeschlossen ist, so wird der Hebel *BD* diese Stange ebenfalls hin und her bewegen. Auch kann natürlich der Krümmling *GH* mit Zähnen ausgerüstet werden und durch diese eine gezahnte Stange hin und her schieben.

5) Excentrische Scheibe mit schwingendem oder oscillirendem Hebel. Uebertragungen der stetigen Kreisbewegung in absetzende geradlinige Bewegung mittels absetzender Kreisbewegung kommen gewöhnlich dann in Anwendung, wenn die beabsichtigte geradlinige Bewegung viel von der umlaufenden Welle absteht, oder mit der Bewegungsebene der letzteren nicht in einerlei Ebene liegt. In *Fig.* 103 setzt das Excentricum *ABC* einen Hebel *ADEF* in schwingende Bewegung, und dieser gibt der gezahnten Stange *GH* mittels des gezahnten Krümmlings *EF* eine hin und her gehende Bewegung. Das Excentricum in *Fig.* 104 besteht aus vier Armen mit den Frictionsrädern *A*, *B*, *C*, *D*; es setzt die Stange *HK* mittels des Winkelhebels oder Kreuzes *EFG*, an das die Stange durch eine Kette angeschlossen ist, in Bewegung.

Das Excentricum *AB* in *Fig.* 101 (Taf. 3) dreht sich um die Axe *M* und veranlasst die Drehung des Hebels *DEF*, der mittels eines Stif-

tes oder eines Frictionsrädchens mit dem Umfange des Excentricums in Berührung ist. Da der Hebel *DEF* jede beliebige Richtung haben kann, so ist man durch die Anwendung desselben im Stande, aus der Kreisbewegung der Scheibe *AB* eine hin und her gehende Bewegung nach einer willkürlichen Richtung abzuleiten.

Die geometrischen und mechanischen Verhältnisse an diesen Vorrichtungen werden im Folgenden angegeben werden.

6) Zahnrad mit gezahnter Stange oder Zahnstange (fr. *crémaillère*, *barre dentée*; engl. *rock*).

Wenn eine Stange durch sich selbst, z. B. durch ihr Gewicht, die rückgängige Bewegung annimmt, so kann man sie mit einem oder mit mehrern Zähnen versehen und durch eine umlaufende Welle heben oder fortschieben lassen, die an ihrem Umfange mit Zähnen, Triebstöcken oder Walzen ausgerüstet ist. *Fig.* 105 (Taf. 4) zeigt eine Welle mit zwei Reihen *A* und *B* von Zähnen und eine gezahnte Stange *DE*. So lange die Zahnreihe *A* in die Zähne *C* der Stange greift, steigt diese in die Höhe; kommt aber der zahnlose Theil in die Nähe der Stange, so geht diese rückwärts. Um die gezahnte Stange auch rückwärts zu schieben, kann man zwei theilweise gezahnte Räder *AB* und *CD* (*Fig.* 106) anwenden, die mit einander so gekuppelt sind, dass sie in gleichen Zeiten gleich viele Umdrehungen annehmen. Da diese Räder entgegengesetzte Umdrehungen haben und bald die gezahnte Hälfte des einen, bald die des andern in die Zahnstange greift, so wird diese eine hin- und hergehende Bewegung annehmen. In der Vorrichtung *Fig.* 107 ist derselbe Zweck durch ein einziges zur Hälfte gezahntes Rad *AM* erreicht. Die hin und her zu bewegende Stange *FG* theilt sich aber in der Nähe dieses Rades in zwei das Rad umschliessende gezahnte Theile *BC* und *DE*. Die Vorrichtung *Fig.* 108 hat ein vollständig gezahntes Treibrad *AM*, dessen Zapfenlager sich in der Spur *HK* verschieben lässt. Die gezahnten Stangen *BC* und *DE* sind aber noch durch gezahnte Querstücke verbunden, welche aus zwei Quadranten wie *CL* und *DO* vom Rade *AM* und aus einem geraden Stücke *LO* zusammengesetzt sind, dessen Länge dem Wege gleich ist, den die Pfanne *M* machen muss, um das Rad aus den Zähnen der einen Stange zwischen die Zähne der andern zu schieben. Es ist nun leicht zu denken, dass das Rad, so wie es an das eine oder andere Ende des gezahnten Raumes gelangt, mit einer Kraft nach der entgegengesetzten Seite dieses Raumes gepresst wird, welche der Kraft am Umfange des Rades gleich gesetzt werden kann, dass also diese Verschiebung wirklich statt hat, wenn die Reibung der Pfanne in ihrer Spur diese Kraft nicht übertrifft.

Die Vorrichtung in *Fig.* 109,a weicht von der in *Fig.* 108 nur insofern ab, als hier das Rad um den gezahnten Raum *BCDE* läuft, während es dort in demselben umgeht. Damit sich das Rad *MA* beim Umsetzen der Bewegung von der einen Seite des gezahnten Raumes auf die andere begebe, wendet man zwei Federn *L* und *N* an, an welche die Zähne *O* und *U* am Ende des Weges stossen und welche die gezahnte Stange gegen das Rad drücken, damit beide immer mit einander im Eingriffe bleiben.

Um die Seitenbewegungen des Zahnrades gegen die gezahnte Stange möglichst gering zu machen, pflegt man wohl auch, wie in *Fig.* 109,b, die Breite der gezahnten Stange dadurch zu vermindern, dass man statt

der Zähne Stecken aus der Zahnstange hervorstehen lässt, wie sie bei dem Trilling und Laternengetriebe vorkommen, und welche vom Zahnrade auf beiden Seiten ergriffen werden können. Das Zahnrad *a* wirkt dann auf ähnliche Art, wie bei der vorigen Figur, auf den Stab *bb* mit Triebstöcken, und wird am Ende von einer Seite der Triebstecken auf die andere durch Spuren *cc* gewendet, in welchen das Ende der Zahnradwelle gleiten kann. Die Geschwindigkeit des Fortschreitens der Stange ist der Geschwindigkeit gleich, welche ein Punkt des Radumfanges hat, die Stillstandszeit beim Wenden des Getriebes an beiden Enden ist aber gleich der Zeit einer halben Umdrehung des letzteren, da während einer halben Umdrehung ein und derselbe Getriebzahn in Angriff bleibt, und den Mittelpunkt bildet, um den sich das Getriebe dreht.

In den drei letzten Vorrichtungen, die ohnedies nicht zu den zweckmässigsten gehören, muss das Treibrad eine hin- und hergehende Bewegung machen, die gegen die Bewegung der Stange rechtwinkelig gerichtet ist; ist aber eine solche Seitenbewegung nicht gestattet, so kann man sich der Vorrichtung in *Fig.* 110 bedienen. Hier bleibt das Rad *AM* bei seiner Umdrehung an einer Stelle, dafür schiebt sich aber der gezahnte Raum *BCDE* zwischen den Rädchen *H*, *K*, *L*, *N*, welche auf einem Rahmen sitzen, der mit der zu bewegenden Stange *FG* ein Ganzes ausmacht und zugleich als Basis für den aussen rectangulär geformten Raum *BCDE* dient.

7) Hebling und Däumling.

Wenn die Extension des Weges einer hin- und hergehenden Stange nicht gross ist, so erhält sie oft nur einen einzigen Zahn, der durch andere Zähne einer umlaufenden Welle ergriffen und bewegt wird. Dieser Fall findet bei allen Poch- oder Stampfwerken (s. POCHWERKE) statt, die aus einer Reihe von schweren Stempeln oder Schiessern wie *EF* und aus einer umlaufenden Welle *AM* (*Fig.* 111) bestehen, welche die ersteren abwechselnd emporhebt und zurückfallen lässt. Die Zähne oder schiefen Flächen *A*, *A*.... in der Welle heissen Hebedaumen, Hebeköpfe, Kämme, Heblinge (fr. *cames;* engl. *tappets, wipers*), und die Zähne *B* im Stempel oder Stampfer werden Hebelatten, Hebezapfen oder Däumlinge (fr. *bras; mantonnets, toquets;* engl. *tongues, lifts, projecting pieces*) genannt. In der Regel gibt man jenen eine gekrümmte Oberfläche, und diesen eine ebene Unterfläche und lässt von dieser Fläche nur das äusserste Ende mit jener Fläche in Berührung kommen. Will man dann den Stempel gleichförmig aufsteigen lassen (insofern nämlich die Welle ebenfalls gleichförmig umläuft), so ist die krumme Berührungsfläche des Heblings wie in *Fig.* 94 nach der Kreisevolvente zu gestalten. Man kann aber auch eine Construction wie in *Fig.* 97 anwenden, welche, weil durch sie der Stoss beim Ergreifen des Däumlings vermieden wird, ein sanftes Anheben des Stempels gibt; es ist jedoch dieselbe nicht gewöhnlich, weil ein von einem solchen Hebling ergriffener Stempel eine grosse Reibung in seiner Leitung zu überwinden hat, und also das, was durch die Vermeidung des Stosses gewonnen wird, durch Vermehrung der Reibung wieder verloren gehen kann.

Man wendet bei den Pochstempeln deshalb nicht mehrere Zähne an, weil diese nicht so viel Haltbarkeit haben können als ein Hebling und Däumling allein, wiewohl leicht einzusehen ist (und auch an sei-

nem Orte gezeigt wird), dass bei Anwendung mehrerer Zähne eine weit kleinere Reibung nicht allein zwischen den Zähnen selbst, sondern auch zwischen dem Stempel und seiner Leitung zu überwinden ist, als bei einem einfachen Hebling und Däumling.

Vergleichen wir die Festigkeit eines Heblings und Däumlings mit der eines Balken; setzen wir die Länge dieses Heblings $= l$, die Breite $= b$ und die in der Kraftrichtung gemessene Dicke oder Höhe desselben $= h$, so können wir annehmen, dass die Kraft, welche dieser Hebling oder Däumling auszuhalten vermag, mit dem Werthe $\frac{bh^2}{l}$ gleichmässig wächst. Nun ist aber aus geometrischen Gründen die Länge l dem Quadrate des Weges oder Stempelhubes w proportional zu setzen, es lässt sich daher auch annehmen, dass die Kraft, welche ein Hebling oder Däumling aufzunehmen vermag, ein Vielfaches von $\frac{bh^2}{w^2}$ sei. Gibt man aber dem Stempel n Zähne, die während des Anhubes nach und nach von n Zähnen der Welle ergriffen werden, so kann man die Höhe oder Dicke eines Zahnes nur $\frac{w}{2n}$ und die Länge desselben dem Quadrate $\frac{w^2}{n^2}$ proportional setzen; es ist also in diesem Falle die Kraft, welche auf die Zähne ohne Nachtheil wirken kann, das obige Vielfache von $b \cdot \left(\frac{w}{2n}\right)^2 : \frac{w^2}{n^2} = \frac{b}{4}$; ein Beweis also, dass die Anzahl n der Zähne von der überzutragenden Kraft gar nicht abhängig, dass es also in Hinsicht auf Festigkeit gleichgiltig ist, ob man viel oder wenig Zähne anwendet. Da aber die Reibung um so kleiner ausfällt, je grösser die Anzahl der Zähne ist, so wird man in Fällen, wo die Zähne nur einen Druck auszuhalten haben, dieselben möglichst vermehren.

Bei Pochwerken haben aber die Heblinge und Däumlinge noch den Stoss beim Angriffe auszuhalten, und dieser fordert allerdings eine kleine Anzahl von Zähnen. Man kann nämlich, wenn man die Kraft an einem Ende eines am entgegengesetzten Ende festgehaltenen Balkens mit Q bezeichnet, die Biegung am ersten Ende dem Ausdrucke $\frac{Ql^3}{bh^3}$ proportional wachsend annehmen; und da nun noch Q ein Vielfaches von $\frac{bh^2}{l}$ ist, so ist das Product aus der Kraft und jener Biegung oder die durch den Anstoss aufgezehrte lebendige Kraft ein Vielfaches von $\frac{Ql^3}{bh^3} \cdot Q = \frac{l^3}{bh^3} \cdot \frac{b^2h^4}{l^2} = bhl$, also hier $= bhw^2$, weil bekanntlich die Länge l des Däumlings mit dem Quadrate der Hubhöhe wächst. Wenn man nun aber den Hebling und Däumling durch $2n$ Zähne ersetzt, so ist die Höhe h durch $\frac{w}{2n}$ und der Weg w durch $\frac{w}{n}$ zu ersetzen; demnach ist die verlorne Wirkung ein Vielfaches von $\frac{bw^3}{2n^3}$. Sollte nun der Däumling mit den Dimensionen b, h, l dem Anstosse bei einem Poch-

werke hinreichend widerstanden haben, und unter den nämlichen Umständen durch n Zähne ersetzt werden, so müsste

$$\frac{b\,w^3}{2\,n^3} = b\,h\,w^2, \text{ demnach}$$

$$n = \sqrt[3]{\frac{w}{2\,h}} \text{ sein.}$$ Dies setzt aber voraus, dass die Hubhöhe oder der Weg des Stampfers die Dicke seines Däumlings viele Male übertreffe. Wäre z. B. $w = 18$ und h nur ein Zoll, so könnte $n = \sqrt[3]{\frac{18}{2}} = \sqrt[3]{9}$, also die Anzahl der Zähne nur 2 sein.

Wie durch Heblinge und Däumlinge eine Stange hin und her geschoben werden kann, ist in *Fig.* 112 und 113 vor die Augen geführt. Die umlaufende Welle *M* in *Fig.* 112 hat drei Heblinge *A, B, C*, welche auf dem Umfange der Welle gleichmässig vertheilt sind, und die Däumlinge *D* und *E* sind innerhalb eines Rahmens befestigt, der mit der Stange *FG* ein Ganzes ausmacht. In der Figur ergreift eben der Hebling *B* den Däumling *E*, während der Hebling *A* den Däumling *D* verlässt, es ist also die Bewegung in der Richtung *GF* beendigt und es beginnt nun die Bewegung in der entgegengesetzten Richtung *FG*. Während *E* um *BL* fortrückt, kommt der dritte Hebling *C* nach *K*, und es ergreift nun *C* den nach *K* zurückgelaufenen Däumling *D*, der von Neuem nach *A* geschoben wird und daselbst anlangt, wenn der Hebling *A* den Däumling *E* trifft. Es ist nun leicht einzusehen, dass diese drei Heblinge bei einer Umdrehung der Welle die Stange dreimal hin- und zurückschieben.

Bei Anwendung von 5 oder 7 Heblingen würde natürlich auch die Stange 5 oder 7 Hin- und Hergänge während einer Umdrehung der Welle machen müssen. Das ungehinderte Zurückgehen der Däumlinge bedingt eine ungerade Anzahl der Heblinge. Bei der Vorrichtung in *Fig.* 113 ist die Stange *FG* ohne einen Rahmen, dafür befindet sich aber zur Seite des Treibrades *ABCM* ein um *O* drehbarer Winkelhebel *EOK*, der den Däumling *D* wieder zurückschiebt, nachdem er von dem Hebling *A* vorwärts geschoben worden ist. Die Figur zeigt in stetigen Linien die Lage des Heblings, Däumlings und Winkelhebels im Augenblicke des Zurückkehrens, und in punktirten Linien die Lage dieser Theile im Augenblicke des Fortgehens der Stange. Um die Lage und Gestalt des Winkelhebels zu erhalten, ist der Hebling gezeichnet, wenn er, von der ersten Berührung mit dem Däumling ausgegangen, ein Sechstel und zwei Sechstel der Peripherie durchlaufen hat. Nun ist zu einem Punkte a in der Vorderfläche des Heblings im ersten Sechstel und zur Spitze a_1 des Heblings im zweiten Sechstel der Mittelpunkt *O* eines Kreises gesucht worden, der zugleich den Axenpunkt des Winkelhebels abgeben soll; jetzt hat man noch den Hub oder Schub $dd_1 = cc_1$ aufgetragen, die Halbmesser Od und Od_1 gezogen und den Bogen $ee_1 = aa_1$ gemacht, den durch e_1 gehenden Radius OK gezogen, endlich den Bogen d_1K gezeichnet und die Ansicht des ganzen Hebels dadurch vollendet.

8) Hin- und hergehende Bewegung in gerader Linie durch Verbindung von umlaufenden Rädern.

In *Fig.* 114 sind nach Cartwright's Angabe MA und M_1A_1 zwei

vollkommen gleiche Zahnräder, von denen das eine das andere in entgegengesetzte Umdrehung setzt. Auf den Stirnflächen dieser Räder oder an besondern Kurbeln sitzen die Warzen C und C_1, und an diesen hängen die vollkommen gleichen Kurbelstangen CB und C_1B_1, die mit einer dritten Stange BD durch ein Gewinde B verbunden sind. Es ist leicht denkbar, wie mit der Umdrehung der Warzen eine Hin- und Herbewegung der Stange BD in ihrer auf der Centrallinie MM_1 winkelrecht stehenden Richtung vor sich gehen muss und dass der Weg dieser Stange dem Durchmesser $2\,MC$ des Warzenkreises gleich sein wird.

Man kann auch die beiden Zahnräder MA und M_1A (*Fig.* 115) und auch die Kurbelhöhen oder die Halbmesser MC und M_1C_1 der von den Warzen beschriebenen Kreise ungleich machen, muss dann aber die Kurbelstangen BC und B_1C_1 durch ein Gelenk BB_1 verbinden, an das die auf und nieder zu bewegende Stange DE mittels eines Gewindes D angeschlossen wird. Es lassen sich bei dieser, übrigens aber keineswegs vorzüglichen Vorrichtung die Veränderungen in der Anzahl und Extension der Spiele bewirken: durch die Veränderung der Halbmesser der Zahnräder, durch die der Kurbelhöhen und durch die Verrückung des Gewindes D, welches die Stange DE mit dem Querstück BB_1 verbindet. Von kleinerem Einflusse sind noch die Längen der Stangen BC, B_1C_1 und BB_1. In der Figur sind die Halbmesser M_1A und M_1C_1 des einen Rades doppelt so gross als die Halbmesser MA und MC des andern; aus diesem Grunde hat auch das Gewinde B_1 einen doppelt so grossen Hub als das Gewinde B, und demnach jeder zwischen B und B_1 liegende Punkt D einen Hub, dessen Extension innerhalb der Grenzen $2\,M_1C_1$ und $2\,MC$ enthalten ist. Die Bewegung des Punktes D und natürlich auch die der zwischen einer Leitung befindlichen Stange ist, wie man sich leicht denken kann, ganz ungleichförmig. Die punktirten Linien in der Figur deuten noch einige andere Lagen der Stangen BC, B_1C_1 und BB_1 an.

Fig. 116 repräsentirt eine andere Vorrichtung der Art, das Hypocycloidenrad, (engl. *epicycloidal wheel*). Sie besteht aus einem festliegenden inwendig gezahnten Kranze $ADBO$, aus einem auswendig gezahnten Rade $CEFG$, aus einer um C laufenden Kurbel CE, und aus der an das Zahnrad angeschlossenen Stange GH. Der Halbmesser des Zahnrades ist genau halb so gross als der Halbmesser des Kranzes, zwischen dessen Zähne die Zähne des ersteren greifen. Das Zahnrad ist mit einer Nabe über die umlaufende Warze E geschoben, und dreht sich daher frei um diese. Es nimmt demnach eine doppelte Bewegung an; denn es dreht sich dasselbe nicht allein um die Axe C, sondern auch um seine eigene Axe E. Geht die Warze E mit einer Geschwindigkeit v um C, so ist die Geschwindigkeit eines Punktes G im Umfange des Zahnrades $GK = \frac{CG}{CE} . v$; setzen wir aber den Umdrehungswinkel GCE oder $DCF = \varphi$, so ist $GK = 2\,v \cos\varphi$. Nun hat aber auch jeder Punkt F oder G im Umfange des Stirnrades eine Geschwindigkeit $GL = 2\,v$ um E in der entgegengesetzten Richtung der ersteren, und es gibt diese Geschwindigkeit die zwei Seitengeschwindigkeiten $GM = 2\,v \cos\varphi$ und $GN = 2\,v \sin\varphi$, von denen die eine von der Geschwindigkeit $GK = 2\,v \cos\varphi$ vollkommen aufgehoben wird, und die andere nach der gemeinschaftlichen Axe C des Kranzes und der Kurbel

gerichtet ist; es geht demnach die Warze G in einer durch C gehenden Geraden, d. i. in dem Durchmesser DO hin, während die Warze E oder das Rad CEF den halben Umfang DAO zurücklegt.

Aus der näheren Betrachtung der Geschwindigkeit $w = 2v \sin \varphi$, mit welcher die Warze den Durchmesser zurücklegt, folgt, dass am Anfange D und am Ende O des Weges $2r$ die Geschwindigkeit der Warze oder der Stange $GH = 0$ ist, und dass sie am grössten, nämlich $= 2v$ wird, wenn die Warze G in C steht oder den halben Weg zurückgelegt hat; auch zeigt sich, dass bei der zweiten Hälfte der Umdrehung des Rades $CEFG$ im Kranze $DAOB$ die rückgängige Bewegung der Warze G im Durchmesser DO genau so statt hat, als die hingehende.

Uebrigens ist der jedem Umdrehungswinkel φ entsprechende Weg DG der Stange GH d. h. $s = r\,(1 - \cos \varphi)$, wenn nämlich r den mechanischen Halbmesser des Kranzes bezeichnet.

Wäre der Theilungshalbmesser CF des gezahnten Rades nicht gleich der Hälfte des Theilungshalbmessers vom Kranze, so würde der Weg der Warze keine Gerade, sondern eine Hypocycloide, d. i. eine Curve sein, die jeder Punkt G eines Kreises CF beschreibt, der sich inwendig auf der Peripherie $DFAOB$ eines anderen fortwälzt.

9) Kurbel, Kurbelscheibe oder Krummzapfen mit der Kurbel- oder Korbstange, Kurbstange, Schubstange, Bläuelstange, Lenkstange.

Das gewöhnlichste Mittel und auch das einfachste zum Umsetzen der stetigen Kreisbewegung in eine absetzende geradlinige Bewegung ist die Kurbel oder der Krummzapfen mit der Kurbel- oder Korbstange. Wenn der Zapfen B (*Fig.* 117) einer Welle A ein winkelrechtes Querstück BC trägt, an dessen Ende ein zweiter cylindrischer Zapfen C festsitzt, so bilden diese drei Stücke eine Kurbel oder einen Krummzapfen (fr. *manivelle, coude, axe coudé;* engl. *crank*), mag nun die Welle durch eine in C angreifende Kraft in Umdrehung gesetzt werden, oder mag sie durch ihre eigene Kraft einer in C angreifenden Last eine Bewegung ertheilen. Von den drei Stücken B, BC und C, woraus der Krummzapfen besteht, heisst B der Zapfen, BC der Arm und C die Warze des Krummzapfens. Wenn nun der Krummzapfen eine Stange oder ein ganzes Gestänge FG in hin- und hergehende Bewegung setzen oder von demselben eine umdrehende Bewegung erhalten soll, so werden beide durch eine Stange DE verbunden, die man die Kurbel- oder Korbstange (fr. *bielle;* engl. *connecting rod*) nennt. Diese Stange hat an einem Ende D ein Auge, mit welchem dieselbe über die Warze C geschoben wird, und bildet an dem andern Ende eine Gabel, welche den Stangenkopf F zwischen sich fasst und mittels eines Bolzens festhält.

Wenn man den Kurbelarm BC durch einen vollständigen Ring oder eine Scheibe ersetzt, erhält man den Kurbelring BC (*Fig.* 118). Wenn ferner die Stange FG nicht am Ende der Welle angeschlossen werden kann, so bekommt der Krummzapfen zwei Arme BC und DE (*Fig.* 119) (engl. *bell crank*). Auch macht er sehr oft mit der Welle ein Ganzes aus. Um mehrere Stangen anschliessen zu können, macht man den Krummzapfen doppelt (engl. *double crank*, im Gegensatz des vorher beschriebenen einfachen *single crank*), wie in *Fig.* 120, wo B der Zapfen, CD die eine und E die andere Warze ist. Endlich formt man bei kleinen Kräften den Kurbelarm BC (*Fig.* 121) zuweilen krumm, um ihm mehr Haltbarkeit zu geben, doch erreicht man diesen

Zweck besser dadurch, dass man ihn nach der Axe zu dicker macht. Die Bewegungsweise eines Krummzapfens mit gekrümmter Kurbel ist bei gleichem Hebelarme, d. i. bei gleicher Entfernung der Warzenaxe C von der Zapfen- oder Umdrehungsaxe B, wie bei einem geraden Zapfen; allein die Festigkeit ist bei jenem grösser als bei diesem, wenn beide gleich breit und dick sind; denn die Ebene DE, welche in der Nähe der Axe B parallel zur Kraft- und Axenrichtung CP und B gezogen wird, gibt im krummen Arme einen höheren und deshalb grösseren Querschnitt D als im geraden Arme. Die ausführliche Beschreibung und Theorie des Krummzapfens ist in einem besonderen Artikel zu suchen (s. KRUMMZAPFEN). Hier soll nur noch von den Hauptverhältnissen seiner Bewegung gehandelt werden.

In der Regel liegt die Axe C (*Fig.* 122) der umlaufenden Welle in der Verlängerung der Stangenrichtung EK, weil nur dadurch die Bewegungsweise des Rückganges der des Hinganges gleich werden kann und sonach eine regelmässigere Bewegung möglich ist; wenigstens wird man davon nur abweichen, wo es die räumlichen Verhältnisse nicht anders gestatten.

Man denke sich die Warze vom tiefsten Punkte A nach C gerückt, oder um den Winkel $ACB = \psi$ gedreht, und dadurch den Stangenkopf von D nach E, also um den Weg $DE = w$ fortgerückt. Setzen wir nun noch den Halbmesser CB des von der Warzenaxe beschriebenen Kreises $= r$ und die mechanische Länge $AD = BE$ der Kurbelstange $= b$, so ist der dem Umdrehungswinkel ψ entsprechende Weg der Stange

$$w = r\ (1 - \cos\psi) + b - \sqrt{b^2 - r^2 \sin\psi^2}.$$

Hat die Warze einen Quadranten durchlaufen, so ist $\psi = 90°$, und sonach $w = r + b - \sqrt{b^2 - r^2}$, und ist die Warze halb herumgegangen, also $\psi = 180°$, so wird $w = 2r$; es folgt also, dass die Warze bei Durchlaufung des ersten Quadranten AF die Stange mehr anhebt, als bei der Bewegung im zweiten Quadranten. Der Umdrehungswinkel ψ, welcher dem halben Wege r der Stange zugehört, wird dabei bestimmt durch $\cos\psi = \frac{r}{2b}$; wenn also z. B. $b = 3r$, d. i. die Stange dreimal so lang wäre als die Kurbelhöhe, so würde $\cos\psi = \frac{1}{6}$, also $\psi = 80°\ 24'$ sein, d. i. es würde die Stange nach Durchlaufung der Warze von $80°\ 24'$ um r angehoben werden und während der Durchlaufung der folgenden $99°\ 36'$ wieder um r aufsteigen. Hieraus folgt denn schon ein Grund, weswegen die Kurbelstange b möglichst lang zu machen ist, weil nämlich für ein sehr grosses b angenommen werden kann, dass die Stange im ersten Quadranten eben so viel steigt als im zweiten; denn für ein so grosses b ist $w = r\ (1 - \cos\varphi)$ anzunehmen.

Was nun die Bewegungsweise im dritten und vierten Quadranten betrifft, so gibt $\psi = 270°$ den Werth $w = r + b - \sqrt{b^2 + r^2}$, und $\psi = 360°$ gibt $w = 0$; es wird also die Stange bei Durchlaufung des dritten Quadranten nicht ganz um den halben Schub oder Hub r zurückbewegt, und bei Durchlaufung des vierten mehr als um r, so dass dieselbe ihr Spiel beendigt hat, wenn die Warze wieder in den zwischen C und D liegenden Anfangspunkt A zurückkommt. Aus $\cos\psi = \frac{r}{2b}$ ergeben sich natürlich zwei Winkel, bei welchen die Stange den halben Hin-

oder Rückgang gemacht hat, nämlich der erste für den Hin-, und der zweite für den Rückgang. Wenn also für $b = 3r$, $\cos\psi = \frac{1}{6}$ ausfällt, so ist ψ nicht nur $= 80° 24'$, sondern auch $= 360° - 80° 24' = 279° 36'$; wenn demnach die Warze $279° 36'$ durchlaufen hat, ist die Stange erst zur Hälfte zurückgekehrt.

Hat die armirte Welle eine hinreichende träge Masse, so können wir annehmen, dass dieselbe gleichförmig umgeht, so wie nur ihre Umdrehungskraft eine constante ist. Die gleichförmige Bewegung der Warze hat aber keineswegs eine gleichförmige Bewegung der Stange zur Folge; es geht diese vielmehr mit zunehmender Geschwindigkeit aus der Ruhe in Bewegung und mit abnehmender Geschwindigkeit aus der Bewegung in Ruhe über. Es ist nämlich das veränderliche Verhältniss zwischen der Geschwindigkeit der Stange und der Geschwindigkeit der Warze

$= \left(1 + \frac{r\cos\psi}{\sqrt{b^2 - r^2\sin\psi^2}}\right)\sin\psi$, oder für eine grosse Stange $= \sin\psi$,

also $= 0$ für $\psi = 0$, $180°$ und $360°$, aber $= 1$ für $\psi = 90°$ und $270°$.

Diese Ungleichförmigkeit ist aber keineswegs ein Nachtheil des Krummzapfens; sie ist vielmehr ein Vorzug, weil durch das allmälige Umsetzen der einen Bewegung in eine andere die Kraft verzehrenden Stösse vermieden werden, welche nothwendigerweise eintreten müssten, wenn die Stange beim Umsetzen plötzlich ihre Geschwindigkeit in die entgegengesetzte umänderte.

Da bei einer halben Umdrehung der Warze dieselbe den Weg πr und die Stange den Weg $2r$ durchläuft, so ist das Verhältniss zwischen der Kraft P an der Warze und der Last Q an der Stange

$$\frac{P}{Q} = \frac{2r}{\pi r}, \text{ d. i. } \frac{P}{Q} = \frac{2}{\pi}; \text{ es muss also die Kraft}$$

$\frac{2}{\pi} Q = 0{,}636\ Q$ sein, wenn der Krummzapfen mit Beharrung umgehen soll.

Ist nun die Last Q zum Zurückschieben oder Zurückziehen dieselbe, so bleibt die Kraft $P = 0{,}636\,..\,Q$. Wäre aber die Last oder der Widerstand der Stange bei der rückgängigen Bewegung $= Q_1$, so müsste die Umdrehungskraft hierbei $P_1 = 0{,}636\,..\,Q_1$ sein, also die mittlere Umdrehungskraft

$P + P_1 = 0{,}636\,..\,(Q + Q_1)$ angenommen werden. Ist z. B. der Widerstand der Stange beim Aufziehen $= 250$ ℔ und beim Zurückschieben $= 130$ ℔, so ist die erforderliche mittlere Umdrehungskraft an der Warze

$$P + P_1 = 0{,}636\,..\,(250 + 130) = 0{,}636\,.\,380 = 141{,}8\ ℔.$$

Die Kraft beim Rückgang kann auch Null oder gar eine negative sein, d. h. die Stange kann von selbst ein Bestreben zum Zurückgehen haben. Hätte z. B. die an den Krummzapfen angeschlossene, übrigens aber frei hängende Stange nur bei ihrem Aufgange eine Last Q von 100 ℔ mit empor zu ziehen, und wäre das Gewicht der Stange selbst $= 200$ ℔, so würde $Q = 200 + 100 = 300$, $Q_1 = -200$ ℔ und sonach die mittlere Umdrehungskraft

$$P = 0{,}636\,..\,(300 - 200) = 63{,}6\ ℔ \text{ sein.}$$

Dasselbe würde man auch erhalten, wenn die Stange diese Last bei

ihrem Niedergange zu überwinden hätte, nur wäre dann die Last beim Aufgange 200 ℔ und beim Niedergange $= 100 - 200 = -100$ ℔. Natürlich würde im zweiten Falle weniger Ungleichförmigkeit des Ganges zu erwarten sein, dieselbe aber durch eine grosse Masse der Welle beliebig herabgezogen werden können.

Selten wird natürlich die Umdrehungskraft P an der Warze des Krummzapfens, sondern meistens an einem besondern Hebelarme a wirken. Deshalb ist auch die Gleichung zwischen Kraft und Last

$$\pi a P = 2r\left(\frac{Q+Q_1}{2}\right) \text{ d. i.}$$

$$P = \frac{r(Q+Q_1)}{\pi a}.$$

Diese Kraft P wird natürlich noch durch einige Nebenhindernisse vermehrt, wohin z. B. die Reibung am Umfange der Warzen und die zwischen der Stange und ihrer Leitung gehört.

Die Vermehrung, welche die Kraft P in Folge der Warzenreibung erfährt, ist, wenn ϱ den Halbmesser der Warze bezeichnet,

$= \varphi \frac{\varrho}{a} P$, wo natürlich φ den Coefficienten der Zapfenreibung andeutet (s. REIBUNG).

Was aber die Reibung in der Leitung der Stange betrifft, so hängt diese von der Länge b der Kurbelstange vorzüglich ab. Aus der letzten *Fig.* 122 wird noch klar, mit welcher Kraft die Stange EK von der Kurbelstange BE zur Seite gezogen wird. Ist nämlich EK die Last in der Stangenrichtung, so ist $EH = KL$ die die Reibung erzeugende Seitenkraft und bestimmt durch die Proportion

$$\frac{KL}{EK} = \frac{BM}{EM}, \text{ also}$$

$$EH = KL = \frac{EK \,.\, BM}{EM}.$$

Nun ist $BM = r \sin \psi$, und $EM = \sqrt{b^2 - r^2 \sin \psi^2}$, demnach

$$KL = \frac{Q \,.\, r \sin \psi}{\sqrt{b^2 - r^2 \sin \psi^2}}.$$

Es ist also dieser Druck veränderlich, nämlich beim höchsten und tiefsten Stande der Stange $= 0$ und im mittleren $= \frac{Qr}{\sqrt{b^2 - r^2}}$, übrigens aber um so kleiner, je länger die Kurbelstange ist, und dies ist ein zweiter Grund, weswegen man diese gern sehr lang macht. In dem letzteren Falle können wir $Q \sin \psi = P$, und $\sqrt{b^2 - r^2 \sin \psi^2} = b$, demnach den mittleren Seitendruck $= \frac{r}{b} P$ setzen. Dieser Druck vermehrt die Last Q um die Reibung, welche die Stange zwischen der festen Leitung erleidet, oder um $\frac{\mu r}{b} P$, wo μ den Coefficienten der gleitenden Reibung bezeichnet, und es ist demnach die Kraft an der Warze mit Berücksichtigung beider Reibungen

$$P = \varphi \frac{\varrho}{r} P + \frac{2}{\pi}\left(Q + \frac{\mu r}{b} P\right) \text{ d. i.}$$

$$P = \left(1 + \varphi \frac{\varrho}{r} + \mu \frac{2}{\pi} \cdot \frac{r}{b}\right) \frac{2\,Q}{\pi}.$$

Wäre z. B. $\varphi = 0{,}1$, $\mu = 0{,}2$, $\varrho = \frac{1}{2}$ Fuss, $r = 2$ Fuss, $b = 15$ Fuss, so würde

$$P = (1 + 0{,}025 + 0{,}017)\, 0{,}636 \,..\, Q$$
$$= 1{,}042 \,.\, 0{,}636 \,..\, Q = 0{,}663\, Q \text{ sein.}$$

Die letzte Reibung setzt voraus, dass sich die Leitung bis nahe an den Bolzen, welcher beide Stangen mit einander verbindet, erstrecke; ausserdem fällt dieselbe noch grösser aus. Ist nämlich die mittlere Entfernung *EN Fig.* 123 dieses Bolzens von den oberen Leithölzern $N = e$ und von den unteren Leithölzern $O = E$, so ist der Seitendruck gegen jene $= \frac{E r P}{(E - e) b}$ und gegen diese $= \frac{e r P}{(E - e) b}$, also die Reibung beider $= \mu \frac{(E + e) r P}{(E - e) b}$.

Wäre endlich an den Bolzen *E* (*Fig.* 124) noch ein an der Leitung *NO* hinlaufendes Frictionsrad geschoben, so würde sich jene Reibung $\frac{\mu r}{b} P$ in $\varphi \frac{\varrho_1}{r_1} \cdot \frac{r}{b} P$ umändern, wobei nämlich ϱ_1 den Halbmesser dieses Bolzens und r_1 den Halbmesser dieses Frictionsrades bezeichnet.

10) Kurbelstange mit Leitungsrahmen, Gegenlenker. Bei Maschinen mit einem oder mehreren in Cylindern auf- und niedergehenden Kolben, z. B. bei Gebläsen, Pumpen, Dampfmaschinen u. s. w., kommt der Krummzapfen mit seiner Lenkstange sehr gewöhnlich in Anwendung. Um die Stange, woran die Last unmittelbar wirkt, vollkommen in ihrer Richtung zu bewegen, kann man sich wie in *Fig.* 124 eines an zwei Leitbäumen auf und nieder laufenden Frictionsrades bedienen, oder auch wie in *Fig.* 125 blos einen Querarm anwenden, der an seinen Enden durchbohrt ist und an genau abgedrehten Säulen *KL* von Eisen, die durch jene Durchbohrungen hindurchgehen, auf und nieder gleitet. Diese Säulen müssen natürlich vollkommen parallel zur Stange *FG* liegen, die ebenso wie die Kurbel- oder Lenkstange im Mittel des Querarmes angeschlossen ist.

Bei kleinern Kurbelstangen vermindert man die der grösseren Seitenpressung entsprechende Reibung, wenn man sich zweier durch ein Gelenk *MN* (*Fig.* 126) verbundener Lenker, Leitarme, Gegenlenker *MC* und *NG* bedient. Denkt man sich diese Vorrichtung in alle mögliche Lagen gebracht, so zeigt sich, dass der Mittelpunkt *E* des Gelenkes, in welchem auch die Kurbelstange *BE* und die Kolbenstange *FE* angeschlossen ist, eine der 8 ähnliche Curve beschreibt. In der Figur ist das Gelenk *MN* einmal in seiner mittlern Stellung und dann noch in drei Stellungen an jeder Grenze gezeichnet und die Curve durch die Mittelpunkte E, E_1, E_2, E_3 ... des Gelenkes gelegt worden. Diese krumme Linie ist nur an den Grenzpunkten E_1, E_2, E_3 ... stark gekrümmt, wo sie aus einer Richtung in die entgegengesetzte übergeht, und weicht in der Nähe des Knotens *E* nur wenig von einer Geraden ab. Wenn sich daher das Gelenk *MN* bei jeder Schwingung nur we-

nig von dem Knoten E entfernt, so kann man den von dem Mittelpunkte E durchlaufenen Weg XY als geradlinig betrachten und eine Kolbenstange EF anhängen.

Es ist die kleinste Seitenabweichung zu erwarten, wenn die Lenkarme und das Gelenk so gegen einander gestellt sind, dass die Abweichung in der höchsten, mittleren und tiefsten Stellung Null ist, dass also der Mittelpunkt des Gelenkes in diesen drei Stellungen jedes Mal in der Axenrichtung der Kolbenstange EF (also in einer vertikalen Linie) liegt. In diesem Falle stehen die Lenker CM und GN beim halben Hube winkelrecht auf der Stangenaxe, liegen also horizontal, wenn diese, wie gewöhnlich, eine vertikale Linie ist, und es geht der Mittel- oder Aufhängepunkt E beim halben Hube durch den Knoten der Curve; es steht also jener Punkt beim höchsten und tiefsten Stande um gleich viel vom Knoten ab. Wie hiernach die Construction vorzunehmen ist, wird in *Fig.* 127 vor Augen geführt. Man zeichne die mittlere Lage CM des einen Lenkers, beschreibe aus dem Axenpunkte C einen durch M gehenden Kreisbogen und begrenze diesen durch die Sehne AB, welche dem gegebenen Hube der Kolbenstange gleich ist und von CM (winkelrecht) in zwei gleiche Theile getheilt wird. Jetzt schneide man mit der Länge des Gelenkes aus M die Sehne AB in N, so dass also MN selbst die Lage des Gelenkes in der mittleren Stellung angibt, ziehe NG parallel zu MC, mache auch $NG = MC$ und beschreibe aus G, als dem Axenpunkte des zweiten Lenkers, den durch N gehenden Bogen FH, welcher dem Bogen AB vollkommen gleich zu machen ist, dessen Sehne FH also ebenfalls dem Wege der Stange gleich sein muss. Zieht man nun noch die Linien AF und BH, so geben diese die äussersten Lagen des Lenkers an, und zieht man endlich mitten zwischen die Sehnen AB und FH eine dritte Parallele, so schneidet diese die drei Lagen AF, MN und BH des Lenkers in den drei Punkten K, E und L, welche der Aufhängepunkt der Kolbenstange im höchsten, mittleren und tiefsten Stande einnimmt.

Von Wichtigkeit ist es, die grösste Seitenabweichung dieses Aufhängepunktes von der mittleren Richtung KL zu kennen. In der Regel ist diese Abweichung so klein, dass sie in der Zeichnung nicht bemerkbar wird, doch ist es zweckmässig, für dieselbe einen algebraischen Ausdruck zu haben, um zu wissen, welche Verhältnisse anzunehmen sind, um dieselbe möglichst herabzuziehen. Es lässt sich erwarten, dass diese Abweichung dann sehr gross ausfällt, oder ungefähr ihr Maximum erreicht, wenn das Gelenk eine Lage einnimmt, die zwischen den Lagen AF und MN oder MN und BH, die gar keine Abweichung geben, mitten inne liegt. Da aber AF und MN oder MN und BH zu beiden Seiten der Vertikalen KL gleichviel abweichen, so wird diese mittlere Lage die vertikale PQ und die gesuchte Seitenabweichung dem Abstande dieser von KL gleich sein.

Aus der Länge oder dem Halbmesser $CA = FG = r$ eines Lenkarmes und der Grösse h des Hubes $AB = FH = KL$ ergibt sich die grösste Seitenbewegung DM eines Lenkers

$$b = CM - CD$$

$$= r - \sqrt{r^2 - \frac{h^2}{4}}.$$

Ist ferner die Länge $AF = MN$ eines Gelenkes $= c$, so folgt der Vertikalabstand DN zwischen den Axenpunkten beider Lenker

$$a = \sqrt{MN^2 - MD^2} = \sqrt{c^2 - b^2}.$$

Macht man z. B. $h = r = 5$ Fuss, so bekommt man $b = 0{,}6698$ Fuss, und nimmt man $c = 3$ Fuss an, so wird $a = 2{,}8603$ Fuss sein.

Setzt man nun die Abscissen $MS = x$ und $NR = u$, also $x + u = b$ und bezeichnet man die bewusste Seitenabweichung mit f, so ist

$$x = \frac{b}{2} + f, \text{ und}$$

$$u = \frac{b}{2} - f.$$

Bezeichnet man endlich die Ordinaten SP und TQ mit y und v, so hat man noch

$y + a = v + c$. Aber $y = \sqrt{x\,(2r - x)}$ und $v = \sqrt{u\,(2r - u)}$, demnach

$$\sqrt{\left(\frac{b}{2} + f\right)\left(2r - \frac{b}{2} - f\right)} + a = \sqrt{\left(\frac{b}{2} - f\right)\left(2r - \frac{b}{2} + f\right)} + c.$$

Aus dieser Gleichung folgt, wenn man die Potenzen von f vernachlässigt,

$$f = \frac{(c - a)\sqrt{b\,(r - \frac{1}{4}b)}}{2r - b}, \text{ wofür man recht gut}$$

$$= \left(\frac{c - a}{2}\right)\sqrt{\frac{b}{r}} \text{ setzen kann.}$$

In dem vorigen Falle ist also die Seitenabweichung

$$f = \left(\frac{3 - 2{,}8603}{2}\right)\sqrt{\frac{6698}{50000}} = 0{,}0255\,..\text{ Fuss.}$$

Leicht lässt sich aus diesen Formeln erkennen, dass die Seitenabweichung um so kleiner ausfällt, je grösser bei einem verlangten Hube h die Länge r der Lenkarme und die Länge c eines Gelenkes ist.

Die nähere Einrichtung einer Kurbelstange mit Lenkarmen wird aus *Fig.* 128 klar werden. In dieser Figur ist AB die Kurbel, BE die Kurbelstange, CM und GN sind die Lenkarme, MN ist das Gelenk und FH die Kolbenstange. Damit die letztere ungehindert auf- und niedergehen kann, sind die Lenker und Gelenke doppelt und so gestellt, dass sie die Kurbel und Kurbelstange zwischen sich einschliessen. Die Gelenke MN und MN (im Grundrisse) sind durch einen Bolzen verbunden, der durch ein Auge im Ende der Kolbenstange und durch zwei andere im gabelförmigen Ende der Kurbelstange geht, und die beiden Arme eines Lenkers sind durch die Querstücke K und L mit einander vereinigt und mit den Gelenken durch Bolzen M und N verbunden.

Gestattet es der Raum nicht, zwei gegenüber liegende Lenkarme CM und GN wie in *Fig.* 128 anzuwenden, so kann man sich auch zweier Lenkarme CM und GN bedienen, welche auf einerlei Seite der Stange FH (*Fig.* 129) liegen. Beide sind durch ein Gelenk NME verbunden, an dessen Ende E die Kolbenstange FH angeschlossen ist, die ihre Bewegung mittelbar durch die in M oder in einem anderen Punkte des Lenkarmes CM angreifende Kurbelstange BM erhält.

Man kann auch hier die Construction so einrichten, dass die Seitenabweichung im tiefsten, mittleren und höchsten Stande der Stange Null ist. Es sei wieder *C* der Drehpunkt des einen Lenkarmes, *CA* dessen Länge und *MD* die Sehne des von *CA* beschriebenen Kreises oder die Extension des Hubes. Man lege eine Linie mitten durch die Höhe *AK* des Bogens *MD* und so, dass sie auf dem mittleren Stande *CA* des Lenkarmes winkelrecht steht. Jetzt nehme man den einen Theil des Gelenkes in den Cirkel, setze diesen in *M*, *A* und *D* ein und durchschneide damit jene winkelrechte Halbirungs- oder Hublinie in *E*, *O* und *P*; diese Punkte nimmt dann der Aufhängepunkt der Kolbenstange im tiefsten, mittleren und höchsten Stand ein. Wenn man nun die Linien *ME*, *AO* und *DP* rückwärts verlängert und die Verlängerungen *MN*, *AR* und *DS* einander gleich macht, so bekommt man die drei Punkte *N*, *R* und *S*, zu denen man einen Kreis zu suchen hat, dessen Halbmesser $GN = GR = GS$ die Länge und dessen Centrum *G* den Drehpunkt des zweiten Lenkers angeben wird.

11) Mehrfache Kurbel, Kurbelstange mit oscillirenden Hebeln. Wenn eine umlaufende Welle mehrere Stangen auf und nieder bewegen soll, so gibt man derselben mehrere Krummzapfen, deren Warzen dann im Kreise herum gleichförmig vertheilt werden, um eine möglichst gleichförmige Umdrehung zu erzielen. In *Fig.* 130 ist eine Welle *AB* mit drei Krummzapfen *C*, *D* und *E* abgebildet, deren Warzen um 120° von einander abweichen. Wenn die Warze *C* den höchsten Stand erreicht hat, so wird die Warze *D* erst ein Drittel im Aufgange und die Warze *E* zwei Drittel im Niedergange zurückgelegt haben. Während nun *C* die ersten zwei Drittel des Niederganges macht, wird *D* die letzten zwei Drittel im Aufgange und *E* das letzte Drittel im Niedergange und das erste Drittel im Aufgange zurücklegen.

Um endlich der Bewegung einer Kurbelstange eine andere Richtung zu geben, wendet man noch Hebel an, die zwischen dieser Stange und dem Gelenk angebracht werden. Vorrichtungen der Art stellen die Figuren 131 und 132 vor. In beiden ist *CA* der Krummzapfen und *BD* die nicht durch die Axe *C* gehende Gestängrichtung; in der ersten Vorrichtung bewirkt aber ein geradliniger Hebel *FGH* die gewünschte Uebertragung der Bewegung der Kurbelstange, während in der zweiten ein Winkelhebel *FGH* denselben Zweck erfüllt. Die zweckmässigste Lage des geradlinigen Hebels *FGH* in *Fig.* 131 ist auf folgende Weise zu finden. Man denke sich durch die Drehungsaxe *C* eine Parallele zur Stangenrichtung *BD* gezogen und beide durch ein Perpendikel *DE* verbunden. Jetzt schneide man aus *E* zu beiden Seiten der *DE* den Halbmesser des Warzenkreises von der Parallele *DE* ab, mache also $EK = EL = CA$; und ebenso mache man $DM = DN =$ der Hälfte des Hubes, welchen das Gestänge *B* erhalten soll. Hierauf theile man eine von den zuletzt aufgetragenen Linien, z. B. die *EK* in *O* in zwei gleiche, dagegen das Perpendikel *DE* durch Ziehen der *KN* oder *LM* in *G* in zwei Theile, die sich wie die Wege *KL* und *MN* zu einander verhalten. Zieht man nun die *GO*, und *OF* wieder winkelrecht auf *GO*, so ergibt sich die Länge *GF* des einen Hebelarmes, und es lässt sich auf ähnliche Weise die Länge *GH* des anderen Armes finden. Diese Construction gewährt den Vorzug vor jeder andern, dass sich die Angriffspunkte *F* und *H* bei dem höchsten und tiefsten Stande auf der einen Seite von den Hublinien *CE* und *BD* gerade so viel entfernen, wie bei

dem mittleren Stande auf der anderen Seite, was die möglichst regelmässige Bewegung und kleinste Reibung zur Folge hat. Man kann auch aus den Wegen $KL = 2r$ und $MN = w$ und aus dem Normalabstande $DE = a$ der Schublinien die Armlängen GF und GH durch Rechnung finden; es ist nämlich

$$GF = \left\{ \frac{a^2 + \left(\frac{2r+w}{4}\right)^2}{(2r+w)\,a} \right\} 2r, \text{ und}$$

$$GH = \left\{ \frac{a^2 + \left(\frac{2r+w}{4}\right)^2}{(2r+w)\,a} \right\} w.$$

Z. B. für $w = 2r$ ist

$GH = GF = \frac{a}{2} + \frac{w^2}{8a}$, und wäre nun noch $r = 2$ Fuss und $a = 12$, so müsste

$$GH = GF = 6 + \tfrac{1}{6} = 6\tfrac{1}{6} \text{ Fuss sein.}$$

Bei Anwendung des Winkelhebels oder Kreuzes FGH (*Fig.* 132) verfahre man auf ähnliche Weise. Man ziehe nach der Stangenrichtung BD eine Linie CR, welche die mittlere Lage der Kurbelstange repräsentiren soll, und errichte auf die Linien BR und CR Perpendikel DG und EG, welche sich in einem Punkte G schneiden und in demselben Verhältnisse zu einander stehen müssen, wie der Hub $2r$ des Krummzapfens zum verlangten Hube w des Gestänges. Nun mache man wieder $EK = EL = r$ und $DM = DN = \frac{1}{2}w$, halbire EK und DM in O und Q, ziehe GO und GQ und errichte auf die letzten Linien die Perpendikel OF und QH: diese schneiden von den vorigen Perpendikeln die gesuchten Armlängen GF und GH ab. Durch Rechnung ergeben sich diese Längen, wenn man die Perpendikel GE und GD mit a und b bezeichnet, auf folgende Art:

$$GF = \frac{a^2 + \frac{1}{4}r^2}{a}, \text{ und } GH = \frac{b + \frac{1}{16}w^2}{b}.$$

Da $\frac{b}{a} = \frac{w}{2r}$, so ist natürlich

$$GH = \frac{w}{2r} \cdot GF.$$

Wenn die Stangenrichtung BD nur sehr wenig von C absteht, so kann man den Hebel ersparen, indem man das Ende F der Kurbelstange unmittelbar mit dem Ende H des Gelenkes verbindet; bei einem ansehnlichen Abstande würde dagegen diese Vereinfachung eine bedeutende Ungleichförmigkeit des Ganges und eine ansehnliche Reibung nach sich ziehen.

12) Vorrichtung für den Fall, wenn die Richtung der geradlinigen Bewegung die Umdrehungsaxe unter einem schiefen Winkel schneidet. Bei den bis jetzt beschriebenen Vorrichtungen war die Richtung der geradlinigen Bewegung in der Umdrehungsebene, d. i. in einer auf der Umdrehungsaxe normal stehenden Ebene befindlich; jetzt müssen aber noch diejenigen Vorrichtungen in Untersuchung gezogen werden, welche den Zweck haben, eine stetige

Kreisbewegung in eine geradlinige hin und her gehende umzusetzen, deren Richtung die Umdrehungsaxe schief schneidet. Man wendet hierzu eine besondere Art der Excentrica (s. *Fig.* 133, 134, 135 u. s. w.) an, die im Allgemeinen die Formen von Kegeln haben und daher conische Excentrica genannt werden können. In den eben genannten Figuren ist *AB* die umlaufende Welle und *DE* die hin und her zu bewegende Stange, deren Verlängerung die Axe in *C* schneidet. Denkt man sich die *DE* (*Fig.* 132) so um *AB* gedreht, dass der Neigungswinkel *BCD* zwischen beiden Linien unverändert bleibt, so beschreibt *DE* oder *CD* einen Kegelmantel, in welchem die äussere Fläche *FG* des Excentricums zu liegen kommt, und wenn man nun eine Seitenfläche des Excentricums zahnförmig ausschneidet, nämlich so, dass gewisse Punkte *H*, *K*, *L* in ihr mehr oder weniger von einem kreisförmigen Durchschnitte *FG* abstehen, so wird diese Seitenfläche das gegen sie gestemmte Ende *D* der Stange *DE* in der Richtung *CD* bewegen, insofern nämlich diese selbst in einer Leitung liegt. In der Vorrichtung *Fig.* 133 wird die Stange *DE* auswärts geschoben, die Vorrichtung *Fig.* 134 hingegen zieht dieselbe einwärts, weil die Stange *DE* mit einem Haken über die gezahnte Fläche weggreift. Bei der Vorrichtung *Fig.* 135 läuft die Stange *DE* mit der Axe *AB* parallel, deshalb ist auch die äussere Fläche des Excentricums cylindrisch geformt. Auch ist hier das Ende der Stange mit einem Frictionsrädchen ausgerüstet. Bei den bisher beschriebenen Vorrichtungen wird die Stange nur hinbewegt, sie muss also ein Bestreben haben, sich von selbst zurück zu bewegen; die Vorrichtungen *Fig.* 136 und 137 hingegen schieben die Stange *DE* hin und zurück. Deshalb ist in *Fig.* 136 aus dem Kegel *FG* eine krummlinige Spur ausgenommen, in welche das gebogene Ende der Stange *DE* eingreift, und in *Fig.* 137 auf den Kegel *FG* ein ähnlicher Reifen *HK* aufgesetzt, der von dem gabelförmigen Ende der Stange *DE* umfasst wird. Leicht kann man sich nun denken, wie die von der Kreisform abweichende Spur oder der ähnliche Reif bei Umdrehung um die Axe *AB* die Stange *DE* hin und her schiebt.

Es ist nun die genaue Gestalt der schiefen Fläche *HK*, welche in allen diesen Vorrichtungen die Stange absetzend geradlinig bewegt, kennen zu lernen. In dieser Absicht müssen wir uns zunächst den Kegelmantel *FCG* (*Fig.* 138) abgewickelt und auf eine Ebene ausgebreitet denken, so dass er den Ausschnitt *FCG* (*Fig.* 138, b) bildet. Der Halbmesser *CF* dieses Ausschnittes ist natürlich die Seite *CF* des Kegels, der Centriwinkel *FCG* desselben aber wird gefunden durch die Formel $\angle FCG = \frac{AF}{CF} \cdot 360°$. Ist also z. B. $CF = 3$ und $AF = 1{,}6$ Fuss, so folgt $\angle FCG = \frac{16}{30} \cdot 360° = 192°$. Soll nun das Excentricum die Stange während einer Umdrehung etwa zweimal hin und her bewegen, so theile man zunächst den Bogen *FG* in zwei gleiche Theile *FH* und *HG*, und sollen noch die Zeiten zum Hin- und Hergehen dieselben sein, so halbire man jede dieser Hälften wieder in *K* und *L*; dann trage man die gewünschte Extension des Weges aus *K* und *L* als *KM* und *LN* radial auswärts, theile beide Wege und so auch die Bogen *FK*, *KH* . . . . in gleiche Theile, z. B. in vier, und beschreibe durch die ersten Theilpunkte 1, 2, 3 . . . concentrische Kreise, durch die anderen Theilpunkte *I*, *II*, *III* . . .

aber Radien. Diese Radien treffen jene Bogen in den Punkten $\alpha, \beta, \gamma \ldots$ der Curven für die Chablonen der schiefen Flächen. Da der Kegel *FCG* eine gewisse Dicke FF_1 haben muss, so ist noch ein innerer Kegelmantel $F_1C_1G_1$ abzuwickeln und in diesem die Curve $F_1M_1H_1N_1G_1$ genau so zu ziehen, wie die Curve *FMHNG*. Man erhält endlich die wahre Gestalt der die Stange *DE* in Bewegung setzenden Fläche, wenn man die Flächen *FMHNGC* und $F_1M_1H_1N_1G_1C_1$ aus Blech, Leder oder einem anderen dünnen und biegsamen Körper ausschneidet und sie auf die Mäntel *FCG* und $F_1C_1G_1$ (*Fig.* 132) aufwickelt, endlich die Curven selbst durch gerade, nach der Axe gerichtete Linien wie FF_1, GG_1 mit einander verbindet.

Die vorige Construction bewirkt eine gleichförmige Bewegung der Stange *DE*; es ist aber auch leicht zu denken, wie dieselbe abgeändert werden muss, wenn man die Stange beschleunigt und verzögert bewegen will. Auch ist leicht zu erachten, wie die Construction vorzunehmen ist, wenn die Stange bei einer Umdrehung der Welle mehr oder weniger als zweimal hin- und zurückgehen soll.

Sehr gewöhnlich kommt die Vorrichtung *Fig.* 135 vor, welche die mit der Umdrehungsaxe *AB* parallel liegende Stange hin und zurück schiebt. Noch andere Vorrichtungen der Art sind in den folgenden Figuren abgebildet. Im Allgemeinen kann man annehmen, dass die hierbei anzuwendenden schiefen Flächen Schraubenflächen sind. Wenn z. B. die umlaufende Welle *AB* die Stange *DE* (*Fig.* 139) bei jeder Umdrehung nur einmal hin und zurück schieben soll, so kann man die Fläche *FG* aus zwei halben Windungen einer Schraubenfläche bestehen lassen. Soll hingegen der Stab bei zwei oder mehr Umdrehungen der *AB* einen Hin- und Rückgang machen, so muss man die bewegende Fläche aus zwei oder mehr Windungen zusammensetzen. So ist z. B. bei der Vorrichtung *Fig.* 140 in einem Cylinder eine Schraubenwindung *FGHKL* und eine andere jener ersten umgekehrte Windung *LMHNF* ausgeschnitten; wenn daher die Welle *AB* zweimal umläuft, so wird die Stange durch die erste Windung hin und durch die andere Windung wieder zurück geschoben. Kommt es nicht auf eine grosse Genauigkeit an, so kann man die bewegende Schraubenfläche durch eine ebene Fläche ersetzen, wenn die Stange wie in *Fig.* 139 bei jeder Umdrehung einen Hin- und Hergang machen soll. Es kann also das Excentricum wie in *Fig.* 141 nur aus einer einfachen elliptischen Scheibe *FG* bestehen.

13) Vorrichtungen für den Fall, wenn die Richtung der geradlinigen Bewegung mit der Umdrehungsaxe gar nicht in einerlei Ebene liegt. In diesem Falle kann man entweder einen Hebel zwischen die Stange und das Excentricum bringen, oder man kann dem Excentricum eine besondere Construction geben. Eine Vorrichtung der ersten Art bietet *Fig.* 143 (Taf. 5) dar. Die Umdrehungsaxe *AB* liegt in der Bildebene und die Stangenrichtung *DE* läuft in einem gewissen Abstande mit der Bildebene parallel. Man denke sich mit *DE* eine Linie *HB* parallel gelegt, welche die Axe *AB* schneidet. Für diese Linie *HB* construire man das Excentricum *FG* nach den zu gebenden Regeln, während man den Hebel *HMK* selbst in die Ebene durch *DE* und *HB* zu legen hat.

Man kann auch den Hebel ganz entbehren, wenn man die Stange *DE* *Fig.* 142 (Taf. 4), deren Richtung die Axe *AB* nicht schneidet, durch ein Querstück *HK* mit einem parallelen Stabe *HF* verbindet, des-

sen Richtung durch *AB* hindurch geht. Endlich ist aber auch der Stab *HF* mit dem Querstücke *HK* entbehrlich, wenn man dem Excentricum eine besondere Gestalt gibt. Es sei *AB* in *Fig.* 144, a (Taf. 5) die in der Bildebene befindliche Axenrichtung und *DE* der mit dieser Ebene parallele Weg der Stange. Man fälle die Perpendikel *DM* und *EN* gegen die Axe und ziehe die Linien *DK* = *EL* = dem Abstande der *DE* von *AB* parallel zu dieser. Beschreibt man nun aus *M* und *N* Kreise durch *K* und *L*, so können diese als die Grundflächen *FG* und *CH* eines Kegelmantels angesehen werden, auf den die Curve zu verzeichnen ist, welche die Stange durch *DE* bewegt. Um aber diese Curve selbst zu zeichnen, wickeln wir wieder den Kegelmantel *CFGHO* ab, indem wir mit *OC* und *OF* concentrische Kreisbogen beschreiben, deren Längen den Umfängen *CH* und *FG* gleich sind. Soll nun die Stange während einer Umdrehung der *AB* nur einmal hin und zurück geschoben werden, so halbire man *FG* (*Fig.* 144, b) in *Q*, trage die *DE* als *QP* auf und theile *PQ* sowohl als auch die beiden Bogenhälften *FQ* und *GQ* in gleiche Theile; ferner trage man die *DE* auch aus den Theilpunkten *I*, *II*, *III*, *IV*.... dieser Bogen so auf, dass sie sich bis zum Bogen *CPH* erstreckt, und beschreibe durch die Theilpunkte 1, 2, 3, 4.... der *PQ* concentrische Kreise bis zu den durch *I*, *II*, *III*, *IV*... gelegten Transversalen; endlich führe man durch die sich ergebenden Durchschnittspunkte α, β, γ.... einen Zug. Die nach dieser Curve ausgeschnittene Fläche *FPGO* (*b*) auf den Kegel (*a*) aufgelegt gibt nun die wahre Gestalt der die Stange oder Linie *DE* bewegenden Curve. Da indessen diese eine wirkliche Fläche sein muss, so hat man wie in *Fig.* 138 noch eine zweite Curve zu construiren, welche mit dieser parallel läuft und mit ihr durch eine schiefe Fläche zu verbinden ist, auf welcher *DE* aufruht.

Streng genommen dürfte aber die gekrümmte Fläche *CFGH* (*Fig.* 144) nicht als eine Kegel-, sondern als eine hyperboloidische Fläche anzusehen sein.

d) Kreisförmig fortgehende Bewegung in kreisförmig absetzende Bewegung umzuändern.

1) Excentrische Scheibe und Hebling. Wie eine absetzende Kreisbewegung aus einer stetigen derselben Art abzuleiten ist, davon geben zwar schon die Vorrichtungen in *Fig.* 100 bis 104, so wie die in *Fig.* 131 und 132 Beispiele; es ist indessen hier eine vollständige Aufzählung, Beschreibung und Theorie dieser Vorrichtungen nöthig.

Die Vorrichtung in *Fig.* 145 ist ein gewöhnliches Excentricum *ACB*, welches einen Hebel *DEF* während einer Umdrehung dreimal aufhebt und wieder zurücksinken lässt.

Das Excentricum in *Fig.* 146 hat eine Rinne oder Spur *ABCD*, in welche ein Stift *D* eingreift, der aus dem Hebel *EF* hervorragt. Bei einer Umdrehung dieser Vorrichtung um die Axe *M* wird der Hebel *EF* zwei Oscillationen machen müssen.

Es ist nun zu zeigen, nach welchem Gesetze die krumme Fläche *Fig.* 145 oder die Spur *Fig.* 146, welche den Hebel unmittelbar in Bewegung setzt, construirt werden muss, damit dieser eine geforderte Bewegungsweise annehme. Soll z. B. der Hebel eine gleichförmige Bewegung von dem gleichförmig umlaufenden Excentricum erhalten, so ist die Construction nach *Fig.* 147 vorzunehmen. Es sei *DEF* der Winkel,

um welchen der Hebel *DE* von dem Excentricum *ABC* gedreht werden soll, das sich selbst um *C* dreht. Man theile den von dem Hebelende *D* beschriebenen Bogen *DF* in gleiche Theile und beschreibe aus *C* concentrische Kreise durch die erhaltenen Theilpunkte 1, 2, 3.... Soll nun der Hebel während einer Umdrehung der excentrischen Scheibe nur einen Hin- und Rückgang machen, so theile man den kleinsten (durch *D* gehenden) Grundkreis in *A* in zwei Hälften, und jede Hälfte wieder in eben so viel gleiche Theile als der Bogen *DF* deren erhalten hat. Nun ziehe man durch die so erhaltenen Theilpunkte *I, II, III*.... Halbmesser aus *C* und trage die durch concentrische Kreisbogen 1 (1), 2 (2), 3 (3), 4 (4)... gemessenen Abstände der Theilpunkte 1, 2, 3, 4... von dem verlängerten Radius *CD* als $(I)\,\alpha$, $(II)\,\beta$, $(III)\,\gamma$, $(IV)\,\delta$... von den durch die Theilpunkte *I, II, III, IV*... gehenden Radien aus auf. Die durch $\alpha\beta\gamma\delta$... gelegte Curve wird dann die gesuchte sein; denn denkt man sich das Excentricum so umgedreht, dass die Theilpunkte *I, II, III, IV*... nach und nach nach *D* kommen, so lässt sich leicht entnehmen, dass dann α, β, γ, δ... in 1, 2, 3, 4... angelangt sein werden.

Es ist nun auch ohne Schwierigkeit die Construction für den Fall vorzunehmen, wenn der Hebel mehr als ein Spiel während einer Umdrehung der excentrischen Scheibe zu machen hat. Ebenso wird sich leicht bestimmen lassen, wie zu verfahren ist, wenn der Hebel eine verlangte ungleichförmige, z. B. eine gleichförmig beschleunigte Bewegung annehmen soll. Im letzteren Falle ist natürlich der Bogen *DF* nicht in gleiche, sondern in Theile zu theilen, die sich zu einander wie 1 zu 3 zu 5 zu 7 u. s. w. verhalten müssen.

Zuweilen kommt der Fall vor, dass ein Excentricum *ABC* (*Fig.* 148) einen Hebel *DE* so aufzuheben hat, dass eine an ihm angehängte Last gleichförmig aufsteigt. Diese Construction muss insofern von der vorigen abweichen, weil hier gleichen Umdrehungswinkeln des Excentricums nicht gleiche Umdrehungswinkel des Hebels, sondern gleiche Vertikalprojectionen der Wege des Aufhängepunktes *G* der Last *Q* entsprechen müssen. Dieser Fall tritt nicht ein, wenn die Last *Q* an einer Kette hängt, welche sich beim Anheben um ein Cirkelstück in *G* legt; dagegen ist er bei den meisten Hämmern vorhanden, wo man sich die Last *Q* durch das Gewicht des armirten Hammers ersetzt zu denken hat, und annehmen muss, dass dasselbe im Schwerpunkte niederzieht.

Es sei *DEF* der geforderte Umdrehungswinkel des Hebels und *FH* ein Perpendikel gegen die horizontale Richtung des Hebels. Man theile dasselbe in gleiche Theile und ziehe durch die erhaltenen Theilpunkte 1, 2, 3.... parallele Linien zu *DE* bis zum Bogen *DF*, den das Hebelende bei einem Anhube beschreiben soll; dann beschreibe man Kreise aus *C*, welche durch die so eben erhaltenen Theilpunkte 1, 2, 3... im Bogen *DF* gehen, und schneide von dem kleinsten oder Grundkreis *CD* den Bogen *DA* ab, welchen das Excentricum während des Anhubes von *DE* durchlaufen soll. Theilt man nun auch diesen Bogen in so viele gleiche Theile als deren *FH* erhalten hat, und zieht man durch die erhaltenen Theilpunkte *I, II, III*.... Halbmesser aus *C*, so sind nur noch aus diesen die Bogen $(I)\,\alpha = (1)\,1$, $(II)\,\beta = (2)\,2$, $(III)\,\gamma = (3)\,3$, $(IV)\,\delta = (4)\,4$... aufzutragen, um die gesuchte Curve $D\alpha\beta\gamma\delta$... zu erhalten. Auf ähnliche Weise lässt sich natürlich auch die Curve construiren, über welcher *D* wieder herabgleiten muss.

In *Fig.* 149 ist noch die Construction der Daumen, welche einen Schwanzhammer beschleunigt bewegen, ausgeführt. Es ist *CD* ein vertikaler Halbmesser der Welle und *DE* der Schwanz des um *E* drehbaren Hammers. Man verlängere den Radius *CD* so weit, dass *DF* der Tiefe gleich wird, um welche der Schwanz herabgedrückt werden muss, damit der am andern Arme befestigte Hammer auf eine verlangte Höhe steigt; dann theile man diese Verlängerung in Theile, die sich zu einander wie 1 zu 3 zu 5 zu 7 u. s. w. verhalten, und dagegen den Bogen *DA*, um welchen sich die Welle während des Anhebens dreht, in vollkommen gleiche Theile. Uebrigens ist das Verfahren wie vorhin; man mache nämlich $(I)\ \alpha = 1\ (1)$, $(II)\ \beta = 3\ (3)$, $(III)\ \gamma = 5\ (5)$, $(IV)\ \delta = 7\ (7)$ ... und lege durch *D*, α, β, γ, δ eine Curve.

Wenn man die Figur umkehrt, so bekommt man die Construction der Hebeköpfe für einen Aufwerfhammer.

Bei den gewöhnlichen Aufwerfhämmern liegt die Axe *C* seitwärts vom Hammer und ziemlich parallel mit dem Hammerhelme am Anfange des Hubes; deshalb wird auch die Construction der Hebedaumen anders zu machen sein. Es sei *AD* (*Fig.* 150) die um *C* laufende Welle und *D* der Punkt des Angriffes, also der Anfang des Hebedaumens. Man ziehe durch *D* eine Horizontale *DE* und mache sie der Entfernung der Drehungsaxe des Hammers von dem Angriffspunkte desselben gleich. Ferner ziehe man aus *D* eine Vertikale *DF*, welche dem Hube des Angriffspunktes entspricht, so also, dass *DEF* dem geforderten Umdrehungswinkel des Hammers gleich wird. Dann beschreibe man aus *E* den Bogen *DG*, fälle das Perpendikel *GH* gegen *DE*, und theile dieses *GH* von unten nach oben in Theile, die sich zu einander wie 1 zu 3 zu 5 zu 7 u. s. w. verhalten. Ebenso ziehe man die 1 1, 3 3, 5 5 ... parallel zu *DE* bis zum Kreisbogen *DG* und lege durch die sich ergebenden Punkte 1, 3, 5 .... radiale Linien bis zum Perpendikel *DF*, das sie in *a*, *b*, *c*, *d* ... schneiden. Das Uebrige ist wie in den vorhergehenden Constructionen. Man mache nämlich $(I)\ \alpha = (1)\,a$, $(II)\ \beta = (3)\,b$, $(III)\ \gamma = (5)\,c$, $(IV)\ \delta = (7)\,d$ ... und führe durch *D*, α, β, γ, δ ... einen Zug.

In der Figur sieht man drei Hebedaumen aus der Welle hervorragen. Das Hammerhelm zeigt sich natürlich nur im Querschnitte, weil die Drehungsaxe *E* nicht in der Bildebene liegt, sondern winkelrecht auf ihr steht.

2) Kurbel und Lenkstange. Wie eine Kurbel mit ihrer Stange dazu dienen kann, einen Hebel oscillirend zu bewegen, ist schon aus dem Frühern bekannt und auch noch aus den Figuren 101, 132 und 133 ersichtlich. Auch ist in den beiden letzten Figuren schon eine Construction dieser Verbindung angegeben, jedoch kann diese nur in dem Falle angewendet werden, wenn der Halbmesser des Warzenkreises klein ist in Beziehung auf die Länge der Kurbelstange und auf die des Hebels. Hier ist die Construction und Bewegungsweise dieser Vorrichtung näher ins Auge zu fassen.

In *Fig.* 151 ist *CF* die Kurbel, *DE* der um *E* drehbare Hebel und *DF* die Kurbelstange. Leicht kann man sich denken, dass eine gleichförmige Drehung der Warze *F* eine ungleichförmige Bewegung des Hebels *DE* zur Folge hat, und dass dieser sogar einen Augenblick ruht, wenn er in den Grenzen *AE* oder *BE* seiner Drehung ankommt, welches allemal eintritt, wenn die Warze in den Punkten *K* oder *L*

steht, die in den von A und B nach C gehenden Geraden liegen, weil die von A nach C gerichtete Gerade die kleinste von allen Linien ist, die von A nach dem Kreise gezogen werden können, und ebenso die durch C gehende Gerade BL die grösste unter allen von B nach dem Kreise laufenden Linien ist. So lange nun die Punkte K und L nicht Endpunkte eines Durchmessers sind, so lange wird auch die Zeit eines Aufganges des Hebels eine andere sein, als die eines Niederganges; um aber diesen Zweck zu erreichen, ist es nöthig, dass die Linien AC und BC über einander liegen, d. i. dass die durch die Endpunkte A und B gehende Gerade durch das Centrum C gehe. In jedem andern Falle wird aber der Unterschied zwischen den Zeiten des Hin- und Herganges um so grösser, je mehr die Richtungen AC und BC von einander abweichen. Wenn es die Umstände erlauben, wird man immer die erste Construction anwenden, weil sie eine regelmässigere Bewegung verspricht.

Wäre nun ausser dem Warzenkreise KCL (*Fig.* 152) noch der Drehpunkt E und der Drehungswinkel $AEB = \alpha$ des Hebels gegeben, so liesse sich die Länge des Hebels und der Kurbelstange finden. Man nehme den Halbmesser oder die Kurbelhöhe CK als Kathete und den halben Umdrehungswinkel $\frac{1}{2}\alpha$ als Gegenwinkel eines rechtwinkeligen Dreiecks an, und suche durch Construction dieses Dreieckes die andere Kathete DE und die Hypotenuse BE. Mit beiden beschreibe man aus E Kreise und lege aus C eine Tangente nach dem ersteren; diese schneidet den anderen Kreis in den Punkten A und B, welche der Hebel in den Grenzen seiner Oscillation berührt, und es ist $AE = BE$ die Länge des Hebels, $AK = BL$ aber die Länge der Kurbelstange. Bezeichnet man die Armlänge CK und EA mit r und a, so gibt die Rechnung $a = \frac{r}{\sin \frac{1}{2}\alpha}$, und ist die Centrallinie $CB = d$, und die Länge $AK = DC$ der Kurbelstange $= b$, so ist $b = \sqrt{d^2 - r^2 \operatorname{cotg} \frac{1}{2}\alpha^2}$. Z. B. für $\alpha = 80°$, $r = 0{,}75$ Fuss und $d = 3$ Fuss ist $a = \frac{3}{4 \sin 40°}$ $= 1{,}166..$ Fuss und $b = \sqrt{9 - 0{,}79891} = 2{,}863..$ Fuss.

Wäre aber ausser der Grösse des Drehungswinkels α noch dessen Lage gegeben, so könnte man entweder die vorige allerdings sehr zweckmässige Construction nicht anwenden, oder man müsste sich eines Winkelhebels bedienen. Sollte z. B. der Hebel in dem Bogen $MN = \alpha$ schwingen, so dürfte man nur mit dem Arme AE, welcher an die Kurbelstange AK angeschlossen ist, noch einen Arm ME verbinden, der mit jenem einen Winkel einschliesst, welcher dem Bogen zwischen dem gegebenen M und dem gefundenen A entspricht.

Im ersteren Falle findet man die Längen des Hebels DE und der Kurbelstange DF am besten durch Rechnung auf folgende Weise. Es sei in *Fig.* 151 wieder $CF = r$, $DE = a$, $CE = d$ und $DF = b$; ferner die Winkel AEC und BEC, welche der Hebel in seinen Grenzlagen mit der Centrallinie CE einschliesst, $= \psi$ und ψ_1. Dann ist

$$\overline{AC}^2 = \overline{AE}^2 + \overline{CE}^2 - 2\,AE \,.\, CE \cos\psi, \text{ und}$$

$$\overline{BC}^2 = \overline{BE}^2 + \overline{CE}^2 - 2\,BE \,.\, CE \cos\psi_1, \text{ d. i.}$$

$$1)\ (b + r)^2 = a^2 + d^2 - 2ad \cos\psi, \text{ und}$$

$$2)\ (b - r)^2 = a^2 + d^2 - 2ad \cos\psi_1.$$

Aus beiden Gleichungen folgt aber durch Subtraction

3) $\frac{b}{a} = \frac{d\,(\cos\psi_1 - \cos\psi)}{2r}$, und setzt man diesen Werth in No. 1 oder No. 2 ein, so ergibt sich a und b.

Es sei z. B. $r = 0{,}4$ Fuss, $d = 1{,}33$ Fuss, $\psi = 117°$, $\psi_1 = 64°$. Dann ist $\frac{b}{a} = \frac{133}{80}(0{,}43837 + 0{,}45399) = 1{,}48355$, und sonach

$(1{,}48355\,a + 0{,}4)^2 = a^2 + 1{,}33^2 + 2\,a\,.\,1{,}33\cos 63°$, was

$1{,}2009\,a^2 - 0{,}02077\,a = 1{,}6089$ gibt.

Hieraus folgt nun die Hebelarmlänge $a = 1{,}166\ldots$ Fuss, und daraus die Länge der Kurbelstange

$b = 1{,}48355\,a = 1{,}729\ldots$ Fuss.

Will man noch die Bewegungsweise des Hebels kennen lernen, so muss man eine Formel zwischen dem Umdrehungswinkel $ECF = \varphi$ des Krummzapfens und dem Umdrehungswinkel $DEO = \psi$ des Hebels auffinden. Diese Formel lässt sich aber am kürzesten so schreiben

$$(a\sin\psi - r\sin\varphi)^2 + (d - a\cos\psi - r\cos\varphi)^2 = b^2,$$

und nach ihr liesse sich nun der jedem Umdrehungswinkel φ entsprechende Elongationswinkel ψ bezeichnen.

Wenn die Bewegungsebene des Hebels von der Umdrehungsebene des Krummzapfens abweicht, so kann man Vorrichtungen anwenden, die denen in *Fig.* 125 und *Fig.* 128 ähnlich sind, indem man nämlich dem Krummzapfen und dem Hebel, jedem besonders, eine Lenkstange gibt und beide Lenkstangen an einen Körper anschliesst, der in einer geraden Linie hin und her zu gehen genöthigt ist. Eine Vorrichtung dieser Art stellt noch *Fig.* 153 vor. In ihr ist *AF* die Kurbelstange und *BD* die Lenkstange des Hebels *DE*. Beide sind mittels Bolzen *A* und *B*, die auf den entsprechenden Umdrehungsebenen normal stehen, an einen Stern *MNO* angeschlossen, dessen drei Strahlen oder Arme am Ende durchbohrt sind. Dieser Stern ist mit diesen Augen über drei genau abgedrehte Säulen geschoben, welche parallel zur Linie liegen, in der sich die Bewegungsebene des Hebels *DE* mit der Umdrehungsebene des Krummzapfens schneidet.

3) Kurbel und oscillirender Hebel. In manchen Fällen verbindet man auch den oscillirenden Hebel mit der Kurbel unmittelbar, wie z. B. in der Vorrichtung *Fig.* 100 *CG* mit *MD* oder *Fig.* 102 *CB* mit *MA*. Hier muss natürlich der Hebel einen Schlitz haben, in welchen entweder die Drehungsaxe *C* oder die Warze *A* der Kurbel eingreift, so dass er sich entweder selbst verschiebt, oder der Warze eine Verschiebung gestattet. Man wird natürlich in der Regel den letztern Fall vorziehen. So lange nun der Schlitz oder der Weg der Warze an dem Hebel ein gerader ist, so lange wird die Bewegung des Hebels eine sehr ungleichförmige sein.

Es sei die Kurbelhöhe $AM = r$ und die Entfernung CM der beiden Drehpunkte (*Fig.* 154) $= d$, ferner der Umdrehungswinkel CMA der Kurbel $= \varphi$ und der Elongationswinkel MCA des Hebels $= \psi$; dann ist $\operatorname{tang}\psi = \frac{r\sin\varphi}{d - r\cos\varphi}$, wonach also für jeden Drehungswinkel φ der entsprechende Elongationswinkel ψ zu berechnen wäre. Aus dieser Formel folgt noch das Verhältniss zwischen der Winkelgeschwindigkeit des Hebels und der der Kurbel

$\frac{w}{v} = \frac{(d\cos\varphi - r)\,r}{d^2 - 2dr\cos\varphi + r^2}$, woraus nun wieder folgt, dass dasselbe $= 0$ ist für den Umdrehungswinkel φ, welcher durch $\cos\varphi = \frac{r}{d}$ bestimmt ist, d. i. in dem Augenblicke, wenn der Hebel *CD* den Warzenkreis tangirt. Dann steht also der Hebel einen Augenblick still und kehrt nachher zurück. Bei gleichförmiger Umdrehung der Warze wird also der Hingang des Hebels eine andere Zeit erfordern wie der Rückgang, und es wird diese Differenz um so grösser sein, je kleiner das Verhältniss $\frac{r}{d}$ ist.

Steht die Warze in *F* oder *G*, so befindet sich der Hebel in der Mitte seines Weges, und es ist das Verhältniss der Geschwindigkeiten

$$\frac{w}{v} = \frac{r}{d-r} \text{ und } = \frac{r}{d+r}.$$

Aus der Kurbelhöhe r und dem geforderten Drehungswinkel 2ψ des Hebels folgt die Entfernung der Drehpunkte von einander

$$d = \frac{r}{\cos\varphi} = \frac{r}{\sin\psi}.$$ Wäre z. B. $r = 2$ Fuss und $2\psi = 60°$, also $\psi = 30°$, so würde $d = \frac{2}{\sin 30°} = 4$ Fuss und die Länge des Hebels etwas über $4 + 2 = 6$ Fuss messen müssen.

Soll der Hebel eine gewisse Winkelgeschwindigkeit, z. B. eine gleichförmige oder eine gleichförmig veränderte Bewegung annehmen, so muss man den geraden Schlitz *BD* (*Fig.* 154) durch eine krummlinige Spur *ABDEF* (*Fig.* 155) ersetzen, die nach einem gewissen Gesetze construirt ist.

Der einfachste Fall dieser Art ist in *Fig.* 155 abgebildet. Hier ist *AM* der um *M* laufende Kurbel- oder Hebelarm, und *CABD* der um *C* drehbare Hebel, der aufsteigt, wenn der Hebel *MA* an dem krummen Theile *AB* hingleitet, und wieder niedergeht, wenn er mit dem Stücke *BD* in Berührung ist. Es sei *ECF* der Winkel, um welchen sich der letzte Hebel drehen soll, während sich der Hebel oder die Kurbel *AM* um *AMG* dreht. Man theile die Bogen *EF* und *AG* in gleiche Theile, ziehe Radien nach den Theilpunkten 1, 2, 3.... des Bogens *EF* und concentrische Kreise durch die Theilpunkte *I*, *II*, *III*.... von *AG*, welche Bogen die Grundlinie *CD* in *a*, *b*, *c*, *d*.... und die übrigen Theillinien in (1), (2), (3).... schneiden. Macht man nun $I\alpha = (1)a$, $II\beta = (2)b$, $III\gamma = (3)c$, $IV\delta = (4)d$..., so bekommt man die Punkte α, β, γ, δ... einer Curve, nach welcher der Theil *AB* des Hebels zu biegen ist, welcher beim Aufgange desselben mit *MA* in Berührung ist, insofern nämlich diese gleichförmig umlaufende Kurbel den Hebel ebenfalls gleichförmig aufheben soll. Denn kommt der Endpunkt *A* der Kurbel nach *I*, *II*, *III*...., so kommen die Punkte α, β, γ.... des Hebels eben dahin, und es fallen die in der *CD* liegenden Punkte *a*, *b*, *c*.... auf (1), (2), (3)....; es hat also der Hebel 1 Theil, 2 Theile, 3 Theile seines Weges u. s. w. zurückgelegt.

Eben so kann man auch den Theil *BD* construiren, welcher beim Niedergehen auf den Hebel *MA* herabsinkt.

Sollte der Hebel gleichförmig verändert angehoben werden, so müssten natürlich die Theile des Bogens *EF* in den Verhältnissen 1 zu 3 zu 5 u. s. w. zu einander stehen. Wäre ferner der Hebel so anzuheben, dass er eine in *E* angeknüpfte Last *Q* gleichförmig emporbewegte, so müsste wieder ein Perpendikel *FK* getheilt und aus den Theilpunkten nach dem Bogen *EF* Parallellinien zu *CE* gezogen werden u. s. w.

In *Fig.* 156 ist ein Hebel *CABFED* mit einem Schlitze abgebildet, in den die Warze *A* eingreift, die ihn bei jeder Umdrehung einmal hin und einmal zurück bewegt. Die Construction der Spuraxe ist wie die frühere, der Bogen *EG* ist in 4 und der Halbkreis *AE* in 8 gleiche Theile getheilt, und es ist $I\alpha = (1)a$, $II\beta = (2)b$, $III\gamma = (3)c$, $IV\delta = (4)d$, $V\varepsilon = (5)e$ .... gemacht worden. Die Spur ist nun so ausgenommen, dass sie zu beiden Seiten von der Curve $A\alpha\beta\gamma\delta$.... um die halbe Warzenstärke absteht.

4) Theilweise gezahnte Räder. Wie zwei nach entgegengesetzten Richtungen umlaufende Räder *CE* und *MG* einen Hebel oder ein gezahntes Cirkelstück *ABD* in schwingende Bewegung setzen können, ist aus *Fig.* 157 ersichtlich. Die beiden Treibräder müssen natürlich wie in *Fig.* 158 abwechselnd gezahnt werden, damit immer nur die Zähne des einen zwischen die Zähne des Cirkelstückes eingreifen. Uebrigens kann man mit einer Umdrehung der Räder eine beliebige Anzahl von Schwingungen hervorbringen lassen. Gibt man z. B. jedem der Räder drei gezahnte und drei ungezahnte Sextanten, so wird das Cirkelstück bei einem Radumlaufe dreimal hin und eben so oft zurück schwingen.

Ist $CE = MG = r$ der mechanische Halbmesser eines Rades, $AO = DO = a$ der des Cirkelstückes, ferner n die Anzahl der Spiele, welche das Cirkelstück bei jeder Umdrehung des Rades machen soll, und φ der Schwingungswinkel, so hat man

$$\varphi : \frac{360°}{2n} = r : a, \text{ also}$$

$$\frac{r}{a} = \frac{n\varphi°}{180°}.$$ Nehmen wir also wie im obigen Falle drei Spiele an, und verlangen wir den Schwingungswinkel $\varphi = 50°$, so erhalten wir $\frac{r}{a} = \frac{3.50}{180} = \frac{5}{6}$. Wäre nun noch die Centrallinie *CO* $= MO = 4$ Fuss, so hätten wir den Radius $r = \frac{5}{11} \cdot 4 = 1{,}8181..$ Fuss und die Armlänge $a = \frac{6}{11} \cdot 4 = 2{,}1818..$ Fuss zu machen.

Eine Vorrichtung derselben Art mit conischen Rädern ist in *Fig.* 158 abgebildet. Die beiden conischen Räder *CE* und *MG* sitzen auf einerlei Axe *XX* fest und drehen, da sie nur abwechselnd gezahnt sind, das gezahnte Rad oder den gezahnten Sector *AB* hin und her.

Man kann auch die beiden Kegelräder *CE* und *MG* vollständig verzahnen, dafür aber das conische Rad *AB* ziemlich zur Hälfte mit Zähnen ausrüsten, oder überhaupt das letztere abwechselnd mit Zähnen besetzen, jedoch so, dass immer nur das eine der Treibräder *CE* oder *MG* mit dem gezahnten Theile von *AB* in Berührung kommt. Dreht sich nun *AB* um *O* stetig um, so wird es die Welle *XX*, auf welcher *CE* und *MG* fest sitzen, abwechselnd hin und her bewegen.

5) Zahnräder mit Aus- und Einrückzeug. Man kann den angegebenen Zweck ebenfalls erreichen, wenn man ein Ein- und Ausrückzeug durch die umlaufende Welle selbst in Bewegung setzen lässt. Um z. B. das Rad *A* (*Fig.* 159) bald nach der einen, bald nach der anderen Richtung hin umzudrehen, stellt man es zwischen zwei nach entgegengesetzten Richtungen umlaufende Räder *B* und *C*, jedoch so, dass es in beide Räder nicht zugleich eingreifen kann. Nun bringt man noch eine Vorrichtung an, welche das Rad *A* abwechselnd nach *B* oder nach *C* hinschiebt und so in den Stand setzt, bald von *B* nach der einen, bald von *C* nach der andern Richtung in Umdrehung gesetzt zu werden.

Man kann aber auch die Welle *AA* (*Fig.* 160) in abwechselnde Umdrehung setzen, wenn man sie mit einer Hülse *E* umgibt, die zwar der Axenrichtung nach auf der Welle verschoben, aber um sie nicht gedreht werden kann, ohne sie selbst mit umzudrehen. Setzt man nämlich die Kegelräder *E* und *F* auf diese Hülse und bringt man zwischen beide ein um *C* stetig umlaufendes drittes Kegelrad, so wird dieses, jenachdem es in *E* oder in *F* eingreift, die Hülse *D* und sonach auch die Welle *AA* bald nach einer, bald nach einer anderen Seite hin umdrehen.

Es muss nun noch gezeigt werden, wie dort das Verschieben der Welle *M* und hier das Verrücken der Hülse *D* durch die stetig umlaufende Welle möglich gemacht werden kann.

In *Fig.* 161 sind *B* und *C* zwei nach entgegengesetzten Richtungen umlaufende Excentrica, und *M* ist die Axe oder Welle desjenigen Rades, welches eine absetzend umlaufende Bewegung erhalten soll. Man sieht, wie jetzt das Excentricum *B* die auf der Pfanne *DE* ruhende Axe *M* auswärts nach *N* schiebt, und kann sich auch leicht denken, wie nach einer halben Umdrehung das Excentricum *C* dieselbe wieder zurück nach *M* schieben muss. Ist das Räderwerk so angeordnet, dass das Rad *A* in derselben Zeit *n* (6) mal so viel Umläufe macht als jedes der Excentrica *B* und *C*, so folgt, dass das Rad *A* allemal nach $\frac{n}{2}$ (= 3) Umdrehungen wieder umkehren und so $\frac{n}{2}$ (= 3) Umdrehungen in der entgegengesetzten Richtung machen wird. Hiernach ist nun die Anordnung zu treffen, dass die stetig umlaufende Treibwelle das Rad *A* auch *n* mal so oft umdrehe als jedes Excentricum. Soll z. B. die in jeder Minute 6 mal umlaufende Treibwelle das Rad in eben dieser Zeit 10 mal hin und 10 mal rückwärts drehen, so müsste man auf jene Welle ein Treibrad setzen, dessen Umfang $\frac{20}{6} = \frac{10}{3}$ mal so gross ist als der des Rades *A*; auch müsste diese Welle ein anderes Treibrad erhalten, dessen Umfang $\frac{1}{6}$ von dem Umfange eines mit jenem Excentricum auf einerlei Welle sitzenden Getriebrades ist. Wenn also die Treibwelle drei Umläufe gemacht hat, so wird *A* deren 10 und *B* und *C* deren $\frac{1}{2}$ gemacht haben, also ein Wechsel der Drehung erfolgen.

Eine andere Methode zum Umsetzen ist in *Fig.* 162, a vorgestellt. Hier ist wie in *Fig.* 160 *C* die stetig umlaufende Treibwelle mit dem Kegelrade *BB*, *AA* die Welle, welche absetzend bewegt werden soll, mit der Hülse *D*, auf welcher die Kegelräder *E* und *F* und ein Rad *G* festsitzen. Auf der Welle *HK* sind zwei Räder befestigt, von denen

das eine mit G und das andere mit einem um M laufenden Rade LL in Verbindung gesetzt ist, aus dem ein Daumen oder Stift N hervorragt. $NOPQ$ ist ein dreiarmiger Hebel, der sich um O drehen lässt, in N von dem Daumen ergriffen wird, in P in eine Spur oder Hülse D greift, und in Q ein Gewicht trägt. In der Figur greift das Kegelrad in E ein, und es geht nun dadurch die Bewegung von B auf E, G, H, K, L und N über. Der Daumen N dreht den Hebel NOQ so, dass das Gewicht Q bis nach dem höchsten Punkte Z kommt, von welchem aus es frei nach Q_1 herabsinkt. Bei der Bewegung von Q nach Z rückt das Ende P des Armes OP von dem Ringe a nach dem Ringe b, und bei dem Sinken von Z nach Q_1 schiebt es die ganze Hülse D nach E hin so, dass nun das Kegelrad F mit B in Eingriff kommt und F, G, H, K, L, N die entgegengesetzte Umdrehung annehmen müssen. Ergreift später der Daumen N_1 den Hebelarm N_1O von oben, so hebt er Q_1 nach Z, und das von Z nach Q fallende Gewicht schiebt die Hülse wieder nach F hin, so dass wieder die Drehung nach der ersten Richtung vor sich gehen wird.

Soll die Welle AA nach je n (3) Umdrehungen denselben Weg wieder rückwärts machen, so muss das Räderwerk so eingerichtet werden, dass das Rad LL oder der Daumen N während dieser Zeit nur eine Umdrehung macht. Dieses würde z. B. erreicht, wenn H doppelt so viel Umfang als G, und L wieder $1\frac{1}{2}$ mal so viel Umfang als K hätte.

Eine andere Einrichtung ist in *Fig.* 162, d in der vorderen Ansicht, in *Fig.* 162, e im rechtwinklig darauf stehenden Durchschnitte abgebildet. AA und BB sind zwei aus einem Stück gegossene concentrische Kegelräder an der Welle C. In das kleinere von beiden BB greift das Getriebe E, welches auf der Welle DD sich befindet; das andere grössere AA ist mit dem Getriebe GG an der hohlen Welle F, durch welche C frei hindurch geht, verbunden. An F sitzt die Riemenscheibe H und an D die Riemenscheibe K. Wird nun K durch den Riemen von einer bewegten Welle aus umgedreht, so wird durch D, E und B die Welle C in der Richtung des bei E stehenden kleineren Pfeiles umgedreht, wird dagegen der Riemen auf H übertragen, so wird durch F, G und A der Welle C eine Bewegung nach der entgegengesetzten Richtung, wie sie der grössere Pfeil bei G zeigt, mitgetheilt; im ersten Falle wird jedoch durch A auch F, G und H, und im letzteren Falle durch B auch E, D und K mit umgetrieben werden, so dass sowohl beim Hingange als auch beim Rückgange das ganze Räderwerk in Bewegung ist und D und F über einander in entgegengesetzter Bewegung sich befinden.

Von dem Verhältniss zwischen G und A, sowie zwischen E und B hängt die Geschwindigkeit des Hin- und Herganges ab. Die Bewegung des Riemens von einer Scheibe auf die andere lässt sich aber sehr leicht mit der drehenden Bewegung von C in Verbindung setzen; man denke sich z. B. an C ein Zahnrad, welches in eine parallel mit DD gehende Zahnstange greift und dieselbe hin und her schiebt; an zwei bestimmten Punkten dieser Zahnstange sind Ansätze, von denen je einer gegen das Ende der Hinbewegung und der Herbewegung an einen zwischen Riemen und Zahnstange liegenden Hebel stösst, der an einen Ende den Riemen gabelförmig umfasst und bei einer Drehung von einer nach der anderen Riemenscheibe überführt. Hierbei lässt sich die Zahl der Um-

drehungen bei dem Hingange und Hergange durch die Entfernung der verstellbaren Ansätze an der Zahnstange bestimmen. Die Vorrichtung empfiehlt sich dadurch und durch die Möglichkeit eines schnellen Rückganges bei langsamem Hingange, trägt aber den Nachtheil, dass die Reibung durch das immer leer gehende Zeug und namentlich durch die hohle Welle sehr vermehrt wird.

6) Das Wechselrad, Wenderad (fr. *couronne dentée*, engl. *mangle-wheel*). Auf ähnliche Art, wie in *Fig.* 109 (Taf. 4) durch gleichmässige Kreisbewegung eine abwechselnde Längenbewegung erzeugt wurde, kann man auch durch den in *Fig.* 162, b und 162, c dargestellten gezahnten Ring oder Kammring eine Verwandlung gleichförmiger Kreisbewegung in absetzende Kreisbewegung bewirken. Die Vorrichtung wurde von Baker hauptsächlich zur Erzielung der absetzenden Bewegung einer Mange bei fortgehender Kreisbewegung benutzt, daher ihr englischer Name. In *Fig.* 162, b ist *AA* eine Scheibe, welche sich mit der Welle *C* dreht und an ihrer oberen Fläche mit einem Ringsector *BBB* versehen ist, welcher an beiden Seiten Zähne hat. In diese Zähne greift das Getriebe *E*, welches mit einem Axenende in der Spur *DD* läuft, um dadurch immer mit den Zähnen im Eingriff erhalten zu werden. Da dieses Getriebe einmal die äussere, das andere Mal die innere Verzahnung ergreifen und dadurch die Scheibe *A* in entgegengesetzte Drehung versetzen soll, so muss die Welle dieses Getriebes eine oscillirende Bewegung in der Richtung eines Radius von *A* annehmen können, was dadurch möglich gemacht werden kann, dass sie mit einem Universalgelenk versehen wird und an einer entsprechenden Stelle in einem gegen *A* radial gerichteten Schlitze läuft. Aus der Verzahnung der beiden Umkehrpunkte ist ersichtlich, dass bei *F*, wenn das Getriebe von innen nach aussen geht, die Umdrehungsgeschwindigkeit von *A* bis zu dem Augenblicke gleich bleibt, wo *E* den letzten inneren Zahn berührt, dass dann, weil bei *F* die Spur radial weiter läuft, das Rad *A* so lange still steht, bis sich *E* um einen Halbkreis gewendet und die radial stehenden Zähne durchlaufen hat, und dass hierauf plötzlich ohne Uebergang die Geschwindigkeit beginnt, mit welcher *A* in der entgegengesetzten Richtung umgetrieben wird. Anders verhält es sich beim Umkehrpunkte *G*, hier wird nämlich, wenn das Getriebe von aussen nach innen geht, das Rad *A* allmälig seine Umdrehungsgeschwindigkeit erlangen, da die innere Verzahnung in einer sanft verlaufenden Krümmung beginnt, und etwa erst vom sechsten Zahne an die Entfernung von der Axe *C* erreicht, welche sie dann beibehält. Es entspricht daher den ersten Zähnen ein kleinerer Mittelpunktswinkel als den nachfolgenden, was ein allmäliges Anwachsen der Winkelgeschwindigkeit zur Folge hat.

Bei dem eben beschriebenen Wechselrad erfolgt ein Hingang langsamer als ein Rückgang, da auf dem äusseren Umfange des Ringsectors mehr Zähne angebracht sind als auf dem inneren; soll die Geschwindigkeit des Hinganges und des Rückganges gleich gross sein, so muss die Vorrichtung *Fig.* 162, c gewählt werden, bei welcher statt des doppelt verzahnten Ringsectors ein durchbrochener Kammring *H* vorgerichtet ist, dessen Stecken oder Kämme auf der einen und anderen Seite von den Getriebzähnen ergriffen werden. Die Umkehrpunkte *F* und *G* bewirken hier einen Aufenthalt, der so lange dauert als die halbe Umdrehungszeit des Getriebes. Bei *F* ist übrigens die Leitung für die Welle *E* des Getriebes punktirt, in welcher dieselbe auf und nieder steigt, wenn das

Getriebe von der inneren Verzahnung auf die äussere überspringt oder umgekehrt.

7) Conoidische Excentrica. Mit Ausnahme der Construction in *Fig.* 150 haben wir seither nur diejenigen Fälle des Umsetzens der stetigen Kreisbewegung in absetzende Kreisbewegung kennen gelernt, bei welchen beide Bewegungsebenen zusammenfallen oder wenigstens parallel liegen. Jetzt sind daher noch einige Constructionen in Fällen, wo ein solcher Parallelismus nicht statt findet, zu zeigen.

In *Fig.* 163 liegt die Richtung des Hebels *BC* mit der Axe *AA* der umlaufenden Welle in einerlei Ebene und die Drehungsaxe *C* steht auf dieser Ebene winkelrecht. Das auf *AA* festsitzende Excentricum *DEF* bewegt den Hebel *BC* durch den Bogen *BB*, wenn es mit der Welle *AA* umgeht. Die genaue Construction dieses Excentricums ist etwas umständlicher als die der Excentrica in *Fig.* 133, 134 u. s. w. Es sei *BCD* (*Fig.* 164) der Winkel, um welchen der Hebel *BC* von dem um *AE* laufenden Excentricum anzuheben ist. Man theile den Bogen *BD* in gleiche Theile, z. B. in 4, und lege durch die Theilpunkte 1, 2, 3, 4 dieses Bogens Kreise, welche die Axe *AE* winkelrecht in *I, II, III*... schneiden. Jeden dieser Kreise theile man wieder in gleiche Theile, z. B. in 2 mal 4, und lege nun durch den Anfangspunkt *B*, durch den ersten Theilpunkt α des ersten Kreises, durch den zweiten Theilpunkt β des zweiten Kreises, durch den dritten Theilpunkt γ des dritten Kreises u. s. w. eine Curve $B\alpha\beta\gamma E$. Wenn man das bei der Umdrehung um *AE* von *BD* beschriebene Conoid nach dieser Curve auszackt, so wird dieselbe das Hebelende *B* gleichförmig durch den Bogen *BD* bewegen.

Natürlich kann der Hebel *CB* das Excentricum nicht bloss in einem Punkte berühren, sondern muss mit einem Theile seiner Länge auf einer krummen Fläche des Excentricums aufliegen. Aus diesem Grunde ist noch für einen anderen Punkt des Hebels eine Curve nach der eben gezeigten Methode zu construiren und durch beide die gesuchte Fläche zu legen.

Eine andere Vorrichtung der Art ist in *Fig.* 165 repräsentirt. *AB* ist eine um *CC* umlaufende Scheibe, deren Umfang einen nach krummen Linien ausgeschnittenen Cylindermantel bildet, und *DEF* ist ein Hebel, der von den krummen Linien der Scheibe *AB* ergriffen wird und dadurch um *E* in einer Ebene absetzend gedreht wird, die parallel zur Axe *CD* liegt. Es ist nun zu zeigen, wie die krummlinigen Erhöhungen und Vertiefungen von *AB* zu construiren sind, damit sie durch den Endpunkt *D* des Hebels gleichförmig oder gleichförmig verändert angehoben werden.

Diese Construction ist in *Fig.* 166 ausgeführt. Es sei *ABCD* der abgewickelte Cylindermantel, *E* der Drehungspunkt des Hebels und *FG* der vom Hebelende beschriebene Bogen. Man trage von *F* aus zu beiden Seiten diejenigen Bogen *FD* und *FC* auf, welche das Excentricum während eines Auf- und Niederganges durchlaufen soll, und theile nun sowohl *FG*, als auch *FD* und *FC* in gleiche Theile, z. B. in 4, ziehe durch die Theilpunkte 1, 2, 3... des ersten Bogens Parallelen zu den Grundlinien *AB* und *CD*, und durch die Theilpunkte *I, II, III*... der letzten Bogen Perpendikel zu diesen Grundlinien. Endlich mache man $1\alpha = FI$, $2\beta = FII$, $3\gamma = FIII$...; die durch $F\alpha\beta\gamma\delta$ gehende Curve ist die gesuchte; denn sie wird, wenn man sie mit dem ganzen Rechtecke, worin sie liegt, um den Cylinder umwickelt, und wenn man

sie nun mit diesem Cylinder nach und nach um *FI*, *FII*, *FIII*... umdreht, das Hebelende in den Punkten 1, 2, 3... berühren, die den Wegen *F*1, *F*2, *F*3... angehören.

Soll das Excentricum den Hebel so bewegen, dass er eine am Hebel *DF* (*Fig.* 165) hängende Last gleichförmig emporhebt, oder soll eine constante Kraft am Umfange des Excentricums dieser Last das Gleichgewicht halten, so hat man nicht den Bogen *FG* (*Fig.* 166), sondern das Perpendikel *FH* in gleiche Theile zu theilen und die Parallelen durch die erhaltenen Theilpunkte zu legen, übrigens aber wie in *Fig.* 166 zu verfahren.

Es liesse sich endlich noch eine Construction für den allgemeinen Fall angeben, wenn die Bewegungsebene des Hebels *DEF* (*Fig.* 165) die Umdrehungsebene des Excentricums unter irgend einem Winkel schneidet; es kommt indessen dieser Fall zu selten vor, als dass er einer besondern Beachtung werth wäre.

C. Die absetzende Bewegung im Kreise und in der geraden Linie in stetige Bewegung umzuändern.

a) Absetzende geradlinige Bewegung in stetige geradlinige Bewegung umzusetzen.

Die stetige geradlinige Bewegung wird selten aus der absetzend geradlinigen Bewegung unmittelbar abgeleitet, doch lassen sich die Vorrichtungen in *Fig.* 70, 71 u. 72 (Taf. 3) dazu anwenden, wenn man dieselben im umgekehrten Sinne wirken lässt. Leicht kann man sich denken, wie die auf und nieder gehende Stange *LM* in *Fig.* 70 und 71 die in einer Leitung liegende Verbindung von schiefen Flächen in der Richtung von *B* bewegen muss, auch kann man leicht diejenige Neigung der schiefen Flächen finden, welche einem gegebenen Verhältnisse zwischen den Geschwindigkeiten der absetzenden und der stetigen Bewegungen entspricht.

Ebenso ist leicht zu erachten, wie die auf und nieder gehende Stange *KL* in *Fig.* 72 mittels der gezahnten Räder *MG* und *CE* die Stange *AB* stetig fortzuschieben vermag; denn geht jene Stange von *L* nach *K*, so schiebt das Rad *CE* die Stange von *A* nach *B*, und geht jene Stange von *K* nach *L*, so geht *CE* leer und es greift *MG* in diese Stange, die es ebenfalls in der Richtung *AB* fortschiebt.

In der Regel verwandelt man die absetzende Bewegung in der geraden Linie erst in eine Kreisbewegung und leitet aus dieser die verlangte stetige Bewegung in der geraden Linie ab.

b) Stetige Kreisbewegung aus der absetzenden geradlinigen Bewegung abzuleiten.

1) Durch Umkehrung der früher beschriebenen Vorrichtungen in *Fig.* 82, 83, 89, 91, 99, 100 (Taf. 3), 102, 117, 133 (Taf. 4) u. s. w. d. i. durch Umkehrung der meisten Vorrichtungen, welche den Zweck haben, stetige Kreisbewegung in absetzende geradlinige abzuändern, lässt sich auch das Umgekehrte leisten, nämlich die wiederkehrende geradlinige Bewegung in stetige kreisförmige Bewegung umändern. Die Anwendung solcher Excentrica und Kurbeln setzt aber voraus, dass die in stetige Umdrehung zu setzende Welle eine hinreichend grosse träge Masse habe, um ihre Bewegung noch fortsetzen zu können, wenn die Bewe-

gung der Stange beim Umsetzen auf eine kurze Zeit absetzt, und wenn auch eine solche träge Masse nicht unbedingt nothwendig wäre, so würde sie doch schon deshalb sehr zweckmässig sein, weil sie die gleichförmige Umdrehung der Welle begünstigt. Aus diesem Grunde setzt man auch sehr oft ein Schwungrad auf die Welle oder überhaupt in Verbindung mit derselben, wenn sie nicht schon von selbst, z. B. durch ein auf ihr sitzendes Zahnrad, eine ansehnliche träge Masse besitzt. Wie die Stange *EF* in *Fig.* 82 (Taf. 3) die excentrische Scheibe *ABCD* um *M* zu drehen im Stande ist, ist leicht denkbar. Auch kann man als bekannt ansehen, dass das Excentricum nebst Welle von der gleichförmig bewegten Stange eine gleichförmige Umdrehung erhält, wenn es nach der archimedeischen Spirale, etwa wie in *Fig.* 79 und *Fig.* 84, construirt wird.

Eben so leicht erklärlich ist es, wie die geschlitzten Stangen *BC* in *Fig.* 89 und 91 die Kurbel *MA* im Kreise herum zu führen vermögen, dass aber auch diese Stangen an verschiedenen Stellen verschiedene Widerstände zu überwinden haben, und dass sie sogar in ihrem höchsten und tiefsten Stande nicht im Stande wären, die Kurbel fort zu drehen, wenn sich dieselbe vermöge ihrer Trägheit nicht von selbst von diesen todten Punkten entfernte.

Aehnliche Verhältnisse finden bei den Vorrichtungen *Fig.* 99, 100 (Taf. 3) und 102 (Taf. 4) statt.

Weniger gut und wenigstens nicht ohne Schwungräder lassen sich die Vorrichtungen *Fig.* 106 und 107 umkehren. Eben so ist es mit den Maschinen in *Fig.* 108, 109, 110, 112 und 113. Auch die Räderwerke *Fig.* 114 und 115 können durch hin und her gehende Stangen eine stetige Umdrehung erhalten.

Die Vorrichtung in *Fig.* 116 wird ebenfalls umgekehrt, d. i. sie wird dazu benutzt, die auf und nieder gehende Bewegung der Stange *GH* in eine stetige Drehungsbewegung der Kurbel *CE* umzusetzen.

Sehr gewöhnlich lässt man eine Welle durch Stangen und Kurbeln wie in *Fig.* 117 u. s. f. in Umdrehung setzen.

Bei Maschinen, die durch Menschen in Bewegung gesetzt werden, z. B. bei Drehbänken, Spinnrädern, Bohrmaschinen u. s. w., wird zu diesem Zwecke entweder ein Trittbrett oder eine Krücke mit der Kurbel oder deren Stange in Verbindung gesetzt, welche der Mensch entweder mit dem Fusse oder mit der Hand in Bewegung setzt. In *Fig.* 167 (Taf. 5) ist *CA* die Kurbel mit einem Schwungrade *FF*, *AB* die Kurbelstange, *BD* das um *D* drehbare Trittbret und *E* die Stelle, in welcher der Fuss auf das Bret wirkt, wenn die Kurbel nieder geht. Beim Aufgange der Kurbel muss man natürlich den Fuss zurückziehen, damit er demselben kein Hinderniss in den Weg legt. Diesen Aufgang bewirkt die träge Masse des Schwungrades allein und deshalb ist auch ein solches Rad unentbehrlich. *Fig.* 168 kann den Grundriss einer ähnlichen Kurbel mit stehender Axe *C* vorstellen. An der Kurbelstange, die etwa in *G* noch aufgehängt ist, befindet sich das Querstück *DE*, welches von dem Arbeiter ergriffen wird und womit er auf die Kurbel abwechselnd schiebend und ziehend einwirkt.

2) Um grosse Lasten langsam fortzubewegen, wendet man gewöhnlich Sperrräder mit Sperrklinken (fr. *encliquetage*) an. Soll z. B. die auf- und niedergehende Stange *AB* in *Fig.* 169 (Taf. 6) die Welle *C* stetig umdrehen, so kann man jene Stange auf beiden Seiten verzahnen und die Zähne in die Räder *D* und *E* eingreifen lassen,

welche die Welle *C* mittels Ketten oder Riemen abwechselnd nach einerlei Richtung umdrehen. Die Räder *D* und *E* sind aber nicht fest auf ihren Wellen *M* und *N*, sondern lassen sich um dieselben drehen; dafür sitzen aber die Sperrräder *F* und *G* (fr. *roue à rochet;* engl. *ratchet-wheel*) auf diesen Wellen fest, und es greifen in die nach einerlei Richtung gehenden Zähne dieser Räder Klinken *H* und *K* (fr. *cliquet;* engl. *click*), die sich um Axen drehen lassen, welche aus den Stirnflächen der Räder *D* und *E* hervorragen. Aus der Zeichnung lässt sich ersehen, wie die aufgehende Stange beide Zahnräder *D* und *E* nach einerlei Richtung hin umdreht, wie bei dieser Umdrehung die Klinke *H* über die Zähne des Sperrrades *F* hingleitet, ohne das Sperrrad mit der Welle *M*, worauf es festsitzt, mit umzudrehen; wie sich dagegen die Klinke *K* gegen die Zähne des Sperrrades *G* stemmt und wie dadurch die Welle *N* mit dem Rade *E* umzulaufen genöthigt wird. Auch kann man sich leicht vorstellen, wie das Umgekehrte eintreten, also *N* stillstehen und *M* umlaufen muss, wenn die Stange *AB* nieder geht. Da aber *M* und *N* nur nach einer Richtung hin umgedreht werden, so werden sie die Welle auch nach einerlei Richtung stetig oder in kurzen Absätzen umdrehen.

Wie die Anordnung der Halbmesser zu treffen ist, damit sich die Welle *C* um einen gewissen Winkel während eines Auf- und Niederganges der Stange drehe, ist aus der Theorie der Räderwerke bekannt.

Die Vorrichtung in *Fig.* 170 ist etwas einfacher. Hier theilt sich die Stange *AB* in zwei Theile und bildet dadurch einen Schlitz, durch den die umzudrehende Welle *C* hindurch geht. Um diese Welle lassen sich die darüber geschobenen Zahnräder *DD* und *EE* drehen, die in die gezahnten Schienen *FF* und *GG* eingreifen, welche auf entgegengesetzten Seiten der geschlitzten Stange *AB* aufgeschraubt sind. Die Sperrräder *HH* und *KK* sitzen fest auf der Welle *CC* und ihre Zähne nehmen die Enden der Klinken *K* und *L* auf, die auf den Stirnflächen der Räder *DD* und *EE* festsitzen. Beim Aufgange der Stange *AB* setzen die gezahnten Schienen *FF* und *GG* zwar beide Räder *DD* und *EE* in Umdrehung, allein das Rad *DD* vermag auf die Welle *CC* nicht zu wirken, weil bei dieser Drehung die Sperrklinke nur über die Zähne des Sperrrades weggleiten kann; dagegen wird das Rad *EE* die Welle *CC* in Umdrehung setzen, weil die Sperrklinke *M* von diesem Rade die Zähne des Sperrrades *K* erfasst und fortschiebt. Beim Niedergang der Stange *AB* erfolgt das Gegentheil; das Rad *DD* bleibt unwirksam, wiewohl es sich mit umdreht; dagegen setzt *EE* die Welle in eine Umdrehung, welche mit der vorigen einerlei Richtung und Grösse hat und daher als Fortsetzung von jener anzusehen ist.

Bei Anwendung eines hinreichend grossen und genügend schnell umlaufenden Schwungrades kann ein Zahnrad, ein Sperrrad und eine gezahnte Schiene entbehrt werden, weil in diesem Falle die Welle bei der rückgängigen Bewegung der Stange ihre Umdrehung vermöge ihrer Trägheit fortsetzt.

3) Sperrrad mit doppelter Sperrklinke. Bei folgenden Vorrichtungen sitzt das Sperrrad fest auf der Welle, und es greifen dafür zwei Klinken abwechselnd in dessen Zähne, um es in Absätzen nach einerlei Richtung umzudrehen.

In *Fig.* 171 ist *DE* eine auf- und niedergehende Stange, *AB* ein um *M* drehbarer Winkelhebel und *AD* ein beide Stücke verbindendes

Gelenk. Von dem Hebel hängen die beiden Sperrklinken F und G herab, welche zwischen die Zähne eines auf der Welle C festsitzenden Sperrrades HH eingreifen. Geht die Stange DE nieder, so schiebt die ebenfalls nieder gehende Klinke F das Rad HH um einen oder einige Zähne fort, und geht DE aufwärts, so gleitet die ebenfalls aufwärts gehende Klinke über die Zähne des Sperrrades hin, ohne auf dasselbe einzuwirken, wogegen die nun niedergehende Klinke G dasselbe wieder um einen oder um einige Zähne nach derselben Richtung fortschiebt. Auf diese Weise setzt also die auf- und niedergehende Stange das Sperrrad in eine langsame Umdrehung mit kleinen Absätzen. In *Fig.* 172 ist eine ganz ähnliche Vorrichtung abgebildet, nur liegen hier die Sperrklinken auf beiden Seiten des Sperrades, und es ist die eine Klinke F mit einem Haken ausgerüstet, womit sie das Sperrrad nicht schiebend, sondern ziehend in Umdrehung setzt.

Aus dem gegebenen Umdrehungswinkel des Hebels AB und aus dem Winkel, um welchen das Sperrrad bei jedem Anhube fortzuschieben ist, lässt sich die übrige Einrichtung des Sperrrades mit seinen Sperrklinken durch Construction und Rechnung finden. Es seien AB und DE (*Fig.* 173 u. 174) die zwei oder drei Zähne fassenden Bogen, um welche das Sperrrad bei jedem Anhube fortgeschoben wird, also $ACB = DCE$ der entsprechende Umdrehungswinkel, und es seien FH und GK Berührungslinien durch die Mitten dieser Bogen. Man construire zur Sehne AB und zum gegebenen Umdrehungswinkel ALB des Hebels den Halbmesser $AL = BL = FL$ und mache auch die in der Richtung CG liegende GN diesem Halbmesser gleich. Legt man nun durch die Punkte L und N Parallellinien zu FH und GK, so schneiden sich diese im Drehungspunkte M des Hebels, und es sind nun noch die Perpendikel MH und MK zu fällen, um die Längen der Klinken FH und GK abzuschneiden.

Aus dem Halbmesser $CA = CB = r$ des Sperrrades, aus dem Drehungswinkel $ACB = \alpha$ und dem einstweilen in L angetragenen Drehungswinkel $ALB = \beta$ des Sperrrades folgt zunächst der Hebelarm $LA = LF = MH = MK$ der Sperrklinken

$$a = \frac{r \sin \frac{1}{2}\alpha}{\sin \frac{1}{2}\beta}.$$

Hieraus folgen aber wieder die Längen der Sperrklinken

$$HF = l = \frac{r + a - (r - a)\cos\delta}{\sin\delta} \text{ und}$$

$$KG = l_1 = \frac{(r + a)\cos\delta - (r - a)}{\sin\delta},$$ insofern nämlich δ den Winkel FCG bezeichnet, um welchen die Angriffspunkte beider Klinken von einander abweichen.

Ist z. B. der Radius $AC = \frac{1}{4}$ Fuss, $\alpha = 6°$, $\beta = 30°$ und $\delta = 10°$, so wird sein müssen

$$a = \frac{3 \sin 3°}{4 \sin 15°} = \frac{157008}{1035276} = 0{,}15165 \text{ Fuss};$$

$$l = \frac{0{,}90165 - 0{,}59835 \cdot \cos 20°}{\sin 20°} = \frac{33928}{34202} = 0{,}992 \text{ Fuss und}$$

$$l_1 = \frac{0{,}90165 \cos 20° - 0{,}59835}{\sin 20°} = \frac{24892}{34202} = 0{,}728 \text{ Fuss}.$$

4) Schubstange in unmittelbarer Verbindung mit den Sperrklinken und mit einem sternförmigen Sperrrade. Bei der Vorrichtung in *Fig.* 175 sind die Sperrhaken F und G unmittelbar an die auf- und niedergehende Stange AB angehängt. Damit der sich nur in eine Schärfe endigende Haken F beim Niedergange von AB das Sperrrad CDE um einen oder zwei Zähne fortschieben könne, wird er durch eine Feder K gegen dieses Rad gepresst; damit hingegen der Haken G während des Aufganges der AB das Sperrrad CDE nach derselben Richtung fortdrehe, erhält er ein gekrümmtes Ende, das die Zähne des Sperrrades erfasst. Um endlich das Rückwärtsgehen des Sperrrades zu verhindern, wird noch die Sperrklinke L zwischen die Zähne des Stirnrades geschoben.

Soll das Rad nach n (z. B. 20) Spielen der Stange einmal umgehen, so muss es $2n$ (also 40) oder $2 . 2n$ oder $3 . 2n$ Zähne erhalten, damit es sowohl bei einem Aufgange als auch bei einem Niedergange um einen, zwei oder drei Zähne fortrücke. Aus der bestimmten Zahl n der Zähne findet sich der jedem Zahne angehörige Centri- oder Theilwinkel $\alpha = \frac{360°}{2n} = \frac{180°}{n}$ (also 9°). Ausserdem ist aber noch der mittlere Radhalbmesser und die Länge der Sperrhaken zu bestimmen.

Setzen wir den mittleren Halbmesser $CD = CE$ des Sperrrades $= r$, die gerade Länge $AD = AE$ einer Sperrklinke $= l$, den Hub oder Schub der Stange $AB = a$, und den Winkel $ACD = ACE$, um den die Angriffspunkte D und E beim Mittel der Drehung von der Stangenrichtung abweichen $= \varphi$, so können wir, insofern die Zähne nicht sehr lang sind,

$$r = \frac{n a \sin \varphi}{\pi} \text{ und}$$

$$l = r \operatorname{tang} \varphi \text{ setzen.}$$

Ist z. B. $n = 20$, $a = \frac{1}{4}$ Fuss und $\varphi = 50°$, so folgt $r = 1{,}218$ Fuss und $l = 1{,}452$ Fuss.

Diese Anordnung setzt voraus, dass die Sperrklinken in der Mitte ihres Weges tangential auf das Rad wirken; lässt sich aber dieses nicht bewerkstelligen, so kann man ausser φ noch r auswählen, muss aber

$$l = r \sin \varphi \sqrt{1 + \left(\frac{\pi r \cos \varphi}{n a - \pi r \sin \varphi}\right)^2} \text{ machen.}$$

5) Sperrklinken mit Kronensperrrad (fr. *couronne à rochet*). In *Fig.* 176 wird ein Kronensperrrad DE vorgestellt, das durch eine hin und her gehende Stange in einer langsamen Umdrehung erhalten wird. Geht die Stange vom Rade auswärts, so schiebt der am Arme CG sitzende Haken b das Rad in der Richtung GE fort, während der auf CF sitzende Haken a ohne Wirkung über die Zähne des Sperrrades fortgleitet. Geht aber die Stange AB rückwärts, so schiebt a das Rad fort, während b bloss fortgleitet.

Wenn man die Armlänge $CF = CG$ mit r, die Stangenlänge $AF = AG$ mit l, den Schub der Stange AB mit a bezeichnet, und die Winkel, welche FC beim Anfange und Ende des Schubes mit AC einschliesst, φ und φ_1 nennt, so ist

$$a = r(\cos \varphi - \cos \varphi_1) + \sqrt{l^2 - r^2 \sin \varphi^2} - \sqrt{l^2 - r^2 \sin \varphi_1^2}$$

und $\varphi_1 - \varphi$ noch der gegebene Umdrehungswinkel. Aus dieser Gleichung lässt sich irgend eine Grösse, z. B. die Armlänge l berechnen. Der Ausdruck dafür ist, wenn man $a - r(\cos\varphi - \cos\varphi_1)$ mit c bezeichnet

$$l = \sqrt{r^2 \sin\varphi^2 + \left(\frac{c^2 - r^2 (\sin\varphi^2 - \sin\varphi_1{}^2)}{2c}\right)^2}.$$

Ist z. B. $r = 1$ Fuss, $a = 0{,}25$ Fuss, $\varphi = 50°$ und $\varphi_1 = 60°$, so folgt $c = 0{,}1076$ und $l = 1{,}125$ Fuss, wie sich auch durch Zeichnen finden lässt.

c) Stetige Bewegung in der geraden Linie aus der absetzenden Kreisbewegung abzuleiten.

In der Regel setzt man die stetige geradlinige Bewegung erst in stetige Kreisbewegung um und leitet aus dieser wiederkehrende Kreisbewegung ab. Wenn jedoch die verlangte Bewegung sehr langsam erfolgen oder eine grosse Last durch eine kleine Kraft bewegt werden soll, so bedient man sich zuweilen folgender Vorrichtungen, welche dieses Umsetzen unmittelbar bewirken.

1) Vertikale Sperrstange mit Doppelklinke. In *Fig.* 177 ist *AB* eine (gezahnte) Sperrstange (engl. *ratch*), welche langsam aufwärts gehoben werden soll, ferner *DE* ein um *C* drehbarer Hebel, und *FG* und *HK* sind Sperrhaken, welche zwischen die Zähne der Sperrstange greifen, unten aber durch Bolzen mit dem Hebel verbunden sind. Es ist leicht denkbar, wie der auf- und niedergehende Hebel *DE* die Stange *AB* vermittels der Klinken *FG* und *HK* aufzuheben vermag. Die Vorrichtung in *Fig.* 178 ist der in *Fig.* 177 ganz ähnlich, nur hängen hier die am Ende gekrümmten Sperrhaken *FG* und *HK* vom Hebel *DE* herab. Damit dieselben immer im Eingriffe bleiben, wird entweder eine Feder *L* oder ein Gegengewicht *M* angebracht, welches das Hakenende nach der Stange hindrückt.

Um endlich noch die Feder oder das Gegengewicht zu vermeiden, wendet man die über das Kreuz gehenden Bügel *FG* und *HK* *Fig.* 179 an. Jeder dieser Bügel besteht aber aus zwei Theilen, die in *F* oder *H* an einem gemeinschaftlichen Bolzen hängen und in *G* oder *K* durch eine in die Zähne von *AB* greifende Schneide verbunden sind.

In allen drei Vorrichtungen muss man sich die gezahnte Stange durch den in der Nähe der Drehungsaxe gespaltenen Hebel hindurch gehend denken.

Soll die Stange *AB* nach n (z. B. 10) Spielen des Hebels um die Höhe a (z. B. 2 Fuss) steigen, so wird für diese Höhe die Anzahl der Zähne auf jeder Seite ebenfalls n und die Entfernung zweier Zähne $= \frac{a}{n}$ (hier 0,2 Fuss) sein müssen. Auch ist es nöthig, dass die Zähne auf der einen Seite um ihre halbe Länge von den Zähnen auf der andern Seite abweichen. Ist nun noch der Drehungswinkel des Hebels $= \varphi$, so wird die Entfernung der Aufhängungspunkte *F* und *H* von der Drehungsaxe sein müssen $r = \frac{a}{2n \sin\frac{\varphi}{2}}$. Wäre also $\frac{a}{n}$ wie oben $= 0{,}2$ und nun noch $\varphi = 20°$, so müsste $r = \frac{0{,}2}{2 \sin 10°} = \frac{0{,}1}{0{,}1736} = 0{,}576$ Fuss sein.

2) Horizontale Sperrstange mit Doppelklinke. Die Vorrichtung in *Fig.* 180 ist der in *Fig.* 171 sehr ähnlich. Mittels des Hebels *LD* werden die Arme *CE* und *CG* in oscillirende Bewegung gesetzt, und diese theilen der gezahnten Stange *AB* vermittels der Klinken *EF* und *GH* eine stetige Bewegung mit. Es ist zweckmässig, wenn man die Anordnung so macht, dass der Weg $s = \frac{a}{n}$ der Stange bei jedem Schube den Sehnen *EK* und *GL* der von den Aufhängungspunkten beschriebenen Bogen gleich ist. Ist nun der Drehungswinkel $GCL = ECK$ dieses Hebels bei jedem Schube $= \varphi$, so müssen die Hebelarme $CE = CG = r$ die Grösse $\frac{s}{2 \sin \frac{1}{2} \varphi} = \frac{a}{2 n \sin \frac{1}{2} \varphi}$ haben. Was nun noch die Klinken *EF* und *GH* betrifft, so sind die Längen derselben auf die beabsichtigte Bewegung ohne Einfluss, doch wird man dieselben nicht sehr kurz machen, weil man sonst zu viel Seitendruck erhält.

Die Vorrichtung in *Fig.* 181 ist der vorigen vollkommen ähnlich; nur bildet hier der doppelarmige Hebel *EG* eine die Stange *AB* umschliessende Gabel, und es besteht eben so die hakenförmig endende Klinke *GH* aus zwei durch ein scharfes Querstück vereinigten Armen.

3) Sperrstange mit beweglicher und ruhender Klinke. Beim Heben und Fortschaffen grosser Lasten und überhaupt dann, wenn der herzustellenden geradlinigen Bewegung grössere Pausen gestattet sind, wendet man oft nur eine Klinke an, lässt also den Hebel nur beim Hingange wirksam sein. Damit indessen die Last während des Rückganges nicht zurückgeht, lässt man einen festen Sperrkegel zwischen die Zähne von *AB* fallen, wie z. B. bei allen Hebeladen. (S. HEBELADEN). Die gezahnte Stange *AB* (*Fig.* 182) wird mittels der Klinke *EF* empor gehoben, wenn der Hebel *CDE* bei *D* nieder, also bei *E* in die Höhe geht; nimmt derselbe aber die entgegengesetzte Bewegung an, so gleitet *EF* an den Zähnen von *AB* herab, und es bleibt die Stange *AB* in Ruhe, weil sie die Klinke *GH* verhindert zurück zu gehen.

d) Stetige Kreisbewegung aus der absetzenden Bewegung im Kreise abzuleiten.

1) Durch Kurbel und Lenkstangen. Sehr gewöhnlich wendet man die Kurbel mit ihrer Lenkstange dazu an, um die absetzende Kreisbewegung in eine stetige umzuändern. Die in den *Fig.* 151, 152, 153 u. 154 (Taf. 5) vorgestellten Kurbeln mit ihren Lenkstangen lassen sich daher auch anwenden, um den umgekehrten Zweck zu erreichen; es sind also die in *B*, *d*, 2 (s. S. 73 u. f.) als Mittel zum Umsetzen der stetigen Kreisbewegung in wiederkehrende Kreisbewegung angeführten Vorrichtungen auch als Mittel zum Abändern der absetzenden Kreisbewegung in stetige Bewegung im Kreise zu gebrauchen. In diesem Falle ist jedoch nöthig, dass die stetig umlaufende Welle des Krummzapfens oder eine damit in Verbindung gesetzte Welle mit einem Schwungrade ausgerüstet sei, damit die Kurbelwarze über die todten Punkte weggeführt werde und überhaupt eine möglichst gleichförmige Bewegung annehme. Bei jedem Hin- und Rückgange des Hebels *AE* oder *ME* (*Fig.* 152) macht natürlich der Krummzapfen eine Umdrehung, und es ist, wenn man die Kurbelhöhe CK mit *r*, die Hebellänge *EA* mit *a* und den Drehungswinkel *AEB* mit φ bezeichnet, $r = 2 a \sin \frac{1}{2} \varphi$, also *r* stets kleiner als *a*. Soll

aber der Krummzapfen bei jedem Spiele des Hebels *AE* mehr als eine Umdrehung machen, so kann man sich der Vorrichtungen *Fig.* 183 und 184 (Taf. 6) bedienen.

In *Fig.* 183 sind *CA* und *MB* zwei gleiche Kurbeln mit parallelen Axen, und *AB* ist eine Verbindungsstange, deren Länge der Centrallinie *CM* gleich ist. Schwingt die Kurbel *AC* im Halbkreise *DEF* hin und her, so wird sich der mit einer hinreichenden trägen Masse ausgerüstete Krummzapfen stetig umdrehen, denn wenn auch die Warze *A* in *F* umkehrt, so wird die Warze *B* vermöge ihrer Trägheit ihre Bewegung über *L* hinaus fortsetzen. Während also *AC* einen Hin- und Hergang macht, legt *BM* eine Umdrehung zurück. Oscillirt aber *AC* im vollständigen Kreise, d. i. geht die Warze *A* von *D* über *E*, *F* und *G* nach *D* und von da wieder über *G*, *F* und *E* nach *D*, so macht die Warze *B* während dieser Zeit zwei Umdrehungen; denn wenn auch die Warze *A* in *D* umkehrt, so setzt dennoch die in *H* ankommende Warze *B* ihre Bewegung fort. Macht die Warze *A* Ocillationen von 6 rechten Winkeln, d. i. kehrt sie jedesmal um, wenn sie eine und eine halbe Umdrehung gemacht hat, so wird die Kurbel *B* bei jedem vollständigen Spiele drei Umdrehungen machen. Kehrt ferner die Warze *A* um, nachdem sie zweimal im Kreise herumgegangen ist, so werden einem Hin- und Rückgange derselben vier Umdrehungen von *AB* entsprechen u. s. w. Es lässt sich also durch diese einfache Verbindung aus jedem Spiele eines Hebels oder Krummzapfens *AC* eine stetige Kreisbewegung von 1, 2, 3, 4 Umdrehungen u. s. w. ableiten. Diese Umdrehungen erfolgen aber nicht gleichförmig, auch sind die dem Hingange entsprechenden Umdrehungen regelmässiger als die dem Rückgange zugehörigen, weil bei diesem die Stange *AB* eine Neigung gegen die Centrallinie *CM* annimmt.

Kann die Centrallinie *CM* nicht durch die Rückkehrpunkte *D* und *F* gehen, so muss man sich der Vorrichtung *Fig.* 184 bedienen, welche ausser den beiden Kurbeln *AC* und *BM* noch einen um *O* drehbaren Hebel *HK* und zwei Lenkstangen *AH* und *BK* enthält. Um die Anordnung dieser Kurbelverbindung zu machen, ziehe man eine Linie *DL* durch die Rückkehrpunkte *D* und *F* und eine andere Linie *MN* parallel zu jener, und verbinde beide durch ein Perpendikel *LN*. Dann trage man aus *L* und *N* die Halbmesser oder Kurbelhöhen *CA* und *BM* als *LP* und *NQ* auf jene Parallellinien und ziehe *PQ*. Diese Linie *PQ* gibt nun nicht allein die Länge des Hebels oder Balanciers, sondern auch im Durchschnitte *O* mit *LN* den Drehungspunkt desselben an; auch ergeben sich die Längen $DP = FR$ und $ST = QU$ der Lenk- oder Kurbelstangen *AH* und *BK*. Uebrigens ist die Bewegungsweise dieser Vorrichtung mit der der vorigen ganz übereinstimmend.

Statt des doppelarmigen Hebels kann man sich auch eines einarmigen wie in *Fig.* 185 bedienen. Man hat diese Vorrichtung angewendet, um einem auf einer Welle *M* sitzenden Schwungrade mittels einer Dampfmaschine eine verlangte Geschwindigkeit zu ertheilen. In dieser Absicht kann man die Kolbenstange *VV* mittels Ketten *aa* und *bb* mit einer auf der Welle *C* festsitzenden Trommel *TT* verbinden. Wie dann die Kolbenstange ihre Bewegung der Trommel *C* mittheilt, ist aus *B*, *c*, 4 (s. S. 54) bekannt.

Die letzte Vorrichtung wird auch gewöhnlich durch Anwendung eines gezahnten Räderwerkes ersetzt. Soll der in einem Bogen *AB* schwin-

gende Hebel *AE* in *Fig.* 152 (Taf. 5) einer Welle Umdrehungen mittheilen, deren Zahl in einem gewissen Verhältnisse zur Zahl der Spiele von *AC* steht, so darf man nur zwischen beide eine Welle mit einem Krummzapfen und mit einem Treibrade bringen, den Krummzapfen mit *AE* durch eine Stange verbinden und das Treibrad in ein auf der umzudrehenden Welle sitzendes Getriebrad eingreifen lassen.

2) Durch das Laufgetriebe (fr. *mouche;* engl. *sun and planet wheel*). Um das Zwischensetzen einer dritten Welle zu umgehen, wendet man auch das sogenannte Laufgetriebe (s. *A, d,* 7 S. 37 u. *Fig.* 60 auf Taf. 2) an. Es sei in *Fig.* 186 (Taf. 6) *CA* der im Bogen *BD* schwingende Balancier, und *ME* ein auf der umzudrehenden Welle festsitzendes Stirnrad. An dem Ende der Kurbelstange *AF* sitzt ein anderes Stirnrad *GG* fest, das zwischen die Zähne von *ME* greift und durch ein über die runden Axen *M* und *F* geschobenes, hier punktirt angegebenes Gelenk während der Umdrehung immer im Eingriffe erhalten wird. Da das Rad *GG* mit *AF* fest verbunden ist, so nimmt der Angriffspunkt *E* zwischen beiden Rädern die Geschwindigkeit an, welche der Axenpunkt *F* von der Stange *AF* erhält, es ist also die Umfangsgeschwindigkeit des Rades *EE* genau dieselbe wie die Geschwindigkeit des Axenpunktes *F*. Ist nun der Halbmesser des Rades *EE*, d. i. $ME = r$ und der Halbmesser *EF* des Laufgetriebes $GG = r_1$, also der Halbmesser des von *F* durchlaufenen Kreises $= r + r_1$, so stehen die mit gleichen Geschwindigkeiten durchlaufenen Kreise durch *F* und *E* im Verhältnisse $\frac{r + r_1}{r}$ zu einander, und es werden sich daher die entsprechenden Umdrehungszahlen im umgekehrten Verhältnisse $\frac{r}{r + r_1}$ zu einander verhalten. Da nun *F* bei jedem vollständigen Spiele von *CA* einmal im Kreise herum geht, so wird auch das Rad *EE* in eben dieser Zeit $\frac{r + r_1}{r} = 1 + \frac{r_1}{r}$ Umdrehungen machen. Wäre also $r_1 = r$, so würde das Rad *EE* bei jedem Spiele des Balanciers zwei Umdrehungen machen.

3) Durch das Links- und Rechts-Getriebe. Die wiederkehrend umlaufende Welle *AB Fig.* 187 setzt eine Welle *CD* in stetige Umdrehung, wenn man beide mit den Kegelrädern *EE*, *EF* und *FF* und mit den Sperrrädern *GH* und *KL* ausrüstet. Die Räder *EE* und *FF* lassen sich um die abgerundete Welle *CD* drehen, während die Sperrräder *GH* und *KL* auf dieser Welle festsitzen. Die Sperrklinken *G* und *K* hängen an Nägeln in den Stirnflächen der Räder *EE* und *FF* und greifen in entgegengesetzten Richtungen zwischen die ebenfalls entgegengesetzt gerichteten Zähne der Sperrräder. Wenn nun auch die Räder *EE* und *FF* von *EF* bald nach der einen Richtung, bald nach der anderen umgedreht werden, so setzen sie doch *CD* nur nach einer Richtung in Umdrehung, weil sich die Klinken bei dieser Bewegung gegen die Zähne der Sperrräder stemmen, während sie bei der anderen über dieselben hingleiten.

In *Fig.* 188 ist eine Vorrichtung dieser Art mit gewöhnlichen Stirnrädern vorgestellt. Das oscillirende Rad *ACB* greift zwischen die Zähne der Räder *AD* und *BE*, die sich um die Wellen *F* und *G* frei drehen und die mit Sperrklinken ausgerüstet sind, welche zwischen die Zähne der auf jenen Wellen festsitzenden Sperrräder greifen. Ver-

bindet man beide Wellen durch in einander greifende Stirnräder *HH* und *KK* mit einander, so nehmen sie eine stetige Umdrehung an.

4) Durch Räderwerk mit theilweiser Verzahnung. Die absetzend umlaufende Welle *AB* (*Fig.* 189) setzt ein halbgezahntes Kegelrad *DE* mittels der Räder *FF* und *GG* in Umdrehung, wenn die Anordnung so getroffen wird, dass die gezahnten und ungezahnten Bogen von *DE* gleich sind den gezahnten Bogen der Räder *FF* und *GG*, welche dieselben bei jeder Oscillation zurücklegen. Ist demnach der Umdrehungswinkel von $AB = \alpha$, und sind die Halbmesser von *FF* oder *GG* und von $DE = r$ und R, so muss sein $\frac{R}{r} = \frac{\alpha}{180^\circ}$.

5) Durch einfaches Sperrrad mit Schwungrad. Bei Anwendung eines Schwungrades kann man das oscillirende Treibrad in Absätzen auf das umlaufende Rad einwirken lassen und daher die einfacheren Vorrichtungen in *Fig.* 190 und 191 anwenden.

In *Fig.* 190 sind *AB* und *DE* zwei durch ein Seil ohne Ende verbundene Räder, von denen das eine auf der oscillirenden Welle *C* festsitzt und das andere um die mit einem Schwungrade ausgerüstete Welle *G* drehbar ist. Auf dieser Welle ist aber ein Sperrrad *HK* befestigt, in das eine Klinke *LH* eingreift, die an der Stirnfläche des Rades *DE* hängt. Natürlich kann das Rad *AB* nur abwechselnd auf *HK* einwirken; denn bei seinem Rückgange gleitet *LH* über *HK* weg, während *HK* selbst vermöge der Trägheit des mit ihm verbundenen Schwungrades seine Bewegung fortsetzt. Da in diesem Falle das Rad *DE* in entgegengesetzter Richtung um die Welle umläuft, so entsteht allerdings ein erhöhtes Moment der Reibung am Halse der Welle.

Bei der Vorrichtung in *Fig.* 191 ist *ACB* ein sich um *C* schwingendes Kreissegment, *ADE* ein um *AB* und um ein Rad *DEF* gelegtes Seil. Es ist leicht denkbar, wie das aufgehende Segment die Welle *G* mittels des Seiles und des Sperrrades *HK* in Umdrehung setzt. Damit das Seil beim Rückgange von *AB* und bei fortgesetzter Umdrehung von *G* angespannt bleibe, wird um *DEF* noch ein durch ein Gewicht *P* angespanntes Seil geschlagen.

6) Durch Kronensperrrad. Beispiele für die Anwendung der Sperrräder beim Umsetzen der absetzenden Kreisbewegung in eine stetige derselben Art enthalten die im Frühern beschriebenen Figuren 171, 172, 180 u. s. w. Ausserdem kann man auch noch folgende Kronensperräder anwenden.

In *Fig.* 192 ist *AB* ein Kronensperrrad und *DEC* ein sich um *C* schwingender Hebel mit den Sperrklinken *DF* und *EG*. Geht dieser Hebel nach *A*, so schiebt die Klinke *DF* das Kronenrad um einen Zahn fort, während *EG* über einen andern Zahn hingleitet, und bewegt sich der Hebel nach *B*, so schiebt *EG* das Rad um einen Zahn fort, während *DF* sich über einen Zahn hinzieht. Da die Klinke *DF* einen grösseren Bogen durchläuft als die Klinke *EG*, so muss jene am äusseren und diese am inneren Umfange des Rades eingreifen, dieses Rad selbst aber, wenn man es nicht für schicklich findet, deren zwei anzuwenden, eine ansehnliche Breite erhalten. Es sei in *Fig.* 193 FCF_1 der Drehungswinkel des Hebels und *AB* der Kreis, in welchem die äussere Klinke das Kronenrad ergreift, also FMF_1 der Winkel, um welchen das Kronenrad bei jedem Hingange des Hebels gedreht wird. Verlängert man nun die Halbmesser *FM* und F_1M rückwärts, so schneiden sie die

Radien FC und F_1C in Punkten G, G_1, die im Umfange des Kreises liegen, in welchen das Kronenrad von der inneren Klinke ergriffen wird; es muss also die Breite des Kronenrades mehr als $MF - MG$ betragen. Ist der Schwingungswinkel FCF_1 des Hebels $= \alpha$, der entsprechende Drehungswinkel FMF_1 des Rades $= \beta$, und sind die Halbmesser MF und $MG = R$ und r, so ist folgendes Verhältniss zu beobachten:

$$\frac{R}{r} = \frac{\sin \frac{1}{2}(\beta + \alpha)}{\sin \frac{1}{2}(\beta - \alpha)};$$ auch ist die Centrallinie $CM = a = \frac{R \sin \frac{1}{2}(\beta - \alpha)}{\sin \frac{1}{2}\alpha}$

zu machen. Wäre z. B. $\alpha = 6°$ und $\beta = 20°$, so hätte man

$$\frac{R}{r} = \frac{\sin 13°}{\sin 7°} = \frac{2249}{1218} = 1{,}846.$$

Wäre nun noch $r = 0{,}5$ Fuss, so müsste $R = 0{,}923$ Fuss und $a = \frac{0{,}5 \,.\, 224951}{52336} = 2{,}151$ Fuss gemacht werden. Es ist leicht denkbar, dass diese Vorrichtung nur bei sehr kleinen Oscillationen angewendet werden kann.

Das Kronenrad AB in *Fig.* 194 pflanzt die Drehungsbewegung rechtwinklig fort. Die über ihm weglaufende Welle DE wird mittels eines Armes in oscillirende Bewegung gesetzt, und die an ihr festsitzenden Klinken F und G greifen zwischen die Zähne des Kronensperrrades. Wird die Welle in der Richtung FG umgedreht, so schiebt F das Rad um einen halben Zahn fort, und erfolgt die Drehung in der Richtung GF, so schiebt G das Rad um einen halben Zahn in derselben Richtung fort. Die Anordnung dieser Vorrichtung ist aus *Fig.* 195 ersichtlich, wo EF und EG die Klinken und ABK und KLM Zähne des Kronenrades vorstellen sollen. Während sich die Klinke EF in die Lage EG begibt, kommt die Klinke EG aus dieser Lage in die Lage EH und es rückt der Zahn ABK nach GNO. Nehmen nun beide Klinken die entgegengesetzten Bewegungen an, so wird der hintere Zahn AKL von der zweiten Klinke fortgeschoben und es zieht sich die erstere aus den vorderen Zähnen heraus. Damit dieses Herausziehen ohne Zusammenstoss mit dem folgenden Zahne des Kronrades erfolgen könne, lässt man die Klinken weiter ausschwingen als es die Theilung des Rades erfordern würde; es greift also die wirksame Klinke im Anfange ihrer Bewegung noch gar nicht ein, und es bleibt der unwirksamen Klinke Zeit genug übrig, um dem folgenden Zahne Platz machen zu können. Deshalb ist es auch gut, wenn man die geneigten Oberflächen BK, LM... der Zähne concav macht.

D. Umsetzen der abwechselnden Bewegungen in der geraden Linie und im Kreise in andere derselben Art.

a) Abwechselnde geradlinige Bewegung als solche fortzupflanzen.

Hierzu können 1) alle diejenigen Vorrichtungen benutzt werden, welche dazu dienen, stetige geradlinige Bewegung als solche fortzupflanzen; s. *A*, *a* (S. 2 u. folg. und *Fig.* 1) bis 23 (Taf. 1).

2) Man kann auch die abwechselnde stetige Bewegung erst in eine stetige oder abwechselnde Kreisbewegung umsetzen und aus dieser wieder die gewünschte absetzende geradlinige Bewegung ableiten.

b) Abwechselnde geradlinige Bewegung in abwechselnde kreisförmige umzuändern.

Im Allgemeinen kann man sich hierzu auch derjenigen Vorrichtungen bedienen, welche den Zweck haben, geradlinige stetige Bewegung in kreisförmige stetige umzusetzen; im Besondern aber wendet man hierzu folgende Vorrichtungen an.

1) Das Seil mit der Welle oder mit einem Cirkelstück. Zieht man das um die Welle *C* in *Fig.* 196 (Taf. 6) gewundene Seil *AB* an seinen Enden hin und her, so nimmt die Welle oder Rolle eine schwingende Bewegung an. Kann man der Kraft nur einen Angriffspunkt geben, so muss man ein Seil ohne Ende wie in *Fig.* 197 anwenden. Zieht die in *A* angreifende Kraft das über die Leitrollen *C* und *D* gelegte Seil ohne Ende auf und nieder, so theilt sie der Welle *C* eine absetzende Drehungsbewegung mit. Man kann aber auch die beiden Enden durch einen Bügel oder sogenannten Drehbogen (fr. *archet*) *DE* (*Fig.* 198) verbinden, den man beim Bohren des Metalls in Anwendung bringt. Bei der Vorrichtung in *Fig.* 199 erhält die horizontale Welle ihre absetzende Bewegung mittels eines Trittbretes *D* (fr. *pédale*) und einer elastischen Stange oder Wippe *E*; jenes zieht das Ende *A* abwärts und diese das Ende *B* aufwärts.

Fig. 200 stellt einen Balancier vor, der mittels Ketten an auf- und niedergehende Stangen angeschlossen ist. Geht die Stange *AB* nieder, so setzt sie den Balancier mittels der Kette *DE* und dieser wieder die Stange *HK* mittels der Kette *FG* in Bewegung, und geht diese Stange nieder, so erfolgt das Umgekehrte, es nimmt also auch der Balancier eine rückgängige Umdrehung an. Kann eine Stange sowohl beim Rück- als beim Hin- oder Aufgange Kraft ausüben, so ist sie allein im Stande, die verlangte Drehungsbewegung zu erzeugen, wenn man zwei Ketten wie in *Fig.* 102 (Taf. 4) anwendet, die sich in entgegengesetzten Richtungen auf- und abwickeln.

Man kann auch die Seile und Ketten durch gezahnte Stangen ersetzen, wenn man dieselben in gezahnte Räder eingreifen lässt.

2) Durch Hebelverbindungen. Einfache Verbindungen von Hebeln und Stangen werden sehr oft zu diesem Zwecke gebraucht. Hierher gehört z. B. die Scheere (fr. *zigzac*) in *Fig.* 201 (Taf. 6). Sie besteht aus einer hin- und hergehenden Stange *AB*, aus den Scheerenarmen *DE* und *FG*, die sich um die gemeinschaftliche Axe *C* drehen lassen, und aus den Verbindungsstangen *AD* und *AF*, die durch Charniere mit *AB*, *DE* und *FG* verbunden sind.

Bei der Anordnung dieser Vorrichtung kann man die Entfernungen $AC = x$ und x_1 des Charniers *A* beim Anfange und beim Ende des Schubes, also den Schub $x - x_1$ selbst, so wie die entsprechenden Winkel $ACF = \varphi$ und φ_1, welche die Arme mit der Richtung *AC* einschliessen, also auch den Drehungswinkel $\varphi_1 - \varphi$ von jedem Arme als gegeben ansehen und nun nach den Armen $CF = a$ und $AF = b$ fragen. Für die Rechnung sind hierzu folgende Formeln zu gebrauchen:

$$a = \frac{x^2 - x_1^2}{2(x\cos\varphi - x_1\cos\varphi_1)} \text{ und}$$

$$b = \sqrt{a^2 + x^2 - 2ax\cos\varphi}.$$

Wäre z. B. $x = 7$, $x_1 = 4$ Zoll, $\varphi = 30°$ und $\varphi_1 = 50°$ gefordert, so würde

$$a = \frac{49 - 16}{2\,(7\cos 30° - 4\cos 50°)} = \frac{33}{2\,.\,3{,}49101} = 4{,}727 \text{ Zoll},$$

$b = 3{,}746$ Zoll gemacht werden müssen.

Soll der Ausschub ziemlich gross werden und die ganze Vorrichtung doch in einen kleinen Raum zurückgehen, so kann man mit den Enden von *E* und *G* durch Charniergelenke eine neue Scheere, mit den Endpunkten der Scheerenarme dieser zweiten eine dritte verbinden u. s. w. Alle folgenden werden durch die erste auf eine leicht einzusehende Art in Bewegung gesetzt.

Auch gehört hierher das einfache Kniegelenk *DE* (*Fig.* 202), welches sich mittels Gewinde an eine her- und hingehende Stange *AB* und an einen Hebel *ECF*, der hierdurch eine schwingende Bewegung erhält, anschliesst. Am regelmässigsten wird diese schwingende Bewegung, wenn die ganze Vorrichtung auf die in *Fig.* 203 angegebene Weise angeordnet ist. Die Stangenrichtung geht hier mitten durch die Seitenbewegung *FH* des Hebels, der durch den Winkel *ECG* schwingt, während die Stange einen Weg *BD* durchläuft, welcher der Sehne *EG* gleich ist. In diesem Falle ist die Abweichung des Gelenkes von der Gestängrichtung im tiefsten, mittleren und höchsten Stande der Stange dieselbe. Ist der Weg *EG* der Stange $= s$, der Drehungswinkel $ECG = \alpha$ und der Hebelarm $CE = r$, so muss $r = \frac{s}{2 \sin \frac{1}{2} \alpha}$ gemacht werden. Wiewohl die Länge des Gelenkes auf die Bewegungsweise ohne Einfluss ist, so fordert doch die Verminderung der Reibung die Anwendung eines möglichst grossen Gelenkes.

Man kann auch das Gelenk durch Daumen und Scheeren ersetzen, die man an der Stange oder an dem Ende des Hebels anbringt. Bei der Vorrichtung in *Fig.* 204 sind es zwei aus der Stange *AB* hervorragende Daumen, welche eine am Ende des Hebels *CF* befestigte Frictionsrolle zwischen sich fassen und dadurch den Hebel in wiederkehrende Kreisbewegung versetzen. Um diese Bewegung möglichst regelmässig zu machen, kann man die inneren Flächen dieser Daumen nach einer gewissen krummen Linie, z. B. nach der Cycloide, construiren.

Bei der Vorrichtung in *Fig.* 205 bildet das Ende des Hebels *CF* eine Gabel, durch die ein Bolzen *D* hindurchgeht, der auf der Stange *AB* festsitzt. Dass auch die innere Fläche dieser Gabel nach einer einem gegebenen Bewegungsgesetze entsprechenden Curve construirt werden kann, versteht sich von selbst.

3) Hierher gehören ferner alle Vorrichtungen mit Gegenlenkern, welche angewendet werden, um die oscillirende Bewegung eines Balanciers in die senkrecht auf und nieder gehende Bewegung einer Kolbenstange umzusetzen, oder umgekehrt, um die senkrechte Bewegung einer Kolbenstange auf einen Balancier überzutragen.

Stellt man dem Balancier *ACB* (*Fig.* 206) einen anderen ihm vollkommen gleichen Balancier oder Lenker *DE* gegenüber, und setzt man beide durch gezahnte Cirkelstücke mit einander und durch die Lenkstangen *FH* und *GH* mit der Kolbenstange *HK* in Verbindung, so werden sie diese in einer vertikalen oder wenigstens in einer geraden Linie auf und nieder bewegen, die auf der Centrallinie *CE* winkelrecht steht und diese halbirt.

Diese Methode des Umsetzens der Kreisbewegung in eine geradlinige ist jedoch nur bei langsamen und sanften Bewegungen anwendbar.

Wenn man den Contrebalancier (engl. *bridle link, bridle lever*) *DE* (*Fig.* 207) durch ein Gelenk *AD* (engl. *hanging link, connecting link*) mit dem Hauptbalancier *ACB* verbindet und die Kolbenstange in die Mitte *H* dieses Gelenkes aufhängt, so bekommt man eine in *Fig.* 128 (Taf. 4) dargestellte und in *B, c,* 10 (s. S. 64 u. f.) beschriebene Vorrichtung, die allerdings keine vollkommen senkrechte Bewegung gibt, sondern noch eine kleine Seitenbewegung zulässt, dafür aber auch leicht und dauerhaft auszuführen ist.

Bei beschränktem Raume kann man auch den Contrebalancier oder Gegenlenker kürzer machen als den Hauptbalancier; auch kann man ihn mit diesem auf einerlei Seite der Kolbenstange anbringen.

Die Anordnung in einem oder in dem anderen dieser beiden Fälle (*Fig.* 208 und *Fig.* 209 Taf. 7) ist auf folgende Weise zu treffen. Es sei *ACB* der nicht über 60° messende Schwingungswinkel des Balanciers und *CD* die horizontal liegende Halbirungslinie dieses Winkels. Man ziehe die dem Hube der Kolbenstange gleiche Sehne *AB*, theile die Bogenhöhe *EF* in *G* in zwei gleiche Theile, und ziehe durch *G* eine die Hublinie *MN* vorstellende Vertikale. Durchschneidet man nun mit einer gewissen Länge aus *A*, *E* und *B* die Hublinie in *H*, *K* und *L*, so bekommt man den höchsten, mittleren und tiefsten Stand des Aufhängepunktes der Kolbenstange. Jetzt hat man noch die Linien *AH*, *EK* und *BL* zu verlängern, auf sie die gleichen Stücke *AO*, *EP* und *BQ* aufzutragen und zu den so bestimmten Punkten *O*, *P* und *Q* das Centrum *R* aufzusuchen; dieses ist dann der Axenpunkt des nöthigen Gegenlenkers, während der Radius $RO = RP = RQ$ die Länge dieses Gegenlenkers selbst sein wird.

Mit grösserer Genauigkeit lässt sich natürlich der Ort und die Grösse des Gegenlenkers durch Rechnung finden.

Es sei der Hebelarm $AC = EC = BC$ des Balanciers $= R$, der Hub $AB = HL = OQ = s$, die Bogenhöhe $EF = H$, die Länge $AO = EP = BQ$ des Gelenkes $= a$, der Theil $AH = EK = BK$ desselben $= b$; ferner die Länge $RO = RP = RQ$ des Gegenlenkers $= r$, die Bogenhöhe $SP = h$. Hiernach ist $H = R - \sqrt{R^2 - \frac{s^2}{4}}$, oder genügend genau $= \left[1 + \left(\frac{s}{4R}\right)^2\right] \frac{s^2}{8R}$,

$$h = \left(\frac{a-b}{b}\right) H = \left[1 + \left(\frac{s}{4R}\right)^2\right] \frac{(a-b)\,s^2}{4bR}, \text{ und}$$

$$r = \frac{s^2 + 4h^2}{8h} = \frac{b^2 s^2 + 4(a-b)^2 H^2}{8(a-b)bH} \text{ oder, wenn man das}$$

Verhältniss $\frac{a}{b} = n$ setzt,

$$r = \frac{s^2 + 4(n-1)^2 H^2}{8(n-1)H}$$

$$= \frac{1 + (n-1)^2 \left[1 + \left(\frac{s}{4R}\right)^2\right]^2 \left(\frac{s}{4R}\right)^2}{(n-1)\left[1 + \left(\frac{s}{4R}\right)^2\right]} \cdot R.$$

Z. B. für $\frac{a}{b} = n = \frac{3}{1}$ und $\frac{s}{R} = 1$ ist die Grösse des Gegenlenkers

$$r = \frac{1 + 4\,(\frac{1}{16})^2 \cdot \frac{1}{16}}{2 \cdot \frac{1}{16}}\,R = 0{,}6034\,R.$$

Auch kann man umgekehrt aus der Grösse r des Gegenlenkers das Verhältniss $\frac{a}{b} = n$ berechnen.

Die Axenlage wird bestimmt durch die horizontale Abscisse

$CD = a = R + r - \frac{H+h}{2} = R + r - \frac{aH}{2b}$, und durch die vertikale Ordinate

$$DR = \beta = \sqrt{a^2 - \left(\frac{aH}{2b}\right)^2} = a\sqrt{1 - \left(\frac{H}{2b}\right)^2},$$ die man auch

$$= a\left[1 - \tfrac{1}{8}\left(\frac{H}{b}\right)^2\right]$$ setzen kann.

Für obiges Beispiel ist

$a = 1{,}6034\,R - \frac{5\,1}{2\,5\,6}\,R = 1{,}4042\,R$, und

$\beta = \sqrt{a^2 - (\frac{5\,1}{2\,5\,6}\,R)^2}$, also, wenn man $a = \frac{1}{2}R$ macht,

$\beta = 0{,}4586\,R$.

Da der Aufhängepunkt K der Kolbenstange nicht genau in einer Geraden auf und nieder geht, so ist es von Wichtigkeit, die grösste Abweichung dieses bewegten Punktes von der vertikalen Hublinie MN zu kennen. Diese grösste Seitenabweichung wird die Vorrichtung dann annehmen, wenn das Verbindungsgelenk AO eine zwischen den äussersten, keine Abweichung gebenden Lagen mitten inne liegende, d. i. wenn es die vertikale Stellung $\alpha\beta\gamma$ hat. Es ist dann die gesuchte Abweichung dem Normalabstande des Aufhängepunktes γ von der Vertikalen MN gleich.

Setzen wir die Abstände der Punkte E und P von der Linie $\alpha\beta = u$ und x, so erhalten wir folgende Bestimmungsgleichung:

$\sqrt{u\,(2R - u)} + \beta = \sqrt{x\,(2r - x)} + a$, worin nun noch $u = \frac{1}{2}H + f$ und $x = \frac{1}{2}h - f$ zu setzen ist, insofern nämlich f die in Rede stehende grösste Seitenabweichung bezeichnet.

Hiernach ist

$$\sqrt{(\tfrac{1}{2}H + f)\,(2R - \tfrac{1}{2}H - f)} + \beta = \sqrt{(\tfrac{1}{2}h - f)\,(2r - \tfrac{1}{2}h + f)} + a$$

oder genügend genau

$$\sqrt{H\,(R - \tfrac{1}{4}H) + (2R - H)f} + \beta = \sqrt{h\,(r - \tfrac{1}{4}h) - (2r - h)f} + a$$

oder einfacher

$$\left[\frac{2R - H}{\sqrt{H(R - \frac{1}{4}H)}} + \frac{2r - h}{\sqrt{h(r - \frac{1}{4}h)}}\right]\frac{f}{2} = a - \beta + \sqrt{h(r - \tfrac{1}{4}h)} - \sqrt{H(R - \tfrac{1}{4}H)},$$

woraus sich nun die gesuchte Abweichung

$$f = \frac{a - \beta + \sqrt{h\,(r - \frac{1}{4}h)} - \sqrt{H\,(R - \frac{1}{4}H)}}{\frac{R - \frac{1}{2}H}{\sqrt{H\,(R - \frac{1}{4}H)}} + \frac{r - \frac{1}{2}h}{\sqrt{h\,(r - \frac{1}{4}h)}}}$$ ergibt

und nach gehöriger Abkürzung

$$f = \frac{\frac{(H+h)^2}{8a} + \sqrt{hr} - \sqrt{HR}}{\sqrt{\frac{r}{h}} + \sqrt{\frac{R}{H}}}.$$

Ist der Gegenlenker so gross als der Balancier, also $r = R$ und $h = H$, so hat man

$$f = \frac{H^2}{4a}\sqrt{\frac{H}{R}}.$$

In diesem Falle sind die Abweichungen in der ersten und in der zweiten Hälfte des Hubes gleich gross, und zwar die eine rechts und die andere links von der Hublinie; bei Verschiedenheit der Arme R und r aber ist die Abweichung in der unteren Hälfte

$$f_1 = \frac{\frac{(H+h)^2}{8a} - \sqrt{hr} + \sqrt{HR}}{\sqrt{\frac{r}{h}} + \sqrt{\frac{R}{H}}}.$$

In dem obigen Beispiele ist $a = \frac{1}{2}R$, $r = 0{,}6034\,R$, $H = \frac{17}{128}R$ und $h = \frac{17}{64}R$, demnach

$$f = \frac{\left(\frac{51}{256}\right)^2 + \sqrt{\frac{0{,}6034 \cdot 17}{64}} - \sqrt{\frac{17}{128}}}{\sqrt{\frac{0{,}6034 \cdot 64}{17}} + \sqrt{\frac{128}{17}}} \cdot R$$

$$= \frac{0{,}03969 + 0{,}40035 - 0{,}36443}{1{,}5071 + 2{,}7440} \cdot R$$

$$= \frac{0{,}07561}{4{,}2511} R = 0{,}01778\,..\,R \text{ und}$$

$$f_1 = \frac{0{,}00377}{4{,}2511} R = 0{,}00088\,..\,R.$$

4) Eine vorzügliche Vorrichtung dieser Art ist das **bewegliche Parallelogramm**, welches auch das **Charnier-Parallelogramm** oder der **Storchschnabel** oder nach seinem Erfinder das **Watt'sche Parallelogramm** (fr. *parallélogramme flexible*) genannt wird. Die Einrichtung dieses Mechanismus ist folgende. In der Längenaxe des um C drehbaren Balanciers AC (*Fig.* 210) sitzen zwei Bolzen B und E fest, und um diese lassen sich die Stangenpaare oder Hängeeisen (engl. *hanging links*) EF und BD drehen. Die an einerlei Bolzen hängenden Hängeeisen sind unter sich noch durch die Stifte oder Bolzen F und D, und diese wieder durch ein Stangenpaar FD (engl. *coupling rod*) so mit einander verbunden, dass die vier Bolzen gleichsam die vier Eckpunkte eines verschiebbaren Parallelogrammes bilden. Endlich ist noch der Bolzen D von dem Kopfe der auf und nieder gehenden Kolbenstange DK umgeben, und an den Hängeeisen EF und EF (natürlich ist nur eins sichtbar) noch ein dritter Bolzen angebracht, der von einem um G drehbaren Lenkerpaare GH (engl. *bridle lever*, *bridle link*) umschlossen wird. Wenn nun der Balancier in eine schwingende Bewegung gesetzt wird,

so bewirkt der mitschwingende Lenker GH, dass die Stange DK fast genau in einer geraden Linie auf und nieder geht. Sehr gewöhnlich lässt man noch den Bolzen H wegfallen und hängt den Lenker mit an den Bolzen F.

Wenn man den Balancier mit dem Parallelogramme und dem Lenker in alle mögliche Lagen bringt, so kann man sich überzeugen, dass der Aufhängepunkt D keine gerade Linie, sondern eine der Zahlenfigur 8 ähnliche krumme Linie durchläuft; jedoch kann man auch leicht bemerken, dass diese Curve in der Nähe des Knotens nur sehr wenig gekrümmt ist, dass also ein Stück zu beiden Seiten des Knotens als eine Gerade angesehen werden kann. Die Abweichung eines Curvenbogens von der gegebenen Vertikal- oder Hublinie lässt sich noch dadurch bedeutend herabziehen, dass man Verhältnisse anordnet, welche bewirken, dass der Mittelpunkt oder Knoten und die beiden Endpunkte dieses Bogens in die vorgeschriebene Hublinie fallen. Aus diesem Grunde pflegt man auch das Parallelogramm auf folgende Weise zu construiren.

Man zeichne den Schwingungswinkel DCE (*Fig.* 211) des Balanciers und mache dessen Sehne dem gegebenen Hube S der Kolbenstange gleich. Dann ziehe man noch die (horizontale) Halbirungslinie CA dieses Winkels und halbire die sich ergebende Bogenhöhe AF in G. Hierauf ziehe man die durch G gehende (vertikale) Hublinie, fasse die angenommene Länge eines Hängeeisens in den Cirkel, setze diesen nach und nach in E, A und D ein und schneide damit die Hublinie in H, K und L. Nun vollende man mittels der gegebenen Länge AB das Parallelogramm in den drei Stellungen $MEHN$, $BAKO$ und $PDLQ$ und suche zu den drei Punkten N, O und Q das Centrum R des durch sie gehenden Kreises. Dieses Centrum ist der Axenpunkt und der Radius $RN = RO = RQ$ die Länge des gesuchten Lenkers in dem Falle, wenn dieser das Parallelogramm in einem Eckpunkte unmittelbar erfassen soll.

Will man aber das Parallelogramm in einem Punkte S des Hängeeisens MN (*Fig.* 212 und 213) von dem Gegenlenker ergreifen lassen, so muss man $NS = OT = QU$ auf die Verlängerung von $MN = BO = PQ$ auftragen und durch die sich ergebenden Punkte S, T, U einen Kreis legen, dessen Centrum V nun die Stellung und Grösse des Gegenlenkers bestimmt.

Mit grösserer Genauigkeit lässt sich natürlich die Lage und Grösse des Gegenlenkers durch Rechnung finden.

Es sei die Länge AB (*Fig.* 212) des Parallelogramms $= c$, der kleinere Hebelarm CB des Balanciers $= R$, also der grössere Hebelarm CA desselben $= R + c$, ferner der Hub $DE = S$, die Bogenhöhe $AF = H$, die Länge des Hängeeisens, d. i. $MS = BT = PU = a$, die zweite Seite des Parallelogrammes $AK = BO = MN$ aber $= b$, und die Länge $VS = VT = VU$ des Lenkers $= r$, die Sehne SU des von ihm beschriebenen Bogens $= s$ und die Höhe TW dieses Bogens $= h$.

Die Sehne $s = SU$ ist auch $=$ Sehne $MP = \frac{R}{R+c} DE$, d. i. $s = \frac{RS}{R+c}$.

Die Bogenhöhe $TW = h$ ist $= \frac{a}{b}$ mal Bogenhöhe DE minus Bogenhöhe BY, d. i.

$$h = \frac{aH}{b} - \frac{RH}{R+c} = \left(\frac{(R+c)a - Rb}{b(R+c)}\right) H.$$

Für $b = a$ erhält man den in *Fig.* 211 gezeichneten gewöhnlicheren Constructionsfall, der $h = \frac{cH}{R+c}$ gibt.

Aus den beiden Grössen s und h folgt die Länge des Lenkers

$$r = \frac{s^2 + 4h^2}{8h} = \frac{R^2S^2 + 4\left((R+c)\frac{a}{b} - R\right)^2 H^2}{8(R+c)\left((R+c)\frac{a}{b} - R\right)H}, \text{ oder}$$

für den einfachen Fall, wenn $b = a$ ist,

$$r = \frac{R^2S^2 + 4c^2H^2}{8(R+c)cH}.$$

In beiden Formeln ist

$H = R + c - \sqrt{(R+c)^2 - \frac{S^2}{4}}$ einzusetzen, welchen Werth man auch wohl $= \frac{S^2}{8(R+c)}$, oder genauer $= \left[1 + \left(\frac{S}{4(R+c)}\right)^2\right]\frac{S^2}{8(R+c)}$ annehmen kann.

Es sei z. B. $c = 2$ Fuss, $R = 3$ Fuss, also $R + c = 5$ Fuss, $S = 5$ Fuss, $a = 2$ Fuss, und $b = \frac{3}{2}$ Fuss. Dann ist zunächst

$H = 5 - \sqrt{25 - \frac{25}{4}} = 5 - \frac{1}{2}\sqrt{75} = 0{,}66987$ Fuss, demnach

$s = \frac{3}{5} \cdot 5 = 3$ Fuss und $h = \left(\frac{4}{3} - \frac{3}{5}\right) 0{,}66987 = 0{,}49120$ Fuss.

Endlich ergibt sich die in Frage stehende Länge des Gegenlenkers

$$r = \frac{9 + 4 \cdot 0{,}4912^2}{8 \cdot 0{,}4912} = \frac{9{,}9651}{3{,}9296} = 2{,}8128 \text{ Fuss.}$$

Wäre unter übrigens gleichen Umständen $b = a = \frac{3}{2}$ Fuss, so würde $h = 0{,}4 \cdot 0{,}66987 = 0{,}26794$ Fuss, und demnach

$$r = \frac{9 + 4 \cdot 0{,}26794^2}{8 \cdot 0{,}26794} = 4{,}3327 \text{ Fuss sein müssen.}$$

Die Lage des Axenpunktes V wird durch die Coordinaten $CX = \alpha$ und $XV = \beta$ bestimmt, und es ist

$$\alpha = R + r - \frac{aH}{2b} \text{ und}$$

$$\beta = \sqrt{a^2 - \left(\frac{aH}{2b}\right)^2} = a\sqrt{1 - \left(\frac{H}{2b}\right)^2}.$$

Im ersten obigen Falle ist

$\alpha = 5{,}8128 - 0{,}4466 = 5{,}3662$ Fuss und

$\beta = \sqrt{4 - 0{,}44658^2} = 1{,}9495$ Fuss.

Im zweiten obigen Falle ist

$\alpha = 7{,}3327 - 0{,}3349 = 6{,}9978$ Fuss,

$\beta = \sqrt{\frac{9}{4} - 0{,}33493^2} = 1{,}4621$ Fuss.

Die Seitenabweichung lässt sich natürlich genügend scharf nur durch Rechnung bestimmen. Im Wesentlichen ist hierbei wie beim einfachen Contrebalancier zu verfahren.

Nur hat man in der Grundgleichung

$$\sqrt{u(2R-u)}+\beta=\sqrt{x(2r-x)}+a,$$

$$u=\left(\frac{H}{2}+f\right)\frac{R}{R+c}=\frac{H_1}{2}=\frac{Rf}{R+c} \text{ und}$$

$$x=\frac{h}{2}=\frac{Rf}{R+c} \text{ zu setzen, wobei natürlich } f \text{ die zu be-}$$

stimmende grösste Seitenabweichung bezeichnet.

Hiernach folgt

$$\frac{Rf}{R+c}=\frac{a-\beta+\sqrt{h\,(r-\frac{1}{4}h)}-\sqrt{H_1\,(R-\frac{1}{4}H_1)}}{\frac{r-\frac{1}{2}h}{\sqrt{h\,(r-\frac{1}{4}h)}}+\frac{R-\frac{1}{2}H_1}{\sqrt{H_1\,(R-\frac{1}{4}H_1)}}},$$

d. i.

$$f=\frac{R+c}{R}\cdot\frac{a-\beta+\sqrt{h(r-\frac{1}{4}h)}-\sqrt{H_1(R-\frac{1}{4}H_1)}}{(r-\frac{1}{2}h)\sqrt{H_1(R-\frac{1}{4}H_1)}+(R-\frac{1}{2}H_1)\sqrt{h(r-\frac{1}{4}h)}}\cdot\sqrt{H_1h(R-\frac{1}{4}H_1)\,(r-\frac{1}{4}h)}$$

oder annähernd

$$f=\frac{R+c}{R}\cdot\frac{\frac{aH^2}{8b^2}+\sqrt{hr}-\sqrt{H_1R}}{\sqrt{\frac{r}{h}}+\sqrt{\frac{R}{H_1}}}.$$

Macht man $b=a$, schliesst man also den Gegenlenker an den Eckpunkt des Parallelogrammes an, so kann man $hr=H_1R$ annehmen und sonach

$$f=\frac{(R+c)\,H^2}{8aR\left(\sqrt{\frac{r}{h}}+\sqrt{\frac{R}{H_1}}\right)} \text{ setzen.}$$

Macht man nun noch $c=R$, so erhält man $h=H_1=\frac{1}{2}H$, $r=R$ und sonach

$$f=\frac{H^2}{4a}\sqrt{\frac{H}{2R}}.$$

Hieraus ergibt sich auch, dass unter gleichen Umständen das Parallelogramm genau dieselbe Abweichung gibt wie der Contrebalancier.

5) Eine Vorrichtung der Art ohne alle Seitenabweichung ist in *Fig.* 214 abgebildet. Hier ist *CD* der in einem Bogen *DAE* schwingende Balancier, *HKL* die durch die Mitte *G* der Bogenhöhe *AF* gehende Hublinie. Ferner sind *DL* und *NL* Gelenke, an denen die Kolbenstange *LQ* hängt, *KM* ein Lenker, dessen Axe *K* genau in dem Punkte angebracht ist, welchen der Aufhängepunkt der Kolbenstange beim halben Hube einnimmt, und dessen Ende *M* durch einen Bolzen mit der Mitte des Gelenkes *LN* verbunden ist; endlich ist *NO* eine Spur, welche senkrecht auf der Hublinie steht, nach der Mitte *K* derselben gerichtet ist, und zur Aufnahme eines Frictionsrades dient, das am Ende des Gelenkes *LN* sitzt.

Wenn sich eine gerade Linie *NL* so bewegt, dass deren Endpunkte in den Schenkeln eines rechten Winkels *LKO* fortrücken, so beschreibt bekanntlich jeder Punkt in derselben eine Ellipse, die Mitte *M* aber einen Kreis, und wenn umgekehrt der Endpunkt *N* in einem Schenkel

eines rechten Winkels fortgeht und die Mitte M einen Kreis beschreibt, indem sie z. B. von dem Lenker KL ergriffen wird, so muss nothwendigerweise das andere Ende L der Stange LN im anderen Schenkel dieses rechten Winkels fortlaufen. Aus diesem Grunde wird auch der auf- und niedergehende Balancier CD bei dieser Construction das Kolbenstangenende L genau senkrecht auf und nieder bewegen, wenn sonst alle Theile sorgfältig genug hergestellt sind.

Da die Bewegung in der Spur NO nicht ganz regelmässig vor sich gehen kann, so ersetzt man diese Leitung gewöhnlich durch einen zweiten Lenker oder Träger SN (*Fig.* 215), der allerdings unendlich lang sein müsste, wenn er keine Abweichung geben sollte. Uebrigens macht man diesen Träger immer so lang als es der Raum und andere Umstände erlauben, um wenigstens eine möglichst kleine Abweichung zu erhalten.

Die Länge des Gelenkes LN ist gleich der doppelten Länge des Lenkers MK, ist also diese $= a$, so ist jene $= 2a$. Bezeichnet man nun noch den Hub HL mit S, so hat man die Sehne NO des vom Träger beschriebenen Bogens $s = 2a - \sqrt{4a^2 - \frac{S^2}{4}}$; setzt man ferner die Länge $SN = SO$ des Lenkers $= r$, so folgt die Höhe $TU = h$ des obigen Bogens

$$h = r - \sqrt{r^2 - \frac{s^2}{4}}.$$

Aus dieser Höhe h lässt sich nun leicht die grösste Seitenbewegung f berechnen. Da dieselbe $=$ Null ist, so lange der obere Endpunkt des Gelenkes LN im Perpendikel OK bleibt, so lässt sich erwarten, dass sie am grössten ist, wenn sich der Endpunkt von jenem Perpendikel oder von jener Horizontalen am meisten entfernt hat, wenn also das Gelenk in die Lage UVX gekommen ist. Demnach ist der Abstand des Punktes X von der Hublinie HL die gesuchte Abweichung f. Aus der Gleichheit der Seiten VU, VK und VX folgt die Rechtwinkligkeit des Dreieckes UKX, und aus dieser wieder die Gleichheit der Winkel TKU und XKL, was endlich folgende Proportion anzusetzen gestattet:

$$\frac{f}{h} = \frac{KX}{KU}.$$

Aber $KU = \sqrt{(2a - \frac{1}{2}s)^2 + h^2}$ und

$KX = \sqrt{4a^2 - (2a - \frac{1}{2}s)^2 - h^2}$, demnach

$$f = \frac{h\sqrt{4a^2 - (2a - \frac{1}{2}s)^2 - h^2}}{\sqrt{(2a - \frac{1}{2}s)^2 + h^2}},$$ oder genügend scharf

$$f = \frac{h\sqrt{2as - \frac{s^2}{4}}}{2a - \frac{s}{2}}.$$

Ist z. B. $S = 5$ Fuss, $a = 2$ Fuss, $r = 3$ Fuss, so hat man

$$s = 4 - \sqrt{16 - \frac{25}{4}} = 4 - 3{,}1225 = 0{,}8775 \text{ Fuss},$$

$$h = 3 - \sqrt{9 - \frac{0{,}8775^2}{4}} = 0{,}03226 \text{ Fuss},$$

und daraus ergibt sich nun die Seitenabweichung

$$f = \frac{0{,}03226 \cdot \sqrt{3{,}3175}}{3{,}5612} = 0{,}0165 \text{ Fuss.}$$

Weit unvollkommener ist die in *Fig.* 216 abgebildete Vorrichtung. Hier schiebt sich das Gelenk LP in einer drehbaren Hülse M, während das Ende P durch einen um O drehbaren Lenker im Kreise herum zu gehen genöthigt wird. Damit wenigstens in der Mitte und an den Enden des Hubes die Abweichung Null sei, muss man von den drei Punkten K, H und L aus durch M die drei Linien $KN = HQ = LP$ ziehen und zu den sich ergebenden Punkten N, Q und P den Kreis suchen; der Halbmesser dieses Kreises ist die Länge des nöthigen Lenkers und das Centrum O ist der Axenpunkt desselben.

Um die Länge $ON = OP = OQ = r$ des Gegenlenkers zu finden, setze man den Hub $HL = S$, die Gelenklänge $LP = b$ und den Abstand MK der Drehungsaxe M von der Hublinie $= a$. Dann ist die Sehne PQ oder

$$s = \frac{S\left(b - \sqrt{a^2 + \frac{1}{4}S^2}\right)}{\sqrt{a^2 + \frac{1}{4}S^2}},$$ die Bogenhöhe NR oder

$$h = \frac{b\left(\sqrt{a^2 + \frac{1}{4}S^2} - a\right)}{\sqrt{a^2 + \frac{1}{4}S^2}},$$ und sonach

$$r = \frac{s^2 + 4h^2}{8h} = \frac{S^2\left(b - \sqrt{a^2 + \frac{1}{4}S^2}\right)^2 + 4b^2\left(\sqrt{a^2 + \frac{1}{4}S^2} - a\right)^2}{8b\left(\sqrt{a^2 + \frac{1}{4}S^2} - a\right)\sqrt{a^2 + \frac{1}{4}S^2}}.$$

Setzt man in diesem Ausdrucke statt $\sqrt{a^2 + \frac{1}{4}S^2}$ einen Werth, der zwischen a und $\sqrt{a^2 + \frac{1}{4}S^2}$ mitten inne liegt, und löst man die so erhaltene Gleichung in Beziehung auf a auf, so erhält man einen Werth für a, der von dem gegebenen a um die gesuchte Seitenabweichung f abweicht.

c) Abwechselnd kreisförmige Bewegung in abwechselnd geradlinige Bewegung umzusetzen.

Hierzu können alle diejenigen Vorrichtungen angewendet werden, welche den Zweck haben, stetige Kreisbewegung in eine geradlinige Bewegung umzuändern. Es sind also hierzu die *A*, *c* (S. 13 ff.) beschriebenen und in *Fig.* 24—30 (Taf. 1) abgebildeten und so auch die in *B*, *c* (S. 46—71) beschriebenen und in *Fig.* 78—144 (Taf. 3, 4 u. 5) abgebildeten Vorrichtungen zu rechnen. Dann werden aber auch noch die in *D*, *b* (S. 93 ff.) aufgestellten und in *Fig.* 196—216 (Taf. 6 u. 7) abgebildeten Vorrichtungen angewendet, um die gedachte Umsetzung zu bewirken.

d) Absetzende Kreisbewegung in eine andere Bewegung derselben Art umzuändern.

Hierzu sind zunächst alle Vorrichtungen zu gebrauchen, welche den Zweck haben, stetige Kreisbewegung in andere derselben Art umzusetzen. Dieselben sind in *A*, *d* (S. 15—43) beschrieben und in *Fig.* 26—68 (Taf. 2 u. 3) abgebildet. Dann werden auch die in *B*, *d* (S. 71—82) beschriebenen und in *Fig.* 145—166 (Taf. 5) vorgestellten Vorrichtungen dazu gebraucht, welche dort als diejenigen aufgeführt worden sind, womit man stetige Kreisbewegung in wiederkehrende Kreisbewegung umändert. Auch gehören hierher einige

von den in *C, d* (S. 88—92) beschriebenen Vorrichtungen zum Abändern der stetigen Kreisbewegung in absetzende Kreisbewegung, z. B. die Vorrichtungen in *Fig.* 183 — 186 (Taf. 6).

II. Zusammengesetzte Bewegung oder Bewegung in einer krummen Linie.

Die zusammengesetzte oder krummlinige Bewegung wird durch Vereinigung von einfachen Bewegungen erzeugt. Die Curven oder krummen Linien sind entweder einfach gekrümmte oder doppelt gekrümmte. Die einfach gekrümmten oder ebenen Curven liegen in einer Ebene oder können wenigstens als in Ebenen liegend gedacht werden; die doppelt gekrümmten oder körperlichen Curven hingegen können nur in krummen Flächen liegen. In dem Folgenden sollen die Mittel angegeben werden, wie die geradlinigen und kreisförmigen Bewegungen zusammengesetzt werden müssen, um eine Bewegung nach irgend einer gegebenen Curve und mit irgend einer bestimmten Geschwindigkeit zu erzeugen.

A. Bewegungen in einer ebenen Curve.

Diese Bewegungen lassen sich erzeugen

a) durch Vereinigung zweier geradlinigen Bewegungen, die irgend einen Winkel, z. B. einen rechten, zwischen sich einschliessen;

b) durch Verbindung einer geradlinigen Bewegung mit einer Kreisbewegung. Diese kann aber wieder doppelt sein, es kann nämlich

α) die geradlinige Bewegung ihre Richtung unausgesetzt behalten, oder es kann

β) dieselbe ihre Richtung mit der Kreisbewegung verändern, so dass sie immer denselben Winkel, z. B. den rechten mit dieser einschliesst.

Auf die erste Weise entstehen die Cycloiden, auf die zweite die Spirallinien.

c) Durch Vereinigung zweier Kreisbewegungen. Hiernach entstehen z. B. die Epi- und Hypocycloiden.

a) Zusammensetzung von zwei geradlinigen Bewegungen.

Die Art und Weise, wie zwei geradlinige Bewegungen zu verbinden sind, um eine bestimmte krummlinige Bewegung mit einer verlangten Geschwindigkeit zu erzeugen, ist allgemein in folgender Zusammensetzung aufgestellt. In *Fig.* 217 sind *AB* und *CD* zwei in Leitungen liegende Stangen, die mit willkürlichen Geschwindigkeiten in ihren Axenrichtungen fortgeschoben werden. Mit jeder dieser Stangen ist eine Scheere *EF* und *GH* fest verbunden, und beide Scheeren liegen so über einander, dass durch beide ein Bolzen oder Stift *P* geschoben werden kann, der bei der Bewegung beider Stangen in der verlangten Curve fortgeht.

Die Gestalt dieser Curve hängt von dem Verhältnisse zwischen den Geschwindigkeiten ab, mit denen beide Stangen fortgehen. Gehen beide Stangen gleichförmig, oder beide gleichförmig verändert fort, so ist die erzeugte Curve eine Gerade, in jedem anderen Falle ist sie eine wirk-

liche krumme Linie. Wird die eine Stange gleichförmig fortgeschoben, die andere aber gleichförmig beschleunigt oder gleichförmig verzögert bewegt, so ist das Resultat der Bewegung eine Parabel.

Eine Gleichung zwischen den gleichzeitigen Wegen x und y der beiden Stangen drückt das Gesetz der krummen Linie aus, in welcher der Durchschnittspunkt P beider Stangen fortgeht. Wäre z. B. $\frac{x^2}{a^2}+\frac{y^2}{b^2}=1$, so würde die Curve eine Ellipse mit den Halbaxen a und b sein. Ginge nun noch die eine Stange gleichförmig mit der Geschwindigkeit C fort, wäre also ihr in t Secunden zurückgelegter Weg $x=Ct$, so müsste der Weg der zweiten Stange $y=b\sqrt{1-\left(\frac{Ct}{a}\right)^2}$ sein.

Die Geschwindigkeit, mit welcher dieser Weg und auch der Weg in der Curve durchlaufen wird, lässt sich nur durch Differentialrechnung finden.

In der abgebildeten Vorrichtung werden die beiden Stangen durch excentrische Scheiben in Bewegung gesetzt, auf deren Axen Zahnräder K und L sitzen, die durch ein gemeinschaftliches Treibrad M in Umdrehung erhalten werden. Durch das Verhältniss zwischen den Halbmessern der Getriebräder K und L und durch die Gestalten der excentrischen Scheiben lassen sich die Bewegungsverhältnisse herstellen, welche nöthig sind, damit die beschriebene Curve eine bestimmte Gestalt und Grösse habe. Soll z. B. diese Curve die obige Ellipse sein, will man die Getriebräder K und L gleich gross machen und die eine Stange gleichförmig fortgehen lassen, so kann man das dieser Stange angehörige Excentricum nach einer gemeinen (archimedeischen) Spirallinie auf folgende Weise construiren. Man beschreibe mit einem willkürlichen Radius NO einen Kreis, theile diesen in möglichst viele gleiche Theile (hier nur in acht), ziehe Halbmesser durch die sich ergebenden Theilpunkte 1, 2, 3, 4...., und trage nun von jenem Kreise aus auf dieselben Halbmesser proportionale Theile der Halbaxe a, und zwar hier die Theile $0, \frac{a}{2}, a, \frac{a}{2}, 0, -\frac{a}{2}, -a, -\frac{a}{2}\ldots$, die dadurch sich ergebenden Punkte 0, (1), (2), (3)... bestimmen den Lauf der Curve des ersten Excentricums.

Die Gestalt des Excentricums für die zweite Stange bestimmt sich zwar ebenfalls durch Beschreibung, Eintheilung und Ziehung von Halbmessern, allein die aufzutragenden Ordinaten müssen hier mittels der Gleichung $y=b\sqrt{1-\left(\frac{x}{a}\right)^2}$, worin man nach und nach $x=0, \frac{a}{2}, a, \frac{a}{2}, 0, -\frac{a}{2}, -a, -\frac{a}{2}\ldots$ zu setzen hat, bestimmt werden. Diese Stücke sind also $=b, b\sqrt{\frac{1}{4}}, 0, -b\sqrt{\frac{1}{4}}, -b, -b\sqrt{\frac{3}{4}}, 0, +b\sqrt{\frac{3}{4}}$. Es lässt sich nun leicht denken, wie die Anordnung zu treffen ist, wenn man andere krummlinige Bewegungen hervorbringen will.

b) Zusammensetzung von einer Kreisbewegung mit einer geradlinigen.

Die Stange AB (*Fig.* 218) habe an einem Ende B eine Scheere, d. i. einen geschlitzten Querarm, und werde am andern Ende A

von einer Kraft ergriffen, die sie in ihrer Axenrichtung progressiv bewegt. Die um C drehbare Scheibe HK habe einen radial laufenden Spalt FG, und zwischen diesen und jene Scheere sei ein Stift P geschoben. Dieser Stift nimmt die geradlinige Bewegung jener Stange und die Kreisbewegung von dieser Scheibe zugleich an und wird daher in einer Curve herumgeführt, deren Gesetzmässigkeit von dem Verhältnisse oder von der Abhängigkeit zwischen den gleichzeitigen Wegen der beiden Spalten bestimmt wird.

Der gesetzmässige Lauf einer so entstehenden Curve ist durch eine Gleichung zwischen dem Umdrehungswinkel $ACB = \varphi$ und der Abscisse $CN = x$ bestimmt. So ist z. B. für eine Ellipse, da man $y = x \operatorname{tang} \varphi$ setzen kann,

$$x^2 \left(\frac{1}{a^2} + \frac{\operatorname{tang} \varphi^2}{b^2} \right) = 1, \text{ demnach}$$

$$x = \frac{ab}{\sqrt{a^2 \operatorname{tang} \varphi^2 + b^2}}.$$

Die Stange AB kann man wieder durch eine excentrische Scheibe ALO bewegen, das Ganze aber lässt sich durch ein gezahntes Treibrad, welches man in die gezahnte Scheibe HK und in ein anderes mit der excentrischen Scheibe auf einerlei Welle sitzendes Rad eingreifen lässt, in Umtrieb setzen. Die krummlinige Spur, in die man den am Stangenende sitzenden Bolzen A eingreifen lässt, kann nach den in a gegebenen Regeln construirt werden. Man kann daher einen mit einem willkürlichen Halbmesser OQ beschriebenen Kreis in gleiche Theile theilen, Halbmesser durch die erhaltenen Theilpunkte ziehen und auf diese die den angenommenen Umdrehungswinkeln φ entsprechenden Abscissen x auftragen. Wenn man bei der Ellipse acht Punkte annimmt, die den Umdrehungsbogen $0, \frac{\pi}{4}, \frac{2\pi}{4}, \frac{3\pi}{4}, \frac{4\pi}{4}, \frac{5\pi}{4}, \frac{6\pi}{4}, \frac{7\pi}{4}$ entsprechen, so hat man die Stücke

$$x = a, \frac{ab}{\sqrt{a^2 + b^2}}, 0, -\frac{ab}{\sqrt{a^2 + b^2}}, -a, -\frac{ab}{\sqrt{a^2 + b^2}}, 0,$$

$\frac{ab}{\sqrt{a^2 + b^2}}$ als 0 (0), 1 (1), 2 (2), 3 (3) ... aufzutragen.

Auf eine ähnliche Weise hat man sich auch bei anderen krummlinigen Bewegungen zu verhalten.

Abweichend hiervon ist folgende in *Fig.* 219 gezeichnete Zusammensetzung. AB ist eine progressiv bewegte Stange, auf welcher die Pfanne einer um C drehbaren Scheibe DE festsitzt; FG ist eine andere Stange, deren Zähne mit den Zähnen jener Scheibe zum Eingriffe kommen. Die Bewegungen beider Stangen bringen ein Fortschreiten und ein Umlaufen der Scheibe DE hervor, die dem in ihr festsitzenden Stifte P eine krummlinige Bewegung gibt.

Bleibt die Stange AB und also auch die Axe C unbeweglich, so beschreibt der Stift P nur einen Kreis; ist dagegen die gezahnte Stange FG fest, so beschreibt P eine Cycloide, und zwar eine gemeine Cycloide, wenn dieser Punkt im Umfange oder Theilrisse der Scheibe DE liegt, eine gestreckte Cycloide aber, wenn er innerhalb, und eine verkürzte, wenn er ausserhalb dieses Kreises liegt. (S. CYCLOIDE).

Die Bewegung der Stangen kann entweder wie bei den Vorrichtungen in *Fig.* 217 und 218 von einem gemeinschaftlichen Treibrade M ausgehen, das in zwei Getriebräder eingreift, welche die Stangen mittels krummliniger Spuren fortschieben oder ziehen, oder es kann auf der Welle M des Excentricums MK, welches die Stange AB bewegt, ein Zahnrad H sitzen, welches in die gezahnte Stange FG eingreift und diese in Bewegung setzt.

Es sei mit Hülfe dieser Vorrichtung wieder eine Ellipse von den Halbaxen a und b zu construiren. Ist $CP_1 = b$, so beschreibt der Stift P bei einer Umdrehung des Rades DE einen Kreis vom Halbmesser b, insofern dessen Axe nicht fortgeht. Damit aber aus diesem Kreise eine Ellipse werde, muss dieser Punkt P_1 mit der ganzen Scheibe noch um ein Stück $P_1P = (a - b)\cos\varphi$ mit der grossen Axe $2a$ parallel fortrücken.

Nimmt man nun den Umdrehungswinkel $ACP = \varphi$ nach und nach $= 0, \frac{\pi}{4}, \frac{\pi}{2}, \frac{3}{4}\pi, \pi, \frac{5}{4}\pi, \frac{3}{2}\pi, \frac{7}{4}\pi$ an, so erhält man die entsprechenden Werthe der Parallelbewegung P_1P

$= (a-b), (a-b)\sqrt{\frac{1}{2}}, 0, -(a-b)\sqrt{\frac{1}{2}}, -(a-b), -(a-b)\sqrt{\frac{1}{2}}, 0, (a-b)\sqrt{\frac{1}{2}}$.

Mit Hülfe dieser Werthe ist nun nach bekannten Regeln die krumme Linie für das Excentricum zu construiren, welches die Stange AB zu bewegen hat.

Die in *Fig.* 220 abgebildete Vorrichtung gibt ebenfalls eine aus einer geradlinigen und einer kreisförmigen Bewegung zusammengesetzte Bewegung. CM ist eine Schiene mit einem Falz, in welchem sich ein einen Stift P tragender Schieber bewegen lässt. Die Schiene trägt am Ende M die Axe eines Zahnrades BD, das sich bei Umdrehung dieser Schiene um die Axe C um ein festliegendes Rad EF wälzen muss. Die Axe von BD hat noch ein Excentricum, in dessen Spur ein am Ende des Schiebers festsitzender Stift A läuft. Wird nun die Schiene um C herumgeführt, so nimmt der Stift P nicht nur diese kreisförmige Bewegung an, sondern er geht auch in radialer Richtung fort; er beschreibt sonach eine Spirallinie oder irgend eine andere Curve, die man deshalb Spirallinie nennt, weil sie auf die eben angegebene Weise entsteht. Sind die Wege des Schiebers oder Stiftes den Umdrehungswinkeln proportional, so ist das Resultat der Bewegung die gemeine oder archimedeische Spirallinie. Steht der Schieber fest, d. i. läuft der Stift A in einer kreisförmigen Spur, so beschreibt P einen Kreis vom Halbmesser $CP = b$; damit aber diese Bahn eine andere, z. B. eine elliptische werde, muss die Spur, in welcher A liegt, die Gestalt einer gewissen Curve annehmen. Der veränderliche Radius $CP_1 = r$ ist in diesem Falle, insofern der entsprechende Umdrehungswinkel $MCP_1 = \varphi$ genannt wird, $r = \frac{ab}{\sqrt{a^2\sin\varphi^2 + b^2\cos\varphi^2}}$, demnach die Bewegung des Schiebers, d. i. $P_1O = s = b\left(\frac{a}{\sqrt{a^2\sin\varphi^2 + b^2\cos\varphi^2}} - 1\right)$, insofern nämlich die beiden Räder BD und EF gleich gross sind.

Da nun hiernach den Umdrehungswinkeln $\varphi = 0, \frac{\pi}{4}, \frac{\pi}{2}, \frac{3}{4}\pi,$

$\pi, \frac{5}{4}\pi, \frac{3}{2}\pi, \frac{7}{4}\pi$ die Wege $s = a - b$, $b\left(\frac{a}{\sqrt{\frac{1}{2}(a^2+b^2)}} - 1\right)$, 0, $-b\left(\frac{a}{\sqrt{\frac{1}{2}(a^2+b^2)}} - 1\right)$, $-(a-b)$, $-b\left(\frac{a}{\sqrt{\frac{1}{2}(a^2+b^2)}} - 1\right)$, 0, $b\left(\frac{a}{\sqrt{\frac{1}{2}(a^2+b^2)}} - 1\right)$ zugehören, so sind dieselben nach schon bekannten Regeln als 0 (0), 1 (1), 2 (2), 3 (3) ... auf einen aus M beschriebenen Kreis aufzutragen, um die Spur zu erhalten, welche den Stift A so bewegt, dass der andere Stift P die verlangte Ellipse beschreibt.

c) Zusammensetzung von zwei Kreisbewegungen.

Es sei DE (*Fig.* 221) eine um C drehbare Scheibe mit dem diametralen Spalt FCG, und HK eine andere um M laufende Scheibe mit dem diametralen Spalt LMN. Steckt man durch beide Spalten oder Spuren einen Stift P, so beschreibt dieser während der Umdrehung beider Scheiben eine gewisse Curve, deren Lauf von dem Verhältnisse abhängt, in welchem die Geschwindigkeit der einen Scheibe zur Geschwindigkeit der andern steht. Die eine Scheibe DE kann durch das um O laufende Treibrad QR unmittelbar und die andere Scheibe mittels der in einer krummen Spur QAS laufenden Stange AB in Bewegung gesetzt werden. Die Gestalt der Spur richtet sich nach der krummen Linie, in welcher der Stift P fortgehen soll. Soll z. B. diese eine Ellipse mit den Halbaxen a und b sein, so kann man, indem man die Entfernung CM der Drehungsaxen $= c$ nennt und die Umdrehungswinkel XCP und XMP mit φ und ψ bezeichnet,

$$\operatorname{tang}\psi = \frac{ab\sin\varphi}{ab\cos\varphi - c\sqrt{a^2\sin\varphi^2 + b^2\cos\varphi^2}}$$ setzen.

Nimmt man nun $\varphi = 0, \frac{\pi}{4}, \frac{1}{2}\pi, \frac{3}{4}\pi, \pi, \frac{5}{4}\pi, \frac{3}{2}\pi, \frac{7}{4}\pi$ ... an, so erhält man die entsprechenden Umdrehungswinkel der Scheibe HK durch

$$\operatorname{tang}\psi = 0, \frac{ab}{ab - c\sqrt{a^2+b^2}}, -\frac{b}{c}, -\frac{ab}{ab + c\sqrt{a^2+b^2}}, 0,$$
$$-\frac{ab}{ab + c\sqrt{a^2+b^2}}, +\frac{b}{c}, \frac{ab}{ab - c\sqrt{a^2+b^2}}.$$

Aus diesen Winkeln ergeben sich die Umdrehungsbogen des Zahnrades MB, welche den Wegen der Stange AB gleich sind und die nun dazu angewendet werden können, um die bewegende Spirale QAS zu construiren.

Eine etwas abweichende Vorrichtung ist in *Fig.* 222 abgebildet. Hier ist DE eine Scheibe, die sich nicht nur um ihre eigene Axe C, sondern auch um eine andere Axe M dreht. Ein in der Scheibe fest sitzender Stift P beschreibt die gewünschte Curve, deren Lauf aber von dem Verhältnisse abhängig ist, in welchem die Winkelgeschwindigkeit der Scheibe DE in Beziehung auf C zur Winkelgeschwindigkeit von C in Beziehung auf die Umdrehungsaxe M steht.

Man kann der Scheibe DE diese doppelte Drehungsbewegung durch folgende Zusammensetzung ertheilen. AB ist ein um O laufendes Treibrad, welches das Rad FG um M dreht, das wieder DE in Umdrehung setzt. H ist die um O laufende Warze einer Kurbel, welche durch einen gerad- oder krummlinigen Spalt in die um M drehbare Schiene CM geschoben ist, die zugleich die Axe C des Rades DE festhält.

Wäre das Rad AB nicht vorhanden, also FG fest, so würde sich DE nur auf FG fortwälzen. In diesem Falle durchliefe P eine gemeine, gestreckte oder verkürzte Epicycloide, je nachdem P im Theilrisse von DE, innerhalb oder ausserhalb desselben liegt. Läge endlich noch DE innerhalb FG, wälzte sich also DE auf dem innern Umfange von FG, so würde P eine Hypocycloide beschreiben. (S. CYCLOIDE.)

Noch ist des Pantographen oder Storchschnabels (fr. *pantographe, singe*), d. i. einer Vorrichtung zu gedenken, die den Zweck hat, zu einer Figur oder Curve eine ähnliche zu zeichnen. Man kann also diese Vorrichtung anwenden, um eine gewisse Bewegung, sei diese gerade, gebrochen oder krummlinig, in einem gegebenen Verhältnisse zu vergrössern oder zu verkleinern. Im Wesentlichen besteht diese Vorrichtung aus vier Schienen oder Stangen, die unter einander durch Bolzen so verbunden sind, dass sie zwei ähnliche Dreiecke mit beliebig veränderlichen Winkeln bilden. In *Fig.* 223 ist MBC das eine und Mbc das andere dieser Dreiecke, M ist eine feste Axe, um die sich das Ganze drehen lässt, und B, b, D, C sind Bolzen, um welche sich die Stangen drehen lassen. Damit die beiden Dreiecke in jeder Lage einander ähnlich bleiben, ist nöthig, dass der Winkel Mbc dem Winkel MBC und $\frac{Mb}{bc} = \frac{MB}{BC}$ sei. Die erste Bedingung wird erlangt, indem man $Bb = CD$ und $Db = CB$ macht, dem Vierecke $BbDC$ also die Gestalt eines Parallelogrammes gibt; die zweite Bedingung erreicht man aber durch gehörige Auswahl des Punktes c.

Führt man den Punkt C nach C_1, so geht der Stift c nach c_1 und beschreibt einen Weg cc_1, welcher mit CC_1 parallel läuft; denn da

$$\frac{Mc}{MC} = \frac{Mb}{MB} \text{ und } \frac{Mc_1}{MC_1} = \frac{Mb_1}{MB_1}, \text{ aber } \frac{Mb}{MB} = \frac{Mb_1}{MB_1}$$

ist, so muss auch $\frac{Mc}{MC} = \frac{Mc_1}{MC_1}$, d. i. es muss das Dreieck Mcc_1 dem Dreiecke MCC_1 ähnlich und sonach cc_1 parallel zu CC_1 sein.

Da sich nun aus ähnlichen Dreiecken Mcc_1 und MCC_1 ähnliche Figuren zusammensetzen lassen, so wird auch der Stift c eine Figur durchlaufen, die derjenigen ähnlich ist, welche C bei der Umdrehung um M beschreibt. Diese Aehnlichkeit wird aber auch noch dann statt finden, wenn C in einer krummen Linie fortgeht, weil diese als aus unendlich kleinen geraden Linien bestehend gedacht werden kann.

Aus den Seiten $MB = a$ und $BC = Db = b$ und dem Verhältnisse $\frac{CC_1}{cc_1} = n$, in welchem die Seiten der ähnlichen Figuren zu einander stehen sollen, ergeben sich die Seiten $Mb = \frac{a}{n}$ und $bc = \frac{b}{n}$.

Eine andere Vorrichtung dieser Art stellt *Fig.* 224 vor. Hier sind Mab und MAB die ähnlichen Dreiecke, es ist M die feste Drehungsaxe

und B und b sind die Stifte, welche ähnliche Figuren oder Curven beschreiben. Natürlich kann man aber auch B oder b zur Drehungsaxe machen, in welchem Falle aber b und M oder B und M die ähnlichen Figuren durchlaufen.

B. Bewegung in einer körperlichen oder doppelt gekrümmten Curve.

Durch Zusammensetzung von drei in verschiedenen Ebenen liegenden einfachen Bewegungen erhält man eine Bewegung in einer doppelt gekrümmten Curve, die man sich auch als in einer krummen Fläche befindlich denken kann. Um hiernach eine solche Bewegung zu erzeugen, darf man nur zu den früher beschriebenen Bewegungen in ebenen Curven noch eine dritte geradlinige oder kreisförmige Bewegung hinzu bringen, die nicht in einerlei Ebene mit jener Curvenbewegung liegt. So kann man z. B. dem Stifte P in der Vorrichtung *Fig.* 217, 218, 219 u. s. w. noch eine Bewegung in seiner eigenen Axe geben, damit dessen Spitze eine doppelt gekrümmte Curve durchlaufe.

Verbindet man mit der Kreisbewegung eine geradlinige, welche nicht in der Ebene von jener liegt, so erhält man schon ohne Hinzubringen einer dritten einfachen Bewegung eine Bewegung in einer körperlichen Curve. Hierher gehören die Bewegungen an den Schraubenschneidemaschinen, von deren wesentlichen Theilen *Fig.* 225 ein Bild gibt. Hier ist AB ein Getriebrad, welches in die Zahnräder C und D eingreift, die auf den Wellen E und F festsitzen und bewirken, dass die Bewegung der einen Welle auch der andern Welle mitgetheilt wird. Die Welle E bildet eine Schraubenspindel, die bei ihrer Umdrehung dem an der Mutter G befestigten und am Kopfe K in einer Spur LL laufenden Stifte H eine progressive Bewegung ertheilt. Da nun während dieses Fortschreitens die Welle oder Spindel F umläuft, so beschreibt jener Stift auf dem Umfange dieser Spindel eine Schraubenlinie.

Sind r und r_1 die Halbmesser der Getriebräder C und D, und h und h_1 die Höhen der entsprechenden Schraubengänge, so findet folgende Proportion statt $\frac{h}{h_1} = \frac{r}{r_1}$. Um nun mit derselben Vorrichtung verschiedene Schrauben schneiden zu können, ist es nöthig, dass man r oder r_1 oder beide Grössen r und r_1 abändern könne, dass man also Zahnräder C und D von verschiedener Grösse habe und an die Axen von E und F anschieben könne. Aus diesem Grunde wird die Axe M des die Bewegung übertragenden Getriebes durch einen Spalt geschoben, um sie nach Bedürfniss tiefer oder höher stellen zu können. Die ausführliche Beschreibung dieses Gegenstandes gehört in den Artikel SCHRAUBENSCHNEIDMASCHINE.

In Bezug auf Literatur ist bei diesem Artikel neben den besseren Lehrbüchern der Maschinenlehre und Mechanik vorzüglich zu erwähnen: *Lanz et Bétancourt*, Essai sur la composition des machines. IIme édit. Paris 1819. *Weisbach.*

Abbohrvorrichtung. Unter Abbohren (fr. *sondage*, *forage*; engl. *boring the earth*) im Allgemeinen versteht man diejenige Arbeit, durch welche mittels hierzu vorgerichteter Instrumente Löcher von verschiedener Weite, Tiefe und Richtung — sogenannte Bohrlöcher — in dem Erdboden hergestellt werden. Man bewerkstelligt dieses mit dem

Abbohrer, dem Erd- oder Bergbohrer (fr. *sonde*), und zwar meist in der Absicht, um besondere Lagerstätten nutzbarer Fossilien, wie Stein- und Braunkohlen, Kalk, Steinsalz, ingleichen Salzquellen u. s. w. in einem dem Innern nach noch unbekannten Gebirge aufzusuchen; um bereits aufgefundene Lagerstätten dieser Art, sowie den Baugrund bei vorzunehmenden Bauen näher zu untersuchen; um im Innern der Gebirge verschlossenes, reines Wasser an die Erdoberfläche, sowie um unreines und daher unbrauchbares Wasser von ihr weg zu bringen, oder mit andern Worten, um Zu- und Abfluss von Wasser, sogenannte artesische Brunnen, Steig- und Senkbrunnen (fr. *puits artésiens, puits forés, fontaines jaillantes*; engl. *artesian wells*), im Gegensatze der Ziehbrunnen und Röhrenleitungen zu erzeugen; endlich um ebendasselbe hinsichtlich der Luft, besonders in den Grubenbauen, zu bewirken, sich also in jenem wie in diesem Falle Wasser- und Wetterlosung zu verschaffen.

Sämmtliche Zwecke lassen sich erreichen, indem man das Bohrloch entweder durch das Stangenbohren mittels unter einander verbundener eiserner Stangen, die am untersten in das Gebirge eindringenden Ende zweckmässig armirt sind, oder durch das Seilbohren herstellt, bei welchem die Stangen durch ein Seil vertreten werden, an dessen unterem Ende die zweckdienlichen eigentlichen Arbeitsinstrumente befestigt werden.

In beiden Fällen kommt es hauptsächlich darauf an, in welcher Substanz, in welcher Richtung und bis in welche Tiefe das Abbohren geschehen soll; namentlich ist es die letztere, welche die meisten Rücksichten erfordert, indem mit ihrem Wachsen die Betriebsschwierigkeiten unverhältnissmässig zunehmen. Eine scharfe Grenze in den hinsichtlich obiger Hauptumstände zu treffenden Vorkehrungen jeder Art lässt sich nicht ziehen, wie denn überhaupt das Abbohren eine von denjenigen Arbeiten ist, wo sehr oft, bei der Vielseitigkeit dessen, was sich dabei ereignen kann, der Zufall in Verbindung mit der genauesten Sachkenntniss über die zu ergreifenden Massregeln entscheiden muss. Für eine bedeutende Zahl von Verhältnissen, die beim Abbohren eintreten, bestehen jedoch mannichfache Auskunfts- und Förderungsmittel, unter denen dann, mit Bezugnahme auf den eben vorliegenden Fall, gehörige Auswahl, zuweilen mit bedeutender Modification der Vorrichtungen, zu treffen ist.

Obgleich, was hier vorausbemerkt werden muss, die Weite des Bohrloches bei vielen dieser Mittel gleichgültig erscheint, so ist ihre Bestimmung doch keineswegs ganz gleichgültig, da es sich jedenfalls mit einem etwas weiteren Bohrloche besser als mit einem zu engen umgeht und das Wenige, was man bei einem Loche der ersten Art mehr an Masse zu gewinnen hat, in keinem Vergleich zu den Vortheilen eines solchen der zweiten Art steht; $3\frac{1}{2}$ Zoll möchte die mindeste anzurathende Weite sein.

Die Bohrarbeiten, sowohl die mittels Stangen als die mittels Seil, lassen sich eintheilen:

1) in die Vorkehrungen zu den Bohrarbeiten oder das Begründen eines Bohrapparates;

2) in das eigentliche Abbohren;

3) in die Ausförderung dessen, was erbohrt worden ist;

4) in die Beseitigung der bei 2 und 3 eintretenden Hindernisse.

I. Ueber das Stangenbohren.

In den unten genannten Schriften*) und technischen Journalen ist viel hierher Gehöriges enthalten, eine Menge der hierin gegebenen Vorschriften aber begründen sich nicht auf Erfahrung, von der hauptsächlich beim Abbohren das Anhalten entnommen werden muss, oder führen auf zu complicirte, sowohl schwer herzustellende als schwer im Stande zu haltende Hülfsmittel und reduciren sich daher bedeutend, sobald, wie es hier der Fall sein soll, nur dasjenige, was sich in den verschiedenen Arbeitszweigen wirklich bewährte, aufgenommen, alles bloss auf Vorschlägen beruhende, oder was sich nicht als brauchbar empfohlen hat, ausser Acht gelassen wird.

1) Vorkehrungen beim Stangenbohren, oder Begründen eines Bohrapparates.

Das Bohrloch möge gebohrt werden, in welchem Boden, in welcher Richtung und wie tief es wolle, so ist

A) der Erd- oder Bergbohrer selbst, als das theuerste Stück des Apparates, als Hauptgegenstand zu betrachten. Er besteht aus den Oberstücken (fr. *la tête*), aus den Mittel- oder Schaftstücken (fr. *la tige*), aus den Unter- oder eigentlichen Bohrstücken (*les outils*) und aus den Wechselstücken; die Ober- und Unterstücke haben sehr verschiedenartige Einrichtung, die Mittelstücke, insbesondere Bohrstangen (fr. *alonges;* engl. *lengthening*

---

*) G. Lehmann, Beschreibung eines Bergbohrers. Züllichau 1750.
Selbmann, vom Erd- oder Bergbohrer und dessen Gebrauch. Leipzig 1828.
v. Langsdorf, Salzwerkskunde. Heidelberg 1834 (7tes Capitel).
F. Garnier, über die Anwendung des Bergbohrers zur Aufsuchung von Brunnenquellen u. s. w. Aus dem Französ. übers. von J. Waldauf v. Waldenstein. 20 Steintaf. Wien 1824.
J. A. Blume, die artesischen Brunnen. Dresden 1831.
C. Boner, vollständiger Unterricht über die Anlage der Bohr- und artesischen Brunnen. 4 Steintaf. Münster 1831.
J. Gambihler, gründliche Anweisung ... beim Bohren von artesischen Brunnen, mit J. A. Gugler bearbeitet. 2te Aufl. mit 5 Taf. Nürnberg 1833.
I. A. und A. E. v. Bruckmann, vollständige Anleitung zur Anlage ... der artesischen Brunnen. Mit 9 Steintaf. Heilbronn 1833.
J. v. Jacquin und P. Partsch, die artes. Brunnen in und um Wien. Mit 1 Taf. Wien 1831.
G. Meyer, die neuesten Erfahrungen ... im Bohren der artes. Brunnen. Mit 92 Abbild. Quedlinburg 1833.
J. H. M. Poppe, die artes. Brunnen u. s. w. 2te Aufl. mit 4 Steintaf. Tübingen 1831.
K. W. Schimming, über artes. Brunnen. Mit 2 Taf. Halle 1831.
J. A. Spetzler, Anleitung zur Anlage artes. Brunnen. Mit 6 Steintaf. Lübeck 1832.
Héricart de Thury, geol. und phys. Betrachtungen über das Entstehen von Springquellen durch gebohrte Brunnen u. s. w. u. über den gegenwärt. Standpunkt der Brunnenbohrkunst u. s. w. Aus d. Französ. übers. u. verm. von C. W. Frommann. Mit 8 Steintaf. Coblenz 1833.
C. W. Frommann, die Bohrmethode der Chinesen u. s. w. Coblenz 1835.
H. Paulucci, das technische Verfahren bei Bohrung artesischer Brunnen. Mit 4 Steintaf. Wien 1838.
Sello, über das Abbohren weiter Bohrlöcher mit dem Seilbohrer. Karstens Archiv Bd. 9. 1836.

rod) genannt, sind bis auf die Länge von gleicher Beschaffenheit und die Wechselstücke stellen sich als Bohrstangen von kürzerer Länge dar.

Zu allen genannten Stücken darf nur sehr zähes, weder zu weiches noch zu hartes und von allen Bruchrissen freies Eisen verwendet werden; ihre Verbindung (fr. *ajustage*, *assemblage*) wird entweder durch Schrauben (fr. *assemblage à vis*), oder durch Gabeln (fr. *assemblage à enfourchement*) bewirkt. Die erste Verbindungsmethode ist in *Fig.* 1 (Taf. 8) vorgestellt; es ist aus dieser Abbildung ersichtlich, wie von jeder Bohrstange das eine und zwar stets das bei der Arbeit nach oben hingekehrte Ende mit einer, meistens und am besten rechts angeschnittenen, Schraube *a*, das andere nach unten hin gerichtete mit einer Mutter *b* versehen ist, deren Gewinde dem der Schraube völlig conform ist; durch diese Stellung von Schraube und Mutter wird eine Verunreinigung letzterer durch Schmutz und dergleichen umgangen. Die zweite Art, das Stangenschloss einzurichten, zeigt *Fig.* 55 auf Taf. 9; hier ist das obere Stangenende mit einer 15—16 Zoll langen Zunge *a*, das untere mit einer eben so langen über die Zunge passenden Gabel versehen; Zunge und Gabel sind an drei entsprechenden Stellen gelocht, und können durch hindurch geschobene Schraubenbolzen in innige Verbindung gebracht werden. Um durch die Durchlochung weder Zunge noch Gabel zu schwächen, sind dieselben bei *e*, *e* etwas ausgeschweift. Das Ende der Zunge aber und die Enden der Gabel werden so gebildet, dass beide verbundene Stangen schon bei dem Aufschieben eine Lage annehmen, in welcher ihre entsprechenden Lochungen über einander treffen. Alle Dimensionen müssen bei allen Schlössern genau nach einer Lehre angefertigt werden, damit sich die einzelnen Theile, ohne dem genauen Schlusse Eintrag zu thun, gegen einander austauschen lassen. — Eine dritte Methode mit Vorsteckbolzen und übergeschobenem Muffe (*assemblage à manchon*) verdient wegen ihrer Unzweckmässigkeit kaum erwähnt zu werden.

Als beste Querschnittsform der eigentlichen Stange hat sich das Quadrat mit nur schwach verbrochenen Ecken bewiesen, da es in der Herstellung und Erhaltung am wohlfeilsten, der leichten Handhabung der Stangen keinesweges hinderlich und besonders für die Anlegung der sogenannten Stangenhaken oder Schlüssel, durch welche das Drehen des ganzen Gestänges und das Zusammen- oder Auseinanderschrauben mehrerer Bohrertheile durch Zu- oder Aufdrehen der betreffenden Gewinde bewirkt wird, sehr geeignet ist. Die Schraube *a* *Fig.* 1 (Taf. 8) muss beim Schraubenschlosse die volle Stärke der Stange zum Durchmesser haben und da, wo sie in letztere übergeht, ohne alles Gestämme vorgerichtet sein, indem durch ein solches die Freiheit, die Gewinde nach Belieben fest in einander zu schrauben, benommen wird. In mässigem, etwa zehnzolligem, Abstande vom letzten Schraubengange aber versieht man jede Stange mit einem abwärts gekehrten Gestämme, dem sogenannten Bunde *c*, einem fest umgelegten und angeschweissten Ringe, der dazu dient, die betreffende Stange auf einem deshalb über dieselbe geschobenen, gehörig unterstützten Stangenschlüssel (fr. *clef*, *clavette*) (*Fig.* 2) zum Aufsitzen und somit zum Feststehen zu bringen, wenn die nächsten oberhalb befindlichen Stangen an- oder abgeschraubt werden sollen. Eine Erleichterung für die Bohrarbeit, besonders, wie später sich zeigen wird, wenn Störungen durch Brüche und dergleichen eintreten, ist es, wenn jede Bohrstange, sobald deren Länge 6 Fuss übersteigt, in der

Mitte ihrer Länge noch mit einem zweiten Bunde versehen wird. Sowohl die durch Schraube, Stange und Mutter jedes einzelnen Mittelstücks gehende Axe muss eine möglichst gerade Linie bilden, als dies auch bei mehreren zusammengeschraubten Bohrstangen und, soweit sie nur zu erreichen steht, beim ganzen noch so langen Bohrgestänge vom Ober- bis zum Bohrstück unerlässliche Bedingung ist. Meistens richtet man je 2 und 2 Bohrstangen, einen sogenannten Stangenzug, im handwarm gemachten Zustande mittels leichter Hammerschläge auf einer hierzu besonders hergestellten Richtbank unter einer durch mehreres oder minderes Zusammenschlagen (Zusammenschrauben) bewirkten Richtungsveränderung. — Ein Hauptgegenstand bei den Stangen ist ferner die Art und Weise, wie man die Schraubenmutter an denselben anbringt; früher stauchte man an der betreffenden Stelle die Stange und schlug die Höhlung für die Mutter hinein, wodurch die Gewinde in ziemlich winkelrechte Lage mit der Streckung des Stangeneisens kamen und weniger gut hielten; jetzt biegt man Flacheisen von einer die Länge der Mutter etwas übertreffenden Breite über einen Dorn, setzt auf der einen Seite ein Stück Bohrstange von 10 — 12 Zoll Länge ein und schweisst beides zusammen. Die hierauf eingeschnittenen Gewinde, meist von 2 Zoll Gesammtlänge bei 4 — 5 Gängen auf den Zoll, fallen in die Längenrichtung des Flacheisens und werden hierdurch haltbarer. Gut ist es, zu den Muttern ein weicheres, zu den Schrauben und sonach zu den Bohrstangen ein härteres Eisen zu wählen. Man erreicht diesen Zweck, wenn man zu den Muttern geschmiedetes, zu den Stangen gewalztes Eisen nimmt.

Für die Stärke der Stangen genügt 1 — $1\frac{1}{8}$ Zoll für Bohrlöcher bis zu 200 Fuss Tiefe; $1\frac{1}{4}$ Zoll für dergleichen zu 600 Fuss; $1\frac{1}{2}$ Zoll für Löcher bis zu 800 Fuss und $1\frac{3}{4}$ bis höchstens 2 Zoll für dergleichen bis zu 1000 und mehr Fuss Tiefe. Es ist allemal besser, etwas mehr als zu wenig Stärke in die Stangen zu legen, da durch ein starkes Gestänge das nachtheilige Schwanken im Bohrloch und das Anstreifen an dessen Seitenwänden einigermassen aufgehoben wird. — Die Stärke, wie sie einmal angenommen ist, behält man bei allen Stangen gern bei, damit man für den Fall der Noth einen Wechsel derselben ohne neue Gefahr vornehmen könne. Will jedoch die Dicke bei Ueberschreitung der zugehörigen Tiefen nicht mehr ausreichen, so bedarf es im Anfange nur einer geringen Verstärkung der unteren Stangen. Mit besonderer Rücksicht auf obigen Fall müssen auch die Gewinde sämmtlicher Bohrertheile von möglichst gleicher Beschaffenheit sein. Als zweckmässigste und für tiefe Bohrungen gültige Länge der Stangen hat sich, mit Rücksicht auf die von derselben abhängige Einrichtung des Bohrhauses und den geringsten Zeitaufwand beim Ausheben des Bohrers aus dem Bohrloche und Einhängen in dasselbe, die von 14 — 15 Fuss erwiesen. Bei Löchern, die nur 100 — 150 Fuss Tiefe erreichen sollen, genügt eine Länge der einzelnen Stangen von 6 Fuss. Sämmtliche Stangen eines und desselben Bohrapparates müssen möglichst gleiche Länge haben und numerirt sein, so dass die tiefste Stange mit No. 1 bezeichnet ist.

Um bei sehr tiefem Bohren das so schädliche Stauchen des Gestänges zu vermeiden, hat v. Oeynhausen eine auch anderwärts mit Vortheil angewendete Vorrichtung empfohlen, das Wechselstück oder den Schieber, ein zwischen zwei Stangen einzuschraubendes Zwischenstück von veränderlicher Länge, durch welches der untere Gestängtheil insoweit unabhängig von dem oberen gemacht wird, dass er das Gewicht

des oberen durchaus nicht zu tragen hat, übrigens aber durch den Obertheil des Gestänges in die Höhe gezogen wird. Der obere Theil des Gestänges kann, da er nur ziehend zu wirken hat und beim Setzen oder Abbohren immer am Schwengelkopfe hängen bleibt, schwächer gemacht werden, als wenn er in festem Zusammenhange mit dem untern Theile sich befände; letzterer muss aber, um beim Niederfallen das gehörige Kraftmoment auszuüben, etwas stärker gemacht werden als gewöhnlich. In *Fig.* 56 auf Taf. 9 ist ein solches Wechselstück abgebildet; *A* ist die an das obere Gestänge angeschraubte Büchse, zwischen deren Federn sich der Kopf des unteren Gestängtheiles befindet. Diese Büchse hat eine vierkantige Oeffnung, durch welche die vom Kopf ausgehende Stange hindurch geschoben ist; die Bewegung des Kopfes zwischen den Federn und der Stange in der Büchse ist nur nach der Richtung der Bohrstangen möglich und eine drehende Bewegung des oberen Theiles pflanzt sich daher auch vollständig auf den unteren Theil fort, ferner ist die mögliche Bewegung durch die Länge der Federn begrenzt, und wenn daher der obere Gestängtheil höher gehoben wird, muss der untere nachfolgen, da sich der Kopf auf den oberen Rand der Büchse auflegt.

Die wesentlichen Vortheile eines solchen Schiebers, welcher nach Umständen 6 — 14 Zoll freie Bewegung gestattet und in 200 bis 300 Fuss Höhe über dem Bohrinstrumente eingeschraubt wird, sind, wie sie die Erfahrung bestätigt hat, ausser fast gänzlicher Vermeidung von Gestängbrüchen, welche selbst in ziemlich weiten Bohrlöchern statt finden, eine Verminderung des Gesammtgewichtes des Bohrers, indem das Gewicht der oberen Stangen beträchtlich vermindert werden kann, und damit eng verbunden eine Ersparung von Arbeitern sowohl am Schwengel, als auch am Rade. Endlich wird auch durch Anbringung eines Wechselstückes das Nachfallen des weicheren Gebirges vermieden, welches durch das Reiben des Gestänges an den Bohrlochswänden, namentlich aber durch die krummgedrückten Ausbiegungen des Gestänges verursacht wird.

Die Unter- oder eigentlichen Bohrstücke (fr. *les outils*) sind nach Beschaffenheit der zu durchbohrenden Gebirgsschicht verschieden eingerichtet, müssen aber, als angreifender Theil des Bohrers, das gemein haben, mit vorzüglicher Sorgfalt gefertigt und in Bezug auf ihre Stärke besonders reichlich, namentlich in den mannichfachen hier vorkommenden Biegungen und Wendungen der betreffenden Instrumente, bedacht zu sein.

Für festes, wenig zerklüftetes und zerrissenes Gestein, wie Sandstein, Porphyr und dergleichen, bedient man sich eines durch Aufstossen auf die Bohrlochsohle wirkenden Meiselbohrers (fr. *ciseau*, engl. *chisel borer*), von der in *Fig.* 3, *a* u. *b* (Taf. 8) dargestellten Einrichtung. Der zum Verstählen des Meisels verwendete Stahl muss, damit er sich vom Eisen nicht abtrennen könne, mit demselben nach *Fig.* 3, *b* zusammengeschweisst werden. Die schmalen Seiten des Bohrers müssen, bevor sie sich an die Stange anschliessen, auf 2 — 3 Zoll beinahe lothrecht von der Schneide aufsteigen, damit sie nicht zu schnell beim Gebrauch sich abreiben und hierdurch eine Verkürzung der Schneide und ein Engerwerden des Loches, sowie anfängliche Erschwerung der Arbeit nach dem Ersatz eines stumpfen Bohrmeisels durch einen scharfen veranlassen. Die breiten Seiten des Bohrers sind mit lothrechten Rinnen *d* zu versehen, durch welche die beim Gange des Boh-

rers im Bohrloche erbohrte Masse, der Bohrschmand, leichter aufsteigen kann, wenn der Bohrer nach erfolgtem Aufheben mit Hülfe irgend eines hierzu geeigneten Mittels niederfällt. Hält sich das Bohrloch nicht selbst voll Wasser, so muss solches nachgegossen werden, damit die Schneide sich nicht erhitze und somit besser greife. Die Schneide darf, besonders bei festem Gestein, nicht zu dünn sein und darf nicht in gerader, sondern muss in schwach nach oben gebogener Linie ausgeschmiedet sein, da sie sonst leicht ausbrechen würde, und die ihr zu gebende Härte muss sich ebenfalls nach dem in der Lochsohle anstehenden Gestein richten. Damit jene nach jeder Schärfung immer gleiche Länge behalte, justirt sie der Schmied durch Einhalten, entweder in einen, dem Bohrloche an lichter Weite gleichen Blechring, oder in eine nach *Fig.* 4 geformte Blechlehre. Das Fort- oder Umsetzen des Meiselbohrers nach jedem Stoss, durch welches die Rundung des Loches erzeugt und erhalten werden muss, bestimmt sich, wie die Härtung der Schneide, nach dem zu durchbohrenden Gestein. Die Länge des ganzen Bohrers darf nicht über 3 Fuss betragen, da sonst die Schärfung durch Handhabung des zu grossen Gewichts im Feuer erschwert werden würde. Immer müssen von diesen Bohrern mehrere vorhanden sein.

Uebrigens lässt sich der Meiselbohrer bis zu 8 und 9 Zoll Lochweite brauchen. Bei noch weitern Löchern stellt man zuförderst ein engeres her und bohrt dessen Weite nach (*Fig.* 28 u. 29 Taf. 9). In zerklüftetem Gestein, in dem die Meiselbohrer sich häufig fangen und dadurch zu vielem Aufenthalt Veranlassung geben, gebraucht man den weiter unten beschriebenen Kronenbohrer.

Für Thon, der nicht schwammig ist, eignet sich der Kreuzlöffel (fr. *trépan*). Er wirkt wie der Meisel durch den Stoss und besteht aus einer, aus starkem Schwarzblech zusammengesetzten, schwach nach oben sich verjüngenden, am Untertheil mit einem Eisenkreuz *e* armirten Hülse (*Fig.* 5 Taf. 8). Die Schneiden dieses Kreuzes sind gestählt, um besser und mit Ausdauer in den Thon eindringen zu können, der beim scharfen Auffallen des Instrumentes in dasselbe sich einarbeitet und somit jene Hülse nach und nach füllt. Während beim Bohren mit dem Meiselbohrer, sowie bei allen Bohrern, die durch Stoss und Schlag wirksam gemacht werden, das Erbohrte durch eine besondere Arbeit, das sogenannte Löffeln, nach vorherigem Wechsel der betreffenden Instrumente, an den Tag geschafft werden muss, vereinigt der Kreuzlöffel beide Zwecke. Er lässt sich bis zu 8 Zoll Weite der Löcher mit Vortheil brauchen.

In sehr festem und zähem Thone wendet man flache Meiselbohrer nach *Fig.* 3 an.

Im schwammigen Thone kann man nur mit dem Schnecken- und Bodenbohrer (fr. *tarière*) (*Fig.* 6, 7 u. 8) fortkommen, da in ihm der Kreuzlöffel sich leer zurückzieht. Sowohl der erste als der letztere eignen sich auch für Braunkohle sowohl erdiger als holziger Art. Beide Bohrer haben bis auf den Umstand, dass sie am Untertheile etwas mehr geschlossen sein müssen, um das einmal Gefasste nicht wieder zu verlieren, sehr viel Aehnliches mit den vom Zimmermann gebrauchten gleichbenannten Instrumenten, müssen gleich diesen in drehende Bewegung bei gleichzeitig niederwärts statt findendem Druck versetzt werden, wenn sie angreifen sollen, und wirken dabei wie der Kreuzlöffel, da man bei ihrer Anwendung keines besondern Ausräumens des Loches

bedarf. Die schneidenden Theile, wie die Schaufel f und f_1 beim Schnecken- und Bodenbohrer, die Schnecke g bei jenem und die Spitze g_1 bei diesem, werden gestählt und geschärft. Das Drehen muss nothwendig hier, wie bei allen zum Bergbohrer gehörigen, nur drehend arbeitenden Bohrstücken, in derselben Richtung, in welcher die Schraubengewinde der Bohrstangen eingeschnitten sind, jedoch mit Vorsicht geschehen, um gerade nur so tief einzudringen, als die Höhe des cylinderförmigen Theils vom Instrumente beträgt, weil ausserdem leicht das Loch über diesem letztern sich vollsetzt, und bei dem ohnedies schweren Gange desselben, da es mit einem grossen Theil seiner Fläche an der Bohrlochswand anliegt, das Zurückziehen aus dem Loch mit Beschwerden verknüpft ist. Des schweren Ganges halber gibt man obiger Höhe nur bis 3 Fuss und lässt sie nach oben, jedoch nur ganz wenig, verjüngt zulaufen. Sehr gut muss bei diesen Instrumenten die vorausgehende Spitze oder Schneide gefertigt sein, damit sie theils gut aushält, theils den Bohrer centrisch richtig, ohne zu starken Druck von oben, nachzieht. Zur Ausräumung des Bodenbohrers bedarf es übrigens eines besonderen messer- oder hakenförmigen Instrumentes.

Im Sande und klaren Grus gebraucht man den Sandbohrer (fr. *étonnoir*) und Sandlöffel. Der Sandbohrer ist nach *Fig.* 9 weiter nichts als ein sehr schneidiger Meiselbohrer mit einem an demselben gut befestigten starken Blechtrichter h von etwas minderer Weite als der Durchmesser des Bohrerkopfs. Dieser arbeitet sich beim fortgesetzten theilweisen Aufstossen und Drehen in die Lochsohle ein, bringt den Sand zum Steigen und endlich zum Eintreten in den Trichter. Statt des Bohrers wendet man auch eine schneckenförmig gewundene Spitze an. Der Sandlöffel (*Fig.* 10) lässt sich am besten als eine etwas modificirte Vereinigung des Bodenbohrers mit der an seinem Untertheil angebrachten Schnecke des Schneckenbohrers bezeichnen. Die Schnecke muss, um mehr aushalten zu können, kürzer und stärker, die Schaufelspalte, um möglichst wenig durchfallen zu lassen, enger und nicht gerade, sondern etwas gewunden aufsteigend, nach oben sich ein wenig erweiternd gestaltet sein. Der Sandlöffel (*Fig.* 11) besteht aus einem hohlen Blechcylinder, mit einem am untersten Punkte eingesetzten Blechventil i und einer ebendaselbst angebrachten starken Stahlschnecke oder stählernen Schneide k. Beim Drehen füllt sich der Cylinder mit Sand an und bringt diesen beim Ausziehen des Gestänges, indem hierbei das Ventil sich schliesst, zu Tage aus.

Beide Instrumente wirken zugleich als Löffel und werden am besten da angewendet, wo das Bohrloch voll Wasser steht, weil dann der Sand einigen Zusammenhang hat.

Steht das Bohrloch im Sande und groben Gruse an, so bedarf es getheilter Operationen, um zum Ziele zu kommen, indem hier erst die groben Stücke entweder im Loche zerstampft und zur Seite ausserhalb des Bereichs desselben getrieben, oder im Ganzen aus dem Loche herausgeschafft werden müssen, ehe ein Weiterarbeiten mit einem der obigen Instrumente möglich ist. Zum Zerstampfen eignen sich, sämmtlich durch den Stoss wirkend, die Bohrkeule, der Kolben-Kronenbohrer und der Spitzbohrer; zum Seitwärtstreiben ebenfalls letztgenannter Bohrer und zum Herausholen der behutsam auf dem Bohrgrund suchende Krätzer oder Fuchsschwanz.

Die Bohrkeule (*Fig.* 12) ist ein in einen runden, unten gut

gestählten Eisenklumpen sich endigendes Bohrstück. Es gleitet leicht ab, wenn feste Knauer vorliegen.

Der Kolbenbohrer (fr. *bonnet carré*) (*Fig.* 13) fasst und zerstampft oder zerbröckelt das Vorliegende mit seinem fünffach zugespitzten Kopfe und wirkt sonach sicherer als die Bohrkeule. Die mittelste Spitze steht gegen die Eckspitzen etwas, etwa $\frac{1}{4}$ Zoll, vor und verläuft sich so in diese, dass sich vier Schneiden bilden.

Der Kronenbohrer ist ein Kolbenbohrer mit nur vier Spitzen (*Fig.* 14), deren gegen einander auslaufende schwach concave Schneiden sich in der vertieften Mitte kreuzen.

Jener Bohrer wie dieser, sowohl in der nach *Fig.* 13 u. 14 angedeuteten Gestalt, als in derjenigen nach *Fig.* 15, wo die Schneiden eine gerade Linie bilden, muss sehr gut verstählt und sorgfältig durch sehr geschickte Schmiede geschärft werden, wenn er wirklichen Nutzen schaffen soll. Besonders hat auch der Schmied darauf zu sehen, den Stahl in beste Verbindung mit der Stange zu bringen, damit bei der sehr gesteigerten Kraft des Aufstossens dieser Bohrer sich nicht vom Eisen abtrennt und im Loche liegen bleibt.

Der Spitzbohrer (*Fig.* 16), auch Pyramidenbohrer genannt, wirkt theils als Schlag-, theils als Keilinstrument. Mit seiner Spitze dringt er ein, spaltet das Vorliegende und macht sich leichter Bahn als der Kolben- und Kronenbohrer. Bisweilen wird er, um Weite zu schaffen, zum Drehen im Loche verwendet, immer aber muss die Spitze nebst den vier Kanten gut verstählt und scharf sein.

Der Krätzer wird später bei den sogenannten Hülfsinstrumenten, wohin er ganz besonders gehört, näher bezeichnet werden.

Die Bohrarbeit in grobem Gruse ist eine der aufhältlichsten und kostspieligsten, besonders dann, wenn sehr feste Gesteinwände in einer gegen die winkelrecht auf das Bohrloch gedachte Ebene geneigten, abhängigen Lage vorliegen.

Die Oberstücke sind minder zahlreich als die Unterstücke und hängen in ihrer Einrichtung und Wahl theils von der Tiefe des Lochs, theils davon ab, ob der Erdbohrer durch Stoss oder Drehen wirken soll. Für Löcher von mässiger Tiefe von 60 — 120 Fuss, wie sie z. B. beim Suchen nach Braunkohlen vorkommen, bedient man sich, wenn der Bohrer gedreht werden soll, des in *Fig.* 17 gezeichneten einfachen Drehhebels (engl. *cross handle*). Mit seinem Gewinde *l* wird er auf die oberste Bohrstange geschraubt und von zwei Mann bei *m* und *n* gedreht, während ein dritter auf der Mitte des Hebels steht oder sitzt, um das die Lochsohle bearbeitende Instrument zum bessern Angreifen zu bringen. Dasselbe Verfahren findet statt, wenn beim Beginn einer Bohrarbeit die Dammerde durchbrochen werden soll. Bei schon tieferen Löchern wendet man zum Drehen des Gestänges, namentlich wenn mehrere Angriffspunkte für die drehende Mannschaft geboten werden müssen, das die Bohrstangen zwischen sich klemmende Drehbündel (*Fig.* 18 u. 22) an. Muss bei Löchern von der eben genannten Tiefe das Bohrerstück durch Stoss wirken, in welchem Falle der Bohrer am besten mittels gewöhnlicher oder Laschenketten am kurzen Arme einer leichten doppelarmigen Hebelvorrichtung aufgehängt und durch Niederdrücken des langen Armes derselben gehoben wird, so lässt man (*Fig.* 19) den Kettenhaken in das Oehr *o* des auf die oberste Bohrstange mit seiner Mutter *p* aufgeschraubten Bohrwirbels (fr. *anneau libre*) eingreifen. Zum leichten

Drehen des Gestänges, wenn ein Meiselbohrer oder anderes Instrument, dessen Gebrauch ein Um- oder Fortsetzen nach jedem Schlage bedingt, angeschraubt ist, dient, nebst der Beweglichkeit des Bohrwirbeluntertheils im Oehre *o*, der entweder angeschraubte oder durchgesteckte kurze Arm *q*, mittels dessen das Wenden des Bohrers um den entsprechenden Theil der Lochperipherie erfolgt, während die unter dem Namen des Schwengels bekannte Hebelvorrichtung niedergedrückt wird und der Bohrer frei hängt.

Steht an der Bohrstange festes Gestein hoch zu Tage aus, so wird sofort mit dem Meiselbohrer zu bohren angefangen und dessen Angreifen entweder durch Aufschlagen mit starken Fäusteln auf ein besonderes aufgeschraubtes Schlageisen (*Fig.* 20), oder durch Anheben und Fallenlassen des Bohrers von denselben anfassenden Arbeitern bewirkt, bis man diejenige Tiefe erreicht hat, in der man sich mit Vortheil des Hebels zum Bohrerheben bedienen kann.

Bei Löchern von bedeutender Tiefe kommt der Umsatz- oder Bohrkrückel (*Fig.* 21) als Oberstück in Anwendung. Er unterscheidet sich nur wenig von vorgenanntem Wirbel und wird bald mit einem, bald mit zwei sich dann winkelrecht kreuzenden Löchern *r* zum Durchstecken von hölzernen Dreh- und Druckstangen *r'* versehen. Seine Lösung von der Bohrkette geschieht leicht durch Ausziehung des Bolzens *s* aus der Gabel *t*.

Die Handhabung des Bohrkrückels oder Wirbels ist allemal dem sogenannten Setzer übergeben, der als practischer Bohrmeister dem übrigen Personale am Schwengel und der ganzen Arbeit vorsteht.

Die Wechselstücke, auch Aufsatz- oder Verlängerungsstücke genannt, sind Bohrstangen von geringer Länge, kommen mit diesen hinsichtlich der Einrichtung von Schraube, Bund und Mutter vollkommen überein und werden dazu gebraucht, den Bohrer bei allmäligem Tiefereindringen zu verlängern, um die wagerechte Lage der Schwengelaxe beim mittleren Hube zu erhalten, ohne hierzu auf einmal eine ganze Stange aufschrauben zu müssen. Meistens lässt man sie bei starken Bohrzeugen von Elle zu Elle, bei schwachen von 12 zu 12 Zoll in der Länge steigen, so dass für Bohrstangen von 14 Fuss Wechselstücke von 1, 2, 4, 6, 8, 10 und 12 Fuss, und für Bohrstangen von 6 Fuss Wechselstücke von 1, 2, 3, 4, 5 Fuss Länge bei einem vollständigen Bohrapparate vorhanden sind.

Zum Bohrapparate gehört ferner ausser dem Erdbohrer selbst

B. Die Vorrichtung zur Handhabung desselben.

Diese Vorrichtung modificirt sich hauptsächlich, jenachdem das Bohrloch, wie es vorzugsweise der Fall ist, senkrecht, oder, wie es nur selten und bloss in Grubenbauen vorkommt, in geneigter und wagerechter Richtung gebohrt werden soll, und besteht entweder in einem einfachen, gar nicht oder nur sehr leicht überbauten Bohrgerüste für Löcher bis zu etwa 300 Fuss Tiefe, oder in einem Bohrhause von mehr oder minder bedeutender Grösse, mit in dasselbe eingebautem Gerüst und sonstigem Zubehör, für Löcher über 300 Fuss Tiefe.

In beiden Fällen muss, wenn die Bohrarbeit nicht bloss in der warmen, sondern auch in der kalten Jahreszeit betrieben werden soll, der Ueberbau der Bohrvorrichtung dauerhaft hergestellt werden, um Mannschaft und Instrumente gegen die Witterung gänzlich zu schützen.

Zur Erleichterung der selbst im günstigen Falle schweren Bohrarbeit sollten alle sich reibenden Theile der Bohrvorrichtungen in jeder Hinsicht gut zusammengerichtet werden.

Bohrgerüste müssen, um vollkommen ihrem Zweck zu entsprechen, bei leicht transportabler Beschaffenheit alle Hülfsmittel in sich vereinigen, deren man beim Bohren in mässige Tiefe bedarf. Als solche, und nur zum Bohren seigerer (senkrechter) Löcher geeignet, stellen sich die auf Taf. II in *Fig.* 76 u. 77 gezeichneten Gerüste dar.

Das Bohrgerüste *Fig.* 76 lässt sich auf jedem ebenen Platze ohne grosse Umstände aufbauen und besteht der Hauptsache nach aus einer, einer Hebelade ähnlichen Vorrichtung, die auf eine starke beim Gebrauch auf den Boden angepfählte Pfostenunterlage befestigt ist. Der aus leichtem und zähem Holze gehauene, mit 4 — 5 Zoll Hub arbeitende, an 11 Fuss im Kraft- und $1\frac{1}{4}$ Fuss im Lastarm lange Schwengel *a* ruht mit dem in seiner Unterfläche fest eingelassenen Zapfen in den an den eichenen Ständern *b* der Hebelade angeschraubten Lagern. An seinem Kopfe befindet sich der Haken *c*, der zum Einhängen der Bohrketten dient, die ihrerseits den Wirbel tragen.

Um dem Bohrer sowohl eine sichere Leitung als eine sichere Unterstützung beim Hängen und Anhohlen zu geben, bedient man sich einer sogenannten Bohrscheibe *d* (*Fig.* 78). Sie besteht aus einem etwa 2 Fuss langen, 1 Fuss breiten und $\frac{1}{2}$ Fuss starken, an den Enden mit Ringen gebundenen Stück Eichenholz, mit einem in der Mitte eingebohrten Loche *e* von einer dem Durchmesser des Bohrloches gleichen, hier meistens 3 — 4 Zoll betragenden Weite, und wird auf ihre ganze Dicke in den Erdboden fest eingelassen und umrammt. Das Loch umgibt man mit einer Eisenleitung und bedeckt es, damit nichts hineinfalle, mit Klappen, die bei *f* in Charnieren gehen, durch dieselben zurückgeschlagen werden können und zusammenstehend in ihrer Mitte nur so viel Raum lassen, dass die Bohrstange bequem hindurch kann.

Beim Bohren sitzt oder steht der Bohrmeister so gegen den Wirbel und seinen Arm, dass ihm dessen Drehen leicht wird.

Das Ausheben des Bohrers bei beabsichtigter Reinigung des Loches oder sonst, so wie das Einsenken desselben ins Loch, geschieht nach Abschrauben des Bohrwirbels vom Gestänge, nach Aushängen der Bohrketten, Niederlegen des Schwengels und Aufschrauben eines, der Hauptsache nach wie jener Wirbel, nur mit grösserem Oehre eingerichteten Seilwirbels auf das Gestänge, anfänglich mit blosser Hand, und später bei schwerer werdendem Gestänge am besten durch einen mit zwei Hörnern versehenen Haspel, der mit seinen beiden Zapfen in zwei, etwa 12 — 14 Fuss hoch bauenden, neben der Hebelade an geeigneten Punkten aufsteigenden, rund gelassenen Spiessbäumen eines dreibeinigen leichten Galgens liegt, dessen Spitze beim Aufrichten so lange gerückt wird, bis sie fast lothrecht über dem Bohrloche steht. Vom 6 — 7 Zoll starken Rundbaume des Haspels führt man dann ein Seil über eine in jener Spitze befestigte hölzerne, 12 — 15 Zoll in der Spur hohe Leitrolle nach dem Oehre des Seilwirbels herab. Zum leichten Ein- und Aushängen des Seiles ist dasselbe mit einem besondern Seilhaken versehen.

Das Bohrgerüst *Fig.* 77 eignet sich, während jenes erste nur, bei etwa 1 Zoll starkem Bohrgestänge, bis 150 Fuss Tiefe mit Sicherheit genügen möchte, für Löcher bis 200 und 300 Fuss Tiefe. Der an 18 Fuss im Kraft- und 1 Fuss 9 Zoll im Lastarm lange Schwengel *g*

ist hier, weil der Hub auf 7 bis 8 Zoll steigt, zur Verhinderung zu grosser Abweichung der Bohrstangenrichtung von der Vertikale, mit einem Krümmling *h* versehen und ruht an und zwischen zwei, den Bohrgalgen mit bildenden Säulen *i*.

Dieser Galgen muss gut aus behauenem Holze und mit so viel Höhe abgebunden werden, dass von der Bohrlochmündung bis zur Kappe *k* reichlich eine ganze Bohrstange, der Wirbel und eine Leitrolle eingeht. Während bei jenem Gerüste mit tiefer werdendem Loche eine Gestängeverlängerung vom Schwengelhaken *c* weg nur durch Fortrücken eines ganzen Kettengliedes und später durch Einschrauben eines Wechselstücks möglich war, ist hier der Schwengel *g* nach der in grösserem Massstabe gezeichneten *Fig.* 79 noch mit einer, denselben Zweck, jedoch bei kürzeren Längen erfüllenden, in die Ketten eingreifenden Schraubenstellung versehen. Die Schraube ruht auf einer den ganzen Schwengelkopf umfassenden Eisenschiene *l* und findet das Muttergewinde in dem bei *m* sich drehenden, zwischen der Scheere *n* auf- und absteigenden Kettenhaken *o*. Das $\frac{1}{4}$ Zoll starke Blechbeschläge *p* lässt die Ketten nicht zur Seite und vom Schwengelkopf abspringen.

Der Rundbaum *q* ist hier, ausser mit zwei Hörnern, noch mit einem Speichen- oder Spillenrade *r* zur Anstellung mehrerer Mannschaft beim Auswinden des wegen grösserer Stangenstärke hier schwereren Bohrers und mit einem Bremse *s* versehen, um sicherer, als es ohne dieselbe möglich wäre, namentlich das Einlassen des Gestänges ins Loch bewirken und reguliren zu können. Bei *t* ist ein durch die Leiter *u* erreichbarer Sitz für denjenigen Arbeiter vorgerichtet, der daselbst beim An- und Abschrauben des Wirbels nöthig ist.

Zur Leitung der Bohrstangen und Unterstützung derselben beim Anholen und Hängen dient hier, dafern nicht Sand und Grus die obersten Terrainschichten bilden und nicht Grundwasser sofort unter dem Rasen zutritt, eine hölzerne, an 3 — 4 Zoll wandstarke, 4 — 6 Fuss lange Röhre, die sogenannte Lehrröhre. Sie wird genau im Lothe und in möglichst gesicherter, durch Einfassung in horizontale Holzgeviere, Umrammelung mit Lehm u. dergl. bewirkter Stellung meist so tief eingegraben, dass ihre oberste, ganz horizontal abgerichtete Fläche einige Fuss unter der Landsohle steht, wodurch man den Vortheil erlangt, den Galgen minder hoch machen zu können, einen sichern Fuss für die Arbeit am Bohrgestänge zu erhalten und dem Bohrmeister, dessen Stand dann ebenfalls schachtähnlich unter jene Sohle verteuft werden muss, eine für sein Geschäft und zwar deshalb mehr zusagende Stellung zu geben, weil er hierdurch Stemmpunkte bei nöthiger gewaltsamer Kraftäusserung erhält, in grössere Entfernung vom Schwengelkrümmling kommt, was für mehrere bei tiefern Bohrlöchern eintretende Operationen von Nutzen ist, und die in Zimmerung gesetzten Wände des hier etwa 5 Fuss im Lichten weiten Schachtes zum An- und Unterbringen der mannichfachen Arbeitsinstrumente, die ihm immer zur Hand sein müssen, wie Stangenschlüssel verschiedener Art, kleine Hämmer zum etwaigen Anziehen und Aufschlagen der Kettenbolzen und dergleichen, brauchen kann.

Die lichte Weite der Lehrröhre muss für den Fall, dass ein späteres Einbringen von Isolirungsröhren ins Loch, zum Abschneiden laufender Sand- und sonst nicht stehender Gebirgsschichten, zudringender Wasser u. s. w. von demselben zu erwarten oder zu befürchten steht, eingerichtet sein, widrigenfalls später, wenn man mit einem schwachen,

etwa 4 Zoll weiten Loche zu bohren angefangen hätte und sich genöthigt sähe, beim Eintritt des obigen Falls das Loch mit mehr Weite nachzubohren, die Röhre herausgerissen und gleichfalls weiter calibrirt werden müsste.

Auf die Lehrröhre kommt in gleicher Absicht, wie bei der Bohrscheibe die Klappen, eine starke Abfangscheere (*Fig.* 80) zu sitzen. Ihre beiden, mit Griffen *v* zum leichten Handhaben beim Oeffnen und Schliessen versehenen Flügel oder Arme drehen sich um den in die Röhrenwand oder die um den Röhrenkopf gelegten starken Holzzwingen eingeschraubten Stift und werden für gewöhnlich durch eine bei *w* und *x* über und in die Röhre eingreifende, an diese gekettete Klammer *y* zusammengehalten.

Bedient man sich zum Anholen und Hängen des Bohrers eines hänfenen Seiles, so kann der Rundbaum aus weichem und die Leitrolle aus hartem Holze, mit eingelegter eiserner Zapfenbüchse, bestehen; wendet man aber hierzu ein schwaches Kettenseil an, so muss Eichenholz zum Rundbaume und eine gusseiserne, mit gehörig geformter Spur zum Eintreten der aufs Hohe stehenden Kettenglieder versehene Scheibe zur Seilleitung genommen worden. Des leichteren Bohranhebens und der längeren Erhaltung des Seiles wegen ist es gut, wenn die Höhe der Scheiben mindestens zwei Fuss beträgt.

Bohrhäuser kommen nur bei tiefen Löchern, bei denen alle im Vorigen bereits genannten Theile des Bohrapparates um vieles stärker gemacht, Instrumente mannichfacher Art im Vorrath und zum sofortigen Gebrauch bereit gehalten und die Bohrarbeiten während des Winters fortgesetzt werden müssen, in Anwendung und schliessen dann gewöhnlich unter Dach und Fach den Arbeitsstand für die Mannschaft am Bohrschwengel, den Bohrschacht für den Bohrmeister und die Lehrröhre, hier meist Bohrtäucher genannt, und die Vorrichtung zum möglichst leichten und sichern Anholen, Hängen und Arretiren des Bohrers ein; ferner eine Wasserkufe zum Reinigen und Abspülen der Bohrinstrumente; einen Platz zum übersichtlichen Aufstellen dieser letztern und eine zu heizende kleine Stube zum Aufenthalt für die Mannschaft während der Ruhezeit, des Wächters an Sonn- und Feiertagen, und zum Trocknen und Aufstellen der von den durchbohrten und durch Löffeln an den Tag gebrachten Gebirgsschichten genommenen Bohrmehlproben.

Ausserhalb dieses Bohrhauses befindet sich dann noch eine Vorrichtung zum Anschneiden starker Schrauben, als unerlässliches Zubehör eines für tiefe Bohrungen bestimmten Apparates, mit einer unter die Sohle des Schneidestocks niedergehenden Röhre zum Aufnehmen des Untertheils der anzuschneidenden langen Bohrstangen; ferner eine Richtbank zum Geraderichten krumm gewordener Bohrstangen, die aus mehreren, etwa zwei Fuss hohen hölzernen Böcken, mit genau in eine wagerechte Ebene fallenden, mit Eisenblech beschlagenen Kappen besteht, auf denen die einzelnen Stangenzüge bei zweimaligem Wenden über das Kreuz richtig aufliegen müssen; ein Platz zum Aufstürzen des durch das Löffeln aus dem Loch geförderten Bohrmehls oder Schlamms, und endlich in Ermangelung einer Schmiede in der Nähe der Bohrstelle eine vollständig eingerichtete Handschmiede nebst Kohlen- und Gezähschuppen. Die meiste Berücksichtigung von allem Genannten verdient, nächst dem Bohrschacht und Bohrschwengel, die Vorrichtung zum Anholen und Hängen des Bohrers (fr. *engins*), weil bei Bohrlöchern von bedeutender Tiefe von 800 bis

1000 und mehr Fuss die beiden so eben genannten Arbeiten, selbst bei zweckmässiger Construction jener Vorrichtung, viel Zeit in Anspruch nehmen, schon wenn das Bohren mit keinen ungewöhnlichen Hindernissen zu kämpfen hat, diese sich aber ungemein steigert, sobald dergleichen eintreten.

Um diese Zeit möglichst abzukürzen, errichtet man bei seiger niederzubringenden Bohrlöchern, die zunächst berücksichtigt werden sollen, lothrecht über dem Bohrloche einen, vom Dach des Bohrhauses aufsteigenden Thurm von 4 — 5 Fuss Geviertweite und solcher Höhe, dass nach Beschaffenheit der Länge einer ganzen Bohrstange, zwei oder drei derselben im verbundenen Zustande in dem Thurme aufgestellt werden können. Die Mehrkosten des Baues decken sich bald, indem das Anholen und Hängen durch die auf die Hälfte oder das Drittel reducirten Kosten bedeutend billiger zu stehen kommt. Die Bewegung des Zug- oder Bohrseiles wird entweder durch einen mit Zahnradvorgelege versehenen Hornhaspel, bei dem die Arbeiter an den meist 18 Zoll hohen Hörnern der Haspelwelle und nach Ermessen noch an einem auf derselben Welle angebrachten, kleinen Speichenrade drehen und das Seil von der Vorgelegswelle weg, über eine unterhalb des Thurmdaches gelagerte Leitscheibe, nach dem auf die oberste Bohrstange aufgeschraubten Seilwirbel herabgeht, oder durch ein grosses an 22 Fuss hohes Spillenrad bewirkt, an und auf dessen Spillen die angelegte Mannschaft, je nach ihrer relativen Stellung gegen den Mittelpunkt des Rades, zieht, drückt oder schiebt, und von dessen Welle das Bohrseil ebenfalls nach der Leitscheibe aufsteigt. Die erste Vorrichtung verdient deshalb den Vorzug vor der letzteren, weil sie bei gleicher von ihr zu erwartender Leistung, vermöge des in ihr liegenden doppelten Vorgeleges, weniger Raum als die erstere einnimmt und noch das Gute hat, dass sie, behufs der Regulirung der Geschwindigkeit beim Einhängen des Bohrgestänges, leichter zu bremsen ist und, weil die Haspelhörner immer in der Hand des Arbeiters liegen müssen, was bei den meist 16 Zoll von einander entfernten Spillen des Spillenrades nicht der Fall ist, mehr Sicherheit gegen etwaiges Flüchtigwerden der Stangen gewährt.

Bei beiden Methoden, den Bohrer zu heben und zu hängen, muss, sobald im ersten Falle ein Stangenzug aufgewunden und von der noch im Loche zurückbleibenden Stangenlänge abgeschraubt, oder im zweiten Falle ein solcher an jene Länge angeschraubt und ins Bohrloch eingelassen ist, das Seil im leeren Zustande nieder bis zum Bohrtäucher oder in die Höhe bis zur Leitscheibe gehen, um von neuem in die zum frischen Angriff geeignete Lage zu kommen. Um diesen Leergang zu beseitigen, dürften statt nur einer Leitscheibe zwei in gehöriger Lage ganz nahe zusammen angebracht, und von jeder Seilwelle gleichzeitig zwei Seile, das eine von ihrem Ober-, das andere von ihrem Untertheile weg, nach den genannten Scheiben geführt werden. Das eine wird dann steigen, während das andere sich senkt. Bei der Höhe, in der die Seilscheiben liegen, welche für einen nur aus zwei und zwar 14füssigen Stangen bestehenden Stangenzug gegen 33 Fuss beträgt, würde das nicht völlig lothrechte Aufsteigen der Stangen vom Loche weg keinen erheblichen Nachtheil zur Folge haben.

Das Zugseil bei sehr tiefen Löchern besteht meistens aus Hanf und hat die Form eines Bandseiles. Für 900 — 1000 Fuss Tiefe und ¾zolliges Gestänge genügt eine Breite und Dicke desselben von 5½ und 2 Zoll.

Die eine Hälfte der Seillitzen muss rechts, die andere links gedreht sein, wodurch man verhindert, dass das Seil läuft. Die Anwendung von Ketten statt der Hanfseile findet wegen der dann nöthigen Menge, Stärke und Starrheit der Glieder und der Möglichkeit, bei deren Fertigung erheblichere Fehler als bei der Seilbildung aus Hanf und dergleichen zu begehen, ihre Schwierigkeiten; ein ungleich besserer Erfolg lässt sich vom Gebrauche des Drahtseiles zu diesem Zweck erwarten.

Das Bremsen geschieht durch das gewöhnliche Mittel der Frictionserzeugung, auf einem auf der Haspelwelle aufgekeilten Bremsrade von der Höhe des Vorgelegzahnrades im ersten, und dem Spillenradumfange im zweiten Falle der Bohranhebungsart; hier wie dort muss aber das ganze beschriebene gangbare Zeug stark und im guten Zustande erhalten sein.

Den Seilscheiben für Hanfseile gibt man bei tiefen Bohrungen gern 3 — 4 Fuss Höhe; mehr und zwar gegen 8 — 9 Fuss würde man bei Anwendung von Drahtseilen geben müssen.

Was den Bohrschacht betrifft, so muss dieser, da in ihm die Mündung des Bohrtäuchers ausgeht und die Arbeit am Bohrgestänge vorgenommen wird, welche Arbeit bei sehr tiefen Löchern mitunter viel Raum und stets eine äusserst sichere Sohle voraussetzt, indem allein das beim Freihängen des $\frac{3}{4}$zolligen Gestängs im Loche vom Bohrtäucher getragene Stangengewicht an 55 Ctr. für 800 Fuss Lochtiefe beträgt, mit 7 — 9 Fuss lichter, quadratischer Weite angelegt und möglichst sicher, nöthigenfalls durch Zimmerung nach bergmännischem Verfahren verwahrt werden, bei welcher ein 7 — 9 Zoll starkes Stammholzgeviere auf dem andern liegt. Dem Bohrtäucher gibt man wo möglich an 12 — 16 Fuss Länge und eine solche Weite, dass man später ohne Umstände sich etwa nöthig machende Isolirungsröhren einbringen kann. Meist wird man mit 9, 12, 16 und 18 Zoll lichter Weite für Bohrlöcher von 400, 600, 800 und 1000 Fuss und darüber ausreichen. Am Obertheil spannt man den Bohrtäucher in starke von jener Zimmerung getragene Hölzer ein, während er mit seinem, mit einem gestählten und geschärften Eisenschuh versehenen Untertheil fest in die Landsohle eingesetzt wird.

Die Tiefe des Schachtes lässt sich im Voraus nicht bestimmen, indem sie von der Beschaffenheit der Terrains und der Tiefe unter dem Rasen abhängig ist, in welcher man auf Grundwasser stösst. Hindert nichts, so geht man wenigstens so tief, dass die Oberfläche des Bohrtäuchers und der ihn einspannenden Hölzer 6 — 7 Fuss unter die Sohle des Bohrhauses zu liegen kommt. Mindestens in 2 Fuss 6 Zoll Tiefe unter dieser Oberfläche legt man dann die Trittbühne für den Bohrmeister ein. Unter ihr geht endlich der Schacht für gewöhnlich noch so weit nieder, bis man das Grundwasser erreicht, was bei der Eigenthümlichkeit der Gebirge, in denen durch Abbohren irgend etwas zu erlangen steht, und da man sich nicht auf dem Berge ansetzt, spätestens bei 20 — 22 Fuss eintritt. Für die Arbeit während des Winters hat ein tiefer Bohrschacht noch das Gute, dass er sich etwas wärmer als ausserdem hält, was für die Bohrinstrumente und deren Handhabung von wesentlichem Nutzen ist.

Der Bohrschwengel (fr. *levier*, *balancier*; engl. *spring bar*) lässt sich für Bohrlöcher bis etwa 800 Fuss Tiefe, bei gehöriger Ver-

stärkung und Verlängerung der Theile, auf die oben angedeutete Art einrichten; für tiefere Löcher aber muss man ihn deshalb etwas anders construiren, weil die dann anzuhebende Last zu gross und es deshalb schwer wird, den Krümmling und Kettenhaken gegen das Abbrechen zu schützen. Man setzt jenen deshalb nach *Fig.* 81 zusammen: *a* ist der zu Verminderung der Reibung bei so bedeutendem Stangengewicht gern in Metalllager eingelegte Zapfen des Schwengels und *b* der der Bohrstangen. Diese gehen am höchsten Theile des letzten durch den durchgelochten Schwengelkopf geschobenen Gliedes *c* in Schraubengewinde *d* aus, und werden von einer starken Schraubenmutter getragen, die auf einer an beiden Seiten mit Zapfen versehenen und mit denselben in besondere Lager eingelegten Stossscheibe *e* ruht. Beim Anhub des Bohrers, der hier bis 10 und 11 Zoll beträgt, nimmt die genannte Stossscheibe und mit ihr das von ihr Getragene die der Bogenbewegung des Schwengels entsprechende Lage an. Die mechanischen Längen dieses letztern sind 20—22 Fuss für den Kraft- und 2 Fuss für den Lastarm. Den Bohrketten gibt man zum Querschnitt $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3}$ desjenigen, den die Bohrstangen haben.

Auf Tafel 11 stellt *Fig.* 82 im Grundriss die Eintheilung eines für sehr tiefe Bohrlöcher brauchbaren Bohrhauses mit zum Bohreranheben eingebautem Vorgelegehaspel, und *Fig.* 83 die eines solchen mit für gleichen Zweck gehängtem Spillenrad dar; *Fig.* 82, *a*, 82, *b* und 83, *a*, 83, *b* sind die zugehörigen Aufrisse. In sämmtlichen Ansichten bezeichnet *aa* die Schwengelmitte, *bb* den Stand der Bohrmannschaft zu beiden Seiten des Schwengels, *cc* den Bohrschaft, *dd* die Vorrichtung zum Bohreranholen, *ee* den Bremsdrückelraum, *ff* die Arbeiterstube, *g* das Spühlfass, *hh* die Schmiede, *ii* den Kohlen und Gezähschuppen und *kk* den Bohrthurm.

2) Ueber das eigentliche Abbohren.

Das hier zu Erwähnende betrifft grösstentheils die in den verschiedenen Momenten des Arbeitsganges zu ergreifenden Massregeln und die Arbeitsresultate, welche erlangt werden können.

Zur Bohrmannschaft wählt man gern kräftige Leute, die sowohl zum Drücken, als zum Heben und Drehen ohne Gefahr gebraucht werden können; der Bohrmeister ist der erste derselben und deren Aufseher. Er wird meistens für vorfallende Fehler verantwortlich gemacht.

Beim ersten Anfange reichen, einschliesslich des Bohrmeisters, drei Mann zum Betriebe hin. Mit ihnen kann man gegen 60—70 Fuss tief niederkommen, und es wird die Zahl der Arbeiter hier weniger durch die Gestängschwere bestimmt, als dadurch, dass man beim Anholen des Bohrers wenigstens einen Mann, sowohl bei der betreffenden Vorrichtung als zum An- und Abschrauben des Seilwirbels, anstellen muss.

Obgleich bei tiefern Bohrlöchern die Lehrröhre und der Bohrtäucher die Richtung des Loches sichern, so wird doch zuweilen, namentlich bei sehr weiten Bohrtäuchern und mässig weit angesetzten Löchern, in der anstossenden Tiefe das Bohrgestänge stellenweise mit hölzernen, durch Ringe gebundenen, das Loch fast ausfüllenden Leitungen oder Hülsen versehen. Diese ruhen auf dem Bunde der betreffenden Stange und zwingen das Bohrgestänge genau in der Mitte des Loches zu bleiben und dessen lothrechte Richtung zu verfolgen; sie werden abgenommen, sobald man ohne sie dieselbe ferner einzuhalten glaubt.

Selbst wenn bereits durch Eindrehen des Schnecken- oder Boden- oder durch Anwendung eines Meiselbohrers oder eines sonst hierzu geeignet gefundenen Instruments vielleicht 10 — 12 Fuss tief abgebohrt ist, hat doch das Bohrgestänge noch so geringes Gewicht, dass man dasselbe namentlich dann mehr und minder beschweren muss, wenn man zum Fortsetzen der Arbeit sich des die Fallkraft des Bohrers vermindernden Schwengels zu bedienen hat. Man hängt oder legt zu diesem Zweck Gewichte an oder auf den Schwengelkopf und schraubt an das Gestänge unterhalb des Bohrkrückels in einer später näher bezeichneten Stelle die Fallscheere oder das Stangenbündel (*Fig.* 23 Taf. 8) an. Diese Scheere muss deshalb schon von einiger Schwere sein, mehr aber noch ist dies nothwendige Folge einer zweiten und bei weitem wichtigern Absicht ihrer Anwendung, nämlich das Bohrgestänge sowohl bei eintretendem Bruch der Bohrketten, für den Fall, dass man über einer Gebirgshohlung bohrte, nicht tiefer als 1 — 2 Zoll unter den gewöhnlichen Hub fallen zu lassen, als überhaupt das Zurückstürzen des Bohrgestänges ins Bohrloch zu verhindern, wenn dasselbe vielleicht durch eine momentane Klemmung hoch über der Lochsohle steht und man, um dasselbe los zu machen, an demselben herumarbeitet, welche Zwecke nicht ohne bedeutende Stärke der Scheerenarme und der Zugschraube zu erreichen stehen.

Was man anfänglich zu beseitigen suchen musste, der Einfluss der Schwengelschwere beim Bohrerfall, dient später, wenn das Loch an Tiefe und das Gestänge an Schwere zugenommen hat, insofern zum Nutzen, als hierdurch die Vehemenz jenes Falles in etwas gemindert und das zu schnelle Zusammenstauchen oder Brechen vermieden wird. Inwiefern dem Zusammenstauchen durch Anbringung eines Wechselstückes oder Schiebers vorgebeugt werden kann, ist schon oben angedeutet worden.

Die Folgen des Stauchens machen sich vorzüglich und zunächst an den Schrauben bemerkbar; sie arbeiten sich hierdurch etwas ab und müssen nach Verlauf einiger Zeit fester und fester zusammengedreht werden, bis dies selbst nach Umwickelung der Gänge mit feinen Hanf- und Flachsfasern nichts mehr hilft und man das Schraubengewinde im Feuer stauchen und nachschneiden muss. Zum Einschmieren der Gewinde, mit dem man nicht sparsam sein darf, bedient man sich des Baumöls.

Mit zunehmender Tiefe des Loches muss die Mannschaft am Bohrschwengel vermehrt werden; als Erfahrungssatz in dieser Beziehung rechnet man für ungefähr 80 Fuss Tiefenzunahme 1 Mann, so dass am Schwengel

3	Arbeiter	für	eine	Tiefe	von	70	—	160	Fuss
4	-	-	-	-	-	160	—	240	-
5	-	-	-	-	-	240	—	320	-
6	-	-	-	-	-	320	—	400	-
7	-	-	-	-	-	400	—	480	-
14	-	-	-	-	-	960	—	1040	- u. s. w.

bei regelrechtem Arbeitsgange zureichen.

Diese Mannschaft ist im Stande, bei einem Gestänge von mittlerer Stärke von $\frac{5}{4}$ Zoll in der Minute gegen 42 Schwengelanhübe mit 9—10 Zoll Bohreranhub zu verrichten. Nach einer Hitze von etwa 84 — 105 Schlägen, also nach Verlauf von 2 — $2\frac{1}{2}$ Minuten wird 1 — $1\frac{1}{4}$ Minute geruht, so dass $\frac{1}{3}$ der ganzen Schichtzeit beim Ausruhen excl. der ge-

wöhnlich für Morgen- und Mittagbrod gestatteten Zeit verloren geht. Werden bei grösserer Tiefe 1 — 2 Mann mehr oder weniger an den Schwengel gestellt, so ändert sich die Zahl der Schläge im geraden Verhältniss der Mannschaftszahl.

Um bei obiger Geschwindigkeit den niedergeworfenen Schwengelarm sofort wieder zum Steigen zu bringen und dies nicht allein vom fallenden Gestänge zu erwarten, lässt man jenen mit seinem Ende auf einen hölzernen Prellstock fallen. Gegen ein zu hohes Aufsteigen schützt man denselben durch eine, im normalen Höhenzustande eingelegte Holzfeder oder durch einen Prellriemen.

Von Glenck ist statt des einfachen Schwengels ein Sprossen- oder Tretrad angewendet worden, an dessen Welle Hebedaumen angebracht sind, welche den Schwengel in der gewöhnlichen Einrichtung am Kraftende niederdrücken oder, wenn derselbe in einen einarmigen Hebel umgeändert wird, anheben. Hierbei wirken die Arbeiter ununterbrochen fort, und das von ihnen während des Niederfallens ausgeübte Kraftmoment wird von der beträchtlichen Masse des Rades aufgenommen und auf das Gestänge beim nächsten Anhube übertragen. Freilich geschieht hier der Angriff des Gestänges stossweise und gerade in dem Zeitmomente, wo das Rad die grösste Geschwindigkeit erlangt hat; ausserdem dürfte es auch in einzelnen Fällen nicht ohne Einfluss sein, dass man das Tretrad nicht nach einem bestimmten Hube plötzlich anhalten kann, um das Bohrgestänge in Ruhe zu versetzen. Uebrigens hat sich bei bestimmten besonders angestellten Vergleichungsversuchen gezeigt, dass in Bezug auf den reinen Effect der Vortheil mit 10 bis 20 Procent auf Seiten des einfachen Schwengels ist.

In gleichen Zeiten wird, bei gleicher Weite des Loches und gleicher Anzahl der Schläge, in allen Teufen gleichviel abgebohrt, so dass es scheint, als sei die grössere oder geringere Schwere des Gestänges ohne allen Einfluss.

In gewissen Pausen, die sich bei gewöhnlichem Arbeitsgange dem Bohrmeister durch das Gefühl an der Bohrstange und dem Hefte des Bohrkrückels andeuten, wird statt des Meiselbohrers, durch dessen Anwendung allein man selten ein ganz rundes Loch erlangt, die Zahnbüchse oder der Zahnbohrer (fr. *alésoir*) (*Fig.* 24 u. 25 auf Taf. 8) ans Gestänge geschraubt.

Beide Instrumente kommen in der Gestalt vollkommen überein, nur hat das erste eine scharfe Schneide, das zweite statt derselben eingefeilte Zähne zum Angreifen erhalten.

Der Durchmesser jener Schneide und dieses Zahnkreises muss vollkommen dem des Loches entsprechen. Das eine Instrument wie das andere dient nur zum Ausglätten (Nachbüchsen) des Bohrloches, zum Wegschaffen aller stehen gebliebenen Ecken und der sogenannten Füchse oder unrunden Lochstellen, sowie, wenn die Anwendung noch in Zeiten geschieht, zur Beseitigung einer vom Loch angenommenen schiefen Richtung, die sich dadurch bemerkbar macht, dass das Gestänge beim Laufe im Bohrloch stark streift und klemmt und mit abgeriebenen und krummen Stellen zu Tage auskommt; der Zahnbohrer arbeitet jedoch sicherer und mit weniger Zeitaufenthalt.

Sowohl die Schneide als die Zähne dieser Werkzeuge nutzen sich bald ab und sind nur mühsam wieder herzustellen. Deshalb wendet man statt ihrer oft die Nachbohrer (*Fig.* 26 u. 27 Taf. 9) an, obgleich

sie gegen jene darum im Nachtheil stehen, weil sie wie der Meiselbohrer gedreht und gesetzt und deshalb mit mehr Aufmerksamkeit behandelt werden müssen. Bei einer Veränderung der Lochweiten veranlasst dagegen ihre Umarbeitung weniger Mühe, beim Nachbohrer (*Fig.* 27) nur ein Nachtreiben des Schlussringes *a*.

Das Nachbüchsen geschieht behutsam im Stosse und mit moderirtem Hube, damit sich die Büchse nicht fängt. Sieht man sich genöthigt, ein eng angefangenes Loch weiter zu machen, so dient hierzu, so lange die Arbeit im Thone u. dergl. geht, das Instrument *Fig.* 28, dessen Schneiden *b* schabend wirken, und sobald man in festem Gestein bohrt, entweder der Kreuz- oder Kronenbohrer, oder der Erweiterungsbohrer (*Fig.* 29). Letzterer lässt sich auch zum Abbohren von Anfang an mit Vortheil brauchen.

Will man den angezeigten Bohrerwechsel vornehmen und deshalb das Bohrgestänge aus dem Loche ziehen, so wird nach Abschrauben des Bohrkrückels der Seilwirbel aufgeschraubt und das Zugseil eingehangen. Beim Steigen des Bohrers hat der Bohrmeister sein Augenmerk vorzüglich auf die Stangenbunde und richtige Handhabung der Stangenschlüssel zu richten. Diese Schlüssel werden verschieden geformt, dienen aber sämmtlich zum Auf- und Zuschrauben der Stangengewinde und zum Unterfangen der Bunde, und müssen in mehrfachen grösseren und kleineren Exemplaren bei jedem Bohrapparat vorräthig sein. Sowie ein Bund über die Oberfläche der Lehrröhre oder des Bohrtäuchers hervortritt, fährt man mit dem auf der genannten Oberfläche ruhenden Schlüssel sofort unter den Bund, sei es nun, um das Gestänge zum hängenden Aufsitzen auf jenem zu bringen und die über der nächsten Schraube aufsteigende Stangenlänge mit einem zweiten leichtern Schlüssel abzuschrauben, oder bei dem weiteren Aufsteigen des Gestänges und einem plötzlich eintretenden Zugseilbruch zu verhindern, dass die Stangen, die dann auf dem ersten oder zweiten Bunde sitzen bleiben, ins Bohrloch zurückstürzen. Jeden Stangenzug stellt man der Reihe nach neben den Bohrtäucher hin, bis endlich das eben activ gewesene Bohrstück herauskommt. Nach vorgenommenem Wechsel mit demselben geschieht das Hängen des Bohrers mit denselben Rücksichten wie dessen Anholen.

Zur Erleichterung des Bohreranhebens und Bohrerhängens wendet man oft auch das Instrument *Fig.* 30 an, dessen Arme die Stangen unter dem Bunde fassen.

Will der Bohrer, was theils der Bohrmeister durch die Fühlung an der Bohrstange, theils die Mannschaft am Schwengel durch erschwerte Arbeit gewahr wird, nicht mehr gehörig auf die Lochsohle aufschlagen, so muss gelöffelt werden.

3) Ueber die Ausförderung des Bohrschmandes.

Das Löffeln mit besonders hierzu vorgerichteten Instrumenten kann auf zwei Arten geschehen, indem man jene entweder an einem besondern schwachen Seile oder mit Hülfe des ganzen Gestänges ins Bohrloch einbringt. Jenes mit dem Seil, dessen Aufwickeln auf einem eigens für diesen Zweck hergestellten Rundbaum geschieht, geht sehr schnell von statten, bietet aber nur in wenig Fällen genügende Sicherheit dar. Löst sich das Bohrmehl im Wasser — dessen Anwesenheit beim Bohrloche nothwendige Bedingung für das Löffeln wie für das Bohren ist, da Gestein in Pulvergestalt sich nur schwer aus dem Bohrloche bringen lässt —

auf, so dringt der nur mittels des Löffelöhres *Fig.* 31 am Seile hängende, aus einem 4 — 5 Fuss langen Blechcylinder mit Bodenventil bestehende Bohr- oder Schmandlöffel (fr. *cuiller, curette*) (*Fig.* 32) leicht ein und bedarf oft keiner weitern Beschwerung; bleibt das Bohrmehl aber fest auf der Lochsohle liegen, so muss man, weil dann der Schmandlöffel an sich nicht genug Gewalt besitzt, 2—3 Bohrstangen zu Hülfe nehmen und an deren oberste das Löffelöhr anschrauben. Durch mehrmaliges Aufziehen und Fallenlassen des Löffels arbeitet sich dieser mit geöffnetem Bodenventil in das Bohrmehl ein; beim Heben desselben schliesst sich das Ventil und der Löffel bringt seine Füllung an den Tag. Findet aber beim Aufziehen, indem sich der Löffel im zu steifen Bohrschmande festsetzte, durch Füchse im Bohrloche oder sonst eine Hemmung statt, zu deren Beseitigung das Löffelseil nicht Stärke genug besitzt, so kann dasselbe im unglücklichen Falle bei zu starker Anspannung reissen und den Löffel im Loche zurücklassen, was man beim Löffeln mit der ganzen Bohrstange selbst bei bedeutenden Hindernissen nicht so leicht zu befürchten hat.

Das Löffeln muss so lange fortgesetzt werden, bis das Instrument auf die reine Lochsohle trifft; die Hand am Löffelseil oder an der Stange wird dies gewahr und ausserdem macht sich der Bohrmeister stets an jenen beiden ein bei weiterem Abbohren ebenfalls fortrückendes, den Stand im Tiefsten andeutendes Zeichen. Vor jedem Einhängen des Löffels ins Loch muss das Bodenventil in der im Bohrhause aufgestellten Wasserkufe sorgfältig gereinigt und zum richtigen Gange und Schlusse gebracht werden.

Bedient man sich zum Bohreranheben und Hängen eines Haspels mit Vorgelege, so kann man unter Auflegung des Bohrerseils auf die Vorgelegewelle, zur Ersparung einer besondern Welle, das Löffelseil gleich auf den Rundbaum des Haspels auflegen und von ihm weg über eine besondere Leitrolle nach dem Löffelöhre führen. Dies setzt voraus, dass man den Trilling auf jenem Rundbaum ausrücken könne. Mit der letztern Leitrolle muss dies in jedem Falle wenigstens so weit zu bewirken sein, dass das Zugseil für den Bohrer ungehindert passiren kann. Liegt letztgenanntes Seil auf der Welle eines Spillenrades, so lässt sich jene Ersparung nicht ausführen.

Da das Löffelseil viel vom Wasser im Bohrloche zu leiden hat, so empfehlen sich Aloe- und neuseeländischer Flachs als Materialien, die dem Faulen mehr als Hanf widerstehen, sehr zu seiner Herstellung.

Tritt der Fall ein, dass man in ansehnlicher Tiefe auf dünne Sandschichten trifft, so hebt man, ehe man zum Einbringen von Isolirungsröhren greift, den nachbrechenden Sand mit dem Sandlöffel so lange aus, bis die Böschung der betreffenden Schicht so flach geworden ist, dass sie von selbst steht und kein Sand weiter nachrollt. Um letzteres desto sicherer zu erreichen, stürzt man fetten Thon ins Loch und treibt diesen mit der Bohrkeule (*Fig.* 12 Taf. 8) in die entstandene Weitung hinaus.

Ausser dem Löffel zum Bohrschmandausführen bedarf man für den Fall, dass das Abbohren in der Absicht erfolgt, um Soolquellen und sonstige Mineralwasser aufzufinden, noch eines Soollöffels (*Fig.* 33 Taf. 9). Er besteht ebenfalls aus einer blechernen wasserdichten Hohlung und ist am obern oder untern Ende entweder mit einem in Leitungen gehenden Ventile, oder statt dessen, unter Wegfall der Leitungen,

mit einer für gewöhnlich durch einen Korkstöpsel verschlossenen Oeffnung versehen. Die Leitungen ragen unten gegen die Löffelhohlung etwas hervor und sind daselbst mit einem Gewicht beschwert. Stösst dessen Spitze auf die Sohle des Loches, so schieben sich die Leitungen aufwärts und die Soole kann durch das hiermit geöffnete Ventil eintreten; nach erfolgtem Aufgang des Löffels, dessen Ventil durch jenes Gewicht sicher zum Schluss gelangt, kommt die Soole bei richtiger Construction des Ventils rein an den Tag. Obgleich es nothwendig ist, vor einem derartigen Löffeln das Bohrloch möglichst von allem Bohrschmand zu reinigen, so lässt sich dies doch, besonders bei stattfindendem Sandzudrang, nicht immer ermöglichen; dann klemmen sich aber obige Leitungen leicht fest und der Löffel kommt leer statt gefüllt zurück. Für solche Fälle, und wenn man an einem besondern Punkt des Bohrloches von einer daselbst zudringenden Flüssigkeit eine Probe entnehmen will, ist die Verschliessung des Löffels durch einen Stöpsel oder eine Feder besser; jener wie diese wird mit einem bis zu Tage reichenden Bindfaden in Verbindung gebracht und durch dessen Anziehen an der betreffenden Stelle des Loches geöffnet. Das vom Löffel Aufgenommene kommt unter solchen Umständen, da der Stöpsel nicht wieder eingebracht werden kann, oder wenn die Feder am Schluss gehindert ist, freilich nicht so rein zu Tage aus. Schmand- und Soollöffel richtet man von ansehnlicher Grösse, 5 — 6 Fuss lang und von einem der Lochweite nahe kommenden Durchmesser vor.

Bohrt man im festen Gestein, so richtet man es gern so ein, dass zu Ende jeder Schicht ein frischer Bohrer angeschraubt und gelöffelt wird. Regel ist es übrigens, weder den Löffel noch irgend eins der Bohrinstrumente während der Ruhezeit auf der Sohle des Loches aufruhen zu lassen. Für kurze derartige Pausen hebt man das Gestänge um mehrere Fuss und für längere gänzlich aus dem Loche aus, um, sollte während derselben etwas im Loche vorfallen, das Gestänge in Sicherheit zu wissen.

Zur Gewinnung von Gesteinproben, um sich von dem, was im Bohrloche ansteht, genauer zu überzeugen, als es durch Einsicht des Bohrmehles möglich ist, muss ein gleichzeitiges Bohren und Löffeln angestellt werden. Als bestes Instrument hierzu hat sich der Kronenbohrer mit einem Eisenschälchen, welches im Mittelpunkt seiner Schneiden angehängt ist, bewiesen (*Fig.* 34). Vor seinem Gebrauch bohrt man mit solcher Weite vor, dass das genannte Schälchen gerade eingeht; schlägt dann der Kronenbohrer auf die rundum stehende Gesteinsbrust, so fallen kleinere und grössere Brocken in das Schälchen und kommen, von diesem geborgen, glücklich an den Tag.

4) Beseitigung der beim Abbohren und Löffeln eintretenden Hindernisse.

Viele dieser Hindernisse entspringen ohne Zuthun der Bohrenden, viele aber auch aus Nachlässigkeit derselben und aus Mangel an Vorsicht, die bei wenigen praktischen Arbeiten in gleich hohem Grade wie beim Abbohren nöthig ist.

Sie lassen sich mit nur einiger Gewissheit im Voraus nicht ermessen, gut ist es daher, besonders bei tiefen Bohrungen, die zu jenen erforderlichen Instrumente in Vorrath zu halten, um sie, weil hier die Hindernisse sich öfter zeigen, sofort zur Hand zu haben. Anschaffung

und Gebrauch dieser Instrumente ist, besonders letzterer, meist mit ansehnlichen Kosten verknüpft; bei Bohrlöchern, die noch keine grosse Tiefe erlangt haben, mit denen vielleicht das durch sie zu Erforschende in mässiger Tiefe zu erlangen steht, zieht man es daher oft vor, nach einem eingetretenen schweren Unglücksfalle das Loch zu verlassen und ein neues an dessen Stelle anzufangen, statt zu obigen Instrumenten seine Zuflucht zu nehmen. Geschieht aber Letzteres, so ist, da deren Anwendung häufig erst nach mancher Wiederholung zum Ziele führt, eine ganz besondere Ruhe und Ausdauer bei dieser Arbeit, sowie die Kenntniss, welches Instrument und unter welchen etwaigen Modificationen dasselbe in dem gerade vorliegenden Falle das beste ist, endlich richtige und sehr feine Fühlung in der Hand des Bohrmeisters im höchsten Grade nothwendig.

Immer ist, was sich auch im Loche ereignen mag, die Hülfe des Bohrgestänges nothwendig. Mit ihm muss man, nach gehöriger Armirung durch Hülfsstücke, die an dessen unteres Ende angeschraubt werden, die betreffende Arbeit im Loche vornehmen. Jedes dieser Hülfsstücke geht deshalb auch oben in eine den Stangenschrauben gleiche Schraube aus, um an das Gestänge angeschraubt werden zu können. An diesem lässt man sie bis an den Punkt der Gefahr ins Loch und hebt sie endlich auch durch dasselbe wieder aus.

Die Unglücksfälle können nun in Folgendem bestehen:

a) In Trennung zweier Stangen im Loche durch Aufwinden der Schraubengänge.

Die steckengebliebene Stange, deren Schraube frei ist, sowie jedes etwa ins Loch gefallene, mit seiner Schraube nach oben gekehrte Instrument sucht man dann mit der Trompete (Fangmutter, Fass- oder Dillschraube; fr. *cloche d'accrocheur* oder *taraud cylindrique*) (*Fig.* 35) zu fassen, indem man ihr nach oben conisch zusammenlaufendes gut eingeöltes Gewinde, das am höchsten Punkte dem Stangengewinde gleich ist, an jene freistehende Schraube zu drehen sucht. Auch kann man sich dieses Fanginstruments in dem Falle bedienen, wenn die Stange unter dem Bunde gebrochen ist und frei im Loche steht, indem man dann mit der Trompete dieselbe zu fangen und ein Schraubengewinde an dieselbe zu schneiden sucht, um durch dasselbe, wenn es in das gut verstählte und stark eingeölte Muttergewinde der Trompete eingeschraubt ist, ein Anheben der tieferen Stangen zu bewirken.

b) Im Abbrechen einer Bohrstange oberhalb des Bundes oder gleich über der Schraubenmutter.

In diesem Falle kommt der Glückshaken oder Fanghaken, die gewöhnliche Fangscheere oder die Fallenfangscheere in Anwendung. Der Glückshaken *ABC* (*Fig.* 36) wird gleichsam suchend und spielend so lange mit seinem viereckig oder rund gebogenen Haken um die abgebrochene, lothrecht oder geneigt stehende Stange herumbewegt, bis er unter dem Bunde zum Greifen und Anliegen kommt. Die gewöhnliche Fangscheere (*Fig.* 37) nimmt die Stange in der in eine langgezogene Schärfe auslaufenden Hohlung auf, bis die vier Federn *C* vom Bunde aus einander getrieben werden und sich endlich unter ihm einlegen. Die Fallenfangscheere (*Fig.* 38) besteht aus zwei Theilen, einem festen, mit dem Bohrgestänge unmittelbar verbundenen, und einem, an diesem ersten in steigender und fallender Richtung beweglichen. Ihr Gebrauch setzt eine solche Stellung der Stange im Loche

voraus, dass man noch zwischen sie und die Bohrlochswand zu kommen vermag.

Vor dem Gebrauch sperrt man die bis an den Grenzstift *d* aufgezogenen, im Muffe *e* hängenden beiden Scheerenbacken *f* mit Holz aus einander; beim Einhängen ins Loch stösst der abgebrochene Gegenstand dagegen, die Scheere fällt herab und fasst denselben mit Hülfe ihrer Zahnung. Durch starkes Rütteln am Gestänge sucht man das Gestänge so weit als möglich in die Scheere hineinzubringen.

c) Im Abbrechen einer Bohrstange ziemlich in der Mitte ihrer Länge.

Zu ihrem Ausziehen bedient man sich dann entweder der Fallenfangscheere, oder des Krätzers, Fuchsschwanzes (fr. *tire-bourre* oder *tire-bouchon*). Dieser letztere hat entweder einfache Windung (*Fig.* 39), oder doppelte (*Fig.* 40). In dem einen wie in dem andern Falle muss derselbe oben etwas enger als unten sein, um sicherer den glücklich umschlungenen Gegenstand in sich aufzunehmen.

Sowohl den einfachen als den doppelten Krätzer und den Glückshaken formt man an den Endspitzen so gut als möglich nach der Gestalt des zu fassenden Gegenstandes. Ueber Anwendung der Trompete in diesem Falle siehe unter *a*.

d) Im Abbrechen von Theilen der Bohrstücke unweit der Lochsohle und im Hineinfallen fremdartiger kleiner Gegenstände ins Loch.

Hier leisten die Kluppe, der Fuchsschwanz, der Wolfsrachen und nach der Form des wieder zu gewinnenden Stücks eingerichtete Haken mehr oder weniger erspriessliche Dienste.

Die Kluppe (die Kluft, der einfache Federhaken) wird nach *Fig.* 41 u. 42 eingerichtet. Bei jener hindert das eingeklemmte Hölzchen *g* ein vorzeitiges Zusammen- und bei dieser der Ring *h* ein solches Auseinandergehen der Backen beim Anfassen.

Der Wolfsrachen (*Fig.* 43) arbeitet wie die Kluppe in *Fig.* 41, ist aber von stärkerer Einrichtung.

Von hierher gehörigen Haken ist noch zu erwähnen: der Federwiderhaken (*Fig.* 44) mit 3—4 elastischen eingekerbten Schienen, die sich federartig beim Auftreffen auf den abgebrochenen Gegenstand aus einander geben und ihn nachher fest einklemmen.

Der Gaisfuss (*Fig.* 45), ein dem Glückshaken ähnliches Instrument mit zwei Ausbiegungen, die nach vorn sich etwas erheben, um, besonders in weiten Löchern, das Gefasste nicht wieder abgleiten zu lassen.

Ganz kleine Stücke, wie abgesprungene Stahltheile, fängt man auch wohl dadurch, dass man die Zahnbüchse mit fettem Thone füllt und jene in diesen einzupressen sucht, wie man sich auch desselben Mittels zuweilen bedient, um von der Lage des abgebrochenen Gegenstandes Kenntniss zu erhalten. Gelingt es nicht, jene Stücke zu fassen, so bleibt oft nichts weiter übrig, als sie mit Schneideinstrumenten zu zerbohren, zu zerschaben u. s. w., die für vorliegenden Fall besonders construirt und mit dem besten englischen Stahl belegt sind.

e) Im Zerreissen des Löffelseiles.

Liegt viel Seil im Loche, so dass man ohne dessen vorherige Beseitigung nicht bis an das Löffelöhr kommen kann, so muss man dasselbe zuvor in die Windungen des doppelten Krätzers zu bringen und mit dem daran hängenden Löffel oder ohne denselben zu gewinnen suchen. Hat man wenigstens das Seil ganz oder stückweise aus dem Loche geschafft, so

sucht man mit dem Löffelhaken (*Fig.* 36, *A*) in das Löffelöhr zu kommen und den Löffel sammt Zubehör auszuziehen.

f) Im Hineinfallen eines Schmandlöffels mit nach unten gekehrter Schraube oder im Abtrennen der Blechhülse eines solchen Löffels vom Gestänge.

In die Hohlung des Löffels stösst man den Fangfederhaken (*Fig.* 46) hinein. Die Federn *i* legen sich dann pressend gegen die Blechhülse und machen deren Ausziehen möglich.

g) Im Festklemmen des Bohrgestänges durch ein hineingefallenes Bohrwerkzeug, durch ein von der Bohrlochswand abgebrochenes Gebirgsstück und dergleichen.

Durch starkes Rütteln am Bohrgestänge sucht man hier zuvörderst den klemmenden Gegenstand zum Weichen und wo möglich zum Niedergehen, oder wenigstens in eine solche Lage zu bringen, dass das Gestänge frei wird und nach und nach gehoben werden kann. Zu diesem Heben wendet man je nach Umständen den Bohrschwengel, das Zugseil des Bohrers, unter den Bohrkrückel gesetzte Winden, gegen das unter einen passend gelegenen Bund angeschraubte Stangenbündel gerichtete Druckbäume und dergleichen kräftige Hülfsmittel, jedoch nur im langsamen Fortschreiten der Kräfte und jeden Stoss vermeidend, an. Im Nothfalle muss man jene so weit steigern, dass sie der absoluten Festigkeit des Gestänges gleich kommen. Sollte das letztere wirklich reissen, so bleibt nichts weiter übrig, als dass man so viel als nur möglich von dem noch im Loche steckenden Gestänge zu gewinnen sucht.

Zu diesem Endzweck ist ein links angeschnittenes Gestänge nöthig, wenn das frühere ein rechtes Gewinde hat. Mit ersterem und einer an dasselbe angeschraubten, oben links und unten rechts gewundenen Trompete (*Fig.* 35) löst man nun eine Stange um die andere ab. Dann ist es noch möglich, das Bohrloch zu retten, da durch die entgegengesetzte Drehung die klemmenden Gegenstände eine für das Ganze günstigere Lage annehmen können.

Mehrere Unannehmlichkeiten, die hier nicht aufgezeichnet sind, lassen sich durch die bis jetzt genannten Hülfsinstrumente, grösstentheils Fanginstrumente (fr. *arrache-sonde*), beseitigen. Dirigent und Bohrmeister der Abbohrarbeit müssen die den stattfindenden Umständen am besten genügenden Instrumente zusammensetzen.

Die hier nun noch zu erwähnenden erprobten Werkzeuge beziehen sich lediglich auf den Fall, dass endlich das Bohrloch mit Röhren ausgesetzt werden muss.

Steht dieses zu erwarten, so ist gleich beim Errichten des Bohrhauses und der Stellung des Bohrtäuchers die nöthige Rücksicht insofern zu nehmen, als die betreffenden Zimmertheile, namentlich alles Schwellenwerk, theils stärker und länger ausgreifend, theils, wenn zu befürchten steht, dass die Ausfütterung mit Röhren auf grosse Tiefe nothwendig wird, aus hartem statt aus weichem Holze vorgerichtet werden müssen, um hinlängliche Grundlage und Festigkeit darzubieten, wenn mit den Röhren eine durch die Umstände gebotene Standveränderung vorgenommen werden muss. Der Thurm ist länger und weiter als gewöhnlich und zwar mit 9—11 Fuss ins Gevierte abzubinden, um bequem eine Rammmaschine aufnehmen zu können und sorgfältiger zu verriegeln; der Schwengel ist auf eichenes Grundwerk zu legen und der ebenfalls aus Ei-

chenholz zu zimmernde Bohrtäucher in seiner lichten Weite entsprechend zu vergrössern.

Die zum Aussetzen eines Bohrlochs nöthigen, stets runden Röhren können aus Holz, einfachem Blech, doppeltem Blech und aus Gusseisen bestehen. Unter sich sind sie so zu verbinden, dass die Axe der Röhrentour eine gerade Linie bildet; nächstdem müssen sie in den vollkommensten Zusammenhang gebracht und dieser dermassen herzustellen gesucht werden, dass nirgends, weder anfänglich noch später, eine Verbindung der Gebirgsschichten, die man durch die Röhren abschliessen wollte, mit dem Innern der Röhre statt finden kann. Hölzerne Röhren setzen, da man denselben nicht füglich weniger als $\frac{7}{4}$ — 2 Zoll Wandstärke geben kann, wenn sie, ohne zu springen, die Rammschläge beim Niedertreiben aushalten sollen, ein sehr weites Bohrloch voraus; ihre Zusammensetzung und Einsenkung in das Bohrloch, wenn sie weder zur Seite noch in lothrechter Richtung sich trennen sollen, hat besondere Schwierigkeiten und macht ihre Anwendung keinesweges billig, zumal wenn man sie vorzugsweise aus Eichenholz zimmert. Deshalb senkt man sie in grössere Teufe nie und selten von Tage nieder auf mehr als 60 — 80 Fuss Tiefe, bei 16 — 20 Fuss Länge der einzelnen Röhren.

Blecherne Röhren lässt man entweder aus einfachem, $\frac{1}{8}$ — $\frac{3}{16}$ Zoll starkem Schwarzbleche bestehen, und verbindet die einzelnen, meistens 27 — 30 Zoll langen Stücke durch Schnauzung oder, obwohl nur seltener, durch Bunde, die um die stumpf zusammenstossenden Enden gelegt werden; oder man bildet sie mit gleicher, hier wie oben von der Grösse der käuflichen Bleche abhängiger Länge aus doppelten Blechlagen von minderer Stärke als oben, deren Horizontalfugen zu gehöriger Deckung immer in die Mitte der fugenfreien Länge fallen. (*Fig.* 47, 48 u. 49.)

Die Schnauzen und Bunde der einfachen Blechröhren macht man 8 — 9 Zoll lang und bewirkt den Zusammenhang der Berührungsflächen durch eingebrachte Schräubchen oder Nieten und ausserdem auch wohl durch Löthung. Die Längenfugen werden ebenfalls durch dicht eingeschlagene Nieten und niemals durch blosse Löthung vereinigt. Die betreffenden Flächen verzinnt man zuvörderst mit einer aus 3 Theilen Zinn, 2 Theilen Blei und 1 Theil Spiesglanz zusammengesetzten Legirung und löthet sie dann meistens durch Ausgiessen des hierzu bestimmten Zwischenraumes mit einer Mischung von 1 Theil Zinn, 3 Theilen Blei und $\frac{1}{4}$ Theil Spiesglanz.

Die doppelten Blechröhren sind bis jetzt nur zum Aussetzen von Soolbrunnen verwendet worden. Das hier nöthige Verzinnen der Berührungsflächen und das Ausgiessen des knapp $\frac{1}{8}$ Zoll anzunehmenden Zwischenraumes mit Loth erfolgt wie das Aufbrennen der Bunde im vorigen Fall.

Die gusseisernen Röhren (*Fig.* 50) werden gegen 6 Fuss lang gegossen und unter sich mit durch Schraubennieten zusammengezogenen, genau in einander gedrehten Müffen und Schnauzen in Verbindung gebracht. Da sie nicht gut unter $\frac{1}{2}$ Zoll Dicke gegossen werden können, so wird deren Anwendung durch ihr bedeutendes Gewicht und ausserdem durch ihre Sprödigkeit sehr gehindert.

Am vortheilhaftesten unter allen diesen Röhren haben sich die einfach blechernen, trichterartig in einander gesteckten, bewiesen. Das Blech hierzu muss mit möglichster Sorgfalt geschmiedet sein und seine Bearbeitungsrichtung durch den Hammer oder die Walzen mit der Axe der daraus herzustellenden Röhren zusammenfallen. Zum Bohren der

Löcher für die Nieten bedient man sich der Vorrichtung *Fig.* 57 (Taf. 10). In einer 12stündigen Schicht können 6 Arbeiter 9—10 Röhren mit den nöthigen Nietlöchern (jede Röhre zu 12 Stück) versehen, in diese die Muttergewinde einbringen, die Schraubennieten anschneiden und an Ort und Stelle versetzen.

Bevor noch Röhren ins Loch gesenkt sind, kann man deren so viel an einander reihen, als man später von der Seilscheibe im Bohrhausthurme bis zum Bohrtäucher in einem Stück aufzurichten vermag. Mit weiterem Eindringen der Röhren ins Loch setzt man ein Stück ums andere entweder in möglichst grossen, in der Röhrenwerkstatt bereits vollkommen vorgerichteten Längen auf, oder man nietet auch die einzelnen Röhrenstücke sofort über dem Bohrloch selbst mit einer gewöhnlichen Nietvorrichtung zusammen. Sie besteht aus einer Nietengabel mit langem Stiele, einem am besten dreitheiligen Nietkolben, der die mit jener Gabel in die Nietlöcher von innen nach aussen eingebrachten Nieten festhält und am Zurückfallen hindert, einem Nietenzieher und einem Nietenhammer. Vor dem Einlassen schickt man aber eine am Bohrgestänge hängende, 9—10 Fuss lange Holzlehre (fr. *glaisoir*) ins Bohrloch hinein, um sich von der, durch irgend ein Nachbohrinstrument bewirkten vollkommenen Rundung desselben zu überzeugen.

Macht sich das Einbringen einer Röhre ins Bohrloch nothwendig, so genügt es nicht, nur eine gefährliche, Sand und dergleichen schüttende Stelle des Loches zu verwahren, sondern man muss vom Bohrtäucher weg eine Röhrentour in ununterbrochenem Zusammenhange bis so weit unter jene Stelle niedersenken, dass man gewiss sein kann, den fraglichen gefahrdrohenden Punkt vom Bohrloche rein abgeschnitten zu haben. Diese Massregel macht sich, so kostspielig und aufhältlich sie auch ist, dadurch nothwendig, dass man die Röhrentour in der Gewalt behalten und oberhalb des Bohrtäuchers mit Hülfe eines auf demselben aufruhenden, das oberste Röhrenende dicht umfassenden, nach *Fig.* 58 geformten Röhrenbündels befestigen muss. Ausserdem würde sie leicht sich senken, verziehen und hierdurch Unordnungen im Loche hervorbringen können. Bohrt man vom tiefsten Punkte der Röhrentour weiter, was wenigstens mit $\frac{1}{4}$ Zoll gegen die lichte Röhrenweite vermindertem Durchmesser geschehen muss, so kann der Fall sich ereignen, dass eine zweite und dritte solche gefährliche und durch Röhren zu verwahrende Stelle mit dem Loche durchsunken wird. Ist es unter solchen Umständen möglich, die erste Röhrentour tiefer zu treiben, so geschieht dies; meistens wird es aber dadurch unausführbar, dass die Pressung des Gebirgs gegen die Aussenwand derselben so gross ist, dass die Röhre keinem Rammelschlag mehr weicht und sich eher zusammensetzt. Dann muss unter Befolgung gleicher Rücksichten wie vorher eine zweite, vielleicht auch dritte solche Röhrentour gesenkt werden. Jede erhält gegen die vorhergehende einen mindestens $1\frac{1}{4}$ Zoll oder besser 2 Zoll geringern lichten Durchmesser, um durch dieselbe, da von deren Weite, einschliesslich der Trichterung, eine vierfache Blechstärke und die von der Nietung aufgetragene Höhe in Abzug zu bringen ist, noch einen bequemen Durchgang zu behalten.

Noch kann der Fall eintreten und ist eingetreten, dass die Röhren im Bohrloch durch Beschädigung der Wechsel, Verlieren ihrer lothrechten Stellung, stellenweise Zusammendrückung und dergleichen unbrauchbar und dem ferneren Abbohren hinderlich werden. In diesem Falle, wenn das Bohrloch bereits tief niedergekommen ist und man sich scheut

dasselbe aufzugeben, sucht man die Röhren entweder so weit anzuheben, dass das Uebel beseitigt werden kann, oder reisst sie völlig aus dem Loche heraus, um sie durch andere passendere zu ersetzen.

Alle diese Vorkommnisse, als Einhängen von Röhren, Tiefertreiben, Heben und Herausreissen derselben, haben die Erfindung mehrfacher im Nachstehenden aufgeführter Werkzeuge zur Folge gehabt.

Die einzuhängenden Blechröhren hält man nach Erfordern sowohl an ihrem obern als untern Ende fest, an jenem durch das Röhrenbündel (*Fig.* 59), an diesem mittels des Galgens oder des Federinstrumentes (*Fig.* 51 u. 52 Taf. 9). Das Röhrenbündel (*Fig.* 59 Taf. 10) besteht aus zwei Ringhälften *aa*, zwischen deren Enden bewegliche, bei *b* gezahnte Haken *c* liegen, von deren Punkt *d* weg, nachdem 4 Schrauben *e* den Ring in feste Verbindung mit den zu hängenden Röhren gebracht haben, Seile auf und über hochgehängte Klobenräder weg nach dem Bohrhause herabgehen, wo sie von der hierzu angestellten Mannschaft oder sonst auf geeignete Weise gehalten werden. Der Galgen sowohl als das Federinstrument kommen nur in Anwendung, wenn die Last der eingehängten Röhren bedeutender wird; sie werden an das Bohrgestänge angeschraubt und sind so eingerichtet, dass sie die Röhren an ihrem unterstem Punkte unterstützen, dem Bündel hierdurch einen Theil der Last derselben abnehmen und verhindern, dass diese die Nietung überwältigt und zum Springen kommen lässt.

Der Galgen (*Fig.* 51 Taf. 9) trägt die Röhren auf dem beweglichen Schuh *k*. Für gewöhnlich hängt dessen (schwerer) Theil *l* lose herab und der leichtere oben im Schlitze der Stange. Soll das Instrument activ werden, so gibt man dem Schuh eine wagerechte Stellung und setzt die Röhren bei *m* auf. Der Schuh stemmt sich dann gegen die Leiste *n*.

Das Federinstrument (*Fig.* 52) nimmt die Röhren in den beiden Haken *o* auf, die sich federnd um die Stange bewegen. Damit man, wenn die Röhren am tiefsten Punkte aufsitzen, diese Haken wie jenen Schuh durch Tiefersenken des Gestänges frei machen kann, muss vorher mit dem Krummmeisel (*Fig.* 53) an den betreffenden Stellen des Loches etwas vorgestossen werden.

Wird es nöthig, die Röhren, wenn sie nicht durch die eigne Schwere oder leichte Stösse eines Handrammels oder durch nach und nach vermehrten Druck von oben nieder, durch aufgelegte und angehängte Gewichte sinken, — harte Stösse, wie sie bei hölzernen Röhren nicht zu umgehen sind, dürfen bei blechernen nicht ausgeübt werden, da hierdurch sich die Trichterungen zusammensetzen könnten, — vielleicht durch hereingebrochene Bohrwandtheile, die während der Arbeit locker geworden sind, oder durch die abzuschneidende Sandschicht selbst hindurch zu treiben, so setzt dies ein Vorräumen unter der Röhrentour voraus, theils um Platz zu machen, theils um einseitiges Anliegen der Röhren, durch welches sie aus der vertikalen Richtung gedrängt werden könnten, zu verhindern. Mittels eines Röhrenbündels, deren mehrere bei ähnlichen Operationen vorhanden sein müssen, macht man sie dann auf dem Bohrtäucher oder oberhalb desselben fest, hängt am Bohrgestänge, wenn es die Beseitigung fester Gesteinbrocken oder zusammengebacknen Gruses gilt, den Krummmeisel hinein und sucht mit ihm unter die Röhren zu kommen. Das Gestänge muss dann mit Holzlehren versehen werden, damit der Meisel hinausgreift. Im Sande, Thone und lockern Gruse

wendet man statt des Meisels den Vorräumhaken (*Fig.* 54) an. Der Haken *p* desselben, welcher mit einer im Rechtsdrehen angreifenden Schneide versehen ist, hängt anfänglich lose und lothrecht herab, kann aber durch das Seil *q* am rechten Orte angezogen und, nachdem dieses am Gestänge fest geknebelt ist, durch Drehen seinem Zweck entsprechend gemacht werden. Nach erfolgter Ausräumung des Loches, soweit sie nöthig war, lassen sich dann die Röhren weiter schieben.

Das Ein- und Fortbringen hölzerner Röhren in einem Bohrloche macht den Gebrauch einer Kunstramme nothwendig. Die tiefste Röhre muss am untern Ende mit einem schneidigen Eisenschuh armirt und jede mit der nächstfolgenden nach *Fig.* 60 (Taf. 10) verbunden sein, in welcher *f* eine starke Röhrenbüchse und *g* mit Senkschrauben an die Röhrenwand befestigte Streckschienen andeutet. Den Rammel lässt man auf den in die Röhrenmündung gesetzten Mönch *h* und nicht auf die Röhre unmittelbar fallen. Bei weitem mehr als bei den blechernen Röhren muss bei den hölzernen das Vorräumen unter dem Schuh, das Rammeln der Röhren und das Ausräumen des Lochs wechseln und einander gegenseitig unterstützen, wenn nicht mannichfache ausserordentliche Unannehmlichkeiten, wie Losewerden und Zusammensetzen des Schuhes und dergleichen, die Folge sein sollen.

Wird endlich aus irgend einem Grunde das Anheben oder Ausreissen einer oder mehrerer Röhrentouren nöthig, so ist zunächst in Frage zu ziehen, ob man unter die betreffende Tour gelangen kann oder nicht.

Im ersten Falle und wenn es hölzerne Röhren sind, die man zu behandeln hat, kommen die Instrumente in *Fig.* 51 (Taf. 9) und *Fig.* 61 (Taf. 10) in Anwendung. Letzteres greift mit zwei, ersteres nur mit einem Haken. Beim Hineinlassen am Bohrgestänge laufen diese frei an der Röhrenwand hinunter, treten aber entweder sofort, wie in *Fig.* 61, oder erst nach Anziehen der Schnur, wie in *Fig.* 51, unter diese Wand, wenn jene Leitung wegfällt.

Jenachdem nun durch Wuchten am Gestänge die Röhren sich losmachen oder nicht, fährt man entweder mit den genannten Instrumenten fort, die das Gute haben, dass sie sich beliebig aus dem Loche zurückziehen lassen, oder man muss, wenn das an den Röhren anliegende Gebirge einen zu starken Druck auf dieselben äussert, diese zuvörderst im Loche destruiren, um die Spannung des Materials aufzuheben.

Hierzu dienen die Instrumente *Fig.* 62 und 63 (Taf. 10), von denen jenes spaltend auf das untere, dieses in gleicher Art auf das obere Röhrenende wirkt, wenn man sie, am Bohrgestänge angeschraubt, schnell steigen oder fallen lässt.

Ist dieser Zweck erreicht, so kann man entweder mit obigen oder mit den in *Fig.* 64 und 65 dargestellten Werkzeugen das Ausziehen fortsetzen. Beide letztere legen sich mit zwei Haken, die während des Hinablaufens in den Röhren unthätig sind, unter dieselben, sobald bei *Fig.* 64 die schwachen Federn *i* und bei *Fig.* 65 die schiefe Ebene *k* deren Hinausweisen bewirken und zulassen.

Kann man bei hölzernen Röhren nicht unter den Schuh kommen, so sucht man dieselben an ihrer Wandfläche mittels des Fuchsschwanzes oder, gewöhnlich mit besserm Erfolge, durch eins der mit krummen Haken versehenen Instrumente in *Fig.* 66, 67, 68 zu packen.

Werkzeuge, deren man sich bei eisernen Röhren bedient, sobald

es möglich ist, ihnen an der Unterfläche beizukommen, sind in *Fig.* 69 und 70 angegeben. Bei beiden legen sich die Haken unter die Röhren, sobald der dazu nöthige Spielraum vorhanden ist. Sie lassen sich bei *Fig.* 69 nicht zurückziehen, bevor diese Haken gesprungen sind. Kann man auf die angedeutete Art die Röhren nicht fassen, so bleibt, — da es schwer ist, bei denselben wegen der Härte ihres Materials an der Innenfläche sich einzusetzen, wozu man sich des Instruments *Fig.* 61 bedienen kann, dessen beide Haken mit dem Aufziehen des Gestänges sich auslegen und in die Röhrenwand sich einzubeissen suchen, — nichts weiter übrig, als ebenfalls eine Trennung der Röhrenwände vorzunehmen und sie entweder in horizontaler oder in vertikaler Richtung zu zertheilen, um hierdurch im ersteren Falle es möglich zu machen, einzelne Theile der Röhrentour anzugreifen, und im letzteren ein stellenweises Engerwerden der Röhren durch Einbringen oder Zusammenklappen der durchschnittenen Wandfläche und Aufheben des übergrossen Drucks zu bewirken.

Zum Horizontalfeilen dienen die Instrumente in *Fig.* 71, 72 u. 73 und zum Vertikalfeilen die in *Fig.* 74 und 75. In *Fig.* 71 werden die beiden, durch zahnartige Einschnitte gebildeten, $1\frac{1}{2}$ Zoll langen und $\frac{1}{2}$ Zoll hohen Feilen *ll* durch Anziehen des Seiles *m* gegen die Röhrenwand gepresst und greifen diese beim Drehen des im Einhängen durch das Blech *n* geleiteten Bohrgestänges an. Eine Doppelblechröhre von $\frac{1}{2}$ Zoll Wanddicke wurde in $2\frac{1}{2}$ zwölfstündigen Schichten bei fünfmaligem Schärfen durch vier Arbeiter zerschnitten, die das im Freien an der Schwengelkette hängende Bohrgestänge drehten. In *Fig.* 72 u. 73 bewirkt die Excentricität vom Bohrstangenmittel und Mittel der an der Aussenseite feilenartig aufgehauenen Segmente *s* das Greifen dieser letztern, sobald das Gestänge in drehende Bewegung versetzt wird. Bei *Fig.* 72 treibt dann der Keil *t* und bei *Fig.* 73 der herzförmige Ansatz *t* jene Segmente nach aussen. Die Federn *u* in jener und die Stifte *o* in dieser Figur ziehen bei aufhörender Stangendrehung die Segmente zurück. *Fig.* 72 eignet sich mehr für weite, *Fig.* 73 für engere Röhren.

Zum Vertikal- oder Langfeilen eignen sich die Instrumente *Fig.* 74 und 75. Mit *Fig.* 74 der sogenannten Federfeile zeichnet man den zu machenden Schnitt an und mit *Fig.* 75, der Feile ohne Feder, die am obern Ende 1 Zoll weiter als die Röhre sein muss, schneidet man vollends durch. In beiden Fällen dient das im Obertheile des Schnittes laufende Feilenstück zur Leitung.

Zum Aufschneiden von 17 Fuss Länge in einfachem Blech, einschliesslich der in diese Länge fallenden Trichterungen, hat man mit 7 an den Schwengel gestellten Arbeitern 21 Tage, jeder zu 20 Arbeitsstunden, zugebracht. In Eisen rückt die Feile besser als in Zinn.

Setzen sich bei der Arbeit an und mit den Röhren diese zusammen, so dass das Bohrgestänge im freien Durchgange gehemmt wird, so bricht man sich mit Eisenbohrern Bahn, die entweder durch Seitwärtstreiben des Blechs, oder durch wirkliches Aufbohren die Erweiterung bewirken. In ersterer Beziehung gleichen sie dem Spitzbohrer *Fig.* 16 (Taf. 8), in letzterer dem Meiselbohrer mit scharfer, im Längenmittel so nach innen gebogener Schneide, dass die beiden Eckspitzen stark hervortreten. —

Die im Obigen unter 1 *B* angegebenen Vorrichtungen zum Handhaben des Bergbohrers beziehen sich vorzugsweise auf senkrechte Bohrlöcher.

Sollen diese eine horizontale oder gegen den Horizont geneigte Lage bekommen, welche beide Fälle beim Grubenbetriebe zuweilen eintreten, wenn nicht lothrecht unter einander liegende Baue der Wasser- und Wetterlosung wegen mit einander von zwei fest bestimmten Punkten aus zu verbinden sind, so ist es vorzüglich das Anheben des Bohrers, welches sich wesentlich von dem bei seigeren Löchern unterscheidet, und nächstdem die Ausmittelung und Festhaltung der Bohrerrichtung, welche sehr genau bewerkstelligt und vorsichtig im Auge behalten werden muss, wenn das Bohrloch und die jene beiden Punkte verbindende gerade Linie in eins zusammenfallen sollen. Die Richtungsausmittelung kann nur das Resultat einer geometrischen Messung und einer auf diese gestützten trigonometrischen Rechnung sein und die Richtungsangabe an Ort und Stelle nur von Solchen geschehen, denen genaue Kenntniss der Messinstrumente eigen ist und welche ausserdem den Hinbau von Vorrichtungen für die Bohrmannschaft verstehen, welche die betreffende Richtung andeuten und festhalten.

Das Anheben des Bohrers bei geneigten Löchern geschieht meistens durch eine mit Haspelhörnern zum Drehen vorgerichtete Heblingswelle auf die Art, dass die Heber derselben unter einen einarmigen Hebel fassen, der zugleich zwischen Dreh- und Angriffspunkt als Ruhepunkt für das oberste, mittels Zapfen oder Kugel auf dem Hebel aufliegende Ende des Bohrgestänges dient.

Das Vorstossen und Zurückziehen des Bohrers bei wagerechten Bohrern erfolgt meistens dadurch, dass man das vordere, der Bohrmannschaft zugewendete Bohrstangenende mit einem auf vier Rädchen ruhenden Wagen in Verbindung bringt und diesen Wagen auf einer Leitbahn um die Länge des Hubes hin und her zieht.

Bei beiden letzterwähnten Bohrmethoden steigt die Tiefe oder Länge des Bohrloches selten zu bedeutender, mehr als 100—150 Fuss betragender Grösse.

Ueber die Kosten des Stangenbohrens.

Sie richten sich nothwendigerweise sowohl nach dem Zwecke der Unternehmung als nach den Gebirgs- und Localverhältnissen, welche da, wo die Bohrarbeiten vorgenommen werden sollen, statt finden, und können deshalb eben so verschiedenartig als jene ausfallen.

Nachstehende Angaben sind auf Erfahrungssätze gestützt, welche mehrere sehr grossartige Bohrunternehmungen in Sachsen geliefert haben.

Was zunächt die Hülfsbaue — Bohrgerüste, Bohrhaus mit Thurm, Schacht, Lehrröhre, Schwengel, die Vorrichtung zum Hängen und Anholen des Bohrgestänges — sowie Seile und Rammmaschine betrifft, so kosten sie bei Bohrlöchern, welche bis gegen 100 Fuss Tiefe erhalten, ziemlich constant gegen 30 Thlr. Bei Löchern von grösserer Tiefe als 100 Fuss weist die Formel

$$30 + 0{,}9\,(A - 100) + 0{,}0004\,(A - 100)^2,$$

in welcher A die Tiefe des Bohrloches in Fussen andeutet, die Kostensumme in Thalern nach, so dass z. B.

für eine Tiefe von 200 Fuss der Aufwand 134 Thlr.
- - - - 300 - - - 226 -
- - - - 400 - - - 336 -

beträgt.

Beim Bohrgezäh, den Bohrstangen und Bohrinstrumenten, sind

es die erstern, die die meisten Kosten verursachen. Eine Bohrstange von der mittlern Stärke von $\frac{5}{4}$ Zoll wiegt bei 14 Fuss Länge gegen 65 ℔ und kostet gegen 6 Thlr. Man rechnet hierbei gegen 57 ℔ Eisen und 3 Thlr. 13 Gr. zu den 13 Fuss nur gerade gehender Bohrstangenlänge, 6 ℔ Eisen und 1 Thlr. für die Mutter nebst Arbeit, 4 Gr. für das Anschweissen der Mutter, $1\frac{1}{2}$ bis 2 ℔ Eisen und 12 Gr. für den Bund nebst Anschweissen und 10 Gr. für Schraubenanschneiden und Stangenrichten.

Hiernach kostet 1 Fuss Stange

von	1	Zoll	Stärke	etwa	8	Gr. —	Pf.
-	$\frac{5}{4}$	-	-	-	10	- 6	-
-	$1\frac{3}{4}$	-	-	-	16	- 9	-

Der Aufwand für die Bohrinstrumente beträgt für Bohrlöcher bis gegen 200 Fuss Tiefe 36 — 40 Thlr. Man reicht hier mit 1 Umsetzkrückel, 2 Bohrmeiseln, 1 Büchse, 1 Kronenbohrer, 2 Löffeln, 1 Krätzer, 1 Abfang- und 1 Fallenfangscheere nebst 3 Schlüsseln aus. Allgemein hat der Werth

$$0{,}6\,.\,A \text{ Thaler}$$

sehr genau den Kosten für das Bohrgezäh bei einem A Fuss tiefen Bohrloche entsprochen.

Die Arbeitslöhne der Bohrarbeiter und des Setzers sind zu abhängig von den Ortsverhältnissen, um sie anders als möglichst allgemein anzugeben. In dem oben unter I, 2 über das eigentliche Abbohren Angeführten ist daher schon die Mannschaftszahl am Bohrschwengel für verschiedene Lochtiefen bezeichnet und es bleibt hier bloss noch nachzuweisen übrig, wie viel Lochtiefe in verschiedenen Gebirgsarten in einer gewissen Zeit hergestellt werden kann. Zu diesem Ende muss zuvörderst die auf Nebenbeschäftigungen zu rechnende Zeit ermittelt werden, in welcher Beziehung erfahrungsmässig von der 12stündigen Schichtzeit für A Fuss Lochtiefe und Gebrauch eines besondern Löffelseiles

$0{,}20\,A$	Minuten	zum Ausziehen des Gestänges,
$7{,}5\,A$	- -	Anschrauben des Löffels und Einhängen desselben,
$0{,}01\,A$	- -	Anhohlen des Löffels und
$0{,}08\,A$	- -	Wiedereinhängen des Gestänges und

ausserdem

$1\frac{1}{4}$ Stunde wegen Morgen- und Mittagbrod abgehen, so dass von jener Zeit nur $10{,}625 - 0{,}004833\,A$ Stunden zum eigentlichen Bohren übrig bleiben und, wenn in γ Stunden 1 Fuss gebohrt wird, in einer Schicht das Bohrloch um $a = \frac{1}{\gamma}\,(10{,}625 - 0{,}004833\,A)$ Fuss an Tiefe zunimmt.

Aus dieser Gleichung lässt sich auf die Zeit t oder die Anzahl der Schichten oder halben Tage schliessen, die zu einem Loch von bestimmter Tiefe nothwendig sind. Man erhält nämlich

$$t = \gamma\,.\,476{,}3968\,[3{,}3420821 - \log(2198{,}275 - A)],$$

so dass ein Loch

von	100	Fuss	Tiefe	$\gamma\,.\,9{,}633$
-	200	-	-	$\gamma\,.\,19{,}736$
-	300	-	-	$\gamma\,.\,30{,}357$
-	400	-	-	$\gamma\,.\,41{,}551$ 12stünd. Schichten verlangt,

deren Bezahlung mit Rücksicht auf die Localverhältnisse leicht zu bestimmen ist.

Wird nur mit 4—6 Zoll Weite gebohrt, so ist

$\gamma = 23 - 32$ bei sehr festem Gesteine, als Gneus und Granit;

$= 20 - 29$ bei Kalkstein, Sandstein, Thonschiefer mit Quarz u. s. w.;

$= 14 - 23$ bei reinem Thonschiefer, Schieferthon, Stinkstein;

$= 8 - 17$ bei festem Schieferletten, mildem Sandstein, Gyps mit Salzthon;

$= 2 - 11$ bei Salzthon, verhärtetem Mergel u. dgl.;

$= 1 - 4$ bei weichem Thone.

Sowie γ unter 4 herabgeht, muss in der 12stündigen Schicht mehr als einmal gelöffelt werden, namentlich dann, wenn der Bohrschmand sich nicht im Wasser zertheilt; dann sind obige Formeln nicht mehr gültig.

Die Kosten der Röhren stehen im geraden Verhältniss der Röhrendurchmesser. Von $4\frac{1}{2}$ Zoll weiten eisenblechernen, trichterartig in einander gesteckten und durch Schrauben und Nieten verbundenen, $\frac{3}{16}$ Zoll wandstarken Röhren kostet 1 Fuss Länge nahe 1 Thlr. 18 Gr. — Von einer 5 Zoll weiten, aus $\frac{1}{8}$ Zoll starkem gewalztem Eisenblech gefertigten Röhre, von der die einzelnen Stücke 4 Fuss lang an den langen Nähten genietet und mit Hartloth gelöthet, die Wechsel aber durch $9\frac{1}{2}$ Zoll hohe Bundringe, welche durch 16 Schrauben mit versenkten Köpfen mit den Röhren verbunden und mit Blei und Zinn vergossen sind, verwahrt werden, kostet der laufende Fuss 2 Thlr. 16 Gr., wovon $\frac{3}{5}$ auf Materialkosten, $\frac{2}{5}$ auf Arbeitslohn kommen. — Eine Doppelröhrentour mit über einander greifenden Wechseln, $2\frac{7}{8}$ Zoll weit aus gewalztem Eisenblech von $\frac{7}{32}$ Zoll Stärke mit einem Zwischenraum von ungefähr einer Linie, welcher durch Zinn und Blei ausgegossen wird, kann, wenn die Röhren an der langen Naht auf 3 Fuss 26 Nieten erhalten, mit 1 Thlr. 20 Gr. für den laufenden Fuss gefertigt werden.

Das Senken derselben hängt von so vielen Umständen ab, dass sich die betreffenden Kosten im Voraus nicht gut angeben lassen.

Die Schmiedekosten endlich betragen in der 12stündigen Schicht, wenn man mit gut eingerichteten Bohrstangen und den nöthigen Instrumenten versehen und die Schmiedewerkstatt unmittelbar beim Bohrloche gelegen ist, so dass keine Traglöhne erwachsen, etwa 15 Gr. 5 Pf.

II. Ueber das Seilbohren.

Das Seilbohren hat bis jetzt bei weitem noch nicht die Verbreitung wie das Stangenbohren gefunden und ist daher auch noch nicht zu dem Grade von Vollkommenheit gediehen, wie das im Obigen beschriebene Stangenbohren.

Erst in den letztvergangenen Jahren hat man angefangen, die Stangen bis auf eine bleibende kurze Länge derselben, die mit dem Bohrer in Verbindung steht, mit einem vom Bohrgerüste weg gehenden, an demselben befestigten Seile zu vertauschen, so dass auch über Hülfsmittel, Arbeitsgang und Resultate nur wenig Bewährtes und sofort Brauchbares in Schriften enthalten ist. Ohne die frühere Anwendung in China weiter zu erwähnen, haben Franzosen und Deutsche das Seilbohren am meisten und zwar auf eigenthümliche Art ausgebildet; das Verfahren

der Letzteren beschreiben Frommann *) und Sello **), das der Ersteren Paulucci ***); jenes hat vor diesem grössere Einfachheit in den nöthigen Utensilien und deren Behandlung voraus, und deshalb soll auch die deutsche Seilbohrmethode vorzugsweise im Nachstehenden berücksichtigt werden.

Der Grund und die Veranlassung, die Stangen mit dem Seile zu vertauschen, lag vorzugsweise in den mancherlei Inconvenienzen der ersteren, als deren wesentlichste die Schwere und Starrheit der Gestänge und die hieran sich knüpfende grössere Theurung in Anschaffung und Unterhaltung des gesammten Bohrapparates erscheint. Nächstdem liess sich nach Beseitigung der schweren, unbiegsamen Gestänge eine Vereinfachung des Bohrverfahrens und hierdurch ein Gewinn an Bohrzeit und Kosten erwarten, indem die Zahl der Arbeiter reducirt, die Zeit zum Einhängen und Ausziehen des Bohrers, sowie die zum Löffeln beträchtlich abgekürzt und die Gefahr abgeschnitten werden konnte, welche als Folge der Gestängschwere, durch Zerbrechen irgend eines Eisentheils und sonst, so oft eintritt. Endlich stellte es sich leichter dar, unter Anwendung des Seilbohrers die lothrechte Richtung des Bohrloches zu erhalten, wenn dieselbe nur gleich von Anfang an durch die genaueste Stellung des Bohrtäuchers richtig im Auge behalten worden ist. Dem für das Stangenbohren mehr sprechenden Umstande, dass man eintretenden Unfällen im Bohrloche mit Hülfe der Stangen besser entgegenarbeiten könne, musste man durch Vereinfachung der Werkzeuge beim Seilbohren und dadurch zu begegnen suchen, dass man denjenigen, die dem Zerbrechen ausgesetzt sind, genügende Stärke gab, um jene Unfälle und dieses Zerbrechen möglichst zu hindern.

Was nun

1) die Vorkehrungen zum Seilbohren und zwar

A. den Bohrer selbst

betrifft, so besteht dieser, weil das Seil, an dem er hängt, als solches keine Drehungen in demselben Sinne zulässt, wie das steife Bohrgestänge, vielmehr die gesammte Arbeit nur durch den Stoss vollbracht werden muss, in sehr geringer Mannichfaltigkeit, und reducirt sich im Allgemeinen auf den Meisel- und Kronenbohrer, mit denen sonach sowohl die festeren als die weicheren und zäheren Schichten, sowie der Sand durchbohrt und aufgelockert werden müssen.

Die Gestalt und Einrichtung an der Schneide der ersteren bleibt für Bohrlöcher jeder Weite, selbst für solche von 18 Zoll Durchmesser, wie sie in den Steinkohlengruben im Saarbrück'schen vorgekommen ist, den beim Stangenbohren gebrauchten Instrumenten dieser Art völlig gleich und muss hier wie dort der Beschaffenheit des vor Ort anstehenden Gebirges möglichst angepasst werden.

Kronenbohrer für Löcher der angegebenen Weite lassen sich nicht füglich aus dem Ganzen herstellen und müssen deshalb, was die angreifenden Theile betrifft, aus mehreren Stücken zusammengesetzt werden. Die Anfertigung und Unterhaltung dieser Bohrer hat daher auch hier,

---

*) Die Bohrmethode der Chinesen u. s. w. Koblenz, Bädecker 1835.

**) Karstens Archiv für Mineralogie u. s. w. Bd. VII. S. 526 und Bd. IX. S. 377.

***) Das technische Verfahren bei Bohrung artesischer Brunnen u. s. w. Wien, Heubner 1838.

wie beim Stangenbohren ziemliche Schwierigkeit, weshalb man dieselben hier wie dort nur ausnahmsweise, etwa zum Ausrunden des Bohrloches, höchst selten zum Bohren selbst, verwendet. Beide, Meisel- und Kronenbohrer, müssen bei jedem Ausschmieden aufs sorgfältigste untersucht werden, ob sie in ihren Schneiden noch mit der Bohrweite übereinstimmen.

Es bedarf hier mit Verweisung auf das Frühere hauptsächlich nur der nähern Angabe, wie der Bohrer unter sich und mit dem Seile verbunden, zum Angriff des zu durchsinkenden Gebirges gebracht und in lothrechter Richtung erhalten wird.

Zu geeigneter Erfüllung der genannten drei Zwecke trägt hauptsächlich die Bohr- oder Leitstange bei, deren Einrichtung sich aus *Fig.* 84, 85 u. 86 (Taf. 11) vollständig ergibt, von denen *Fig.* 84 für Bohrlöcher von geringer und *Fig.* 85 für Bohrlöcher von grosser Weite gilt.

Der Bohrer muss stets mit einer gewissen, durch Schwere und Hubhöhe bewirkten Kraft auf die Lochsohle treffen, wenn diese vorrücken soll, und deshalb legt man denselben in eine je nach der Weite des Bohrloches leichtere oder schwerere, 300 bis 1000 und mehr Pfund wiegende, 6 — 9 Fuss lange, 2 — 4 Zoll starke Bohrstange ein. Zur Leitstange wird diese dadurch, dass man sie zur Erhaltung der vertikalen Richtung des Bohrlochs am oberen und unteren Ende mit cylinderförmigen, $1\frac{1}{2}$ — 2 Zoll hohen Leitscheiben *l* versieht, deren Durchmesser bis auf $\frac{1}{4}$ Zoll, der zur Bildung des nöthigen Spielraumes zwischen Scheibenumfang und Lochwandung dient, mit dem des Bohrloches übereinstimmen muss. Das obere Ende der Bohrstangen trägt den zur Drehung des Bohrers unumgänglich nothwendigen Seilwirbel *s*, dessen nach unten gekehrte Gabel so scharf und dicht mit dem Stangenkopf zusammengearbeitet sein muss, dass sich die Stange mit dem Wirbel nicht auf die Seite legen könne. Das untere Stangenende geht in eine hohle Verstärkung *v* aus, in welche der Bohrer oder jedes andere mit der Leitstange zu verbindende Instrument, wie die später zu erwähnende Büchse, zu liegen kommt. Die Verbindung mit der Stange erfolgt durch Schraubengewinde oder 1 — 2 Vorsteckbolzen.

Die Bohrstange muss mit den beiden Leitscheiben aus dem Ganzen bestehen und wird deshalb, im Gegensatz zum Bohrer, der nothwendig aus Schmiedeeisen bestehen muss, um die stählernen Bohrschneiden anschweissen zu können, aus Gusseisen gefertigt. Von ihrer zweckmässigen Anfertigung hängt grossentheils das Gelingen der Bohrung ab; man wählt daher weiches und zähes Gusseisen zu ihrem Abgusse, dreht die Leitscheiben ab und bringt die Lochung zur Bohreraufnahme möglichst in der Richtung der Axe ein. Bei kleinem Bohrlochdurchmesser macht man die Leitscheibe massiv und mit Einschnitten am Umfange nach *Fig.* 84, bei grossem Durchmesser hingegen radförmig nach *Fig.* 85; der durch die Einschnitte im ersten und die Arme im zweiten Falle gebildete Zwischenraum dient zum Emporsteigen des Bohrschmandes während des Bohrens und muss so gross gemacht werden, als es sich mit dem Halt der Scheiben nur immer verträgt. Mit Rücksicht hierauf erscheint 6 Zoll als der kleinste beim Seilbohren anwendbare Lochdurchmesser. Aus gleichem Grunde wie beim Stangenbohren versieht man auch hier Bohrstange und Bohrer mit einem Bunde.

Wählt man zur Verbindung des Bohrers mit der Bohrstange Schrau-

bengewinde, so muss beim Abgiessen der Stange, um eine haltbarere Schraubenmutter, als von Gusseisen herzustellen möglich ist, zu erhalten, Messing oder Kanonenmetall eingesetzt und das Gewinde nachträglich in dasselbe eingeschnitten werden.

Die Richtung dieses Gewindes, ob rechts oder links, muss, wie sich später zeigen wird, mit der Drehung des Bohrseils übereinstimmen, weil ausserdem leicht ein Rückwärtsgehen jenes Gewindes eintritt.

Nächst der Bohrstange ist das Seil der beachtenswertheste Gegenstand beim Seilbohren. Mit seinem oberen Ende hängt es, in ähnlicher Art wie die Bohrstangen, an einem auf und nieder zu bewegenden Hebel des Bohrgerüstes, dem Schwengel oder Drückel, jedoch so, dass seine Verlängerung mit tiefer werdendem Bohrloche sich leicht bewirken lässt; am untern Ende trägt es in einer durch umgelegtes Rindsleder oder gehörig gebogenes Eisen möglichst gegen Beschädigung geschützten Schlinge den Seilwirbel und durch diesen die Bohrstange mit dem Bohrer.

Es muss hier, mit Rücksicht auf das eben Angeführte, bemerkt werden, dass man anfänglich das Umsetzen des am Seile hängenden Meiselbohrers auf gleiche Weise wie beim Stangenbohren mittels eines besonders hierzu angestellten Arbeiters besorgte, in welchem Falle der Wirbel nicht unmittelbar an der Bohrstange im Bohrloche, sondern dicht unter dem zum Bohreranheben bestimmten Hebel im Bohrhause befestigt war, der Setzer sein Geschäft mittels einer nach *Fig.* 87 geformten Bohrkrücke (fr. *filière*) vollbrachte, und das untere Seilende ohne Zwischenglied mit der Bohrstange zusammenhing. Später machte man die Erfahrung, dass es bei directer Verbindung des Seilwirbels mit der Bohrstange, und wenn das Bohrloch noch keine beträchtliche Tiefe erlangt hat, zum Drehen des Seiles und Bohrers keines besondern Arbeiters bedürfe, dass vielmehr, in Folge der An- und Abspannung der Seilfasern, der Bohrer sich von selbst und regelmässig während des Aufsteigens oder Fallens umsetze, dass aber bei grösserer Teufe und besonders bei Bohrlöchern von grossem, 8 — 9 Zoll übersteigenden Durchmesser die An- und Abspannung des Seiles zum zweckmässigen Umsetzen des Meisels nicht hinreichend zu sein scheine und man daher entweder nur Kronenbohrer brauchen dürfe, oder einen besondern Bohrhäuer zum Drehen des Seils anstellen müsse, um runde Bohrlöcher zu erhalten. Die Erfahrung muss hiernach bei jedem Seilbohren lehren, welche Massregel zu treffen sei.

Mit Rücksicht auf Selbstumsetzen darf nun zum Bohrseil nur ein elastisches Material, wie Hanf, Aloe und dergleichen verwendet werden, während man sich, auch mit dem Vortheil längerer Dauer, des Eisendrahtes zu dem Bohrseile bedienen kann, wenn ein besonderer Setzer verwendet wird. Die Stärke des Seiles richtet sich natürlich nach der Tiefe und Weite des Bohrloches, meistens aber wird bei hanfenen und Aloeseilen eine Dicke von 1 — $1\frac{1}{2}$ Zoll, bei Drahtseilen eine von 4 Linien, bei $\frac{1}{16}$ Zoll Stärke der einzelnen Drähte, für Löcher von 4 — 600 Fuss Tiefe genügen.

Um das Seil möglichst in der Axe des Bohrloches zu erhalten und gegen das Anschlagen an die Bohrlochswand zu schützen, setzt man auf den Bohrtäucher ein nach *Fig.* 88 geformtes, mit Flügeln zum Handhaben, nach Art der Abfangscheere beim Stangenbohren, versehenes Leitklötzchen auf. Dasselbe hindert zugleich das Hineinfallen fremder Körper ins Loch.

Die Hülfstücke, die beim Seilbohren vorkommen, sind, wie

Schraubenschlüssel, Hammer und anderes Handwerkszeug, dieselben wie beim Stangenbohren; einer Schraubenschneidevorrichtung bedarf man hier jedoch nicht.

B. Die Seilbohrvorrichtung.

Der Apparat zum Seilbohren kommt, bis auf die mindere Stärke der Theile, mit demjenigen für das Stangenbohren so überein, dass man bis auf einige unbeträchtliche Abänderungen, die sich vorzüglich darauf beziehen, dass Bohr- und Löffelseil zwar eins, aber so gelagert sein müssen, um einander in keiner Weise hinderlich zu werden, ein und dasselbe Gerüste nebst Bohrschacht und seinem Zubehör für beiderlei Arbeit zu brauchen vermag. Bei Errichtung eines neuen Seilbohrapparates muss deshalb wie früher davon ausgegangen werden, den Bohrer mit der geringsten Arbeiterzahl und möglichst hoch heben, in einer bestimmten Zeit die grösstmögliche Anzahl Hübe machen und das Anhohlen und Senken mit der geringsten Mannschaftszahl und in der kürzesten Zeit bewirken zu können. Die genannten Zwecke wird das auf *Fig.* 89 gezeichnete Bohrgerüste erfüllen, zu dessen Uebersicht nachstehende Bemerkungen genügen dürften.

Die Mannschaft arbeitet, auf den Tritten *t* stehend, am 6 — 9 Fuss (mechanisch) langen Drückel *a* (fr. *bascule*), der mit seinem starken Ende in eine von den 6 — 8 entsprechend vorgerichteten Lochungen der mittels ihrer Welle in Lagern ruhenden, 4 Fuss hohen Scheibe *b* gesteckt und verschraubt wird, am schwachen Ende aber mit einem an der Prellstange *i* aufgehängten Prellriemen *h* zusammenhängt, der die Höhe des Schwengelaufganges begrenzt. Dieselbe Scheibe enthält an ihrem Umfange eine Spur *c* zur Leitung des Bohrseiles *e* nach dem Bohrloche *d* und auf ihrer Welle eine in *Fig.* 90 dargestellte Vorrichtung zum Festklammern des Seiles am erforderlichen Punkte und beliebigen Nachrücken beim Tieferwerden des Loches. Während das eine Seilende mit dem Bohrwerkzeuge verbunden ist, liegt das andere nebst dem grössten Theile der Seillänge auf einer Welle *f*, deren Bewegung (bei beabsichtigter Anhohlung oder Senkung des Bohrseiles) je nach mehrerer oder minderer Lochtiefe durch Vorgelege oder einfache Haspelhörner erfolgt, nachdem der Drückel *a* beseitigt und die Klemmvorrichtung gelöst ist, um das Seil von der Welle *f* ungehindert über die Theile *b* laufen zu lassen. Zum leichten Reguliren dieser Bewegung dient der Brems *g*.

Umstände und Oertlichkeiten müssen natürlich hier wie beim Stangenbohren berücksichtigt werden.

2) Das eigentliche Abbohren theilt sich auch hier in die beiden Arbeiten: Bohren mit dem Meiselbohrer und Ausrunden des Loches mit der Büchse, welches Letztere hier um so nothwendiger wird, als man bei einem nicht vollkommen runden Loche die Leitstange mit ihren kreisrunden, das Loch fast ausfüllenden Leitscheiben gar nicht durchbringen würde.

Die Gegenwart von Wasser im Bohrloche ist beim Seilbohren noch mehr als beim Stangenbohren unerlässliche Bedingung zum Gelingen der Arbeit, da diese nur dann vorrücken kann, wenn das Bohrmehl einen Brei bildet, dem mit gewöhnlich geformten Löffeln beizukommen ist, oder wenn das Wasser an sich schon erweichend wirkt, wie es der Fall bei im Loche anstehendem Thon, Lehm und dergl. ist.

Obwohl bis jetzt festes Gestein sich am geeignetsten für die An-

wendung des Seilbohrens erwiesen hat, so ist es doch, wenn auch meistens mit beträchtlichem Mehraufwande an Zeit, gelungen, weiche und zähe Gebirgsarten damit zu durchsinken. Man vermindert hierbei den Hub und lässt dagegen die Stösse rasch auf einander folgen. Im Sand, Kies und dergl. wirkt der Seilbohrer nur auflockernd, bleibt aber dann ohne alle Wirkung, wenn das Bohrloch trocken und in einem solchen Gebirge ansteht, in welchem zugegossenes Wasser sich nicht verhält, sondern verläuft.

Während man beim Stangenbohren die Grösse des Hubes vollkommen in seiner Gewalt hat, muss hier, besonders bei Anwendung von hänfenen und Aloeseilen, auf beträchtlichen Hubverlust durch diese in Folge ihrer Nachgiebigkeit und Elasticität Rücksicht genommen und hiernach das Hebelverhältniss zwischen Kraft und Last eingerichtet werden. Das Maximum des vom Drückel beschriebenen Bogens ist auf 6 Fuss anzunehmen, da ihn sonst die Arbeiter nicht mehr zu erreichen vermögen; der grösste Bohrerhub muss, um Reserve wegen Hubverlust zu haben und den Bohrer mit nicht zu sehr geschwächter Kraft auffallen zu lassen, mindestens $1\frac{1}{2}$ Fuss und daher eben so viel die Grösse des vom Lastarm durchlaufenen Bogens betragen. In der Minute können gegen 25 Hübe geschehen, die sich aber, wegen der nach etwa 10 Minuten lang fortgesetzter Arbeit nöthigen Ruhe von 5 Minuten, auf 16 im Durchschnitt reduciren. Um beim Bohren im festen Gestein den Hub möglichst zu vermehren, muss der Drückel nicht bloss niedergedrückt, sondern im vollen Sinne des Wortes niedergeworfen werden.

Ist der Bohrer vor Ort angekommen, so muss, ehe das Bohren beginnt, die Spannung des Seiles gehörig regulirt werden. Die erste Kraftäusserung am Drückel nämlich bewirkt bloss ein Ausdehnen des Seils, noch keineswegs aber ein Anheben des Bohrers. Die Ausdehnung des im Loche hängenden Seiles muss daher erst durch Anwinden der Drückelscheibe so weit wirkungslos gemacht werden, dass das Gewicht des Bohrers nebst Leitstange nur noch eine unbedeutende Verlängerung desselben beim Anheben des Bohrers zu bewirken vermag. Man erlangt durch diese Massregel den doppelten Vortheil, dass der Bohrer möglichst hoch gehoben wird und das straff gespannte Seil wenig oder gar nicht an die Wände des Loches anschlagen und sich dadurch beschädigen kann. Um aber das Seil in der richtigen Spannung zu erhalten, dient die Verbindung des Drückels mit der schon oben erwähnten Prellstange durch einen Prellriemen. Die Stange muss denjenigen Grad der Nachgiebigkeit besitzen, um dem Zuge des im Fallen begriffenen Bohrers folgen zu können, ohne dessen freien Fall im mindesten zu behindern.

Der einmal als vortheilhaft gefundene Grad der Spannung kann dann für mehrere Tage, überhaupt aber so lange beibehalten werden, bis das Bohrloch so weit vertieft, das Seil mithin so viel verlängert worden ist, dass die grössere Länge des frei hängenden Theils eine Aenderung nöthig macht. Das Seilverlängern muss vollbracht werden, ohne dass der Drückel aus der Scheibe genommen und von der Prellstange losgemacht wird. Mit wachsender Tiefe des Bohrloches muss auch die Aufmerksamkeit auf den richtigen Spannungsgrad des Seils wachsen.

Was nun das Umsetzen des Bohrers und namentlich die Grösse einer Umsetzung betrifft, so lässt sich dafür ein bestimmtes Mass weder für den Fall der Selbstdrehung des Bohrers durch die An- und Abspannung der Seilfasern, noch für den Fall, dass zur Drehung ein be-

sonderer Arbeiter angestellt wird, geben, da durch die Länge des Seiles im Bohrloche, durch dessen Stärke und Elasticität, sowie durch die Grösse der am Seile hängenden Last und der sonstigen Behinderungen im Bohrloche, wie Reibung an dessen Wänden, Durchdringen des Bohrschmandes u. dergl., zu viel Gelegenheit zu Abweichungen geboten wird.

Es ist dieser Umstand einer von denen, die dem Seilbohrer zum Nachtheil gereichen und als nächste Folge in dieser Beziehung es nothwendig machen, öfter als ausserdem nachzubüchsen, um Ribben und sonstige Vorsprünge im Loche zu entfernen. Für Löcher von nur etwa 6—8 Zoll Durchmesser hat die Büchse an ihrem greifenden Theile vollkommen gleiche Einrichtung mit derjenigen beim Stangenbohren, für weitere Löcher aber muss die Schneide derselben aus mehreren bogenförmig gekrümmten Stücken *a, a* nach *Fig.* 91 zusammengesetzt werden.

Eine Vereinfachung der Bohrinstrumente hat man dadurch bewirkt, dass man den Bohrer wie gewöhnlich in die Bohrstange einsetzte, die untere Leitscheibe derselben aber in eine Büchse dadurch verwandelte, dass man sie mit Schneiden am Umfange, in gleicher Art wie in *Fig.* 91 angedeutet ist, armirte.

Die Befestigung der Schneiden im einen wie im andern Falle muss mit möglichster Sorgfalt geschehn und im Auge behalten werden, da sie sonst leicht nachgeben und sich losprellen.

3) Die Ausförderung des Bohrschmandes, das Löffeln, muss dann geschehen, wenn das Bohrmehl sich so angehäuft hat, dass der freie Fall des Bohrers und hierdurch dessen Greifen gehindert wird. Es geht gänzlich auf die Art und mit denselben Instrumenten von statten, als wenn man sich beim Stangenbohren des Seiles zum Löffeln bedient, nur muss hier die Vorsichtsmassregel gebraucht werden, die Lage des Seiles auf der Scheibe genau zu bemerken, damit man, wenn das Bohren wieder beginnen soll, dem Seile die frühere Lage und somit auch die frühere, schon ausgemittelte Spannung zu geben vermag.

Mehrfach hat man versucht, das Bohren und Löffeln durch Instrumente, die beide Geschäfte gleichzeitig verrichten, zu vereinigen und zu diesem Endzweck, als einfachste Methode, lederne oder blecherne Beutel mit der Bohrstange gerade über der Schneide nach *Fig.* 9 (Taf. 8) verbunden, sowie, wenn auch weniger einfach, oberhalb des Bohrers blecherne Taschen, mit Ventilen armirt, aufgesetzt, welche letztere auf gleiche Art wirken sollten, wie bei den gewöhnlichen Löffeln. Nur selten aber ist die Absicht vollkommen, nämlich so gelungen, dass man, wegen der durch nicht zu vermeidende Erschütterungen leicht möglichen Beschädigung jener complicirten Vorrichtung, nicht auf der andern Seite an Geld und Zeit zusetzte, was man auf der einen gewann.

Will man, was beim Löffeln und den Vor- und Nacharbeiten dieses Geschäftes am meisten eintritt, das am Seile hängende Werkzeug im Bohrloche aufhängen, so klemmt man entweder das Seil in die Bohrkrücke *Fig.* 87 (Taf. 11), oder in die Bohrscheere *Fig.* 92, und legt die eine wie die andere auf den Bohrtäucher auf.

4) Die Beseitigung von Hindernissen, über welche bei der Beschreibung des Stangenbohrers so vieles anzuführen war, ist beim Seilbohren von minderer Wichtigkeit, theils weil der Hindernisse weniger vorkommen, theils weil mehrere derselben, wie z. B. alle diejenigen, die sich auf Ausfütterung des Bohrloches mit Röhren beziehen, für beide Bohrmethoden gleiche und sonach im Früheren be-

reits nachgewiesene Vorgänge und Massregeln bedingen. Die hier noch anzuführenden Hindernisse, die beim Seilbohren am häufigsten eintreten, sind:

1) Zerreissen des Seiles,

2) Zerbrechen des Bohrers, der Leitstange und des Löffels, sowie Abtrennung einzelner Bohrertheile und anderer Stücke im Loche, in Folge schlechter Vereinigung derselben,

3) Herausholen ins Loch gefallener Gegenstände,

4) Einklemmen der Werkzeuge im Loche und

5) Einstürzen eines Theiles der Bohrlochwände über dem Bohrer.

Sie müssen sämmtlich durch Werkzeuge beseitigt werden, deren Gebrauch keinen Druck von oben bedingt und die übrigens so beschaffen sind, dass sie möglichst geringen Raum im Loche einnehmen. Ein Nachtheil in dieser Hinsicht besteht in dem Mangel der beim Stangenbohren statt findenden unmittelbaren Fühlung und der hierdurch herbeigeführten Unsicherheit über den Zustand der Verhältnisse im Bohrloche, über die Wirkung der Bohrinstrumente u. s. w.

Ein zerrissenes und im Loche steckengebliebenes Seil kann man, wenn dasselbe nicht eingeklemmt ist, durch einen an einem frischen Seile ins Loch gehängten schweren und starken Haken unter Anwendung gesteigerter Kraft zu fassen und zu heben suchen; gelingt dies nicht, so muss das Seil durch scharfe Meisel zerschnitten, hierauf mit spitzen Haken etwas in die Höhe gezogen und endlich mit obigen Fanghaken stückweise aus dem Loche herausgehoben werden.

Ein Zerbrechen der Leitstange und des Löffels ist, da der erstern sowohl zur Gewichtsvermehrung als zur Umgehung von Brüchen sehr starke Dimensionen gegeben werden und da der letztere nur einen geringen Widerstand auszuüben hat, wenn auch gerade nicht unmöglich, doch im hohen Grade unwahrscheinlich. Dagegen sind die Seilwirbeltheile, die Verbindungsbolzen und Schrauben, die Verstählung des Bohrers und dessen ganzer unterer Theil, sowie die einzelnen krummen Meisel der Büchse dem Zerbrechen und Lostrennen eher ausgesetzt. Wo es ohne Nachtheil geht, bringt man bei den dem Abbrechen leicht unterworfenen Theilen, wie z. B. bei dem Bohrer, kleine Löcher an (s. *Fig.* 84, *o*) und bindet durch dieselben mittels Lederriemen diese Theile mit der Bohrstange zusammen, damit sie, nach eingetretenem Bruche, nicht im Loche liegen bleiben können.

Zum Fassen abgebrochener Stücke, bei denen diese Vorsichtsmassregel nicht anwendbar ist, gebraucht man entweder auf verschiedene Art gekrümmte Haken, wie in *Fig.* 11, *A*, *B* u. *C* (Taf. 8), oder man sucht jene, wenn sie klein sind, mit dem Löffel heraus zu bringen, oder bedient sich endlich einer in *Fig.* 93, *A*, *B* u. *C* (Taf. 11) abgebildeten Fangzange. Sie erklärt sich in der Hauptsache von selbst, so dass nur noch bemerkt zu werden braucht, dass sowohl der feststehende Arm *f*, als der bewegliche *g* sich unten in drei mit Rücksicht auf die Form des zu fassenden Gegenstandes gebogene Spitzen endigen, sowie dass nach Anziehen der bis zur Oberfläche reichenden Zugleine *s* der Ring *r* herabfällt und jene Arme geschlossen hält.

Zum Aufheben ins Loch gefallener Gegenstände kann die beschriebene Fangzange oft erst dann gebraucht werden, wenn dieselben mit dem Instrumente *Fig.* 94 etwas aufgelockert worden sind, was dann

nothwendig ist, wenn sie sich im Loche beim Hineinfallen fest eingelegt haben.

Klemmen sich die Bohrwerkzeuge im Loche fest, was besonders mit dem Bohrer eintritt, wenn derselbe durch das Ausschmieden an der Schneide zu lang geworden ist, so muss das Bohrseil scharf auf der Bohrwelle angezogen und im Nothfalle ein zweites, neben dem ersten ins Loch gebrachtes, mit einem starken Haken armirtes Seil zu Hülfe genommen werden, indem man den Haken des Hülfsseiles in den Wirbel an der Leitstange einspielen lässt.

Stürzt ein so beträchtlicher Theil der Bohrlochwandung über dem Bohrer zusammen, dass dieser sich nicht leicht herausziehen lässt, so bleibt nichts übrig, als mit einem scharfen und schweren, ins Loch eingehängten Meisel das Bohrseil so nahe als möglich über der Verschüttung abzustossen, das Bohrloch mit dem gewöhnlichen Löffel bis auf den Bohrer nieder auszuräumen und dann diesen letztern mit einem Haken in die Höhe zu ziehen. Unfälle letzterer Art ziehen oft die Nothwendigkeit nach sich, das Bohrloch zu verlassen. Das sicherste Mittel, Unglücksfälle zu vermeiden und den aus diesen entstehenden Hindernissen vorzubeugen, bleibt eine vor dem Wiedereinsetzen der Bohrinstrumente vorzunehmende sorgfältige Untersuchung der Seile, des Bohrers in allen seinen Theilen u. s. w. rücksichtlich der Stärke, Befestigung, Massgrösse u. dergl.

Bei der französischen Seilbohrmethode werden, mit Ausnahme der Bohr- und Leitstange, unter geringen Modificationen dieselben Instrumente angewendet wie bei der deutschen. Statt dieser Stange jedoch brauchen die Franzosen eine in der Hauptsache denselben Zweck wie diese erfüllende, nur anders construirte Vorrichtung, den sogenannten Leitkörper, einen aus Blech gefertigten und mit Blei ausgegossenen oder ganz von Gusseisen hergestellten, nach oben etwas verjüngten, am Bohrseil ohne Wirbel aufgehängten Cylinder; sie setzen in die hierzu vorgerichtete Unterfläche dieses Leitkörpers mehrere Bohrmeisel ein, deren Schneiden theils radial, theils dem Umfang des Bohrlochs sich anschliessend stehen, und stellen, trotz dieser dem Kronenbohrer nahe kommenden Einrichtung, stets einen Arbeiter zum Umsetzen des Leitkörpers an.

Fällt nun die Axe des im Loche hängenden Leitkörpers mit der Axe des Bohrseiles zusammen, so wird der Durchmesser des Bohrloches gerade nur so gross ausfallen, als der grösste diametrale Abstand der Bohrmeisel. Hängt man aber jenen Körper so am Seil auf, dass seine Axe eine mehr oder minder geneigte Lage bekommt und sonach gegen die des Seiles divergirt, so müssen die Bohrmeisel weiter ausgreifen und somit den Durchmesser des Loches entsprechend vergrössern. Der letztere Umstand ist es vorzüglich, der beide Seilbohrmethoden von einander unterscheidet und zu Gunsten der französischen spricht. Die Mittel zur Erzeugung jener Divergenz sind aber ziemlich complicirt, sowie sehr aufhältlich in ihrem Gebrauch und unsicher in ihrem Erfolge. Derselbe Vorwurf trifft die französischen Bohrgerüste und die mit denselben verbundene von Selligue angegebene Sprungmaschine. Eine Abbildung dieser Sprungmaschine enthält das angegebene Werk von Paulucci; es mag daher nur angeführt werden, dass durch dieselbe die absetzend wiederkehrende Bewegung des Drückels beim Anheben des Seilbohrers in eine fortgehende kreisförmige Bewegung verwandelt wird; die Arbeiter bewegen durch Kurbeln eine mit Schwungrad versehene

Welle und das Schwungrad hat an seinem Umfange einzelne Zähne, welche einen mit einem Gesperre versehenen Hebel durch einen Theil der Umdrehung mit fortnehmen, am tiefsten Punkte des Schwungrades frei lassen und, da der Hebel mit dem Seilende verbunden ist, das absatzweise Anheben des Seiles und Bohrers verursachen.

Was nun die Kosten des Seilbohrens betrifft, so liegen hier bei weitem weniger Anhaltpunkte als beim Stangenbohren vor, weshalb auch nur folgende wenige Andeutungen hierüber gegeben werden können.

Für den Fall, dass man bei Anlage des Bohrhauses und Gerüstes auf das Einbringen von Röhren ins Loch zu dessen Ausfütterung Rücksicht nimmt und deshalb ebenso wie beim Stangenbohren einen Thurm auf ersteres setzt, welcher nur weniger hoch ist, kommen die Anlagskosten mit den im Obigen für gleichen Zweck angegebenen überein.

Der Aufwand für die armirte Bohr- und Leitstange lässt sich am besten durch Berechnung des Gewichts und Ausmittelung der Kosten desselben nach einer gewissen Preiseinheit bestimmen. Sehr viel kommt hierbei auf Nähe und Qualität der zu Gebote stehenden Eisenwerke an.

Löffel und Hülfsstücke, so weit man deren hier bedarf, verursachen gleiche Ausgaben wie beim Stangenbohren.

In Bezug auf die Höhe der Arbeitslöhne kann man annehmen, dass für Bohrlöcher von 400 Fuss Tiefe und 7—10 Zoll Weite 4 Arbeiter zum Bewegen des Schwengels und Umsetzen des Seiles genügen und dass für jede 150 Fuss Tiefenzunahme ein Mann mehr erforderlich wird; dass für ein 7zolliges Bohrloch, bei ungefähr 750 ℔ Schwere der armirten Bohrstange, 1 Minute zum Einsenken des Bohrers auf 250 Fuss Lochtiefe, 15 Minuten zum Aufwinden desselben bei beabsichtigtem Löffeln, 30 Minuten zum Ausräumen des Loches und 4 Minuten zu den Vorbereitungen zum Wiederbeginn des Bohrens nöthig sind und dass man im Kohlengebirge, bei regelrechtem Arbeitsgange, einschliesslich aller Nebenarbeiten, für jede Stunde etwa 3—7 Zoll Tiefenzunahme rechnen kann. Mit zunehmender Tiefe gestalten sich diese Verhältnisse im Vergleich zu denen beim Stangenbohren für gleiche Tiefe vortheilhafter.

III. Vergleichung des Stangen- und Seilbohrens.

Aus dem bisher Gesagten gehen fast sämmtliche Umstände hervor, die sowohl für als gegen die genannten beiden Bohrmethoden sprechen. Der erheblichste Vortheil des Stangenbohrens ist unstreitig der, dass mittels desselben jede Gebirgsschicht, vom laufenden Sande bis zum festesten Gestein, durchsunken werden kann und dass dieses Durchsinken vorzüglich da rasch von statten geht, wo man den Bohrer, wie bei Thon, Schieferthon u. dergl., nur zu drehen braucht. Der erheblichste Nachtheil hingegen besteht in den beträchtlichen Anschaffungskosten und in dem viel grösseren Zeitaufwand zum Hängen und Anhohlen des Bohrgestänges.

Der empfindlichste Nachtheil des Seilbohrens liegt zunächst im Gegensatz zu obigem Vortheil, dass nämlich in weicheren Gebirgsschichten die Arbeit nur sehr langsam vorrückt, weil statt des Druckes von oben und der Kreisbewegung nur der von einer unregelmässigen Axenbewegung begleitete Fall des Bohrwerkzeuges wirksam ist, sowie ferner in

der Elasticität des Bohrseiles, indem es nicht nur schwer hält, während der Arbeit immer den gleichen Grad der Spannung und somit eine gleiche Hubhöhe zu erzielen, sondern bei sehr tiefen Bohrungen selbst der Fall eintreten kann, dass man über den Grad der Ausdehnung auf eine bestimmte Länge im Irrthume ist und entweder fast gar keine Hubhöhe erzielt, oder solche zu gross annimmt und hierdurch Gelegenheit zur Beschädigung des Bohrinstrumentes gibt.

In bedeutendem Vortheile endlich steht das Seilbohren durch die geringe Schwere seiner Theile und die Schnelligkeit beim Einsetzen und Ausheben der Bohrwerkzeuge.

Vergleicht man sämmtliche Vor- und Nachtheile der einen und der andern Methode, so ergibt sich, dass gerade die Vorzüge der einen mit den Nachtheilen der andern übereinkommen, die eine in eben dem Punkte mangelhaft erscheint, wo die andere sich fördernd beweist, und dass es daher am besten sein dürfte, beide Methoden unter gegenseitiger Aushülfe und Ergänzung anzuwenden, was um so weniger Schwierigkeiten darbietet, als ein und dasselbe Bohrgerüste mit wenig Modificationen zu beiden Bohrverfahrungsweisen gebraucht werden kann, Hülfs- und Fanginstrumente viel Aehnlichkeit mit einander haben und beim Stangenbohren ohnehin Seil zum Löffeln nöthig ist. Die Ergänzung würde sich sonach hauptsächlich in Bezug auf das Stangenbohren auf Anschaffung der zur Seilbohrung speciell nöthigen Instrumente und rücksichtlich des Seilbohrens auf die eines Bohrgestänges von verhältnissmässig geringerer Stärke, als es für eine gleiche zu erreichende Tiefe beim Stangenbohren erforderlich wäre, reduciren.

Schlüsslich mag hier noch die Bemerkung hinzugefügt werden, dass Selligue in Paris, gleichsam als Mittelweg zwischen beiden Methoden, ohne also weder die eine noch die andere in ihrer Reinheit anzuwenden, statt des Seiles oder des gewöhnlichen Gestänges ein gegliedertes Gestänge (fr. *tiges articulées*) benutzt hat, bei welchem die einzelnen, durch Bolzen und Vorstecker unter einander verbundenen Stücke 10 Fuss lang sind. Diese Stücke liegen auf einem dreikantigen prismatischen Gestelle, welches um eine Axe beweglich ist und durch dessen Drehung nach der einen oder andern Seite das Auf- und Abwinden des Gestänges erfolgt, nachdem die erwähnten Vorstecker ausgezogen sind. Noch ist diese Construction, welche Paulucci in dem angeführten Werke abbildet und beschreibt, zu neu, als dass schon jetzt mehr über dieselbe anzugeben wäre. *G. T. Fischer.*

Abklatschmaschine, s. CLICHIRMASCHINE.

Abläutertrommel (fr. *cylindre à débourber*). Unter Abläutern (s. AUFBEREITUNGS-MASCHINEN) versteht man das Abspülen und Reinigen des Grubenkleins von dem anhängenden Schmande, Letten und überhaupt von den klareren haltigen und unhaltigen Theilchen, theils um die gröberen, einer weiteren Sonderung mit der Hand fähigen Stücke reiner und erkennbarer herzustellen, theils um überhaupt die feineren haltigen Theile, welche noch aufbereitungswürdig sind, aber mit der Hand nicht mehr geschieden werden können, von jenen zu sondern, wobei nach Befinden zugleich eine Absonderung dieser letzteren Massen nach der verschiedenen Gröbe des Kornes bewirkt wird.

Von den beiden Hauptclassen, unter welche sich die sämmtlichen Abläuterungsvorrichtungen bringen lassen, der festen oder unbeweg-

lichen und der beweglichen, gehört die Abläutertrommel zu der letzteren. Der wesentliche Charakter der Abläutertrommel überhaupt ist der eines runden trommelartigen Gefässes, welches das zu reinigende Haufwerk aufnimmt und sich nebst diesem unter dem Zutritt von Wasser auf einer liegenden Welle dreht, wodurch das anhängende Klare abgespült und durch die ganz oder theilweise siebartig gestaltete Umfläche hinausgeführt wird.

Nach Massgabe der nähern Einrichtung ist aber zu unterscheiden: 1) die cylindrische oder eigentliche Abläutertrommel; 2) die conische Abläutertrommel oder das conische Abläuterfass.

1) Die cylindrische Abläutertrommel wurde schon zu Ende des 18ten Jahrhunderts bei dem Freiberger Bergbaue angewendet, als man überhaupt zuerst begann, der möglichsten Benutzung des Grubenkleins bei der Aufbereitung eine grössere Aufmerksamkeit zu schenken und dasselbe nicht mehr, wie bis dahin, durch eine unvollkommene Abläuterung in Handsieben, nur in Vorrath für die Nasspochwerke und für das Setzen abzusondern, vielmehr vorzugsweise durch die erst eingerichtete Klaubearbeit zu führen.

Angewendet wurde diese Vorrichtung zuerst bei der Grube Himmelsfürst bei Freiberg, im Jahre 1792, nach einem von dem Obergeschwornen Holzberg zu Kupferberg in Schlesien (wo sie schon vorher im Gebrauche war) gelieferten Modelle. Von da ging sie später auch auf die Grube Beschert Glück über. Da die Einrichtung der Hauptsache nach an beiden Orten gleich war, so möge die der erstern Vorrichtung, als die ursprüngliche, zunächst in der Kürze bezeichnet werden, da sich die nachmals angebrachten Veränderungen auf diese begründen.

Die Trommel, von 33 Zoll lichter Länge und 30 Zoll lichtem Durchmesser, bestand in den beiden Bodenflächen aus $1\frac{1}{2}$ Zoll starken runden hölzernen Scheiben (auf Beschert Glück von Blech), in der Unterfläche aber, bis auf einen 12 Zoll breiten Streifen, aus einem Geflecht von $\frac{3}{8}$ Zoll breiten, $\frac{1}{8}$ Zoll starken eisernen Schienen, welches Oeffnungen von $\frac{3}{4}$ Zoll (auf Beschert Glück $\frac{1}{2}$ Zoll) Seitenbreite hatte.

Der letzte Theil der Umfangsfläche wurde auf die halbe Länge der Trommel durch ein eisernes nach dem Halbmesser der Trommel gekrümmtes Blech eingenommen, zur anderen Hälfte war er frei und bildete so eine länglich viereckige Oeffnung, welche durch einen in zwei Falzen der Länge nach beweglichen blechernen Schieber, ganz nach Art einer gewöhnlichen Kaffeetrommel, geschlossen werden konnte. Diese viereckige an der einen Bodenfläche anstossende Oeffnung war zum Füllen der Trommel aus einer Rolle bestimmt, in der anderen Bodenfläche der Trommel aber war eine Klappenthür angebracht, einen gegen die Axe zu abgeschnittenen Kreisausschnitt darstellend, die sich auf jener inneren abgeschnittenen Seite in ein paar Bändern drehte und an der Umfangsfläche durch einen Riegel befestigt werden konnte. Die ganze Trommel sass auf einer 4 Ellen 18 Zoll langen, 2 Zoll starken, vierkantigen schmiedeeisernen Axe, mittels welcher sie sich auf zwei Zapfenlagern drehte. Auf dieser Axe war wieder gegen das eine Ende hin ein ganz hölzernes Stirnrad mit 24 Zähnen und von 34 Zoll mechanischem Durchmesser befestigt, in welches ein hölzerner Trilling mit 8 Stecken und von 11 Zoll mechanischen Durchmesser eingriff; letzterer sass

aber auf einer 2 Zoll starken schmiedeeisernen Axe, die an dem einen Ende mit einem Haspelhorne von 17 Zoll mechanischem Halbmesser versehen war. Die Trommel hing in einem 1 Elle 18 Zoll langen, 1 Elle 15 Zoll weiten viereckigen Wasserkasten, der sich unten trichterförmig bis zu einer 6 Zoll weiten Oeffnung zusammenzog, die mit einer eisernen Büchse ausgefüttert und so bis auf 4 Zoll verengt war. Die letztere Oeffnung wurde endlich durch einen kegelförmigen eisernen Spund geschlossen, der an einem durch den Wasserkasten unter der Trommel hingeführten Hebel hing, durch den er gehoben oder gesenkt werden konnte. Die Spundöffnung aber führte in ein Gerinne und dieses in ein Durchlassgefälle bei den Setzständen. Zur Seite des Kastens und neben der Trommel war eine schon angedeutete umgekehrte pyramidale Rolle, unten mit einem Schutze und mit einem kurzen blechernen Schürgerinne versehen, aufgestellt, welches Schürgerinne gegen die Trommel hinüber niedergeklappt werden konnte. Auf derjenigen Seite der Trommel, in welcher sich die Bodenöffnung befand, lag ein Gerinne an dem Kasten, welches zur Aufnahme des abgeläuterten Haufwerkes bestimmt war, und von ihm her konnte nach der Bodenthür der Trommel zu ebenfalls ein Schürblech geklappt werden. Beide Bleche dienten, um sowohl beim Einfüllen als Ausleeren der Trommel jeden etwaigen Zwischenraum möglichst zu bedecken, durch welchen Haufwerk in den Kasten hinabfallen konnte. Endlich hing noch das eine Zapfenlager der Trommelaxe und zwar dasjenige, welches der Seitenthür und dem Ende, auf welchem das Stirnrad sass, entgegengesetzt war, mittels einer gegabelten Hängeschiene an einem Balancier mit Gegengewicht, von dessen anderem oder dem Gewichtsarme eine andere Schiene nach einem Drückel herabging, so dass durch das Niederdrücken des letzteren, mit Unterstützung des Gegengewichtes, das betreffende Zapfenlager und somit die Trommel selbst aufgehoben werden konnte. Das Zapfenlager glitt hierbei mit Zapfen in Falzen auf und nieder, die in zwei zu beiden Seiten stehenden Säulen angebracht waren. Damit dieses Aufheben der Trommel die Stellung des Stirnrades in dem Trillinge möglichst wenig verändern und belästigen möchte, war der Trommelaxe eine grössere Länge gegeben, jenes Rad auch an das andere Ende hingerückt. — Diese gesammte Vorrichtung war zwischen einem Gerüste von Säulen, Schwellen und Riegeln eingebaut und mit einer Bühne für die dabei beschäftigten Arbeiter umgeben.

Das Verfahren bei der Arbeit mit dieser Trommel war folgendes. Die Trommel wurde von einem Arbeiter mittels des Drückels an dem einen Ende in die Höhe und zwar so hoch gehoben, bis die Einfüllöffnung in der Umfangsfläche unter der Schütze der Rolle stand und durch einen anderen Arbeiter aus letzterer gefüllt werden konnte. Während dieses Geschäftes füllte der erste den Kasten so hoch mit Wasser an, dass die alsdann wieder geschlossene und niedergelassene Trommel etwa bis an die Axe eingetaucht war. Die Füllung durfte dabei nicht mehr betragen, als dass die ganze Masse noch von dem Wasser überdeckt wurde. Hierauf wurde die Trommel durch zwei andere an dem Haspelhorne wirkende Arbeiter so lange im Wasser herumgedreht, bis das sich hierbei fortwährend überstürzende Haufwerk von allen klaren, schmandigen und lettigen Theilen befreit war, welche durch die durchbrochene Umfangsfläche hindurch und auf den Boden des Wasserkastens fielen. Auf Beschert Glück fand bei diesem Vorgange noch die Verschiedenheit

statt, dass das Wasser fortwährend auf die sich umdrehende Trommel fiel, wodurch natürlich ein grösserer Aufwand desselben bewirkt wurde. Hierauf wurde die Trommel von dem ersten Arbeiter wieder aufgehoben, die Seitenthür geöffnet und das abgeläuterte Haufwerk in das zur Seite liegende Gerinne entleert, was man noch dadurch beförderte, dass man die schon aufgehobene Trommel noch einige Mal im Kreise herumgehen liess. Aus dem Gerinne wurde das Haufwerk auf die Klaubebühne gefördert. Sodann füllte der zweite Arbeiter die Trommel auf die schon beschriebene Weise wieder aus der Rolle, der erste liess sie wieder nieder nnd das Abläutern begann von Neuem. Von Zeit zu Zeit, wenn das Wasser im Kasten zu schlammig und trübe geworden war und sich viel Klares in letzterem angesammelt hatte, wurde der Spund im Boden gezogen und dadurch Wasser und Klares durch das ersterwähnte Gerinne in das Durchlassgefälle geführt, aus welchem man dasselbe auf die Setzsiebe brachte. Bei diesem Ablassen zog man den Spund, wie bei allen ähnlichen Vorgängen, gern stossweise, ihn nicht zu lange auf einmal offen lassend, damit das Wasser das Klare desto kräftiger hinausschob. Den geleerten Kasten füllte man hierauf von Neuem mit Wasser.

Bei dieser Arbeit waren 4 (auf Beschert Glück, angeblich wegen der durch die sehr lettige Beschaffenheit des Grubenkleins erschwerten Behandlung, 6) Arbeiter beschäftigt. Die Menge des mit einem Male gefüllten Haufwerkes, sowie die Anzahl der Umdrehungen hing von der Beschaffenheit des ersteren ab, jenachdem nämlich dasselbe lettenreicher und dadurch schwieriger zu reinigen war. Durchschnittlich wurde 1 Ctr. eingefüllt; die Anzahl der jedesmaligen Umdrehungen im Wasser war 9—12, jedoch auf Beschert Glück auch 16—20; der Aufwand an Wasser betrug auf Himmelsfürst $3\frac{5}{8}$ Cub. Fuss; auf letzterer Grube wurden in einer Arbeitszeit von $7\frac{1}{2}$ Stunden 6—7 Fuhren, jede zu 18 Kübel, (ungefähr 108—126 Ctr.) abgeläutert, doch konnten auch $8\frac{1}{2}$ Fuhren (etwa 153 Ctr.) gereinigt werden, ja man hatte es bei angestrengter Arbeit selbst auf 6 Fuhren in 4 Stunden gebracht.

Um nun aber auch das durch die Trommel hindurch gehende klare Haufwerk noch in mehrere Sorten zu theilen, wurden anfangs unter der Trommel in dem Wasserkasten noch mehrere Siebe von verschiedener abnehmender Weite unter einander horizontal aufgehängt, deren jedes sich an dem einen Ende um Gelenkbänder drehte, am andern aber durch eine von dem Kammrade ausgehende Verbindung in die Höhe gestossen und so erschüttert wurde, wodurch von jedem nächst oberen das feinere hindurch fallende auf das nächst untere gelangte und hier wieder gesondert wurde, nur das feinste aber auf den Boden des Wasserkastens gelangte. Man verwarf jedoch diese Vorrichtung bald wieder, weil dadurch viel Kraft verzehrt wurde und doch nur verschiedene Sorten Klaubwerk erzeugt werden konnten, welche ohnehin sämmtlich wieder auf die Klaubebühne kommen mussten, und es scheint sonach ein Fehler in der Weite des Trommelgeflechtes und der Siebe gelegen zu haben, durch welche nicht verschiedene Sorten Klaub-, sondern Setzwerk hätten erzeugt werden sollen, wodurch das Setzen sehr erleichtert und befördert wird.

Diese Trommeln erforderten nun allerdings, namentlich bei der Himmelsfürster Einrichtung, weniger Wasser und arbeiteten schneller als die bis dahin gebrauchten einfachen Handsiebe oder selbst die Fall-

wäsche, indess blieben sie doch nicht lange, auf Himmelsfürst kaum 10 Jahr, auf Beschert Glück einige Jahr länger in Gebrauch, weil bei lettigem Grubenklein die Reinigung schwierig, langsam und demnach nicht vollständig erfolgte, weil sie verhältnissmässig gegen andere in der Zwischenzeit bekannt gewordene Methoden viel Arbeiter zur Handhabung erforderten und doch wenig Haufwerk auf einmal fassten, weil endlich die zusammengesetztere Bauart, wie auch die sehr starke Abnutzung der Siebe, deren eines oft kaum ein Vierteljahr aushielt, eine kostspielige Unterhaltung herbeiführte.

In neuerer Zeit ist indess diese Trommel an anderen Orten mit veränderter und verbesserter Einrichtung wieder aufgenommen worden, so besonders bei dem bedeutenden Kupferbergbau zu Chessy in Frankreich, und da man dort, ungeachtet das Princip in jeder Hinsicht genau dasselbe wie bei der älteren Einrichtung ist, hinreichend befriedigende Ergebnisse erlangt haben will, so möge diese andere Einrichtung nebst den daran angebrachten Verbesserungen mit Hinweisung auf die *Fig.* 1—6 (Taf. 12) gegebene Darstellung hier näher beschrieben werden. Von den Abbildungen ist *Fig.* 1 Aufriss der cylindrischen Abläutertrommel; *Fig.* 2 *a* u. *Fig.* 2 *b* obere Ansicht; *Fig.* 3 Stirnansicht der Trommel; *Fig.* 4 Durchschnitt; *Fig.* 5 obere Ansicht des Rahmens für die Trommel nebst anhängendem Sieb; *Fig.* 6 Längendurchschnitt der aufgerichteten und zum Füllen geöffneten Trommel.

Die Trommel *A* besteht aus zwei Bodenflächen *a* und *b* von Eisenblech, auf deren Umfang gusseiserne, die Oberfläche der Trommel bildende Stäbe so befestigt sind, dass sie Zwischenräume zwischen einander lassen, durch welche das abzuläuternde Klare hindurchgeht. Anfangs wurde indessen die Trommel ganz aus hölzernen Fassdauben gefertigt, welche aber natürlich nicht nur durch ihre sehr schnelle Abnutzung häufige Reparaturen und dadurch Aufwand an Geld und Zeit veranlassten, sondern auch durch die sich immer mehr erweiternden Zwischenräume viel gröberes Haufwerk hindurchgehen liessen. Diese Tonne steckt auf einer eisernen Welle *B*, von der sie im Innern durch mehrere auf ihre ganze Länge gleich vertheilte Kreuze und Kränze *c* unterstützt und getragen wird. In dem einen Boden *a* befindet sich eine einen Kreisabschnitt bildende Klappe *d* zum Füllen, im anderen *b* eine gleiche Klappe *e* zum Ausleeren der Trommel, letztere der ersteren diametral entgegengesetzt. Jede Klappe ist in zwei Gelenkbändern, an ihrer in der Sehne liegenden Seite, beweglich und durch einen Riegel an der Umfangsfläche zu befestigen. Die Axe *B* ruht in zwei Pfadeisen auf zwei Querstücken *f*, die im Vereine mit zwei Längenschwellen *g* einen vierseitigen Rahmen bilden; die Längenschwellen *g* sind ebenfalls an den hinteren Enden mit horizontalen Gelenkbändern *h* versehen, so dass man den ganzen Rahmen mit der Trommel um diese drehen und aufheben kann. Diese Trommel hängt bei der gewöhnlichen ruhenden Lage und horizontaler Axe mit dem unteren Theile in einem Kasten *C*, welcher durch eine Lutte *i* mit Wasser gefüllt, durch eine Schützenöffnung *k* am Boden desselben aber entleert werden kann, gegen welche Schütze hin der Boden abfällt. Um aber die minder feinen Theile des durch die rostförmige Oberfläche der Trommel gehenden Klaren noch aufzufangen, um sie der Aufbereitung durch Setzen noch zu unterwerfen, ist unter der Trommel durch vier Ketten *l* an dem Rahmen *fg* noch ein Sieb *D* aufgehängt, welches im Wasser schwebt. Die Umdrehung der Trommel wird durch ein Wasserrad *E* bewirkt, an dessen einem, der

ersteren zugewendeten Zapfen eine einfache Gabelkuppelung *m* angebracht ist, deren Klauen einen an dem entsprechenden Ende der Trommelspindel befestigten Kreuzarm *n* fassen und so die bewegende Kraft des Rades auf die Trommel übertragen, während sie doch gestatten, diese letztere ohne Hinderniss auszurücken und aufzuheben. Um die Bewegung auch dem Siebe *D* mitzutheilen und dasselbe zu erschüttern, ist über die Mitte desselben hinweg ein Steg *o* befestigt, der in der Mitte wieder einen Daumen *p* mit drehbarem Kopfe (der Reibung wegen) führt; um die Mitte der Trommel aber ist ein Ring mit 12 Daumen *q* gelegt, welche bei der Umdrehung der Trommel dem Stabe durch den Daumen *p* eine schüttelnde Bewegung mittheilen. Während das Sieb unter der Trommel im Wasser hängt, lässt man zwei der Ketten *l* etwas länger, damit das Sieb gegen die von der Schütze abgewendete Seite etwas abfällt, an welcher Seite des Wasserkastens eine Feder *r* angebracht ist, um einen Rückstoss des antreffenden Siebes zu erzeugen. Es muss bemerkt werden, dass, bevor man das Sieb *D* anbrachte, an den Kasten *C* noch ein anderer, als Fortsetzung, angestossen war, um in dem ersteren noch einen Theil des aufbereitungswürdigen Klaren aufzufangen, welcher zweite Kasten jedoch eben durch die Anbringung des Siebes überflüssig geworden ist.

Nachdem nun der Wasserkasten *C* aus dem Aufschlagsgerinne *F* für das Wasserrad mittels des Gerinnes *s* und des genannten Schlundes *i* mit Wasser gefüllt und die Schütze *k* geschlossen worden ist, hebt man die Trommel mittels eines Haspels *G* und des davon ausgehenden, hier bei t_1 und t_2 abgebrochen dargestellten Seiles *t*, welches an das vordere Ende des Rahmens angeschlagen wird, auf, wobei ebenfalls ein Gegengewicht *H* Unterstützung leistet; dadurch bringt man die Trommel in eine so stark aufgerichtete Lage, dass sie mit dem Boden *a* unter einer darüber herkommenden Sohle *I* antrifft, auf welcher das abzuläuternde Haufwerk in Karren herbeigeführt wird. Damit bei dieser Lage die Axe der Trommel nicht in ihren Zapfenlagern herabgleite, ist bei dem betreffenden Lager hinter der Stirn der Axe ein eiserner Widerhalter *u* befestigt, gegen den sich die letztere lehnt. In der angegebenen aufgerichteten Stellung befestigt man nun die Trommel der Sicherheit wegen durch zwei unter den Rahmen gesetzte Stützen *K*; hierauf öffnet man die obere Klappe *d*, setzt einen Trichter *v* auf und füllt durch diesen, von der Sohle *I* aus, die Trommel mit Haufwerk, schliesst sodann die Klappe, lässt die Trommel herab, rückt sie dadurch zugleich wieder in die Kuppelung des Rades ein und setzt sie durch Anschützen des Rades in Bewegung. Nachdem sie nun so lange umgedreht worden, bis alles Klare und Schmandige abgespült und durch die Trommel gegangen ist, so wird das Rad abgeschützt, die Trommel auf die beschriebene Weise wieder aufgehoben und festgestellt, zuvörderst der hintere Theil des Siebes *D* durch Verlängerung der Ketten etwas nachgelassen, so dass er noch stärker abfällt, ein viereckiges flaches Gerinne untergeschoben und das auf dem Siebe liegende Klare auf jenes abgeschüttet. Hierauf öffnet man die hintere, nach unten gestellte Klappe *e* und lässt das abgeläuterte Haufwerk aus der Trommel herausfallen. Das Klare vom Siebe wird gesetzt, das Grobe aus der Trommel aber nochmals auf Rättersieben abgeläutert und dann ausgeklaubt. Um aber während dieser Arbeit das Sieb *D* zu befestigen, sind an dem hinteren Querstege des Rahmens zwei nach unten gehende rechtwinkelig umgebogene Eisen *w* be-

festigt, auf deren Knie sich das Sieb aufsetzt und anstemmt. Nachdem die Klappe *e* wieder geschlossen worden ist, öffnet man *d*, füllt die Trommel wieder an, lässt sie nieder und beginnt die Arbeit in derselben von Neuem.

Von Zeit zu Zeit wird die Schütze *K* im Wasserkasten gezogen, um das auch durch das Sieb gegangene Klare durch das Wasser in die wilde Fluth hinausschieben zu lassen; für den Fall aber, dass das Wasser im Kasten, sei es durch zu vieles Einlassen oder durch zu starke Anhäufung des Schmandes im Kasten, zu hoch aufsteige, ist in der unteren Wand eine Ueberfallöffnung *x* angebracht, durch die sich der Ueberfluss in den Fluthgraben ergiesst. Auch bei dieser Arbeit entsteht dadurch, dass man das durch das Sieb *D* gehende Klarste nicht mehr auffängt, sondern in die wilde Fluth gehen lässt, ein bedeutender Verlust.

Die Trommel fast auf einmal 1200 Kilogramm. Das Umdrehen derselben wird jedesmal 8—10 Minuten, und überhaupt so lange fortgesetzt, bis nichts Klares mehr hindurchgeht. Eine ganze Arbeit, aus Füllen, Abläutern, Entleeren bestehend, dauert 14—40 Minuten, je nach der Natur des Haufwerkes. Täglich werden im Durchschnitt 35 Abläuterungen vorgenommen, also 42000 Kil. abgeläutert. Das auf dem Siebe zurückbleibende Klare beträgt $\frac{1}{10}$, das noch durch dieses und in die wilde Fluth gehende aber bis $\frac{1}{3}$ des in die Trommel gefüllten Haufwerkes. Zum Aufheben der Trommel sind 2 Mann am Haspel nöthig.

Der Hauptmangel dieser Vorrichtung bleibt ebenfalls das nicht reine Abläutern des Klaubwerkes, so dass noch eine Nacharbeit auf den Rättern nothwendig ist, und der Verlust an Klarem in der wilden Fluth, der sich aber durch Anbringung gehöriger Mehlführungen ganz beseitigen lässt.

2) Die conische Abläutertrommel (*Fig.* 7 auf Taf. 12). Sie wurde zuerst und vielleicht ziemlich ausschliesslich zu Nayag in Siebenbürgen bei dem dortigen Goldbergbaue angewendet. Ihre dortige Einrichtung ist folgende.

Ein liegendes Fass *A*, welches in Gestalt eines abgestumpften Kegels von 10 Wiener Fuss Länge, an dem einen Ende von 18 Zoll, am anderen von 36 Zoll Durchmesser, aus hölzernen Dauben zusammengesetzt und im Innern in gleichen Abständen durch Kreuze und Kränze unterstützt ist, dreht sich auf einer Welle *B*, welche auf jene Länge des Fasses 5 Zoll Fall gegen das weite Ende hin hat. Das obere enge Ende *a* dieses Fasses ist um die Welle herum in dem Boden 12 Zoll weit ausgeschnitten, das untere Ende *b* aber 17 Zoll weit. An letzteres Ende schliessen sich, auf derselben Welle *B* sitzend, 4 runde Fächer nach einander an, *C*, *D*, *E*, *F*, deren Oberfläche aus Siebboden besteht, die auf Ringe gespannt sind. Diese kreisförmigen Siebe nehmen von dem Fasse an nach und nach, eins gegen das andere, an Durchmesser ab, dagegen an Länge (oder Breite) und an Weite der Oeffnungen zu; daher hat das erste, in unmittelbarer Verbindung mit dem Fasse stehende *C* 5 Fuss Umfang (ungefähr 20 Zoll Durchmesser) und 18 Zoll Breite, das folgende *D* 4 Fuss Umfang (16 Zoll Durchmesser) mit 22 Zoll Breite, das dritte *E* 3 Fuss Umfang (12 Zoll Durchmesser) mit 26 Zoll Breite, und endlich das vierte *F* 2 Fuss Umfang (8 Zoll Durchmesser) mit 30 Zoll Breite. Hiernach haben die ersten drei Siebe ziemlich gleichen Flächeninhalt. Die Welle *B* des Fasses läuft auf zwei Zapfenlagern nebst zugehörigen Angewägen *c*. Zur Bewegung des Fasses sitzt nun auf demselben, nahe an dem engern Ende,

ein 12 Fuss hohes Stirnrad *G*, in welches ein Getriebe *H* von 26 Zoll Durchmesser eingreift, das wieder auf der Welle *I* des Wasserrades *K* befestigt ist und so die bewegende Kraft von letzterem auf das Fass überträgt. Ferner liegt vor und über der oberen Einmündung *a* des Fasses eine Rolle *L*, in welche aus der Radstube durch das Gerinne *d* Wasser geleitet wird und so das Haufwerk aus der Rolle in das Fass fördert, mit welchem erstere gefüllt wird. Dieses Haufwerk wird in dem Fasse durch die Umdrehung desselben gehörig mit dem Wasser eingeschlämmt, durch die conische Gestalt des Fasses aber, deren Wirkung durch die geneigte Lage der Axe noch mehr unterstützt wird, in die Siebe *C, D, E, F* geführt. Indem es durch diese hindurchgeht, wird es nach der Gröbe des Korns in 5 verschiedene Sorten abgesondert, von denen das gröbste, auch im Siebe *F* mit den weitesten Oeffnungen zurückbleibende oder vielmehr der Axe nach weiter fortgehende, die fünfte bildet. Das feinste, durch die Oeffnungen des Siebes *C* gehende fällt in die Lutte *M* und vereinigt sich mit der durch sämmtliche Siebe hinausgehenden Trübe in dem Gerinne *e*, welches beide in die Mehlführung bringt. Die nächsten beiden, durch die Siebe *D* und *E* abgesonderten gröberen Sorten fallen in die Rollen *N* und *O*, welche sie der Setzarbeit zuführen; die beiden gröbsten Sorten endlich, welche durch die Oeffnungen des Siebes *F* hindurch und beziehungsweise zu der Seite desselben hinaus gehen, fallen in die Fächer *P* und *Q* und gelangen durch diese abgesondert auf die Klaubetafel *R*.

Die Maschine verarbeitet in 12 Stunden mit einem Aufwande von 4750 Eimer Wasser, was, wenn es Wiener Mass ist, 8725 W. Cub.-Fuss oder ungefähr 12 Cub.-Fuss auf die Minute gibt, 310 Ctr. Haufwerk. Sie arbeitet ununterbrochen fort, und das Fass darf dabei nur so weit mit Haufwerk gefüllt erhalten werden, dass letzteres nicht über das Niveau des unteren Randes der oberen Einmündung aufsteigt, was sowohl durch hinreichend weites Ausschneiden der unteren Mündung, als auch durch Stellung des Wasserzuflusses zu der Rolle, endlich auch durch Stellung der Rolle selbst bewirkt wird.

Die conische Abläutertrommel hat den Mangel, dass ein Theil des Gröbsten im Fasse selbst liegen bleibt und von Zeit zu Zeit herausgenommen werden muss; dass durch die Siebe selbst Trübe mit hindurchgeht, daher das Klaube- oder Setzwerk verunreinigt; dass schon deswegen und noch mehr vermöge der ganzen Einrichtung eine scharfe Sonderung des Korns von verschiedener Gröbe verhindert wird und feinere Körner unter das Grobe kommen, wenn auch der sich allmälig vermindernde Durchmesser der Siebe das Haufwerk nöthigt aufzusteigen, so dass endlich die ganze Masse in jedem Siebe so lange zurückgehalten wird, bis nur diejenigen gröberen Stücke zurückbleiben, welche nicht hindurch gehen und dann durch die Bewegung des Ganzen nach und nach in die folgenden Siebe übergeführt werden.

Berechnung der Abläutertrommel. So weit überhaupt die Berechnung dem wirklichen Vorgange und Verhältnisse bei dieser Vorrichtung angepasst werden kann, ist sie höchst einfach. Das Verhältniss während der Bewegung ist, dass die eingefüllte Masse durch die Umdrehung der Trommel so hoch mit in die Höhe geführt wird, bis ihre Oberfläche unter einem steileren als dem natürlichen Abrollungswinkel liegt, daher sich die oberen Theile überschlagen und abrollen, ein Vorgang, der sich fortwährend wiederholt; dieser Abrollungswinkel wird aber

wegen der Mitwirkung des Wassers weit flacher sein als er eigentlich der Art des Haufwerkes im trocknen Zustande zukäme, um so mehr, da die Umdrehungsgeschwindigkeit der Trommel sehr gering ist; im Uebrigen wird der Querschnitt der in der Trommel befindlichen Masse als ein Kreisabschnitt zu behandeln sein. Nennt man daher Q das Gewicht dieser eingefüllten Masse, genau genommen nach Abzug des dadurch verdrängten Wassergewichtes, (daher würde, wenn s das specifische Gewicht der Masse, V deren Volumen, γ das Gewicht eines Cubikfusses Wasser ist, $Q = V\gamma(s-1)$ sein,) T das Gewicht der Trommel nebst Welle und allen mit derselben zusammen zu bewegenden Theilen, R den Halbmesser der Trommel, r den Halbmesser der Wellzapfen, R_1 den mechanischen Halbmesser des Kraftarmes, d. h. auf welchen die Umtriebsmaschine ihre Kraft ausübt, z. B. bei der neuen cylindrischen Abläutertrommel den Halbmesser des Kreuzarmes der Kuppelung, α die Grösse des Bogens, der den Querschnitt der eingefüllten Masse begränzt, in Graden, β den Abrollungswinkel, gegen eine horizontale Ebene gemessen, a den mechanischen Halbmesser d. i. die radiale Entfernung der Schweraxe von der Trommelaxe, μ den Reibungscoefficienten der Welle in ihren Zapfenlagern, so ist nach den Regeln, welche die Berechnung des Schwerpunktes in einem Kreisabschnitte bestimmen (s. SCHWERPUNKT),

$$a = \frac{4R\sin\frac{1}{2}\alpha^3}{3\left(\frac{\alpha\pi}{180} - \sin\alpha\right)};$$

folglich während des gleichförmigen Ganges der Trommel:

$$PR_1 = aQ\sin\beta + \mu r(T+Q)$$

oder die am Halbmesser R_1 erforderliche Kraft:

$$P = \frac{aQ\sin\beta + \mu r(T+Q)}{R_1},$$

wo $\beta = 35$ bis 40 Grad, μ für Schmiedeeisen auf Schmiedeeisen unter diesen Umständen $= 0{,}15$ gesetzt werden kann.

Wäre nun die Umtriebsmaschine wie in der beschriebenen Einrichtung ein Wasserrad von H Fuss Gefälle, M Cubikfuss Aufschlag in der Secunde, λ der Wirkungsgrad desselben und n die Anzahl der Umdrehungen der Trommel in der Minute, so würde $\frac{nR_1\pi P}{30} = MH\gamma\lambda$ sein müssen.

Ist noch ein Sieb unter der Trommel aufgehängt, welches ebenfalls mit bewegt werden soll, so hängt die hierzu nöthige Kraft, wenn sie überhaupt von Belang ist, von der Art der Bewegung ab; am stärksten wird dieses Kraftbedürfniss noch sein, wenn dabei ein wirkliches Aufheben der Siebe erfolgt. (S. RÄTTERWÄSCHE.)

Die zum Aufheben der Trommel wegen des Ausschüttens und Füllens nöthige Kraft wird während des ganzen Aufhebens eine abnehmende sein, indem dasselbe in einem Bogen um einen Mittelpunkt erfolgt, auch die in der Trommel enthaltene Masse während dieser Bewegung ihre Lage verändert, näher gegen den Drehpunkt und nach Befinden ganz aus der Trommel heraus rollt. Dieser noch dazu in der Ausübung sehr unregelmässig erfolgenden Veränderlichkeit halber braucht die zum Aufheben nöthige Kraft nur für den ersten Angriff berechnet zu werden, wo sie am grössten ist, sofern man nicht eine sehr zusammengesetzte Rechnung ohne allen practischen Werth anstellen will. Man

kann hier, für den practischen Gebrauch genau genug, die nöthige Kraft finden, wenn man das statische Moment der Trommel einschliesslich aller beweglichen Theile und das des eingeschlossenen Haufwerkes bezogen auf den Umdrehungspunkt addirt, das Moment des Gegengewichtes abzieht und in das Resultat mit dem anfänglichen Abstande des Angriffspunktes vom Drehpunkte dividirt.

Für die conische Abläutertrommel kann man dieselbe Rechnungsweise anwenden wie für die cylindrische, indem sich die in dem Fasse enthaltene Masse, so weit sie überhaupt einen regelmässigen Körper bildet, ziemlich als ein der Axe paralleler Abschnitt eines abgestumpften Kegels ansehen lässt, daher, wenn man die Länge des Fasses $= L$, den grösseren und kleineren Durchmesser D und d annimmt, die Entfernung des Schwerpunktes von der grossen Grundfläche auch hier hinreichend genau durch die Formel $l = \frac{L}{4} \cdot \frac{D^2 + 2dD + 3d^2}{D^2 + dD + d^2}$ ausgedrückt werden kann, woraus sich, wenn a_1 und a_2 die radialen Entfernungen der Schwerpunkte der beiden Endquerschnitte von der Axe darstellen, die mittlere ergibt $(a_1 - a_2)\ l = a$. Aus diesem mittleren Halbmesser und den für die in den verschiedenen Sieben enthaltenen Abtheilungen von Masse, welche als Cylinderabschnitte zu betrachten sind, gefundenen radialen Entfernungen sucht man nun eine allgemeine mittlere für einen eben solchen Schwerpunkt auf und rechnet dann wie früher.

Literatur. Ueber die ursprüngliche cylindrische Abläutertrommel s. Stifft, Aufbereitung der Erze S. 39. Ueber die neuere s. Chessy Annales des mines 2. Sec. T. I. p. 195 folg. Ueber das conische Abläuterfass s. Stütz, Beschreibung des Gold- und Silberbergwerks zu Szekenembe bei Nayag. S. 67.

Gätzschmann.

Abtritt, mechanischer, englischer (fr. *lieu à l'anglaise, commodité anglaise;* engl. *water-closet*). Das Bedürfniss, die Abführung des Unraths so zu bewirken, dass die Verbreitung übler Gerüche durch die Abtrittsöffnung unmöglich wird, hat zur Angabe mancherlei mechanischer Vorrichtungen Anlass gegeben, unter denen die von Bramah angegebene die erste war. Alle mechanische Abtritte haben das Gemeinschaftliche, dass die bei denselben angewendeten Gefässe vor oder während des Gebrauches von Wasser bespült und schlüpfrig gemacht werden, dass nach dem Gebrauch der Unrath durch eine plötzlich zugeführte Wassermasse weggespült wird, und dass derselbe in einem besonderen Behälter in Berührung mit dem Wasser sich auflöst und zersetzt und so geschickt wird, durch nicht zu weite Röhren in die Senkgrube überzutreten. Zwischen dem Zersetzungsbehälter und dem Obertheile des Abtrittes ist dann noch fast bei allen englischen Abtritten ein die unteren Gase vollkommen absperrender Verschluss, der Wasserschluss (engl. *air-trap, water joint*) angebracht, welcher sich zwischen dem Zersetzungsbehälter und Abführungsrohre wiederholt. Die Bewegung des Gefässes, durch welches der obere Wasserschluss bewirkt wird, und der Vorrichtungen zur Zuführung des Wassers erfolgt entweder ganz einfach durch Bewegung eines Hebels, Anheben einer Stange, Oeffnen eines Hahnes von der die Vorrichtung benutzenden Person, oder der Mechanismus ist, (wie bei Downton's Patent) durch Anbringung einer Luftpumpe zum Einspritzen des Wassers und Wegziehen des zersetzten Unrathes

complicirter gemacht, oder der ganze mechanische Abtritt ist ein selbstwirkender (engl. *selfacting water-closet*) d. h. er wird durch diejenigen Bewegungen, die jeder, der sich desselben bedient, vornehmen muss, schon in volle Wirksamkeit gesetzt und setzt keine besondere Bewegung eines Hebels von dem Gebrauchenden voraus. Die selbstwirkenden Abtritte werden entweder durch das Oeffnen und Schliessen der Abtrittsthür in Gang gesetzt, wie dies bei dem später zu beschreibenden der Fall ist, oder es ist bei derselben der Sitz so vorgerichtet, dass er, sobald sich Jemand der Vorrichtung bedient, einen oder einige Zoll niedersinkt und durch die angebrachten Hebelverbindungen dabei die nöthige Bewegung veranlasst, wie in der Patenteinrichtung von JORDAN und fast allen folgenden Einrichtungen, oder es ist endlich mit dem Sitze auch noch ein Fusstritt unbeweglich verbunden (wie im Patente von SHENTON), um die Uebertragung der Bewegung an die Hebelvorrichtung desto sicherer zu machen.

Sowohl bei den mit der Hand bewegten als bei den selbstwirkenden Abtritten ist ein in bestimmter Höhe über demselben befindlicher Wasserbehälter zur Zuführung des nöthigen Reinigungswassers erforderlich. Dieser Wasserhalter steht durch Röhren mit den einzelnen Abtritten in Verbindung, und die Oeffnung und Schliessung dieser Röhren erfolgt entweder durch Ventile oder Hähne; durch Ventile mehrentheils bei den älteren Vorrichtungen, jedoch weniger zweckmässig, vorzüglich desswegen, weil die Ventile am Boden des hochgestellten Behälters angebracht und durch lange niedergeführte Drähte, welche leicht eine Beschädigung erhalten können, mit dem bewegenden Mechanismus verbunden sind. Das Ventil oder der Hahn gestattet dem Wasser aus dem Vorrathsbehälter entweder unmittelbar den Zutritt zu dem zu reinigenden Apparate, wie es mehrstentheils bei den mit der Hand zu bewegenden und bei den durch Oeffnung der Thür in Thätigkeit gesetzten der Fall ist, oder es wird das Wasser, wie es seit JORDAN's Patent bei den durch den Sitz bewegten Vorrichtungen fast durchgängig statt findet, zuerst in einen Zwischenbehälter und aus diesem erst in den zu reinigenden Apparat geführt. Was endlich die Bewegung der Klappe betrifft, die den Wasserschluss zu bilden bestimmt ist, so erfolgt dieselbe auch entweder durch den übrigen gangbaren Mechanismus, und dann zuweilen durch ziemlich zusammengesetzte und anscheinend nicht immer zweckmässig angebrachte Theile, oder sie ist von dem andern Mechanismus ziemlich unabhängig gemacht und wird durch eine Feder (nach BEACHAM, TIREMARCHE und MORAND) oder durch ein passendes Gegengewicht (nach FINDON) in Bewegung gesetzt.

Wenn bei jeder mechanischen Vorrichtung Einfachheit und Festigkeit aller Theile als vorzüglich beachtenswerth erscheinen, so bilden sie hier die Constructionsbedingungen, denen alle übrigen unterzuordnen sind, da Reparaturen an denselben jedesmal Uebelstände mit sich bringen und auch die Arbeiter für solche Reparaturen schwieriger als bei allen andern mechanischen Vorrichtungen gefunden werden dürften. Empfiehlt sich daher auf der einen Seite eine Vorrichtung, bei welcher nur eine Wasserzuführungsröhre mit einem durch die Hand zu öffnenden Hahne, durch welchen Wasser zum Reinigen und Füllen eines Wasserschlusses zugeführt wird, vorhanden ist, so hat auf der andern Seite eine selbstwirkende Vorrichtung, die den Besitzer des peinlichen Geschäftes der Erklärung überhebt, sobald sie nur gehörig haltbar hergestellt werden kann, wesentliche Vor-

züge. — Da sich die einfacheren Einrichtungen leicht aus den zusammengesetztern mit Weglassung und Aenderung einiger Theile entnehmen lassen, so mögen im Folgenden zwei selbstwirkende Vorrichtungen abgebildet und beschrieben werden, welche die hauptsächlichsten Verschiedenheiten der jetzt gebräuchlichen zu repräsentiren im Stande sind; die erste wird durch die Abtrittsthür, die andere durch den Sitz in Thätigkeit gesetzt. Die erste ist der Einrichtung nachgebildet, welche der Bauinspector Schulze *) im Krankenhaus zu Halle nach dem Muster des Krankenhauses in Hamburg traf; die andere repräsentirt mit mehreren Veränderungen die Patenteinrichtung von James Finton vom Jahre 1836.

Für die erste selbstwirkende Vorrichtung sind *Fig.* 1 und 3 (auf Taf. 13) zwei rechtwinkelig auf einander stehende Durchschnitte durch die Haupttheile, und *Fig.* 2 ist eine obere Ansicht, in welcher der Räumlichkeit der Kupfertafel wegen die rechtwinkelig auf die Thür liegende Dimension verkürzt ist. Was zunächst die einzelnen Theile im Allgemeinen betrifft, so ist *A* der Sitzkasten; *B* der Deckel darauf; *C* ein unter dem Sitz befindliches unten offenes Gefäss, gegen welches sich die Klappe *D* schlägt, und welches oberhalb hinten bei *E* eine Oeffnung hat, durch welche die Mündung der Wasserröhre *EF* eingeschoben ist, die aus einem oberen Wasserbehälter herabführt; die Klappe *D* liegt innerhalb des Gefässes *G*, welches unten in der Röhre *H* steht; letztere mündet aber in dem Zersetzungsgefässe *I* nahe am Boden, während die Röhre *K* den oberen Theil dieses Gefässes mit der nach der Senkgrube führenden Röhre *L* verbindet. Dadurch, dass das Niveau der in *I* befindlichen Flüssigkeit mit dem unteren Rande der Röhrenöffnung von *K* gleichstehend erhalten wird und daher *H* in diese Flüssigkeit stets eintaucht, wird verhütet, dass die Dünste der Senkgrube sich nach oben verbreiten, und es findet also hier der untere Wasserschluss statt; die, wenn sie geschlossen ist, mit Wasser gefüllte Klappe *DD* verhütet aber, dass die Dünste, welche aus *I* bis *G* gelangen können, sich weiter nach oben verbreiten, und bildet den oberen Wasserschluss. In dem Rohre *EF* befindet sich bei *M* ein Hahn, welcher durch den Hebel *MN* regiert wird; letzterer hat bei *N* ein kleines zugleich als Gewicht wirkendes Cirkelstück, von welchem aus die Schnur *NO* über die Rollen *O* und *P* nach dem Punkte *Q* geführt ist, wo sie an der Thür *RR*, die den ganzen Abtrittsraum verschliesst, ihre Befestigung hat. Von dem Punkte *S* in dem Hebelarme *MN* aus ist die Schnur *ST* nach einem Hebel *T* (vergl. *Fig.* 3 u. 4, wo er ausgezeichnet, und *Fig.* 1, wo er nur punktirt ist) geführt, welcher an der Axe *UU*, um die sich die Klappe *D* dreht, befestigt ist und durch seine Bewegung die erforderliche Bewegung von *D* hervorbringt. Das in *Fig.* 1 punktirte und in *Fig.* 3 ausgezeichnete Gewicht *V* hat übrigens den Zweck, den Hebel *UT*, sobald keine Kraft auf ihn wirkt, in der tiefsten Lage zu erhalten, in welcher er die Klappe *D* gegen die obere Platte von *G* angedrückt erhält und zugleich die untere Oeffnung von *C* verschliesst.

Aus der angegebenen Beschreibung der einzelnen Theile und ihrer Verbindung wird sich nun leicht entnehmen lassen, dass, sobald man die Thür *R* öffnet, wobei sie die punktirte Lage *R'* annimmt, die Schnur aus der Lage *q* in die Lage q_1 tritt, dass sie dabei den Hebel *NM* in die punktirte

*) Vergl. Crelle Journal f. die Baukunst Bd. VI. S. 121.

Lage N_1M bringt und dadurch zunächst Veranlassung wird, dass sich der Hahn M, welcher vorher geschlossen war, nun öffnet und Wasser durch den Ausmündungspunkt E nach C austreten lässt; zugleich wird aber auch durch die Schnur ST, welche in die Stellung S_1T_1 tritt, der Hebel UT in die Stellung UT_1 gebracht und dadurch die Klappe DD in die Stellung D_1 gesenkt. Das in C einfliessende Wasser kann daher den Behälter C auswaschen und sowohl denselben als auch die Klappe D schlüpfrig machen, dann durch G und H nach dem Zersetzungsbehälter I fallen und hier einen Theil des von früherem Gebrauche zurückgebliebenen Inhaltes noch mehr verdünnen und durch L verdrängen. — Sobald die Thür nicht mehr offen gehalten wird, wird die rückgängige Bewegung der gesammten Theile aus ihrer punktirten in die ausgezeichnete Stellung erfolgen, indem die Gewichte V und N aus ihrer Stellung V_1 und N_1 niederzusinken streben. Ist nun bei geschlossener Thür die Vorrichtung zu ihrer eigentlichen Bestimmung verwendet worden, so wird sie, sobald die Thür wieder geöffnet wird, durch das schon vorhin erwähnte Spiel aller Theile wieder gehörig rein gewaschen, nachdem die consistenteren Theile auf den Boden von I niedergefallen sind, um hier dem vegetabilischen Auflösungsprocesse zu unterliegen, welcher sie dann flüssiger und zum Entweichen durch die Oeffnung K geschickt macht.

Was nun das Einzelne der Einrichtung betrifft, so ist zunächst der ganze Raum für den Abtritt, welcher hinreichend weit sein muss (hier 3 Fuss breit und $3\frac{1}{2}$ Fuss tief, die Tiefe ist nämlich in *Fig.* 2 um 1′ 1″ kleiner gemacht), durch eine Bretwand XX in zwei Theile getheilt; diese Wand hat eine Oeffnung für die Rückseite des Sitzkastens und ist aus zwei Theilen so gefertigt, dass man sie auch ohne den Sitz entfernen kann, um zu der von ihr abgeschlossenen Wasserleitungsröhre zu gelangen, weshalb sie auch nur mit Riegeln xx festgehalten wird und sich gegen Leisten am Sitzkasten aa und an den Wänden stemmt. Bei b und b_1 sind in der Wand verschliessbare Oeffnungen angebracht, um, ohne die Wand wegnehmen zu müssen, zu den Hähnen W und M zu können. In *Fig.* 1 ist die Wand X ganz weggelassen, damit die hinter derselben liegenden Vorrichtungen gesehen werden können. Das Gefäss C ist aus Thon, Steingut oder Porcellan, entweder oval oder rund und an den Seiten geschweift, um besser ausgespült zu werden. Das Gefäss G, welches, um der Klappe D die Bewegung zu gestatten, eine grössere Breite als Tiefe besitzt (vergl. *Fig.* 4), besteht aus Blei, ruht mit seinen oben umgebogenen Rändern auf dem breternen Gestell ccc_1c_1, welches von den Wänden des Sitzkastens zum Theil umschlossen wird, und ist mit einem starken aufgekitteten Blechdeckel d bedeckt, welcher das Gefäss G zugleich mit auf dem breternen Gestell festhält, indem er am Rande auf dasselbe aufgeschraubt ist. Dieser Blechdeckel hält zugleich das obere Gefäss C, welches sich mit dem Wulste e auf denselben aufsetzt. *Fig.* 6 u. *Fig.* 7 zeigen die dichte Befestigung von C auf der Platte dd im 6mal grösseren Massstabe; CC ist hier ein Stück des Gefässes C mit dem Wulst e; um letzteren ist mit Kitt die ringförmige Eisenplatte f aufgebracht, welche sich ebenfalls durch Vermittelung einer Kittschicht auf d auflegt, und in dieser Lage durch eine Anzahl Vorsteckstifte g_1 erhalten wird, die durch die auf d befestigten Oesen g geschoben werden. Das Gefäss I, welches in *Fig.* 5 von oben dargestellt ist, ruht mit den auf 2 Seiten umgebogenen Rändern hh auf der starken Pfoste YY, es ist ebenfalls von Blei und oben mit der Röhre H luftdicht verkittet, sowie H mit

G ebenfalls verkittet ist; um die Befestigung aller dieser Gefässe gehörig vorsichtig bewirken zu können, ist das Bretergestell, welches das Bleigefäss *G* trägt und umschliesst und ebenfalls auf *Y* ruht, nur an den beiden Seiten *cc* bis zum Boden aus dem Ganzen, die beiden Seiten $c_1 c_1$ lassen Raum, die Verkittung von *G*, *H* und *I* zu untersuchen. — Die Klappe *DD* ist aus Kupfer; ihre eiserne Welle *UU* ruht auf der einen Seite in einem kleinen an der Platte *dd* befestigten Lager *i*, auf der andern Seite auf dem Backen c_1 des Bretgestelles; damit diese Klappe, welche durch das Gewicht *V* immer in horizontaler Lage erhalten wird, beim Anschlagen an die Deckplatte *dd* kein lästiges Geräusch hervorbringe, befindet sich an der untern Seite von *d* ein lederner Kranz *K* (vergl. *Fig.* 6).

Die Fallröhre *EF* ist unten $\frac{3}{4}$ Zoll weit und wird oben des ungestörten Zuflusses wegen $\frac{5}{4}$ Zoll weit; sie ist bei *l* und *l* durch in die Wand befestigte Träger gehalten und in geeigneter Form bis zum Wasserbehälter verlängert, dessen Grösse von der Anzahl der aus ihm zu speisenden Vorrichtungen (für jeden Abtritt hat er ungefähr 10$^{c'}$ Fassungsraum) und von der Häufigkeit ihres Gebrauches, dessen Lage aber von der Localität abhängt, nur muss er wenigstens 8—10′ über dem höchsten Abtritte liegen; er wird in regelmässigen Zwischenräumen am besten von unten durch ein Druckwerk oder, wenn es möglich ist, durch Zufluss lebendigen Wassers gefüllt und ist möglichst vor dem Einfrieren im Winter zu schützen, was in solchen Gebäuden, wo warme Luftheizung eingeführt ist, sehr leicht durch Zuleitung eines warmen Luftstromes geschehen kann. Am unteren Ende der Wasserröhre befindet sich, wo dieselbe in das Gefäss *C* mündet, eine Muschel *m*, die in *Fig.* 8 besonders abgebildet ist und zum Zweck hat, das ausfliessende Wasser gleichmässig im Behälter zu vertheilen, weshalb sie nach der Seite und nach unten zu offen, übrigens an den Enden weiter als in der Mitte ist. Die Muschel wird entweder an das Rohr angesteckt und mit Leinwand und Kitt verwahrt, oder (was vortheilhafter ist, da alle einzelnen Theile der mechanischen Abtritte so construirt werden müssen, dass möglichst wenig Reparaturen erforderlich sind) es wird das Rohr der Muschel bei *n* (vergl. *Fig.* 9) aussen mit einem Schraubengewinde versehen, mit dem Ende gegen *E* angestossen und durch die Schraubenmutter *o*, welche sich gegen den Ansatz an *E* stemmt, fest gegen *E* angepresst; dabei ist *o* aussen kantig gearbeitet, um mit einem Schlüssel gut gedreht werden zu können. Es wird hierdurch, namentlich mit Zwischenlegung eines Lederringes, ein vollkommen dichter Verschluss bewirkt, und die Verbindung ist auch leicht zu lösen. Eben so könnte das Ende von *E* ein Schraubengewinde von verkehrtem Schnitt haben und über beide eine Mutter, die auf der einen Seite rechts, auf der andern links geschnitten ist, geschraubt werden, die Verbindung würde gleich dicht werden.

Der Hahn bei *M* muss so weit als das Rohr sein, durch eine Schraube in der Mutter gehalten werden und sich bei der entsprechenden Thürbewegung genau öffnen und schliessen; eine übermässige Thüröffnung würde den Hahn in seiner Thätigkeit hemmen, deshalb befindet sich ausserhalb ein Anschlag für die Thür. Bei *pp* ist das Rohr auf die gewöhnliche Art mit angelötheten Messingscheiben zusammengeschraubt und noch ein zweiter Hahn *W* angebracht, welcher für gewöhnlich geöffnet ist und nur dann mit einem besondern Schlüssel geschlossen wird, wenn der Hahn *M* einer Reparatur bedarf, was bei seiner häufigen Be-

wegung namentlich dann erfolgen kann, wenn unreines Wasser zur Durchleitung benutzt werden muss. Der Hülfshahn *W* dient dann dazu, den Abfluss des Wassers im Behälter zu verhindern, und ist namentlich dann ganz unentbehrlich, wenn ein Behälter mehrere Vorrichtungen zugleich speiset. Der Hahnhebel *MN* enthält mehrere Oeffnungen, um in einer derselben das Ende der Schnur *ST* so zu befestigen, dass der Weg, den die Schnur zurücklegt, der erforderlichen Bewegung des Hebelarms *TU* entspricht. Dieser Hebelarm kann übrigens leicht mit einer kleinen Zugvorrichtung versehen werden, durch welche, etwa mittels einer Feder, der Sitzdeckel *B* aus der punktirten Stellung B_1 in dem Fall weggeworfen wird, wenn er nach Benutzung der Vorrichtung nicht niedergeschlagen sein sollte, um das Entweichen der Ausdünstungen ganz zu verhüten. Die Schnur, welche nach der Thür geführt ist und die Bewegung aller Theile hervorbringt, liegt übrigens höher als die gewöhnliche Menschenlänge ist, und ist über die Rollen *P* und *O* so geführt, dass sie auch, wenn sie momentan eine Rolle verlassen sollte, nicht etwa durch Klemmen ein Stocken der Wirkung hervorbringen kann. — Da der Hahn *M* über der Ausflussöffnung *E* liegt und in demselben Augenblicke geschlossen wird, in welchem die Klappe *D* ihre obere Lage einnimmt, so wird das Wasser, welches in der Röhre von *M* bis *E* enthalten ist, langsam niederfliessen, in *D* zurückgehalten werden, nachdem alle Theile wieder zur Ruhe gekommen sind, bis über die untere Oeffnung von *C* treten und so den erforderlichen Wasserschluss bilden.

Die beschriebene Einrichtung hat sich vollkommen durch die Erfahrung bewährt und ist bei gehörig solider Ausführung der beweglichen Theile und Bewahrung vor allem anderen Unrathe, als für welchen sie bestimmt ist, unbedenklich zu empfehlen, nur muss, sobald ein einzelner Abtritt von vielen Personen benutzt werden soll, das untere Gefäss *I* grösser gemacht werden, denn sonst hat der Unrath nicht die erforderliche Zeit, sich genügend zu zersetzen, um in gehöriger Verdünnung und ohne Nachtheil durch *L* abgeführt zu werden; er sammelt sich dann entweder zu stark an, tritt durch *H* in das Gefäss *G* und hindert die Klappe *D* an ihren Bewegungen, oder geht in zu consistentem Zustande durch die Abführungsröhren und lässt dann bei denselben leicht eine Verstopfung eintreten.

Die Abbildung würde sich leicht so umändern lassen, dass der Zufluss des Wassers nicht durch den Hahn, sondern durch ein im Vorrathsbehälter angebrachtes Ventil regulirt wird; man müsste nur die Schnur auf einen Hebel wirken lassen, der mit dem einen Ende das Ventil hebt und durch ein Gewicht in der Ruhelage, bei welcher das Ventil geschlossen ist, erhalten wird.

Die andere selbstwirkende Vorrichtung, welche ihre Bewegung durch den Sitz erhält, ist in *Fig.* 10 im Durchschnitt mit grösstentheils nur angedeuteten Gefässen, um das dahinter Befindliche deutlicher zu sehen, und in *Fig.* 11 in der oberen Ansicht abgebildet. Die Gefässe *C*, *G* und *I* und die Klappe *D* haben dieselbe Bestimmung wie vorher, nur ist das Gefäss *I* hier in etwas anderer Form mit den beiden Röhren *H* und *K* aus einem Stück bestehend dargestellt. Die Unterstützungen sämmtlicher Gefässe, die sich aus dem Vorhergehenden genügend ergeben, sind hier weggelassen. *a* ist das von dem Vorrathsbehälter herabführende Rohr, welches bei *b* mit einem Hahne versehen ist; in das Hahngehäuse mündet ausserdem das Zwischenrohr *c* und das Abführungs-

rohr *d*. Alle drei sind durch rechts und links geschnittene Mutterschrauben *e*, welche äusserlich sechskantig sind, oder auf irgend eine andere passende Art mit den Ansätzen am Hahngehäuse verbunden. Das Rohr *c* ist dazu bestimmt, beim Niederdrücken des Sitzes mit dem Zuführungsrohre *a* in Communication zu treten und, während der Sitz niedergedrückt bleibt, so viel Wasser aufzunehmen, als zur später folgenden Reinigung erforderlich ist; es ist daher auch entweder bis in das Niveau des Wasserbehälters hinaufgeführt, füllt sich nach dem Gesetze der communicirenden Gefässe und hat einen Fassungsraum, der dem Volumen des jedesmal erforderlichen Wassers gleicht, oder es ist oberhalb mit einem hier nur durch einen Kreis angedeuteten kupfernen Behälter versehen, in welchen durch den Wasserdruck das erforderliche Wasser hineingepresst wird, und aus dem es dann, da der Behälter zugleich als Windkessel wirkt, durch den Druck der zusammengepressten Luft wieder ausgetrieben wird. Damit dieser Behälter immer in seiner Wirksamkeit erhalten werde, ist erforderlich, dass er mit einem kleinen Hahn versehen sei, durch welchen bei zuweilen eintretender Oeffnung die Luft ersetzt werden kann, welche sich erfahrungsmässig bei jedem Drucke mit dem Wasser vereinigt. Damit der Hahn die angegebenen Verbindungen hervorbringen könne, hat er eine einfache Winkelbohrung und steht bei niedergedrücktem Sitze in der Stellung b_1, bei aufgehobenem Sitze in der Stellung b_2. Um aber bei niedergedrücktem Sitze zur Anfeuchtung der Gefässe etwas Wasser durch *d* nach *c* zu führen, befindet sich im Hahne ausser der Winkelbohrung als Fortsetzung der einen weiten Bohrung noch eine enge *f*, welche in der Stellung b_1, *e* mit *d* verbindet, in der Stellung b_2 dagegen gegen die Wand des Hahngehäuses stösst.

Der Hahnhebel *g* ist in dem Gelenke *h* mit dem Hebel *hk* verbunden, welcher in *i* durch den um *l* drehbaren Hebel *im* bewegt wird; bei niedergedrücktem Sitze befinden sich beide in der hier ausgezeichneten, bei aufgehobenem Sitze in der angedeuteten Stellung $h_1 i_1 m_1$. Die Axe *l*, mit welcher sich *im* dreht, ist unter dem Gefässe *CC* von hinten nach vorn hindurchgeführt, ruht an beiden Seiten in Lagern und ist vorn mit dem kurzen Hebel *ln* versehen, welcher durch die an dem Sitze *B* vorn angeschraubte Druckstange *nn* (*Fig.* 12) niedergedrückt wird, sobald diess mit dem Sitze selbst der Fall ist. Das Auftreten der ganzen Vorrichtung in die nur angedeutete Stellung, wenn der Sitz nicht mehr beschwert ist, wird durch das Gegengewicht *m* bewirkt und kann durch ein paar Druckfedern unter dem Sitze oder durch ein Gegengewicht am Sitze befördert werden. Natürlich müssen die Gegengewichte Kraft genug haben, sowohl das Gewicht der beweglichen Theile zu heben, als auch die Reibung in den Gelenken, die bei guter Ausführung gering gemacht werden kann, und im Hahngehäuse zu überwinden, und das Gegengewicht *m* muss sich, wenn es in seinem tiefsten Punkte angelangt ist, auf eine mit Filz belegte Unterlage auflegen.

Es ist nun noch anzuführen, wie die Klappe *D*, die sich wie früher an der Axe *U* befindet, ihre erforderlichen Bewegungen erhält. Bei niedergedrücktem Sitze muss die Klappe *D* gegen die untere Oeffnung von *C* angedrückt bleiben; es befindet sich deshalb an dem hinteren Ende der aus *G* herausgeführten Axe *U* ein Hebel *o*, in dessen Ende ein Riemen *ok* angeschraubt ist, welcher *o* mit dem unteren Ende von *k* verbindet. Die Form, welche der Hebel *hk* haben muss, um bequem

zum Anschrauben des Riemens dienen zu können, ergibt sich durch Vergleichung von *Fig.* 10 und 13. Sobald sich nun *hk* in der tiefsten Stellung befindet, wird auch *D* genöthigt werden, die Oeffnung von *C* zu verschliessen. Bewegt sich aber *hk* in die obere Stellung, was nach erfolgtem Gebrauche der Vorrichtung geschieht, so kann auch die Klappe *D* ihr Spiel beginnen; es befindet sich nämlich an dem Hebel *o* zugleich eine Verbindungsstange *sr* angebracht, durch welche *o* mit dem um *p* drehbaren Gewichtshebel *pq* zusammenhängt. Das Gewicht an diesem Hebel *pq* ist so eingerichtet, dass es die Klappe *D*, wenn sie leer oder nur mit wenig Wasser gefüllt ist, oben angedrückt erhalten kann; wenn sich dagegen in *D* nach dem Gebrauche Unrath und das zuströmende Wasser befinden, so wird das statische Moment der Klappe grösser als das des Gewichtshebels, sie schlägt nieder und kann sich wegen ihrer conischen Gestalt, und da sich das Moment des Gewichtshebels bei niedergehender Klappe ebenfalls vermindert (*Fig.* 14), vollkommen entleeren, bevor sie der Gewichtshebel *pq* wieder in die frühere Lage zurückbringt. Um das Moment des Gewichtshebels gehörig justiren zu können, befinden sich im Hebel *o* und im Hebel *pq* verschiedene Oeffnungen, mit welchen die Endpunkte der Verbindungsstange durch eingeschobene und verschraubte Bolzen verbunden werden können.

Das ganze Spiel der beschriebenen Vorrichtung bedarf nun weiter keiner Erklärung. Damit aber die Klappe selbst noch, nachdem sie sich wieder fest angelegt hat, das wenige Wasser erhält, das sie zum Wasserschlusse macht, ist Sorge dafür zu tragen, dass das Wasser zuerst schnell in das zu reinigende Gefäss einstürzt, zuletzt aber ganz langsam nachfliesst; es wird dies theils dadurch erreicht, dass das Rohr ein Stück horizontal fortgeführt ist, mehr aber noch durch eine etwas künstlichere Einrichtung des Gefässes *C*, die in *Fig.* 15 angedeutet ist. Am oberen Rande von *C* läuft nämlich ein ringförmiger Behälter herum, in welchen das aus *d* kommende Wasser zuerst einströmt, und der die Dienste der früher beschriebenen Muschel dadurch vollführt, dass derselbe von der Einmündungsröhre ab oben bei *tt* eine spaltförmige Oeffnung hat, durch die das einströmende Wasser in grösserer Masse ausströmen kann, während er an seinem Boden mit kleinen Oeffnungen *uu* versehen ist, die das unter dem Spalt enthaltene Wasser nur langsam hindurch lassen und dadurch Ursache werden, dass ein Theil dieses Wassers so lange zurückbleibt, bis sich die untere Klappe wieder geschlossen hat.

In Bezug auf die Literatur sind hier ausser dem bereits angeführten Journal f. d. Baukunst von CRELLE nur die französischen und englischen, freilich oft sehr unvollkommenen Patentbeschreibungen zu erwähnen. *Hülsse.*

Acceleration oder Beschleunigung heisst im Allgemeinen die Zunahme der Geschwindigkeit, welche ein bewegter Punkt oder Körper in seiner Bewegung erhält; sie ist der Retardation oder Verzögerung (s. RETARDATION) entgegengesetzt, welche in einer Abnahme oder Verminderung der Geschwindigkeit besteht. Das einfachste und allgemeinste Beispiel von beschleunigter Bewegung haben wir an den frei oder auch über schiefe Ebenen fallenden Körpern, auf welche Erscheinung wir in den Artikeln FALL und SCHIEFE EBENE ausführlicher zurückkommen werden.

Bekanntlich wird eine Bewegung gleichförmig genannt, wenn der in Bewegung begriffene Körper immerfort dieselbe Geschwindigkeit beibehält, d. h. in gleichen Zeiten auch gleiche Räume oder Wege zurücklegt. Nimmt dagegen die Geschwindigkeit fortwährend zu, d. h. werden die in gleichen Zeiten beschriebenen Wege immer grösser, so ist die Bewegung eine beschleunigte oder accelerirte. Das einfachste Gesetz, welches dabei obwalten kann, ist, dass die Geschwindigkeit in gleichen, übrigens beliebig kleinen oder grossen Zeitintervallen immer um gleich viel wächst oder zunimmt, so dass also, wenn die Geschwindigkeit während der ersten Secunde um die ganz allgemeine und willkürliche Grösse a zugenommen hat, sie in der zweiten Secunde um $2a$, in der dritten um $3a$ u. s. w. zunimmt; oder auch, wenn man jede Secunde z. B. in 1000 gleiche Theile getheilt denkt, und in irgend einer derselben die Geschwindigkeit am Ende des ersten Tausendtels gleich b ist, sofort $2b$, $3b$, $4b$ ... $1000b$ die Geschwindigkeiten bezeichnen, welche der Körper am Ende des 2ten, 3ten, 4ten ... 1000sten Tausendtels dieser Secunde haben wird. In diesem Falle aber, in welchem die Geschwindigkeitszunahmen den Zeiten proportional sind, heisst die Bewegung gleichförmig beschleunigt, im Gegentheile, wo dieses Gesetz nicht statt findet, ungleichförmig beschleunigt; die Grösse, um welche im ersten Falle die Geschwindigkeit in jeder folgenden Secunde zunimmt, ist es eigentlich, welche man im engern Sinne die Beschleunigung oder Acceleration des Körpers nennt; zugleich dient auch diese Grösse als Mass der Kraft, welche eine solche gleichförmige Beschleunigung erzeugt (s. KRAFT). Da diese Grösse im zweiten Falle veränderlich und in jedem folgenden Zeittheilchen eine andere ist, so kann man bei der ungleichförmig beschleunigten Bewegung nur in einem bestimmten Augenblick von der Beschleunigung des Körpers reden und sie ist dann jene Grösse, um welche die Geschwindigkeit in einer Secunde zunehmen würde, wenn die Zunahme, die von diesem Augenblicke an gerechnet bis zum nächstfolgenden statt hat, dieselbe bliebe, also von nun an die Beschleunigung eine gleichförmige würde.

Da die gleichförmige Beschleunigung in der Mechanik und Maschinenlehre bei weitem die wichtigste ist, und auch die ungleichförmige nur insofern untersucht und der Rechnung unterworfen werden kann, als sie sich auf die Gesetze der ersteren zurückführen lässt, so sollen auch nur diese Gesetze hier weitläuftiger entwickelt und aufgestellt werden.

Gleichförmige oder gleichmässige Acceleration. Ist also die Geschwindigkeit eines mit gleichförmiger Beschleunigung fortgehenden Körpers am Ende der Zeiteinheit, wofür man in der Regel (was auch hier, wenn nicht ausdrücklich das Gegentheil erinnert wird, durchaus der Fall ist) immer eine Secunde (die sogenannte Sexagesimalsecunde in mittlerer Zeit) nimmt, bekannt, so lässt sich seine Geschwindigkeit nach Verlauf jeder beliebigen Zeit, die man zur grössern Bestimmtheit auch Endgeschwindigkeit nennt, leicht angeben. Wäre z. B. für irgend einen auf diese Weise bewegten Körper c die Geschwindigkeit am Ende der ersten Secunde, so wären $2c$, $3c$, $4c$ ... tc beziehungsweise die Endgeschwindigkeiten nach Verlauf der 2ten, 3ten, 4ten und allgemein der $t$ten Secunde; wird demnach diese letztere überhaupt durch v bezeichnet, so hat man

$$1)\ v = ct.$$

Um aber auch den Weg zu bestimmen, welchen der Körper während dieser Zeit t durchläuft, muss man sich erinnern, dass dieser bei der gleichförmigen Bewegung durch das Product aus der Zeit in die Geschwindigkeit (d. i. den in jeder Secunde gleichförmig zurückgelegten Weg) erhalten wird, so dass, wenn die stets gleichbleibende Geschwindigkeit $= c$ wäre, sofort der in der Zeit t zurückgelegte Weg $= ct$ ist. Geht z. B. ein Körper mit der Geschwindigkeit von 5 Fuss (jede Secunde) gleichförmig fort, so legt er in 10 Secunden offenbar den Weg von $5 \times 10 = 50$ Fuss zurück. Denkt man sich nun die Zeit t in sehr viele, z. B. allgemein in n gleiche Theile getheilt und nimmt an, dass zwar die Geschwindigkeit von einem dieser dadurch entstehenden Zeitintervalle bis zum nächstfolgenden nach dem obigen Gesetze, jedoch nicht successive, sondern sprungweise so wachse, dass diese immer während eines ganzen solchen Intervalles unveränderlich bleibe, d. h. dass zwar die Geschwindigkeit am Ende des zweiten Intervalles doppelt so gross als am Ende des ersten sei, dass aber diese Zunahme nicht allmälig, sondern erst am Ende dieses Intervalles plötzlich statt gefunden habe, dass diese Endgeschwindigkeit durch das ganze dritte Intervall dieselbe bleibe und nur erst wieder am Ende desselben dreimal so gross werde als sie am Ende des ersten war u. s. w., so folgt offenbar, dass die Bewegung während eines jeden dieser einzelnen Zeitintervalle als eine gleichförmige und der ganze während der Zeit t zurückgelegte Weg als die Summe dieser einzelnen mit gleichförmigen Geschwindigkeiten zurückgelegten Wege angesehen werden kann. Ist also am Ende des ersten Zeitintervalles, wo die Bewegung nach dieser Voraussetzung erst angeht, die Geschwindigkeit $= b$, so sind $2b$, $3b$ ... nb die einzelnen Geschwindigkeiten des Körpers während des 2ten, 3ten ... $n+1$ten Intervalles, und wenn man jede mit der entsprechenden gleichen Zeitdauer $\frac{1}{n}t$ (theilt man z. B. die Zeit t in 1000 gleiche Theile, so kommt für die Bewegung während eines jeden einzelnen Intervalles die Zeit $\frac{1}{1000}t$) multiplicirt, so entstehen für die in der Zeit t angenommenen n Intervalle die Wege $b \times \frac{1}{n}t$, $2b \times \frac{1}{n}t$ ... $nb \times \frac{1}{n}t$; es ist also, wenn man den ganzen Weg durch s bezeichnet:

$$s = b \times \frac{1}{n}t + 2b \times \frac{1}{n}t + \ldots + nb \times \frac{1}{n}t = \frac{1}{n}tb(1 + 2 + 3 + \ldots + n).$$

Die Summe der in den Parenthesen eingeschlossenen Reihe lässt sich aber bekanntlich durch den Quotienten $\frac{n(n+1)}{2}$ ausdrücken, folglich ist auch $s = \frac{1}{n}tb\frac{n(n+1)}{2} = \frac{1}{2}bt(n+1)$, oder, da zufolge der obigen Gleichung 1) die Endgeschwindigkeit $nb = ct$ ist, wenn c die der ersten Secunde bezeichnet, und daraus $b = \frac{ct}{n}$ folgt, auch $s = \frac{1}{2}ct^2\left(\frac{n+1}{n}\right)$ $= \frac{1}{2}ct^2\left(1 + \frac{1}{n}\right)$.

Die hier gemachte Voraussetzung einer sprungweisen Geschwindigkeitszunahme kommt der Wahrheit, nämlich der successiven oder continuirlichen um so näher, in je mehr gleiche Theile die Zeit t getheilt,

d. i. je grösser die hier unbestimmte Zahl n genommen wird; die Wahrheit selbst aber wird nur erreicht, wenn man n grösser als jede noch so grosse angebbare Zahl, d. i. unendlich gross annimmt; da aber dadurch der Bruch $\frac{1}{n}$ kleiner als jede noch so kleine angebbare Zahl, also so gut wie Null wird, so erhält man endlich zur Bestimmung des Weges bei der gleichförmig beschleunigten Bewegung die Formel

$$2)\quad s = \tfrac{1}{2} c t^2,$$

wobei c die Geschwindigkeit des Körpers am Ende der ersten Secunde und t die Zeit (für welche der Weg s gesucht wird) in Secunden ausgedrückt bezeichnet*). Wird z. B. gefragt, welche Geschwindigkeit ein Körper erlangt und welchen Weg er zurücklegt, wenn er sich während einer Minute von der Ruhe aus gleichförmig beschleunigt bewegt und seine Geschwindigkeit am Ende der ersten Secunde $= 20$ Fuss ist, so darf man nur in den beiden Formeln 1) und 2) $c = 20$ und $t = 60$ setzen, und man erhält für die verlangte Endgeschwindigkeit aus 1): $v = 20 \times 60 = 1200$ und für den gesuchten Weg aus 2): $s = 10 \times 3600 = 36000$ Fuss.

Bezeichnet man die Wege, welche ein auf diese Weise bewegter Körper in den Zeiträumen t und t_1 zurücklegt, mit s und s_1, so folgt nach der Formel 2) $s = \frac{1}{2} c t^2$ und $s_1 = \frac{1}{2} c t_1^2$, also $s : s_1 = \frac{1}{2} c t^2 : \frac{1}{2} c t_1^2$ d. i. $s : s_1 = t^2 : t_1^2$, d. h. bei der gleichförmig beschleunigten Bewegung verhalten sich die zurückgelegten Wege wie die Quadrate der dazu gehörigen Zeiten. Die Räume also, welche in 1, 2, 3... Secunden zurückgelegt werden, verhalten sich wie die Quadratzahlen 1, 4, 9, 16...; lässt man daher 1 für den Weg der ersten Secunde gelten, d. h. nimmt man den Weg der ersten Secunde zur Einheit aller übrigen, so ist 4 der Weg der beiden ersten, 9 der Weg der drei ersten Secunden u. s. w., folglich auch $4 - 1 = 3$ der Weg der 2ten Secunde allein, $9 - 4 = 5$ der Weg der 3ten, $16 - 9 = 7$ der Weg der 4ten Secunde u. s. w.: es verhalten sich also die in den einzelnen Secunden zurückgelegten Wege wie die ungeraden Zahlen 1, 3, 5, 7... Legt also ein so bewegter Körper in der ersten Secunde 15 Fuss zurück, so sind 1×15, 3×15, 5×15... oder 15, 45, 75, 105 u. s. w. die Wege desselben in der 1sten, 2ten, 3ten, 4ten Secunde u. s. w.

Bezeichnet man den Weg der ersten Secunde mit dem Buchstaben g, so erhält man aus der Formel 2) (in welcher $t = 1$, $s = g$ zu setzen ist) $g = \frac{1}{2} c$ oder $c = 2g$, so dass also die am Ende der ersten Secunde erlangte Geschwindigkeit gerade doppelt so gross als der in dieser Zeit zurückgelegte Weg ist, d. h. der Weg, welchen der Körper mit dieser am Ende der ersten Secunde erlangten Geschwindigkeit in

---

*) Mittels der Differential- und Integralrechnung wird diese Formel kurz so abgeleitet. Hat der Körper mit gleichförmig beschleunigter Bewegung während der Zeit t den Weg x zurückgelegt und die Geschwindigkeit v erlangt, so wird er während des folgenden unendlich kleinen Zeitelementes dt die Geschwindigkeit v beibehalten und sonach den unendlich kleinen Weg $dx = v\,dt$ oder, wegen $v = ct$ (obige Gleichung 1), auch $dx = ct\,dt$ zurücklegen. Diese Gleichung integrirt gibt $x = \frac{1}{2} c t^2$, wozu keine Constante kommt (oder diese gleich Null ist), wenn x und t gleichzeitig anfangen, also für $t = 0$ auch noch $x = 0$ ist. Hat der Körper, bevor die beschleunigende Kraft auf ihn einwirkt, schon die Geschwindigkeit c_1, so ist $v = c_1 + ct$, also $dx = c_1 dt + ct\,dt$ und $x = c_1 t + \frac{1}{2} c t^2$.

jeder folgenden Zeitsecunde zurücklegen würde, wenn er mit dieser nun gleichförmig fortginge, wäre doppelt so gross als der in der ersten Secunde wirklich zurückgelegte Weg; so würde im vorigen Beispiele der Körper in der ersten Secunde nur den Weg von 10 Fuss zurücklegen, dagegen aber eine Geschwindigkeit von 20 Fuss erreichen.

Wie schon oben bemerkt worden, heisst die Grösse c, um welche die Geschwindigkeit in jeder Secunde zunimmt und welche nichts anderes als die Endgeschwindigkeit der ersten Secunde ist, die Beschleunigung des Körpers; da aber $g = \frac{1}{2}c$ ist, und die halbe Grösse eben so gut als die ganze als Mass dienen kann, so nimmt man auch häufig (in Deutschland fast durchgehends) diese Grösse g, d. i. den in der ersten Secunde zurückgelegten Weg für die Beschleunigung an.

Mit diesem Werthe von $c = 2g$ erhalten die beiden obigen Formeln 1) und 2) die Form: 1) $v = 2gt$ und 2) $s = gt^2$. Da, wenn von den 4 Grössen g, t, v, s zwei gegeben sind, die beiden übrigen immer gefunden werden können, so sollen hier noch die hierzu nöthigen Formeln, welche durch gehörige Verbindung und Auflösung entstehen und zur Beantwortung aller Fragen, welche bei der gleichförmig beschleunigten Bewegung vorkommen, dienen, zusammengestellt werden; diese sind mit den beiden vorigen:

$$1)\ v = 2gt, \quad 5)\ v = 2\sqrt{gs}, \quad 9)\ v = \frac{2s}{t},$$

$$2)\ s = gt^2, \quad 6)\ s = \frac{v^2}{4g}, \quad 10)\ s = \tfrac{1}{2}vt,$$

$$3)\ t = \sqrt{\frac{s}{g}}, \quad 7)\ t = \frac{v}{2g}, \quad 11)\ t = \frac{2s}{v},$$

$$4)\ g = \frac{s}{t^2}, \quad 8)\ g = \frac{v}{2t}, \quad 12)\ g = \frac{v^2}{4s}.$$

Einige Beispiele mögen die Anwendung dieser Formeln erläutern.

1. Bei einem mit gleichförmig beschleunigter Bewegung fortgehenden Körper ist der in der ersten Secunde zurückgelegte Weg $g = 10$ Fuss; welche Zeit braucht er, um einen Weg von $s = 250$ Fuss zurückzulegen, und welche Geschwindigkeit wird er dann erlangt haben?

Da hier g und s bekannt, t und v zu suchen sind, so hat man zuerst aus Formel 3) $t = \sqrt{\frac{250}{10}} = \sqrt{25} = 5$ Secunden; ferner aus 5) die Endgeschwindigkeit $v = 2\sqrt{10 \times 250} = 2\sqrt{2500} = 2 \times 50 = 100$ Fuss; auch hätte man diese, nachdem bereits $t = 5$ gefunden ist, aus der Formel 9) finden können, indem diese ebenfalls $v = \frac{2 \times 250}{5} = 2 \times 50 = 100$ gibt.

2. Welchen Weg legt der Körper bei den vorigen Voraussetzungen in der 5ten Secunde allein zurück?

Sucht man nach Formel 2) den Weg für die ersten 4 Secunden, so findet man $s = 10 \times 16 = 160$ Fuss; wird dieser von dem vorigen Weg der ersten 5 Secunden abgezogen, so erhält man als gesuchten Weg der 5ten Secunde $250 - 160 = 90$ Fuss. (Die einzelnen Wege sind 1×10, 3×10, 5×10, 7×10, 9×10, d. i. 10, 30, 50, 70 und 90 Fuss,

also der ganze Weg $10+30+50+70+90=250$ Fuss, wie es auch sein soll.)

3. Welchen Weg muss der Körper bei der vorigen Voraussetzung von $g=10$ Fuss zurücklegen, bis er eine Endgeschwindigkeit von $v=60$ Fuss erlangt?

Da hier g und v bekannt sind und s gesucht wird, so hat man aus der Formel 6) $s=\frac{3600}{40}=90$ Fuss. Soll auch noch die dazu nöthige Zeit t bestimmt werden, so ist nach 3) $t=\sqrt{\frac{90}{10}}=\sqrt{9}=3$ Sec. oder direct mit den beiden gegebenen Stücken aus Formel 7) $t=\frac{60}{20}=3$, wie zuvor.

4. Bei einem mit gleichförmiger Beschleunigung bewegten Körper hat man dessen Endgeschwindigkeit nach Verlauf von $t=6$ Secunden beobachtet und diese $v=360$ Fuss gefunden; wie gross ist der während der ersten Secunde, und wie gross der während aller 6 Secunden zurückgelegte Weg?

Nach der Formel 8) hat man für den erstern Weg oder die Beschleunigung $g=\frac{360}{12}=30$ Fuss, und nach 10) für den während 6 Secunden zurückgelegten Weg $s=\frac{360\times 6}{2}=1080$ Fuss, welcher Werth mit Hülfe der bereits gefundenen Grösse $g=30$ auch aus Formel 2), nämlich $s=30\times 36=1080$ gefunden wird.

Was nun noch die Natur und Beschaffenheit der Kraft betrifft, welche in einem beweglichen Körper eine solche gleichförmig beschleunigte Bewegung erzeugt, so muss diese (s. KRAFT) eine sogenannte constante oder unveränderliche (öfters auch absolute genannt) sein, d. h. sie muss auf den Körper, dieser mag ruhen, sich langsam oder schnell bewegen, immer mit gleicher Stärke einwirken. Es muss daher überall, wo eine solche Kraft in der Natur vorhanden ist und ihre Einwirkung auf einen beweglichen Körper nicht durch andere Kräfte oder Hindernisse verändert wird, eine gleichförmig beschleunigte Bewegung entstehen. Beispiele hiervon kommen bei dem freien Fall, dem Fall über die schiefe Ebene, der Ueberwucht an der Rolle vor und sind in den Artikeln FALL, SCHIEFE EBENE, ÜBERWUCHT nachzusehen.

Von der ungleichförmig beschleunigten Bewegung, bei welcher die Geschwindigkeitszunahmen also nicht mehr den Zeiten proportional sind, mag hier nur so viel erwähnt werden, dass diese durch Einwirkung einer veränderlichen Kraft bewirkt wird, wie der Fall der Körper im leeren Raume von sehr bedeutenden Höhen (wie z. B. vom Monde herab), weil die Anziehungkraft (hier die beschleunigende Kraft) zunimmt, wie das Quadrat der Entfernung des fallenden Körpers von der Erde abnimmt, ein Beispiel hierzu liefert. Die in einem solchen bestimmten Falle nöthigen Formeln können nur abgeleitet werden, indem man eine solche Bewegung während einer unendlich kleinen Zeit als eine gleichförmig beschleunigte ansieht. *Burg.*

Ackerbau-Maschinen, (fr. *machines d'agriculture*; engl. *agricultural machines*) nennt man im engern Sinne alle jene Vorrichtungen,

welche die einfachen Handwerkzeuge bei Bearbeitung des Bodens ersetzen sollen, und zwar in der Absicht, eine Ersparung an Zeit und Kosten und meist auch gleichzeitig eine grössere Accuratesse und Gleichmässigkeit zu erreichen. Wenn wir hier den Versuch machen wollen, eine allgemeine Uebersicht dieser Klasse von mechanischen Vorrichtungen zu geben, halten wir es für zweckmässig, Ackerbau-Maschinen im weitern, wenn gleich nicht üblichen Sinne als gleichbedeutend mit landwirthschaftlichen Maschinen (fr. *machines d'économie rurale;* engl. *machines of rural economy*) überhaupt zu brauchen, um in unserer Uebersicht zugleich alle jene Vorrichtungen zusammenfassen zu können, welche der Landwirth selbst zu weiterer Reinigung oder Verarbeitung seiner Producte in Gebrauch zieht. Uebrigens gehören auch diese Producte fast ohne Ausnahme dem Ackerbau (wozu natürlich die Wiesencultur gerechnet wird) an. Die wenigen Ausnahmen lassen sich am Ende zusammenstellen.

Im Allgemeinen gehören die hier aufzuführenden Maschinen zu den sehr einfachen, ja bei den eigentlichen Ackerbau-Maschinen ist es oft schwer oder vielmehr kaum möglich, den Unterschied der Maschine von dem Werkzeuge fest zu halten. So ist der sogenannte Brustpflug der Engländer offenbar ein einfaches Werkzeug, kann aber als einfachster Grundtypus einiger andern Vorrichtungen nicht wohl hier übergangen werden. Auch des Bohnenpflanzers, der ebenfalls sicher keine Maschine ist, pflegt man unter den landwirthschaftlichen Maschinen zu erwähnen, insofern er eine Vervielfachung einer einfachen Operation bezweckt. Solche Einfachheit ist aber bei den eigentlichen Ackerbau-Maschinen aus leicht einzusehenden Gründen wesentliche Bedingung. Denn ein wirklich practisches Ackergeräthe muss von einem guten Stellmacher und einem Schmied, wie sie sich fast in jedem Dorfe finden, vollkommen gut hergestellt oder doch wenigstens in jedem Falle reparirt werden können. Es kommen daher auch bei den Ackerbau-Maschinen im engeren Sinne andere Materialien nicht vor, als Schmiedeeisen und Holz. Gusseisen kann seiner Sprödigkeit wegen bei den Bodenbearbeitungsmaschinen, deren eiserne Theile entweder den Zweck des Zusammenhaltens erfüllen, oder unmittelbar schneidend, reissend oder auf andere Art gewaltsam gegen den widerstehenden Boden wirken, nur selten Anwendung finden. Die Anwendung gusseiserner Streichbreter und Pflughäupter an den Pflügen gehört unter diese Fälle. Das anzuwendende Holz muss von der für Stellmacherarbeiten überhaupt geeigneten Qualität, also fest und sehr zähe sein; ganz vorzüglich geeignet ist junges gesundes Eichenholz, dann Eschenholz, Ulmen- oder Rüsterholz und Weissbuchenholz. In dem allgemeinen Artikel über MATERIALIEN und in den einzelnen Artikeln ist das Nähere hierüber zu finden. So nothwendig nun auch eine möglichst einfache Construction der Ackerbau-Maschinen ist, so hat sie doch für uns den Nachtheil gehabt, dass sich die Mechaniker nur sehr wenig mit dieser Klasse von Geräthschaften beschäftigt haben und dass also die Theorie derselben bis jetzt nur sparsam erörtert worden ist. An Erfahrungen practischer Landwirthe über die Wirksamkeit der verschiedenen Instrumente fehlt es, wenigstens was die Hauptsachen angeht, nicht; aber der Landwirth ist in der Regel zu wenig Mechaniker, um die für Letzteren wichtigen Folgerungen aus seinen practischen Resultaten zu ziehen. Dazu kommt, dass alle Ackergeräthe durch Natur und Culturart des Bodens, durch Gewohnheit und Geschicklichkeit der Arbeiter so

mannichfach in ihren Wirkungen afficirt werden, dass die Aufstellung allgemein gültiger Theorien, sobald sie über die allgemeinsten Principien hinausgehen, fast unmöglich und gewissermassen unnütz wird. In dieser Beziehung müssen also die eigentlichen Ackerbau-Maschinen den sterilsten Theil des Maschinenwesens bilden. Nicht so der Zahl der Vorrichtungen nach, welche, als nothwendige Folge einer in den meisten Fällen rein empirischen Auffindung und daher oft zwecklosen und barocken Gestaltung der Formen, ausserordentlich gross ist. Die meisten Landstriche haben besondere Localvarietäten der hauptsächlichsten Ackergeräthe, namentlich der pflug- und eggenartigen Instrumente. Dies hat in Bezug auf die letzterwähnten Klassen von Maschinen für uns einen sehr fühlbaren Uebelstand hervorgerufen, welchen wir vielleicht kaum vollständig zu beseitigen vermögen, wir meinen die Verwirrung der Nomenclatur, welche einer durchgreifenden Systematik sehr hindernd entgegentritt. In der Eintheilung, welche wir weiterhin zu geben versuchen werden, können daher keineswegs alle Provinzialnamen Berücksichtigung finden, deren Synonymik jedoch in den einzelnen Artikeln und im Register möglichst vollständig zu geben wir uns zur Pflicht machen. Wir können deshalb auch, selbst als nur verweisende Artikel, nur die wirklich häufigeren oder besonders charakteristischen Namen in die Alphabetfolge aufnehmen.

Alles eben Gesagte gilt in um so geringerem Grade von den übrigen landwirthschaftlichen Maschinen, je mehr sie sich den sogenannten industriellen Maschinen in ihrer Construction nähern. Die äusserste Grenze bilden hier jene Maschinen, welche in manchen Fällen zwar das Ende der Bearbeitung von Seiten des Landwirths, in andern aber auch wieder den Anfang der eigentlich industriellen Bearbeitung bilden; so die Flachsbearbeitungsmaschinen, die Samenreinigungsmaschinen, die Zerkleinerungsapparate verschiedener Art. In diese Uebersicht können jedoch nur solche aufgenommen werden, welche nachweisbar wenigstens in einzelnen Fällen vom Landbauer selbst angewendet werden.

Die gesammten Maschinen von landwirthschaftlicher Anwendung zerfallen nun am zweckmässigsten in folgende Abtheilungen:

1) Locomotionsmaschinen überhaupt, allerdings nicht ausschliesslich hierher gehörig, aber doch zu erwähnen. Hierher gehören die verschiedenen Arten der WAGEN, die KARREN, die Schubkarren (Kastenkarren, Radbarren u. s. w.), die SCHLITTEN. Als besondere specieller hierher gehörige Arten solcher Fortschaffungsmaschinen sind hier zu erwähnen: die WÄSSERUNGSTONNE, der RAPSSCHLITTEN, der sogenannte STEINSCHLITTEN, die PFLUGSCHLEIFE. Halb und halb hierher und in eine folgende Abtheilung gehören einestheils die sogenannten selbstwirkenden ERDKARREN von Palissard und Andern, welche die fortzuschaffende Erde gleich selbst vom Boden wegnehmen und deren einfachste Form eigentlich der sogenannte PLANIRPFLUG ist; anderntheils gehören hierher einige Arten der Harke, nämlich der mechanische Heurechen (s. HARKE), die sogenannte Brandegge (s. HARKE), die Schneeegge und Strassenegge (s. EGGE).

2) Bodenbearbeitungsmaschinen (Ackerbau-Maschinen im engern Sinne). Die Bearbeitung des Bodens kann einen mehrfachen Zweck haben; entweder soll die Erde bis auf eine gewisse Tiefe abgeschnitten und so umgekehrt werden, dass die untere Seite der Scholle zur oberen wird, wobei die Mischung und Zerkleinerung der Erde

nur unvollständig ist; oder man will den Boden durch ein mehr horizontal wirkendes Instrument bis auf eine gewisse Tiefe nur auflockern und gewissermassen durch einander rühren, wobei man die aufgerührte Erde entweder zur Seite schiebt oder nicht; oder man will drittens durch mehr vertikal wirkende, reissende oder schneidende Werkzeuge zerkleinern, wobei die Entfernung des Unkrauts namentlich sehr vollständig, das Mischen des Bodens weniger vollständig geschieht; oder man will endlich die gröberen Erdballen zerkleinern und gleichzeitig die Erde etwas zusammendrücken. Alle diese Arbeiten können entweder vor der Saat, um den Boden zu Aufnahme derselben vorzubereiten oder den Dünger in die Erde zu bringen, oder nach der Saat, um den Samen unterzubringen und die Pflanzen in die geeigneten Bedingungen zu versetzen, vorgenommen werden und gestalten sich auch danach etwas anders. Die von uns aufzustellenden Arten von Ackerwerkzeugen sind daher folgende:

a) PFLÜGE, d. h. Instrumente, welche durch Thiere (oder Dampf) gezogen werden, einen Streifen von gewisser Dicke und Breite vom Lande abschneiden und denselben umkehren. Der Pflug hat daher als charakteristische Theile die dreieckige, nur an einer Seite schneidende Pflugschar, das vertikal schneidend wirkende Sech und das eigenthümlich gekrümmte, die Umkehrung des Erdstreifens bewirkende Streichbret. Unterabtheilungen der Pflüge sind die Räderpflüge, Stelzenpflüge, Schwingpflüge, die Leitenpflüge, Wendepflüge, Doppelpflüge, deren Bedeutung unter Pflug erörtert werden wird, welche aber alle im Princip übereinkommen. Einen besondern Artikel werden wir jedoch dem DAMPFPFLUGE widmen. — Ist das Umkehren des Erdstreifens nicht sowohl die Hauptsache, als eben das Abschneiden, welches dann in möglichst horizontaler Richtung geschieht, so hat man

b) Hobelpflüge oder SCHÄLPFLÜGE, namentlich zum Abschälen des Rasens u. s. w. bestimmt; sie sind theils mit, theils ohne Streichbret, jenachdem man die abgeschnittene Rinde wenden will oder nicht; auch ein Sech ist wenigstens dann nicht nöthig, wenn die Rinde vorher durch einen Scarificator zerschnitten worden ist. Am nächsten dieser Art von Werkzeugen steht der sogenannte WIESENHOBEL oder Hügelpflug zum Rasiren der Maulwurfshügel auf Wiesen.

c) Soll die Erde, welche abgeschnitten wird, nicht gewendet, sondern bloss gemischt oder gerührt werden, so dient der HAKEN, auch Rührhaken, in manchen Varietäten fälschlich Pferdehacke genannt. Der eigentliche Haken hat kein Streichbret und kein Sech, aber ein dreieckiges, mit zwei Seiten schneidendes, schief gegen den Boden gerichtetes Eisen. Indessen hat man manche locale Veränderungen an den Haken angebracht, wodurch sie sich den Pflügen mehr oder weniger nähern; diese Veränderungen bestehen in Anbringung eines Sechs, oder kleiner, aber nicht wendender Streichbreter; man kann diese Instrumente Hakenpflüge nennen und wir werden sie, so lange sie nicht in den Häufelpflug übergehen, oder ein gespaltenes Eisen haben, bei den Haken mit abhandeln. Wird nämlich das Hakeneisen gespalten und das Gestelle etwas verändert, so hat man

d) die in Preussen gebräuchliche ZOCHE oder Zogge, welcher die litthauische Stagutt (s. ZOCHE) sehr nahe nahe verwandt ist. Beide Instrumente sind in der Wirkungsart dem Haken sehr ähnlich. — Wird ein Haken oder ein mit ähnlich wirkendem Eisen versehenes Instrument

mit einem oder zwei beweglichen Streichbretern versehen, so dass die aufgerührte Erde auch gleichzeitig zur Seite geschoben, also eine Furche und zu beiden Seiten derselben ein Rücken gebildet wird, so hat man

e) die HÄUFELPFÜGE oder eigentlichen Pferdehacken, hier und da auch Cultivatoren genannt, wenn sie nur ein Streichbret haben. Diese Instrumente dienen zur Bearbeitung der Hackfrüchte zwischen den Reihen. — Bringt man mehrere Eisen von der Wirkungsart eines Hakens, aber ohne Streichbreter, in einem eggenartigen oder andern Gestelle an, dergestalt, dass entweder alle in einer Furche gehen, oder mehrere Furchen gleichzeitig bearbeitet werden, so hat man

f) die CULTIVATOREN, wie wir sie mit dem passendsten Collectivnamen bezeichnen wollen; hierher gehören alle unter den Namen der Rührpflüge, Schaareggen, Pferdeschaufeln, mehrschaarigen Pferdehacken, Exstirpatoren bekannten Werkzeuge, deren Wirkungsart sich durch die Gestalt der Eisen abändern lässt, so dass man auch eine Art von Anhäufeln neben dem Lockern erreichen kann. Alle diese Instrumente greifen nicht tief und machen den Boden in der Tiefe eher fest. Man hat daher auch wohl Cultivatorschaare mit Pflügen dergestalt verbunden, dass der vorausgehende Pflug oben wendet und der folgende Cultivator tiefer lockert, wie z. B. am Zimmermann'schen dreischaarigen Pfluge, der auch als Häufelpflug eingerichtet werden kann. Diese Art Geräthe werden unter den PFLÜGEN mit abgehandelt. Alle bisher genannte Instrumente kamen darin überein, dass ihre Hauptwirkung eine horizontal schneidende war. Für den Zweck einer Zerkleinerung des Bodens und namentlich des Herausreissens weit wurzelnder Unkräuter sind aber mehr vertikal wirkende Werkzeuge von grossem Nutzen; dies sind im Allgemeinen

g) die Eggen, d. h. Rahmen verschiedener Art, in welche vertikale oder etwas nach vorn geneigte Zinken eingesetzt sind. Jenachdem nun die Zinken mehr oder weniger zugleich schneidend oder ganz stumpf, jenachdem sie von Eisen oder von Holz sind und das ganze Gestell leicht oder schwer ist, haben die Eggen eine verschiedene Wirksamkeit. Wir fassen die leichten, die Erdschollen nur obenhin zerkleinernden und namentlich auch zur Unterbringung des Samens dienenden Eggen (wozu gewissermassen auch die einfache MAULWURFSEGGE gehört) im Artikel EGGEN, die schweren, fast durchgängig mit eisernen, aber stumpfen Zinken versehenen, tiefer greifenden und zu Entfernung der Unkräuter besonders dienlichen als BOTHEGGEN, endlich die mit schneidenden Zinken ausgerüsteten und den Boden zunächst nur in Streifen zerschneidenden, daher dem Schälpfluge namentlich als Vorarbeiter dienenden Instrumente als SCARIFICATOREN zusammen. Unter den Botheggen sind die unter dem Namen Krimmer, Grubber, Queckenegge, Wiesenschröpfer, Moospflug u. s. w. bekannten Instrumente mit begriffen, eben so die bei Bearbeitung der Hackfrüchte dienende sächsische Furchenegge (Igel). Zuweilen werden die Zinken der Botheggen und Scarificatoren in einem Querbalken statt eines Eggengestelles angebracht und das Ganze mit einem Vordergestell und zwei Rädern versehen; diese Art von Werkzeugen nennen die Franzosen ebenfalls *Exstirpateurs*, wir glauben sie aber desswegen nicht trennen zu dürfen. — Werden die Zinken einer Egge an einem rotirenden Cylinder angebracht, so hat man

h) die STACHELWALZE. Um endlich die auf der Oberfläche lie-

genden Erdschollen zu zerdrücken und zugleich der vielleicht zu lockern klaren Erde etwas Halt zu geben, sie an die Samen anzudrücken, dienen

i) die WALZEN in den verschiedenen Formen der Furchenwalze, Rückenwalze, Keilwalze, Räderwalze, Schollenwalze; hierher gehören auch die in ihrer Construction nicht verschiedenen Walzen zum Festdrücken der Wiesen und Saaten und die für bestimmte Arten der Säemaschinen vorarbeitenden Drillwalzen und Tröpfelwalzen.

k) Endlich bedürfen hier noch der besondern Erwähnung die zu Anlegung der Wasserabzüge (Wasserfurchen, unterirdischen Abzüge), welche man allerdings auch mit dem Pfluge oder Haken herstellen kann, angegebenen Werkzeuge, als GRABENPFÜGE oder Wasserfurchenpflüge, Becker'sche WASSERFURCHENHARKE, MINIRPFLÜGE (*mole ploughs*), welche in besondern Artikeln abgehandelt werden sollen.

3) Saatbestellungsmaschinen. Als einfachste, die Regelmässigkeit bei einzeln stehenden Saaten erleichternde Hülfsmittel sind hier nur der LINEATOR und der BOHNENPFLANZER, welche kaum unter die Maschinen gerechnet werden können, zu erwähnen. Alle übrigen hierher gehörigen Maschinen, insofern nämlich die zu Unterbringung der Saat dienenden Werkzeuge schon im vorigen Abschnitte da gewesen sind, lassen sich in einem Artikel zusammenfassen. Man kann und soll sie zwar eigentlich, jenachdem sie Reihensaat oder breitwürfige Saat machen, in Drillmaschinen und eigentliche Säemaschinen eintheilen; man könnte ferner nach dem angewendeten Principe Säewalzen, schüttelnde, tröpfelnde, löffelnde, siebende Maschinen unterscheiden, auch insofern Abschnitte machen, als die Maschinen sich zum Theil die Furchen oder Löcher zu Aufnahme der Samen selbst machen und dazu mit Instrumenten der vorigen Abtheilung zweckmässig verbunden sind, zum Theil nicht; wir halten es aber für zweckmässiger, sämmtliche Maschinen zu vereinigen, und thun dies, um den Artikel nicht zu weit hinauszuschieben, unter dem Namen DRILLMASCHINEN, wofür wir Entschuldigung finden werden.

4) Erntemaschinen. Das eigentliche Ernten ist bis jetzt nur bei Halmfrüchten durch eine Maschine, die ERNTEMASCHINE von Smith, zu verrichten versucht worden. In diesen Abschnitt kann man jedoch füglich auch die schottische Maschine zum Heumachen (s. HEUMASCHINE), so wie, da das Ausbringen der Körner eigentlich erst die Ernte der Halmfrüchte für den Landmann beendigt, die verschiedenen DRESCHMASCHINEN rechnen. Bei letztern können wir natürlich aus den Dreschwalzen, Dreschmühlen, Dreschstampfen u. s. w., wie man einzelne genannt hat, keine besondern Artikel machen.

5) Reinigungsmaschinen. Hierher sind zu rechnen die auf dem trocknen Wege wirkenden Staubmühlen, Worfelmaschinen, Wannmaschinen, Siebmaschinen u. s. w. für Getreide und andere Samen (s. REINIGUNGSMASCHINEN für Samen), die FLACHSREINIGUNGSMASCHINEN und die auf nassem Wege wirkenden WASCHMASCHINEN oder Waschtrommeln verschiedener Art für Wurzelgewächse, insbesondere Kartoffeln und Rüben. Auch die ENTHÜLSUNGSMASCHINEN für Reis u. s. w. sind hierher zu rechnen.

6) Zerkleinerungsmaschinen. Unter diese Abtheilung gehören zuerst die HÄCKSELLADEN oder Häckselschneiden und

Distelschneider verschiedener Construction, die WURZELSCHNEIDEMASCHINEN aller Art für Kartoffeln, Rüben u. dergl., die REIBEN für Kartoffeln und Rüben, (hierher auch der Kartoffelwolf.) die QUETSCHMÜHLEN für Samen zur Fütterung, für Aepfel u. dergl., die STAMPFMASCHINEN für Kartoffeln zum Futter, die KNOCHENMÜHLEN, GYPSMÜHLEN, die SCHROTMÜHLEN und in weiterer Ausdehnung eigentlich alle Getreidemühlen verschiedener Art, welche aber schon über den uns angewiesenen Kreis hinübergreifen.

7) Extractionsmaschinen. Unter diese müssen wir vor allen Dingen die verschiedenen Arten der in der Landwirthschaft üblichen Pressen rechnen, welche allerdings den Principien ihrer Construction nach unter den Artikeln PRESSE, HYDRAULISCHE PRESSE, u. s. w. abgehandelt werden, aber doch besonderer Eigenthümlichkeiten wegen auch noch in den besondern Artikeln RÜBENPRESSE (für die Zuckerbereitung), CIDERPRESSE, WEINPRESSE (Kelter), HOPFENPRESSE, OELPRESSE, Berücksichtigung finden müssen. Ausserdem gehören hieher die STÄRKEBEREITUNGSMASCHINEN, die verschiedenen in der Rübenzuckerfabrikation vorgeschlagenen MACERATIONSMASCHINEN, wie z. B. die *Noria* von *Martin* und *Champonnois*, der *Lévigateur* von *Pelletan*, der Edulcator von Reichenbach.

8) Die gesammten Vorbereitungsmaschinen der webbaren Pflanzenfasern, also zunächst des Flachses und Hanfs gehören ebenfalls der Landwirthschaft an; wir werden sie in den Artikeln BRECHMASCHINE, FLACHSKLOPFMASCHINE, FLACHSSCHWINGE und HECHELMASHINE in einer der Reihenfolge der Processe möglichst entsprechenden Ordnung abhandeln.

9) Unter keine der gemachten Abtheilungen lassen sich folgende, ohne Zweifel auch dem Gebiete der Landwirthschaft angehörende Maschinen bringen: die mechanischen BUTTERFÄSSER; die TORFSTECHMASCHINEN und TORFPRESSEN; die MAISCHMASCHINEN oder mit mechanischen Vorrichtungen versehenen Maischbottiche. Die mechanischen Backöfen, Knetmaschinen und Teigformungsmaschinen, welche sich unter die Benennung BACKMASCHINEN vereinigen lassen, gehören allerdings auch mit einigem Rechte hieher, obgleich der Landwirth die letztere Operation nicht leicht in einer für den Maschinenbetrieb geeigneten Ausdehnung ausüben wird.

Die Kräfte, welche zum Betriebe dieser sämmtlichen Maschinen in Anspruch genommen werden, sind für die eigentlichen Ackerbaumaschinen die der Pferde und Ochsen, welche an den Instrumenten unmittelbar ziehend wirken; von der vierten Abtheilung an wirken entweder Menschenkräfte an Kurbeln, oder Hebeln, oder thierische Kräfte in Pferdegöpeln. Nur sehr selten kommt der Dampf in Anwendung — in der Regel nur, wo gleichzeitig auch andere Maschinen zu betreiben sind — mit Ausnahme des in England neu erfundenen Dampfpfluges.

Was nun die allgemeine Literatur der landwirthschaftlichen Maschinen betrifft, so ist diese insofern sehr reich, als jedes Lehrbuch der Landwirthschaft sich über die Anwendungsart — wenigstens der eigentlichen Ackerbaumaschinen verbreitet nnd in den zahlreichen ökonomischen Zeitschriften die Anwendbarkeit solcher Instrumente sehr häufig besprochen wird. Dagegen sind gute Abbildungen, gründliche Betrachtungen der Construction u. s. w. für die eigentlichen Ackerwerkzeuge sehr selten und nur der Pflug hat sich einer etwas besseren Behandlung zu er-

freuen gehabt. Wir können bei Angabe der Literatur natürlich in jener, uns ferner liegenden Beziehung nur auf die tüchtigen Lehrbücher der Landwirthschaft im Allgemeinen verweisen und überhaupt erklären, dass wir auch in den einzelnen Artikeln die praktisch-ökonomische Seite zwar berücksichtigen, aber nicht zur Hauptsache machen dürfen. *Dickson's farmers companion* und System des praktischen Ackerbaus (übers. von Thaer, Berlin 1807. 4. 2 Bde.), Weber's praktisches Handbuch der Feldwirthschaft (Frankf. a. O. 1807. 2 Th. 8.), Burger's Lehrbuch der Landwirthschaft (Wien 1830. 2 Bde. 8. 3te Aufl.), Trautmann's Versuch einer wissenschaftlichen Anleitung zum Studium der Landwirthschaftslehre (Wien 1822. 2 Bde. 8. 3te Aufl.), Thaer's Grundsätze u. s. w. und Schweizer's neuestes Handbuch haben uns für die Systematik am besten gedient, obgleich sie alle noch keine vollständigen Uebersichten geben. Dickson, Weber, Thaer und Schweizer so wie v. Münchhausen's Hausvater enthalten auch zum Theil mittelmässige Abbildungen, v. Lengerke's Conversationslexikon ist nur für Nachweisung der Provinzial- und Lokal-Geräthe im Allgemeinen brauchbar, sonst gerade im landwirthschaftlichen Maschinenwesen am schwächsten. Ausschliesslich mit der landwirthschaftlichen Maschinenkunde beschäftigen sich folgende Werke: Hiltenbrand, erste Anfangsgründe der zur Landwirthschaft nöthigen Mechanik (Wien 1779 u. 1785. 8.); *Williamson, principles of agricultural machinery (London* 1810), deutsch unter dem Titel: Grundsätze des landwirthschaftl. Maschinenwesens von u. s. w. übers. von M. H. Schilling (2 Th. Leipzig 1823. 8. mit Kpf.); Fischer, Dr. I. C., kurzer Entwurf der landwirthschaftlichen Maschinenlehre (Leipzig 1831. 8. mit Kpf., integrirender Theil der Putsche'schen Encyclopädie). Von diesen Büchern ist eigentlich nur Williamson's wissenschaftlich bearbeitet, berücksichtigt aber nur die englischen Geräthe; Fischer konnte schon wegen der unglücklichen Verbindung mit der Landbaukunde nichts Zusammenhängendes liefern. Die Abbildungen sind bei Beiden nichts werth. Folgende Werke sind nun namentlich als Sammelwerke von Abbildungen zu empfehlen und von uns benutzt worden: Mehler, Sammlungen böhmischer Ackergeräthschaften (Dresden 1794.), Thaer, Beschreibung der nutzbarsten Ackergeräthe, (Hannover 1805 — 1806. 4.). *Borgnis Traité complet de mècanique etc. Vol. V. Machines d'Agriculture*, und *Vol. VI. Machines employées dans diverses fabrications (Paris* 1818—1820 4.), *Bailly de Merlieux et Bixio, Maison rustique du XIX. siècle (Paris* 1837); *Dubrunfaut, l'agriculteur manufacturier (Paris); Leblanc Recueil des machines qui servent a l'économie rurale etc.* (besonders die erste Abtheilung; geht noch fort); *Person Recueil de mécanique et description des machines rèlatives à l'agriculture et aux arts*, 4.; *Lasteyrie, collection des machines, d'instrumens etc. (Paris* 1820—1825. 2 *Vol.)*, deutsch bei Cotta erschienen. *Rees Cyclopädia* Art. *Agriculture.* Für die schon mehr dem Fabrikbetriebe angehörenden Maschinen geben alle bedeutendern Maschinenwerke, besonders auch *Christian*, der *Industriel*, *Molèons récueil*, das *Portefeuille industriel*, *dictionaire technologique*, die *Cyclopaedia metropolitana*, *Nicholson*, *Hebert*, *Ure* u. s. w. Abbildungen. Zerstreute einzelne Abbildungen finden sich in sehr vielen ökonomischen Schriften, namentlich von Thaer, Gericke, Schmalz u. s. w., in den landwirthschaftlichen Journalen, den *Transactions of the society of arts*, den englischen Patentjournalen, dem *Bulletin de la société d'Encouragement*, Dingler's Journal u. s. w.; wir

werden wenigstens die besseren bei den einzelnen Artikeln möglichst vollständig anzugeben uns bestreben. *A. Weinlig.*

Adhäsion (fr. *adhérence, adhésion*, engl. *adhesion*) bezeichnet im physikalischen Sinne des Wortes die Kraft, mit welcher zwei sich mit einer Fläche berührende Körper einander anziehen und den Widerstand, welchen sie einer Trennung entgegensetzen. Die Adhäsion ist daher von der Cohäsion verschieden, da durch letztere der Widerstand bezeichnet wird, welchen die einzelnen Theile eines und desselben Körpers einer Trennung oder Verschiebung entgegensetzen. — Die Grösse der Adhäsion richtet sich zwar im Allgemeinen nach der Grösse der sich berührenden Flächen, ist aber ganz besonders von der Natur und Beschaffenheit der sich berührenden Körper abhängig. Die Adhäsion findet im luftverdünnten Raume eben so gut als im lufterfüllten statt und es zeigt sich daher die frühere Ansicht, als sei die Adhäsion eine Folge des Luftdruckes als grundlos. Zur Bestimmung der Grösse der Adhäsion bedient man sich einer ziemlich einfachen Vorrichtung, der sogenannten Adhäsionsmaschine, welche mit der Vorrichtung zur Bestimmung der absoluten Festigkeit (s. FESTIGKEIT) viel Aehnlichkeit hat, und daher hier um so eher übergangen werden kann, als sie in der praktischen Mechanik von geringer Wichtigkeit ist. Die Adhäsion findet zwischen festen und festen Körpern, zwischen festen und flüssigen, und zwischen flüssigen und flüssigen Körpern statt, sie übt einen Einfluss auf die Reibung, auf den Widerstand des Mittels, in welchem sich Körper bewegen, auf den Ausfluss des Wassers und der Luft aus Gefässen, auf die Bewegung des Wassers und der Luft in Röhrenleitungen, auf die Bewegung des Wassers in Canälen und Flussbetten, und wird in den betreffenden Artikeln Berücksichtigung finden. Die Adhäsion zwischen festen und tropfbarflüssigen Körpern ist Ursache der Capillarität (s. CAPILLARITÄT) und hat Veranlassung zur Erfindung einer eigenthümlichen Wasserhebungsmaschine (s. SEILMASCHINE) gegeben.

Mit Adhäsion bezeichnet man in neuerer Zeit im Sprachgebrauche der praktischen Mechanik die Grösse des Reibungswiderstandes, zwischen den Rädern des Dampfwagens und den Schienen einer Eisenbahn. Die Grösse dieses Widerstandes wird durch die gleitende Reibung zwischen den in Berührung befindlichen Körpern bestimmt, (s. REIBUNG), sie giebt die äusserste Grenze an, bis zu welcher die Zugkraft eines Dampfwagens höchstens steigen kann, indem bei einer Gleichheit dieses Widerstandes mit der Grösse der von dem Dampfwagen ausgeübten Zugkraft, keine Fortbewegung des Dampfwagens, sondern nur ein Drehen der Räder über die Schienen mit gleitender Reibung statt findet; die richtige Beurtheilung der Grösse dieser Adhäsion ist daher in der Geschichte der Ausbildung des Transportes durch locomotive Maschinen von bedeutender Wichtigkeit (s. DAMPFWAGEN). *Hülsse.*

Aequidistante Curven. Es wird in der construirenden Mechanik nicht selten gefordert, zu einer gegebenen Linie eine äquidistante zu construiren. Eine Linie ist aber äquidistant mit einer andern, wenn sie an allen Stellen gleichweit von ihr absteht, oder wenn der Normalabstand zwischen beiden überall derselbe ist. Hieraus folgt aber, dass äquidistante Linien zugleich parallel unter sich laufen, d. h., dass die Stellen in ihnen, welche sich durch den unveränderlichen Abstand mit einander verbinden lassen, parallele Berührungslinien haben. Wären *APR* und *CQS* in *Fig.* 1 (Tafel 23) äquidistante oder parallele Cur-

ven, so müssten die Normalabstände PQ, RS u. s. w. zwischen ihnen sich überall gleich bleiben und die Berührungslinien PT und QB in den entsprechenden Punkten P und Q müssten parallel laufen.

Hierauf gründet sich auch die Richtigkeit des Verfahrens, welches man anwendet, um zu einer gegebenen Geraden AB (*Fig.* 2) eine Parallele zu ziehen, und welches darin besteht, dass man mit dem gegebenen Normalabstande aus zwei beliebigen Punkten C und D in der Linie AB Kreisbogen $\alpha\beta$ und $\gamma\delta$ beschreibt, und diese durch eine gemeinschaftliche Berührungslinie EF verbindet.

Ist aber die gegebene Linie AB (*Fig.* 3) eine Curve, so genügen natürlich nicht zwei Kreise, sondern es ist nöthig, aus möglichst vielen Punkten 1, 2, 3, 4 in der Curve mit dem gegebenen Normalabstande Kreisbogen zu beschreiben und an diese eine tangirende Curve DE zu legen.

Durch Abwickelung eines Curvenbogens ABC in *Fig.* 4. (s. EVOLVENTE) erhält man eine neue Curve CDE, welche die Evolvente des ersteren genannt wird. Die Evolventen CDE und BF von den Bogen AB und ABC einer Curve sind unter sich äquidistant oder parallel, denn die abgewickelten Bogen AE und AF bilden an jeder Stelle auf den Evolventen winkelrecht stehende Krümmungshalbmesser.

Aus dem Tangentenwinkel $PTA = \alpha$ einer Curve, APR (*Fig.* 1), aus den Coordinaten $AM = x$ und $MP = y$ eines Punktes P derselben und aus dem gegebenen Normalabstande $PQ = a$ ergeben sich die Coordinaten $AN = u$ und $NQ = v$ des entsprechenden Punktes Q der Aequidistante durch

$$u = x + a \sin \alpha \text{ und}$$
$$v = y - a \cos \alpha.$$

Sehr einfach ist die Beziehung zwischen den Bogen AB und DE, *Fig.* 5, zweier äquidistanten Curven. Verlängert man nämlich die ihre Endpunkte verbindenden Normalen AD und BE bis zu ihrem Durchschnitte C, und beschreibt man aus diesem Punkte mit $AD = BE = a$ einen Kreis, so schneiden jene Linien von diesem einen Bogen FG ab, welcher der Differenz der beiden Curvenbogen AB und DE gleich ist. Man hat also

$$\text{Bog. } AB = \text{Bog. } DE + \text{Bog. } FG.$$

Um sich von der Richtigkeit dieses Satzes zu überzeugen, darf man sich nur unendlich kleine Curvenbogen AB und DE vorstellen, die man dann als Kreisbogen behandeln kann. Zieht man nun DK parallel zu AC, so zerschneidet man AB in zwei Stücke, von denen $AK = FG$ und $KB = DE$ ist. Da diese Beziehung auch für unendlich viele an einander gelegte Bogenelemente gilt, so bleibt sie sonach auch richtig, wenn AB und DE endliche äquidistante Curvenbogen sind. Setzt man den Winkel ACB, den die Grenzabstände AD und BE einschliessen, $= \varphi$, so hat man arc. $FG = a \arc \varphi$, oder $= \frac{\varphi \pi a}{180}$ als Differenz der äquistanten Bogen.

Wäre z. B. die eine Curve eine Ellipse, welche die andere Curve in einem constanten Abstande a umschliesst, so würde die Länge derselben um den ganzen Kreis $2\pi a = 6{,}283\,a$ kleiner sein als die Länge der Ellipse.

Wie die Kenntniss äquidistanter Curven bei Construction von Zahnrädern, excentrischen Scheiben u. s. w. erforderlich ist, kann folgendes Beispiel zeigen. Es sei *ABDE* (*Fig.* 6) eine z. B. nach der archimedischen Spirallinie construirte excentrische Scheibe, welche bei ihrer Umdrehung um die Axe *C* eine vertikale Stange *FG* in absetzende geradlinige Bewegung setzt. Will man nun die Stange, um die gleitende Reibung zwischen dem Umfange der Scheibe und dem Stangenende zu vermindern, mit einem Friktionsrade ausrüsten, so muss man, um die vorige Bewegung nicht abzuändern, der excentrischen Scheibe eine andere Gestalt geben; man muss sie nämlich nach einer mit der vorigen Curve äquidistanten Linie, welche von ihr um den Halbmesser des Friktionsrades absteht, construiren. Denn da jede Fläche nur den auf sie winkelrecht gerichteten Druck *FK* aufnimmt, so wird nur dann die kleinere excentrische Scheibe mittels des Friktionsrades eben so auf den Fusspunkt *F* der Stange wirken, wie die grössere Scheibe *ABDE* unmittelbar, wenn *FK* auf beiden Curven zugleich winkelrecht steht, wenn also die eine Curve von der andern um die constante Entfernung *FK* absteht.

Weisbach.

Aërodynamik s. DYNAMISCHE WISSENSCHAFTEN.

Aërometrie s. DYNAMISCHE WISSENSCHAFTEN.

Aëronautik, Luftschwimmkunst (fr. *aérostation*, engl. *aerostation*) und

Aërostat, Luftballon, (fr. *aérostat, ballon aérostatique, ballon;* engl. *air-balloon, aerostat, aerostatic machine*). Ein jeder Körper, welcher in der atmosphärischen Luft in die Höhe steigt, weil sein Gewicht geringer ist als das der von ihm verdrängten Luft, ist ein Aërostat. Aërostaten sind also für die Luft wesentlich dasselbe, was Schiffe für das Wasser. Von den bei den Schiffen obwaltenden Verhältnissen findet jedoch bei den Aërostaten in vielen Stücken das Gegentheil Statt. Der Aërostat soll sich vom Boden der Luftmasse bis auf eine gewisse Höhe in derselben erheben, in einem elastisch-flüssigen Medium, dessen specifisches Gewicht mit dem nach oben zu abnehmenden Drucke unaufhörlich abnimmt, ohne dass man, selbst abgesehen von den gar nicht vorauszusehenden Einflüssen der Temperatur u. s. w., dieses specfische Gewicht für jede gegebene Höhe völlig genau berechnen könnte; aus jenem Umstande folgt, dass die Steigkraft (engl. *ascending power*) des Aërostaten, d. h. die Differenz zwischen seinem Gewicht und dem der verdrängten Luft, allmälig null werden muss und die Oberfläche der Atmosphäre nie erreicht werden kann; ein Aërostat schwebt daher stets völlig eingetaucht in der ihn tragenden Flüssigkeit, und wenn diess auch einerseits den Vortheil hat, das gesammte Volumen des Aërostaten statisch benutzen zu können (während beim Schiffe nur der eingetauchte Theil benutzt wird), so hat es doch in Bezug auf Aëronautik durch Beschränkung der anwendbaren Bewegungsmittel den wesentlichsten Nachtheil; endlich schränkt das geringe specifische Gewicht und die geringe Widerstandsfähigkeit des Mediums selbst die Wahl der zu Construction der Aërostaten zu benutzenden Materialien und der zu ihrer willkührlichen Bewegung anwendbaren Mittel so ein, dass es bis jetzt nicht möglich gewesen ist, die Aërostaten, trotz der ziemlich bedeutenden gerade aufwärts gerichteten Bewegkraft, die sich bei einiger Ausdehnung derselben erreichen lässt, zu etwas mehr, als zum Emporheben einiger Menschen

zu benutzen, ohne die Höhe, bis zu welcher diese gehoben werden können, anders als annähernd bestimmen oder die Schnelligkeit und Richtung der von dem Aërostat anzunehmenden Horizontalbewegung irgendwie von der Bewegung der Luft selbst unabhängig machen zu können. Für das Maschinenwesen haben daher Aërostaten vorläufig nur historisches Interesse und wir werden uns daher auf eine ganz kurze Darstellung der Principien, welche ihrer Construction und der Bestimmung ihrer Steigkraft zum Grunde liegen und auf eine summarische Angabe der zu willkührlicher Lenkung derselben vorgeschlagenen Mittel beschränken, durch eine möglichst vollständige Angabe der Literatur aber denen nützlich zu werden suchen, welche es etwa versuchen wollen, in letzterer Beziehung die früheren Leistungen zu übertreffen, oder welche sich über die geschichtliche Entwickelung des ganzen Gegenstandes speciell zu unterrichten wünschen.

Um irgend einen Körper in der Luft zum statischen Steigen zu bringen, ist es nöthig, ihn specifisch leichter zu machen als diese. Dazu liegt nun kein anderes Mittel vor, als ihn, wofern er hohl ist, mit einer leichteren Gasart anzufüllen, oder, wenn er nicht hohl ist, mit einem andern auf diese Art gefüllten Körper zu verbinden. Die Steigkraft des ganzen Apparates ist dann gleich dem Unterschiede zwischen dem Gewichte des durch den Apparat verdrängten Luftvolumens und einem gleichen Volumen der leichtern Gasart, vermindert um das Gewicht der Hülle und des etwa daran hängenden Körpers. Daraus folgt einerseits, dass man die hohlen Körper möglichst leicht construiren müsse, und andererseits, dass für sie die Kugelform, welche bei dem grössten cubischen Inhalt die geringste Oberfläche bietet, die vortheilhafteste sei. Einen solchen kugelförmigen hohlen Körper nennt man nun einen Ballon. Das zu Construction desselben zu wählende Material muss zugleich leicht, fest (aus später zu erwähnenden Gründen), und dicht sein, letzteres um den Gasverlust möglichst zu verhindern. Für kleinere Ballons sind Goldschlägerhäutchen, für grössere leichte seidene Zeuge, mit Caoutchoucfirniss oder durch Terpentinöl verdünnten Leinölfirniss überzogen, das beste Material; doch würde dünnes Metallblech jedenfalls das Vorzüglichste sein, wenn nicht daraus gefertigte Ballons schon sehr beträchtliche Grössen haben müssten, um nur sich selbst zu tragen. Die einzelnen Stücke werden bei den ersteren — so wie bei dem auch hier und da zur Anwendung kommenden Papiere — durch Leimen, bei den letzteren durch Nähen verbunden; die Verbindungsstellen sind besonders gut mit Firniss zu bedecken. Gefirnisster seidener Zeug von der erforderlichen Qualität wiegt *per* Quadratfuss kaum 2 Loth. Die Form der einzelnen Stücke, aus welchen man die Hohlkugel zusammensetzt, ist leicht zu bestimmen. Man macht eine Senkrechte AB der halben Peripherie der zu verfertigenden Kugel gleich, halbirt sie in C und errichtet auf der Hälfte einen Perpendikel CD, dessen Länge gleich der Peripherie dividirt durch die doppelte Zahl der Streifen, aus denen der Ballon zusammengesetzt werden soll. Darauf wird AC in 18 gleiche Theile getheilt und in jedem Theilpunkte ebenfalls Perpendikel errichtet, deren Längen, von CD an aufwärts gerechnet für $CD = 10{,}0000$, folgende sind: 9,9609; 9,8485; 9,6593; 9,3969; 9,0631; 8,6603; 8,1915; 7,6604; 7,0711; 6,4279; 5,7358; 5,00; 4,2262; 3,4202; 2,5882; 1,7365; 0,8716. Die Endpunkte aller dieser Perpendikel vereinigt man durch die krumme Linie AD. Der Raum ACD stellt den vierten Theil eines Streifens dar,

dem man dann die andern 3 Viertheile gleich macht. Beim Ausschneiden ist natürlich auf die Nähte Rücksicht zu nehmen. Ist ν das Gewicht eines Quadratfusses von dem verwendeten Material, so ergiebt sich das Gewicht des ganzen Ballons aus dem Cubicinhalte c desselben $= \nu \sqrt[3]{36 c^2 \pi}$, aus dem Durchmesser d desselben $= d^2 \pi \nu$. Zu diesem Gewichte kommt nun noch, wenn der Ballon etwas tragen soll — ausser den kleinen später zu erwähnenden Nebentheilen (Ventil, Gluthpfanne, Schlauch u. s. w.) — ein über der oberen Hälfte des Ballons hängendes Stricknetz und die mittels Seilen daran befestigte, unter dem Ballon hängende Gondel. Für Charlièren giebt es wenigstens keine andere Anbringungsart der Last, als die letztere, und auch für Montgolfièren ist der Vorschlag Zacharia's, dieselben mit blechenen Ober- und Untertheilen zu versehen und die Last, d. h. die auffahrenden Personen nebst dem Erwärmungsapparate in dem Ballon selbst aufzunehmen, nie ausgeführt worden. — Was nun die Füllung des Ballons mit einer specifisch leichten Luft anlangt, so kann diese entweder dadurch geschehen, dass man nach Montgolfier's Vorgang die darin enthaltene atmosphärische Luft durch Wärme ausdehnt (Montgolfièren), oder dass man in den Ballon nach Charles eine schon bei gewöhnlicher Temperatur specifisch leichtere Gasart (Wasserstoffgas, nach Green Steinkohlengas) eintreten lässt (Charlièren). Beide Methoden wurden 1783 in Frankreich zuerst ausgeführt. Neuerdings bedient man sich aber nur noch der Charlièren, und zwar wird das Wasserstoffgas durch das Steinkohlengas gewiss verdrängt werden. Die Methode von Montgolfier hat allerdings den Vorzug, dass man das specifische Gewicht der eingeschlossenen Luft beliebig verändern, dem specifischen Gewichte der höhern und tiefern Luftschichten anpassen und somit durch zweckmässige Benutzung der verschiedenen Luftströmungen auch einen grossen Einfluss auf die Richtung der Luftfahrt ausüben kann. Auf der andern Seite hat aber die Anwendung des Feuers in der Nähe der brennbaren Ballonwände so viel Gefährliches und macht den Luftschiffer von so vielen Zufälligkeiten abhängig, dass man das Montgolfier'sche Princip — dessen zweiter Vorzug die Billigkeit der Ausführung ist — bis dahin bei Seite lassen muss, wo man geeignete metallene Ballons anwenden können wird. Wir übergehen daher die nähere Betrachtung der bis jetzt benutzten Montgolfièren und führen nur an, dass sich die Luft für jeden Grad C Temperaturzunahme um 0,0038 ihres Volumens ausdehnt, also ihr specifisches Gewicht in gleichem Verhältnisse abnimmt; ist daher a das Gewicht eines Cubicfusses Luft in irgend einer Höhe der Atmosphäre, c der Cubicinhalt des Ballons, p das Gewicht des Ballons sammt der Last, so ist die Steigkraft k des Ballons für die gegebene Höhe der Atmosphäre $= 0{,}0038 act - p$, wobei t die Temperatur der innern Luft bedeutet, die äussere Lufttemperatur aber vernachlässigt ist, die bei der Ermittelung des Werthes von a von wesentlichem Einflusse ist. Das Gewicht q eines Cubicfusses atmosphärischer Luft in jeder Höhe über der Meeresfläche ergiebt sich annähernd aus dem Satze, dass sich nach dem Mariotte'schen Gesetze das specifische Gewicht der Gasarten verhält wie der Druck, dass sich also die specifischen Gewichte (und auch die absoluten Gewichte gleicher Volumina) der Luft in verschiedenen Höhen verhalten wie die diesen Höhen zugehörigen Barometerstände. Um aus einer gegebenen Höhe den zugehörigen Barometerstand und umge-

kehrt zu finden kann man sich bekanntlich der Mariotte'schen, genauer aber der de Luc'schen Formel bedienen. Nach ersterer entspricht ein Unterschied von 0,2″ im Barometerstande (den mittlern Barometerstand bei 0° auf der Meeresfläche = 28″ angenommen) einer Höhe von 175,5 Par. Fuss. Ist daher der Barometerstand in einer gewissen Höhe = b in zehntel pariser Zollen, so ist die Höhe $h = \frac{280 - b}{2}\ 175,5$; das specifische Gewicht der Luft in jener Höhe aber = $\frac{b}{280}$, woraus sich a leicht berechnen lässt. Will man umgekehrt den Barometerstand zu der Höhe h berechnen, so ist $b = 280 - \frac{2h}{175,5}$, und aus b ergiebt sich wie oben a von selbst. Dadurch wird es wieder möglich, im voraus zu bestimmen, wie stark die Luft des Ballons erwärmt werden muss, wenn er eine gewisse Höhe erreichen können soll; denn t ist dann = $\frac{p}{0,0038 \cdot ac}$, weil $k = 0$ wird, so wie der Ballon die grösste Höhe erreicht hat. Ist endlich die Höhe (und das ihr zugehörige Luftgewicht) bekannt, bis zu welcher man mittels einer ebenfalls voraus bestimmten Temperaturerhöhung zu gelangen wünscht (wo also $k = 0$ wird), und kennt man die zu hebende Last p (wobei das Gewicht des Ballons vorläufig annähernd angenommen wird), so ergiebt sich der dem Ballon zu gebende Cubicinhalt $c = \frac{p}{0,0038\ at}$. Nach de Lüc ist die einem Barometerstande b entsprechende Höhe h in pariser Fussen = $60000 \log. \frac{280}{b}$; ist aber umgekehrt h gegeben, und man will, um a zu berechnen, den Barometerstand b in zehntel pariser Linien für die gegebene Höhe wissen, so ist $\log. b = \log. 280 - \frac{h}{60000}$. Man kann, da der Sicherheit wegen stets der Ballon grösser zu nehmen ist, als es nach diesen Berechnungen streng erforderlich wäre, hier füglich die sonst üblichen Correctionen bei barometrischen Höhenbestimmungen vernachlässigen, da zumal die Temperaturunterschiede in der Höhe ohnehin gar nicht berücksichtigt werden können. Nach Mariotte erhält man die Höhen um ein Beträchtliches kleiner als nach de Lüc, was aber aus den oben angegebenen Gründen hier keinen grossen Nachtheil mit sich führt. — Bei Anwendung irgend einer Gasart, deren specifisches Gewicht schon bei gewöhnlicher Temperatur geringer ist, als das der atmosphärischen Luft, stellen sich die Rechnungen etwas anders. Ist nämlich a das Gewicht eines Cubicfusses atmosphärischer Luft, a_1 das Gewicht eines Cubicfusses der gewählten Gasart, c der Cubicinhalt des Ballons, p das Gewicht des Ballons (nach der früher angeführten Formel gefunden) und q das der daran hängenden Last sammt Nebentheilen, so ist die Steigkraft $k = ac - (a_1 c + p + q)$. Sind alle andern Grössen bekannt, und man will nur die Last wissen, welche dem Ballon anvertraut werden kann, so ist $q = ac - (a_1 c + k + p)$. Wird endlich zu allen übrigen gegebenen Grössen (wobei p natürlich nur ungefähr bekannt sein kann) der Cubicinhalt des Ballons gesucht, so ist $c = \frac{p + q + k}{a - a_1}$. Ist $k = 0$, so wird der Ballon nicht steigen, sonst

aber sich erheben, bis $k = 0$ wird. k muss aber in einer gewissen Höhe $= 0$ werden, da das specifische Gewicht der Luft in der Höhe abnimmt, und das Gas im Ballon sich zwar auch in gleichem Verhältnisse des abnehmenden Druckes ausdehnt, aber dabei nothwendig die absolute Differenz zwischen ac und a_1c immer geringer wird. Diese Höhe, in welcher $k = 0$ wird, die Steighöhe h des Ballans, ist nach MARIOTTE's Gesetz $= 87{,}75 \left(280 - \frac{280\,(p+q)}{ac - a_1c}\right)$; mit Anwendung der DE LÜC'schen Formel $= 60000 \log. 280 - \log. \frac{280\,(p+q)}{ac - a_1c}$. Damit aber diese Höhe erreicht werden könne, ohne dass der Ballon durch das sich ausdehnende Gas zersprengt wird, ist in der Decke des Ballons eine Klappe anzubringen, welche durch eine Feder angeschlossen wird, aber mittels eines Fadens geöffnet werden kann, um den Gasüberschuss herauszulassen. Dieser Gasverlust ist nun natürlich nicht vortheilhaft, da ohnehin nur zu viel Gas durch den Ballon entweicht. Um daher auch ohne Gasverlust eine beträchtliche Höhe erreichen zu können, macht man den Ballon um mindestens $\frac{1}{8}$ grösser, als er der Rechnung nach für den beabsichtigten Zweck zu sein brauchte und füllt ihn nur zu 0,8 bis 0,9 seines Cubicinhaltes mit Gas. Die anfängliche Steigkraft des so gefüllten Ballons ist nicht grösser, als wenn die Anzahl Cubicfusse des eingefüllten Gases wirklich dem ganzen Cubicinhalte des Ballons gleich wären. Ein solcher Ballon erreicht eine gewisse Höhe ohne Gasverlust, bis er völlig ausgespannt ist; und dann kann durch Auswerfen von Ballast, d. h. durch Verminderung von q wieder eine Steigkraft erzeugt werden; es hängt natürlich allein von dem Gewichte des Ausgeworfenen ab, wie hoch dadurch der Ballon wieder steigen kann, und wird sich aus den obigen Formeln leicht finden lassen. Das Herabsteigen kann dann durch Entweichenlassen von Gas, also Verminderung von c bewirkt werden.

Bis jetzt hat man nur Wasserstoffgas, dessen specifisches Gewicht, da es selten sehr rein verwendet wird, zu $\frac{1}{8}$ von dem der atmosphärischen Luft angenommen werden kann, und Steinkohlengas (seit 1821 nach GREEN's Vorgange), welches im Mittel 4mal leichter ist als atmosphärische Luft, angewendet. Ersteres wird entwickelt aus verdünnter Schwefelsäure und Zink oder Eisen, und man kann rechnen, dass für 1000 Cubicfuss Wasserstoffgas, welche im reinen Zustande *circa* $4\frac{1}{2}$ ℔, in dem feuchten und unreinen Zustande, wie sie hier verwendet werden, aber 8 — 10 ℔ wiegen, (1000 Cubikfuss atmosphärische Luft wiegen bei 0° und 28″ Barometerstand ungefähr 85 ℔,) erforderlich sind: 270 ℔ englische Schwefelsäure mit 150 ℔ Wasser verdünnt und 160 ℔ Zink oder 140 ℔ Eisenfeile. Das Gas wird in grossen Gefässen entwickelt und steigt durch am Boden des Ballons angebrachte nach der Füllung fest zuzubindende Schläuche in den zusammengelegten Ballon, den es ausdehnt. Das Geschäft der Füllung ist sehr langwierig und das Wasserstoffgas entweicht seiner Feinheit wegen ziemlich schnell aus den dichtesten Ballons. Das Steinkohlengas, wie es in den Gasbeleuchtungsanstalten genommen wird, ist zwar nicht so leicht, bedarf daher grösserer Ballons, aber die Füllung geschieht in Orten, welche mit Gasbeleuchtung versehen sind, durch einfache Verbindung des Ballons mit der Gasleitung sehr schnell und billig, und das Gas wird weit länger vom Ballon

zurückgehalten. Nur mit diesem Gase konnte Green seine zweitägige Luftreise von England bis an den Rhein ausführen.

Aus der bedeutenden Gewichtsdifferenz zwischen diesen Gasen und der Luft ist ohne Weiteres klar, dass verhältnissmässig kleine Ballons schon ziemlich grosse Lasten zu tragen vermögen; dass daher die Ausführung metallener Ballons keineswegs unter die Unmöglichkeiten gehört, wodurch zugleich ganz unzweifelhaft die Möglichkeit eines sehr langen Verweilens in der Luft gegeben ist. Alle diese Aussichten versprechen jedoch wenig Erfolg, wenn es nicht gelingt, Mittel aufzufinden, durch welche der Luftballon in beliebiger Richtung horizontal bewegt werden kann, vielleicht auch mit beliebiger Geschwindigkeit. Beides hängt jetzt ganz von der umgebenden Luftschicht ab, und auch die Gestalt des Ballons ist darauf von keinem Einflusse, da der Ballon vollkommen die Bewegung der Luftschichten annehmen muss, sonach von einem Widerstande keine Rede sein kann. Man hat, dieses anerkennend, daher auch von den meisten Seiten her vorgeschlagen, wenigstens die verschiedene Richtung der Luftströmungen in verschiedenen Höhen zu benutzen und durch willkührliche Hebung und Senkung den Ballon in eine Luftschicht zu bringen, deren Bewegung dem Zwecke entspricht. Der Mittel, dieses willkührliche Heben und Senken zu bewirken, sind verschiedene angegeben worden. Sehen wir von den gänzlich unausführbaren ab, so bleiben namentlich drei: 1) Die durch Zambeccari vorgeschlagenen lothrecht geschwungenen Flügel würden ihren Zweck erfüllen, wenn der Aëronaut im Stande wäre, die zu Bewegung derselben erforderliche Anstrengung lange auszuhalten. 2) Nach Prechtl das Anbringen eines kleinen Ballons in den grossen. Der kleine wird mittels einer Pumpe durch eingetriebene Luft ausgedehnt oder wieder entleert, wodurch für die Dichtigkeit des Gases im grossen Ballon der umgekehrte Effect herbeigeführt wird. Dabei muss aber der äussere Ballon von Blech sein, wenn er nicht reissen soll, und zum Füllen des Innern müsste man ebenfalls Wasserstoff anwenden können, wenn sich nicht vermöge der unvermeidlichen Vermischung der Gasarten durch die nicht ganz undurchdringlichen Wände des innern Ballons am Ende das Wasserstoffgas des grosen Ballons verlieren soll. Wenn man einmal sehr grosse metallene Ballons wirklich ausführen wird, dann kann auch die Anwendung eines solchen Mittels keine unüberwindlichen Schwierigkeiten mehr machen. Es ist aber zu bedenken, dass mit der Grösse des Ballons auch die Fläche wächst, welche von den Luftströmungen getroffen wird, also selbst die vertikale willkührliche Lenkung immer schwieriger wird. Man vergleiche über dieses Mittel besonders Prechtl in den Wiener Jahrb. 1824 und Munke in Gehler's Wörterb. Art. Aëronautik. 3) Ganz vorzüglich ist das von Pilatre de Rozier und Zambeccari ausgeführte, aber leider die Gefährlichkeit mit den Montgolfièren theilende Mittel, eine Charlière mit einer kleinen Montgolfière zu verbinden, und durch letztere die Steigung zu reguliren. — Es hat aber auch nicht an Vorschlägen gefehlt, die Aërostaten durch andere Mittel von den Luftströmungen unabhängig zu machen. Sehen wir dabei von dem neuesten Vorschlage Weinholz's ab, nach welchem der Aërostat mit einem Dampfkessel versehen werden soll, welcher Hochdruckdampf erzeugt, dessen einseitiges Ausströmen in beliebigen Richtungen durch regulirbare Oeffnungen durch Reaction entweder dem Winde nur das Gleichgewicht hält, oder den Ballon nach der entgegengesetzten Richtung forttreibt u. s. w., einem Vorschlage, der

besonders darum unausführbar erscheint, weil der Forttreibungapparat mit der Grösse des Ballons im Verhältnisse stehen, daher auch mit zunehmender Grösse des Ballons schwerer werden und einen bedeutenden Theil der Tragkraft in Anspruch nehmen, ja seinerseits wieder eine Vergrösserung des Ballons fordern könnte, und weil der Widerstand der Luft mit der Grösse des Ballons und mit der Stärke der Reaction ebenfalls wächst — sehen wir also von diesem Vorschlage ab, so lassen sich alle übrigen Mittel in 4 Klassen bringen: 1) Segel und Steuer; 2) Ruder; 3) Flügel; 4) Flossen — indem man allerdings bald einsah, dass man Schiffe, Vögel oder Fische nachahmen müsse, um zum Ziele zu gelangen. Die speciellen Betrachtungen aller dieser Mittel, so wie die in Verbindung mit den letztern vorgeschlagenen besondern Bauarten der Ballons gründen sich auf die Theorieen der Segel, Steuer und Ruder, des Vogelflugs und des Schwimmens der Fische, können aber unmöglich hier speciel berücksichtigt werden. Es genüge die Bemerkung, dass blosse Steuer und Segel oder bestimmte Gestalten des Ballons allein ohne thätige Ruder, Flügel oder Flossen nie die Richtung des Ballons bestimmen können, da er, in die bewegte Luft völlig eingetaucht, in allen seinen Theilen die Geschwindigkeit derselben annimmt — dass dagegen die Anwendung jener thätigen Werkzeuge bisher, abgesehen von mechanischen Schwierigkeiten, daran scheitern musste, dass zu Fortbewegung eines grossen Ballons bei dem geringen Widerstande der Luft sehr grosse Flächen der Ruder, Flügel und Flossen erforderlich sind, wodurch das Gewicht der Apparate vermehrt und ihre Handhabung auf die Dauer unmöglich wird. — Indessen zeigen die gemachten Versuche, dass man an der Möglichkeit, einst bei Anwendung festerer metallener, für solche Apparate zweckmässigere Haltpunkte bietender Ballons auch die Horizontaldirection in seine Gewalt zu bekommen, nicht gänzlich verzweifeln darf. Freilich wird jetzt ferneres Fortarbeiten auf diesem Gebiete immer kostspieliger und risquanter. —

Literatur: *A.* Geschichte der Aërostatik überhaupt: *The history and practice of aërostation bey T.* Cavallo *Lond.* 1785. Deutsch Leipzig 1786. Geschichte der Aërostatik, von Kramp. 2 Th. Strassburg 1784 u. 1785. Anhang dazu eben daselbst 1786. Faujas de St. Fond Beschreibung der Versuche mit aërostat. Maschinen a. d. Franz. Leipzig 1784. Fortsetzung ebendas. 1785 (im Ganzen 3 Thle.) Auszug aus dem vorigen Buche von Murr. Nürnb. 1784. Geschichte der Luftschwimmkunst von M. A. W. Zachariä. Leipzig 1823. Gehler's Wörterbuch der Physik: Artikel: Aërostat (von Muncke). *Rees Encyclop.* Art. *Aërostation Vol. IV.* — *Franc. de Lanis prodromo dell' arte maëstra, Brescia* 1670. — *P.* Gallien, *l'art de naviger dans les airs, Avignon* 1755. *Discours à l'acad. des Sc. de Lyon par I.* Montgolfier *Nov.* 1783. Uebrigens enthalten Gilbert's Annalen viele Beschreibungen einzelner Luftfahrten, vergl. deshalb in Müller's Sachregister zu diesen Annalen die Worte Aëronautik, Aërostaten, Luftfahrten. — *B.* Ueber Fertigung und Füllung der Ballons, so wie Berechnung ihrer Steigkraft u. s. w. siehe ausser den angegebenen Werken von Faujas de St. Fond und Kramp und den Artikeln in Gehler und Rees besonders: Zachariä Theorie der Luftschwimmkunst. Wittenb. 1807. Gilbert in seinen Annalen XVI. 180 ff. Prechtl in Gilb. Annal. XXIII. 174. Gilbert *ibid.* XIX. 163. XIX. 315. XX. 127. Wiese *ibid.* LVII. 428. *Euler Mèm. de l'Acad.* 1781.

p. 263. Lichtenberg göttinger Magaz. 3. Jahrgang, 5. Stück. Anweisung kleine Luftballons zu verfertigen, Leipzig 1802. Kunst, kleine Luftballons zu verfertigen, Leipzig 1823. Green über Anwendung des Steinkohlengases Dingl. Journ. LXIII. — *C.* Ueber Aëronautik im engern Sinne vergl. ausser den oben angeführten Schriften und Artikeln (besonders von Zachariä) noch: Zachariä, Fluglust, Fluges Beginnen und Fluges Fortgang. Leipzig 1820. Beschreibung einer neuen Flugmaschine von Degen. Wien 1808. Gilbert Annal. XXX. 1. XXXI. 192. XLII. 237. Prechtl *ibid.* XXX. 120. XXIII. 174. Zambeccari in Gilb. Annal. XVI. 22. XIX. 155. XVII. 163 und 338. *David recherches sur l'art de voler. Meerwein L'art de voler à la manière des oiseaux. Basle* 1785. *Description de l'aérostate de l'academie de Dijon. Dijon* 1784. Lichtenberg's Magaz. III. 1, 73 u. 172. *Aérostat dirigeable à volonté par Scott Par.* 1789. Melzl in Dingler's Journ. XIV. 63. Prechtl Wiener Jahrb. V. Bd. 1824. S. 99. Green u. de Lennox im Mech. Magaz. No. 623 u. 627. Polyt. Centralbl. 1835. 816. Rebenstein Leuchs polyt. Zeit. 1835. No. 33. Matthies, die Aëronautik in ihrer höchsten Vollkommenheit. Nürnb. 1835. Weinholz, Luftschiffarth und Maschinenwesen, Braunschw. 1835. — Ausserdem sind hier zu vergleichen: Artikel Fliegen (und Flugmaschine) in Gehler's Wörterb. (von Horner). *Borelli de motu animalium Lugd. Batav.* 1710. Silberschlag vom Fluge der Vögel in den Schriften der Berliner Ges. naturf. Freunde 1784. Bd. II. S. 214. *Huber sur le vol des oiseaux de proie, Genève* 1784. Zachariä und Meerwein a. d. aa. OO. Barthez Mechanik der willkührlichen Bewegungen u. s. w. übers. von K. Sprengel 1800. Fuss neue Theorie über den Flug der Vögel u. s. w. Berl. Monatsschr. 1784. October. Prechtl in Gilb. Annal. XIX. 376. XXIII. 130. XXX. 302. — Artikel Schwimmen in Gehlers Wörterb. (von Muncke), besonders künstliches Schwimmen. Zachariä in Gilb. Annal. XLII. 237. LIV. 104. Nicholson u. Franklin *ibid.* XXXIV. 28 ff. — Dass eine vollständige Bekanntschaft mit den Gesetzen der Aërostatik und Aërodynamik und zum Theil auch der Hydrostatik zu fruchtbringender Behandlung dieser Gegenstände nöthig ist, und dass in Bezug auf Aeronautik die in den Werken über Schiffbau und Schiffahrt enthaltenen Regeln über Gestalt der Schiffe, über Segel und Ruder, so wie die über Ruderräder an Dampfschiffen in den neueren Zeiten gemachten Erfahrungen von Nutzen sein können, bedarf nicht erst der Erinnerung. *A. Weinlig.*

Aerotatik s. DYNAMISCHE WISSENSCHAFTEN.

Aichpfahl (fr. *repère*). Unter den in der Hydrotechnik vielfach vorkommenden Benennungen Aichpfahl, Sicherpfahl, Mahlpfahl, Heegpfahl, Haimstock, *Marqueur* versteht man gewisse die gesetzliche Höhe der Wehr- und Mühlenfachbäume bezeichnende Merkmale, welche in fest in die Erde gerammten Pfählen bestehen.

Um nämlich zu verhüten, dass durch willkührliche Höherlegung der Wehr- sowohl als der Mühlenfachbäume den benachbarten Ober- und Untermüllern Gefälle entzogen werde, so wird von der Obrigkeit die den Wehr- und Mühlenfachbäumen zukommende Höhe durch ein genaues und unverrückbares Zeichen an Ort und Stelle angegeben. Es wird zu dem Ende in der Nähe des Wehres oder der Schleuse ein 3 bis 5 Euss langer 10 bis 12 Zoll starker Pfahl von Eichenholz in die Erde eingerammt und, damit er möglichst fest stehe, unten mit ein paar Quer-

riegeln versehen, welche mit grossen Steinen belastet werden. Noch sicherer wird dieser mit einem Kreutze versehene Pfahl auf einen Rost von Pfählen gesetzt, sofern nicht eine sichere Unterlage auf festem Gestein diese Maasregeln unnöthig macht. Auf dem obern Querschnitte des Pfahles wird entweder eine Metallplatte, oder ein metallnes Kreutz oder ein starker Nagel mit einer wenigstens 1 Fuss langen Feder befestigt. Die Oberfläche dieser Platte oder dieses Nagels ist es nun, mit welcher der Wehrfachbaum oder die Schwelle des Mahlgerinnes genau in einem Niveau liegen muss.

Ist die Setzung eines solchen Aichpfahls gerichtlich und unter Zuziehung von Sachverständigen in Gegenwart des Ober- und Untermüllers vollzogen, und über die ganze Handlung ein Protokoll aufgenommen worden, so muss derselbe bei allen spätern Streitigkeiten, bei Wehrbauen und dergl. als normale und gesetzliche Höhe der Wehr- oder Mühlenfachbäume angesehen werden. Nur bei den Mühlenfachbäumen und bei hölzernen Wehrlatten ist es nachgelassen, die Oberfläche des Fachbaumes um 1 Zoll höher zu legen, als der Aichpfahl angiebt, weil diese durch die Reibung des Wassers abgeführt und mit der Zeit dadurch niedriger werden. Man nennt die auf diese Weise zugegebene Höhe den Erb-, Nehr- oder Zehrzoll. *Hallbauer.*

Amalgamirmaschinen (fr. *machine pour l'amalgamation*). Unter Amalgamiren — Amalgamation — versteht man das Ausziehen von Metallen, namentlich von Gold und Silber, aus Erzen oder Hütten-Producten, in denen sie enthalten sind, durch Quecksilber, indem man erstere mit letzterem innig mengt, dadurch und unter Mithülfe eines oder des anderen die Wirkung chemisch fördernden Zuschlages eine Verbindung des Quecksilbers mit dem Metalle bewirkt und endlich aus der dadurch hergestellten Legirung (Amalgam) das erstere auf mechanischem und chemischem Wege wieder absondert. Das Hauptsächlichste dieser Arbeit ist die Darstellung des Amalgams oder das Anquicken, d. h. die vollkommene Vereinigung des sämmtlichen in dem Gemenge enthaltenen Metalls mit dem Quecksilber.

Nach der verschiedenen Art des Anquickens unterscheidet man 1) die Amalgamation in Mörsern, Schalen und Trögen; 2) die Amalgamation in Mühlen; 3) die Amalgamation in freien Haufen, (die sogenannte Amerikanische, kalte Amalgamation); 4) die Amalgamation in Kesseln oder die warme Amalgation; 5) die Amalgamation in Fässern, jetzt vorzugsweise die Europäische Amalgamation genannt.

Die ersten beiden Arten unterscheiden sich eigentlich nur durch die Grösse der Gefässe, und das erste Verfahren ist wohl das älteste; es wird vorzugsweise bei in Sande enthaltenem Golde, in Ungarn, Siebenbürgen, Croatien, in der Buckowina, im Bannat, in Russland, Portugal, Brasilien und Tibet angewendet. Das zweite Verfahren wird ebenfalls zum Ausziehen des Goldes, aber aus Erzen oder Kiesen, und zum Ausziehen des Goldes und Silbers aus Gekrätz in Tirol, Salzburg, Ungarn und Piemont angewendet. Das dritte Verfahren findet Anwendung bei Silbererzen in Mexico, Peru und Bolivien; das vierte wurde in Amerika erfunden und dort zur Ausziehung von Silbererzen benutzt; es gab die Grundlage für die europäische Fässeramalgamation, indem es von v. Born in Ungarn bedeutend verbessert wurde, und wird gegenwärtig nur noch an manchen Orten in Amerika angewendet. Das fünfte Verfahren end-

lich findet die ausgebreitetste Anwendung in Europa zur Entsilberung von Erzen, Schwarzkupfer und Kupferstein, der Kobaltspeise und der Vitriolschmänte; in Sachsen, Böhmen, Ungarn, im Bannat, in Mansfeldischen, in Baireuth.

Die Vorrichtungen und Maschinen, welche bei diesen Amalgamationsweisen überhaupt, bei der einen mehr, bei der anderen minder erfordert und angewendet werden, dienen theils zur Vorbereitung der zu amalgamirenden Massen für das Anquicken, theils zum eigentlichen Anquicken, theils zum Ausziehen des Metalles aus dem Amalgam, endlich zum reinen Absondern des Amalgams und Quecksilbers aus dem Quickbreie. Ihrem besonderen Charakter nach sind sie 1) Vorrichtungen zum Rösten der zu verarbeitenden Erze; 2) Vorrichtungen und Maschinen zum Sieben; 3) zum Feinmahlen und Zermalmen; 4) zum Anquicken; 5) Vorrichtungen zum Abdestilliren des Amalgams, und endlich 6) Maschinen und Vorrichtungen zum Auswaschen des Quickbreies und der Rückstände. Hierzu kommen endlich noch nach Umständen Hülfsvorrichtungen für Nacharbeiten, welche durch besondere örtliche Verhältnisse erfordert werden.

1) Die Vorrichtungen zum Rösten der zu amalgamirenden Erze sind hier nur zu erwähnen, da sie den Character einer Maschine durchaus nicht an sich tragen. Das Rösten erfolgt nämlich in Flammenöfen, nachdem das Erz nach Erfordern der Umstände mit 10% Salz durch Zusammenschaufeln und Sieben gehörig gemengt worden ist.

2) Die Vorrichtungen und Maschinen zum Sieben haben eine Einrichung, wie sie auch zu verschiedenen anderen Zwecken, namentlich zur Aufbereitung der Erze erfordert wird, sie sind entweder feststehende Siebe, Durchwürfe, oder bewegliche, Rätter-Siebe; — die vornehmlichste Anwendung findet das Sieben bei der Fässeramalgamation von Silbererzen, Kupferstein, Schwarzkupfer, Kobaltspeise u. s. w., welcher Process überhaupt verhältnissmässig am vollkommensten durchgeführt wird.

Die gerösteten Erze werden zunächst durch einen Durchwurf von Eisendrath geworfen, (in Freiberg von 4 Löchern auf den Quadratzoll) um vorläufig die gröbsten Theile, sogenannte Klümper, als Röstgröbe zu entfernen; die durchgefallene Kläre kommt auf ein Rättersieb, welches durch eine Umtriebsmaschine in eine schüttelnde Bewegung gesetzt wird. Dasselbe hat in Freiberg zwei verschieden weite Siebböden, so dass man drei Sorten erhält, welche sich in drei durch Scheidewände getrennte Abtheilungen vertheilen: Sieb Grobes, Mittles und Feines; da in der Regel beide letztere Sorten sogleich dem Vermahlen übergeben werden können, so hätte man eigentlich, wie übrigens an den meisten Orten, nur ein Sieb nöthig, wenn man nicht nach dem Verhältnisse dieser Sorten die Vollkommenheit des Röstens beurtheilen wollte und desshalb die Einrichtung beibehielt. Das Siebgrobe wird mit der ausgeklaubten Röstgröbe zusammen auf einer weitgestellten Mühle geschroten, noch mit 2 pro C. Salz versetzt und abermals geröstet. — Ebenso siebt man den abgerösteten und gemahlenen Kupferstein und das Schwarzkupfer ab, nachdem schon bei beiden ein vorläufiges Sieben nach dem Glühen und Pochen und vor dem ersten Mahlen, Rohmahlen, statt gefunden hat. — Alle Siebe müssen um so mehr in möglichst staubdichten Kästen aufgestellt sein, je feiner das zu siebende Mehl ist.

In Freiberg werden auf einem ohngefähr 4½ Ellen langen, 1½ Elle breiten Siebe von etwa 6 Grad Verflächung, bei welchem der obere engere Siebboden 20, der untere weitere 12 Oeffnungen auf den Quadratzoll hat, bei 9 Zoll Ausschub und 94 Stössen *pro min.* 63 Cent. Röstmehl durchgesiebt, wobei 3 Centn. Siebgrobes und 2 Cent. Siebmittles fallen. — Zu Schmöllnitz in Ungarn hat der Siebboden 25—30 Oeffnungen pro Wiener Quadratzoll und arbeitet 190—200 Oestr. ℔ Gaarrost in der Stunde durch, wobei 12—13 % Graupen fallen.

Bei der ungarischen Kesselamalgamation erfolgte das Sieben in Verbindung mit einem Zerkleinen mittelst zweier metallener Walzen, zwischen denen aus einem darüber aufgestellten Rumpftrichter das Laufwerk hindurchgelassen wurde und von ihnen auf ein 5 Fuss langes, 20 Zoll breites geneigtes Drahtsieb gelangte, welches ebenfalls in einem verschlossenen Kasten aufgestellt war und die Masse in einen feineren Theil, der durch das Sieb fiel, und einen gröberen, der über dasselbe herabrollte, sonderte.

In Bezug auf die nähere Einrichtung der beweglichen Siebe s. RÄTTERWÄSCHE.

3) Maschinen zum Zerkleinen der zu amalgamirenden Massen. Dem ganzen Character der Amalgamation zufolge ist für die Vollständigkeit und Vollkommenheit derselben eine möglichst feine Zertheilung und Zerkleinung der anzuquickenden Massen ein wesentliches Erforderniss. Diese Zerkleinung wird zwar, so weit sie überhaupt noch nothwendig ist und nicht jene zu behandelnde Masse schon an und für sich in feinem z. B. aus Flüssen und Bächen ausgewaschenen Sande besteht, der Hauptsache nach durch vorausgegangene Aufbereitungsarbeiten bewirkt worden sein, so namentlich bei Erzen; da sie jedoch eines Theils durch letztere immer noch nicht fein genug erfolgt, anderntheils, besonders bei Nichterzen z. B. Schwarzkupfer, Kupferstein, Kobaltspeise, — ganz wegfällt, so wird noch eine besondere Vorbereitung dieser Art nothwendig. Bei mehreren Amalgamationsverfahren muss diese Zerkleinerung sogar ein oder einige Male wiederholt werden, theils um sie allmählig, jedes Mal nur bis zu dem eben erforderlichen Grade erfolgen zu lassen, theils weil eine oder die andere der Vorarbeiten die Wirkung der vorhergegangenen Zerkleinung wieder aufhebt und die Masse wieder zu gröberen Stücken vereinigt.

Die gröbere sowohl als auch, und insbesondere die feinere und feinste Zerkleinung erfolgt bei den verschiedenen Amalgamationsverfahren auch auf sehr verschiedene Weise. — Bei der Amalgamation in Mörsern, Schalen und Trögen, grösserntheils auch bei der in Mühlen, ist die weitere Zerkleinung keine selbständige Abtheilung der Arbeit, sondern sie wird, wenn überhaupt, durch die Handlung des Anquickens gleichzeitig mit bewirkt, jedoch nur in geringem Grade. Bei der ungarischen Kesselamalgamation erfolgte sie mehr nur gelegentlich in dem schon bezeichneten Durchwalzen der gerösteten Masse vor dem Sieben, jedoch nur in minderer Vollkommenheit. Eben so bei dem vorgerösteten und beschickten Kupfersteinmehle, vor dem Gaarmahlen. Die Einrichtung dieser Walzwerke ist die für ähnliche Zwecke bei der Aufbereitung gewöhnliche, (s. WALZWERKE). Eine fernere Anwendung, jedoch ebenfalls nur mehr zu vorläufiger Zerkleinung, finden die Pochwerke, besonders bei der Amalgamation von Kupferstein und Schwarzkupfer nach dem Glühen und nach dem Vorrösten. (s. POCHWERKE).

Die allgemeinste Anwendung wird jedoch theilweis schon für das

gröbere vorläufige Zermalmen, noch mehr aber für die feinste Zertheilung von den Mühlen gemacht, indem sie sich gerade zur letzten Vorbereitung für das Anquicken am besten eignen. Sie werden vorzugsweise bei der europäischen Fässer-, jedoch theilweis auch bei der Mühlen-Amalgamation, in einer gewissen besonderen Einrichtung aber sehr ausgebreitet bei der amerikanischen Amalgamation in Haufen angewendet.

Die ersteren sind durchgängig nach der Art der gewöhnlichen Getreidemahlmühlen eingerichtet, mit horizontalen Mühlsteinen, einem festen Bodensteine und dem sich darüber drehenden Läufer. Das zu mahlende Erz wird durch eine gewöhnliche Aufgebevorrichtung aus Rumpf und Schuh bestehend durch das Läuferauge aufgegeben, zwischen beiden Steinen zermalmt und meist durch ein Beutelzeug, zuweilen jedoch auch ohne solches, (so z. B. in Arany Idka, ferner beim Mahlen des zerkleinten und gerösteten Schwarzkupfers, und beim ersten Rohmahlen des geglühten und gepochten Kupfersteines,) durchgeschickt, um einzelne zurückgebliebene, grobe Theile abzusondern, die man, besonders für das letzte Feinmahlen, noch ein oder zwei Mal aufschüttet. — Auf diese Mühlen werden in der Regel die Massen im gerösteten, wenigstens geglühtem Zustande aufgegeben, jedoch bei der Amalgamation der goldhaltigen Schwefelkiese im Thale Anzasca in Piemont auch die rohen, nur geschiedenen und geklaubten Massen, aber darauf nur bis Erbsengrösse geschroten. (Die zuletzt genannten Mühlen zeichnen sich durch ihre ausserordentliche Einfachheit aus, indem unmittelbar am unteren Ende des den Läufer tragenden Mühleisens ein kleines horizontales Wasserrad steckt; eine Einrichtung, welche nur durch den dortigen Ueberfluss an Aufschlagekraft gestattet wird.)

Die Mühlsteine bestehen aus Granit oder festem Sandstein, bei den letztgenannten Mühlen sogar von porphyrartigem Gneus. Granit scheint seiner grossen Dauer und des geringeren Kraftbedürfnisses halber den Vorzug zu verdienen, indem bei ihm ein Mahlgang unter gleichen Umständen wohl nur $\frac{5}{11}$ des für einen Mahlgang mit Sandsteinen nöthigen Aufschlages braucht. Zu fest darf jedoch der Granit aus dem Grunde nicht sein, weil er sich sonst zu glatt mahlt und daher wenig fördert. Mühlsteine von Gusseisen haben sich in Freiberg, wo man sie versuchte, als ganz untauglich erwiesen, besonders weil sich das Mehl leicht anlegte, namentlich wenn sie etwas heiss gingen. In dem Freiberger Amalgamirwerke haben die Mühlsteine 30 Leipz. Zoll Durchmesser bei 24 Zoll Höhe; ist letztere bis auf 12 Zoll herabgekommen, so wird der bis dahin als Läufer benutzte Stein zum Bodensteine verwendet. Zu Arany Idka haben die Steine 24 Wien. Zoll Durchmesser.

Meistentheils wird das Mehl ganz trocken aufgegeben, in Ungarn hingegen (in Arany Idka und Schmöllnitz) etwas befeuchtet, um das Verstäuben zu vermindern, wegen dessen auch die Müller Nase und Mund mit Tüchern verbunden halten müssen. Nach den in Freiberg gemachten Beobachtungen darf das durchgegangene Mehl nicht merklich wärmer sein als das aufgeschüttete Siebmehl, weil diess sonst ein Zeichen ist, dass die Mühle überfüllt ist, daher zu grob mahlt.

Die Beaufsichtigung der Mühlen ist auf dieselben Punkte zu richten, wie bei den gewöhnlichen Getreidemühlen. Eben so ist die Berechnung dieselbe wie bei letzteren, nur richtet sich die absolute Leistung ausser den auch bei Kornmühlen statt findenden Verhältnissen besonders noch nach einigen anderen, namentlich nach der Art der Mühl-

steine und nach der Härte der zu mahlenden Massen. Insbesondere über das letztere Verhältniss fehlt es noch an allgemein gültigen Erfahrungen, daher hier nur Folgendes bemerkt werden mag. In Freiberg mahlt ein Gang von der bezeichneten Grösse bei 120 bis 140 Umdrehungen *pro min.* in der Stunde 1 bis $1\frac{1}{2}$ Centn. Siebmehl, wobei 13 % Schrot fallen. Ein solcher Gang erfordert, durch ein oberschlägiges Wasserrad bewegt, durchschnittlich 1342 Fuss Cub. Fuss oder 67080 Fuss ℔ Aufschlagskraft *pro min.* — In Mansfeld mahlt ein Gang mit 96 Umläufen *pro min.* bei vollem Gange in der Stunde 80 — 90 ℔ vorgeröstetes Mehl, jedoch sind, wegen der öfteren Unterbrechungen, in 12 Stunden nicht mehr als 6 Centn. zu rechnen. — In Schmöllnitz endlich mahlt ein Gang in der Stunde 90 — 120 ℔ Schwarzkupfermehl.

Es darf hier nicht unbemerkt bleiben, dass man, um den Erzverlust und den bedeutenden Kostenaufwand bei dem Vermahlen zu vermeiden, in Freiberg versucht hat, die Zermalmung ebenfalls gleich in den dazu aus Gusseisen gefertigten Anquickfässern (s. unten) durch hineingelegte Kanonenkugeln zu bewirken, wodurch aber der Verlust an Silber und Quecksilber sehr gesteigert, ein sehr schnelles Ausarbeiten der Fässer veranlasst, das Amalgam aber so bleiisch und durch Eisenstaub und Eisenrost verunreinigt wurde, dass das darin enthaltene Tellersilber nur sehr schwer raffinirt werden konnte.

In anderer Weise wird die feine Zertheilung des Erzes bei der americanischen Haufen- und auch Kessel-Amalgamation bewirkt, wo sie sich unmittelbar an die vorhergegangenen Aufbereitungsarbeiten anschliesst. Zwar sind die dazu angewendeten einfachen Maschinen ebenfalls zu der allgemeinen Klasse der Mühlen, und zwar zu der Art der Mörtel- oder Farbe-Mühlen zu zählen, da jedoch auch letztere in dieser Weise sehr selten vorkommen, so möge von ihnen die nähere Beschreibung hier Platz finden.

Den ersten Haupttheil einer solchen Erzmühle (*arrastra* oder *tahona*) bildet eine stehende Welle *A* (*Fig.* 1 u. 2, *Taf.* 14), durch welche in angemessener Höhe über der Sohle (3 Fuss) ein Schwengel *B* zum Anspannen von Maulthieren gesteckt und durch Keile befestigt ist. Das untere Ende dieser Welle ist mit einem Zapfen *a* versehen, das obere aber wird von einem hölzernen Halsringe *b* umschlossen, der an einem Querbalken *C* befestigt ist. Der stehende Zapfen *a* ruht in einer Pfanne auf einem starken Stocke *D*; dieser Stock ist in dem Mittelpunkte eines in dem Boden ausgegrabenen Kreises *E* eingerammt, dessen Sohle durch eingesetzte Steinblöcke *c* gebildet wird. Diese Blöcke, aus Porphyr, Basalt, Trapp oder sonst einem festen Gesteine, von unregelmässig vierseitigem Querschnitte, 7 — 9 Zoll Seitenbreite und $2\frac{1}{2}$ Fuss Länge, aus dem Gröbsten behauen, sind auf das Hohe eingesetzt. Die zwischen ihnen bleibenden oder sich während des Gebrauches bildenden grösseren Zwischenräume werden mit Bruchstücken desselben Gesteines ausgefüllt.

Der Umfang des Kreises ist mit einem Rande *d* eingefasst, der aus fassdaubenartigen neben einander eingeschlagenen Pfählen oder Bretstücken gebildet wird und sich 8 — 10 Zoll über die umgebende Sohle *F* erhebt. Er dient eben sowohl dazu, den flüssigen Erzschlamm zusammen zu halten, als auch um die mit verbundenen Augen arbeitenden Maulthiere nicht zufällig in den Kreis hineintreten zu lassen, dessen Oberfläche meist schon anfangs etwas tiefer liegt als die umgebende Sohle *F*,

nach und nach aber, durch fortgesetzten Gebrauch, sich noch mehr vertieft.

Ferner sind, etwa 2 Fuss über dem Boden, die Arme *G* kreuzförmig durch die Welle gesteckt und ebenfalls mit Keilen befestigt, an diese Arme aber grosse Steinblöcke *H* von 5 bis 10 Centn. Gewicht angehängt. Die Verbindung erfolgt durch Stricke *e*, welche an hölzernen, mit Widerhaken versehenen Pflöcken *f* befestigt sind, die man in dazu längst der vorderen langen Seite in die Steine gebohrte Löcher eintreibt. Andrerseits sind zur Befestigung der Stricke in die Arme mehrere Kerben eingeschnitten, um sie beliebig verschieben und dadurch, so wie durch Verlängern oder Verkürzen derselben die Lage der Steine gegen die Arme verändern zu können, wie denn überhaupt für einen guten Gang der Mühle die Stricke unter allen Umständen im Zustande der Ruhe etwas schlaff bleiben müssen. — Das Zuggeschirr der angespannten Maulthiere besteht bloss aus Strängen von ungegerbtem Rindsleder, unmittelbar an dem Schwengel befestigt; jeder Strang ist am vorderen Ende mit einem gebogenen Holzstücke versehen, von denen zwei, die zusammen eine Art Kummt bilden, um den Hals des Thieres gelegt werden. — Endlich werden die Thiere noch mit einem Leitseile an der stehenden Welle befestigt, damit sie sich nicht zu weit von dem Kreise entfernen können. Gewöhnlich spannt man zwei Maulthiere zusammen an und bezeichnet eine solche Mühle als eine doppelte; als eine einfache aber, wenn sie nur mit einem Maulthiere bespannt ist, wo sie dann auch nur mit zwei statt mit vier Steinen versehen wird. Will man indessen, besonders im Anfange der Arbeit bei frisch aufgeschüttetem Erze, wo der Widerstand noch am grössten ist, die Anstrengung erleichtern, so verlängert man wohl auch den Schwengel nach der entgegengesetzten Seite der stehenden Welle und spannt dort noch mehr Maulthiere an. Wo man Wasserkraft hat, bedient man sich auch ihrer zum Betriebe der Mühlen durch Wasserräder mittelst Zahn und Getriebe.

Beim Anlassen einer neuen Mühle setzt man im Anfange von den Läutersteinen erst einen nach dem anderen in Gang, bis sie sämmtlich im Betriebe sind. Das durch Pochwerke gröblich zerkleinerte, ungeröstete Erz wird in der Bahn ausgebreitet und mit Wasser begossen; anfangs mit nur wenig auf einmal, damit die Masse ein dicker breiartiger Schlamm bleibt; so wie aber die Zermalmung allmälig vorwärtsschreitet und vollständiger wird, giesst man mehr Wasser, jedoch nie so viel hinzu, dass durch etwa plötzlich eintretende ruckweise Bewegungen der Steine der Schlamm herausgesprützt werden könnte. Der fein gemahlene Erzschlamm wird ausgeschöpft und in Fässern oder durch Canäle nach Behältern in dem Amalgamirhofe gebracht. Meist wird das Erz sogleich der Amalgamation übergeben, zuweilen jedoch, bei reicherem Gehalte, noch auf kleinen Waschheerden gewaschen und geschlämmt. — Uebrigens werden kiesige Erze zuweilen auch vorher geröstet, goldhaltigen Silbererzen aber wird wohl schon bei diesem Mahlen etwas Quecksilber zugesetzt, um schon vorläufig das Gold auszuziehen, wovon man das gebildete Amalgam von Zeit zu Zeit sammelt.

Da von einer ausführlichen Berechnung dieser kunstlosen Vorrichtung nicht wohl die Rede sein kann, so mag hier nur die Leistung derselben angegeben werden; nach Massgabe der Umstände (theils der Härte und Festigkeit der Massen, theils der Feinheit, bis zu welcher gemahlen wird) werden nämlich in einer Doppelmühle durch zwei Maulthiere bei

fortgesetztem Gange durchschnittlich in 16 Stunden 10 Centn., oft jedoch mit Einrechnung der Stillstände in 24 Stunden nur 5 bis 8 Centn. verarbeitet. Sehr reiche Erze werden am feinsten gemahlen, daher von ihnen in 30 bis 48 Stunden nur 4 Centn.

4) Vorrichtungen und Maschinen zum Anquicken.

Das einfachste Anquickverfahren ist das bei der americanischen Amalgamation in freien Haufen (*montones*) angewendete, es entbehrt aber jeder mechanischen Vorrichtung und muss daher hier übergangen werden.

Bei der Fässeramalgamation besteht die Anquickvorrichtung, wie schon der Name andeutet, aus einem Fasse, welches in *Fig.* 3—9 so abgebildet ist, wie es zur Kupfersteinamalgamation auf der Gottesbelohnungshütte im Mansfeldischen angewendet wird. — Das Fass *A* ist etwas bauchig, aus hölzernen Dauben *a* und hölzernen Boden *b* zusammengesetzt; auf die Aussenflächen dieser Boden sind gusseiserne ausgeschnittene Scheiben (oder mit breiten Armen versehene Kränze) *B* aufgelegt und durch dreiseitig prismatische Vorsprünge *c* mit denselben verbunden, welche auf der Innenfläche der Arme mit ihrer Innenfläche radial liegend in das Holz des Bodens eingelassen sind. In der Umfläche wird das Fass durch umgelegte eiserne Reifen *d* und der Länge nach durch Schienen *e* zusammengehalten, welche über die ganze Länge parallel der Axe hingeführt und mit den Enden in den beiden eisernen Bodenscheiben *B* durch Schrauben befestigt sind. An den Bodenscheiben sind auch die Zapfen *C* durch Kranzscheiben und Schrauben *f* mit in das Holz versenkten Köpfen befestigt. — Zur Auflagerung des Fasses dienen 4 oben an den Deckenbalken befestigte Säulen *D*, zwischen deren je zwei auf einer Seite des Fasses liegenden ein eisernes Angewäge *E* für einen der Zapfen des Fasses aufgelagert ist. — Um das Fass in Bewegung zu setzen, ist auf die eine Bodenscheibe, und zwar auf die auf der äusseren Umfläche befindlichen Ansätze, ein eisernes Zahnrad *F* aufgeschoben und ebenfalls durch Schrauben befestigt, welche beide Theile dadurch zusammenhalten, dass sie in jedem mit der Hälfte ihrer Stärke liegen, an beiden hervorstehenden Enden aber mit Muttern versehen sind. — In dieses gezahnte Rad *F* greift ein anderes Zahnrad *G* ein, welches auf einer Welle *H* sitzt, die unter dem Fasse mittelst des Zapfenlagers *h* auf dem Angewäge *i* ruht. — Um das Fass aber auch ohne Unterbrechung der Bewegung der Welle für sich ausser Betrieb setzen zu können, ist jedes der eisernen Angewäge *E* am hinteren Ende mit einem Bolzen *k* versehen, um welchen es gedreht und sonach mit seinem vordern Ende in einem in der vorderen Säule eingeschnittenen Schlitze *l* aufgehoben werden kann; im Zustande der Ruhe liegt das Angewäge auf der Sohle des Schlitzes und lässt so die beiden Zahnräder *F* und *G* in einander eingreifen, wogegen durch das Aufheben der Angewäge ersteres aus letzterem ausgerückt wird. Für dieses Anheben ist unter dem vorderen Ende jedes Angewäges ein eiserner Fuss *I* eingelegt, der sich ebenfalls um einen Bolzen *m* dreht; in das vordere, ausserhalb der Säule liegende Ende desselben wird ein eiserner Hebel *K* eingesteckt und durch das Niederdrücken desselben das Angewäge und somit das Fass angehoben. Um aber das Angewäge in dieser erhabenen Lage zu erhalten, ist auf der vorderen Seite der Säule eine um ein Gelenk bewegliche, unten zu einem Haken umgebogene eiserne Schiene *L* angebracht, so dass das Angewäge in dem Haken eingehängt werden kann, worauf, damit der letztere nicht zurückgeht und ausschnappt, ein

um einen Stift drehbarer Riegel *n* über die Schiene und mit dem anderen Ende jenseits in eine eiserne Krampe *o* eingelegt wird. — Wo zwei Fässer neben einander liegen und sich zwei Angewäge für die beiden auf einander treffenden Zapfen in zwei Säulen vereinigen, dient ein etwas längerer Riegel gemeinschaftlich für beide Einleghaken. — Ferner ist in einem höheren Stockwerke über jedem Fasse ein Füllkasten *M* für das zu amalgamirende Mehl aufgestellt, der im Innern unten trichterförmig zusammen- und in eine enge Ausmündung ausläuft, an welche ein Schlauch von Zwillich *N* angesetzt ist. Dieser Schlauch wird während des Nichtgebrauches so in die Höhe gebunden, dass das Mehl nicht herausfallen kann. — Zum Füllen und Entleeren ist das Fass mit einem grösseren Spunde *O* versehen, der zur Herstellung eines dichten Abschlusses auch mit Leinwand umwickelt wird; da aber dieser Spund zum Ablassen des silberhaltigen Quecksilbers zu gross wäre, so dass auch Quickbrei mit hindurch gehen könnte, so ist er selbst wieder durchbohrt und diese Bohrung wieder durch einen kleineren Spund *p* verschlossen, der durch einen darüber befestigten eisernen Bügel *q* und eine durch denselben geführte Pressschraube festgehalten wird. — Ein anderer oberhalb der Fässer stehender langer gusseiserner Kasten *P* enthält das erforderliche Quecksilber; er ist mit einem kurzen Ablassrohre mit Hahn *r* versehen. — Zum Ablassen des Quecksilbers aus dem Fasse dient ein anderer kleiner Spund *Q*, den man an die Stelle des erwähnten Spundes *p* eintreibt; er ist gebohrt, und an ihn schliesst sich ein lederner Schlauch *R* mit einer Zwinge und Pressschraube *s* zum Schliessen durch Zusammendrücken und am anderen Ende mit einem Mundstücke *t*. — Durch diesen Schlauch wird für das Ablassen eine Verbindung zwischen dem abwärts gekehrten Spunde und einer eisernen Röhrenleitung *S* hergestellt, die vor den Fässern längst hin läuft und für jedes mit einem aufwärts gewendeten Ansatzrohre *u* versehen ist; das Einlassen des Quecksilbers hingegen erfolgt mittels eines hölzernen Trichters und eines von dem Kasten nach dem Fasse gelegten Gerinnes. — Ferner liegt unter jedem Fasse ein nach vorn stark fallendes trogartiges Gerinne *T*, hinten und theilweise auch vorn durch Schutztafeln *v* geschlossen, um das Herumsprützen des Quickbreies beim Ablassen zu verhüten, weshalb sich auch seine beiden Seitenwände so viel als möglich an den Umfang des Fasses anschliessen. Diese Gerinne *T* münden vorn in ein ebenfalls vor den Fässern hinlaufendes gemeinschaftliches Hauptgerinne *U* aus, welches zum Abführen der Rückstände dient. Ein Gitter *w*, welches vor der vorderen Ausmündung des Gerinnes *T* angebracht ist, verhindert das gleichzeitige Fortgehen der mit in dem Fasse enthaltenen Kupferstücke, etwa heruntergefallener Spünde u. dergl. Endlich ist unter allen Fässern eine schräge flach rinnenförmige Sohle *V* vorgerichtet, welche alle sonst noch vorbeilaufende oder abtropfende Flüssigkeit auffängt und unschädlich abführt.

Von dieser Einrichtung weicht die der Anquickfässer an anderen Orten meist nicht bedeutend ab; am wenigsten die der Fässer in Freiberg. Hier besteht die eine Bodenscheibe mit dem gezahnten Rade gleich aus einem Stücke, indem die Verzahnung auf deren Umfläche angebracht ist. Die Bewegung sämmtlicher Fässer geht von zwei Vorgelegwellen aus, deren jede zwei Reihen Fässer umtreibt, zwischen denen sie mit ihnen in gleicher Höhe liegt, während beide Wellen wieder von einer gemeinschaftlichen Wasserradwelle umgetrieben werden. — Die

Ausrückevorrichtung besteht für jedes Fass in einer horizontalen Schraube, welche durch die vordere Säule hindurch und bis in das eine verschiebbare Zapfenlager des Fasses geht; durch das Umdrehen dieser Schraube mittels eines angesteckten Schlüssels wird das Zapfenlager entweder vorwärts gezogen oder rückwärts geschoben, durch erstere Bewegung die Verzahnung an dem Fasse aus der an der Vorgelegwelle aus-, durch die letztere hingegen eingerückt. Ferner ist an jeden Füllkasten seines höheren Standpunktes wegen unten erst noch eine hölzerne Leitung angestossen und an diese der Schlauch, auch an das untere Ende des letzteren noch ein kurzes Blechrohr angesetzt. Zwischen und bezugsweise über je zwei Fässerreihen ist ein hölzernes Gerinne zur Herbeileitung des Quecksilbers aus einem gusseisernen Gefässe geführt. Das Hauptgerinne für die Abführung der Rückstände liegt gleich unter den Fässern.

Zu Arany Idka und Schmöllnitz hingegen hat man cylindrische Fässer, deren Axen in der Fortsetzung der Vorgelegwellen an deren beiden Enden liegen und mit diesen durch verschiebbare Büchsen verbunden werden; nächstdem sind sie mit besonderen, dem Füllloche gegenüber angebrachten, durch messingene Spünde verschliessbaren Quecksilberspundlöchern versehen.

Uebrigens ist eine etwas bauchige Gestalt der Fässer jedenfalls zweckmässig, nicht nur des festen Antreibens der Ringe, sondern auch des leichteren Ablassens der Masse in der Mitte wegen, nur darf die Ausbauchung nicht zu gross sein, damit nicht das Durcharbeiten der Dauben in der Mitte mehr oder gar allein, sondern überall gleichmässig erfolge.

Die Fässer sind von weichem oder besser von hartem Holze; versuchsweise angewendete gusseiserne haben sich durchaus untauglich erwiesen. — In Betreff der vortheilhaftesten Grösse der Fässer scheint sich ergeben zu haben, dass im Allgemeinen grössere Fässer besser sind und mit weniger Silber und Quecksilberverlust arbeiten, als kleine. In Freiberg haben die Fässer 32 Leipz. Zoll lichte Länge, 32 Zoll Durchmesser am Boden und 34 Zoll in der Mitte; in Mansfeld 32 Zoll rheinl. lichte Länge, 32½ Zoll Durchmesser an den Böden und 34 Zoll in der Mitte; in Arany Idka hingegen haben sie 60 Wien. Zoll Länge und 42 Zoll Durchmesser.

Das Verfahren beim Anquicken und zwar bei der Freiberger Silberamalgamation ist folgendes. Durch das weitere geöffnete und nach oben gedrehte Spundloch füllt man aus einem bleiernen Kasten von dem gerade entsprechenden Fassungsraume mittels eines Hahnes am Kasten und eines in das Spundloch geführten Rohres 3 Centn. Wasser, sodann aus dem darüber stehenden Füllkasten mittels des Schlauches 10 Centn. geröstetes und gemahlenes Erzmehl in das Fass (der gemachten Beschickung nach von 6 bis 7 Loth Silbergehalt im Centn.). Ferner wird 70 — 110 ℔ Schmiedeeisen in kleinen Platten oder Kugeln in das Fass gebracht, wenn es nicht noch von der vorhergegangenen Amalgamation darin enthalten ist. Der Zweck dieses Eisens ist, das durch das Rösten gebildete Chlorsilber durch Wiederentziehung des an das Eisen tretenden Chlors zu reduciren, auch die etwa noch vorhandenen freien Säuren, so wie die zerlegbaren Eisen- und Kupfer-Chloride grösstentheils unschädlich zu machen, damit sie nicht das Quecksilber zersetzend angreifen. — Nach erfolgtem Verschlusse des Spundes lässt man das Fass langsam, 14 bis 16 Mal in der Minute, 2 Stunden lang umgehen, wodurch ein möglichst

gleichförmiger Quickbrei gebildet, ein Aufnehmen der auflöslichen Salze von dem Wasser und eine Blosslegung des Hornsilbers, endlich die eben bezeichnete Zerlegung der Chloride und Anziehung der freien Säure durch das Eisen bewirkt wird. — Nach Verlauf jener Zeit muss die Consistenz des Quickbreies so sein, dass er sich in der Hand ballen lässt und sich an einem in das Fass gesteckten glatten Stabe als ein zäher Brei anhängt; ist er dagegen zu dünn, so giebt man noch mehr Mehl, ist er zu dick, noch mehr Wasser hinzu. — Nun werden 5 Centn. Quecksilber durch das kleine Spundloch eingefüllt und das Fass nach erfolgtem sorgfältigsten Verschlusse mit einer grösseren Geschwindigkeit, von 20 bis 22 Umgängen *pro min.*, in Bewegung gesetzt und 20 Stunden lang darin erhalten.

Während dieser Zeit findet das eigentliche Verquicken statt. Das Silber wird durch das Eisen seines Sauerstoffs und des Chlors beraubt, in metallisches verwandelt und in dieser Gestalt von dem Quecksilber aufgenommen, das Eisen dadurch in salzsaures im Wasser auflösliches Eisen verändert, ein Theil des Quecksilbers endlich ebenfalls theils verflüchtigt, theils mechanisch zerschlagen, theils durch die Säuren verändert. Die Temperatur in dem Fasse steigt dabei von 16 — 18 bis über 20 — 25 Grad, und zwar um so höher, je höher die Temperatur der äusseren Atmosphäre, und je mehr von Eisensalzen, je weniger Kalk in der Beschickung enthalten ist. Mit der Temperatur wächst der Quecksilberverlust, aber auch die Schnelligkeit und Vollkommenheit der Entsilberung. — Von Zeit zu Zeit, alle 4 Stunden, wird durch Oeffnen der Fässer der Fortgang der Arbeit geprüft und dabei im Anfange die richtige Consistenz des Breies nach Erfordern durch nochmaligen Zusatz von Wasser oder Mehl hergestellt; später darf nur Wasser zugesetzt werden. — In der Regel ist die Verquickung schon nach 12 Stunden vollendet, der Sicherheit halber lässt man aber die Fässer länger umgehen, obschon dadurch etwas Verlust an Quecksilber und durch zerschlagenes Amalgam entsteht. — Nun wird das Fass abermals geöffnet, und nachdem es bisher nur zu $\frac{1}{3}$ seines Raumes gefüllt war, vollends mit Wasser angefüllt, um den Quickbrei zu verdünnen und das in ihm in Perlen zerstreute silberhaltige Quecksilber zusammenzubringen. Nachdem das Fass hierauf wieder verschlossen worden ist, lässt man es langsam mit 8 bis 9 Umgängen *pro min.* noch 2 Stunden lang umgehen, worauf eine Probe genommen wird, um die Rückstände noch auf Silber zu probiren, auch überhaupt die Vollständigkeit des Erfolges als Anhalten für die folgende Arbeit zu prüfen. Hierauf wird das ausgerückte Fass mit dem Quecksilberspunde versehen (welcher übrigens hier, um das Eindringen von Eisenplatten aus dem Fasse zu verhindern, in seiner Bohrung noch mit einem eisernen Kreuze verwahrt ist), das Fass nach unten gedreht und das Quecksilber in das Ablassrohr und durch dieses in die Amalgamkammer geleitet. So wie bei diesem Ablassen die Rückstände nachfolgen und in den Schlauch treten wollen, wird der Ablassspund geschlossen, das Fass mehr zur Seite gewendet, um die Eisenplatten darin zurückzuhalten, und der übrige Quickbrei durch den geöffneten grossen Spund in das Rückstandsgerinne ausgeleert. Durch die Erhöhung der vorderen Wand des letzteren Gerinnes mittels einer Vorsetztafel, so wie durch ein noch vorgestemmtes Bret, wird der starke Strom, in welchem das Abfliessen erfolgt, zusammengehalten. — Rückstand und Lauge fallen durch eine Lutte in die Waschbottiche, welche Lutte aber nicht

nur oben mit einem Gitter bedeckt ist, das den Zweck des Gitters erfüllt, welches in Mansfeld am Uebergange des Gerinnes (s. oben) unter dem Fasse in das Hauptgerinne angebracht ist, sondern auch mit ihrer oberen Einmündung etwas über den Boden des Rückstandsgerinnes emporragt, damit Quecksilber, welches etwa mit in das letztere gekommen wäre, nicht mit in den Bottich geht, sondern gleich hier ausgeschöpft werden kann, worauf man das Gerinne durch Ziehen von Spünden und Eingiessen von Wasser mit Hülfe langgestielter Kratzen vollends reinigt.

In Arany Idka nimmt dagegen ein Fass 12 Centn. gemahlenes Röstmehl (zu durchschnittlich 5 Loth Silbergehalt im Centner und 1 Denar Goldgehalt in der Mark Silber), 1 Centn. eiserne Kugeln, 90 Mass oder ungefähr 2 Centn. Wasser, jedoch heisses, auf; eine Stunde später 4 Centn. Quecksilber. Bei dem Einfüllen des Mehles wird sorgfältig gerührt; nach demselben werden die Fässer 16 Stunden lang mit 18 bis 24 Umdrehungen *pro min.* im Gange erhalten, obschon auch hier die Amalgamation eigentlich in 12 Stunden erfolgt; sodann wird das Ablassen des Quecksilbers und nachmals der Rückstände ziemlich auf dieselbe Weise bewirkt wie in Freiberg. — Werden diese Rückstände bei der Probe reicher, d. i. von 1 Quint 2 Denar Silbergehalt im Centner gefunden, so theilt man sie wieder den zu amalgamirenden Erzen zu, sind sie ärmer, so wirft man sie in die wilde Fluth.

Bei der Kupferamalgamation in Mansfeld werden 10 Centn. gar geröstetes, nicht erst nochmals gemahlenes Mehl (in rohem Zustande von durchschnittlich 9 Loth Silber und etwas über 50 ℔ Kupfergehalt im Centner) mit 2½ bis 3 Centn. Wasser und ¼ Centn. metallischem Kupfer in Stücken in das Fass gebracht, letzteres in derselben Absicht wie sonst das Eisen. Man lässt hierauf das Fass mit etwa 8 Umgängen *pro min.* 2 Stunden lang umlaufen; hat sodann der Brei die gehörige Steifheit, so bringt man durch einen hölzernen Trichter 2 bis 2½ Centn. Quecksilber hinzu, eigentlich 10 mal so viel, als das in der Beschickung enthaltene Silber beträgt, und lässt nun die Fässer 18 bis 20 Stunden lang mit 20 Umdrehungen *pro min.* umlaufen, wobei die Temperatur in den ersten 7 bis 9 Stunden bis zu 32° *R.* steigt. Nach 16 Stunden wird Probe genommen. Ist die Verquickung hinreichend erfolgt, so lässt man das Quecksilber und nachher den Quickbrei aus den ebenfalls vorher mit Wasser gefüllten und eine Zeit lang langsam umgetriebenen Fässern ab.

In gleicher Weise arbeitet man endlich in Schmöllnitz bei der Schwarzkupferamalgation, wo man jedoch (nach Wehrle) auf 12 Centn. Schwarzkupfermehl (wovon der Centner im rohen Zustande 85 bis 89 ℔ Schwarzkupfer und 11 — 15 Loth Silber, und *pro* Mark Silber ½ bis 3 Den. Gold hält) nur 1½ Centn. heisses Wasser und 1 Centn. Kupferkugeln, nach 1 Stunde Umgang aber 4 Centn. Quecksilber zusetzt. — Wollte man bei beiden letzteren Amalgamationen Eisen statt des Kupfers zusetzen, so würde das Silber nur sehr unvollkommen von dem Chlor befreit werden und ein sehr kupferreiches Amalgam fallen. In Schmöllnitz wie in Arany Idka hat sich gezeigt, dass Eisen und Kupfer, in Schienen oder Blechen statt in Kugeln angewendet, die Fässer weit mehr angreift, so dass sie nur 50 statt 80 bis 90 oder gar statt 120 Amalgamationen, wie in Schmöllnitz, aushalten. So wie man übrigens schon in Arany Idka und Schmöllnitz heisses Wasser anwendet, hat man auch in Freiberg wiederholt versucht, die Entsilberung durch künst-

liche Wärme — Erwärmung von dazu vorgerichteten gusseisernen Fässern von aussen — zu befördern, jedoch gefunden, dass der Mehrgewinn an Silber in keinem Verhältnisse mit dem grösseren Quecksilberverluste und Aufwand an Brennmaterial steht.

Endlich darf nicht unerwähnt bleiben, dass man bei der allmäligen Ausbildung der Fässeramalgamation und im Uebergange aus der Kesselamalgamation zu ihr eine Zeit lang feststehende, oben offene Fässer anwendete, in welche, nach Art der Butterfässer, Spindeln hinabgingen. Diese Spindeln waren unten entweder mit einem kreuzförmigen Quirl versehen, den irgend eine Umtriebsmaschine mittels eines oben an die Spindel angesteckten Getriebes in Umdrehung setzte, oder es waren durchlöcherte eiserne, kupferne oder hölzerne, mit Kupfer beschlagene Scheiben angesteckt, die in dem Breie auf und nieder bewegt wurden. Die Quirle fanden in Königsberg, die Scheiben in Freiberg Anwendung.

Berechnung. Ist T das Gewicht einer leeren Tonne nebst Zapfen, Zahnrad u. s. w.; Q das Gewicht der Füllung derselben; a die normale Entfernung des Schwerpunktes der Füllung von der Axe; g der Halbmesser des Zapfens; R der mechanische Halbmesser des angesteckten Zahnrades; r der lichte Halbmesser der Tonne, wofür bei ihrer geringen Ausbauchung zwischen dem grössten und kleinsten ein mittlerer genommen werden kann; β der Abrollungswinkel der Quickmasse, d. h. der Winkel, unter welchem die Oberfläche derselben durch die stete Fortbewegung der Tonne ansteigend erhalten wird; μ der Reibungscoefficient des Zapfens in der Pfanne; α der Bogen des Fassumfanges in Graden, welchen der Querschnitt der Füllung einnimmt, so ist die am Halbmesser R nöthige Kraft

$$P = \frac{aQ \sin\beta + \mu\varrho\,(Q + T)}{R},$$

worin $a = \dfrac{240\, r^2 \sin\frac{\alpha^3}{2}}{\pi\alpha - 180\, r \sin\alpha}$ gesetzt werden kann und μ für Eisen Eisen 0,15 ist.

Der Winkel β wird stets sehr klein sein und um so kleiner werden, je flüssiger der Brei wird, d. h. während des eigentlichen Verquickens. Zuletzt, nach erfolgter völliger Anfüllung des Fasses mit Wasser, fällt natürlich der Theil $Qa \sin\alpha$ ganz weg.

Leistung. In Freiberg brauchen 20 Fässer, gefüllt von ungefähr $32\frac{5}{8}$ Centn. Gewicht, bei der vollen Umlaufsgeschwindigkeit von 20 bis 22 Umgängen *pro min.* durch ein oberschlägiges Rad bewegt, 12600 Fuss Cubikfuss *pro min.* Aufschlagskraft, also 1 Fass durchschnittlich 31500 Fuss ℔ *pro min.*

Weit einfacher ist das Anquicken des Goldes in Mörsern, Schalen, Trögen und Mühlen, daher solches auch weit früher bekannt und ausgeübt war, als das des Silbers. Es wird ein Gewichtstheil mechanisch gereinigter Goldsand mit 2 Gewichtstheilen Quecksilber in einem der genannten Gefässe von Stein oder Eisen mit einem hölzernen Reibkolben so lange zusammengerieben, bis muthmasslich alles Gold an das Quecksilber übergegangen ist, worauf man letzteres aus den Rückständen mit Wasser auswäscht.

Die Goldamalgamationsmühlen haben an den meisten Orten, wo man sich deren bedient, eine im Wesentlichen sehr übereinstimmende

Einrichtung. Man wendet sie an zum Anquicken goldhaltiger oder auch gold- und silberhaltiger Erze in Tirol, Salzburg, Ungarn und in früherer Zeit in Böhmen, so wie goldhaltiger Kiese in Piemont, in welchen sämmtlich das Gold im metallischen Zustande enthalten zu sein scheint.

Die in Ungarn und Tirol angewendeten sind in *Fig.* 10 — 12 abgebildet und haben folgende Einrichtung. Die Goldmühle besteht aus einem Läufer *A* von Holz, der Gestalt nach aus zwei niedrigen cylindrischen Scheiben von verschiedenem Durchmesser und einem den Uebergang zwischen ihnen bildenden niedrigen abgestumpften Kegel, concentrisch über einander gesetzt. Bei den Läufern in Zell in Tirol fällt dieser Uebergang weg, so dass die Cylinderscheiben, die kleinere unten, unmittelbar auf einander sitzen. — Dieser Läufer wird von einem Mühleisen *B* getragen und von einem gusseisernen Laufe (Fasse) *C* von entsprechender Gestalt umschlossen. — In der Mitte dieses Laufes geht von dessen Boden eine Röhre *a* durch eine concentrische grössere Oeffnung *b* im Läufer (das Läuferauge) in die Höhe, welche Röhre das wieder durch sie aufsteigende Mühleisen umschliesst und um dasselbe im Boden einen wasserdichten Abschluss erhält, zugleich aber dem Eisen im oberen Theile eine Leitung gewährt. Es ist nämlich für diesen Zweck auf die Röhre eine dicht an das Eisen anschliessende Kranzscheibe *c* aufgesetzt, auf diese ein Futterring *d*, durch dessen Verstärkung oder Schwächung man zugleich den Läufer im Laufe heben oder senken kann. Auf den obersten hierüber hinausragenden vierkantigen Theil des Mühleisens aber ist eine ringförmige Kappe *e* und über ihr noch eine dreiseitige eiserne Platte *D* aufgesteckt, die mittels dreier durch Schrauben befestigter eiserner Hängestangen *f* den Läufer trägt. Der Läufer ist auf der unteren Fläche mit radial eingeschlagenen hervorspringenden eisernen Klingen oder Federn *g* besetzt, übrigens rings herum mit eisernen Ringen *h* gebunden. — Der Lauf *C* ruht auf eisernen Trägern *l*. Ueber dem unteren in einer Pfanne *E* stehenden Ende des Mühleisens ist auf letzteres ein gezahntes Rad *F* aufgesteckt. Von sämmtlichen zusammenstehenden Mühlen greifen diese Räder in einander und pflanzen so die Bewegung fort, welche einer von ihnen von einer Pochwelle aus durch Zahn und Getriebe mitgetheilt worden ist.

Die durch das Zerkleinern des Erzes in den Pochwerken gebildete Trübe fällt unmittelbar aus jenen durch ein Gerinne *G* in eine in der oberen Fläche des Läufers um das Auge *b* herum angebrachte trichterförmige Höhlung *H* und sinkt durch den um die Röhre herum offen bleibenden Theil des Auges bis auf den Boden zu dem daselbst enthaltenen Quecksilber herab, wird mit diesem durch die Umdrehung des Läufers, besonders mit Hülfe der in letzterem angebrachten Klingen, zusammengearbeitet und verquickt, und steigt sodann in dem um den Läufer herum bleibenden Zwischenraume wieder in die Höhe. Da jedoch durch ein einmaliges Durchmahlen dem Schliche noch nicht alles Gold entzogen ist, so geht die Trübe durch ein in der Umfangswand des Laufes angebrachtes Gerinne *I* in eine zweite etwas tiefer stehende Mühle von derselben Einrichtung über (in *Fig.* 10 in den gleichen Theilen mit denselben, jedoch gestrichenen Buchstaben bezeichnet, wie die erste). Aus dieser fällt endlich der noch Silber, aber auch theilweise selbst noch Gold haltende Schlich durch ein Gerinne *K* in ein anderes *L*, und geht in die Mehlführung über, aus der er gesammelt, verwaschen und geschmolzen wird. — Bei diesem Vorgange findet zwar noch eine

gewisse weitere Zermalmung des in der Trübe enthaltenen Schliches statt, jedoch nur gelegentlich und in sehr geringem Grade. — Die zweiten Mühlen stehen ebenfalls durch gezahnte Räder allemal mit denjenigen der ersten Reihe in Verbindung, denen sie zugehören, nicht aber wieder unter einander. — Zuweilen ist selbst noch eine dritte Reihe von Mühlen aufgestellt.

Bei diesen Mühlen in Ungarn und Tirol hat ein solcher Läufer etwa 2 Fuss Durchmesser bei 7 Zoll Gesammthöhe; der Zwischenraum zwischen seiner Umfläche und dem Laufe beträgt $\frac{1}{4}$ bis $\frac{7}{8}$ Zoll. Die Geschwindigkeit ist 16 bis 20 Umgänge *pro min.*

Der Goldgehalt der Erze beträgt in Zell in Tirol bei reichen Erzen von 20 bis 50 Loth in 1000 Centn., doch verarbeitet man Erze bis zu 5 Loth herab. In Ungarn ist der Gehalt 3 — 14 Loth Gold bei weniger als 2 Loth Silber; bei mehr Silbergehalt werden die Erze nicht amalgamirt. In eine solche Mühle bringt man 50 ℔ Quecksilber, welche 4 Wochen darin bleiben, worauf sie mit Gold erfüllt herausgenommen werden. Da aber auch ganz fein zerschlagenes Quecksilber mit der Trübe herausgeht, so lässt man diese, bevor sie in die Mehlführung tritt, über Leinwandplanen oder besser ungehobelte Breter laufen, auf denen das Quecksilber hängen bleibt und von Zeit zu Zeit mit einem Besen und reinem Wasser in einen Behälter gekehrt und von da auf der Goldlutte (s. Heerde) und nachmals im Sichertroge wie Gold verwaschen wird.

Von etwas verschiedener Einrichtung sind diese in *Fig.* 13 — 15 (*Taf.* 15) abgebildeten Mühlen in Salzburg. Der Läufer *A* ist ebenfalls von Holz, aber nicht nur auf der connexen Unter-, sondern auch auf der Umfläche mit eisernen Federn *a* besetzt; er wird von einem Laufe *B* mit hölzernem Futter und einem der Unterfläche des Läufers entsprechenden concaven Boden umschlossen, welcher letztere gleichsam den Bodenstein bildet.

Auf das obere Ende des Mühleisens *C* ist eine dreiarmige eiserne Kappe *b* aufgesteckt, welche den Läufer trägt; auf das untere Ende ein Trilling *D*, der die Bewegung von einer Vorgeleg- oder anderen Umtriebswelle aus aufnimmt. — Auch hier geht das Mühleisen durch eine in den Boden des Laufes dicht eingesetzte Röhre *E*, welche sich jenem genau anschliessend ihm zugleich als Leitung dient. Das untere Ende des Mühleisens steht in einer Pfanne, das obere, als Zapfen *c* gestaltet, läuft in einem Pfadeisen *d*, welches in der Mitte einer, in dem die ganze Mühle bedeckenden Deckel *F* eingeschnittenen Oeffnung *e* befestigt ist. — Durch diese Oeffnung wird der Schlich eingeführt und gelangt in eine trichterförmige Aushohlung des Läufers *f*; aus ihr durch den in letzterem um die eingesetzte Röhre herum offen bleibenden Zwischenraum *g* des Läuferauges bis auf den Boden der Mühle, woselbst er mit dem daselbst enthaltenen Quecksilber zusammengearbeitet wird; von da steigt er in dem Zwischenraume zwischen dem Umfange des Läufers und dem Laufe wieder in die Höhe und läuft durch das Gerinne *G* ab.

Eine besondere Vorrichtung findet sich an diesen Mühlen, um das Aufgeben der angemessenen Menge Schlich zu regeln. Es ist dem Wesen nach eine auch übrigens bei der kärnthner und salzburger Aufbereitung angewendete Trondel. — Sie besteht aus einer flachen trichter- oder schüsselförmigen Scheibe von Holz, auf einer stehenden Spindel ruhend und um diese herum im Boden ausgeschnitten. Sie wird mittels einer zweiten stehenden Spindel in Bewegung gesetzt, die am unteren

Ende mit einem Kammrade, am oberen mit einem Trillinge versehen ist. Dem Kammrade wird die Bewegung durch einen an der Umtriebswelle angebrachten Schraubengang ohne Ende mitgetheilt und von dem Getriebe auf ein gezahntes Rad mit innerer Verzahnung übergetragen, das auf dem unteren Rande der Umfläche der Scheibe angebracht ist. — Der gepochte und schon einmal auf Stossheerden verwaschene und dadurch auf 1 Loth Goldgehalt im Centner concentrirte Schlich wird auf der nach innen schräg ablaufenden Fläche dieser Scheibe ausgebreitet, und während sich die letztere langsam, etwa mit einem Umgange in zwei Stunden herumbewegt, durch einen aus einem Hahne darauf geführten Wasserstrahl streifenweise, wie er unter denselben tritt, in einen Kasten abgeschlämmt, der ihn durch Gerinne auf je drei zusammenstehende Mühlen vertheilt. — Bei diesen Mühlen hat übrigens der Läufer nur etwa 1 Wien. Fuss Durchmesser, bei weniger als 6 Zoll Höhe. In jede solche Mühle bringt man 13 ℔ Quecksilber; man lässt sie so lange fort gehen, bis der Gang erschwert wird, worauf man das Quecksilber herausnimmt. Während des Ganges probirt man fortwährend die abfliessende Trübe mit dem Sichertroge und stellt danach den Läufer mittelst der Tragebank, auf der das Mühleisen ruht, höher oder tiefer, je nachdem beim Probiren Quecksilber oder Gold ausgewaschen wird. — Der aus dem Laufe abfliessende Schlamm wird nochmals auf einem Stossheerde verwaschen, und der sich an dessen Kopfe absetzende Schlich wieder in die Mühlen gebracht. Diese Mühlen arbeiten, besonders wegen der wiederholten Verwaschungen der Schlämme vor- nnd nachher, mit weit mehr Verlust als die tiroler.

Die Goldmühlen in Piemont endlich unterscheiden sich von den beschriebenen besonders dadurch, dass die Mühlsteine, aus einem Läufer und einem besonderen Bodensteine bestehend, von Gneus und ohne alle Bewaffnung mit Klingen sind; der Läufer ist auf der Unterfläche convex, der Bodenstein oben entsprechend concav. Der Läufer ist durch zwei Hängestangen an einem auf das Mühleisen aufgesteckten eisernen Stege aufgehängt. Das durch eine in dem Bodensteine fest eingepeitzte Röhre aufsteigende Mühleisen trägt am unteren Ende ein kleines horizontales Wasserrad, welches unmittelbar die Umtriebskraft aufnimmt und auf den Läufer überträgt; um den Bodenstein herum aber ist ein hölzerner Cylinder als Lauf dicht angelegt, in welchem die Trübe stets in verhältnissmässig hohem Stande über dem Läufer erhalten wird. — Der Durchmesser der Steine ist etwa zwei franz. Fuss, der des Rades 3 Fuss, die ganze Höhe des Laufes 4 Fuss. — Diese Mühlen dienen gleichzeitig zur weiteren Zerkleinerung. Man bringt nämlich die ebenfalls in Mühlen schon bis Erbsengrösse geschrotenen goldhaltigen Schwefelkiese in die Mühle, anfangs wenig, nach und nach, so wie ein Theil zerkleinert ist, mehr, bis etwa 60 ℔ eingetragen sind; der hohe Stand der Trübe über dem Läufer erhält den Brei in sich schwebend. Nun bringt man $\frac{1}{2}$ ℔ Quecksilber hinzu und setzt die Arbeit mit langsamem Umgange fort. Ist die Verquickung vollendet, so hält man die Mühlen an und lässt den Quickbrei ablaufen. Die Verarbeitung von 60 ℔ Kiesen dauert etwa 24 Stunden. Der Goldgehalt der Kiese beträgt im Centner 1,74 Loth. — Der Werth dieser Mühlen liegt lediglich in ihrer Einfachheit und Wohlfeilheit.

Ueber die Leistung solcher Mühlen liegen keine nähern Erfahrungen vor, und für die Berechnung derselben fehlen noch bestimmte Versuche,

aus welchen sich die Grösse des Reibungscoefficienten an dem Umfange des Steines und an seiner Bodenfläche, oder der Widerstand des Mittels, in welchem er sich bewegt, ableiten liesse.

Endlich möge noch das Verfahren beim Anquicken bei der jetzt wenig mehr angewendeten warmen Kesselamalgamation beschrieben werden, und zwar, wie dieselbe in ihrer vollkommensten Ausbildung durch von Born im letzten Viertel des 18ten Jahrhunderts in Ungarn eingerichtet wurde. Der Haupttheil der in *Fig.* 16 — 18 abgebildeten Anquickvorrichtung ist ein Kessel *A*, entweder aus einem starken concaven Boden von Kupfer mit einem aufgesetzten hohen Laufe aus Fassdauben bestehend, oder besser — wie in Ungarn — ganz aus Kupfer, jedoch im Boden stärker als in den Wänden. Um den oberen Theil desselben ist ein vorspringender Kranz *a* befestigt und mittels dessen der Kessel in einem gemauerten Ofen eingehängt. In diesem Kessel schwebt ein Rührwerk *B*, ein aus Stäben und Stangen zusammengesetzter Rechen, an einer kupfernen Spindel *C*, die von oben herabgeht; die obere Fortsetzung dieser Spindel wird durch eine andere Spindel *D* von Eisen gebildet, mit der die erstere durch Gabel, Zunge, durch beide hindurchgesteckte Schrauben und durch eine über das Ganze geschobene Büchse fest verbunden werden kann. Ein hölzerner Steg *E*, der über dem Kessel durch Bügel *c* und Keile *d* befestigt wird, dient als Leitung für die Rührspindel, indem in seiner Mitte ein Pfadeisen *e* liegt, in welchem sich die Spindel *C* mit einer angeschmiedeten Verstärkung *f* dreht. Um dieses Rührwerk in Bewegung zu setzen, ist oben an die obere Spindel *D* ein Trilling *f* angesteckt. — Zur Aufhängung dieser Spindeln (indem eine ganze Reihe von Kesseln neben einander gestellt wird) dienen als Grundlage zwei horizontale, mit einem gewissen Abstande über einander liegende Leitungsbäume *G*, an denen für jede Spindel ein viereckiger hölzerner Rahmen *H* angebracht ist. Dieser trägt für die Trillingsspindel in seinem oberen und unteren Querstücke ein Pfadeisen, durch welche beide, da der Trilling zwischen sie fällt, das ganze Rührwerk in diesem Rahmen aufgehängt ist. Jeder Rahmen hängt aber auf der einen Seite mit zwei Gelenkbändern *g* drehbar an den Leitbäumen, so dass er sammt der Spindel an diese angelegt und hier durch übergeschobene Riegel *h* erhalten werden oder auch von den Bäumen aufgeschlagen werden kann. — Die Bewegung des Trillings geht von einem horizontalen Kammbaume *I* aus, dem sogenannten Schubwagen, der zwischen beiden Leitbäumen liegt und horizontal vor- und rückwärts geschoben werden kann, wozu er mit Ballen *i* auf dem unteren der Leitungsbäume läuft. Diese wiederkehrende Bewegung wird ihm mittels einer in eine aufgesetzte Docke *K* wirkende Bleuelstange *L* von einem Krummzapfen aus mitgetheilt und durch die Kämme des Schubwagens auf die Trillinge fortgepflanzt, wodurch diese und somit die Rührwerke abwechselnd nach einer und der anderen Seite umgedreht werden. — Um das Rührwerk ganz für sich ausser Gang zu setzen, hat man nur die Verbindung der Trillingsspindel mit der Rührspindel aufzuheben und den Rahmen aufzuklappen. — Der Kammbaum war übrigen sauf beiden Seiten gezahnt, so dass er zwei Reihen Rührwerke bewegte; sein Schub war dabei so gross ($3\frac{1}{2}$ Wien. Fuss), dass dadurch jeder Trilling zwei Mal umgedreht wurde. — Der Abstand des Rechens vom Boden des Kessels, mit dessen Hohlung ersterer parallel läuft, ist $\frac{1}{4}$ bis 1 Zoll; anfangs war der Rechen von Kupfer, wurde aber später von Holz zweckmässiger gefunden. —

In jeden Kessel wurden zuerst etwa 16 Wien. Mass oder 37 ℔ Wasser, sodann 200 ℔ gewalztes und gesiebtes Röstmehl gebracht, hierauf dasselbe mit eben so viel Wasser verdünnt, was jedoch auch von dem absoluten Gewichte des Röstmehles (Erzes) abhing, so dass schwereres Erz weniger Wasser bekam; dann wurden 50 bis 100 ℔ Quecksilber, je nach dem Volumen — der Leichtheit — des zu verquickenden Erzes zugesetzt, wie denn überhaupt etwas zu viel Quecksilber unschädlicher erachtet wurde, als zu wenig. Hierauf wurde der Kessel mit einem gut ab- und an den Steg anschliessenden Bretdeckel genau geschlossen, um die schnelle Verdunstung des Wassers und somit die Verdickung des Gemenges zu verzögern, ein mässiges Feuer unter dem Kessel erhalten, so dass die Temperatur des Breies nicht über 50 bis 60° *R.* stieg, und das Rührwerk mit einer Geschwindigkeit von 14 — 16 Umdrehungen *pro min.* in Umgang gesetzt. Dieses Rühren begann jedoch schon vor und während der Füllung, damit das Gemenge nicht zusammen, noch an dem Kessel und Rechen klebte. Nach 14 bis 16 Stunden war das Anquicken vollendet, die vollen Kessel wurden ausgehoben und in Waschbottiche ausgeschüttet. — Eigentlich bedurfte auch hier das Anquicken nicht so viel Zeit, man liess es jedoch vornehmlich aus dem Grunde so lange fortgehen, um der Eintheilung der Arbeit nach das Ausgiessen der Kessel nicht in der Nacht verrichten zu müssen. Eine Stunde vor der Beendigung liess man das Feuer ausgehen und verdünnte den Brei durch hinzugegossenes warmes Wasser. — Die kupfernen Kessel wurden allerdings von den in dem Gemenge enthaltenen Salzen angegriffen, daher sie auch selbst zu deren Abstumpfung und zur Verminderung des Quecksilberverlustes dienten, jedoch überzogen sie sich sehr bald durch Verquickung auf ihrer Innenfläche mit einer Decke von Silberamalgam, welche nach und nach dicker wurde und dann von selbst oder in Folge des Umkrückens des Breies in Blechen abfiel; dabei wurde die Fläche nie ganz rein.

Weit einfacher ist das Anquicken bei der ursprünglichen americanischen Kesselamalgamation. Hier wird in den nur mit einem kupfernen Boden versehenen Kessel gleich das rohe, nur mit etwas Kochsalz gemengte Erz eingeschüttet und so viel Wasser zugegossen, dass ein flüssiger Schlamm entsteht; sodann trägt man 6 bis 7 mal so viel Quecksilber ein, als dem Gewichte nach Silber in dem Erze enthalten ist, erhält den Kessel über einem mässigen Feuer und rührt die Masse mit einem hölzernen Spatel von Zeit zu Zeit um; nach höchstens 2 Stunden (bei 125 — 150 ℔ Erz) ist die Verquickung bis zum Auswaschen des Quecksilbers aus dem Breie vollendet. — Magistral wird hierbei selten zugesetzt, weil es den Kessel zu sehr angreift.

Die warme Kesselamalgamation gewährt den Vortheil, dass sie schneller fördert, besonders viel weniger Zeit und Raum als die Haufen-Amalgamation braucht, an deren Stelle sie ursprünglich versucht wurde; der Quecksilberverlust ist viel geringer als bei jener, jedoch grösser als bei der Fässer-Amalgamation; dagegen arbeitet sie weit weniger rein und vollständig, lässt die Rückstände viel reicher als die Haufen- und die Fässer-Amalgamation und kann durch die Verflüchtigung des Quecksilbers in der hohen Temperatur der Gesundheit der Arbeiter gefährlich werden.

Ueber die Grösse der Bewegkraft bei solchen Rührwerken vergl. unten unter Nr. 6.

5) Vorrichtungen zum Abdestilliren und sogenannten Ausglühen des Amalgams.

Von dem durch das Anquicken erhaltenen Gemenge von Gold und Silber mit viel Quecksilber wird, nach Befinden nach vorheriger Absonderung desselben durch Waschen des Quickbreies, das überschüssige Quecksilber auf mechanischem Wege entfernt, um die nachfolgende Arbeit zu erleichtern, namentlich den Quecksilberverlust zu vermindern, aus der hierbei zurückbleibenden Masse aber, dem eigentlichen Amalgam, das übrige Quecksilber durch eine Destillation abgeschieden, so dass nur das Gold oder Silber im metallischen Zustande zurückbleibt.

Das Waschen, welches zur mechanischen Ausscheidung und auch zur weiteren Reinigung des aus der Anquickarbeit hervorgehenden amalgamhaltigen Quecksilbers dient, findet nur bei der Erzamalgamation in Haufen, Kesseln, Mühlen und Mörsern Anwendung. Bei der Amalgamation in Haufen, Kesseln und Mörsern soll hierdurch das Quecksilber überhaupt erst aus dem Breie ausgeschieden, bei der Mühlen- und nachträglich durch nochmalige Anwendung bei der Haufen-Amalgamation soll dagegen das Quecksilber nur von Unreinigkeiten mechanisch befreit werden.

Für das eigentliche Auswaschen des Quecksilbers aus dem Quickbreie bedient man sich meist derselben mit Quirlen versehenen Bottiche, welche zum Auswaschen der Rückstände angewendet werden und später zu beschreiben sind, wie denn auch beide Anwendungen ihrer Bestimmung nach ganz mit einander übereinkommen. — Für kleine Mengen, wie bei der Mörseramalgamation, für das nochmalige Verwaschen der gröbsten Rückstände bei der Haufenamalgamation, endlich und besonders für das Reinigen des aus dem Breie ausgewaschenen oder abgelassenen Quecksilbers bedient man sich flacher Schüsseln, so z. B. für letzteren Zweck bei der Mühlenamalgamation in Piemont, Tirol, Ungarn, dann in Arany Idka, Schmöllnitz. In diesen Schüsseln wird das Quecksilber mit Wasser ein- und umgerührt und die obenauf schwimmende Unreinigkeit mit einem Schwamme oder wollenen Lappen weggenommen. — Mit vielem Wasser muss auch besonders das Quecksilber von der Amalgamation der Kobaltspeise vor dem Filtriren gewaschen werden, um die noch unzersetzte Speise daraus zu entfernen.

Für die diesem Auswaschen, soweit es überhaupt nothwendig erscheint, nachfolgende Absonderung des Ueberschusses an Quecksilber (als allgemein nöthige Vorarbeit), für das sogenannte Filtriren, gebraucht man Säcke von Zwillich (so in Sachsen, Mansfeld, Ungarn) oder von Segeltuch und dann von feiner Leinwand (so bei der americanischen Amalgamation) oder von Leder, durch welche Säcke das eingefüllte Quecksilber meist mit der Hand, seltener, obschon vielleicht für die Gesundheit der Arbeiter minder bedenklich, mit Pressen durchgedrückt und das Durchgehende in steinernen oder eisernen Behältern aufgefangen wird; das Amalgam bleibt in dem Beutel zurück, ein kleiner Theil davon geht zwar oft mit hindurch, da aber das ausgepresste Quecksilber wieder zum Anquicken verwendet wird, so entspringt daraus kein Verlust. — Das in dem Beutel zurückgebliebene Amalgam ist immer noch eine Verbindung von einem Theile Gold oder Silber mit einem mehrfachen Verhältnisstheile Quecksilber, welches Verhältniss sich je nach der Stärke des angewendeten Druckes vermindert. So enthält z. B. in Freiberg das Amalgam 84 bis 85 % Quecksilber mit 10 bis 12 % Silber und

4 bis 6 % anderen Metallen, während in America, so wie bei der tiroler Mühlenamalgamation der Silber- und resp. Goldgehalt 33⅓ % beträgt.

Dieses Amalgam wird hierauf entweder in unregelmässigen Brocken, oder zu Kugeln, prismatischen oder cylindrischen Körpern geformt (auf welche Form übrigens gar nichts ankommt) der Destillation übergeben.

Diese Destillation erfolgt entweder unter der Glocke, auf Tellern, oder in Retorten. Ersteres ist die ältere und weit allgemeinere Weise. Das Verfahren dabei ist nach der in Freiberg üblichen Einrichtung folgendes. Fünf gusseiserne Teller (*Fig.* 19 bis 24) *A* mit 2¾ bis 3 Zoll hohem Rande und in der Mitte mit hohen, spitzkegelförmigen Dillen *a* sind mit diesen Spitzen auf einander und durch den untersten Teller auf dieselbe Weise auf eine eiserne Spindel *B* aufgesteckt, die von einem Dreifusse *b* getragen wird. Zur Unterstützung der Teller trägt die Spindel unter ihrer Spitze eine durchlöcherte Scheibe *c*, auf welcher der unterste Teller ruht. Der Dreifuss *B* ist in einem runden gusseisernen Behälter *C* und dieser wieder in einem hölzernen Wasserkasten *D* aufgestellt, der, auf Rollen *d* laufend, vor- und zurückgeschoben werden kann. Ueber diesem Kasten *D* ist auf Eisenplatten ein runder Ofenschacht *E* von Ziegeln aufgemauert, dessen unterster Theil einen etwas kleineren Durchmesser hat als der übrige, daher etwa 4 Zoll unter der Fläche des untersten Tellers einen mit einem Blechkranze belegten Vorsprung *e* bildet. Der Ofenschacht ist vorn offen und hier durch eine eiserne, mit Lehm bekleidete Thür *F* verschliessbar. Ueber die Spindel mit den darauf gesteckten, mit Amalgam beladenen Tellern wird eine gusseiserne, nach dem obern geschlossenen Ende hin etwas enger werdende Glocke *G* — auch Ausglühtopf genannt — gestürzt, die mit ihrer Umfläche an dem Vorsprunge und dem engeren Theile des Ofenschachtes genau abschliessend unten auf dem Dreifusse *b* und in dem Wasserbehälter *C* steht. Diese Glocke ist mit eisernen Ringen und Bändern *f* umlegt (gezäumt) und oben mit einem Haken *g* versehen, um sie aufziehen und niederlassen zu können. Zu diesem Behufe ist darüber eine Kette *H* angebracht, die von oben über eine Rolle *h*, welche an einem unter dem Deckengewölbe liegenden eisernen Träger *i* befestigt ist, herabläuft, während ihr anderes Ende über eine Trommel *k* gewickelt ist, die durch ein gezahntes Rad *l* und eine Schraube ohne Ende *m* bewegt werden kann.

Ueber der herabgelassenen Glocke wird der Ofenschacht mit einer eisernen Klappe *I* geschlossen, welche ebenfalls mittels einer über eine Rolle geführten Kette *n* aufgehoben werden kann. Der Behälter *C* und das Fass *D* werden durch eine Röhrenleitung *K* und einen darauf stehenden Ständer *L* mittels eines Hahnes und eines darunter liegenden kleinen Gerinnes *o* mit Wasser angefüllt; damit jedoch diese Füllung in ihnen nicht über eine gewisse Höhe steigen kann, ist von dem Boden des Kastens *D* eine Röhre *p* bis zu der Höhe des Behälters *C* heraufgeführt, welcher letztere wieder niedriger ist als der Kasten; steigt nun das Wasser höher als jene Röhre, so fällt es in letztere über und fliesst durch sie in einen darunter und unter der Sohle des ganzen Raumes aufgestellten Kasten *M*, der es durch ein Gerinne *q* dem Abzuge *N* zuführt.

Die Benutzung dieser Vorrichtung ist folgende. Nachdem die inwendig mit Thonwasser ausgestrichenen Teller (um das Ankleben des Silbers zu verhüten) mit Amalgam gefüllt sind, wovon sie bei den

Freiberger Massverhältnissen 3 bis 4 Centn. fassen, so wird die Glocke darüber herabgelassen von der Kette gelöst und die Ofenthür *F* geschlossen. Hierauf füllt man den im Ofenschacht um die Glocke herum und über derselben bleibenden Raum mit Brennmaterial (Torf), welchem der mehrgenannte Vorsprung zur Sohle dient, zündet letzteres von oben an und schliesset die obere Klappe. Das Feuer pflanzt sich, durch einige Zuglöcher in der Hinterwand unterstützt, nach unten fort, wobei der Zug durch mehreres oder minderes Oeffnen der Klappe geregelt wird. Nachdem man es bis etwa 6 Zoll über dem Blechkranze *e* hat niedergehen lassen, so erhält man es hier einige Stunden lang; es steigt dann allmälig wieder auf, bis etwa 8 Stunden nach dem ersten Anfeuern der Ofen wieder ganz mit Brennmaterial erfüllt ist. Hierzu nimmt man dann stets Holzkohlen, um die stärkste Hitze zu erzeugen. Sodann lässt man alles niederbrennen und abkühlen. — Durch dieses Ausglühen wird das Quecksilber in Dampfform aus dem Amalgam ausgetrieben, da aber die Dämpfe in der Glocke nach oben keinen Ausweg finden, so steigen sie wieder nieder und werden hier durch die Berührung mit dem den unteren Ausgang sperrenden Wasser zu metallischem Quecksilber niedergeschlagen, das sich in dem eisernen Behälter sammelt. Die Temperatur dieses Wassers muss deshalb gerade die rechte Höhe haben, nicht zu tief stehen, weil sonst die erhitzten Dämpfe kleine Explosionen verursachen können, welche die Glocke schneller zerspringen lassen, noch zu hoch, weil sich sonst das Quecksilber schwer verdichtet und mehr zu Schaum zerschlägt; man muss eben in dem Wasser die Hand erhalten können. Diese Temperatur des Wassers wird durch den gehörigen Zufluss von kaltem geregelt, der aber beim Abgehen der Feuerung ganz abzustellen ist, damit nicht das Wasser bei sich mindernder innerer Spannung in die erhitzte Glocke hinaufgeschleudert wird. Nicht minder gut muss die Feuerung geregelt werden, damit weder bei zu geringer Hitze Quecksilber im Silber zurückbleibt, welches später beim Umschmelzen des lezteren ganz verloren geht, noch durch zu grosse Hitze die Glocke zersprengt und Silber von dem Quecksilber mechanisch mit in die Höhe gerissen werden kann, damit ferner eben so wenig die Masse auf den Tellern selbst zum Schmelzen kommt und so Quecksilber darin zurückbleibt, und endlich das Zerschlagen von Quecksilber nicht noch gesteigert wird.

Die Glocken haben etwas über 4 Fuss Höhe, oben etwa 4 Zoll weniger Durchmesser als unten; sie haben jetzt oben 1 Zoll Wandstärke, scheinen aber ohne Nachtheil schwächer gemacht werden zu können, wogegen die Versuche mit Glocken von zusammengeschweisstem Eisenblech durch die Schwierigkeit, sie ganz dicht herzustellen, ganz misslungen sind. Bei fortgesetztem Gebrauche zerspringt jede Glocke; durchschnittlich hält eine in Freiberg 40 bis 50 Ausglühungen ab.

Nach erfolgter Abkühlung öffnet man die Thür des Ofens, räumt die Asche weg, zieht die Glocke auf und hebt die Teller ab; das Wasser aus dem Kasten *D* wird abgezapft, das aus dem Behälter *C* ausgeschöpft, zuletzt von dem auf dem Boden liegenden Quecksilber mit einem Schwamme entfernt und dieses mit dem zuletzt ausgeschöpften Wasser in Schüsseln verwaschen, um das etwa noch darin enthaltene Quecksilber zu gewinnen. Das übrige Wasser wird in Sümpfe geleitet, wo sich besonders das mit fortgeführte feinzertheilte Quecksilber als Schaum absetzt, gesammelt und für sich ausgeglüht wird, wodurch man

Quecksilber und Gekrätz erhält. Das auf den Tellern zurückbleibende, als Tellersilber — Tellermetall, Ausglühmetall — bezeichnete Silber hat meist eine lockere, schwammige Structur. Es wird durch mehrmaliges Ein- und Umschmelzen in Graphittiegeln, nach Befinden nach vorgängigem Abtreiben mit Blei, wenn es sehr unrein ist, von den bedeutenden Beimengungen fremder Metalle, besonders des Kupfers, gereinigt.

In derselben Weise wird das Ausglühen zu Arany Idka und Schmöllnitz ausgeübt, ehemals auch bei der ungarischen Kesselamalgamation, nur sind an jenen Orten die Ausglühtöpfe cylindrisch und die ganzen Vorrichtungen grösser, da man jedesmal 700 ℔ Amalgam in Kugelform auf die Teller bringt.

In kleinerem Massstabe findet diese Ausglühweise bei der americanischen, sowie bei der Mühlenamalgamation in Salzburg, Tirol und Ungarn statt, wo nur ein einziger Teller unter der (in America kupfernen) Glocke aufgestellt ist.

Bei der ungarischen u. s. w. Mörseramalgamation wird entweder das Amalgam auf eine eiserne oder thönerne durchlöcherte Platte, diese aber über ein Gefäss mit Wasser gelegt und über sie ein umgekehrter Tiegel gestürzt, das Ganze in den Fugen verstrichen und bis an den oberen Rand des Wassergefässes in einen Heerd eingesenkt, sodann der obere Tiegel mit Kohlen umgeben und durch deren Entzündung das Quecksilber verflüchtigt, das sich in dem unteren Gefässe in dem durch stete Erneuerung lau erhaltenen Wasser wieder niederschlägt; — oder man glüht das Amalgam, unter Preisgebung des Quecksilbers, gleich im freien Feuer. In beiden Fällen wird das Gold nochmals in Tiegeln zusammengeschmolzen, im ersten nach vorausgegangenem Ausglühen auf einer eisernen Platte.

Das Ausglühen unter der Glocke hat nächst dem Aufwande an Brennmaterial und Gefässen noch den Mangel, dass es schwer und langwierig ist, dadurch alles Quecksilber aus dem Amalgam zu entfernen.

Für die zweite Art des Ausglühens, welche bei der Kupfersteinamalgamation in Mansfeld und der Goldamalgamation in Piemont Anwendung findet, bedient man sich gewöhnlich gusseiserner Retorten, welche cylinderähnlich, von elliptischem Querschnitte, vorn durch einen aufgeschraubten und verstrichenen Deckel verschlossen sind und hinten in einen schräg angesetzten Hals übergehen, der in eine mit Wasser angefüllte Vorlage ausmündet. Die Retorte ist, mit einem ganz geringen Falle nach hinten, so in einen Ofen eingelegt, dass sie von der von einem darunter befindlichen Heerde aufsteigenden Flamme rings umspült wird. Das Amalgam wird zur Verhütung des Schmelzens und Abfliessens in einer eisernen Pfanne in die Retorte eingesetzt. Man feuert mehrere Stunden lang mit leichtem Feuer (von Spänen u. dergl.), verstärkt dasselbe, sobald ein Rauschen das Uebergehen des Quecksilbers in das Wasser anzeigt, und führt es so lange fort, bis dieses Rauschen schwächer wird, gibt zuletzt noch ein stärkeres Holzkohlenfeuer und verschliesst nach dessen Niedergehen die Züge, worauf man das Ganze erkalten lässt. In Piemont sind die Retorten cylindrisch.

6. Maschinen zum Verwaschen von Rückständen u. dergl. Mit wenigen Ausnahmen muss der nach dem Absondern des Quecksilbers zurückbleibende Quickbrei noch ausgewaschen werden, hauptsächlich um die noch in ihm enthaltenen Quecksilber- und Amalgamtheilchen

daraus zu gewinnen. Die hierzu angewendeten Maschinen haben durchgängig eine im Wesentlichen ganz gleiche und zwar sehr einfache Einrichtung, welche aus der Abbildung *Fig.* 25 — 28 der in Mansfeld angewendeten ersichtlich werden wird. In dem abgestumpft kegelförmigen, aus starken Fassdauben zusammengesetzten und mit eisernen Ringen gebundenen Waschbottiche *A* steht eine quirlartige Vorrichtung, bestehend aus einer von oben hinabreichenden Spindel *B*, durch welche in verschiedener Höhe über einander zwei Querstangen *a* gesteckt sind, in denen wieder die Rechenstäbe *b* befestigt sind; Stege und Stäbe sind von Eisen. — Da diese Spindel nicht auf dem Boden des Fasses aufsteht, weil der alsdann nöthige Zapfen von dem ihn stets überdeckenden Breie sehr bald verschlämmt werden würde, so ist die Spindel über dem Bottiche durch ein Gestemme und einen darumgelegten Halsring *c* auf ein ebenfalls ringförmiges Lager *d* aufgelegt, welches wieder auf zwei Stegen *C* ruht, zwischen denen die Spindel hindurchgeht. Diese Stege *C* endlich sind ihrerseits zwischen den Säulen *D* befestigt. Um die Schmiere, in welcher diese Ringe stets erhalten werden müssen, nicht in den Bottich herablaufen zu lassen, ist die Spindel unterhalb des Lagers mit einer ringförmigen Pfanne *e* umgeben. — Zur Bewegung des so gebildeten Quirls ist an der Spindel unter deren oberen Zapfen ein conisches Rad *E* angesteckt; in dieses greift ein anderes dergleichen *F*, das auf der horizontalen eisernen Welle *G* sitzt, welche ihre Bewegung von der Pochwelle aus erhält. Zur Einstellung dieser Bewegung dient ein Ausrückehebel *H*, der mit einer am oberen Ende angebrachten Gabel in eine an dem Halse oder der Wellhülse des conischen Rades *G* angebrachte Ringspur eingreift und sonach dieses aus dem Rade *F* ausrückt, wenn man das untere Ende des Hebels nach der entgegengesetzten Seite, nämlich nach der Spindel zu, bewegt. Das Pfadeisen für den oberen Zapfen der stehenden Welle wird von einem zwischen den von oben herabgehenden Hängesäulen *I* befestigten Stege getragen. Endlich sind in dem Bottiche in verschiedener Höhe über einander Spünde *f* zum Ablassen der Flüssigkeit angebracht, welche sämmtlich, um das Herumsprützen der abfliessenden Trübe zu verhüten, von einer Lutte *K* umschlossen sind, die über dem Abzugsgerinne *L* steht. — Von Eisen müssen diese Rechenstäbe hier wie überall sein, um zugleich das etwa noch als Chlorid vorhandene Quecksilber in regulinisches zu verwandeln. — Dieser Bottich hat 55 rheinl. Zoll Höhe, oben 56 Zoll, unten 35 Zoll Durchmesser. Der Abstand des Rechens von dem Boden beträgt $\frac{1}{4}$ Zoll.

Dieselbe Einrichtung findet sich in Freiberg, nur dass das Ausrücken der Spindel und der beiderseits horizontalen Vorgelegräder aus einander durch Aufheben mittels eines gegabelten Hebels erfolgt, die Rechenstäbe vertikal stehen und unter dem Bottiche sich noch ein Behälter befindet, um das ja noch etwa hindurchgehende Quecksilber aufzufangen. Die Bottiche haben daselbst 72 Leipz. Zoll Höhe und 52 Zoll unteren, 78 Zoll oberen Durchmesser; die Quirle stehen etwa 3 Zoll über dem Boden.

Bei der americanischen Amalgamation, wo man sich, wie auch bei der ehemaligen ungarischen Kesselamalgamation, derselben Bottiche zum Auswaschen des ganzen Quecksilbers aus dem Quickbreie bedient, steht die Spindel wirklich unten auf; die Bottiche sind theilweise gemauert; die Umdrehung wird in America durch unmittelbar an einem horizontalen Schwengel angespannte Maulthiere bewirkt. Man hat dort einfache, doppelte und dreifache Bottiche. Die einfachen haben bis

10 Fuss Höhe und 10 Fuss oberen Durchmesser und ein einziges rundes Spundloch 3 Fuss über dem Boden; bei den doppelten und dreifachen stehen zwei oder drei solcher Bottiche 1 Fuss über dem Boden durch viereckige Löcher mit einander in Verbindung, der letzte aber ist in derselben Höhe mit einem Spundloche versehen.

Das Verfahren beim Verwaschen ist in Freiberg folgendes. Die in den Bottich abgelassenen Rückstände werden noch mit Wasser verdünnt und mittels des Quirles umgearbeitet. Wassermenge und Umlaufsgeschwindigkeit müssen gerade in einem solchen Verhältnisse stehen, dass weder zu viel grobe Rückstände mit niederfallen, noch zu viel Quecksilber und Amalgam unabgeschieden in dem Breie bleibt; 12 bis 14 (in Mansfeld 15) Umdrehungen *pro min.* sind eine zweckmässige Geschwindigkeit. — Nach 9 Stunden wird aus dem oberen Zapfen eine Probe genommen, in einer Schüssel verwaschen, und wenn sich kein Quecksilber mehr darin findet, die Trübe bis zu diesem Zapfen in die Rückstandssümpfe abgelassen; nach einigen Stunden fortgesetzter Arbeit zieht man den nächst zweiten und endlich den dritten Spund; etwa $\frac{1}{4}$ der Höhe des Bottichs ist nun leer, man füllt denselben von Neuem völlig an und fährt so fort. — In der auf diese Weise auf dem Boden des Bottichs zurückbleibenden Rückstandsmasse sammelt sich nach und nach das mit übergegangene Quecksilber und Amalgam; alle 6 bis 7 Wochen reinigt man vollständig, indem man die Trübe durch den untersten Spund vorsichtig vollends ablaufen lässt, dann aus dem auf dem Boden bleibenden wässerigen Schlamm das Quecksilber ausschöpft, den sich alsdann noch über letzterem sammelnden Schlamm sorgsam ablaufen lässt und das Quecksilber in einen steinernen Trog giesst, worin sich die letzten noch darunter gemengten Rückstände ausscheiden. Diese werden mit dem in dem Bottiche gebliebenen Schlamme, etwas Eisen, 5 Centn. Quecksilber und nach Erfordern noch mit Wasser in ein Anquickfass gebracht, in welchem man sie 24 Stunden umgehen lässt, sodann das Quecksilber abzapft, filtrirt, wieder in das Fass bringt und nach 24stündigem Umgange abermals abzapft. Bleibt dann beim Filtriren nur noch ein wenig Amalgam im Beutel, so zapft man das Fass vollends ab und gibt das Quecksilber an die Amalgamation, bei mehr Amalgam aber zu den Rückständen in das Fass zurück, um letztere noch weiter auszuarbeiten. Den endlich herausgenommenen Rückstandsschlamm vertheilt man nach und nach wieder unter das Mühlmehl. — Das in dem steinernen Troge gesammelte Quecksilber wird filtrirt und der Amalgamation zurückgegeben. — Das aus den Rückständen erhaltene Amalgam hält wenig Silber mit viel Antheil von anderen Metallen; man glüht und schmelzt es sodann für sich und bekommt daraus das sogenannte Waschbottichmetall, welches man in kleinen Mengen dem sogenannten Raffinirschmelzen — der zweiten der drei Umschmelzungen, welchen das Tellermetall unterworfen wird — zusetzt. — Besonders rein sondert sich das amalgamhaltige Quecksilber beim Amalgamiren der Kobaltspeise aus den Rückständen ab, so dass wenig davon in die Waschbottiche kommt.

Beim Auswaschen des gesammten Quecksilbers aus dem Quickbreie in America verfährt man auf folgende Weise. Von dem durchgetretenen Quickbreie wird ein Theil in den Bottich gebracht und noch mit einem starken Zusatze von Quecksilber zusammengerührt, so dass in 100 ℔ Quecksilber nur 10 bis $12\frac{1}{2}$ ℔ Silber enthalten sind, indem bei die-

ser Amalgamation das Quecksilber schon wegen der Verflüchtigung eines bedeutenden Antheiles davon sehr silberreich ausfällt, daher an und für sich nicht flüssig genug ist. Hierauf wird unter schnellem Umgange des Quirls der Bottich mit Wasser gefüllt, sodann der Umgang immer mehr verzögert und so $1\frac{1}{2}$ bis 2 Stunden fortgearbeitet, dann die Trübe probirt, und wenn sie quecksilberleer gefunden worden, der grosse Spund geöffnet und die Trübe, durch schnelle Umdrehung des Quirls aufgerührt, bis auf das Spundloch abgezogen; hierauf bringt man eine neue Ladung in den Bottich, und fährt so fort, bis der ganze Haufen von 40 — 60 Centn. verwaschen ist. Dann wird der Bottich noch 1 bis 2 Mal ohne Ladung mit Wasser gefüllt, umgearbeitet und der feinere Schlamm abgelassen, das noch über den Rückständen stehende Wasser ausgeschöpft und nach erfolgtem Herausnehmen der ersteren das auf dem Boden zurückgebliebene Quecksilber und Amalgam gesammelt und gereinigt, das in den gröberen Rückständen zurückgebliebene aber in Schüsseln ausgewaschen.

Bei den doppelten und dreifachen Bottichen lässt man sämmtliche Quirle gleichzeitig umgehen; man füllt den zu verwaschenden Schlamm in den ersten, er geht aus ihm in die übrigen über und wird nach erfolgter Reinigung aus dem letzten abgelassen, jedoch hier wegen der tiefen Lage des Spundloches unter ganz langsamer Umdrehung.

Der anfängliche Zusatz von Quecksilber ist hier gering, dagegen findet ein anderer nach dem Verwaschen statt. Bei dieser Weise setzt sich das meiste Quecksilber in dem ersten Bottiche ab, weniger in dem zweiten, fast gar nichts in dem dritten. Man bedient sich dieser Einrichtung am besten bei sehr fein gemahlenen Erzen, der einfachen Bottiche bei den gröberen, die sich bei dem langsamen Gange der ersteren schnell niedersetzen und das tiefliegende Spundloch verstopfen würden.

Bei der ungarischen Kesselamalgamation zapfte man das Quecksilber aus den Bottichen durch eine Röhre von Bronze ab, welche unter dem auf einem erhabenen Kreuzstege stehenden unteren Zapfen der Quirlspindel ausmündete, und zwar liess man das Quecksilber zuerst, nachher die Trübe durch die Seitenspünde ab.

Endlich wird in America auch noch eine besondere Weise des Verwaschens in Kästen und Gerinnen angewendet. Ein Kasten von 12 bis 18 Fuss Länge, etwas weniger Breite und 30 bis 40 Zoll Tiefe ist mit einer Schieberöffnung versehen, an die sich eine senkrechte, unten in einem steinernen runden Troge aufstehende Röhre anschliesst; von diesem geht eine Reihe hölzerner, wenig abfallender Rinnen aus, die inwendig, der Quere nach, mit kleinen Einschnitten versehen sind; in je 15 bis 20 Fuss Länge sind sie durch Tröge oder runde steinerne Behälter unterbrochen und gehen zuletzt wieder in Kästen über. In jenem obersten Kasten wird der eingeworfene Schlamm mit Wasser von Arbeitern durchgetreten und dann der flüssige Brei durch den geöffneten Schieber unter stetem Zuflusse von Wasser und unter mechanischer Unterstützung in die Canäle geschlämmt. Der grösste Theil des Quecksilbers setzt sich in den Trögen ab, in welche dazu noch vor dem Beginne der Arbeit eine dem zu erwartenden Silbergehalte entsprechende Menge Quecksilber gethan wird. Viel Quecksilber, Amalgam und Schlich bleibt auch in den Einschnitten der Canäle, die sich in den untersten Kästen sammeln; die Rückstände werden nochmals verwaschen, um das wenige noch etwa darin enthaltene Quecksilber abzusondern.

Bei der Schwarzkupferamalgamation zu Schmöllnitz hat übrigens das Verwaschen der Rückstände mehr den Zweck, die feinen Kupferoxydtheilchen abzuschwemmen, die man durch Abzapfen aus dem Quirlbottich in steinerne Cisternen leitet, während das Amalgam in dem ersteren bleibt; in den Cisternen setzt sich in kurzer Zeit das Kupferoxyd ab; ein anderer Theil, mit Schwefel- oder mehr mit Chlor-Wasserstoff-Säure gebunden, bleibt in der Auflösung und wird erst durch zugeschlagene Kalkmilch als ein grüner Niederschlag gefällt, von welchem man die Flüssigkeit ablässt.

Bei der Berechnung der Rührwerke finden ähnliche Verhältnisse statt, wie bei der Berechnung der Goldmühlen, es möge daher hier nur unter Verweisung auf RÜHRWERKE angeführt werden, dass in Freiberg 4 durch ein oberschlägiges Wasserrad betriebene Quirle (jeder Bottich nimmt die Rückstände aus 5 Fässern auf) bei 17 Umdrehungen *pro min.* 612 Fuss-Cubikfuss Wasserkraft, also ein Quirl 7656 Fuss ℔ *pro min.* erfordern. In Mansfeld verarbeitet ein Quirl bei 15 Umdrehungen *pro min.* in 10 Stunden 20 Centn. Rückstände.

Ausser diesen beschriebenen kommen bei der Amalgamation, je nach den örtlichen Verhältnissen, noch verschiedene Nacharbeiten und die denselben zugehörigen Vorrichtungen in Anwendung, deren mehrere schon angedeutet worden sind. Bei der Goldamalgamation in Mühlen und Mörsern werden die Rückstände auf Goldlutten und anderen Heerden verwaschen und auf Silber, theilweise aber selbst noch auf Gold verschmolzen. — Bei der Fässeramalgamation von Silbererzen, wie in Freiberg, leitet man die aus den Waschbottichen abgelassenen Rückstände in Schlammsümpfe, in denen sich die salzige Lauge sammelt, klärt und sodann zu Quicksalz, Glaubersalz und Düngesalz versotten wird; da der Silbergehalt dieser Rückstände zu gering ist, um mit Nutzen zu Gute gemacht zu werden, so stürzt man sie auf die Halde. — Bei der Kupfersteinamalgamation hingegen lässt man die ausgewaschenen und in Sümpfen aufgefangenen Rückstände etwas steif werden, knetet sie dann durch ein Pochwerk, dessen Stempel mit Schneiden statt mit Pocheisen versehen sind, mit 10 bis 15 % Thon zusammen, trocknet sie zu Kugeln geformt, und verschmelzt sie endlich, wodurch man silberarmes Schwarzkupfer bekommt. Die Lauge wird zu Kochsalz versotten. — In ähnlicher Weise wird bei der Schwarzkupferamalgamation das in den Cisternen abgesetzte und gefällte Kupferoxyd getrocknet und auf Schwarzkupfer verschmolzen; die Rückstände der Kobaltspeise-Amalgamation verschmelzt man mit grossem Vortheil auf Nickel.

Literatur. Winkler, die europäische Amalgamation. — Sonneschmidt, Beschreibung der spanischen Amalgamation. — v. Born, über das Anquicken. — Karsten, Metallurgie Bd. I. S. 236 u. 241. Bd. V. S. 577 u. ff. Ueber die Amalgamation der goldhaltigen Erze in Tirol, Salzburg und Ungarn s. *Annales des mines* III. *ser. t. VI. p.* 105. *et s.* — Ueber die Amalgamation der goldhaltigen Schwefelkiese im Thale Anzasca in Piemont s. *Annales des mines* II. *ser. t. V. p.* 181. — Wehrle, Beschreibung der Amalgamation der Silbererze zu Arany Idka. — Zeitschrift für Physik und Mathematik von Baumgartner und Ettinghausen Bd. IX. S. 393. — Wehrle, Beschreibung der Schwarzkupfer-Amalgamation zu Schmöllnitz in Ungarn; Zeitschrift für Physik von Baumgartner Bd. I. S. 27.

Gätzschmann.

Anemograph, eine mechanische Vorrichtung, durch welche die an einem Orte stattfindenden Veränderungen des Windes ohne Beihülfe eines Beobachters aufgezeichnet werden. Da die Veränderungen des Windes theils seine Richtung, theils seine Geschwindigkeit oder Stärke betreffen, so muss ein vollständiger Anemograph auch diese beiden Elemente stetig aufzeichnen, um ein Gesammtbild von dem Zustande der bewegten Atmosphäre während einer bestimmten Zeit zu gewähren. Die Anemographen sind hiernach, was die Aufzeichnung der Windrichtung betrifft, schreibende Anemoscope, und in Bezug auf die Windgeschwindigkeit schreibende Anemometer. Indem wir daher wegen der verschiedenen Principe, wie Instrumente zur Beobachtung des Windes eingerichtet werden können, auf die beiden angeführten Artikel verweisen, haben wir unter den mit mehr oder weniger Erfolg ausgeführten Anemographen folgende anzuführen.

1) Der von Frank auf der Saline Dürrenberg im Jahre 1826 aufgestellte Anemograph, welcher auf dem Principe des Woltmann'schen Flügels (s. ANEMOMETER) beruht, und in *Fig.* 10—16 (*Taf.* 16) so abgebildet ist, dass *Fig.* 10 eine vordere Ansicht des ganzen Apparates mit verkürzter Verbindung zwischen Flügelwerk und Schreibwerk, *Fig.* 14 eine obere und *Fig.* 15 eine Seitenansicht des Schreibwerkes, *Fig.* 11 ein Durchschnitt durch das obere Gehäuse, parallel mit der Projectionsebene von *Fig.* 10, *Fig.* 12 ein Durchschnitt desselben nach einer horizontalen Ebene und *Fig.* 13 ein Durchschnitt parallel mit der Projectionsebene von *Fig.* 15 ist. In *Fig.* 16 endlich sind die Frictionsrollen, welche den oberen Apparat tragen, in einer Ansicht von oben dargestellt.

Der Anemograph befindet sich in einem runden breternen Thürmchen mit flachem Blechdach; in *Fig.* 14 ist eine Säule, in *Fig.* 10 u. 15 ein paar Riegel und in *Fig.* 10 das Dach durchschnitten gezeichnet, übrigens aber ist die besondere Darstellung dieses Thürmchens als unwesentlich weggelassen. Durch die Mitte des Daches ist das conische, oben $\frac{5}{8}$, unten 1 Zoll im Lichten weite Rohr *K* von 86″ Länge geführt, an welches bei *M* eine grosse aus Eisenblech gebildete Windfahne mit Gegengewicht befestigt ist. Das Rohr ruht mit seinem ganzen Gewichte auf dem Dache auf und wird durch eine Leitung im Dache und durch einen unten angebrachten eisernen Bügel *Q* mit einem Messingfutter in seiner Richtung erhalten. Etwa in der Mitte ist an das Rohr ein Blechtrichter *N* angelöthet, welcher die 3 Frictionsrollen *O* bedeckt, die auf der Messingplatte *P* laufen und an Axen angeschoben sind, welche unverschiebbar mit dem Rohre *K* verbunden sind. Unten ist an dem Rohre *K* das kleine Zahnrad *a* von $1\frac{1}{4}$″ Durchmesser und 1″ Höhe mit 32 Zähnen angebracht, welches die Verbindung zwischen der Windfahne und der später zu beschreibenden Schreibmaschine herstellt.

Das Rohr *K* trägt über der Windfahne an seinem oberen Ende das Gehäuse *A* mit dem Deckel *B*, welches den Flügelapparat enthält; es ist unterhalb mit dem Rohre *L* so über *K* geschoben und befestigt, dass die Axe *C* genau parallel mit der Ebene der Fahne und daher die Bewegungsebene der Flügel senkrecht gegen die Ebene der Windfahne gerichtet ist. Durch das Gehäuse hindurch geht die stählerne $\frac{1}{4}$ Zoll starke Welle C, an deren beiden Köpfen die beiden 42″ langen Windruthen *D* und *E* so angeschoben und befestigt sind, dass sie unter rechten Winkeln gegen einander stehen; an den Enden der Windruthen befinden

sich die aus Stahlblech bestehenden $6\frac{1}{2}''$ langen, 5″ breiten Flügel D_1 und E_1 so, dass sie gegen die Windrichtung einen Winkel von 55° oder gegen die Drehungsebene der Windruthen einen Winkel von 35° bilden. Die Welle *C* läuft an beiden Seiten des Gehäuses *A* in Lagern von geschlagenem Messing und ist mit einer Schraube versehen, die in das Rad *F* von 47 Zähnen greift; das letztere befindet sich an der Welle *G*, die ebenfalls eine Schraube trägt und mit dieser in das horizontale Rad *H* von 26 Zähnen eingreift, welches an einem kleinen aufrecht stehenden Röhrchen sitzt, das durch eine vierkantige Höhlung auf die ebenfalls vierkantige Spitze der Spindel *I* aufgesetzt ist. Diese Spindel ist oben $\frac{1}{3}$, unten $\frac{3}{4}''$ stark, geht durch das ganze Rohr *K* hindurch und ruht unten über *R* mit einer verstählten Spitze auf einem messingenen Zapfenlager auf; unmittelbar über diesem Zapfen ist sie mit dem Zahnrad *e* von 20 Zähnen versehen, welches die Verbindung mit dem Schreibapparate herstellt, und sich einmal umdrehen wird, wenn die Flügelwelle $26.47 = 1222$ Umdrehungen gemacht hat.

Der beschriebenen Einrichtung zufolge ist nun klar, dass sich das Rad *a* mit jeder Veränderung der Windrichtung und zwar in gleichem Sinne mit dem Winde dreht, und dass das Rad *e* eine Kreisbewegung annimmt, deren Geschwindigkeit mit der Geschwindigkeit der Flügelwelle *C* zusammenhängt; es lässt sich aber auch leicht ersehen, dass sich vermöge der Verbindung der einzelnen auf einander einwirkenden Theile *e* um denselben Winkel und nach derselben Richtung zu dreht, wie *a*, wenn eine Veränderung der Windrichtung eintritt.

Zur Aufzeichnung der Bewegungen von *a* und *e* dient der mit beiden verbundene Schreibapparat. *a* greift nämlich in das Zahnrad *b* von 10,3″ Durchmesser und 192 Zähnen, welches durch eine hohle Welle mit der gleich grossen Scheibe *c* verbunden ist; an letzterer befinden sich 60° von einander abstehend 6 Hülsen *d,d* in Federn hängend am Umfange befestigt, die mit Schieferstiften versehen sind. Die hohle Welle zwischen den Rädern *b* und *c* ist über einen Zapfen an dem Stabe *h* geschoben, und kann durch letzteren so verschoben werden, dass der Schreibapparat mit *a* im Eingriffe ist oder nicht. Die Schieferstifte an *d,d* gehen über eine unter denselben hin bewegte Fläche *i* weg, welche durch den später zu beschreibenden Bewegungsmechanismus gleichförmig unter ihnen hin gezogen wird und eben so breit ist als der Abstand zweier Stifte *d,d* von einander. Da *b* 6 mal so viel Zähne hat als *a*, so wird bei einer vollen Umdrehung von *a*, d. h. wenn der Wind einen Kreislauf nach allen Himmelsgegenden vollendet hat, einer von den Stiften *d* sich über die ganze Breite der Fläche hin bewegt haben; indem derselbe dann bei fortgesetzter Drehung des Windes die Zeichenfläche auf der einen Seite verlässt, tritt auf der entgegengesetzten Seite der darauf folgende Stift in die Fläche, und es wird daher stets ein Stift auf der Fläche sich befinden. Würde die Zeichenfläche nicht fortbewegt, so würde jeder Stift für eine volle Umsetzung des Windes einen Kreisbogen über dieselbe beschreiben, dessen Halbmesser dem Abstande des Stiftes von der Drehungsaxe gleich ist, würde dagegen der Stift ruhen und die Zeichenebene sich fortbewegen, so würde der Stift eine gerade Linie auf derselben beschreiben; da nun aber beide Bewegungen vereinigt statt finden, so wird der Stift eine durch beide bestimmte krumme Transversallinie beschreiben, in welcher zu einem jeden Punkte leicht die

Zeit, für welche er die Windrichtung angibt, durch die Entfernung vom Anfangspunkte der Zeichenebene, und die zu dieser Zeit stattgehabte Windrichtung durch den Abstand von den beiden Seitenlinien der Zeichenebene aufgefunden werden kann. Wenn die Stifte *d* auf der einen Seite von der Zeichenebene weg gehen, so gelangen sie auf die beiden die Zeichenebene begrenzenden Leitbogen *h,k*, die etwas höher liegen, und theils deshalb, theils um immer den zum Schreiben nöthigen Druck auszuüben, sind die Zeichenstifte federnd an der unteren Scheibe *c* befestigt.

Zur Aufzeichnung der Windgeschwindigkeit ist an das Stirnrad *e* von 20 Zähnen das Zahnrad *f* von 200 Zähnen und 10,9 Zoll Durchmesser angeschoben, welches sich um die hohle Welle dreht, durch welche *b* und *c* mit einander verbunden sind, und welches $5\frac{1}{7}$ Zoll von einander abstehend 6 in Federn hängende Kapseln *g,g* für Schieferstifte führt. Die letzteren befinden sich in etwas grösserer Entfernung von dem Mittelpunkte der Umdrehung als die Stifte *d,d* und werden daher durch die von der ihrigen unabhängige Bewegung der ersteren nicht beeinträchtigt. Die Schieferstifte *g,g* beschreiben auf der Zeichenebene ebenfalls Bogen, wie die Stifte *d,d*, sie bewegen sich jedoch natürlich immer nur nach einer Richtung zu, während die Bewegungsrichtung der Stifte *d,d* von der Windrichtung abhängt. Hat sich ein Stift *g* von der einen Seite der Zeichenebene nach der entgegengesetzten bewegt, oder das Rad *f* $\frac{1}{6}$ einer Umdrehung vollendet, so wird sich *e* $1\frac{2}{3}$ mal, folglich *C* $2036\frac{2}{3}$ mal herumgedreht haben. Würde nun die Zeichenebene ruhen, so würde bei fortgesetzter Umdrehung von *C* der zunächst eintretende Stift einen Bogen auf ihr beschreiben, welcher mit dem des vorhergehenden zusammenfällt; rückt dagegen die Zeichenebene regelmässig vorwärts, so tritt der nächste Stift auf der entgegengesetzten Seite in einem Abstande von der ersten Linie in dieselbe ein, welcher der Zeit entspricht, innerhalb welcher die Flügelwelle $2036\frac{2}{3}$ Umdrehungen machte. Soll daher für irgend einen bestimmten Zeitraum die Anzahl der stattgehabten Umdrehungen der Flügelwelle *C* aufgefunden werden, so wird in dem Stücke der Zeichenebene, welches während des Zeitraumes unter dem Schreibapparate war, die Anzahl der vollen Bogen gezählt, welche die Stifte *g* aufgezeichnet haben, und für jeden $2036\frac{2}{3}$ Umdrehungen gerechnet, und dann nach Verhältniss des etwa noch vorhandenen Bogenstücks zur Länge eines Bogens von 60 Grad die entsprechende Anzahl Umdrehungen zugefügt.

Die Zeichnung gibt noch eine Vorrichtung an, welche, wenn auch nicht zum Anemographen gehörig, doch hier zugleich mit erwähnt werden mag; es ist dies ein Thermograph, eine Vorrichtung zum Aufzeichnen der stattfindenden Temperatur. Auf der Spitze der Spindel, um welche sich das Schreibwerk dreht, steht drehbar der eiserne Stab *l*, der oben in dem Balken D_3 sein Zapfenlager hat; unterhalb ist er mit dem Doppelarme *m* versehen, an dessen Ende federnd die Rothstifte *n,n* diametral gegenüber stehend angebracht sind; oberhalb ist an denselben die einzöllige Messingwalze *o* angeschoben, an welcher ein Messingdraht und ein Spannhebel *q* befestigt ist; der Messingdraht läuft von *o* aus über zwei über einander stehende Röllchen *p* und ist so an der äusseren Wand des Thurmes herauf und herunter gezogen, dass er einen 25 Fuss langen Doppelzug bildet. Durch das Gegengewicht *s*, dessen Schnur über die Rolle *r* nach dem Spannhebel *q* geht, wird der ganze Drahtzug

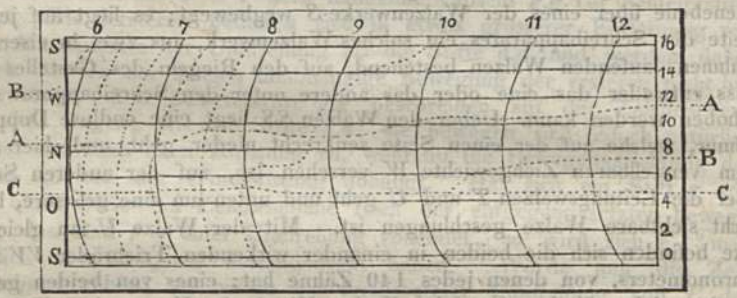
in der erforderlichen Spannung erhalten. Wenn man nun die Ausdehnung des Messingdrahtes zu 0,001885 annimmt, so wird sich der Draht für 64° *R.* Temperaturdifferenz um $\frac{5}{11}$ Zoll ausdehnen, und die Stifte *n* werden vermöge des Verhältnisses der Hebelarme von *o* und *m* einen Bogen von 5 Zoll beschreiben. Wird nun der Arm *m* an dem Stabe *l* so befestigt, dass sich *n* bei 0° Temperatur gerade in der Mitte der Schreibebene befindet, so wird durch eine Zunahme oder Abnahme der Temperatur der Stift *n* nach der einen oder anderen Seite desto mehr getrieben, je grösser die Temperaturdifferenz ist, und es wird daher durch die Linien für Windrichtung und Windkraft eine rothe Linie für die Temperatur hindurchgezeichnet werden.

Das Uhrwerk zum Treiben der Zeichenebene für den Schreibapparat ist in *Fig.* 10 unter *R* abgebildet. Durch dasselbe wird die Zeichenebene über eines der Walzenwerke *S* wegbewegt; es liegt auf jeder Seite des Schreibapparates ein solches Walzenwerk, aus zwei in eisernen Rahmen laufenden Walzen bestehend, auf den Riegeln des Gestelles so, dass entweder das eine oder das andere unter den Schreibapparat geschoben werden kann. Ueber den Walzen *SS* liegt eine endlose Doppelschnur, welche auf der einen Seite senkrecht nieder geht und hier mit dem verstellbaren Ziehgewichte *W* versehen ist, auf der anderen Seite über die Leitungswalzen *T* und *U* geht und unten um eine grössere, hier nicht sichtbare Walze geschlungen ist. Mit der Walze *U* an gleicher Axe befinden sich die beiden in einander wirkenden Triebräder *VV* des Chronometers, von denen jedes 140 Zähne hat; eines von beiden greift in das siebenzähnige Getriebe *X* des Mittelrades *Y* von 120 Zähnen, und dieses in das siebenzähnige Getriebe *Z* des Steigrades A_1 von 40 Zähnen, welches durch den englischen Haken B_1 von dem Secundenpendel C_1 regulirt wird. Die Walzen des Walzenwerkes *S* bewegen sich daher in $\frac{42.120.140}{7.7}$ Secunden, d. h. in 4 Stunden einmal um ihre Axe, und da ihr Umfang 7,2 Zoll beträgt, so senken sich die Ziehgewichte *W* in 5 Stunden um 9 Zoll oder in $2\frac{1}{2}$ Tagen um 9 Fuss; sind sie auf diese Art im tiefsten Punkte angekommen, so werden sie abgenommen und oben wieder angeschraubt, wodurch das Aufziehen der Uhr ersetzt wird.

Die Fläche, auf welche die Veränderungen des Windes aufgezeichnet werden sollen, ist ein $5\frac{1}{2}$ Zoll breiter, etwa 120 Zoll langer Streifen von Schieferpapier, d. h. Papier, das mit einem Gemisch von Bimsstein, Eiweiss, Russ u. s. w. angestrichen und glatt gewalzt ist, um die Linien vom Schiefer aufzunehmen und sie leicht vertilgbar zu machen. Wird ein solcher Streifen an die endlosen Schnuren gelegt und befestigt, so rückt jeder Punkt desselben in einer Stunde um 1,8 Zoll vorwärts und herab, und wenn das Walzenwerk *S* unter den Schreibapparat gerückt wird, so nimmt die unter dem letzteren befindliche Stelle desselben die drei Liniensysteme auf, nämlich bogenförmige Transversallinien vom Stifte *d* für die Windrichtung, bei denen Süd zu beiden Seiten, Nord in der Mitte der Scale liegt, ferner bogenförmige Transversalen, deren Tangenten mit den auf den ruhenden Streifen gezogenen Bogen desto spitzere Winkel machen, je geschwinder der Wind weht, für Registrirung der Umdrehungszahl der Flügelwelle, und eine gewöhnlich sanft gekrümmte Linie vom Stifte *n* zur Bestimmung der Temperatur. Während

die Aufzeichnung auf den Streifen des einen Walzenwerkes erfolgt, kann der vollgeschriebene Streifen von dem andern weggenommen und durch einen neuen ersetzt werden, wobei jedesmal die Zeit des Einrückens des neuen und des Ausrückens des alten aufzumerken ist. — Wird der ganze Schreibapparat an den Rädern *a* und *e* abgerückt, so ist beim Einrücken Sorge zu tragen, dass die Verbindung von *a* und *b* gerade an einer solchen Stelle geschieht, dass einer von den Stiften *d*,*d* bei Südwind an der Seite des Streifens und bei jedem andern Winde an der entsprechenden Stelle sich befindet.

Das Ablesen der absoluten Elemente für die Veränderung des Windes und der Temperatur erfolgt nach des Verfertigers Angabe durch ein auf den durchgegangenen Papierstreifen aufgelegtes Netz, welches beistehender Holzschnitt ungefähr in halber natürlicher Grösse verdeut-



licht, wobei jedoch noch zu erwähnen ist, dass das wirkliche Netz eine grössere Länge hat, als hier gezeichnet werden konnte. Des Netz besteht aus einem Rahmen, in welchem parallel mit der Länge 16 Faden (doppelt so dicht als die Abbildung zeigt) eingezogen und in Abständen von 1,8 Zoll durch Bogen von Draht mit 5 Zoll Halbmesser durchkreuzt werden. Die parallelen Längenfaden entsprechen den Windrichtungen, welche durch die links angeschriebenen Buchstaben bezeichnet werden. Das Netz ist auf den Streifen so zu legen, dass die Endpunkte der aufgezeichneten Transversallinien durch die beiden äussersten Parallelen gedeckt werden, und dass der erste Draht über einen Punkt fällt, an welchem sich gerade zu einer vollendeten Stunde der Zeichenstift befand. Entspreche z. B. der erste Drahtbogen links dem mit Beginn der sechsten Stunde aufgetragenen Curvenanfange, so werden die rechts folgenden dann für die Stunden gelten, welche oberhalb angeschrieben sind, nämlich für die siebente bis zwölfte, und es kann nun in der vorliegenden Figur keine Undeutlichkeit weiter darüber herrschen, dass in Folge des Verlaufes der Linie *AA*, welche die Windrichtung angibt, um 6 Uhr der Wind aus *NNW*, um 12 Uhr dagegen aus *WNW* und zu allen zwischenliegenden Zeiten nach der Lage der Punkte in *AA* wehte.

Was ferner die Bestimmung der Temperatur betrifft, so ist die Berechnung der Drahtlänge so geführt worden, dass der Stift *n* bei einer Temperaturveränderung von 8° *R.* um ein Bogenstück vorrückt, welches zwischen den Abstand zweier Parallelen *N* und *NO* oder *N* und *NW* u. s. w. eingeschoben werden kann. Ist daher *n* bei einer Temperatur von 0° auf die Linie *N* eingestellt worden, so entsprechen die Linien *NW* — *S* — *SW* — *S* den Wärmegraden 8 — 16 — 24 — 32 und die

Linien $NO - O - SO - S$ den Kältegraden 8 — 16 — 24 — 32; der Verlauf der Temperaturlinie CC und namentlich ihre Entfernung von der Linie N wird daher eben so erlauben, für die einzelnen Zeitmomente die stattgehabte Temperatur anzugeben, als es durch die Linie AA möglich wird, die Windrichtung abzunehmen.

Der Ablesung der Windgeschwindigkeit durch das angeführte Netz liegt nach des Verfertigers Angabe die Voraussetzung zu Grunde, dass die Lufttheilchen stets einen gleich grossen Weg in der Richtung der Windfahne zurücklegen, wenn sich die Flügelwelle einmal um ihre Axe dreht, oder dass für die Windgeschwindigkeit v und die Umdrehungszahl n der Flügelwelle $v = bn$ sei, wo b einen durch Versuche oder Rechnung zu bestimmenden Coefficienten bedeutet. Frank bestimmt den Stosspunkt der Flügel für eine Flügellänge $= q$ und für die Entfernung des Flügels von der Axe $= p$ durch die Formel:

$$\frac{p^2 + pq + \frac{1}{3}q^2}{p + \frac{1}{2}q}$$

zu 18 Zoll, und bekommt daher den Weg des Flügels bei einer Umdrehung = 113,13 Zoll, welchen er gleich dem Wege des Windes setzt, und daher folgert, dass eine Umdrehung von e oder 1222 Umdrehungen der Flügelwelle C einem Gesammtwege des Windes von 960 Ruthen, und der sechste Theil einer Umdrehung von f oder 2036⅔ Umdrehungen von C einem Gesammtwege des Windes von 1600 Ruthen entsprechen. Hiernach würde ein einmaliges Ueberstreichen der Zeichenebene durch den Stift g einen Weg des Windes von 1600 Ruthen ausdrücken, und Theile einer durch g gezogenen Transversale dadurch abgenommen werden, dass, wenn sich ein solcher von der unteren Linie S bis zur Linie $SO - O - NO - N - NW - W - SW - S$ erstreckt, dafür als zurückgelegter Weg des Windes anzusehen ist

200, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1400, 1600 Ruthen,

eine Abnahme, welche durch die rechts angeschriebenen Zahlen erleichtert wird. Hiernach würde in der Abbildung durch die Geschwindigkeitscurve BB in der siebenten Stunde als Weg des Windes gefunden werden

von 100 — 1600	:	1500 Ruthen
eine volle Transversale	:	1600 -
von 0 — 800	:	800 -
Gesammtweg	:	3900 -

Für die achte Stunde dagegen:

von 800 — 1600	:	800 Ruthen
eine volle Transversale	:	1600 -
von 0 — 600	:	600 -
Gesammtweg	:	3000 -

Für die neunte Stunde dagegen von 600 bis 1240 oder 640 Ruthen u. s. w.

Bei dieser Methode des Ablesens ist zuerst zu bemerken, dass sie nicht in vollem Einklange mit der Einrichtung des Schreibwerkes selbst steht; beschreiben die Stifte d einen Bogen mit einem Halbmesser von 5 Zoll, so wird das angegebene Netz allerdings zu genauer Abnahme der Windrichtung, aber auch nur zu dieser benutzt werden können, denn die Stifte g beschreiben Bogen mit mehr als 5 Zoll, etwa 5½ Zoll Halbmesser, setzen also ein Netz voraus, dessen Bogen ebenfalls mit 5½ Zoll Halbmesser construirt sind, und da, nach der Richtung der Bewegung

der Zeichenebene *i* betrachtet, die Stifte *g* den Stiften *d* immer um einen halben Zoll vorausgeeilt erscheinen, so sind für ein vollständiges Netz zum Abnehmen der absoluten Werthe der aufgetragenen Linien von den Mittelpunkten, aus welchen die Bogen in der oben stehenden Figur beschrieben wurden, noch Bogen mit $5\frac{1}{2}$ Zoll Halbmesser zur Abnahme der Windgeschwindigkeit zu beschreiben. Werden nun nach FRANK's Angabe die Bogen von 5 Zoll Halbmesser an dem einfachen Netze auch zur Abnahme der Windgeschwindigkeit benutzt, so wird (ohne den Fehler zu erwähnen, welcher durch die Abweichung der Bogen mit grösseren und kleinerem Halbmesser hervorgebracht wird) die ganze Reihe der Windgeschwindigkeitsveränderungen um $16\frac{2}{3}$ Minuten gegen die Zeit, in welcher sie wirklich statt fanden, vorgerückt, sobald das Netz nach der Zeit aufgelegt wird, welche zu der aufgezeichneten Windrichtung gehört, und Windgeschwindigkeit und Windrichtung sind dann nicht mehr als zusammengehörig zu betrachten. — Etwas ähnliches lässt sich in Bezug auf die Abnahme der aufgezeichneten Temperatur anführen, erscheint aber wegen der weniger starken Variationen bei denselben von minderer Wichtigkeit. Offenbar würde übrigens das Netz zum Abnehmen der Linien, wenn es mit den angeführten Bogen versehen werden soll, besser durch aufgerissene oder aufgezeichnete Linien auf einer durchsichtigen oder durchscheinenden Platte von Glas oder Copirpapier hergestellt werden können, und es würde dasselbe in jedem Falle grössere Genauigkeit gewähren, als das mit Drahtbogen und eingezogenen Faden gebildete.

Da ferner die Flügelwelle in fester Verbindung mit der Windfahne sich befindet, so wird auch die von der ersteren bewegte Spindel *I* ausser der Bewegung, durch welche die Windgeschwindigkeit gemessen werden soll, auch noch eine drehende Bewegung gleichzeitig mit der Windfahne erhalten, welche eben so durch *e* auf *f* wirkt, wie die von der Windgeschwindigkeit hervorgerufene Drehung der Flügelwelle. Die Linie *BB* kann daher nur dann als Repräsentant der Bewegung der Flügelwelle betrachtet werden, wenn die Windfahne immer gleiche Richtung hält, also *AA* eine gerade, mit den Kanten des Streifens *i* parallel gerichtete Linie ist; in jedem anderen Falle ist die Linie *BB* erst nach den Formen von *AA* zu corrigiren. Die Art dieser Correction lässt sich leicht durch die Betrachtung finden, dass sich *I* in derselben Richtung und mit derselben Winkelgeschwindigkeit dreht, als *K*, und dass durch eine Umdrehung von *a* das Rad *b* um den sechsten Theil, durch eine Umdrehung von *e* dagegen *f* um den zehnten Theil seines Umfanges gedreht wird. Macht nun *a* in einer bestimmten Zeit eine ganze Umdrehung von *S* über *O*, *N* und *W* nach *S*, so macht *e* ebenfalls eine ganze Umdrehung, *f* rückt daher um $\frac{1}{10}$ einer ganzen Umdrehung in Folge der Veränderung der Windrichtung vorwärts, und *g* beschreibt daher einen Bogen zu viel, welcher nach der oben angegebenen Art der Abnahme einem Wege des Windes von 960 Ruthen entspricht; es ist daher auch unter der angegebenen Voraussetzung von dem für die bestimmte Zeit gefundenen Wege des Windes 960 abzuziehen, um die Angabe von dem Einflusse der Windrichtung frei zu machen; hätte dagegen die Umdrehung des Windes in dieser Zeit von *S* über *W*, *N* und *O* nach *S* statt gefunden, so hätte *f* $\frac{1}{10}$ Umdrehung wieder zurückgemacht, und die 960 Ruthen würden dann zu dem mit dem Netze abgenommenen Resultate hinzugerechnet werden müssen. Es lässt sich diese Correction, bloss

auf die Gestaltung der aufgezeichneten Linien A und B bezogen, auch so aussprechen, dass, wenn sich in einer bestimmten Zeit die Linie A um den Abstand zweier hier aufgezeichneten Parallelen nach oben oder nach unten wendet (z. B. von N nach NW, oder von N nach NO), dann von der für dieselbe Zeit geltenden Angabe der Linie B entweder 120 abgezogen oder zu derselben 120 hinzugerechnet werden müssen.

Endlich ist zu bemerken, dass die Abnahme der Windgeschwindigkeit nach der Frank'schen Methode auf einer offenbar irrigen Voraussetzung beruht; denn wäre mit Beibehaltung der obigen Bezeichnung $v = bn$, so würde auch $n = \frac{v}{b}$ sein und für einen noch so kleinen Werth von v einen Werth erlangen, der grösser als Null ist, d. h. eine noch so geringe Geschwindigkeit des Windes würde schon im Stande sein, der Flügelwelle eine, wenn auch kleine, doch merkbare Bewegung mitzutheilen, was der Erfahrung widerspricht, indem der Wind jedenfalls schon eine ziemlich merkbare Geschwindigkeit erlangen muss, bevor er die Bewegungshindernisse der Flügelwelle überwinden kann. Dies ist schon bei dem im folgenden Artikel zu erwähnenden Woltmann'schen Flügel der Fall, um so mehr daher hier, wo die Flügelwelle einen ganzen Mechanismus in Bewegung zu setzen hat. Der Zusammenhang von v und n ist daher (wenigstens in den Fällen, wo man höhere Potenzen von n vernachlässigen kann) durch die Formel

$$v = a + bn$$

auszudrücken, wobei a ein vorzüglich von den Bewegungshindernissen in der Vorrichtung selbst abhängiger Coefficient ist und zugleich die Geschwindigkeit ausdrückt, welche der Wind jedenfalls erreichen muss, bevor der Apparat in Bewegung kommt. Die beiden Coefficienten a und b sind für jeden Anemographen durch Versuche besonders zu bestimmen; sie sind von Zeit zu Zeit zu prüfen, da in dem Anemographen selbst durch Einwirkung von Feuchtigkeit, Staub u. s. w. Veränderungen vorgehen, welche auf die Grösse von a und b Einfluss üben, ja für genaue Abnahme würde sogar der Einfluss veränderter Temperatur und veränderten Luftdruckes auf die Grösse von a und b bestimmt werden müssen, was durch Rechnung geschehen kann (s. ANEMOMETER). Die Bestimmung von a und b unter gegebenen Umständen würde aber am besten so erfolgen können, dass man die gleichzeitige Einwirkung mehrerer stetig vorhandenen Luftströmungen von verschiedener Geschwindigkeit auf den Anemographen und auf ein Anemometer beobachtet, welches zur Bestimmung der Windgeschwindigkeit eingerichtet ist, und den Zusammenhang zwischen dem von dem ersten Instrumente gegebenen n und dem von dem zweiten gegebenen v auf dieselbe Art ableitet, wie die Formel für den Woltmann'schen Flügel berechnet wird (s. ANEMOMETER).

Die richtige Bestimmung der Windgeschwindigkeit bei verändertem Werthe von a und b macht es nun wünschenswerth, dass durch das aufgelegte Netz die Anzahl der Umdrehungen der Flügelwelle und nicht, wie nach Frank's Methode, der Weg des Windes in Ruthen bestimmt werde. Zu dem Ende ist die Eintheilung des Räderwerkes so zu treffen, dass g ein Sechstel des Kreisumfanges überstreicht, wenn die Flügelwelle etwa 1600 Umdrehungen gemacht hat. Die Anzahl der Umdrehungen der

Flügelwelle in einer bestimmten Zeit lässt sich durch den Verlauf der Linie *B* zwischen den Parallelen eben so bestimmen, wie nach der Frank'schen Methode der Gesammtweg, und es ist mit einem Netze von mehreren zwischen die Stundenbogen eingetragenen Bogen auch möglich, die Zeit zu bestimmen, in welcher die Flügelwelle gar keine Bewegung empfing, indem während dieser Zeit die Linie *BB* parallel mit den Linien *NN*, *SS* u. s. w. gerichtet ist. Gibt nun z. B. während einer Stunde der Anemograph *N* Umdrehungen der Flügelwelle an, und hat in dieser Stunde während *t* Minuten Windstille geherrscht, so wird, wenn *a*, *b* und *v* für Fusse und Secunden bestimmt sind, *V* dagegen den Gesammtweg des Windes in einer Stunde in Ruthen (à 12 Fuss) ausdrückt, erhalten werden:

$$V = 5a(60 - t) + \frac{bN}{12},$$

wobei jedoch eine Windgeschwindigkeit, die kleiner als *a* ist, für das Instrument einer Windstille gleich wirkt und in *V* daher nicht mit enthalten ist. Die durchschnittliche Windgeschwindigkeit v_1 für diese Stunde ist daher in Fussen:

$$v_1 = \frac{a(60-t)}{60} + \frac{bN}{3600}$$
$$= 0{,}01667\,a(60 - t) + 0{,}0002778\,bN.$$

Diese Durchschnittsgeschwindigkeit wird auch dann die wahre Geschwindigkeit des Windes für einen Zeitraum sein, wenn während desselben der Wind stetig und ohne Geschwindigkeitsveränderung wehte. Dass dies aber der Fall war, gibt die Linie *BB* dadurch zu erkennen, dass die Tangente, welche man an irgend einen Punkt der Linie *B* ziehen kann, mit der Tangente an dem entsprechenden Punkt in dem die Zeit bestimmenden Bogen des Netzes einen Winkel bildet, welcher eben so gross ist, als der Winkel der Tangenten für irgend zwei andere entsprechende Punkte in beiden Bogen, oder dass die Grösse des Abstandes der einzelnen Punkte in dem Bogen *BB* von dem die Zeit bestimmenden Bogen, in der Richtung der Parallelen *NN*, *SS* u. s. w. gemessen, in demselben Verhältnisse steht, als die zwischen den untersuchten Punkten liegenden Bogenlängen. (Der Frank'sche Anemograph ist beschrieben und abgebildet in den Verhandlungen des preussischen Gewerbevereins. Jahrgang 1831. S. 257 u. ff.)

2) Das selbst registrirende Anemometer (engl. *self-registering anemometer*) von Whewell, welcher bei Bestimmung der Windgeschwindigkeit von derselben falschen Voraussetzung ausgeht, wie Frank, ohne dass das Instrument, da bei demselben die Zeit nicht aufgezeichnet wird, ein Mittel der Verbesserung an die Hand gibt. Bei diesem Anemographen befindet sich an einer Windfahne ein aus mehreren Flügeln bestehendes Windrad so, dass seine Drehungsaxe in die Ebene der Windfahne fällt; die drehende Bewegung, die es unter Einwirkung des Windes annimmt, wird durch eine Verbindung mehrerer Räder bedeutend verlangsamt und auf einen vertikal beweglichen Stab mit einem Zeichenstifte so übergetragen, dass sich der letztere bei 10000 Umdrehungen des Windrades um $\frac{1}{20}$ Zoll niederwärts bewegt. Der Zeichenstift berührt die Oberfläche eines weiss angestrichenen Cylinders, in dessen verlängerter Axe die Axe für die Windfahne liegt. Auf der Oberfläche des Cylinders sind die Himmelsgegenden aufgetragen, und der Zeichenstift kann daher

durch seine Lage gegen dieselben die Windrichtung aufzeichnen, während die Windgeschwindigkeit (unter der Voraussetzung einer Proportionalität zwischen der Anzahl der Umdrehungen des Windrades und dem Gesammtwege des Windes) mit Vernachlässigung der Zeit aus der Tiefe, um welche der Stift unter seinen ersten Stand niedersteigt, für jede einzelne Windrichtung geschlossen werden soll. (*London and Edinburgh Philos. Journ.* 1837. *Nov. p.* 474. und *Transact. of the Cambridge philos. soc. Vol. VI.*)

3) Leupold's Anemograph, ein Theil des von ihm angegebenen *Aërometrum universale*. An der Axe der Windfahne ist unten eine Trommel, welche mit einer zweiten vollkommen gleichen, neben ihr stehenden durch ein endloses Band verbunden ist. An einem Punkte dieses Bandes ist ein Zeichenstift befestigt, welcher bei Umdrehung der Trommel einen theilweise geraden, theilweise halbkreisförmig gekrümmten Weg beschreibt; an der Stelle, wo er die geradlinige Bahn durchläuft, geht er quer über einen Papierstreifen, auf welchen in 4 Linien die 4 Windrichtungen aufgetragen sind und welcher seiner Länge nach in jeder Stunde um 1 Zoll durch ein Uhrwerk fortgezogen wird. Während daher der Frank'sche Schreibapparat gekrümmte Linien zieht, beschreibt der Leupold'sche gerade Linien für die Windrichtung. Die Windgeschwindigkeit wird direct nicht, sondern vielmehr der Druck des Windes bestimmt. Zu dem Ende ist die Windfahne mit einer Tafel versehen, die sich nach der Richtung ihrer Länge verschieben lässt, aber durch ein Gewicht desto stärker zurückgezogen wird, je weiter sie vorwärts geschoben war. Von dieser Tafel geht eine Schnur durch die hohle Axe der Windfahne, welche einen Zeichenstift nach der Stärke des Windes mehr oder weniger hebt und senkt; der letztere hinterlässt auf einem an ihm vorüber bewegten Papierstreifen ebenfalls Spuren seiner Stellung in jedem Zeitpunkte. (*Leupold, Theatrum staticum universale.* Leipzig 1726. p. 303.)

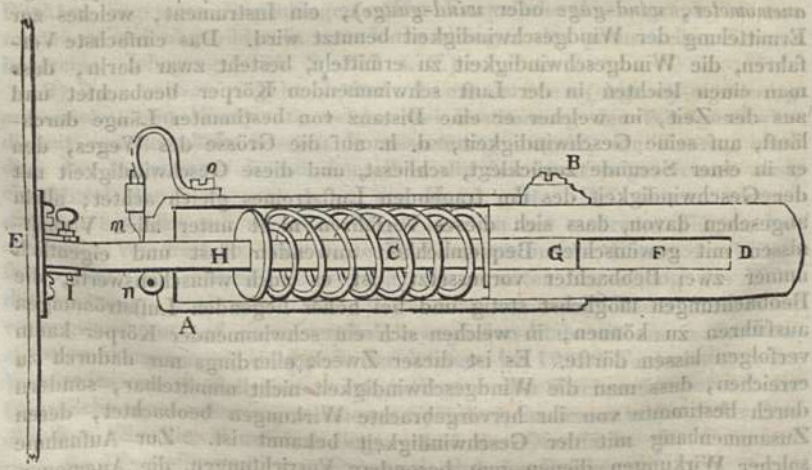
4) Osler's Anemograph gleicht dem Leupold'schen, nur ist das endlose Band beim Aufzeichnen der Windrichtung durch eine Zahnstange, und das Gewicht, durch welches die vom Winde getroffene Ebene zurückgezogen wird, durch ein paar Stahlfedern ersetzt. (*London and Edinburgh phil. Journ* 1837. *Novbr. p.* 474.) *Hülsse.*

Anemometer, Windmesser (fr. *anémomètre, anémoscope,* engl. *anemometer, wind-gage* oder *wind-gauge*), ein Instrument, welches zur Ermittelung der Windgeschwindigkeit benutzt wird. Das einfachste Verfahren, die Windgeschwindigkeit zu ermitteln, besteht zwar darin, dass man einen leichten in der Luft schwimmenden Körper beobachtet und aus der Zeit, in welcher er eine Distanz von bestimmter Länge durchläuft, auf seine Geschwindigkeit, d. h. auf die Grösse des Weges, den er in einer Secunde zurücklegt, schliesst, und diese Geschwindigkeit mit der Geschwindigkeit des ihn tragenden Luftstromes gleich achtet; allein abgesehen davon, dass sich dieses Verfahren nicht unter allen Verhältnissen mit gewünschter Bequemlichkeit anwenden lässt und eigentlich immer zwei Beobachter voraussetzt, ist es auch wünschenswerth, die Beobachtungen möglichst stetig und bei höher liegenden Luftströmungen ausführen zu können, in welchen sich ein schwimmender Körper kaum verfolgen lassen dürfte. Es ist dieser Zweck allerdings nur dadurch zu erreichen, dass man die Windgeschwindigkeit nicht unmittelbar, sondern durch bestimmte von ihr hervorgebrachte Wirkungen beobachtet, deren Zusammenhang mit der Geschwindigkeit bekannt ist. Zur Aufnahme solcher Wirkungen dienen nun besondere Vorrichtungen, die Anemome-

ter, und man kann je nach dem Princip, welches der Einrichtung dieser Anemometer zum Grunde liegt, folgende Arten unterscheiden: *A.* Anemometer, wo eine einzige Fläche die Wirkung des Windes aufnimmt, und entweder sich selbst parallel oder nicht sich selbst parallel in der Richtung des Windes fortrückt, oder in eine solche Lage gebracht wird, dass die Windströmung rechtwinklig auf sie wirken muss; diese Fläche kann entweder die Oberfläche eines festen oder eines flüssigen Körpers sein; sie befindet sich aber in einer solchen Verbindung mit anderen Theilen, dass sie bei weiterem Vorrücken einen grösseren Widerstand zu überwinden hat, dann still steht, wenn der von ihr aufgenommene Druck des sich bewegenden Windes dem Widerstande gleich ist, und bei vermindertem Drucke entweder wieder zurückgeht, oder durch eine Sperrvorrichtung in ihrer Lage gehalten wird. — *B.* Anemometer, bei welchen der Wind auf eine radähnliche Verbindung mehrerer Flächen wirkt, welche sich um eine rechtwinklig auf oder parallel mit der Windrichtung liegende Axe drehen können, und die entweder auf einen zu überwindenden Widerstand so wirken, dass sie durch einen Wind von bestimmter Geschwindigkeit nur bis zu einem bestimmten Punkte bewegt werden können, oder so lange in Bewegung bleiben, als der Wind in Bewegung ist, und durch ihre verschiedene Umdrehungsgeschwindigkeit einen Schluss auf die Windgeschwindigkeit gestatten. — *C.* Anemometer, wo aus der Abweichung eines durch einen Windstrom frei niederfallenden Körpers von der Vertikallinie auf die Grösse der Windgeschwindigkeit geschlossen wird, ein Princip, welches sich der zuerst angegebenen Methode der Berechnung durch einen in der Luft schwimmenden Körper am meisten nähert. — *D.* Anemometer, die auf anderen Eigenschaften der Luft beruhen.

A. Anemometer, wo dem Winde eine einzige Fläche dargeboten wird.

1) Das Anemometer von Bouguer (s. dess. *Traité du Navire p.* 359. Dess. *Manoeuvre des vaisseaux, p.* 151. *Nollet, art des exper. t. III. p.* 62. und *J. E. Zeiher, methodus expedita veloc. venti absolutam determinandi, Novi Comment. Petrop. t. X. p.* 302.) besteht nach beistehender Abbildung aus einer Röhre *A*, welche an dem einen Ende mit



einem Boden versehen ist, in welchem sich eine vierkantige Oeffnung befindet, mit dem andern Ende über einen Cylinder *D* geschoben und an der entsprechenden Stelle durch die Schraube *B* an denselben befestigt ist. Durch die vierkantige Oeffnung desselben geht der Stab *EHG*, welcher von *E* bis *H* vierkantig, von *H* bis *G* rund und bei *H* mit einer die Röhre ziemlich ausfüllenden Scheibe versehen ist; der runde Theil dieses Stabes gleitet mit möglichst wenig Reibung in dem hohlen Theile *F* des Cylinders *D*, und zwischen der Scheibe *H* und dem inneren Ende des Cylinders *D* ist die Spiralfeder *C* eingespannt, welche den Stab immer aus der Röhre *A* hinauszuschieben sucht. An dem Ende *E* des Stabes ist eine Tafel von bestimmter Grösse (etwa einen Quadratfuss Flächenraum darbietend) genau rechtwinkelig auf *EG* mit einem durch eine Schraube festgehaltenen Futter *I* angeschoben, und damit durch das Gewicht derselben eine nicht zu grosse Reibung da entsteht, wo der Stab in das Rohr hineingeht, ist eine Reibungsrolle *n* angebracht, welche daher bei der Anwendung immer unten stehen muss; oberhalb ist durch die Schraube *o* der federnde Schreibstift *m* befestigt, der auf der Oberseite des Stabes *EH* durch eine Linie die Punkte bezeichnet, welche sich unter ihm hinbewegen, wenn *EH* in das Rohr eingeschoben wird. Es ergiebt sich nun leicht, dass durch tieferes oder weniger tiefes Einschieben des Cylinders *D* in das Rohr *A* der Spiralfeder *C* eine mehr oder weniger starke Spannung mitgetheilt werden kann, ferner dass, wenn das Instrument der Windströmung so dargeboten wird, dass die Richtung derselben rechtwinkelig gegen die Tafel oder parallel mit *EG* liegt, der Wind den Stab desto tiefer einzuschieben vermag, je grösser sein Druck und daher auch seine Geschwindigkeit ist, und dass der Stift dann eine vom Nullpunkte des Instrumentes beginnende Linie auf *EH* aufzeichnen wird, deren Länge die bei einem Versuche vorgekommene grösste Zusammendrückung bestimmt.

Wie gross der vom Winde auf die Tafel dabei ausgeübte Druck in ℔ u. s. w. ist, lässt sich durch einen einfachen directen Versuch bestimmen, und es dürfte angemessen sein, auf *EH* eine willkürliche Scale aufzutragen und die Theile derselben nach der directen Einwirkung von Gewichten zu bestimmen; um nun aus dem Drucke auf die Windgeschwindigkeit zu schliessen, muss der Zusammenhang beider bekannt sein; es steht aber nach Borda's Versuchen (s. WIND), die von B. Valz (*v. Zach Correspond. Astronom. Vol. X. p. 341*) mit der Methode der kleinsten Quadrate (s. BEOBACHTUNG) berechnet wurden, der Druck des Windes gegen eine Fläche im quadratischen Verhältniss mit der Windgeschwindigkeit und in einem etwas grösseren Verhältniss als der Flächenraum der gestossenen Fläche, so dass

$$y = 0{,}001289\,x^2 + 0{,}000050541\,x^3$$

ist, wenn x^2 die gedrückte Fläche in alten französischen Quadratzollen und y den Druck des Windes in alten Pariser Pfunden für eine Geschwindigkeit von 10 Fuss bedeutet. Werden diese Resultate auf preussisches Mass- und Gewichtssystem gebracht, so entsteht die Formel:

$$y = 0{,}001259\,x^2 + 0{,}00004773\,x^3,$$

und wird nun angenommen, dass die vom Winde gestossene Fläche gerade einen Quadratfuss gross ist, so würde für einen beobachteten Druck des Windes m in Pfunden die zugehörige Windgeschwindigkeit v durch die Formel gefunden werden

$$v = 20{,}152\sqrt{m}.$$

Eigentlich müsste für genaue Beobachtungen nun auch noch der Einfluss des Luftdruckes und der Lufttemperatur berücksichtigt werden, und es mag daher nur angeführt werden, dass die Borda'schen Beobachtungen bei 28″ Barometerstand und 4° *R.* Wärme angestellt wurden. Dass das mit dem Apparate verbundene Reibungshinderniss mit unter *m* begriffen sein muss, versteht sich von selbst.

Uebrigens lässt sich das Instrument auch für einen bestimmten gegenseitigen Stand des Rohres *A* und Cylinders *D* ganz mit Umgehung des Luftdruckes bloss für die irgend einer Angabe des Stiftes *m* entsprechende Windgeschwindigkeit dadurch justiren, dass man es mit bestimmter Geschwindigkeit stetig gegen die ruhende Luft bewegt, und dann den Einfluss für vollkommen gleich mit dem achtet, welchen die mit gleicher Geschwindigkeit gegen das ruhende Instrument sich bewegende Luft ausübt (vergl. später bei dem Woltmann'schen Flügel). Auf diese Art wurde der veränderte Smeaton'sche Drehapparat schon von Zeiher (a. a. O.) zur Justirung eines Bouguer'schen Anemometers benutzt.

Bei der Beobachtung mit dem Bouguer'schen Anemometer ist gehörig Sorge zu tragen, dass der Windstrom rechtwinkelig gegen die Tafel antrifft, weshalb eine Windfahne am Beobachtungsorte sich befinden muss; ist die Geschwindigkeit eines nicht stetig wehenden Windstromes während längerer Zeit zu ermitteln, so reicht das Aufzeichnen des Stiftes nicht hin, sondern es muss von einem Beobachter der Stand des Stabes *EH* unter *m* in regelmässig hinter einander folgenden Zeitintervallen, oder die Zeit, in welcher dieser Stand wechselt, aufgeschrieben werden.

2) Leupold's Windmaschine (*Theatr. mach. gen. Cap. XVIII. p.* 141) ist von dem vorhergehenden Anemometer dadurch verschieden, dass die bewegliche Fläche über einer Windfahne angebracht ist, sich also selbst immer in den Wind stellt, und nicht auf eine Feder wirkt, sondern an einer Schnur zieht, welche über eine Welle gelegt ist, von welcher aus über eine spiralförmige Bahn eine zweite Schnur nach einem Gewichte senkrecht nieder führt. Wird die bewegliche Stossfläche vom Winde zurückgedrückt, so wird durch die erste Schnur die Welle gedreht und die zweite Schnur kommt dann in grössere Entfernung von der Drehaxe, wodurch das Moment des Gewichtes sich vergrössert. Die Höhe, bis zu welcher das Gewicht gehoben wird, oder der Weg, den die bewegliche Stossfläche von ihrem Ruhepunkte ausgehend beschreibt, erlaubt (ähnlich wie vorher die Angabe des Stiftes *m*) einen Schluss auf die Grösse der Kraft, mit welcher der Wind drückt, und daher auch auf die Windgeschwindigkeit.

3) Das Anemometer von Hugh Hamell (*Philosoph. Mag. and Annals of Philos.* 1832. Febr. p. 100) benutzt als Widerstand gegen die Windkraft das Gewicht der gestossenen Fläche selbst, und vereinigt die Vorzüge des Bouguer'schen mit dem auf dem Principe des Pendels beruhenden Anemometer dadurch, dass der Parallelismus der gestossenen Fläche mit ihrer Ruhelage bei jeder Windgeschwindigkeit erhalten wird. Es geschieht dies durch Benutzung der Parallelbewegung *Fig.* 21 (Taf. I), aus welcher Figur in Verbindung mit dem oben abgedruckten Holzschnitte sich die ganze Einrichtung des Hamell'schen Anemometers

ergiebt. Denkt man sich AB horizontal und in der Richtung des Windes liegend, bei D die Stossfläche und bei O etwa ein Gegengewicht angebracht, so werden in ruhender Luft EF und GH vertikal stehen oder mit EG rechte Winkel bilden; sobald dagegen der Wind mit einer Kraft gegen die Stossfläche wirkt, welche grösser ist als das auf den Stosspunkt reducirte Moment der Reibung der beweglichen Theile (und dieses lässt sich hier sehr klein machen), so bewegt sich die Stossfläche nach C zu in eine der hier gezeichneten ähnliche Lage und das von H und F aus senkrecht niederwirkende Gewicht der ganzen beweglichen Vorrichtung, welches auf den Punkt F reducirt $= Q$ (in Pfunden ausgedrückt) sein mag, wird in zwei Theile zerlegt, von denen der eine in die Verlängerung der Linien GH und EF fällt und einen die Reibung bewirkenden Druck ausübt, der andere dagegen in die Verlängerung der Linie FH fällt und für den Zustand der Ruhe dem Drucke des Windes das Gleichgewicht halten muss. Ist daher bei G oder E ein Gradbogen angebracht, auf welchem für einen bestimmten Stand des Instrumentes der Winkel α als Erhebungswinkel von GH oder EF abgenommen wird, so ist mit Vernachlässigung des hier allerdings sehr gering zu machenden Reibungswiderstandes die dem Drucke des Windes entgegenwirkende Kraft $p = Q \tang. \alpha$, und daher, wenn die Stossfläche gerade einen preussischen Quadratfuss gross ist, nach dem bei Nr. 1. Angeführten, die Windgeschwindigkeit

$$v = 20{,}152 \sqrt{Q \tang \alpha}$$

in preussischen Fussen, woraus sich auch Q finden lässt, wenn sich das Instrument bei einer bestimmten Windgeschwindigkeit nur um einen bestimmten Winkel erheben soll; es ist nämlich

$$Q = \frac{v^2}{406 \tang \alpha}.$$

Uebrigens können die für verschiedene Werthe des Erhebungswinkels α geltenden Werthe von p auch direct durch Versuche bestimmt und aus diesen eine Scale berechnet werden, aus welcher unmittelbar zu jedem beobachteten Erhebungswinkel α für ein bestimmtes Instrument die Windgeschwindigkeit v gefunden werden kann.

4) Die anemometrische Windfahne oder das Diplanemometer von B. Valz (*de Zach. corresp. astron. Vol X. p.* 339). Sie beruht im Allgemeinen darauf, dass durch eine Windfahne zuerst die Richtung des Windes genau abgenommen, und dann die Kraft gesucht wird, durch welche die Windfahne in einer rechtwinkelig gegen die Windrichtung gelegenen Stellung erhalten werden kann; es ist also hier die Vermittelung jedes Uebertragungsmechanismus durch Zahnräder u. s. w. vermieden, und für einzeln anzustellende Beobachtungen scheint sich die Vorrichtung ganz besonders zu eignen. Die Fahne und zugleich auch die Stossfläche besteht aus einer kreisförmigen Metallscheibe, welche durch einen horizontalen Hebelarm mit der Spindel verbunden ist; auf der entgegengesetzten Seite ist an der Spindel ein Hebelarm von gleicher Länge mit dem ersten angebracht, welcher an seinem Ende eine Kugel als Gegengewicht für die Fahne trägt; der Windstoss auf die beiden Hebelarme ist hiernach gleich. Die Spindel geht in einer kupfernen Leitung durch das Dach des Beobachtungszimmers, ruht unten mit einem Zapfen in einer Pfanne, und ist unmittelbar über demselben mit einem Pfeile versehen, durch welchen auf einer darunter angebrachten Windrose

die Windrichtung genau angegeben wird; um auch die Grenzen der Richtungsveränderung in der Beobachtungszeit zu erhalten, steht an der Windrose zu jeder Seite des Pfeiles ein Laufzeiger. Ueber dem Pfeile ist ferner eine Rolle mit der Spindel verbunden, auf deren Spur eine Seidenschnur aufgewunden ist; die letztere geht über eine Leitrolle senkrecht nieder und kann nach Erfordern mit einer tiefer stehenden Federwage verbunden werden, deren Zeiger die Kraft bestimmt, mit welcher die Schnur angezogen werden muss, um die Windfahne in einer bestimmten Richtung und daher auch dem Drucke des Windes das Gleichgewicht zu halten. Hat man nun den mittleren Stand der Windfahne zu einer bestimmten Zeit beobachtet, so dreht man die Fahne um einen rechten Winkel herum und fixirt sie in dieser Stellung dadurch, dass man die Schnur mit der Federwage verbindet; die Angabe der Federwage lässt dann einen Schluss auf die Grösse des Druckes und der Geschwindigkeit des beobachteten Windes zu.

Es ist hierbei offenbar am vortheilhaftesten, die Dimensionen der unten angebrachten Rolle so einzurichten, dass durch die Angabe der Federwage gleich direct der Druck des Windes auf die Einheit der Stossfläche, die hier wieder ein preuss. Quadratfuss sein mag, bestimmt wird; ist daher r der Halbmesser der von dem Winde getroffenen Stossfläche, r_1 der Halbmesser der Kugel, welche der Windfahne das Gleichgewicht hält, R der Halbmesser der an der Spindel angebrachten Rolle, e der Abstand des Mittelpunktes der Stossfläche von der Umdrehungsaxe, e_1 der Abstand des Mittelpunktes der Kugel von der Umdrehungsaxe und S die Einheit der Stossfläche (also hier 1 Quadratfuss), so wird

$$R = \frac{\pi(er^2 - 0{,}4e_1r_1^2)}{S},$$

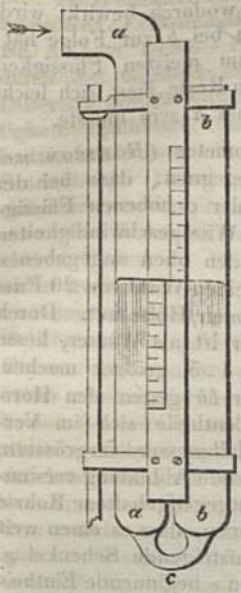
wobei $r^2\pi$ seiner Grösse nach wenig von S unterschieden sein darf. Wenn man für schwachen Wind grössere Genauigkeit und für starken Wind weniger schwankende Resultate verlangt, kann man zwei Rollen anbringen, von denen die eine etwa halb so gross, die andere doppelt so gross ist, als der berechnete Halbmesser fordert; man hat dann für geringe Windgeschwindigkeit die kleine, für grössere Windgeschwindigkeit die grössere Rolle zu wählen und die an der Federwage erhaltenen Resultate im ersten Falle doppelt, im zweiten halb zu nehmen. Ist die Federwage nach preussischen Pfunden justirt, und nennt man die jedesmalige corrigirte Angabe derselben p, so ist auch hier die Windgeschwindigkeit

$$v = 20{,}152\sqrt{p}.$$

Die unausgebildete Grundlage des Valz'schen Anemometers ist die Leupold'sche Windwage (*Theatrum mach. generale Cap. XVIII. p.* 144), bei welcher an einer horizontalen Welle ein senkrechter Arm mit einer dem Winde dargebotenen Stossfläche und ein wagerechter Arm mit einer Wagschale sich befindet. Das Moment des Windstosses auf die Stossfläche wird hier durch das in die Wagschale eingelegte Gewicht äquilibirt.

5) Das Anemometer von Dr. James Lind (*Philos. Transact.* 1775. *p.* 353. *Rees Encyclop.* Art. *Wind-gage Vol. XXXVIII.*), fälschlich auch wohl wegen seiner Aehnlichkeit mit dem Barometer Anemobarometer genannt, besteht nach dem beistehenden Holzschnitte aus zwei Glasröhren *aa*, *bb*, welche 8 — 9 Zoll lang und nicht unter 0,4 Zoll weit sind; sie stehen am unteren Ende durch ein Knierohr c von etwa $\frac{1}{10}$ Zoll Weite mit

einander in Verbindung und bilden so ein communicirendes Gefäss. Die eine Röhre *a* ist oben rechtwinkelig umgebogen, die andere *b* oberhalb mit einem Schutze versehen, um den Zutritt von Regen zu verhüten; zwischen beiden befindet sich verstellbar eine Scale, auf welcher von einem in der Mitte befindlichen Nullpunkte aus nach oben und unten für das Rohr *b* und *a* eine Eintheilung von Bruchtheilzollen u. s. w. aufgetragen ist. Beide Röhren sind übrigens in ein Gestell gefasst und auf einen hier nur angedeuteten Stab drehbar aufgestellt. Wird nun der Stab, welcher mit der Axe der Röhren parallel liegen muss, senkrecht gestellt, in das communicirende Gefäss Wasser oder eine andere Flüssigkeit gegossen und der Nullpunkt der Scale auf das Niveau der Flüssigkeit in beiden Schenkeln eingestellt, so wird, wenn die Oeffnung *a* dem Winde gerade entgegengekehrt wird, die verdichtete Luft innerhalb des Schenkels *a* einen Druck auf die Flüssigkeit in *a* ausüben, und dieselbe in *b* so lange zum Steigen bringen, bis der Druck der gehobenen Wassersäule gleich dem von dem Winde ausgeübten Drucke ist. Die Höhe dieser Wassersäule wird durch Summirung der auf beiden Eintheilungen abgelesenen Werthe erhalten, um den Einfluss einer nicht vollkommen gleichen Weite zu vernichten. Sind beide Schenkel ziemlich gleich weit, so wird sich auch der Einfluss der Capillarität compensiren. Dass der Wind die Oeffnung von *a* immer senkrecht trifft, wird durch Befestigung des Anemometers an die Ebene einer Windfahne am einfachsten erreicht; da aber der Wind selten mit gleicher Stärke anhaltend weht, und die Höhe der Flüssigkeitssäule daher starken Veränderungen unterworfen sein muss, so sind beide Schenkel durch das enge Rohr *c* mit einander verbunden, welches durch das von ihm bewirkte Bewegungshinderniss die schnell auf einander folgenden Oscillationen des Wasserspiegels in den beiden Schenkeln vermindert.



Bezeichnet *d* den Durchmesser der Röhre *a* in preussischen Zollen, *h* die Höhe der bei einer bestimmten Windgeschwindigkeit *v* gehobenen Flüssigkeitssäule, ebenfalls in preussischen Zollen, und γ das specifische Gewicht der in den Röhren befindlichen Flüssigkeit, so ist der auf die Flüssigkeit in *a* ausgeübte Druck *p* nach den unter Nr. I. angegebenen Sätzen:

$$p = \frac{v^2 d^2 \pi}{400}(0{,}001259 + 0{,}000023865\, d\sqrt{\pi}),$$

und wenn das Gewicht der gehobenen Flüssigkeitssäule ebenfalls $= p$ gesetzt wird, die Geschwindigkeit:

$$v = 55{,}0713\sqrt{\frac{h\gamma}{1 + 0{,}03359\, d}}$$

in rheinländischen Fussen, wo der Divisor unter dem Wurzelzeichen für ein bestimmtes Instrument auch constant bleibt. Bei sehr genauen Beobachtungen mit destillirtem Wasser ist γ nach der Temperatur des Wassers zu bestimmen, übrigens aber unter bestimmten Umständen, z. B. bei

Anwendung von Salzauflösung in Temperaturen, wo das Wasser frieren würde, besonders zu ermitteln.

Soll das Instrument wenigstens für das Maximum der vorgekommenen Windkraft registrirend wirken, so sind beide Röhren bis zu der oberen Oeffnung von *b* mit Flüssigkeit zu füllen, wodurch bewirkt wird, dass ein Sinken des Niveaus in *a* ein Ausfliessen bei *b* zur Folge hat; bei dem stärksten Windstosse ist daher auch am meisten Flüssigkeit aus *b* ausgeflossen und aus dem zurückgebliebenen Reste lässt sich leicht schliessen, wie gross für diesen stärksten Windstoss *h* sein musste.

6) Robison's verbessertes Lind'sches Anemometer (*Robison mechan. philos. III.* 707) soll dem Uebelstande begegnen, dass bei der beschriebenen Einrichtung die Höhenunterschiede der gehobenen Flüssigkeitssäulen selbst für schon ziemlich beträchtliche Windgeschwindigkeiten verhältnissmässig gering sind, so dass z. B. unter den oben angegebenen Verhältnissen für $\gamma = 1$ und $d = 0{,}4$ die durch einen Wind von 20 Fuss Geschwindigkeit gehobene Wassersäule nur 1,6 Linien Höhe hat. Durch Anwendung einer Flüssigkeit, die specifisch leichter ist als Wasser, liesse sich diese Höhe höchstens im Verhältniss von 4 : 5 grösser machen. Robison schlägt daher theils vor, dass das Rohr *bb* gegen den Horizont geneigt werde, wobei die anzusetzenden Scalentheile sich im Verhältnisse vom Sinus des Neigungswinkels zum Halbmesser vergrössern, theils giebt er dem Anemometer die durch beistehende Abbildung versinnlichte Einrichtung. Das dem Winde entgegengehaltene Rohr *d* ist auf die Länge *ef* so zusammengezogen, dass es einen weit kleineren Durchmesser hat als der aufsteigende Schenkel *g*. Neben dem engen Rohre liegt eine von *e* beginnende Eintheilung. Wird nun, während der Wind durchaus nicht auf das Instrument einwirkt, in den vertikal stehenden Schenkel *g* so lange Wasser eingefüllt, bis dasselbe bei *e* anlangt, so wird der Windstrom wie vorher auf die ihm dargebotene Stossfläche einwirken und in *g* eine Flüssigkeitssäule in die Höhe heben; es wird aber der Wasserspiegel in der engen Röhre dabei einen Weg zurücklegen, welcher um so vielmal länger ist als der Weg des Wasserspiegels in dem andern Schenkel, wie vielmal der Querschnitt des Rohres *g* grösser ist als der von *ef*. Bezeichnet daher d_1 den Durchmesser des engen Rohres *ef* und l den Weg, welchen der Wasserspiegel unter Einwirkung des Windes mit der Geschwindigkeit v in *ef* zurücklegt, so ist in der unter 5. angegebenen Formel statt h zu setzen $\left(\frac{d_1}{d}\right)^2 l$ und d_1 statt d, so dass

$$v = \frac{55{,}0713\, d_1}{d} \sqrt{\frac{l\gamma}{1 + 0{,}03359\, d_1}}$$

wird, wobei zu bemerken ist, dass, wenn bei dem Lind'schen Anemometer ein Fehler in der Abnahme von h begangen wird, welcher eben so gross ist als ein Fehler, welcher an dem Robison'schen Anemometer bei Bestimmung von l begangen wird, der Einfluss auf das Endresultat

im letzteren Falle viel geringer ist als im ersten, da im letzteren Falle nur ein Theil $= \left(\frac{d_1}{d}\right)^2$ von dem Beobachtungsfehler mit in Rechnung gezogen wird.

7) Wollaston's Differentialanemometer oder Differentialbarometer (*Philosoph. Transact.* 1829. *p.* 133. Poggend. *Annalen* 1829. *Bd. XVI. S.* 618). Bei demselben wird der Druck des Windes nicht durch das Gewicht einer einzigen Flüssigkeitssäule, sondern durch die Differenz der Gewichte zweier Flüssigkeitssäulen von verschiedener Dichtigkeit äquilibrirt, und daher der vorher angegebene Uebelstand des Lind'schen Anemometers noch vollkommener beseitigt als durch Robsion's Einrichtung. Es ist nämlich eine Glasröhre von $\frac{1}{4}$ Zoll Weite zu einem communicirenden Gefässe mit parallelen Schenkeln umgebogen und zu etwa 2 — 3 Zoll Höhe in jedem Schenkel mit Wasser gefüllt; jedes der oberen Enden der Röhre ist mit einem etwa 2 Zoll weiten kleinen Behälter verbunden, von denen der eine oben offen, der andere geschlossen und nur zur Seite mit einem offenen Rohre verbunden ist. In beide Behälter wird eine Flüssigkeit, die leichter als Wasser ist und sich mit Wasser nicht mischt, etwa Olivenöl, so eingegossen, dass in jedem Behälter etwa $\frac{1}{4}$ Zoll hoch Oel steht, und dass die Wasserspiegel in den beiden Schenkeln, wo sie das darauf ruhende Oel berühren, im Niveau stehen. Findet nun in dem verschlossenen Behälter eine Zusammendrückung der Luft dadurch statt, dass das in demselben befindliche Rohr dem Winde entgegengehalten wird, so wird der Wasserspiegel in dem mit dem verschlossenen Behälter verbundenen Schenkel niedergedrückt, in dem anderen Schenkel gehoben, und da dem niedersinkenden Wasserspiegel natürlich eine Oelsäule nachfolgt, so ist die dem Drucke des Windes entgegenwirkende Kraft gleich dem Gewicht der gehobenen Wassersäule vermindert um das Gewicht der gesunkenen Oelsäule, d. h. gleich dem Gewicht einer Flüssigkeitssäule, welche mit beiden gleiches Volumen und ein specifisches Gewicht gleich der Differenz der specifischen Gewichte der benutzten Flüssigkeiten besitzt. Ist daher γ_1 das specifische Gewicht der leichteren Flüssigkeit und d_2 die Weite des dem Winde dargebotenen Rohres, so ist für diesen Fall

$$v = 55{,}0713 \sqrt{\frac{h(\gamma - \gamma_1)}{1 + 0{,}033588\, d_2}},$$

da die unbedeutende Erniedrigung und Erhöhung des Niveaus in den beiden Behältern vernachlässigt werden kann. Bei Anwendung von Olivenöl und Wasser ist die Genauigkeit des Instrumentes 11 mal so gross als bei Wasser allein, und wird dem Wasser eine beliebige Menge Alkohol zugesetzt, so kann diese Genauigkeit 20, 30 u. s. w. mal grösser werden.

8) Das Pendel mit einer an seinem Ende angebrachten Kugel. Die Pendelstange ist an der dem Winde zugekehrten Seite geschärft und über die Drehaxe hinaus so weit verlängert, dass der Windstoss auf die zu beiden Seiten der Drehaxe liegenden Hälften gleich stark wirkt, und das Aufheben des Pendels nur durch die Wirkung der Kugel erfolgt; sie geht neben einer Eintheilung vorüber und bestimmt an derselben den Erhebungswinkel des Pendels; die Ebene, in welcher das Pendel schwingt, ist mit einer Windfahne so verbunden, dass sie sich immer in der Richtung des Windes befindet. Die dem Winde zugekehrte

Stossfläche bleibt bei jedem Erhebungswinkel dieselbe. Ist Q das auf den Mittelpunkt des Stosses reducirte Gewicht des Pendels und α der Erhebungswinkel, so ist wie unter Nr. 3. die dem Drucke des Windes entgegenwirkende Kraft $= Q \operatorname{tang} \alpha$; die Wirkung des Windes auf die Oberfläche der Kugel mit dem Halbmesser r bei der Geschwindigkeit v ist aber nach Dr. SCHMIDT (Theorie des Widerstandes der Luft, Göttingen 1831. S. 55) $= r^2 \pi b w \left(\frac{q}{2} + \frac{q^2}{2.3} + \frac{q^3}{2.3.4} + \ldots\right)$, wo b der Barometerstand in preussischen Zollen, w das Gewicht eines preussischen Cubikzolles Quecksilber bei 0° Temperatur und $q = \frac{v^2}{499080}$ ist. Wird $w = 0{,}51786$ ℔ und b zu 28 pariser Zoll angenommen, so wird mit Vernachlässigung aller höheren Potenzen von v, welche bei geringer Windgeschwindigkeit keinen Einfluss üben, $Q \operatorname{tang} \alpha = 0{,}000047235\, r^2 v^2$ und

$$v = \frac{145{,}502}{r} \sqrt{Q \operatorname{tang} \alpha}.$$

9) Das Pendel mit ebener Stossfläche. Unter den vielen hier vorgeschlagenen Einrichtungen sind vorzüglich folgende zu erwähnen: *a.* Das Pendel mit Gradbogen an drehbarer Spindel, welche von dem Windstosse früher als die Stossfläche getroffen wird (GEHLER phys. Wörterbuch alte Ausg Bd. IV. S. 776. *Philos. Transact. nr.* 24. *p.* 444; in der *Encyclopaedia Britannica Vol. II. p.* 338 als Erfindung von PICKERING angeführt). — *b.* Das Pendel, dessen Stossfläche auf die beiden Seiten einer Windfahne vertheilt ist; die Windfahne selbst ist in Form eines Quadranten hergestellt und trägt eine Viertelkreistheilung, das Pendel aber oscillirt entweder an dieser Windfahne frei hin und her oder ist mit einem Sperrapparat versehen, welcher in Zähne eingreift, die an dem Bogen der Windfahne angebracht sind (*LEUPOLD, Theatrum mach. gen. Cap. XVIII. p.* 134). — *c.* Das Anemometer von v. DALBERG (*Anem. prop. aux amateurs de météor. Erfurt* 1781). Bei demselben befindet sich die Drehungsaxe an der unteren Kante der Stossfläche, an der oberen Kante geht ein Draht über eine an der Windfahnenspindel angebrachte Rolle, durch die hohle Welle hindurch nach dem Beobachtungsraum und trägt ein Gewicht, welches um so höher gehoben wird, je stärker der Wind weht. — *d.* Das OERTEL'sche Anemometer (Gothaisches Magazin Bd. VI. Stück 1. S. 89) gleicht dem unter *a* angeführten ziemlich, nur ist die Pendelstange dadurch entfernt, dass die Drehaxe an der oberen Kante der Stossfläche angebracht ist; ein an der Fahnenspindel angebrachter Drahtbogen geht durch eine Oeffnung der Stossfläche hindurch (KÄSTNER's Vorschlag, solche Windmesser übereinstimmend zu machen, s. a. a. O. Bd. VI. Stück 3. S. 84). — *e.* HERRMANN's verbesserter Windmesser (Freiberg und Annaberg 1789) gleicht dem vorhergehenden, nur dass noch eine Einrichtung zum Registriren angebracht ist, die darin besteht, dass durch die Stossfläche ein Stab mit mehreren Fächern fortbewegt wird, welcher unter einer Oeffnung vorübergeht, aus welcher zu jeder Viertelstunde eine Kugel ausfällt; die Stärke des gerade statthabenden Windstosses kann später aus dem Fache, in welches die Kugel fiel, die Zeit aus der auf der Kugel stehenden Nummer geschlossen werden. — Die vollkommenste hierher gehörige Vorrichtung ist

10) das Anemometer von Dr. G. G. SCHMIDT (POGGEND. Annalen 1828. Bd. XIV. S. 59). Die Stossfläche des Pendels besteht aus einer

dünnen Scheibe von Messingblech von 0,15^{m} Durchmesser; das Pendel ist an einer feinen stählernen Axe in einem leichten Messingrahmen so aufgehangen, dass es nach der einen Seite zu ausschwingen kann, nach der andern zu aber anschlägt; an seiner Pendelstange, welche von der Drehaxe bis zum Mittelpunkt der Stossfläche 0,3^{m} lang ist, ist ein Bleigewicht von 2 Loth so verschiebbar, dass durch dasselbe der Schwerpunkt des Pendels in seiner Lage verändert und das Pendel so für Wind von verschiedener Stärke eingerichtet werden kann. Die Pendelstange ist übrigens vorn zugeschärft und zur Ausgleichung des Druckes über die Drehaxe verlängert; dort streift die Verlängerung an einem mit dem Rahmen verbundenen Gradbogen hin und setzt an demselben einen Laufzeiger in Bewegung. Der Rahmen, in welchen das Pendel gefasst ist, ruht unten mit einem Zapfen in einer Pfanne, trägt über dem Zapfen einen Zeiger, welcher auf einer untergelegten Windrose die Windrichtung angiebt, geht oben durch eine Leitung und ist über derselben mit einer Windfahne verbunden, deren Ebene rechtwinkelig auf die Axe und Stossfläche des Pendels steht. Um endlich noch bestimmen zu können, ob die Richtung des Windstosses parallel mit einer Horizontallinie oder geneigt gegen dieselbe erfolge, ist an der Windfahne an einer rechtwinkelig auf die Fahnenspindel stehenden Drehaxe eine vollkommen äquilibrirte Ebene angebracht, welche an einem Halbkreisbogen hin und her oscillirt und durch die an demselben angegebenen Grade die Neigung der Windrichtung gegen den Horizont bestimmt. Ist der Neigungswinkel des Pendels gegen die Vertikallinie, unter welchem es mit dem Windstosse ins Gleichgewicht tritt, $= \alpha$, sein auf den Mittelpunkt der Stossfläche reducirtes Gewicht $= Q$, so ist unter der Voraussetzung, dass der schiefe Stoss den Gesetzen der Zerlegung der Kräfte folge, der Stoss des horizontal wehenden Windes, welchen das Pendel aufnimmt, $= \frac{Q \sin \alpha}{\cos \alpha^2}$, daher auch noch wie in Nr. 3. (wenn die Stossfläche ziemlich 1 Quadratfuss gross ist) die Windgeschwindigkeit:

$$v = \frac{20{,}152}{\cos \alpha} \sqrt{Q \sin \alpha},$$

und bei einem Windstosse, welcher unter dem Winkel β gegen den Horizont geneigt ist:

$$v = \frac{20{,}152}{\cos(\alpha + \beta)} \sqrt{Q \sin \alpha} \text{ oder } = \frac{20{,}152}{\cos(\alpha - \beta)} \sqrt{Q \sin \alpha},$$

je nachdem durch β die Neigung des Windstosses gegen die Stossebene vermehrt oder vermindert wird. Eine Tabelle, nach den Bossut'schen Versuchen über den schiefen Stoss des Wassers berechnet, ist a. a. O. S. 66 der Beschreibung dieses Windmessers beigegeben. Wenn derselbe den grossen Vorzug hat, in jedem Augenblicke den eigentlichen Werth des Windstosses auszudrücken, so ist er doch wegen seiner verhältnissmässig grossen Leichtigkeit ausserordentlich leicht beweglich und unstetig, so dass die Ermittelung eines mittleren Werthes der Windgeschwindigkeit ein unterbrochenes Aufzeichnen von Zeit und den Grenzen der Oscillationen voraussetzt.

B. Radförmige Windmesser.

11) Das Anemometer von Lomonossow (*Novi comment. Petrop. T. II.* S. 128) besteht in einem aus radialen Schaufeln zusammengesetzten

Rade, dessen Bewegungsaxe rechtwinkelig gegen die Windrichtung liegt; das Rad ist an eine mit doppelten Wandflächen versehene Windfahne so angebracht, dass der untere Theil desselben immer verdeckt ist und nur der obere Theil über die Fahne hervorragt und so die einzelnen Schaufeln der Einwirkung des Windes entgegenhält. Das Rad wird daher in Umdrehung gebracht werden und dabei durch ein Vorgelege zwei andere Zahnräder in Umdrehung setzen, welche sich beide ebenfalls in der Windfahne eingeschlossen befinden und von denen das letzte einen Faden auf eine Welle aufwindet, welcher durch den hohlen Fahnenstab niedergeht und unten auf ein mit einem Glasrohr voll Quecksilber umlegtes Rad so wirkt, dass eine stärkere Umdrehungsgeschwindigkeit dieses untere Rad um einen grössern Winkel dreht und dadurch Ursache wird, dass eine grössere Menge Quecksilber aus dem gebogenen Rohr ausfliesst. Ein zweiter niedergehender Faden dient dazu, das letztere der oberen Räder mit dem eigentlichen Windrad in und ausser Verbindung zu bringen; das ausfliessende Quecksilber aber bestimmt eines Theils die Stärke des Windes durch seine Menge für eine bestimmte Zeit, andern Theils die Richtung des stattgehabten Windes durch die Stelle der fächerförmig unterbreiteten Windrose, an welcher es ausfloss.

12) Das Anemometer von W. Hirschmann besteht aus einem kleinen Rade, welches einem oberschlägigen Wasserrade ähnlich geschaufelt ist und an einer senkrechten Welle sich dreht; an dem Umfange des Rades ist ein halbcylinderförmiger Mantel angebracht, welcher sich um die Axe des Rades dreht und mit einer Windfahne so in Verbindung steht, dass durch die letztere, wenn sie sich in den Wind stellt, stets die Hälfte des Rades durch den Mantel verdeckt und daher der Windstoss nur durch die andere Hälfte aufgenommen wird. Die Umdrehungen dieses Rades werden durch einen Zählapparat abgenommen, welcher aus mehreren verbundenen Zahnrädern bestehen kann, ähnlich wie der bei dem Woltmann'schen Flügel beschriebene, und aus der Umdrehungszahl des Rades wird auf ähnliche Art wie bei dem Woltmann'schen Flügel auf die Windgeschwindigkeit geschlossen. — Um das Instrument selbst aufzeichnend zu machen, soll an der Windfahnenspindel eine Scheibe angebracht werden, auf welcher die Windrichtungen aufgetragen sind, und die sich unter einem fest stehenden Zeichenstifte hin bewegt, welcher von Stunde zu Stunde einen Strich auf die Ebene macht, und zwar zu jeder Stunde einen Strich von verschiedener Länge; neben dem letzten Rade des Zählapparates für die Windgeschwindigkeit befindet sich ebenfalls ein Zeichenstift, welcher auf dasselbe eben solche Striche zeichnet. Wenn man nun von 12 zu 12 Stunden den Apparat beobachtet, so lassen sich nach der Lage der ersten Striche die zu den verschiedenen Stunden stattgehabten Windrichtungen und durch die Lage der letztern Striche die innerhalb der einzelnen Stunden vollendete Anzahl der Umdrehungen des Windrades abnehmen.

13) Das Dinglinger'sche Anemometer (*Leupold Theatr. mach. gen. Cap. XVIII. p.* 133) besteht aus einem dem vorhergehenden ähnlichen Rade an vertikaler Axe, dasselbe steht in einem cylindrischen Gehäuse, dessen Seitenwand aus Blechtafeln besteht, die sämmtlich mit der Tangente des umschliessenden Cylinder seinen gleichen Winkel bilden oder den äusseren Schaufeln eines oberschlägigen Rades im Querschnitte gleichen, so dass der in irgend einer Richtung wehende Wind nur auf einer Seite zwischen diesen Blechtafeln eintritt, auf der anderen Seite aber abgleitet.

An der Welle des durch den so eintretenden Wind getroffenen Rades befindet sich ein spiralförmiger Kamm, von welchem eine Schnur über eine Rolle nach einem Gewichte geht; je höher das Gewicht gehoben ist, von einem desto längeren Hebelarme geht die Schnur aus, desto grösser ist daher auch das Moment desselben, und das Rad ist hiernach nicht zu einer stetigen Bewegung eingerichtet, sondern dreht sich nur so weit, bis der Stoss des Windes auf die Schaufeln des eingeschlossenen Rades dem Momente des Gewichtes gleich wird.

14) v. Wolf's Anemometer (*Elem. math. univ. T. II. p.* 405) nimmt, wie die zunächst folgenden, die Stosskraft des Windes mit einem einer vertikalen Windmaschine ähnlichen Windrade auf, welches 4 schief gegen den Windstoss gerichtete Flügel hat; die Flügelwelle steht in der Richtung des Windes und ist mit einer Schraube versehen, welche in ein Zahnrad eingreift; an der Welle des letzteren ist ein Hebel mit einem verstellbaren Gewichte so angebracht, dass der aufgehobene Gewichtshebel das Bestreben hat, das Windrad gegen den Wind zurückzudrehen. Es wird daher auch dieses Windrad, wie das vorhergehende, eine stetige Bewegung nicht annehmen, sondern still stehen, wenn das Moment des Windstosses auf die Flügel dem Momente des Gewichtes gleich ist.

Eine Verbesserung dieses Anemometers rührt von Leupold her (*Theatr. mach. gen. Cap. XVIII. p.* 134), es ist nämlich die Flügelwelle mit einem conischen oder Spiralkorbe zur Aufwickelung einer Schnur versehen, an der ein Gewicht hängt, so dass ohne die Reibung gebende Vorrichtung der endlosen Schraube anzuwenden, das Moment des Gewichtes immer grösser wird, je weiter die Schnur sich auf den Spiralkorb aufwindet und gleichzeitig von der Umdrehungsaxe entfernt, bis endlich ein Zeitpunkt eintritt, wo auch hier der Druck des Windes auf die Flügel dem Momente des Gewichtes gleich wird. Soll dann das Instrument in dieser Stellung stehen bleiben, so wird an dem grösseren Durchmesser des Spiralkorbes ein Sperrrad angebracht, in welches ein Sperrkegel einfällt, um den Rückgang durch das Gewicht zu hindern. (In Rees Encyclop. Art. Wind-gage. Vol. XXXVIII. wird dieses Instrument als von Burton und Martin erfunden dargestellt und auf Martin's Phil. Brit. Vol. II. p. 211 verwiesen.)

15) Der Schober'sche Windmesser (Hamb. Magazin. Bd. IX. St. 2 und 3) giebt zuerst (wenn nicht das vom Verfasser nicht gesehene Anemometer von *Ons-en bray, Mém. de l'Acad. Par.* 1734. *p.* 123, auf demselben Principe beruht) die Windgeschwindigkeit durch die Anzahl der Umdrehungen der Flügelwelle an; die letztere bewegt daher durch eine endlose Schraube ein Zahnrad, welches durch eine Anzahl gleich vertheilter Stifte einen Hammer hebt, der nach je 6 oder 12 Umdrehungen der Flügelwelle einen Schlag auf eine Glocke giebt. Die Anzahl der Schläge in einem bestimmten Zeitraume bestimmt angenähert genau die Anzahl Umdrehungen der Flügelwelle, und aus letzterer lässt sich die Windgeschwindigkeit ableiten. Schober's Versuche gingen dahin, den Neigungswinkel der Flügel gegen die Windrichtung zu finden, bei welchem der Schwerpunkt eines jeden Flügels einen eben so grossen Weg bei seiner Umdrehung zurücklegt, als der die Umdrehung bewirkende Windstrom, und er glaubte diesen Winkel zu 52° bestimmen zu können (vergl. unten).

16) Der hydrometrische Flügel von Reinhard Woltmann, oder der Woltmann'sche Flügel (fr. *moulinet de Woltmann*) (Hamburg

1792 2. Aufl. 1835), eine Verbesserung des vorhergehenden, da statt der Glocke ein längere Zeit zu benutzender Zeigerapparat angebracht ist. Die ursprüngliche Einrichtung des Instrumentes, welche hier nicht mit abgebildet wurde, wird sich später unter *c* leicht dadurch deutlich machen lassen, dass der Unterschied gegen die abgebildete Einrichtung angegeben wird; es folgt daher die Einrichtung des WOLTMANN'schen Flügels nach dem Verfasser und nach COMBES.

a) Der WOLTMANN'sche Flügel von HÜLSSE (s. auch Polyt. Centralbl. 1837. S. 383) ist auf Taf. 16. *Fig.* 1—4 abgebildet; *Fig.* 1 ist eine Seitenansicht, *Fig.* 2 eine vordere Ansicht, *Fig.* 3 ein Durchschnitt parallel mit *Fig.* 2 nach der punktirten Linie in *Fig.* 1 und *Fig.* 4 die Ansicht der *Fig.* 1 entgegengesetzten Seite. Der Bügel *AA*, welcher an der dem Winde zugekehrten Seite zugeschärft ist, bildet mit der auf ihn geschraubten Platte *B* das Gestell, welches durch den Ansatz *C* an die Hülse *D* befestigt ist; letztere lässt sich durch eine Pressschraube an den Stab *G* befestigen, und kann auch auf einen Ansatz von *G* so aufgesetzt werden, dass durch den bei *E* mit der Schraube *r* an die Hülse *D* angeschraubten Flügel *F* das Instrument immer in den Wind gerichtet und in demselben erhalten wird; das Gewicht des Instrumentes ist so gegen das des Flügels bestimmt, dass der gemeinschaftliche Schwerpunkt ungefähr in die Mittellinie von *G* fällt. In dem Bügel *A* liegt oben die Stahlwelle *H*, welche bei *a* mit einem Gestemme versehen ist, bei *b* sich mit einem conischen Loche gegen die gehärtete Spitze der Schraube *b* stemmt und zwischen *a* und *c* so in ein gut polirtes Lager von *A* eingelegt ist, dass sie nach einer Trennung der beiden Theile *A* und *B* herausgenommen werden kann. Bei *c* ist an der Welle ein zweites Gestemme und hinter *c* ist dieselbe auf ein Stück vierkantig gearbeitet und verläuft dann in eine Schraube; auf das vierkantige Stück ist der sechseckige Messingkopf *d* angeschoben, welcher durch die Schraube *e* befestigt wird, und auf drei abwechselnden Seiten die gespaltenen und nach aussen zu sich etwas conisch verjüngenden hohlen Schraubenspindeln *f* enthält, über welche die Pressschrauben *g* geschraubt werden, um die hineingeschobenen Flügelstäbe *h* an den Kopf *d* in der ihnen gegebenen Stellung zu befestigen. Um die an den Stäben *h* befindlichen Flügel *I* unter einen bestimmten Winkel gegen die Windrichtung stellen zu können, ist an der vordern Seite von *A* die Hülse *K* angeschraubt, in welcher sich der vierkantige Stab *L* mit der unten angebrachten Platte *M* hin und her schieben und in der erforderlichen Stellung durch die auf die Feder *k* drückende Pressschraube *i* befestigen lässt. Die Platte *M* trägt eine Kreistheilung und ist in einer solchen Stellung an *L* befestigt, dass der Mittelpunkt dieser Kreistheilung bei senkrechtem Stande des Instrumentes senkrecht unter dem Mittelpunkte des Kopfes *d* sich befindet.

Um die Anzahl der Umdrehungen der Flügelwelle *H* zu zählen, ist an derselben eine Schraube *N* angebracht, welche in das mit 100 Zähnen versehene Rad *O* eingreift; an *O* befindet sich ein 10stöckiges Getriebe *P*, welches in das Rad *Q* von 99 Zähnen und zugleich in das neben demselben liegende Rad *R* von 100 Zähnen eingreift. Das Rad *O* dreht sich um den Zapfen *l* und die beiden Räder *Q* und *R* um den Zapfen *m*. Der Umfang von *O* ist mit einer Theilung von 100 Theilen versehen, welche an dem feststehenden Zeiger *Z* sich vorüberbewegt, auf *R* ist eine Theilung in 10 gleiche Theile nach der entgegengesetzten Richtung aufgetragen und es werden auf derselben die Theile durch den Zeiger *Y*

bestimmt. Da nun bei jeder Umdrehung der Flügelwelle das Zahnrad *O* um einen Zahn vorrückt und sich *R* nach 10 Umdrehungen von *O* einmal herumgedreht hat, so wird die Eintheilung von *O* die Einer und Zehner der Umdrehungszahl, die von *R* die Hunderte bestimmen. Hat sich nun *R* einmal herumgedreht, sind also 100 Zähne desselben an dem Getriebe *P* vorübergegangen, so müssen auch 100 Zähne von *Q* an demselben vorübergegangen sein, *Q* hat aber nur 99 Zähne, es hat sich daher ein volles Mal und um den Winkel eines Zahnes herumgedreht, d. h. es hat sich gegen *R* um einen Zahn oder um $\frac{1}{100}$ einer vollen Umdrehung von *R* verschoben. Wird daher auf der Seite von *R*, welche dem Rade *Q* zugewendet ist, eine 100theilige Eintheilung aufgetragen und an einem beliebigen Punkte von *Q*, etwa bei *n*, ein Zeiger angebracht, so werden durch *n* die Tausende und Zehntausende der Umdrehungszahl bestimmt werden und die drei Räder *O*, *Q* und *R* kommen erst nach 100000 Umdrehungen der Flügelwelle *H* wieder in eine vollkommen gleiche Stellung zu einander. Soll das Instrument nicht zum Zählen der Umdrehungen in einer längeren Zeit angewendet werden, so kann das Rad *Q* ganz wegfallen. Um den Zählapparat mit der Flügelwelle verbinden oder von derselben trennen zu können, sind die beiden Zapfen *m* und *l* an dem Stege *S* befestigt, welcher seinen Drehpunkt in *o* hat, mit dem entgegengesetzten Ende durch *A* hindurchgeht und mit dem Draht *p* verbunden ist, welcher nach dem ringförmigen Hebel *T* führt; der letztere umschliesst die Hülse *D*, hat zu beiden Seiten derselben bei *s* seine Drehpunkte und ist mit der Schnur *q* verbunden, welche zu dem Standpunkte des Beobachters heruntergeht und nach Erfordern um die Rolle *U* an der unten mit der Pressschraube *W* befestigten Hülse *V* herumgezogen werden kann. Ist die Schnur angezogen, so befindet sich der Zählapparat im Eingriff mit der Schraube *N*, und damit die Zähne von *O* nicht gegen *H* drücken, ist die Höhe, bis zu welcher *S* gehoben werden kann, durch die Höhe des Ausschnittes, in welchem sich der Kopf von *S* bewegt, begrenzt; wird die Schnur nachgelassen, so drückt die Feder *X* den Steg zurück, die Zähne von *O* kommen ausser Angriff mit der Schraube *N*, und der Zählapparat steht augenblicklich still, da die unteren Zähne von *O* in ein auf *A* befestigtes Sammtstück antreffen. Steg und Feder sind in *Fig.* 4 deutlich zu sehen, dagegen ist in *Fig.* 1 die theilweise sichtbare Feder und in *Fig.* 2 Feder und Steg nicht mit abgebildet.

Vermöge der Einrichtung des Kopfes *d* lassen sich Flügel von verschiedener Form und Armlänge mit der Flügelwelle verbinden, und es lässt sich ausserdem noch ein dreiflügeliges leichtes Windrad anschieben, bei welchem die Flügel Quadrate von 1,14″ preuss. Seitenlänge sind, deren Mittelpunkte sich in einer Entfernung von 1,295″ von der Umdrehungsaxe befinden, und welche ebenfalls in beliebige Neigung gegen den Wind gebracht werden können. Die Flügel sind ähnlich wie die in *Fig.* 8 aus leichten Messinggestellen und dazwischen eingenieteten dünnen Platten von Marienglas gebildet, um die nöthige Leichtigkeit und Steifheit zu erhalten, und sind an stählernen Armen befestigt.

Soll mit dem Instrumente beobachtet werden, so wird es mit ausgerücktem Zählapparate, dessen Stand vorher aufzumerken ist, in den Wind gebracht, und nachdem die Flügel ihre stetige Bewegung angenommen haben, wird beim Eintritt einer neuen Minute durch Anziehen und Festhalten der Schnur der Zählapparat eingerückt und nach Verlauf von

1, 2 oder 3 Minuten wieder ausgerückt; nimmt man den Stand des Zählapparates nun ab und bestimmt die Differenz zwischen dem ersten und dem spätern Stande, so giebt diese die Anzahl der Umdrehungen der Flügelwelle an, durch welche unter der Voraussetzung, dass zu jeder Umdrehung gleich viel Zeit erfordert wurde, nach der später anzugebenden Formel die mittlere Windgeschwindigkeit während der Beobachtungszeit gefunden wird. Durch das Einrücken wird übrigens der Gestalt der Zähne von *O* nach, und weil die Bewegung, welche *O* annimmt, sehr langsam ist, die Bewegung der Flügelwelle unmerklich geändert.

b) Der Woltmann'sche Flügel von Combes (*Annales des Mines.* 1838. *T. XIII. p.* 103) ist in *Fig.* 7—9 in Seitenansicht, vorderer und oberer Ansicht abgebildet. Er besteht aus einem Windrad mit 4 quadratischen Flügeln *S*, welche 0,0225 ^{m} Seite haben, aus einem leichten mit Flittergold bezogenen Messinggestell bestehen und mit ihren Mittelpunkten 0,02625 ^{m} von der Umdrehungsaxe abstehen. Die in 2 Stahlspitzen ausgezogene Axe *A* dreht sich in zwei Achathütchen, welche an den Säulen *F* und *G* angebracht sind, und ist mit einer Schraube versehen, welche in das hundertzähnige Rad *B* eingreift; in der Welle von *B* ist ein Stift, welcher über dem Rade *E* mit 50 Steigradzähnen steht und bei jeder Umdrehung von *B* einen Zahn von *E* fortschiebt. Damit aber das Rad dann stehen bleibt, ist unter demselben die sehr leicht bewegliche Feder *H* mit einem an ihrem Ende befindlichen kegelförmigen Ansatze angebracht, welche auf das Rad *E* als Sperrkegel wirkt. Die Wellen beider Räder *B* und *E* ruhen in den Trägern *L* und *M*, und an *F* sind die beiden Zeiger *I* und *K* für beide Räder angeschraubt, die auf der von 1 — 100 gehenden Theilung von *B* die Einer und Zehner, auf der von 1 — 50 gehenden Theilung von *E* aber die Hunderte der Umdrehungen der Flügelwelle *A* angeben. Die gesammten Träger sind auf der Bodenplatte *PP* angeschraubt, mit welcher der Stab *Q* verbunden ist, welcher zum Tragen der Vorrichtung und zum Einsetzen und Festhalten in einem Kasten dient. An der Säule *G* hat der Hebel *D* in einem Zapfen seinen Drehpunkt; dieser Hebel fällt unweit der Axe in die Arme des Flügelrades mit seinem oberen Ende ein, während sein unteres Ende mit einem Schlitz versehen ist, in welchem ein Stift von *R* aus hineinragt; *R* selbst aber befindet sich senkrecht an dem einen Ende des Hebels NN_1, welcher unter der Platte *P* liegt und bei *O* seinen Drehpunkt hat, bei *N* aber mit der Schnur *T* und bei N_1 mit der Schnur *C* verbunden ist. Um die Verbindung zwischen *D* und NN_1 möglich zu machen, hat *P* an der entsprechenden Stelle eine bogenförmige Oeffnung, durch welche *R* hindurchgeht. Durch Anziehen der Schnur *C* wird die Sperrung *D* aus dem Flügelapparate gerückt und die Flügel selbst dem Einflusse des Windes überlassen; durch Anziehen der Schnur *T* dagegen wird die Sperrung *D* zwischen die Flügelarme eingelegt und die etwa stattfindende Bewegung der Flügelwelle plötzlich gehemmt.

Bei der Beobachtung sind zuerst die beiden Zeiger auf 0 zu stellen, durch Anziehen von *T* die Sperrung *D* einzulegen und das Instrument dem ungestörten Winde darzubieten. Wird nun mit einer eintretenden Minute *C* angezogen, so wird sich *A* zu drehen anfangen, und wenn dann nach 2 oder 3 Minuten *C* angezogen und die Umdrehung plötzlich unterbrochen wird, so giebt der Zählapparat die Anzahl der in der Zwischenzeit gemachten Umdrehungen an.

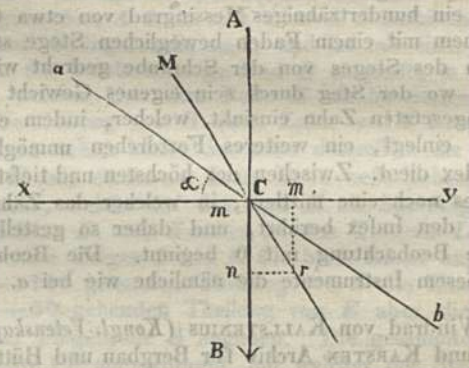
c) Nach der Originaleinrichtung von WOLTMANN ist die stählerne Flügelaxe 14 Zoll lang, an den Ruthen $\frac{1}{2}$, am andern Ende $\frac{1}{3}''$ stark und an den Ruthen mit einem Einschnitte versehen, bei welchem sie mit einem $\frac{1}{3} - \frac{1}{6}''$ starken Zapfen auf einer kupfernen Gabel läuft, während sich die am anderen Ende befindliche Spitze gegen ein kupfernes Lager im Gestelle stemmt. Die Ruthen sind von Stahl, an der Axe $2 - 2{,}5'''$, am Flugbrete $1'''$ stark und auf einem vierkantigen Zapfen der Axe mit einer Schraube befestigt. Die 4 Flugbreter sind von hartem Holze, glatt polirt, nach allen Seiten scharf, in der Mitte aber mit einer anlaufenden Stärke versehen und dort angebohrt und auf die Ruthen gesteckt; sie sind 2,5″ breit und 5″ lang und stehen unter einem Winkel von $48\frac{1}{2}°$ gegen den Wind. Der Mittelpunkt der Flugbreter steht 19,1″ von der Axe der Welle ab. Der Schwerpunkt der ganzen Flügelwelle liegt da, wo dieselbe auf der kupfernen Gabel läuft; Axe und Ruthen zusammen wiegen 30 — 36 Loth. Die Schraube an der Flügelwelle greift in ein hundertzähniges Messingrad von etwa 6″ Durchmesser, welches auf einem mit einem Faden beweglichen Stege so aufruht, dass es beim Heben des Steges von der Schraube gedreht wird, beim Niederlassen aber, wo der Steg durch sein eigenes Gewicht sinkt, in einen am Gestelle angesetzten Zahn einsinkt, welcher, indem er sich zwischen zwei Radzähne einlegt, ein weiteres Fortdrehen unmöglich macht und zugleich als Index dient. Zwischen der höchsten und tiefsten Stellung des Steges giebt es noch eine mittlere, in welcher das Zahnrad weder die Schraube noch den Index berührt, und daher so gestellt werden kann, dass eine jede Beobachtung mit 0 beginnt. Die Beobachtungsart ist übrigens bei diesem Instrumente die nämliche wie bei *a*.

d) Das Windrad von KALLSTENIUS (*Kongl. Vetenskaps Acad. Handl.* 1820. *p.* 260 und KARSTEN Archiv für Bergbau und Hüttenwesen Bd. V. S. 345) zur Bestimmung der Geschwindigkeit des Luftstromes, welcher aus der Essenmündung eines Flammenofens austritt, ist ein ganz aus Eisen hergestelltes $2\frac{1}{8}$ Loth wiegendes Rädchen mit 12 Schaufeln von 0,093 Fuss Länge und 0,043′ Breite, welche einen Winkel von 53° mit der Richtung des Windstromes bildeten; der äussere Halbmesser beträgt 0,289′, der innere 0,246 Fuss. Wie das Zählen der Radumgänge eintrat, ist nicht angeführt, sondern nur gesagt, dass die verlängerte Radaxe mit Schraubengängen versehen war, von denen 159 eine Länge von 0,388 Fuss einnahmen. Bei Bestimmung der Windgeschwindigkeit wurde übrigens das im Instrument liegende Bewegungshinderniss ganz übergangen und nur eine unvollkommene Rechnung benutzt, deren Resultat nicht einmal durch einen Versuch geprüft wurde. — Mit dieser Vorrichtung verwandt ist die von F. FREY zur Bestimmung der einer Feuerstelle zugehenden Luftmenge (*Bullet. de la Soc. ind. d. Mulh. Nr.* 9. *p.* 337 und BAUMGARTNER's Zeitschrift 1830. Bd. VII. S. 350). Vergl. den Artikel CUBICIRUNG.

e) Das WHEWELL'sche Anemometer, welches dem Principe nach ebenfalls ein WOLTMANN'scher Flügel ist (vergl. ANEMOGRAPH Nr. 2.).

Was nun den zur Ermittelung der eigentlichen Windgeschwindigkeit so nöthigen Zusammenhang zwischen Umdrehungszahl und Grösse des dabei vom Winde zurückgelegten Weges betrifft, so suchte WOLTMANN durch Berechnung von Versuchen in Luft und Wasser den Winkel ($48\frac{1}{2}°$) zu

bestimmen, unter welchem die Flugbreter gegen den Wind gestellt werden müssen, damit der Mittelpunkt des Stosses bei diesen Flugbretern einen Weg durchläuft, welcher dem vom Winde zurückgelegten Wege vollkommen gleich ist; allein da eine Proportionalität der Umläufe mit der Windgeschwindigkeit hauptsächlich wegen des mit der Einrichtung des Instrumentes verbundenen constanten Widerstandes nicht stattfinden kann, so scheint die Auffindung dieses Winkels völlig zwecklos, und selbst WOLTMANN musste noch eine Correction wegen der Reibung anbringen, welche er a. a. O. S. 33 in Form einer Tabelle mittheilt. Es lässt sich für jeden Neigungswinkel des Flügels der Zusammenhang zwischen Umdrehungszahl und Windgeschwindigkeit durch eine einfache Formel darstellen, deren Gestalt sich nach dem Gesetze der Einwirkung einer bewegten Flüssigkeit auf eine ebenfalls bewegliche Fläche bestimmt.



Es sei (nach der Ableitung von COMBES, a. a. O. p. 108) ab der Durchschnitt einer ebenen in der Richtung YY beweglichen Fläche, welche gegen diese Richtung unter dem Winkel $aCX = \alpha$ geneigt ist und in der Richtung AB senkrecht auf XY dem Stosse einer bewegten Flüssigkeit ausgesetzt ist, durch den sie sich gleichförmig von C nach X zu fortbewegt. Die Geschwindigkeit dieser ausweichenden Bewegung sei nach Grösse und Richtung $Cm = u$, die der stossenden Flüssigkeit $Cn = v$. Wird nun Cm_1 auf $CY = Cm$ gemacht und das Parallelogramm Cm_1rn gezogen, so drückt $Cr = U$ nach Grösse und Richtung die relative Geschwindigkeit der stossenden Flüssigkeit gegen die als ruhend gedachte Ebene aus. Nimmt man an, dass der Normaldruck einer Flüssigkeit, welche schief gegen eine ebene Fläche stösst, der Grösse der gestossenen Fläche, dem Quadrate des senkrecht gegen die Fläche gerichteten Theiles der Geschwindigkeit und der Dichtigkeit der stossenden Flüssigkeit proportional ist, und bezeichnet man diesen Druck mit I, den Flächenraum der gestossenen Fläche mit a, das Gewicht der Cubikeinheit der Flüssigkeit mit p und den Fallraum in der ersten Zeitsecunde mit g, so ist

$$I = k\frac{ap}{2g}(U\sin MCa)^2 \quad \text{(I)}$$

wo k einen Coefficienten bezeichnet, welcher nach der Grösse der ge-

stossenen Fläche veränderlich ist. Aber es ist $U^2 = v^2 + u^2$, $MCa = MCX - \alpha$ und in dem rechtwinkeligen Dreiecke $m_1 Cr$ ist:

$$\sin m_1 Cr = \sin MCX = \frac{m_1 r}{Cr} = \frac{v}{\sqrt{v^2 + u^2}}$$

$$\text{und } \sin m_1 rC = \cos MCX = \frac{Cm_1}{Cr} = \frac{u}{\sqrt{v^2 + u^2}},$$

$$\text{daher auch } \sin MCa = \sin(MCX - \alpha) = \sin MCX \cos\alpha - \cos MCX \sin\alpha$$

$$= \frac{v\cos\alpha - u\sin\alpha}{\sqrt{u^2 + v^2}}.$$

Werden nun die Werthe von U und $\sin MCa$ in Nr. I. eingesetzt, so wird:

$$I = k\frac{ap}{2g}(v\cos\alpha - u\sin\alpha)^2.$$

Da sich nun die gestossene Fläche mit gleichförmiger Geschwindigkeit bewegt, so muss der Theil des Druckes I, welcher in die Bewegungsrichtung der Fläche fällt, eben so gross als der Widerstand sein, den die Fläche bei ihrer Bewegung findet; ist R dieser Widerstand, ebenfalls nach der Bewegungsrichtung von ab bestimmt, so wird für den Beharrungszustand der Vorrichtung $R = I\sin\alpha$ sein müssen, daher:

$$R = k\frac{ap}{2g}(v\cos\alpha - u\sin\alpha)^2\sin\alpha \text{ und}$$

$$v = u\,\text{tang}\,\alpha \pm \sqrt{\frac{2gR}{kap\sin\alpha\cos\alpha^2}}, \quad \text{(II)}$$

wo nur das positive Zeichen gelten kann, da $v > u\,\text{tang}\,\alpha$ sein muss, wenn sich die Fläche von C nach X bewegen soll.

Da sich nun die Bewegung der Stossfläche eines Flügels, welche in jedem Augenblicke nach der Tangente des von dem Flügel beschriebenen Kreises gerichtet ist, bei dem Woltmann'schen Anemometer vollkommen so betrachten lässt, wie die Bewegung der vorher angenommenen Fläche ab, so wird auch die gefundene Gleichung II auf das Instrument bezogen werden können, und dann ist R ein von den beiden Geschwindigkeiten u und v unabhängiger Widerstand, welcher durch die Reibung der beweglichen Theile des Instrumentes bestimmt wird; α ist der bei einer bestimmten Einrichtung constante Winkel, welchen die Stossflächen der Flügel mit der Ebene bilden, in der sich die Windruthen drehen, und u ist der Anzahl der Umdrehungen der Flügelwelle in der Secunde $= n$ proportional. Hiernach wird der Zusammenhang zwischen Windgeschwindigkeit und Anzahl der Umdrehungen der Flügelwelle durch die höchst einfache Gleichung ausgedrückt:

$$v = a + bn,$$

in welcher a und b zwei numerische Coefficienten sind, von denen der erste von der Neigung der Flügel, von der Grösse des Reibungswiderstandes im Instrumente, von der Dichtigkeit der stossenden Flüssigkeit und von der Grösse der Stossfläche, der zweite dagegen nur von der Neigung der Flügel gegen die Bewegungsebene oder gegen die Windrichtung abhängig ist. Beide Coefficienten sind durch Versuche für jedes einzelne Instrument zu bestimmen.

Bei diesen Versuchen könnte man einen künstlichen Windstrom von bekannter Geschwindigkeit gegen das Instrument richten und die ent-

sprechenden Angaben des Instrumentes anmerken; da dies aber mit ausserordentlichen Schwierigkeiten verbunden sein würde, so ist es immer vorzuziehen, das Instrument gegen die ruhende Luft zu bewegen, wodurch dieselbe Einwirkung entstehen muss, und dazu einen Drehapparat zu benutzen, wie er schon von SMEATON (*Phil. Transact. Vol. LI. P. I. p.* 138) und von ZEIHER (*Novi Comment. Petrop. Vol. X. p.* 302) angewendet wurde. *Fig.* 5 und 6 auf Taf. 16 stellen die Drehvorrichtung vor, durch welche für den Windmesser unter *a* die Coefficienten bestimmt wurden. *A* ist ein Gestell, dessen Gestalt und Höhe durch die Localität bedingt waren, in welcher die Versuche vorgenommen werden sollten; es war dies nämlich das Innere eines runden Thurmes, in welchem keine Ursache zu einer störenden Luftströmung vorhanden war, wo sich aber am Boden einige Gegenstände befanden, welche das Gestell überragen musste. Durch die Deckpfoste *B* des Gestelles hindurch und mit einem Zapfen auf dem Lager *C* ruhend, geht das Rohr *d*, welches oben mit einem Schwunghebel *KK* verbunden ist, dessen geradlinige Lage durch darübergespannten Draht gesichert wird. An dem einen Ende dieses Hebels ist der WOLTMANN'sche Flügel so aufgestellt, dass er sich bei Umdrehung von *KK* gegen die ruhende Luft bewegt, an dem anderen Ende ein Gegengewicht. An *D* befindet sich bei *E* eine Rolle, um welche eine endlose Schnur gelegt ist, welche über die beiden Leitrollen *FF* nach *G* geht und die drehende Bewegung, welche auf *G* durch eine Kurbel übergetragen wird, auf *E* und den Hebel *KK* fortpflanzt. Von dem Ausrückhebel (*T* in *Fig.* 1) des Instrumentes aus ist die Darmsaite *I* über die Rolle *L* in das Innere der Röhre *D* hineingeführt, mit dem Ende durch den Schlitz *M* gezogen und an den Schieber *N* (*Fig.* 6) geknüpft, welcher über *D* geschoben ist und eine umlaufende Spur führt, in der das eine Ende des Hebels *P* sich befindet, während das andere *O* mit einem Handgriff versehen ist. Wird *O* niedergedrückt, so hebt sich *N*, die Darmsaite lässt nach und der Zählapparat am Windmesser ist nich eingedrückt; wird dagegen *O* gehoben, so wird *N* herunter gezogen, die Darmsaite *I* gespannt und der Zählapparat an die Flügelwelle angerückt. Der Halbmesser des Kreises, in welchem sich der Mittelpunkt des Kopfes der Flügelwelle drehte, betrug 14,314′ preuss., folglich der Weg des Instrumentes bei einer Umdrehung von *D* 89,94′. Wird nun der Hebel *I* möglichst gleichförmig herumgedreht und, wenn das Instrument bei einem Punkte in der Umgebung vorübergeht, die Zeit beobachtet und der Zählapparat eingerückt, und dieser so lange eingerückt gehalten, bis etwa 5 oder 10 Umdrehungen von *K* erfolgt sind, dann aber wieder die Zeit beobachtet und der Zählapparat ausgerückt, so lässt sich aus dem Gesammtwege des Instrumentes und der beobachteten Zeit die Geschwindigkeit desselben und durch Vergleichung der Angaben des Zählapparates vor und nach der Beobachtung die gesammten Umdrehungen, folglich auch die Umdrehungen während einer Zeitsecunde finden; man hat also zwei zusammengehörende Werthe von v und n, aus welchen allerdings in der Gleichung $v = a + bn$ die beiden zu bestimmenden Grössen a und b noch nicht gefunden werden können; macht man aber bei möglichst verschiedenen Umdrehungsgeschwindigkeiten dieselben Versuche, so erhält man eine Anzahl zusammengehöriger Werthe von v und n, aus denen nach der Methode der kleinsten Quadrate (s. BEOBACHTUNG) die wahrscheinlichsten Werthe für a und b abgeleitet werden können. Bezeichnet man nämlich die verschiedenen durch die

Versuche ermittelten zusammengehörigen Werthe von v und n mit v_1 und n_1; v_2 und n_2; v_3 und n_3 u. s. w., die Anzahl der gemachten Beobachtungen mit m, so hat man a und b aus den beiden Gleichungen:

$$am + b\Sigma n = \Sigma v,$$
$$a\Sigma n + b\Sigma n^2 = \Sigma nv$$

zu bestimmen, in welchen

$$\Sigma n = n_1 + n_2 + n_3 + \ldots,$$
$$\Sigma n^2 = n_1^2 + n_2^2 + n_3^2 + \ldots,$$
$$\Sigma nv = n_1v_1 + n_2v_2 + n_3v_3 + \ldots,$$
$$\Sigma v = v_1 + v_2 + v_3 + \ldots$$

ist. Auf diese Art wurde z. B. für einen Flügelapparat, bei welchem die Grösse der Stossfläche ein Quadrat von 1,04 preuss. Zoll Seite, die Neigung gegen den Wind 60° und die Entfernung der Umdrehungsaxe von dem Mittelpunkte der Stossfläche 4,07 Zoll betrug, die Gleichung gefunden:

$$v = 1{,}761 + 1{,}643\,n$$
$$= 1{,}761 + 0{,}0274\,N,$$

je nachdem die Umdrehungszahl für die Secunde (n) oder für die Minute (N) bestimmt ist. Wie diese Formel die 13 Originalbeobachtungen repräsentirt, aus denen sie als wahrscheinlichster Ausdruck hergeleitet ist, mag beistehende Tabelle zeigen, in welcher zugleich die bei den Versuchen unmittelbar erhaltenen Zahlen mit aufgeführt sind, wobei nur noch bemerkt zu werden braucht, dass das Instrument jedesmal 10 Kreisumläufe machte, also bei jeder Beobachtung 899,4 Fuss zurücklegte, und dass der Barometerstand 27″ 10,90‴ und die Temperatur 8,2° *R.* betrug.

Beobachtet		Hieraus unmittelbar abgeleitet		Nach der Formel	Unterschied	
Dauer in Secunden.	Umdrehungszahl der Flügelwelle.	n	v Fuss.	v Fuss.	absolut Fuss.	relativ.
100,5	417	4,15	8,95	8,58	— 0,37	1/23
88	451	5,12	10,22	10,17	— 0,05	1/203
85	455	5,35	10,58	10,55	— 0,03	1/352
84	458	5,45	10,71	10,71	0,00	1/∞
57	494	8,67	15,77	16,00	+ 0,23	1/70
54,5	497	9,12	16,50	16,75	+ 0,25	1/67
51	496	9,73	17,63	17,76	+ 0,13	1/137
41	507	12,37	21,94	22,08	+ 0,14	1/157
40	508	12,70	22,48	22,63	+ 0,15	1/151
38	508	13,37	23,67	23,73	+ 0,16	1/149
37	512	13,84	24,31	24,50	+ 0,19	1/129
35	502	14,34	25,70	25,32	— 0,38	1/67
33	505	15,30	27,26	26,90	— 0,36	1/74

Combes machte die Versuche mit seinem Windrade durch ein Uhrwerk, welches das Anemometer in einem Kreise von 1^m Halbmesser je nach der Stellung des Windfanges mit 0,262 bis 4,633 Meter Geschwindigkeit herumtrieb; er erhielt bei etwa 60° Neigung der Stossflächen gegen den Wind die Geschwindigkeit in Metern nach der Formel:

$$v = 0{,}2578 + 0{,}0916\,n$$

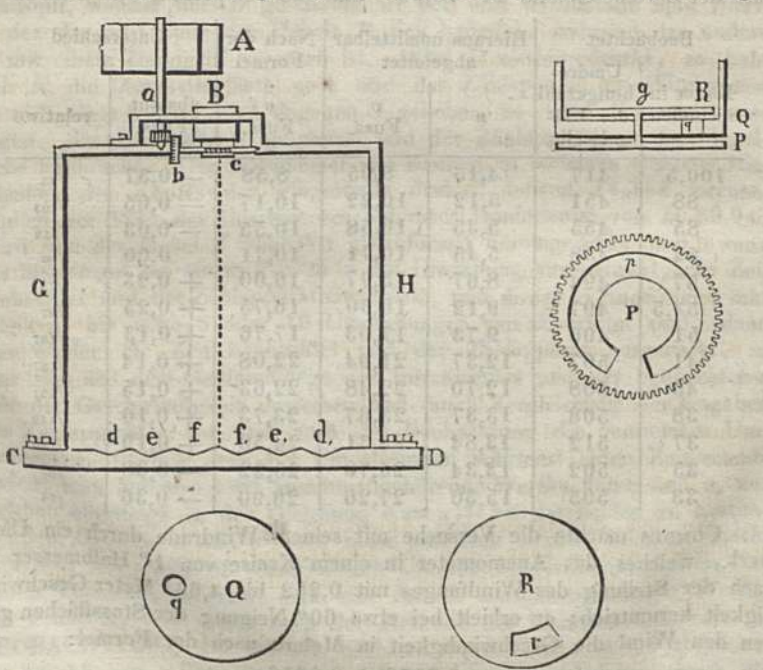
durch 13 Beobachtungen, deren Werthe von denen der Formel höchstens um $\frac{1}{77}$ abweichen.

Wenn man die durch die Versuche erhaltene Formel mit der vorher aufgestellten Gleichung II vergleicht, so lässt sich leicht übersehen, wie an einer einmal abgeleiteten Formel Correctionen für veränderten Luftdruck und Temperatur oder für veränderte Neigungswinkel angebracht werden können. Sind nämlich die numerischen Coefficienten bei dem Barometerstande h und Thermometerstande t bestimmt worden, und soll die Formel für Versuche bei h_1 Luftdruck und t_1 Temperatur benutzt werden, so wird sich nach II der Coefficient b nicht ändern können, und in a ist nur statt p zu setzen p_1, d. h. das Gewicht der Cubikeinheit Luft für h_1 und t_1, oder es ist der frühere Werth von a mit $\sqrt{\frac{p}{p_1}}$ zu multipliciren. — Um die Formel dagegen für einen andern Neigungswinkel umzugestalten, ist zuerst dadurch, dass man n mit dem von dem Stosspunkte bei einer Flügelumdrehung beschriebenen Wege multiplicirt, u statt n in die Gleichung II einzuführen und dann sowohl a als b durch Substituirung von α_1 statt α umzuändern.

Allerdings wird sich a mit fortschreitender Abnutzung des Instrumentes oder bei frischem Einölen oder durch sich auflegenden Staub ändern; es ist aber immer durch einen einfachen Versuch möglich, den wahren Werth von a in jedem einzelnen Falle herzustellen.

C. Anemometer durch die Ablenkung eines frei fallenden Körpers.

17) Das Anemometer von James D. Forbes (*Brewster Edinb. Journ. of Science N. S. Vol. II. p.* 31) hat eine durch beistehende Abbildungen



verdeutlichte Einrichtung. Die flache Grundplatte *CD* trägt zwei eiserne Säulchen *H* und *G*, welche nur so stark sind, dass sie rechtwinkelig gegen die in der Figur abgebildete Fläche den gehörigen Widerstand leisten können; auf denselben befindet sich eine Deckplatte, welche das Windrad *A* hält, an welchem zugleich ein halbcylinderförmiger, mit der Fahne verbundener Mantel sich bewegt, durch welchen bewirkt wird, dass nur immer die eine Hälfte dieses Windrades dem Windstosse dargeboten wird und dass sich dasselbe stets nach einer Richtung zu umdreht. An der Windradaxe befindet sich das Getriebe *a*, welches in das Zahnrad *b* an der Welle *c* eingreift; letztere führt eine Schraube und setzt mit derselben das gezahnte Rad *P* in langsame Kreisbewegung. Das Rad *P* ist mit einem ringförmigen Ausschnitte *p* versehen und befindet sich unter dem Boden *Q* der Büchse *B* an einer Axe, die durch den Boden drehbar hindurch geht und oberhalb mit der Scheibe *R* im Innern der Büchse verbunden ist, welche gerade über dem Punkte, wo *P* nicht ausgeschnitten ist, den Ausschnitt *r* enthält. Mit diesen Ausschnitten correspondirend ist der Boden *Q* mit einer runden Oeffnung *q* versehen. Befindet sich nun die Büchse *B* voll kleiner Kugeln, deren Durchmesser der Dicke von *Q* entspricht, so wird bei fortgesetzter Umdrehung des Zahnrades *P* eine Kugel durch *r* nach *q* fallen, sobald *r* über *q* tritt, und durch *P* zurückgehalten werden, aber dann, wenn der massive Theil von *R* über *q* und der ausgeschnittene Theil von *P* unter *q* tritt, durch *P* hindurchfallen; dieser Vorgang wird sich bei jeder Umdrehung von *P* einmal wiederholen, und es werden daher, wenn *P* von dem Windrade nach Verhältniss der Windgeschwindigkeit gedreht wird, bei stärkerem Winde mehr, bei schwächerem weniger Kugeln aus der Büchse *B* herabfallen; sollten die Kugeln in gleichen Zeiträumen niederfallen, so müsste *P* mit einem Uhrwerke statt mit dem Windrade verbunden werden, und es wäre dann jedenfalls zweckmässiger, die Ordnung, in welcher die Kugeln fallen, durch aufgeschriebene Nummern zu bezeichnen, wobei natürlich die Büchse *B* eine grössere Länge und einen Durchmesser haben müsste, welcher unbedeutend grösser als der der Kugeln ist. Die herunterfallenden Kugeln werden durch den von der Seite wehenden Wind von der vertikalen Richtung abgelenkt und fallen in verschiedener Richtung und verschiedener Entfernung von dem Mittelpunkte auf die Grundplatte *CD* auf; damit sie ziemlich an dem Orte, auf welchen sie auftreffen, liegen bleiben und so Windkraft und Windrichtung fixiren, ist die Platte *CD* mit concentrischen Fugen dd_1, ee_1, ff_1 u. s. w. versehen, welche durch ähnliche radiale Unterschiede in 8 Sectoren getheilt werden. Ist die Platte nach den Himmelsgegenden gehörig orientirt, so gibt der Sector, in welchem eine Kugel liegt, die im Augenblicke des Fallens stattfindende Windrichtung, die Furche angenähert die in demselben Augenblicke stattfindende Windstärke an, welche zugleich bei der hier abgebildeten Einrichtung aus der Häufigkeit des Kugelfalles geschlossen werden kann.

Wie aus der Grösse der Ablenkung auf die Windgeschwindigkeit geschlossen werden kann, wird von Forbes durch eine längere Ableitung gezeigt, als deren Resultat für englisches Mass und Gewicht die Formel gilt:

$$S = \frac{v\sqrt{h}}{g} - \frac{75060\,w}{g\,d^2} \log\text{nat} \frac{75060\,w + d^2 v\sqrt{gh}}{75060\,w},$$

in welcher S die horizontale Ablenkung, v die Windgeschwindigkeit, h die Fallhöhe, g der Fallraum in der ersten Zeitsecunde, d der Durchmesser (in Zollen) und w das Gewicht der fallenden Kugel ist. Er findet, dass eine Kugel von $\frac{1}{8}''$ Durchmesser, welche das specifische Gewicht $= 1$ besitzt und durch eine Höhe von 4 Fuss fällt, von einem Winde mit 40 Fuss Geschwindigkeit um 3,984 Fuss abgelenkt wird, während eine Kugel von $\frac{2}{8}''$ Durchmesser und einem specifischen Gewichte $= 2$ bei einer Windgeschwindigkeit von 20 — 40 — 60 Fuss um 0,620 — 2,268 — 4,800 Fuss abgelenkt wird. Dass nun bei anzustellenden Versuchen für verschiedene Werthe von v die entsprechenden von S berechnet und tabellarisch aufgestellt sein müssten, ergibt von sich selbst. Es ist übrigens, die Bequemlichkeit des Verfahrens ganz bei Seite gesetzt, sehr zu bezweifeln, ob das Anemometer von Forbes Anspruch auf eine grössere Genauigkeit haben kann als der richtig behandelte Woltmann'sche Flügel, wenn auch bei ersterem alles Hinderniss durch Zwischentheile vermieden ist.

D. In Bezug auf die übrigen Eigenschaften des Windes, welche zur Bestimmung der Windgeschwindigkeit benutzt wurden, ist mit Uebergehung der ebenfalls vorgeschlagenen Windpfeifen

18) das Leslie'sche Thermo-Anemometer zu erwähnen, bei welchem ein Alkohol-Thermometer, mit einer mindestens $\frac{1}{2}''$ grossen Kugel und einer verstellbaren Scale versehen, mit der Hand erwärmt und die Zeit beobachtet wird, in welcher es in ruhender Luft bis zu seiner früheren Temperatur abkühlt; wird es hierauf wieder mit der Hand erwärmt, und die Zeit beobachtet, in welcher es dem Windstrome ausgesetzt verkühlt, so soll der Quotient aus beiden Zeiten um die Einheit vermindert und dann mit $4\frac{1}{2}$ multiplicirt die Geschwindigkeit des Windes in englischen Meilen in der Stunde geben. (Rees Encyclop. Vol. XXXVIII. Art. *Wind-gage.*) Es bedarf keiner weiteren Auseinandersetzung, dass bei diesem Verfahren zu viel Umstände, welche auf die Verkühlung Einfluss haben, ausser Acht gelassen werden, als dass ein richtiges Resultat erwartet werden könnte.

Ausser der bei den einzelnen Vorrichtungen angegebenen Literatur ist noch zu erwähnen: Edinburgh Encyclop. Art. Anemometer und L. F. Kaemtz Lehrbuch der Meteorologie, Halle 1831. Bd. I. S. 153.

Hülsse.

Anemoscop, Windfahne, eine Vorrichtung, welche zum Anzeigen der Windrichtung dient, und entweder in einer frei um eine Spindel beweglichen Windfahne bestehen kann, unter welcher die Himmelsgegenden durch Metallstangen angedeutet sind, oder durch eine fest mit einer Spindel verbundene Windfahne die Richtung des Windes an einem unter der Windfahne befindlichen Beobachtungsorte so angibt, dass ein mit der Spindel verbundener Zeiger über eine Windrose sich hinbewegt. Die Vorrichtung ist zu einfach, als dass eine ausführliche Beschreibung oder Abbildung erforderlich wäre; es mag nur bemerkt werden, dass zur Verminderung des durch einseitigen Druck hervorgebrachten Reibungswiderstandes die Fahne an der Spindel durch ein Gegengewicht äquilibrirt werden muss, dass eine grössere Genauigkeit in Angabe der Windrichtung dadurch erzielt werden kann, dass man die Fahne in Form eines Keiles herstellt, dessen Schärfe dem Winde zugekehrt ist, und welcher offenbar nur dann in einer bestimmten Lage verharrt, wenn der Wind gegen seine beiden Seiten gleich stark wirkt, was nicht eher der Fall sein kann, als bis die Linie von der Schärfe des

Keils bis zur Mitte des Rückens genau in der Windrichtung liegt, und dass endlich, wenn die Schwankungen der Windfahne stetiger und mit nicht zu grosser Ausbeugung erfolgen sollen, mit der Spindel durch Rad und Getriebe noch eine parallele Welle verbunden werden kann, welche mit einem Flügel in einem Wasser- oder Quecksilbergefässe steht und plötzlichen Schwankungen einen zu überwindenden Widerstand entgegensetzt. Die letztere Vorrichtung würde vorzüglich dann zu empfehlen sein, wenn die Windrichtung auf eine von einem Uhrwerke fortgezogene Fläche aufgezeichnet werden soll. *Hülsse.*

Anspitzer. Unter diesem Namen werden jene Instrumente verstanden, welche zum Spitzen der Blei- und Zeichenstifte bestimmt sind. Fast alle bisher bekannt gewordenen sind unter dem Namen *taille-crayon* von Frankreich ausgegangen, und man muss gestehen, dass der Zweck, nämlich das Spitzen leichter, schneller und überhaupt vortheilhafter zu bewirken, keineswegs noch vollkommen erreicht ist, da die Schwierigkeiten weit grösser sind, als es auf den ersten Blick wohl scheinen dürfte. Eben daraus erklärt sich auch der Umstand, dass bei manchen dieser Vorrichtungen zu ziemlich complicirten Mitteln gegriffen worden ist, so dass sie allerdings zu den Maschinen zu zählen sind. Diese Eigenschaft, so wie der nahe Zusammenhang dieser Instrumente mit Maschinenzeichnung wird ihre Aufnahme hier hinreichend rechtfertigen, so wie es nicht unwillkommen sein dürfte, auch die einfacheren Werkzeuge dieser Gattung der Vergleichung und Vollständigkeit wegen in diesem Werke zu finden.

Die ältesten Instrumente zum Anspitzen sind von Boucher in den *Annales de l'industrie nationale et étrangère T. VI. p.* 290 *etc.* (*Paris* 1822) bekannt gemacht worden, in der Absicht, sie in Lehranstalten, wo viel gezeichnet wird, und besonders für den Pantographen, wo die Spitze des Bleistiftes möglichst genau in dessen Axe liegen soll, mit Nutzen zu gebrauchen. Der Verfasser des gegenwärtigen Artikels hat beide, jedoch mit manchen Aenderungen und Verbesserungen in den Details, ausführen lassen und nach ihnen die im Folgenden zu erklärenden Zeichnungen entworfen.

Das einfachere davon findet man auf Taf. 19, wo *Fig.* 70 die eine lange Seite, welcher die andere vollkommen gleicht, vorstellt; *Fig.* 71 und 72 sind die Ansichten beider Enden, *Fig.* 73 bis 84 aber einzelne Theile. Das Instrument ist aus dichtem hartem Holz verfertigt und besteht aus einem Fusse *A*, mit welchem der Boden des Obertheiles, durch Schrauben befestigt, ein Ganzes bildet. Der Fuss *A* erhält in der ganzen Länge eine Oeffnung, in welcher eine kleine Lade (zur Aufbewahrung von Zeichenstiften, Feilen u. s. w.) passt. Ihre Vorderfläche sammt den punktirt angedeuteten Wänden sieht man bei *B Fig.* 71; zum Ein- und Ausschieben dient das in Fig. 70 und 71 mit *i* bezeichnete Knöpfchen. Die Lade ist kürzer als der Fuss selbst; denn am Ende seiner Höhlung ist, um einen festeren Stand des Instrumentes zu erhalten, ein bei *m Fig.* 70 punktirt angedeuteter Würfel aus Blei eingepasst und seine äussere Fläche durch das Bretchen *n Fig.* 70 und 72 bedeckt, welches zugleich diese Seite des Fusses vollkommen schliesst. Eine nur in *Fig.* 71 und 72 sichtbare, in den Fuss eingefugte Bodenplatte *c* dient zugleich als Bahn für die Lade.

Der obere Theil des Instrumentes bildet eine Art von oben ganz offenen Kästchen, und besteht aus ganz langen, einander ganz gleichen Wänden *a*, *b*, dann aus zwei schmalen *f* und *g* und einem Boden *o*.

Diese fünf Stücke sind, wie man mit Beihülfe der Punktirung auf *Fig.* 70 am besten erkennt, durch feine Holzschrauben mit einander fest verbunden. Alle vier Wände haben da, wo sie den Boden berühren, bogenförmige Durchbrechungen, wovon die der Wand *a* bei a_1 *Fig.* 70 sichtbar ist; die halbkreisförmige der Wand *g* bemerkt man in *Fig.* 72, so wie die flachere der Wand *f* in *Fig.* 71. Diese vier Oeffnungen haben die leichte Reinigung des Inneren von Spänen und Abfall beim Spitzen überhaupt zum Zwecke.

Der zu spitzende Bleistift p_1 ist so gelagert, dass er sowohl horizontal als auch schief, aufwärts oder abwärts geneigt sich stellen und in jeder dieser Lagen sich mit den Fingern anfassen und rund drehen lässt. Ein Holzklötzchen *p*, auf dessen oberer Fläche sich die Theile zum Auflegen des Bleistiftes befinden, ist so dick, dass es den Raum zwischen den Wänden *a*, *b* ausfüllt und sich sammt dem Bleistift, welchen es trägt, nach beiden Seiten neigen, ausserdem aber auch vor und zurück innerhalb der Wände schieben lässt. Zu diesem Ende hat jede lange Wand einen Schlitz wie *h*, *h* *Fig.* 70, das Klötzchen *p* aber ein ganz durchgehendes Loch, sichtbar bei *q* *Fig.* 83, wo das Klötzchen, jedoch ohne Bleistift, nochmals abgesondert dargestellt ist. Wände und Klötzchen gelangen durch eine stählerne Spindel in Verbindung, welche man mit den zu ihr gehörigen Theilen abgesondert in *Fig.* 79 findet. Ihr hinteres Ende ist eine grössere runde Platte *l* (man sehe auch *Fig.* 71 und 72), auf deren innerer Seite der Ansatz 2 nicht übersehen werden darf. Er ist flach viereckig, seine Breite entspricht der Dicke der Wand *b*, und er verhindert das Drehen der Spindel, wenn sie zwischen die Wände des Instrumentes gebracht wird. Das mit der Schraube versehene Ende der Spindel, sowie die Schraubenmutter *k* und die Druckplatte 3 wird man in den *Fig.* 70 — 71 leicht auffinden, auch wird die Wirkung dieser Theile bald verständlich werden. Vorausgesetzt, dass die Mutter *k* gelüftet ist, lässt sich das Klötzchen *p* nicht nur um die Spindel drehen und demnach mehr oder weniger neigen, sondern auch sammt der Spindel und Schraubenmutter vermöge der Schlitze *h*, *h* *Fig.* 70 in gerader Richtung vor oder zurück bewegen. Hat *p* die verlangte Stellung, so reicht ein starkes Anziehen der Mutter *k* hin, ihm dieselbe zu sichern, weil dann *k* die Wände *a*, *b*, die etwas federn, zusammen- und ihre inneren Flächen an die äusseren des Klötzchens gewaltsam anpresst. Hieraus ergibt sich auch die Unentbehrlichkeit des Ansatzes 2 in *Fig.* 81, sowie es kaum einer Bemerkung bedarf, dass er in dieser Figur im Grundrisse, also von der langen Seite, mithin nicht in der Lage erscheint, welche er in *Fig.* 70 bis 72 haben muss. Zur freien Bewegung des hinteren Bleistiftendes p_1 *Fig.* 70 ist die Wand *g* mit einem tiefen Ausschnitte versehen.

Man bedarf nach der verschiedenen Dicke der Bleistifte mehrerer Paare von Hülsen oder Ringen, von der Art wie *Fig.* 73 ein Stück von zwei Seiten darstellt. Eine solche Hülse ist ein kurzes, an jedem Rande mit einem erhöhten Wulste versehenes, der ganzen Länge nach aufgespaltenes Röhrchen, — das Letztere, damit es etwas nachgibt und recht fest auf den Bleistift gesteckt werden kann, auch Hülsen von derselben Weite auf mehrere in der Stärke wenig verschiedene Bleistifte passen. Diese Hülsen dienen zur Lagerung des Bleistiftes im oberen Aufsatze des Klötzchens *p*, so dass er sich wohl rund drehen lässt, aber der Länge nach sich nicht verschieben kann.

Zur jetzt nöthigen genauen Kenntniss der Theile auf der obern Fläche des Klötzchens dienen die Figuren, welche dasselbe einzeln darstellen, nämlich *Fig.* 83, dann *Fig.* 82 die Ansicht seiner hinteren, *Fig.* 84 die der vorderen Fläche und *Fig.* 81 der Grundriss oder die Ansicht von oben. Die Durchbohrung *q* *Fig.* 83, punktirt bei 12 *Fig.* 82 und 84 angedeutet, ist bereits besprochen worden. Die aufrechte stählerne Wand 4 ist an ihrem rechtwinkelig abgebogenen Fusse mit zwei Schrauben (man sehe den Grundriss) an die obere Fläche des Klötzchens festgeschraubt. Ihr entspricht eine zweite 5, *Fig.* 81, 83, 84. Sie lässt sich jener mehr oder weniger nähern oder von ihr entfernen. Zu diesem Ende ist der Fuss der ersteren in eine schmale Leiste 6, *Fig.* 81 und 83, verlängert, welche zwischen zwei andere an der Wand 5 befindliche (7, 8, *Fig.* 81) passt und durch eine Oeffnung am unteren Rande derselben durchgeht. Den letzteren Umstand bemerkt man am besten in *Fig.* 84; auch in *Fig.* 71. Die Längenkanten von 6 laufen auf beiden Seiten schräg nach aussen, die mit ihnen in Berührung kommenden der Leisten 7, 8 haben die verkehrte Gestalt, um ein besseres Ineinanderpassen und eine sicherere Bewegung der zweiten Wand hervorzubringen. Diese ist in *Fig.* 80 für sich allein nochmals im Grundrisse abgebildet. Wenn die feste Wand 4 und die bewegliche 5 die richtige Entfernung von einander erhalten haben, so stellt man 5 fest, wozu eine Schraube mit der unter ihrem Kopfe liegenden Druckplatte dient. Beide zuletztgenannten Stücke sieht man, mit 9 und 13 bezeichnet, in *Fig.* 81 und 83; ausserdem auch noch in *Fig.* 70. Damit die Schraube recht fest angezogen werden kann, geht sie nicht unmittelbar in das hölzerne Klötzchen, wo sie ausreissen könnte, sondern es erhält dieses an der Vorderseite ein flachviereckiges Loch, in welches eine messingene Mutter eingesteckt wird. Was dann von der Oeffnung noch übrig bleibt, wird mit einem genau passenden Holzstückchen geschlossen. In *Fig.* 83 sind diese Theile punktirt angegeben, nämlich bei 20 die Schraubenmutter, bei 10 aber die Ausfütterung mit Holz; 11 endlich in *Fig.* 84 und *Fig.* 71 zeigt den Endumriss des eingefugten Holzstückchens.

Die Wände 4 und 5 sind mit in einem Winkel zusammenlaufenden Einschnitten versehen, welche einander genau gleich und auf einander treffend sein müssen. Sie zeigen sich am besten in *Fig.* 82 und 84 und dienen dem Bleistifte, eigentlich den auf ihn gesteckten Hülsen zum Lager. Die Betrachtung von *Fig.* 70 verglichen mit *Fig.* 71 und 72 wird hierüber keinen Zweifel lassen, besonders aber *Fig.* 70 zeigen, dass die an den Wänden 4 und 5 anliegenden Wülste der Hülsen ein Verschieben des Bleistiftes völlig verhindern. Wohl aber lässt er sich, zwischen 4 und 5 angefasst, wozu auch *a* in dieser Gegend einen Ausschnitt hat, leicht und schnell um seine Axe drehen. Die Lager selbst sind deswegen eckig und nicht halbrund, damit Hülsen von sehr verschiedener Grösse in dieselben gleich gut passen. Da man diese auf dem Bleistift willkürlich verschieben und ihre Wülste an den innern oder äussern Flächen der Wände laufen lassen kann, so wäre die Beweglichkeit der Vorderwand 5 eigentlich ganz überflüssig. Allein sie ist es nicht, wenn man Zeichenstifte ohne Holzfassung oder Zeichenkreide in dem Instrument behandeln will. Dergleichen Stifte klemmt man in die bekannten Kluppenfedern ein, wo ein vorgeschobener Ring sie festhält. Die Ringe der Kluppenfedern vertreten wohl die Stelle der oft erwähnten Wülste, allein ihre Entfernung von einander lässt sich nicht mehr nach Belieben

abändern, und man muss daher durch Verschieben der beweglichen Wand 5 zum Zwecke gelangen und auf diese Art das Verschieben der Feder nach der Länge verhindern.

Das Zuspitzen selbst geschieht mit einer flachen Feile ohne Angel oder einer messerförmigen Schneide, welche, nach den Umständen, abwechselnd oder jede für sich allein gebraucht werden; beide aber sind in dem Schieber oder Schlitten *Fig.* 70 befestigt. Als Unterlage und zugleich als Bahn für denselben dienen die oberen Kanten der beiden Seitenwände des Instrumentes, welche, wie *Fig.* 70 am deutlichsten zeigt, von *e* nach *d* allmälig aufwärts laufen. Die Absätze *d* und *e* selbst beschränken zugleich den Weg des Schlittens und verhindern, dass er weiter als es nöthig ist in gerader Richtung längst seiner Bahn sich auf und ab schieben lässt. Er besteht aus einem Mittelstück, welches auf einer Seite das Messer, auf der andern die Feile enthält, und aus zwei Wangenstücken, welche letztere auch dem Instrument seinen geraden Gang sichern, indem sie an den Aussenflächen von *a* und *b* (*Fig.* 70—72) laufen.

Die *Fig.* 74—78 liefern Detailzeichnungen dieses Schlittens. *Fig.* 77 zeigt ihn von der Seite wie in *Fig.* 70, nur dass hier die Wange *v* der *Fig.* 70 weggelassen ist; *Fig.* 74 ist die hintere, *Fig.* 78 die vordere Endansicht von *Fig.* 77, jedoch wieder mit dem in letzterer Figur fehlenden Stücke *v*. *Fig.* 76 stellt die untere Fläche von *Fig.* 77 (oder des Schlittens) vor, *Fig.* 75 aber die entgegengesetzte, also die obere Seite in *Fig.* 70. In allen Figuren ist *x* das Mittelstück, an dessen lange Kanten die zwei Wangen *n*, *v*, jede mit drei Schrauben, und so befestigt sind, dass sie oben und unten über *x* gleich weit vorstehen. Auf *Fig.* 70 sieht man die Köpfe der Schrauben zur Befestigung von *v* an das punktirt bezeichnete Mittelstück, in *Fig.* 77 aber, wo *v* abgenommen ist, auf *xx* die drei Schraubenlöcher. Die in allen eben genannten Zeichnungen sichtbare Feile *F* ist flachviereckig, ohne Angel, mit ziemlich grobem Hieb versehen, weil ein feinerer zu langsam wirken und zu schnell sich verstopfen würde. Um sie gehörig zu lagern, erhält das Mittelstück *x* eine für dieselbe passende Vertiefung, die Feile selbst aber zur unmittelbaren Unterlage einen dünnen Streifen Kork oder Leder, welchen man über *F* in *Fig.* 78 bemerken kann. Zwei an *x* festgeschraubte Messingleisten 18 und 19, *Fig.* 76, 74, 78 und 77, welche mit einer winkelrechten schmalen Abbiegung in ihrer ganzen Länge die Feile an beiden Seiten etwas übergreifen, halten sie unbeweglich fest. Neben der Feile, mit ihr gleichlaufend und zunächst an den Wangen *n*, *v*, sind zwei schwache Stahlfedern, 16 und 17, mit einem ihrer Enden an *x* festgeschraubt, während das andere frei steht. Sie treffen auf die Bahnen der Wände *a*, *b* des Instrumentes, erleichtern den Gang des Schlittens und bewirken, dass selbst bei minder vorsichtiger Führung desselben die in der Vollendung begriffene Spitze des Zeichenstiftes nicht leicht abgebrochen wird. Diese Federn dürfen aber nie so stark sein, dass sie der Hand selbst bei der Bewegung des Schlittens fühlbaren Widerstand leisten, sondern sie brauchen kaum das Gewicht des Schlittens zu tragen und müssen von diesem schon bedeutend zusammengedrückt werden, etwa in dem Grade, wie dieses die Feder 16 in *Fig.* 70 verglichen mit ihrer Stellung in *Fig.* 77 bemerken lässt. Die Federn tragen ferner noch zur Verminderung der Reibung bei, weil die Bahnen des Instrumentes nur mit dem freien Ende der Federn und mit der

hinter ihnen noch vorhandenen Fläche von *x* *Fig.* 76 in Berührung stehen. Die Federn sind nämlich ebenfalls in *x* eingelassen, und zwar so, dass die hierzu dienenden Aushöhlungen auf *x* von vorn, wo sie kaum bemerkbar sind, gegen das feste Ende der Federn an Tiefe allmälig so zunehmen, dass die Federn an dieser Stelle sammt den sie festhaltenden Schrauben noch etwas unter der Oberfläche von *x* liegen.

Nach den bisher gegebenen Erklärungen kann es nicht schwer fallen, Wirkung und Gebrauch des Instrumentes zu verstehen. Wenn nämlich der Bleistift wie in *Fig.* 70 gelagert ist, so wird der Schlitten unter sanftem Niederdrücken längst der Bahn hin und her geführt und gleichzeitig der Bleistift mit der linken Hand um seine Axe gedreht, wodurch die Feile sowohl das Holz der Fassung wegnimmt, als auch zuletzt die Spitze hervorbringt. Neigung des Bleistiftendes gegen den Boden des Instrumentes durch Verstellen des Klötzchens *p* bewirkt eine längere, schlankere Spitze; durch die entgegengesetzte Lage kann man sie mehr stumpf, und überhaupt auf diesem Wege nach Willkür erhalten. Am besten gelingt die Operation bei Stiften, welche keine Holzfassung besitzen; diese aber legt insofern ein Hinderniss im Weg, als die Zähne der Feile bald sich mit Spänen füllen und dann viel unvollkommener und langsamer wirken. Das Holz und das Verstossen der Feile ist überhaupt Schuld, dass alle Instrumente zum Spitzen nicht das leisten, was man von ihnen erwarten sollte. Ganz abhelfen kann man diesem Umstande nicht, höchstens den nachtheiligen Erfolg vermeiden, wenn man Stifte mit möglichst dünner Holzfassung und nicht zu feine Feilen wählt. Auch eine Feile mit bloss einfachem Hieb wirkt auf das Holz schneller und besser, gibt aber dem Stift selbst keine so glatte und feine Spitze. Die Feile *F* in den Abbildungen hat auf der in *Fig.* 75 theilweise sichtbaren Fläche einen einfachen Hieb. Man kann daher nach Befinden die Feile losschrauben und so in den Schlitten wieder einlegen, dass sie die einhiebige Fläche dem Bleistifte zukehrt.

Das beste Auskunftsmittel nun bei diesem, sowie bei allen ähnlichen Instrumenten, die Schwierigkeiten zu beseitigen, welche das Holz entgegensetzt, ist vorläufiges Beschneiden desselben mit einem gewöhnlichen Messer; doch wurde bei der bisher beschriebenen Vorrichtung auch der Versuch gemacht, eine messerähnliche Schneide anzubringen. Zu diesem Behufe ist die zweite Fläche des Schlittens benutzt. Daselbst sind wieder zwei, aber etwas stärkere Federn 14, 15, *Fig.* 75, 74, 77, 78, angebracht; *y* bezeichnet das Messer, *z* aber in *Fig.* 74 und 75 eine Aushöhlung von *x*, deren Ende unter dem äussern Rande des Messers den Austritt der Holzspäne gestattet. Das Messer erhält, wie *Fig.* 75 zeigt, eine schräge Schneide, damit es leichter angreift; diese ist zugleich aufwärts gerichtet, so dass dort, wo die zwei in *Fig.* 75 sichtbaren Schrauben es mit *x* verbinden, sein Rücken und seine tiefste Stelle sich befindet und es die Schneide gegen *z* kehrt. Zum Gebrauch wird *Fig.* 75 umgewendet, so dass die Feile *F* nach oben kommt, auf das Instrument *Fig.* 70 gebracht, und dann, damit das Messer schneidet, von *d* gegen *e* in kurzen Zügen unter jedesmaligem augenblicklichen Niederdrücken beim Angreifen des Messers geführt. Nach jedem Schnitt muss natürlich der Bleistift etwas um seine Axe gedreht werden. Die Feile ist zwar dann ausser Wirksamkeit, aber der Bewegung von *D* nicht hinderlich, weil sie, gegen *e* *Fig.* 70 gewendet, innerhalb des tiefen Ausschnittes der Wand *f* *Fig.* 71 freien Spielraum erhält. Wer sich übrigens nicht auf die Füh-

rung des Schlittens während des Gebrauches des Messers vollkommen einübt, wird kaum damit besser zurecht kommen, als mit dem Zuschneiden des Holzes ganz aus freier Hand, und demnach ist durch diese Einrichtung den Mängeln des Instrumentes keineswegs vollkommen abgeholfen.

Auszustellen an diesem Instrumente wäre auch noch ferner, dass es bedeutende Geschicklichkeit und Einübung schon deshalb verlangt, weil man mit einer Hand die drehende Bewegung des Zeichenstiftes, mit der andern die geradlinige des Schlittens vollbringen muss. Der Erfinder hat daher noch ein zweites in dem schon oben angeführten Werke beschrieben, welches, sehr sinnreich construirt, weit schneller wirkt und überhaupt, den höheren Preis abgerechnet, das empfehlenswertheste unter allen bis jetzt bekannt gewordenen sein dürfte. Original-Beschreibung und Zeichnung sind aber nicht ganz deutlich, so dass in der Ausführung nach derselben Manches ergänzt und abgeändert werden musste und daher das hier zu beschreibende Exemplar auf Taf. 17 von dem ursprünglichen Texte bedeutend abweicht. Diese Aenderungen hat der Verfasser dieses Artikels aus guten Gründen veranlasst, welche aber hier einzeln anzugeben weitläufig und überflüssig sein würde.

Fig. 1 ist der Grundriss, *Fig.* 2 die Ansicht einer der langen Seiten, *Fig.* 3 die des hinteren Endes. In jeder dieser Hauptfiguren mussten, der Deutlichkeit wegen und um Manches nicht zu verdecken, einige Theile wegbleiben. So fehlt in *Fig.* 3 die lange Leiste A_1A der *Fig.* 1 und 2; in *Fig.* 1, 2 aber das obere Gesims *D*, und *E*, *F* von *Fig.* 3, welche letzteren Stücke jedoch in der Lage, wie sie aufgepasst werden, und durchschnittweise über *Fig.* 2 in den *Fig.* 13 und 14 erschienen. *Fig.* 17 wiederholt ein Stück des Grundrisses, aber auch nach Abnahme mehrerer in *Fig.* 1 sichtbarer Theile, die übrigen Figuren dieser Tafel bis einschliesslich *Fig.* 31 geben die zur vollen Deutlichkeit nöthigen einzelnen Details.

Der Fuss *B* enthält in seiner hohlen Mitte eine hinreichend schwere dicke Bleitafel, um dem Instrument, ohne dass man es festzuhalten genöthigt wäre, einen sichern Stand zu geben. Auf diesem Fuss ist ein Boden festgeschraubt, welcher alle übrigen Theile der Vorrichtung trägt. Es schliessen sich nämlich an ihn die zwei langen Seiten *aa*, *ss* und die hintern *t*; die entgegengesetzte vordere aber reicht nur so weit hinunter, dass eine Oeffnung zum Einschieben eines Lädchens bleibt. Die Verbindung dieser vier Seiten sowohl unter sich als mit den drei Kanten des Bodenstückes geschieht durch Schrauben. Für die lange Seite *aa* findet man die letzteren, fünf an der Zahl, unmittelbar über *B* in einerlei Höhe stehend, punktirt angedeutet. Die Art, wie die vier Seiten in den Winkeln zusammenhalten, wird sich aus den in *Fig.* 1 sichtbaren Schraubenköpfen und der Punktirung ergeben. Parallel mit dem unteren liegt ein Zwischenboden, so dass hierdurch der Raum für das schon erwähnte Lädchen gewonnen wird. Es ist in *Fig.* 2 punktirt angedeutet; eben so der zweite Boden und die fünf ihn mit *aa* verbindenden Schrauben. An der Mitte des auf diese Art gebildeten oben offenen langen Kästchens erheben sich die zwei hoher Wände *m*, *m* *Fig.* 2 und *m*, *n*, *Fig.* 1, 3, 17. Auch sie reichen bis an den Fuss *B*. Jede ist an den langen Seiten mit vier Schrauben befestigt. Die Köpfe jener für die Wand *m*, *m* *Fig.* 1 sieht man daselbst punktirt, und zwar sind es die grösseren, welche mit den zehn wagerechten, den beiden Böden angehörigen, nicht in einer Linie stehen. Die Ursache, warum sowohl diese Schrauben als

auch der untere Theil von *m*, *m* nur punktirt sich zeigen können, liegt darin, dass um das ganze Kästchen unmittelbar über *B* noch eine Verkleidung aus acht Bretchen geht, welche man, mit *b*, *c*, *d*; b_1, *r*, d_1; *i* und *e* bezeichnet, in den drei Hauptfiguren finden kann. Eines davon, *i*, *Fig.* 1 und 2, bildet die Vorderwand des Lädchens, die übrigen aber sind unbeweglich. So ist *d* *Fig.* 2 mit drei Schrauben an *a* befestigt; von zweien derselben liegen die Köpfe zunächst *e* frei, den dritten bedeckt *c*. Gleichmässig bewerkstelligen eben so viele Schrauben die Befestigung von d_1, *b* und b_1; die Platte *c* *Fig.* 1 halten wieder vier in *b* und *d* gehende Schrauben; jene für *e* aber findet man leicht auf *Fig.* 3, woraus auch die Verbindung dieses Stückes mit *d* und d_1 *Fig.* 1 zur Genüge erhellt. Noch muss bemerkt werden, dass die freie Kante dieser Verkleidung mit der obern Fläche des zweiten oder Zwischenbodens gleich steht, wie die Ansicht von *Fig.* 2 und 3 lehrt.

Die Wände *m*, *n* bilden nebst einem Vorder- und Hintertheil ein hohles Viereck *m*, *n*, *p*, *q* *Fig.* 1, 2, 3, 17; jedoch reichen *p*, *q* nicht bis auf den Boden, sondern nur bis zu den oberen Kanten von *a* und *s*; auch besitzen sie noch Ausschnitte zur ungehinderten Bewegung der langen Leiste A_1A. Den Ausschnitt von *p* sieht man in *Fig.* 3; daselbst auch, aber nur punktirt, den viel höheren bogenförmigen des Vordertheiles. Die mit 1 bis 4 bezeichneten Schraubenköpfe in *Fig.* 1 werden über die Art der Verbindung der in Rede stehenden Theile *m*, *n*, *p*, *q* keinen Zweifel übrig lassen.

Die obere Mündung des viereckigen hohlen Aufsatzes reicht in das Leistenwerk *D* des Gesimses *Fig.* 3 ziemlich weit hinein, so dass dieses mit der Platte *G*, auf welcher der vasenförmige Knopf *E*, *F* steht, den Deckel für die in *Fig.* 1 von *m*, *n*, *q*, *p* begränzte Oeffnung bildet. Die Verbindung zwischen beiden ist so beschaffen, dass man das ganze Instrument an dem Knopfe *E*, *F* fassen und ihm dadurch eine beliebige Stelle geben kann, zugleich auch der innere Mechanismus nicht so leicht jedem Unberufenen zugänglich ist. Die obersten Kanten von *m*, *n* besitzen einen schwalbenschweifförmigen Einschnitt zum Einschieben eines gut passenden Quersteges *f* *Fig.* 2. In *Fig.* 1 fehlt er, aber man findet leicht die für ihn bestimmten Einschnitte. Er ist abgesondert gezeichnet in *Fig.* 12, und zwar in f_1 im Grundrisse, so wie er in *Fig.* 1 liegen würde, während *f* seiner Stellung in *Fig.* 2 entspricht; *Fig.* 10 zeigt ihn umgekehrt, von unten; *Fig.* 11 aber von der Seite. Nur seine Enden füllen die Einschnitte in *m*, *n* aus, zunächst diesen aber ist er schmäler, weil man ihn sonst wegen des Vorsprunges c_1 in seiner Mitte nicht an seine gehörige Stelle bringen könnte. Die Verstärkung c_1 aber gibt eine längere Mutter für die Schraube *Fig.* 9, wodurch diese erst sicher ihren gleich zu beschreibenden Dienst leistet. Die vier Leisten des Gesimses *D* *Fig.* 3 und 14 sind an den Kanten des Bodens e_1 *Fig.* 14 fest; mit ihm in untrennbarer Verbindung ist die Platte *G*, sowie der Zapfen am unteren Theile des Knopfes. *E* *Fig.* 14 hat eine Durchbohrung zum Einsenken der Schraube *Fig.* 9, welche wieder, wie schon erwähnt wurde, in c_1 *Fig.* 10 und 11 ihre Mutter findet. Wenn alles auf die angedeutete Art verbunden ist, so verbirgt der aufzuschraubende Deckel *Fig.* 13 (*F*, *Fig.* 3) den Schraubenkopf, und das Leistenwerk *D* *Fig.* 3 den Steg *f* in *Fig.* 2. Umgekehrt, also mit der innern Seite, erscheint der Deckel in *Fig.* 4, wo die Zahlen 5 und 6, sowie in *Fig.* 14, zwei einwärts abgeschrägte Leisten bezeichnen, welche den leeren Raum zu beiden Seiten

des Steges *f* *Fig.* 2 ausfüllen und zum noch besseren Aufpassen des Deckels beitragen.

Die schon genannte Leiste *A* *Fig.* 1 und 2 wird an ihrem Griffe A_1 gefasst und trägt die Feile *H.* Diese findet in der obern Fläche ihr Lager in einer für sie passenden seichten Vertiefung, wie man an der Punktirung in *Fig.* 2 sieht; zum völligen Festhalten aber dienen die zwei messingenen, über die Endkanten der Feile greifenden Backen 20 und 21. Die Leiste liegt, wie der Augenschein lehrt, in geneigter Lage im Instrument und lässt sich, am Griffe A_1 angefasst, sehr leicht der Länge nach hin und her bewegen. Jedoch muss ihr Weg, damit sie nicht zu weit hineingeschoben oder herausgezogen werde und um die daraus etwa entstehenden Unordnungen zu verhindern, beschränkt werden. Dies geschieht durch die an beiden Enden angebrachten Stellungen. Die vordere bezeichnet in *Fig.* 2 der Buchstabe *I*, in *Fig.* 1 die Punktirung; die hintere ist gleichmässig in *Fig.* 1 und bei *K* *Fig.* 2 zu finden; beide sind von Messing. Die vordere *I* geht von einer an *A* festgeschraubten Platte aus; *Fig.* 5 zeigt sie abgesondert, jedoch von der untern Seite, wo sich auch die zwei Löcher für die versenkten Schrauben zur Befestigung an *A* darstellen. Die Verbindung von *K* mit *A* aber wird sich etwas später von selbst ergeben. Die Leiste *A* lässt sich nur so weit in das Instrument hineinschieben, bis das vordere runde Ende von *I* bei *L* *Fig.* 2 an die Wand des Instrumentes trifft; eben so beschränkt *K* durch das Anstossen an die Vorderfläche von *e* die Bewegung des Schiebers in entgegengesetzter Richtung. Damit durch solche oft wiederholte Stösse die erwähnten Flächen nicht Schaden leiden, sind an beiden Berührungsstellen Stahlplättchen in das Holz versenkt. Das bei *L* *Fig.* 2 nur punktirt angegebene ist länglich, das zweite über dem Buchstaben *e* aber rund, und auch in *Fig.* 3 zwischen *t* und *e* sichtbar.

Vier bloss in Spitzen hängende, sehr leicht bewegliche messingene Rollen, zwischen welchen die Leiste *A* läuft, sichern ihren Gang und verhindern zugleich jede Seitenbewegung derselben. Diese Rollen sind in *Fig.* 1, 2, 3 mit *v*, *w*, *x*, *y* bezeichnet. In *Fig.* 1 und 2 erscheinen nur die oberen *v*, *w* ganz unbedeckt; von denen aber, welche der Leiste zur Unterlage dienen, sieht man in *Fig.* 1 nur die äussern Ränder, in *Fig.* 2 konnten sie nur durch punktirte Kreise angedeutet werden; von *x*, *y* zeigt auch *Fig.* 3 einen Theil. Alle vier sind einander ganz gleich, und ihre Beschaffenheit lässt sich mit Hülfe der *Fig.* 21 völlig verständlich machen. Hier kommen an *w* zuerst die punktirt angezeigten conischen Vertiefungen zum Eintritt jener Schraubenspitzen in Erwähnung, von welchen die Rolle frei schwebend und leicht beweglich getragen wird. Die Rolle hat ferner zwei grössere Endplatten 1 und 2 mit abgerundeten Rändern, zwischen welche die lange Leiste mit ihrer Breite passt, um Seitenschwankungen zu verhindern; die Absätze 3 und 4 sind mit der Fläche der Leiste in Berührung; der Körper der Rolle zwischen diesen Absätzen endlich ist hohl und so ausgedreht, dass die über die Fläche der Leiste etwas vorstehende Feile in ihrer Bewegung von den obern Rollen kein Hinderniss erfährt; bei den untern aber vermindert das Ausdrehen der Mitte die Reibung und erleichtert den Gang der Leiste. Die untern Rollen tragen daher die Leiste, indem sie fortwährend auf ihnen ruht; ihre Endplatten verhindern, mit Beihülfe jener an den obern Rollen, die Seitenbewegung; die obern halten zugleich die Leiste in ihrer Lage auch während der Längenbewegung unverrückt.

Von den vier Rollen ist nur die eine untere *x* unmittelbar in dem hohlen Raume des Kästchens gelagert. Hierzu dienen zwei ovale, an die Seitentheile *a*, *s* *Fig.* 1, 2, 3, 17 mit zwei Schrauben befestigte Platten 7 und 8. *Fig.* 16 ist eine solche einzelne Platte, und zwar *B* in der Lage der *Fig.* 2, *A* in jener wie *Fig.* 1 oder 17. Der lange cylindrische Fortsatz auf der innern Fläche enthält das Muttergewinde, ist durch ein Loch im Holze gesteckt und ragt in den innern Raum des Kästchens hinein. Die Schrauben, zwischen deren Spitzen die Rolle läuft, findet man mit 9 und 10 bezeichnet in den *Fig.* 1, 2, 3, 17; in letzterer Figur auch ihre Spitzen, weil die Rolle selbst fehlt.

Die untere vordere Rolle liegt in einem eignen Träger, der aus zwei messingenen senkrechten Seitenwänden besteht, an welchen sich die auswärts gekehrten Ansätze für die Schrauben 11 und 12 *Fig.* 1, 2, 3 befinden. Die Wände selbst sind festgeschraubte Bestandtheile eines hölzernen Klötzchens, welches, im Vordertheile des Instrumentes liegend, in den drei Hauptfiguren nicht sichtbar, wohl aber in *Fig.* 23 sammt einigen mit ihm zusammenhängenden Theilen, und zwar so, wie es im Innern von *Fig.* 2 steckt, also in der Seitenansicht erscheint. Ferner gehören hierher *Fig.* 22, die Vorderansicht der *Fig.* 23, und *Fig.* 30, ihr Grundriss, deren völlige Erklärung aber erst später erfolgen kann. Jetzt kommen nur das Klötzchen *u*, die Messingwände 13, 14 und die Schrauben 11, 12 in Betrachtung, welche Stücke, verglichen mit den Hauptfiguren, die Lagerung der Rolle *y* anschaulich machen werden.

Die zwei oberen Rollen *v*, *w* laufen zwar auch in den Enden von Schrauben; allein diese haben ihre Muttern in den Armen messingener Kloben, welche letztere jeder an zwei Federn hängen. Mithin können diese Rollen, wenn die lange Leiste sich hebt oder senkt, dieser Bewegung nachgeben; eine Einrichtung, die nicht bloss zufällige Ungleichheiten in der Bewegung der langen Leiste beseitigen und unschädlich machen soll, sondern auch, wie erst weiter unten sich erklären lässt, für die Wirkung der Feile unentbehrlich ist. Zunächst handelt es sich darum, die mit der hintern Rolle *w* verbundenen Theile deutlich zu machen. Den äussern Rand des Kästchens bedeckt die Messingplatte 16, *Fig.* 1 und 2; auf ihr liegen die hintern Enden der Federn 18 und 19; eine schmale Platte 17 hält sie mit Hülfe zweier Schrauben fest. Die Vorderenden von 18 und 19 sind an dem Kloben 29 angenietet, dieser aber trägt mit den Spitzen der Schrauben 22 und 24 die Rolle *w*. Im Grundrisse *Fig.* 17 fehlen die eben genannten Theile und sind in *Fig.* 18 bis 21 abgesondert gezeichnet. Auf *Fig.* 18 erscheinen die Stellen für die drei versenkten Schrauben zur Befestigung dieser Platte auf *s*, *a*, *t* *Fig.* 17, wo man die hierzu bestimmten Schraubenlöcher findet. Die zwei noch übrigen der *Fig.* 18 treffen mit denen auf *Fig.* 19 und jenen am Hinterende der Federn *Fig.* 20 zusammen. An letztern, sowie am Kloben 29 *Fig.* 21 zeigen sich auch die Stellen für die Nieten. Die Arme des Kloben sind von vorn herein aufgespalten, damit man sie, wenn die Muttern für 22 und 24 sich ausreiben und erweitern sollten, mit den dazu bestimmten Druckschrauben auf ihrer obern Fläche wieder zusammenziehen kann; eine Anordnung, welche die Vergleichung mit *Fig.* 2 bei 29 noch deutlicher machen wird. Was endlich die vordere Rolle *v* *Fig.* 1 und 2 betrifft, so hat ihr Kloben dieselbe Einrichtung. Er hängt auf ähnliche Weise an den Federn 27 und 28. Die beiden schon beschriebenen Messingwände 13 *Fig.* 2 und 13 u. 14 *Fig.* 22, 23,

30 sind oben durch den mit rechtwinkelig abgebogenen Lappen versehenen Quersteg 15 (*Fig.* 22, 23, 30 und 2) verbunden. Seine obere Fläche nimmt die hinteren Enden der Federn auf, welche die Platte 26 in *Fig.* 31, 1 und 2 wieder mittelst zweier Schrauben festhält.

Das vorliegende Instrument zeichnet sich besonders dadurch aus, dass die Längenbewegung der Leiste auch in die drehende des Bleistiftes sich umändert und beide gleichzeitig geschehen. Der Bleistift *o,o* *Fig.* 1 und 2 steckt in einem aufgeschnittenen Röhrchen *s* *Fig.* 1, 2, 3 und 26; die an dessen hervortretenden Lappen angebrachte Klemmschraube 31 hält ihn fest. Das Röhrchen aber sammt dem Bleistift wird in eine hohle Axe, welche im mittlern Aufsatze des Instrumentes gelagert ist, eingeschoben. Das Röhrchen *Fig.* 26 nimmt von der Schraube bis an das andere Ende auf der äussern Fläche etwas an Dicke ab, klemmt sich daher wegen dieser schwach kegelförmigen Gestalt in die cylindrische Höhlung der gedachten Axe fest und so ein, dass es nicht zurückweicht und nur mit Gewalt sich wieder herausziehen lässt. Dass das gespaltene sich federnde Röhrchen gleichfalls dem Drucke nachgibt und den Bleistift in der ganzen Länge desto fester hält, bedarf kaum einer Erwähnung. Die durchbohrte im Instrument liegende Axe zeigt *Fig.* 25 für sich allein. An ihr bildet die Mitte eine Rolle 32; dann hat sie an jedem Ende einen Hals 33 und 34. Mit diesen Hälsen läuft sie in ihren zwei Lagern; die höhern Absätze zunächst an den Hälsen verhindern ihre Verschiebung, so dass sie demnach nur rund gedreht werden kann. Das hintere Lager ist eine abgereifte, an die Wand *p* *Fig.* 3 festgeschraubte Stahlplatte 42, auch in *Fig.* 1, 2 und 17 bemerkbar, über welche der Hals 33 zum leichtern Einstecken des Röhrchens *s* noch hinaussteht. Das zweite Lager oder das runde Loch für den vordern Hals (34, *Fig.* 1 u. 25) befindet sich in einer Spange im Innern des hohlen Aufsatzes. In *Fig.* 1 ist sie mit 37 bezeichnet; in *Fig.* 27 erscheint sie abgesondert in drei Ansichten, in *A* nämlich so wie in *Fig.* 1, in *B* von der hinteren Fläche, in *C* von der Seite eines der beiden Lappen; 38 und 39 in *Fig.* 1, 2 und 3 sind die zu ihrer Befestigung an *m* und *n* vorhandenen Schrauben. Der Bleistift bildet jetzt mit *s* und mit der Axe 34, 32 und 33 in *Fig.* 1 und 2 ein durch die Rolle 32 in den Lagern rund zn drehendes Ganzes. — Ferner trägt jede der Wände *m* und *n* auf der innern Seite, der Rolle 32 gegenüber, eine kleinere, 35 und 36 *Fig.* 1, jedoch nicht liegende, sondern senkrecht gestellte. Auch diese Rollen hängen jede in ihrem eigenen Gestelle oder Träger, in Spitzen von Schrauben. Die Träger bestehen aus einer an die Wand des Instrumentes festgeschraubten länglichen Platte, jede mit zwei aufrechten Stützen für die Muttern der Schrauben, an denen die Rolle läuft. *Fig.* 8 stellt diese Theile von der Vorderseite des Instrumentes gesehen dar, jedoch so, dass die Wände *q* und *p* *Fig.* 1 fehlen. Die Bezeichnungen der einzelnen Theile dieser Figur werden die Vergleichung mit den übrigen, namentlich mit *Fig.* 1 erleichtern. Die punktirte Schraube 40 in *Fig.* 8 findet sich wieder auf *Fig.* 2, sowie daselbst auch die zweite zur Befestigung des Trägers noch vorhandene, deren Kopf unter der Scheibe 41 liegt und daher nur durch die Punktirung ausgedrückt werden konnte.

Auf der Oberfläche von *A* vor dem Handgriffe A_1 ist eine Messingplatte festgeschraubt, deren seitwärts herausragender Ansatz eine aufrechte Stütze *M* *Fig.* 1 und 2 trägt. In einiger Höhe über *A* nimmt

sie das Ende der Darmsaite 42 auf, welche durch eine geräumige Oeffnung in der Vorderwand des mittleren Aufsatzes, durch die Rolle 36 *Fig.* 1 auf die wagerechte 32 geleitet, diese umschlingt, und von der Rolle 35 aus dem Viereck durch die Wand *p* wieder austritt, und zwar durch eine ähnliche Oeffnung 43 *Fig.* 3. Den zweiten Befestigungspunkt der Saite gibt die Feder *N Fig.* 1 und 2 an der Leiste *A*. Hier ist *Q* eine hohle messingene Kappe, welche, auf das mit einem viereckigen Absatze versehene Ende von *A* aufgeschoben, von der Druckschraube *P* in ihrer Lage erhalten wird. Die an der Seite dieser Schraube befindliche Holzkante ist, damit sie nicht eingedrückt wird, und um der Schraube eine feste Widerstandsfläche darzubieten, mit Messing belegt und dieses in *Fig.* 1 punktirt bezeichnet. Mit der Endfläche von *Q* verbinden zwei Schrauben die wagerechte Schiene, von welcher die Stahlfeder *N* ausgeht, deren Zweck es ist, die Saite beständig in solcher Spannung zu erhalten, dass sie durch die hierdurch hervorgebrachte Reibung die Rollen in Bewegung setzt. *Fig.* 15 gibt noch eine wiederholte Darstellung der Kappe, wie sie, vom Ende der Leiste *A Fig.* 1 gesehen, sich darstellen würde, und bedarf um so weniger einer Erklärung, als *K*, mit der Kappe aus einem Stück gearbeitet, schon früher besprochen worden ist.

Wenn man die Leiste *A Fig.* 2 an ihrem Handgriffe hin und her schiebt, so weit dies die Stellungen *I*, *K* gestatten, wobei sie, zwischen ihren vier Rollen geleitet, die Längenbewegung vor und zurück vollbringt, ohne hieran auch durch die Hinterseite des Kästchens *t Fig.* 3 beirrt zu werden, weil diese zum freien Durchgange von *A* und der hintern Hälfte der Feile *F* eine hinreichend weite Durchbrechung besitzt, so ist klar, dass der Bleistift durch den im Innern des hohlen Aufsatzes angebrachten Mechanismus in schnelle drehende, nach zweierlei Richtung abwechselnde Bewegung geräth, allein ohne den Erfolg des Anspitzens, weil nach *Fig.* 2 noch keine Berührung mit der Feile selbst statt findet. Diese zu bewirken und gleichmässig mit der allmäligen Entstehung der Spitze zu erhalten, dient der letzte Theil der Vorrichtung, durch welche die Leiste während der schon bekannten Längen- und drehenden Bewegung nebst den vordern beiden Rollen gehoben und nach Willkür die Feile an das Ende des Bleistiftes angedrückt werden kann.

Die Scheibe *Fig.* 6 (*A* vordere, *B* Seitenansicht) ist mit vier Schrauben auf der Wand *m Fig.* 2 befestigt und daselbst durch 41 bezeichnet. Unter dem Kopfe einer grössern, in die Mitte dieser Scheibe gehenden Schraube 44 *Fig.* 1, 2 und 3 liegt der doppelarmige Hebel 45, der sich an dem Griffe *R* um 44 drehen lässt. *Fig.* 7 stellt diesen Hebel nochmals, und zwar *B* von der vorderen, *A* von der Seitenfläche dar; auf *B* bemerkt man das Loch, mit welchem er auf dem runden Schafte der gedachten Schraube steckt. Dieser Hebel, in der Richtung des Pfeiles über 44 *Fig.* 1 gedreht, macht mit der untern Hälfte dieselbe Bewegung, aber nach entgegengesetzter Richtung, wodurch der von seinem gabelförmigen Ende umfasste Stift 25 in der wagerechten Schlitze der Wand *m* fortgeschoben, zugleich aber auch 13 und alles, was damit zusammenhängt, folglich auch die Leiste *A*, gehoben und die Feile an den Bleistift *o* gedrückt wird. Die entgegengesetzte Wendung des Hebels bringt die genannten Theile wieder in ihre erste Stellung.

Der von 25 aus in Thätigkeit gesetzte Mechanismus liegt im Innern des Kästchens und ist in den theilweise schon erklärten *Fig.* 22

bis 30 abgesondert gezeichnet; *Fig.* 23 entspricht der *Fig.* 2, *Fig.* 22 ist die vordere Seite von 23, *Fig.* 30 der Grundriss. Auf dem Bretchen *k* *Fig.* 28 ist mit zwei Schrauben der Träger 30 auf *Fig.* 30 und 23 befestigt, in diesen aber wieder der Stift 25 *Fig.* 30 (auch *Fig.* 2) eingeschraubt. Dieses Bretchen wird also durch die Gabel am Hebel geführt. Zur Unterlage hat es den Zwischenboden des Instrumentes, in welchem es liegt, wie *Fig.* 17, *k* erkennen lässt. Seine gerade Leitung hilft der auf *Fig.* 29 ganz, auf *Fig.* 30 und 17 theilweise sichtbare Schlitz bewirken. Er verengt sich etwas nach unten; dies zeigt der durch ihn genommene Querschnitt von *k*, nämlich *Fig.* 29. In diesen Schlitz passt ein entsprechend geformtes Messingleistchen 48 *Fig.* 30, mit zwei Löchern für Schrauben versehen, welche es an dem Zwischenboden des Instrumentes befestigen. Dann verhindert es jede von der geraden Richtung abweichende Verschiebung des Bretchens, weil der Schlitz desselben sich von 48 nicht entfernen kann.

Das äussere Ende von *k* trägt zwei senkrecht aufgerichtete Wände *l*, *l*, *Fig.* 28, 30 und 23, eine auch in *Fig.* 2 durch den Einschnitt in *m* noch sichtbar. Ihre langen Kanten sind schief, denn eigentlich vertritt *k* mit *l*, *l* die Stelle einer schiefen Fläche oder eines Keiles, welcher, in der Richtung des Pfeiles auf *Fig.* 23 unter das Klötzchen *u* *Fig.* 30, 23 und 22 geschoben, dasselbe in die Höhe hebt. Das letztere kann nicht ausweichen, da es an beiden Seiten und vorn von den Wänden des Kästchens umgeben ist; es muss daher, so wie der Keil unter seinen schiefen Boden tritt, senkrecht aufsteigen, mit ihm aber auch die Rolle *y* und die auf derselben ruhende lange Leiste mit der Feile. Aus diesem Ergebnisse erklärt sich auch die Nothwendigkeit, die Rollen *v* und *w* *Fig.* 2 an Federn hängen zu lassen, welche, wenn *A* mit 11 und 13 höher steigt, besonders die der Rolle *v*, dem Drucke nachgeben und ihre Dienste, nämlich die sichere Führung von *A* durch die Rollen, wie früher leisten. Es versteht sich endlich von selbst, dass die Federn von *w* in der jetzigen Lage schon gespannt sein müssen, damit sie auch bei der sich ändernden Lage der Leiste *A* noch immer auf sie gehörig drücken. Die Bewegung des Keiles erleichtert der Umstand bedeutend, dass er nicht voll ist, sondern blos durch die Höhenkanten von *l*, *l* gebildet wird; man erzielt hierdurch nämlich eine nicht unbedeutende Verminderung der Reibung.

Beim Verkehrtdrehen des Hebels 45 geht wohl die schiefe Fläche in ihre erste Lage zurück, und auch das Klötzchen *u* sinkt nieder, allein nicht ganz gleichförmig und senkrecht, so dass man durch einen leichten Druck auf die Leiste am Handgriffe A_1 nachhelfen müsste. Um dieser Unbequemlichkeit zu begegnen und das Niedersinken des Klötzchens ohne weiteres Zuthun zu bewerkstelligen, ist noch eine lange Stahlfeder im Innern des Klötzchens angebracht worden. In eine quadratische Oeffnung der langen Seiten des Instrumentes passt der Riegel *g* *Fig.* 2 zur Befestigung des Endes jener Feder *h* *Fig.* 3 und 17. Hiermit vergleiche man die *Fig.* 22 und 23, wo Feder und Riegel in jener Lage dargestellt sind, welche sie im Instrumente selbst bei nicht thätigem Zustande der Feile haben. *Fig.* 24 ist die Feder allein im Grundrisse mit den an ihrem freien Ende angebrachten Frictionsröllchen, *g* *Fig.* 30 aber der Riegel ohne die Feder, welche man in *Fig.* 23 mit ihm in Verbindung sieht. Die Länge von *g* entspricht der Breite des Instrumentes, die Dicke beider Seitentheile mit eingerechnet; das breite Ende

der Feder aber ist gleich der innern Entfernung beider Seiten von einander. Dieser Theil der Feder hindert daher auch das Verschieben des Riegels innerhalb des Instrumentes. Das Klötzchen *u u* *Fig.* 30 hat auf seiner Oberfläche eine halbrunde Vertiefung, auf deren Mitte das Röllchen der gespannten Feder drückt, wie aus der Vergleichung mit *Fig.* 22 und der Punktirung auf *u* *Fig.* 23 erhellt. Beim senkrechten Aufsteigen von *u* *Fig.* 23 spannt sich die Feder *h*; beim Zurückziehen von *k* aber bewirkt sie das Niedersinken von *u* in gerader Richtung ohne irgend eine Nachhülfe. Obwohl nun die vermehrte Spannung der Feder, wenn die schiefe Fläche *u* hebt, die Bewegung der letzteren und jene von *k* überhaupt etwas erschwert, so wird doch diese Unbequemlichkeit durch das vollkommen gesicherte Niedersinken des Klötzchens und der damit in Verbindung stehenden Theile reichlich aufgewogen.

Das Instrument leistet, was es soll, und zwar schnell und vollkommen, indem man durch dasselbe dem Bleistift eine gleichförmige, runde, sehr feine Spitze ertheilen kann. Sie wird schlanker, wenn er weiter aus dem hohlen Aufsatze vorragt, weil dann die Feile ihn früher erreicht und unter einem spitzigeren Winkel auf ihn wirkt; stumpfer aber, wenn er weiter zurücksteht, folglich Leiste und Feile höher gehoben werden müssen. Auch liessen sich noch manche Abänderungen anbringen, um die Vorrichtungen zu vereinfachen und etwas weniger kostspielig zu machen. So könnten z. B. die vier Rollen, welche die Leiste tragen, ohne grossen Nachtheil, statt in Spitzen zu hängen, auf festen Axen laufen; das hölzerne Kästchen könnte einfacheren Baues sein, die Vorrichtung am Deckel des Aufsatzes, das Lädchen, die Feder *h*, die Stellung zu beiden Seiten *I*, *K* wegbleiben, und vielleicht noch manches andere, welches nur zur grösseren Sicherheit und der regelrechten Construction wegen da ist. Auch die Bleistifte, vorausgesetzt dass man sie immer von ganz gleicher Stärke erhielte, würden ohne die Hülse *Fig.* 26 sich unmittelbar in die hohle Axe *Fig.* 25 einstecken und mit einer einfachen Stellschraube befestigen lassen. Rathsam wäre es ferner, der Feile eine noch etwas grössere Länge zu geben, wogegen die Leiste *A* dann etwas kürzer ausfallen könnte, wenn die obere äusserste Rolle, statt ausserhalb des Kästchens, verkehrt und einwärts gegen den hohlen Aufsatz gelagert wäre. Man hat es übrigens vorgezogen, diese Abänderungen, wovon die meisten den Effect doch etwas vermindern würden, hier bloss anzudeuten, und das Instrument ganz so zu geben, wie es sich in der Werkzeugsammlung des kaiserl. königl. polytechnischen Institutes in Wien ausgeführt befindet. Die genannte Sammlung enthält überhaupt alle im gegenwärtigen Artikel vorkommenden Instrumente, und die letzte Bemerkung gilt für jedes derselben, weil man auf diese Weise für die angegebenen Leistungen derselben aus Erfahrung bürgen kann.

Tafel 18 dient zur Versinnlichung eines Anspitzers, auf welchen Bernhard Lassimonne ein Patent erhalten hat. Die einzige Quelle hierüber ist die *Description des machines et procédés consignés dans les brevets d'invention, à Paris Tom. XXVII, pag.* 84. Zeichnung und Text sind, wie die meisten Patentbeschreibungen, höchst unvollständig, ja sie gleichen nur einer Andeutung der Hauptidee; die Ausführung wurde vom Verfasser dieses Artikels nach eigenem Gutdünken besorgt, so dass auch hier, nachdem der Effect überhaupt gesichert ist, Aenderungen, die Vereinfachung betreffend, nicht schwer auszuführen sein dürften.

Dieses Instrument characterisirt und empfiehlt der Umstand, dass man mit einer Hand, bloss durch Drehen einer Kurbel, das Anspitzen vollbringt, also keine Einübung oder besondere Geschicklichkeit erfordert wird. Das hölzerne Gehäuse oder der Kasten, dessen Inneres den Mechanismus umschliesst, besteht aus dem Fusse, dem Körper und dem Gesimse oder abzunehmenden Deckel. *Fig.* 53 zeigt eine lange Seite des Ganzen, *Fig.* 55 einen Theil der entgegengesetzten; *Fig.* 54 ist die hintere, *Fig.* 57 die vordere Endansicht, *Fig.* 56 der Querdurchschnitt des Deckels. Mit *Fig.* 53 stimmt der Grundriss *Fig.* 52 überein, an welchem jedoch der in *Fig.* 51 besonders abgebildete, von oben gesehene Deckel fehlt. *Fig.* 49 ist der letztere nochmals von der unteren Fläche, *Fig.* 50 derselbe von vorn, endlich *Fig.* 48 der Längendurchschnitt des untern Theiles der ganzen Vorrichtung.

Ihr hohler Körper besteht aus vier zusammengeschraubten Wänden *a*, *b*, *c*, *d* *Fig.* 52 bis 55 und 57, einem unteren und einem zweiten etwas höher liegenden Boden, letzterer *n*, *n*, *Fig.* 52 und 48 und punktirt *Fig.* 53 bis 55 und 57, in die zwei langen Wände *a*, *b* eingefalzt. Der Raum zwischen beiden enthält das Lädchen *E*, *Fig.* 48 und 57 (punktirt *Fig.* 53 und 55). Am deutlichsten erhellt die Beschaffenheit der letztbezeichneten Theile aus dem Durchschnitte *Fig.* 48, wo auch der untere in den Fuss *AA* versenkte Boden 18 zu sehen ist. Im mittleren hohlen Theile des Fusses *A*, mit 12 und 18 parallel, liegt die Sohle des Ganzen n_1, n_1, in das Leistenwerk *AA* eingefugt und befestigt, auf n_1 aber wieder das den festen Stand des Instrumentes befördernde Bleiklötzchen *f*.

Das Lädchen hat keinen Knopf zum Herausziehen, sondern springt von selbst über die Wand *d* vor, wenn man das Instrument in die Höhe hebt und an die gehörige Stelle der Sohle n_1 mit dem Finger drückt. Die Kurbel *D* *Fig.* 52 — 54 lässt sich leicht herausziehen, und ohne sie und einen für die Schraubenköpfe *g*, *h*, *Fig.* 53 bis 56, 50 und 51 passenden Schlüssel kann das Instrument nicht in Thätigkeit versetzt oder der Deckel davon abgehoben werden. Sind aber beide im Lädchen befindlich, so kann nicht jeder Unberufene zu demselben gelangen, weil die Art, jenes zu öffnen, nicht leicht ohne Anleitung gefunden werden wird. Die Detaileinrichtung besteht in Folgendem. In der Hinterwand *c* *Fig.* 54 und 48 befindet sich ein versenktes Messingplättchen 23, an welches auf der innern Seite eine bogenförmige Feder mit zwei Stiften festgenietet ist. Ihre freien Enden drücken auf die Hinterseite des Lädchens und treiben dasselbe über die Wand *d* *Fig.* 57 sogleich hervor, wenn der Haken ausgelöst wird, welcher es festhält. Der Haken befindet sich am Vorderarme des Hebels 20 *Fig.* 48; er fällt in das am Boden des Lädchens versenkte Schliessblech ein, und verhindert jenes herauszugehen. Die Drehungsaxe des Hebels befindet sich zwischen zwei Stützen, wie 21; unter dem Vorderarme liegt eine Feder, welche ihn aufwärts und in das Schliessblech hinein drückt. Das Klötzchen 19, in Form eines abgestutzten Kegels, liegt in einem für dasselbe passenden Loche der Sohle; seine obere Fläche trägt zwei Stützen, um das Ende von 20 mittels eines genau durch alle drei Theile eingesteckten Stiftes aufzunehmen. *Fig.* 43 zeigt dieselbe Vorrichtung im Grundrisse, nämlich die Platte mit den vier Löchern zum Aufschrauben im Innern des hohlen Fusses und den zwei Stützen 21 und 22 zur Aufnahme des Hebels 20, endlich den am letzteren hängenden Kegel 19. Dieser, in *Fig.* 48, von unten hinaufgedrückt, hebt den längeren Arm des He-

bels, dessen vorderes Ende nebst dem Haken hierdurch niedergeht und das Lädchen *E* frei lässt, welches durch die Wirkung der bei 23 befestigten Feder sogleich über die Wand *d* vorgeschnellt wird. Am Boden desselben sind noch zwei Einschnitte vorhanden. Jener unter der Zahl 63 verhindert, dass das Lädchen *E* ganz herausgezogen werden kann, weil der Haken in denselben wieder einfällt, man müsste denn 19 abermals aufwärts drücken. Der äusserste Einschnitt aber erleichtert das Hineinbringen des ganz herausgenommenen Lädchens, weil der Haken, durch die Abschrägung des Einschnittes zurückgedrückt, nur geringen Widerstand entgegensetzt.

Von den vier Wänden des Instrumentes besitzt die hintere *c* den vom Boden *n* anfangenden, in *Fig.* 54 bemerkbaren halbkreisförmigen Ausschnitt, durch welchen man den innern Raum zeitweise von Unreinigkeiten befreien kann. Ein Bretchen *e* *Fig.* 52 und 54 schliesst die Oeffnung. Es ist zwischen zwei Leisten *i* und *m* eingeschoben, welche von aussen durch die Schrauben 3 und 4 in *Fig.* 53, 5 und 6 in *Fig.* 55 an den Seitenwänden befestigt sind. In *Fig.* 52 und 54 findet man den Einschnitt punktirt angedeutet, mittels dessen *e* herausgezogen wird; ebenfalls punktirt auch die beiden Leisten in *Fig.* 54 und 55. Jedoch kann *e* nicht entfernt werden und die innern Theile des Instrumentes bleiben überhaupt unzugänglich, so lange der Deckel *H* nicht abgenommen wird.

Der mit dem Leistenwerk des Gesimses umgebene Deckel hat in seiner Mitte eine länglich viereckige Oeffnung, in welche von unten wie in einen Rahmen eine Glasplatte *L* *Fig.* 49, 51 und 56 eingepasst ist. Es halten sie vier Blechstückchen 24, 25, 26 und 27 *Fig.* 49 und 56 fest. Sie gestattet die Beobachtung eines Theiles des inneren Raumes, namentlich aber des Vorganges beim Anspitzen selbst. Der mittlere Theil des Deckels passt in den obern Rand des Kästchens; bei b_1, a_1 *Fig.* 56 (auch *Fig.* 49) erscheint die Vertiefung, in welche sich *a* und *b* *Fig.* 57 also ziemlich tief einsenken. Die innere Oberfläche des eigentlichen Deckels liegt nach *Fig.* 56 noch tiefer als die höchste ebene Platte des Gesimses *H*, weshalb die Aufsätze *r* und *s* *Fig.* 51 und *r* *Fig.* 56 in den übrigen Figuren sich nicht zeigen können. Die zwei in die untere Fläche des Deckels versenkten Schienen *t*, *t* *Fig.* 49 und 50 gehen in runde Zapfen aus, für welche in der Vorderwand des Kästchens die in *Fig.* 52 und 57 punktirt angedeuteten Löcher t_1 bestimmt sind. Wenn man den Deckel, schief gegen dieselben geneigt, aufsetzt, so halten sie ihn auf dieser Seite fest. Auf der entgegengesetzten leistet denselben Dienst die Vorrichtung *h*, *r* *Fig.* 51, 56 und 41, 42. Die auf dem Deckel festgeschraubte Platte *r* hat in ihrer Mitte einen erhöhten Aufsatz, ihm gegenüber unterhalb einen andern längeren, in eine Durchbohrung des Deckels versenkten. Durch beide geht ein gleichweites Loch für den cylindrischen Theil h_1 *Fig.* 42. Das obere Ende *h* bildet ein Viereck zum Anstecken eines Schlüssels, das untere, ebenfalls viereckig, dient zum Aufstecken von *u*; in die Mitte dieses viereckigen Absatzes aber geht die Schraube *v*, deren Kopf *u* nebst 31 hält und mit *h* zu einem Ganzen verbindet. Wenn daher durch den Schlüssel der Kopf *h* gedreht wird, so folgt dieser Bewegung auch die ovale Platte 31, auf welche es hier allein ankommt. Zwei Stifte 30 und 32 *Fig.* 49, 50 und 56 beschränken den Weg von 31 auf ein Viertel der ganzen Umdrehung, denn mehr ist nicht nöthig. So wie die Platte in den genannten Figuren gegenwärtig steht (man sehe besonders *Fig.* 49), kann der Deckel

aufgesetzt werden, dann aber dreht man mit Hülfe des Schlüssels den Kopf *h* in der gehörigen Richtung, wodurch die äussere Seite von 31 *Fig.* 49 an den Stift 30 sich anlegt und dabei ihr längerer Theil über den vorderen Rand des Deckels hinaustritt. In dieser Lage findet die Platte 31 im Innern der Wand *c*, *Fig.* 52 und 54, bei 32 eine längliche zu ihrer Aufnahme bestimmte Vertiefung bereit, und hält hiermit den Deckel mit dem Kästchen so lange zusammen, bis *h* mit dem Schlüssel verkehrt gedreht wird und 31 wieder in die erste Lage zurükkehrt.

Die Einrichtung der Hülse für den Bleistift *B,B* wurde hier so getroffen, dass er selbst bei etwas grösserer oder geringerer Dicke noch immer festhält und Stücke von nur zwei Zoll Länge sich noch einspannen und spitzen lassen. Man findet sie in *Fig.* 47. Sie besteht aus einem dünnen Messingrohr, auf dessen Enden zwei etwas dickere 43 und 44 festgelöthet sind, so dass ein Theil des erstern unbedeckt bleibt. Dieser erhält in gleichen Abständen von einander drei schmale lange Einschnitte für eben so viele Stahlfederchen, deren eines Ende, unter das Stück 44 gehend, daselbst befestigt ist, während das andere frei bleibt. *S* zeigt ein solches Federchen abgesondert und an seiner einwärts gekehrten Seite drei scharfe Zähnchen. Die Federchen, so wie das Messingrohr umfasst eine Hülse 60, welche vorgeschoben auf die Federchen drückt und bewirkt, dass ihre Zähnchen sich in das Holz des Bleistiftes einbeissen und ihn sehr fest halten. Die zwei ränderirten Wülste auf dem Schieber 60 dienen zum Anfassen desselben, dürfen aber über 43 und 44 nicht im geringsten vorstehen. Den Zweck des leichtern Anfassens hat auch die Scheibe 39 *Fig.* 47, 52, 53 und 57.

In diesem Zustande kommt *Fig.* 47 in ein weiteres Rohr *Fig.* 45, welches aber im Instrument selbst seine Lager hat, auch beständig daselbst bleibt. An *Fig.* 45, eigentlich am Rohre *M*, bemerke man den wulstartigen Streifen 45 und den abgerundeten Ansatz 47 hinter dem Rade *w*; beide zur Lagerung von *Fig.* 45 im Instrumente bestimmt. Ferner ist noch vorläufig zu erinnern, dass *M* während des Anspitzens nicht nur nebst *Fig.* 47 sich rund drehen, sondern auch, ohne bedeutende Verschiebung der Länge nach, vorn etwas niedersinken muss; Umstände, welche die besondere Beschaffenheit der beiden Lager von *Fig.* 45 bedingen.

Das erste Lager für 47 *Fig.* 45 sieht man bei 46 *Fig.* 52; *Fig.* 38 aber zeigt es von jener Fläche, welche an der Wand *d* *Fig.* 52 liegt. Es wird an dieser mit vier Schrauben, von denen man die Köpfe 28, 29 und 30 auf *Fig.* 57 bemerkt, festgemacht. *Fig.* 39 gibt einen Durchschnitt nach der Länge. Die Oeffnung für den Ansatz 47 ist eine concave Rinne, damit *M*, während sein Vordertheil sinkt, noch immer in derselben liegen und sich ungehindert rund drehen kann. Das zweite Lager wird von einer besonderen Zwischenwand, *Fig.* 44, und 36 in *Fig.* 52 getragen. Diese Wand, weit niedriger als *d* und *e*, passt mittels Nuthen in die langen Wände *b*, *a* *Fig.* 52; zwei von aussen hineingehende Schrauben, 17 *Fig.* 53 und 7 *Fig.* 55, halten sie fest. Sie hat unten, um den Boden des Kästchens auch am vordern Theile reinigen zu können, einen bogenförmigen Ausschnitt (man sehe *Fig.* 44). Das Lager, mit 37 bezeichnet, besteht aus zwei senkrecht sich erhebenden, innen abgerundeten Stützen, zwischen welchen die Wulst 45 *Fig.* 52 und 45 liegt. Der Hals vor 45 gelangt nie auf den Boden der Stützen, so das er, oben und unten frei, nur an den Seiten sie berührt. Das

ganze Stück *M* ruht demnach nur sehr lose in seinen Lagern; im äusseren kann es sich wenden, im zweiten aber sinken oder steigen, jedoch nicht zur Seite ausweichen. Das Rohr *M* ist ferner hinter 47 *Fig.* 45 bis ans Ende aufgespalten und trägt dort noch die kurze Hülse *q Fig.* 46, 52, 53 und 57. Ein Schräubchen 38 befestigt sie an *M*, dem Einschnitte gegenüber. Die Klemmschraube *F*, auf zwei Lappen von *q* wirkend, zieht auch den aufgeschnittenen Theil des Rohres *M* zusammen und hält 44, so wie mittelbar auch *B Fig.* 52, 53 und 57 mit *M* in Verbindung.

Der Bleistift und *M* sind, soweit sie innerhalb des Kästchens liegen, auf *Fig.* 53 punktirt angegeben, woselbst man auch ihre schief aufwärts gehende Richtung bemerkt, indem das Ende des Bleistiftes auf dem punktirten Kreise ruht. Dem letzteren entspricht *P Fig.* 52, die sich drehende, das Anspitzen bewirkende kreisförmige Feile, über welche noch weitere Erläuterungen folgen. Der Bleistift wird, während er sowohl als die Feile sich drehen, an diese durch eine Feder 48 *Fig.* 52 angepresst, die man auch in der Punktirung auf *Fig.* 53 leicht unterscheidet. Ihr Ende ist sogleich über dem Boden *n* an der Wand *d* durch zwei Schrauben 8 und 9 *Fig.* 57 und 48 fest. Von der Wand biegt sie sich ab, um dem Räderwerk auszuweichen, steigt aufwärts und ist nochmals, der wagerechten Richtung nahe kommend, gebogen, dann aber seitwärts abgelenkt. Dies erhellt durch die Vergleichung der *Fig.* 52 und 53; erstere zeigt auch, dass der abgelenkte Theil der Feder auf dem Wulst 45 von *M* liegt und hierdurch den Zweck der Feder, den Bleistift auf *P* anzudrücken, erfüllt. Dieser Feder lässt sich auch noch eine geringere oder grössere Spannung durch die Schraube *g Fig.* 53, 51, 49 und 40 ertheilen. Sie hat eine mit dem unteren Theile in das Holz des Deckels versenkte Mutter, welche mittels der Platte *s* auf den Deckel geschraubt ist. Das untere Ende der Schraube trifft auf den breiteren Theil der Feder 48 *Fig.* 52; ihr oberes viereckiges Ende ist zum Aufsetzen eines Schlüssels bestimmt, um sie höher oder tiefer zu stellen. Dass sie im letztern Falle die Feder spannt, erhellt von selbst.

Zunächst ist nun die Art zu beschreiben, wie die *P* tragende Welle *NN Fig.* 52 rundbeweglich im Kästchen liegt. Die ovale Platte *l Fig.* 53, 55, 57 und 52 hat hinterwärts einen in der Holzdicke der Wand *a* liegenden runden Ansatz, welcher den Hals *p* der Welle *N* aufnimmt. *Fig.* 66 zeigt *l* von der innern Seite und im Längendurchschnitte, mit der mittleren runden Oeffnung für *p* und den zwei Löchern für die Schrauben 1 und 2 auf *Fig.* 53; die Punktirung zwischen *N* und *p* in Figur 52 bedeutet ein weites Loch in der Wand *a*, um die Welle, noch ehe *l* angeschraubt wird, von oben zwischen die Wände *a,b* einbringen zu können. Das hintere Lager 14 zeigt sich in *Fig.* 52 nur mit seinem durch *b* etwas vorstehenden Aufsatz, sonst aber bloss punktirt; diesen Theil des Aufsatzes 14 lassen auch die *Fig.* 54, 55 und 57 bemerken; in *Fig.* 69 erscheint er abgesondert und im Durchschnitte. Die Schrauben 15 und 16 auf *Fig.* 55 dienen zur Befestigung der viereckigen, in die Hinterwand *b* eingesenkten Platte dieses Lagers. In der am Durchschnitte *Fig.* 69 deutlich wahrnehmbaren Vertiefung läuft das Ende der Welle *N*; durch das runde Loch im Boden von 14 geht der viereckige Kopf *k Fig.* 52 — 55 und 57; er läuft hier nirgends an; seine Bestimmung soll später erklärt werden. Zufolge der eben beschriebenen Einrichtung steht die Welle *N* am Boden von 14 und an der Hinter-

seite von *l* in der Art an, dass ihre Axendrehung, jedoch ohne ein Verschieben nach der Länge, möglich wird.

Räderwerk von nicht ganz einfacher Beschaffenheit überträgt die Bewegung der Kurbel (und der Feile *P*) auf das Rohr *M* (und den Bleistift), so dass beide ununterbrochen und gleichzeitig erfolgen. Mit *N* aus dem Ganzen gearbeitet greift 50 *Fig.* 52 in das Rad 49 der darüber, aber unter einem rechten Winkel gekreuzt liegenden Axe *y* ein; *y* trägt noch ein gewöhnliches Stirnrad *x*, welches wieder *w* und mithin *M* und den auf die Feile *P* durch 48 niedergehaltenen Bleistift *B* herumdreht. Die Räder 50 und 49 haben schiefe Zähne (man sehe hierüber Seite 33 dieses Bandes); das erstere ist eine wirkliche mehrfache Schraube; ihre Gänge liegen gegen ihre Axe, so wie auch die Zähne des Rades 49 gegen *y* unter einem Winkel von 45°. Nicht nur dieser Anordnung, sondern noch mehr der schiefen Stellung des Rades *w* wegen ist der Eingriff bei diesem Räderwerke nicht der beste; allein es bringt dies keinen Nachtheil, sobald alle Zähne hinreichend Spielraum erhalten, indem es hier auf Genauigkeit der Bewegung und ihr richtiges Verhältniss gar nicht ankommt. Die Axe *y* läuft in eigenen Trägern, wovon der hintere *s* *Fig.* 52 mittels der Schrauben 10 und 11 *Fig.* 53, der vordere aber durch die mit 12 und 13 in *Fig.* 57 bezeichneten an den Wänden *a* und *d* befestigt ist.

Wenn der mittlere Theil der Feile durch Späne verstopft oder aus sonst einer Ursache minder brauchbar geworden sein sollte, so lässt sich die Feile durch einen in ihr und in der Welle *N* verborgenen Mechanismus längst der letzteren verschieben, so dass andere Stellen der Kreisoberfläche von *P* zum Angriff kommen. Es erfolgt dies durch Anstecken eines Schlüssels an das Viereck *k* und Umdrehen desselben in einer oder der andern Richtung, wodurch die an *k* befindliche Führungsschraube auf die Feile wirkt und sie geradlinig verschiebt.

Fig. 67 und 68 geben die letztere im Längendurchschnitte, die Welle *M* abgesondert ohne die Feile; die *Fig.* 58 bis 64 aber diese mit den dazu gehörigen einzelnen Bestandtheilen. Die Feile ist ein blosser Ring *Fig.* 59, dessen innere Oeffnung aber, wie die Punktirung zeigt, nicht cylindrisch, sondern schwach conisch ist. In sie passt ein entsprechend geformtes Holzstück *T* *Fig.* 62, welches demnach von der Rückseite in *Fig.* 59 eingeschoben werden müsste. Eine Messingscheibe 51 *Fig.* 60 (auch *Fig.* 52 und punktirt *Fig.* 55), grösser als das Holzstück, aber kleiner als die Feile, und drei durch sie in das letztere gehende Schrauben werden *P* *Fig.* 59 und *T* *Fig.* 62 zusammenhalten, weil die Schrauben das Klötzchen in die Oeffnung des Ringes mit Gewalt hineinziehen und die innern Wände beider aneinander pressen. Da das Holz sowohl als die Scheibe 51 in der Mitte Oeffnungen von der gehörigen Weite haben, so könnten sie, so verbunden, auf die Welle *N* (*Fig.* 52) geschoben werden, wonach Alles von der Rückseite des Instrumentes *Fig.* 55 so erschiene wie *Fig.* 61. Allein die Feile steckte dann nur lose auf der Welle; es fehlt daher noch die Verbindung mit dieser, so wie die Vorrichtung zur geradlinigen Verschiebung. Hier muss eine genaue Kenntniss der innern Beschaffenheit der Welle *Fig.* 67 und 68 vorausgehen. Sie ist ihrer ganzen Länge nach durchbohrt. Die untere weite Mündung füllt ein mit zwei kleinen (auch in *Fig.* 52 sichtbaren) Schräubchen befestigter kurzer Cylinder von Messing. Seine Mitte ist wieder durchbohrt, die im Innern der Welle liegende Vorderfläche aber

ausgesenkt. Hier liegt ein rundes die Reibung verminderndes Scheibchen, so wie der gleich grosse Ansatz hinter der Schraube 52. Der erwähnte Cylinder, durch die zwei Schräubchen mit der Welle selbst zum Ganzen verbunden, gibt das Lager für die Schraube 52, *k*, die sich in demselben nur drehen kann, weil der runde Theil über dem Viereck *k* in dem Messingcylinder läuft, das Scheibchen aber mit dem ihm gleichen Ansatze in der schon erwähnten Aussenkung und an dem Grunde der in der Welle vorhandenen erweiterten Bohrung. Die Welle ist endlich noch mit einem in *Fig.* 67 bei 54 am besten bemerkbaren, ganz durchgehenden flachviereckigen Loche versehen, welches die Verbindung mit der Feile bewerkstelligt. Hier kommt *Fig.* 64 in Betrachtung, eine an beiden Enden keilförmig zugehende, in der Mitte mit einem Schraubenloche (der Mutter für 52 *Fig.* 68) versehene Messingleiste. Sie passt streng in die viereckige, durch das Holzstück *T* gehende Oeffnung. *Fig.* 63 zeigt das letztere von oben, übereinstimmend mit *Fig.* 62, in welcher die Oeffnung für *Fig.* 64 punktirt, in *Fig.* 63 aber mit 55 bezeichnet wurde. Die keilförmigen Enden der Leiste müssen über *T* *Fig.* 62 auf beiden Seiten gleich weit vorstehen, und man sieht leicht, dass sie dann die Kerben 54 *Fig.* 59 aufnehmen, und dass die Feile *P*, das Klötzchen *T* *Fig.* 62 und die Leiste in der Stellung 53 der *Fig.* 64 mit Beihülfe der Scheibe 51 *Fig.* 60 ein fest verbundenes Ganzes ausmachen.

Zur vollen Deutlichkeit dürfte noch die Beschreibung der Art und Weise beitragen, wie diese Theile an einander gereiht werden. Auf die im Innern noch leere Welle *N* steckt man zuerst das Holzklötzchen *T* *Fig.* 63, so dass das Loch 55 beiläufig auf die Mitte der Durchbrechung 54 *Fig.* 67 trifft. Dann schiebt man die Messingleiste so durch 55 und 54, dass, wie oben schon vorkam, ihre Enden aus *T* vorragen. Jetzt kann die Führungsschraube durch 53 geleitet und mit Hülfe des Messingcylinders und seiner zwei Schräubchen gelagert werden; ferner schiebt man die ringförmige Feile sowohl auf das Klötzchen, als auch mit ihren Kerben (54 *Fig.* 59) auf die vorragenden Enden der Leiste, worauf das Festschrauben der Scheibe 51 (*Fig.* 60 und 52) die Zusammensetzung vollendet. *Fig.* 58 ist, als Zugabe zu den bisherigen Erläuterungen, ein Durchschnitt durch die Mitte der Feile *T* und alle mit ihr verbundenen Theile. Der dunkle Kreis in der Mitte bezeichnet die Schraube 52 *Fig.* 68; 53 die Messingleiste *Fig.* 64; die Halbkreise ihr zunächst die Welle; die drei kleinen Kreise auf *T* die Schrauben für die Scheibe 51 *Fig.* 60 und 52.

Der unterhalb des Halses *p* *Fig.* 67 und 68 durch die Wände der Welle gehende und in ihnen festgenietete Stahlstift 62 nimmt das gabelförmig gespaltene Ende der Kurbel *Fig.* 65 auf, welche, in die Mündung von *p* eingesteckt, mit der Welle in Verbindung tritt, eben so leicht wieder von ihr getrennt und zufolge einer frühern Andeutung im Lädchen des Instrumentes verwahrt werden kann.

Dieses Instrument wäre mancher Vereinfachung sowohl in der äussern Form als auch hinsichtlich der innern Einrichtung fähig. So könnte der Mechanismus zum Schliessen des Lädchens und des Deckels ohne Nachtheil für die Wirkung im Allgemeinen, dann auch der zum Verschieben der Feile wegbleiben. Das Anspitzen selbst gelingt leicht und schnell, nur erhält der Bleistift wohl eine feine, nie aber eine langgezogene Spitze, weil ihre Form von jener der Feilenoberfläche und deren Krümmung ab-

hängig bleibt. Bessere Dienste würde wohl in dieser Beziehung eine Feile von vergrössertem Durchmesser und demnach weniger merkbarer Krümmung leisten; sie wäre dann aber auch viel schwieriger zu verfertigen und beim Härten derselben das Reissen und Krummziehen in höherem Grade zu besorgen. Mässige Vergrösserung derselben, z. B. ein Durchmesser von einem Zoll, würde jedenfalls anzurathen sein, so wie eine verhältnissmässig beschleunigte Umdrehung des Bleistiftes. Allein auch hierzu müssten die Abmessungen des Kästchens verändert werden, weil schon gegenwärtig die Räder *x* und 46 *Fig.* 52 fast die ganze Breite ausfüllen und es zur freien Bewegung derselben nöthig war, die innere Fläche des Deckels mit den Aushöhlungen 34 und 35 *Fig.* 49 und 50 zu versehen.

Zu den kleinern einfachern Anspitzern gehört der nach dem *Dictionnaire technologique, Tom. XV, p.* 190 verfertigte, und Taf. 19, *Fig.* 89 im Grundrisse, *Fig.* 90 in der Seitenansicht vorgestellte. Er wird beim Gebrauch mit der Zwinge *aa* und ihrer Schraube *t* aus Buchsbaumholz an den Tisch befestigt. Für die verschiedenen Dicken oder Nummern der anzuspitzenden Bleistifte bedarf man eben so vieler messingener Rohre, wie *e*, von gleichem äussern Durchmesser, aber von solcher Wanddicke, dass in jedes der für dasselbe bestimmte Bleistift fest und ohne zu wanken eingesteckt werden kann. Da die Bleistifte auch von einer und derselben Nummer keine gleiche Holzdicke haben, so wird man oft in den Fall kommen, durch Beschaben des Holzes oder durch Umwickeln von Papierstreifchen nachzuhelfen. Der nächste Bestandtheil des Werkzeuges ist ein seiner ganzen Länge nach zerschnittener hölzerner Doppelkegel, dessen Hälften *wr* und *uv* mittels des Messingreifens *l* und durch die in diesem befestigten, auch durch das Holz gehenden zwei Nieten zusammenhalten. Man steckt den Bleistift mit seinem Röhrchen in den kürzeren Theil des Kegels, so dass jener so weit als nöthig hervorragt, in die vordere Mündung des Kegels aber den conischen Zapfen *s* (aus Elfenbein). Er treibt *w* und *u* aus einander, während *r* und *v* zusammengehen und das Messingröhrchen fest einklemmen.

In diesem Zustande kommt der Bleistift in den vorderen Aufsatz *i,i*, einzeln von der Hinterseite in *Fig.* 91 dargestellt. Sein Fuss ist in die obere Fläche des Holzes eingelassen und mit vier in *Fig.* 89 sichtbaren Schräubchen befestigt. Ein durch seine ganze Länge gehender Einschnitt theilt ihn in zwei Hälften, so dass durch die Klemmschrauben 1 und 2 das Loch in seiner Mitte etwas verengert werden kann, eine Vorkehrung, die kaum einen Nutzen gewährt, wenn die Bleistiftröhrchen nur einigermassen genau gearbeitet sind. Das Röhrchen *e* darf in den Aufsatz *i,i* überhaupt nicht streng passen, weil er als Lager dient und der Bleistift mit Hülfe des Kegels recht leicht sich drehen lassen muss.

Ein zweiter Aufsatz aus gehärtetem Stahl besteht aus der senkrechten Wand *n,n* und der schrägen Platte *m*, und enthält eine Oeffnung, durch welche das Ende des Bleistiftes *c* geht und über *m* *Fig.* 90 vorragt. Das Holz unter *m* ist halbrund ausgenommen, wie die Punktirung in beiden Figuren andeutet, theils zur ungehinderten Bewegung von *c*, theils zur Beseitigung des Abfalles beim Spitzen.

Das letztere geschieht mit einer gewöhnlichen, nicht zu feinen, sogenannten Ansatzfeile, welche man mit der rechten Hand führt, während die linke den Bleistift im Kegel nach Erforderniss dreht. Man sieht, dass die Wirkung der Feile so lange dauert, bis sie auf der schiefen

Fläche *m* *Fig.* 90 aufläuft, daher den über diese vorstehenden Theil von *c* wegnimmt und die Spitze bildet. Die Wand *n* erleichtert die gerade Führung der Feile, wenn deren glatte Seitenkante an derselben anliegt.

Dieses Instrument verdient keine besondere Empfehlung. Obwohl die Spitze des Bleistiftes fein und regelmässig ausfällt, so erfordert doch die Operation eine ziemliche Geschicklichkeit und eine von Nichtgeübten kaum zu erwartende Sicherheit in der Handhabung der Feile; auch möchte die Zeit, welche gegen das Spitzen aus freier Hand etwa gewonnen würde, durch das Festmachen des Bleistiftes und durch die Versuche, ihn bei *c* *Fig.* 21 hinreichend weit vorstehen zu lassen, wieder ganz verloren gehen.

Fast gleichzeitig sind die Anspitzer von Lahausse in Paris und von Franz Theyer in Wien im Verkehr vorgekommen. Beide findet man auf Taf. 17; der letztgenannte ist der bessere, einfach, zweckmässig construirt und von guter Wirkung. Er wurde in zwei Arten geliefert, nämlich wie *Fig.* 36, die Ansicht von unten, dann aber ganz genau von derselben Beschaffenheit, jedoch mittels zweier Schraubenlöcher 1 und 2 auf dem Deckel eines Kästchens befestigt (in *Fig.* 33 von der Seite, *Fig.* 32 im Grundrisse, *Fig.* 34 in der Vorderansicht abgebildet).

Die Hinterseite und das Ende der untern Fläche des hölzernen Körpers ist mit der winkelrecht abgebogenen Metallplatte 4 *Fig.* 32, 33 und 36 belegt, an deren oberer Kante das Messer 5 *Fig.* 32, 33 und 34 mit aufwärts geschweifter Fläche liegt. Die Schraube 7 *Fig.* 32, 33 und 36 hält beide unter sich und mit dem Holzkörper *i* zusammen. Dieser hat eine bis zum Messer reichende rechtwinklige oben offene Aushöhlung, in welche mittels Falzen an den oberen Rändern zwei feilenartig gehauene, dünne, im Grunde ebenfalls rechtwinklig zusammenstossende Stahlschienen *a*, *n* *Fig.* 32 eingeschoben sind. Die mit zwei Schrauben an das Holz befestigte Platte 3 *Fig.* 34, 32, 33 und 36 erhält sie vollends unbeweglich. Hinter der auf diese Weise gebildeten Feile findet sich die Oeffnung 6 *Fig.* 36, welche sowohl durch die Platte 4, als auch durch das Holz bis an die untere Fläche des Messers reicht.

Beim Gebrauch zieht man den Bleistift, um zuerst das Holz wegzuschneiden, unter mehrmaligem Wenden von vorn nach hinten über die schneidige Kante des Messers, jedoch ohne stark aufzudrücken, bis das Blei in erforderlicher Länge bloss liegt, welches jetzt, in etwas schiefer Lage zwischen die Feilenflächen gebracht und auf diesen hin und wieder gezogen und gedreht, die eigentliche Spitze erhält. Die letztere Operation gelingt leicht, schnell und vollkommen; das Wegschneiden des Holzes aber ist, wegen der ungewohnten Art den Bleistift zu führen, weit misslicher und erfordert längere Uebung. Aus dieser Ursache unterliegt auch die Zurichtung ungefasster Blei- und Zeichenstifte, so wie der Zeichenkreide einigen Schwierigkeiten.

Den Deckel des Kästchens *r* *Fig.* 32, 33 und 34 bildet *m*. Er ist mittels schräger Falze in dessen oberem Rande beweglich; der Federhaken 9 hält ihn, ganz hineingeschoben, fest, weil jener dann in eine Vertiefung der Vorderwand einfällt. Die Auslösung erfolgt durch das Hinaufdrücken des über den Deckel vorstehenden Lappens bei 9 *Fig.* 32 und 33. Im Kästchen befindet sich der *Fig.* 35 nochmals im Querdurchschnitte gezeichnete Einsatz 8. Eine etwas erhöhte Scheidewand *s* zum bequemen Anfassen und Herausheben theilt ihn in zwei Fächer *u*, *v*. Im

letzteren liegt ein kleiner steifhaariger Pinsel 10 *Fig.* 32 zur Reinigung der Feilenfläche; das andere Fach *u* ist, wie die Punktirung auf *Fig.* 33 andeutet, mit einer rundlichen, mit feinem Tuch überzogenen Fläche ausgefüllt, an welcher man die angespitzten Stifte abstumpft, um sie von noch anhaftendem, die Finger beschmutzendem Staube zu befreien. Noch ist zu erwähnen, dass beim Spitzen mit dem Messer die Holzspäne unten durch die Oeffnung 6 *Fig.* 36 herausfallen. Bei dem Instrumente *Fig.* 32 bis 34 entspricht dieser Oeffnung eine ähnliche im Deckel selbst, so dass also hier die Späne im Kästchen sich sammeln, aus welchen daher beim Zuschneiden des Holzes jedesmal der Einsatz entfernt werden sollte.

Das schon oben als Seitenstück zu diesem genannte französische Instrument ist ohne Bedeutung. Man findet die Abbildung desselben in *Fig.* 37, und zwar den Grundriss *B* und die Ansicht der beiden Enden *A*, *C*. Zwei unter rechtem Winkel zusammengefügte Bretchen *m* und *n* machen die Grundlage. Die Enden des hohlen Raumes sind wieder ausgefüllt und in die so entstandenen Flächen die drei kegelförmigen Höhlungen oder halben Röhrchen aus gehärtetem Stahl *r*, *s* und *t* eingesenkt und festgekittet. Die Vertiefung *t* ist mit einzelnen Zähnchen, gleich einer Raspel, versehen; die zwei andern haben concentrische, scharfe, an die Gewinde einer Schraubenmutter erinnernde Reifen. Die Höhlung *t* soll zur Bearbeitung des Holzes dienen, so wie wieder *s* und *r* zur völligen Ausbildung der Spitzen dickerer und dünnerer Blei- und Zeichenstifte. Die letztere Verwendungsart dürfte wohl der Absicht entsprechen, nicht aber die der Höhlung *t*, durch welche man gegen das Holz nichts oder doch nur wenig und mit unverhältnissmässigem Zeitaufwande ausrichten würde.

Ungefasste Blei- und Rothstifte kommen im Handel nicht selten schon zugespitzt vor. Zum schnellen Anspitzen derselben bedient man sich seit Kurzem in einigen Fabriken der auf Taf. 19 *Fig.* 85 bis 88 abgebildeten Vorrichtung. Der Körper derselben *a* *Fig.* 85 aus Messing oder Buchsbaumholz erhält am hintern Ende bei *b* eine Schraubenmutter zur Befestigung an der Spindel einer kleinen, drehbankähnlichen, mit Tritt und Schwungrad versehenen Maschine. In der Axe von *a* befindet sich ein rundes, ziemlich tiefes, unten aber kegelförmig sich verengendes Loch 5, dessen Durchmesser oben etwas grösser ist als jener der anzuspitzenden Stifte. An der Seite von *a* bezeichnen 1, 2, 3 und 4 einen Ausschnitt mit schrägen, bis an das erwähnte Loch gehenden Seitenwänden. An der einen ist *n*, das Messer, mittels einer Schraube befestigt. *Fig.* 88 zeigt dasselbe abgesondert, wo man sowohl das Loch für den Schraubenkopf bei *b*, als auch punktirt die Facette bemerken wird, durch welche auf der obern Fläche die eigentliche Schneide entsteht. Die Vorderseite von *a* *Fig.* 85 bedeckt die aufgeschraubte Platte *c*. Auch sie, in *Fig.* 87 einzeln abgebildet, hat in der Mitte bei 6 ein Loch, welches jenem in *a* entspricht. *Fig.* 86 zeigt *a* von vorn, jedoch nach abgenommener Platte *c* *Fig.* 85 und 87.

Beim Gebrauch steckt der Arbeiter, während die Vorrichtung sich dreht, den anzuspitzenden Stift durch das Loch *a*, welches zur Führung dient, ein und zur Ausbildung der Spitze allmälig tiefer, mit einem leichten Druck, den man bald durch die Erfahrung findet. Die Schneide des Messers muss so lang sein, dass die fertige Spitze nie darüber hinaus reicht, weil sie sonst durch die scharfe Ecke am Ende des Messers häufig abgedrückt wird. Eine längere oder stumpfere Spitze erhält man durch

veränderte Stellung des Messers, welches um seine Schraube, wenn diese gelüftet ist, sich etwas wenden und mit der Schneide gegen die Mittellinie des Loches in *a* sich mehr oder weniger schief stellen lässt. Diese Vorrichtung erfüllt ihre specielle Bestimmung in solcher Vollkommenheit, dass ein Arbeiter stündlich ohne Anstrengung sieben- bis achthundert Stifte mit Spitzen versieht. *G. Altmütter.*

Anzündevorrichtungen. Zur Zündung der Minen, worunter hier alle Vorrichtungen verstanden werden, bei denen man mittels des Pulvers die Sprengung der umgebenden oder die Zerstreuung der nahe liegenden Körper bewirkt, bedient man sich verschiedener Mittel, welche hauptsächlich folgenden Forderungen entsprechen sollen: 1) Soll die Zündung einen hohen Grad von Sicherheit besitzen, und auf ihre Unfehlbarkeit auch dann noch zu rechnen sein, wenn sie eine Zeit lang in der Mine gelegen hat. — 2) Muss die Explosion der Mine durch die Zündung entweder nach einer vorherbestimmten Zeit, oder unmittelbar nach einem gegebenen Zeichen erfolgen. — 3) Bei den Minen, welche eine Verdämmung erfordern, darf die Zündung dieselbe weder hindern noch gefahrvoll machen; ein Gleiches muss mit dem Aufräumen der Verdämmung statt finden. Dagegen muss auch die Zündung keiner Beschädigung durch die Verdämmung ausgesetzt sein. — 4) Darf eine Selbstentzündung, auch wenn die Zündung längere Zeit liegt, nicht zu befürchten sein. — 5) Muss es sich schnell entscheiden, ob die Zündung versagt hat oder nicht, und im ersteren Falle eine gefahrlose und schnelle Abhülfe dieses Uebels erfolgen können. — 6) Muss der zündende Mineur sich nahe an der Wirkungssphäre aufhalten können, ohne von dem Zündungsmittel etwas befürchten zu müssen. — 7) Darf durch die Zündung hinter der Verdämmung nicht zu viel Pulverdampf entstehen, damit man sich unmittelbar nach der Explosion daselbst aufhalten kann. — 8) Muss das zur Zündung erforderliche Material leicht herbeigeschafft werden können. An solchen Orten aber, wo dieser Punkt nicht zu berücksichtigen ist, müssen die Vorrichtungen nicht so künstlich sein, da sie sonst leicht Beschädigungen ausgesetzt sind. — 9) Muss sich die Zündungsvorrichtung leicht und schnell in die Mine schaffen und daselbst aufstellen lassen.

In früherer Zeit machte man zwischen den Zündungsarten und den Arten des Feuergebens einen Unterschied, indem man unter ersteren nur die Leitungen des Feuers vom Heerde zum Ofen, unter letzteren aber die Vorrichtungen zur Entzündung der Leitung am Heerde verstand. Da jedoch die neuern Zündungsarten meist unmittelbar am Ofen das Feuer erst erzeugen, so ist diese Eintheilung nicht mehr haltbar. Als blosse Leitungen sind die Zündwurst, die Zündschnur, die Maus und die Raketenzündung zu betrachten, als blosse Entzündungsvorrichtungen dieser Leitungen dagegen der Mönch, der Grenadbrand und das Zündlicht. Beide Bestimmungen zugleich oder nur die letztere können erfüllen: die Zündschachtel (fr. *boîte à feu, boîte de* BOULES), die Percussions-, die Phosphor-, die Frictionszündung, die Zündung mittels des Galvanismus, des Feuerschlosses und des GILLOT'schen Schlosses. Nur wenige dieser Vorrichtungen haben eine maschinenartige Einrichtung, daher die nicht in dieses Fach einschlagenden hier weiter nicht zu berücksichtigen sind. Es bedürfen daher nur folgende einer weitern Ausführung.

Die Percussionszündung, wo die Zündung durch den Feuerstrahl des detonirenden Zündhütchens erfolgt. Man kann durch sehr verschiedene Vorrichtungen diesen Zweck erreichen, und zwar

1) durch das Herabfallen eines angemessen schweren und harten Körpers auf das Zündhütchen.

2) Durch ein Percussionsschloss nach Art der Gewehrschlösser.

3) Durch ein einfaches Hammerschloss, was jedoch nur zur Zündung einer Leitung gebraucht werden kann und in der Hauptsache auf folgende Art construirt ist. Ein Hammer, dessen hinteres Ende eine Welle bildet, dreht sich um diese in einer Gabel, sein vorderes verstärktes Ende bildet den Hammerkopf und ist so ausgeschnitten, dass es das Zündhütchen, welches auf einen Piston aufgesetzt wird, nur so weit berührt als der halbe Piston reicht, so dass der Zündcanal nicht vom Hammer bedeckt wird. Der Hammer wird auf die Platte, auf welcher sich die ganze Vorrichtung befindet, zurückgelegt und durch eine Abzugsleine, welche an der Welle um eine rückwärts des Hammerstieles stehende Oese befestigt und dann um die Welle geschlungen ist, gegen den Piston bewegt. Eine zweite Gabel, in der Mitte des Hammerstieles auf der Platte befestigt, erhält den niederschlagenden Hammer in der Richtung.

4) Das Lehmann'sche Percussionsschloss besteht, wie der Grund- und Aufriss in *Fig.* 7 und 8 auf Taf. 23 zeigt, aus einer Platte *A*, auf welcher sich eine Gabel *B* befindet; in dieser bewegt sich um den Zapfen *c* eine Nuss *D*, welche sich in einen Hebelarm *E* endigt, an dessen Ende die Abzugsleine befestigt wird. Die durch die Schraube *F* und die Stellschraube *N* befestigte und angespannte Feder *M* bildet den Hammer, zu welchem Zwecke sie eine Verstärkung *I* mit einer vorstehenden Nase *L* erhält. Dieser Vorstand *L* ruht auf dem Krapfen *K*, und wird durch diesen bei der Bewegung des Hebelarmes vermittels der Abzugsleine gehoben, wodurch der Feder eine immer grösser werdende Spannung ertheilt wird. Ist nun der Hebel so weit herumgedreht, dass der Krapfen *K* den Vorstand *L* verlässt, so schlägt der Theil *I* der Feder auf die beiden Pistons *G*, und der Strahl der detonirenden Zündhütchen geht durch den Zündcanal, welcher sich in der Schraube *H* fortsetzt. Vermittels dieser Schraube wird die Platte auf den Deckel des Pulverkastens aufgeschraubt und dem Strahl der Zündhütchen der Weg zur Ladung vorgeschrieben. Das weitere Detail wird die Zeichnung erläutern; die Masse sind für den Grundriss:

$ab = 1{,}75''$	$hn = 0{,}3''$	$xz = 0{,}9''$
$gh = 0{,}35''$	$op = 0{,}51''$	$a_1b_1 = 0{,}25''$
$cd = 0{,}99''$	$qr = 0{,}92''$	$a_1c_1 = 0{,}56''$
$ef = 0{,}5''$	$to = 1{,}05''$	$g_1e_1 = 0{,}33''$
$ik = 0{,}61''$	$wx = 0{,}35''$	$e_1f_1 = 0{,}47''$,
$lm = 0{,}83''$	$xy = 0{,}16''$	

für den Aufriss:

$ab = 11{,}8''$	$ik = 0{,}3''$	$xy = 0{,}36''$
$bc = 0{,}26''$	$kn = 0{,}14''$	$a_1y = 0{,}09''$
$bd = 0{,}56''$	$mn = 0{,}34''$	$a_1z = 0{,}18''$
$ef = 1''$	$pl = 1{,}4''$	$vw = 0{,}71''$
$fg = 0{,}81''$	$pq = 0{,}34''$	$n_1o_1 = 1{,}08''$
$ah = 1{,}45''$	$st = 0{,}4''$	$g_1h_1 = 1{,}75''$
$hi = 0{,}93''$	$q_1n_1 = 0{,}15''$	$c_1d_1 = 1{,}08''$

$k_1 i_1 = 2{,}32''$ $l_1 n_1 = 4{,}27''$ $x_1 y_1 = 0{,}52''$
$l_1 k_1 = 0{,}33''$ $n_1 o_1 = 0{,}47''$ $e_1 b = 1{,}86''$.
$l_1 m_1 = 1{,}79''$ $l_1 p_1 = 0{,}62''$

Die punktirten Linien im Aufriss geben die Construction eines anders gestalteten Hebelarmes, der mit einem zweiten Arm $m_1 k_1$ versehen ist.

5) Das Peschel'sche Schloss ist dem vorherbeschriebenen in der Hauptsache ähnlich. Der Erfinder desselben hat zwei verschiedene Arten angegeben; die erste ist im Grund- und Aufriss in *Fig.* 9 und 10, die zweite im Aufriss durch *Fig.* 11 dargestellt; sämmtliche Figuren tragen dieselbe Bezeichnung wie die zu gleichem Zweck bestimmten Theile des Lehmann'schen Schlosses, und bedürfen daher hier keiner besonderen Erläuterung. Bei beiden Arten ist nur ein Piston angebracht, was der Sicherheit der Zündung wegen nicht zu empfehlen sein dürfte. Die Spannung der den Hammer bildenden Feder ist ebenfalls nicht so gross als sie durch die Nuss des Lehmann'schen Schlosses bewirkt wird, dagegen ist die Construction im Ganzen einfacher und daher wohl auch haltbarer. Die Befestigung des Schlosses auf den Pulverkasten und die Leitung der Zündung mittels einer Schlagröhre ist ebenfalls aus der Zeichnung zu ersehen.

Das Gillot'sche Schloss ist ein Flintenschloss, dessen Hahn anstatt des Steines ein mit Pyrophor (d. h. einem Präparate von Phosphor und gebrannter Magnesia) gefülltes Fläschchen erhält. Die Abzugsleine wird an einen bei den Gewehrschlössern üblichen Abzug befestigt, durch die Verdämmung und in einer Leitrinne bis an den Heerd geführt. Beim Schlag zerbricht das Fläschchen, das Präparat entzündet sich und gibt eine stechende Flamme.

Das Feuerschloss ist nur bei den schwimmenden Minen, auch Höllenmaschinen oder Sprengmaschinen genannt, welche zur Zerstörung feindlicher Brücken oder im Seekrieg der feindlichen Flotten dienen, angewendet worden. Die Bewegung des Schlosses muss hierbei wieder durch eine besondere Vorrichtung bewirkt werden, man bedient sich hierzu eines Uhrwerks oder eines Hebels, welcher beim Anstossen an einen widerstehenden Körper das Schloss abdrückt.

Zu den Höllenmaschinen, bei denen das Feuerschloss durch ein Uhrwerk in Bewegung gesetzt wurde, gehören die vom Italiäner Giambelli 1585 erbauten, welche zur Zerstörung der vom Fürst Alexander v. Parma über die Schelde bei Antwerpen erbauten Pfahlbrücke dienen sollten; ferner die den 2. October 1804 gegen die auf der Rhede von Boulogne liegende französische Flottille angewendeten Catamarans der Engländer; endlich die vom Americaner Fulton 1805 vorgeschlagenen Torpilles.

Die Zündungsvorrichtung der Catamarans ist in ihrem Detail bekannt geworden, indem eine dieser Maschinen bei Vimereux aufgefunden wurde. In der Ansicht derselben *Fig.* 12 ist *a* der Hahn, dessen unterer Theil zugleich die Nuss bildet, auf deren Krapfen die Schlagfeder *b* drückt, welche zugleich als Batteriefeder dient. *c* ist die Pfanne und *d* die Batterie, deren Laub sich auf die Feder *b* stützt. Der Hahn wird durch die Auslösung *e* zurückgehalten, diese aber ist durch das Kreisstück *f* unterstützt, welche dasselbe nicht eher fallen lässt, als zu der auf dem Kreisstück durch die Zahlen 1, 2, 3 markirten Zeit. Ein gewöhnliches Uhrwerk setzt die ganze Vorrichtung in Bewegung. In *g* ist eine Arre-

tirung der Bewegung angebraccht, um vor dem Einsetzen der Vorrichtung in den Catamaran eine bestimmte Zeit ablaufen zu lassen, indem die Zahlen 1, 2, 3 eine Stunde markiren.

Zu den Höllenmaschinen, welche durch das Anstossen eines Hebels explodiren, indem durch diese Bewegung ein Feuerschloss abgedrückt wird, gehören die 1777 während des Unabhängigkeitskrieges von den Americanern gegen die englische Flotte angewendeten, und die 1795 von den Oestreichern zu Ehrenbreitstein erbauten, mit welchen man die zum Uebergang der Armee JOURDAN's über den Rhein erbaute Brücke zerstören wollte.

Bei diesen Zündungsvorrichtungen ist es hauptsächlich erforderlich, dass die Hebelstange einer Bewegung nach allen Seiten fähig ist. Nach dem Vorschlage eines preussischen Officiers würde man, um dieses zu bewerkstelligen, eine eiserne Stange von $\frac{1}{2}''$ Stärke und einer Höhe, die sich nach der Höhe der Brückendecke über dem Wasserspiegel richtet, an eine als Nuss dienende, 4zollige hölzerne Kugel befestigen, die sich in einem Lager nach allen Seiten frei bewegen kann. Diese Kugel muss so in ihrem Lager passen, dass sie keinen zufälligen Schwankungen unterworfen ist, wohl aber dem Stosse an die Brückendecke willig nachgibt. Die Stange des gewöhnlichen Gewehrschlosses wird, zur Erleichterung des Abzuges, mit einem Hebel in Verbindung gesetzt, an dessen Ende die Abzugsschnur befestigt wird. Das andere Ende der Abzugsschnur ist an dem untern Ende des durch die Kugel gehenden eisernen Stabes befestigt, geht aber zuvor durch eine Oese, welche eine gleiche Richtung des Zuges bei einer beliebigen Bewegung des Stabes bewirkt. Das Schloss selbst ist an den Deckel des Pulverkastens befestigt, die Zündung theilt sich durch ein hinter der Pfanne befindliches Loch der Ladung mit. Das Lager der Kugel wird halb von dem Deckel des Pulverkastens, halb durch einen unterhalb desselben angeschraubten Steg gebildet. Eine mit einem Deckel versehene Schiene dient zum Aufziehen des Hahnes und geht deshalb durch eine glatt gearbeitete Oese.

Was die Vorzüge und Nachtheile der hier beschriebenen Zündmethoden betrifft, so ist zu erwähnen, dass die Percussions- und Phosphorzündung nicht lange in Ungewissheit lassen, ob ein Versagen statt gefunden habe oder nicht, dass sie aber das Verdämmen so wie das Aufräumen sehr gefährlich machen. Sie erfordern eine sehr sorgfältige Behandlung bei ihrer Aufstellung, so wie bei der Verdämmung, da die geringste Versäumniss das Versagen verursachen kann. Sie sind demnach bei einer Mine mit Verdämmung nicht zu empfehlen. Die Sicherheit der Percussionszündung ist ausserdem noch nicht völlig erwiesen, da das Versagen der Zündhütchen nicht zu den Seltenheiten gehört, auch liegt eine Selbstentzündung durch plötzlichen Temperaturwechsel nicht ausser den Gränzen der Möglichkeit.

Bei der Anwendung eines Feuerschlosses muss man die Batterie sehr gut verstählen lassen und einen scharfen Stein aufschrauben, da sonst das Versagen nicht unwahrscheinlich ist.

Bei diesen Nachtheilen haben dagegen alle mit Abzugsleine versehenen Zündungen gemeinschaftlich mit der Raketenzündung und der Zündung durch Galvanismus die grossen Vorzüge, dass die Explosion augenblicklich erfolgt, dass der zündende Mineur sich ohne Gefahr hinter der Verdämmung aufhalten kann, wenn dieses überhaupt nöthig sein sollte, dass kein oder nur unbedeutender Pulverdampf hinter der Ver-

dämmung entsteht, endlich dass ein längeres Liegen der Zündung nicht nachtheilig einwirkt.

Alle mit Abzugsleinen versehene Zündungsarten werden zur Zündung von Bresch- und Demolirungs-, und der Gallerie-Angriffsminen dienen können. Bei Brückendemolirungsminen und bei den Petarden ist die unmittelbare Zündung durch ein Percussionsschloss zu empfehlen; das Percussionsschloss liesse sich ebenfalls mit Vortheil bei den schwimmenden Minen anwenden, wenn bei der vom Hauptmann Peschel dazu construirten Vorrichtung sich der Hebelarm nach allen Richtungen bewegen könnte. *E. Weinlig.*

Appreturmaschinen. Man versteht unter Appretur (fr. *apprêt;* engl. *dressing, finishing*) die Gesammtheit derjenigen Operationen, welche dazu dienen, einem in seiner Wesenheit schon vollendeten Fabricate die ihm als Handelswaare nöthige äussere Schönheit zu geben. Der Ausdruck ist ganz besonders bei gewebten Stoffen gebräuchlich, und die Appretirung wird hier mit Maschinen sehr verschiedener Art verrichtet.

Die Appretur der Gewebe hat zum Zwecke: *a*) die Reinigung derselben von gewissen bei der Bearbeitung absichtlich hineingebrachten fremden Substanzen, so wie von zufälligem Schmutze; *b*) in gewissen Fällen die Verdichtung und Zusammenfilzung der Fäden oder vielmehr ihrer Haare (bei mehreren wollenen Stoffen); *c*) die Wegschaffung der Rauhigkeit, welche durch unregelmässig hervorstehende Härchen des Gespinnstes verursacht wird; *d*) die Hervorbringung des Glanzes oder wenigstens einer gewissen Glätte durch Niederdrückung aller Unebenheiten und Abplattung der Fäden, wobei oft eine Durchdringung mit klebenden Substanzen (in der Regel Stärke, die man öfters mit Wachs versetzt) zu Hülfe genommen wird; *e*) die Erzeugung eines wellenartigen Schimmers (Moirirung) durch Anbringung eines Druckes auf die unvollkommen oder theilweise befeuchtete Oberfläche; *f*) die Bildung vertiefter oder erhabener Zeichnungen durch Pressung mit gravirten Metallflächen (Gaufriren).

Im Besondern sind die für genannte Zwecke in Anwendung kommenden Maschinen, welche in eigenen Artikeln abgehandelt werden, folgende:

1) NOPPMASCHINEN (fr. *épinceteuse*), um aus wollenem Tuche, Shawls u. s. w. die Knoten und ähnliche, die Glätte der Oberfläche entstellende Unebenheiten durch Abrupfen wegzunehmen.

2) WASCHMASCHINEN (fr. *machine à laver;* engl. *washing machine*), um aus den Geweben den Schmutz, die Schlichte, den Leim u. s. w. auszuwaschen. Für Tuch und andere wollene Stoffe sind am gewöhnlichsten Waschmaschinen aus zwei gefurchten, über einem Wassertroge angebrachten Walzen, zwischen welchen das Gewebe durchgeführt wird; für leinene und baumwollene Zeuge die Waschräder und mehrerlei andere Einrichtungen (Prätsch- oder Pantschmaschinen, Walken), bei welchen die nassen Stoffe durch Hämmer oder Schlaghölzer u. s. w. bearbeitet werden.

3) AUSPRESSMASCHINEN, um den grössten Theil des Wassers aus den gewaschenen Stoffen durch Druck zu entfernen und so das Trocknen vorzubereiten. Die wirksamen Haupttheile sind zwei Walzen, welche den zusammengefalteten Zeug (mehrere Stücke neben einander) zwischen sich durchziehen.

4) AUFHÄNG-, TROCKENMASCHINE (fr. *machine à sécher;* engl. *drying machine*), theils um die gewaschenen und ausgepressten (leinenen oder baumwollenen) Zeuge zum Trocknen aufzuhängen, theils um das Trocknen

selbst durch gewärmte Metallwalzen zu bewirken. — Trockenmaschinen werden auch zur Appretur leichter baumwollener Zeuge (der Musseline) angewendet, welche man, mit Stärkewasser getränkt, auf einer solchen Maschine stark nach Länge und Breite ausspannt, und durch die Luft oder durch einen beweglichen Ofen trocknen lässt. Die Fäden kommen dadurch völlig gerade zu liegen, und erlangen ein schönes rundes Ansehen.

5) WALKEN, Walkmühlen (fr. *machine à fouler, moulin à foulon*, engl. *fulling mill*), um bei Tuch und tuchartigen Wollenzeugen durch die Zusammenwirkung von mechanischem Druck (mittels hölzerner Hämmer), Feuchtigkeit und zuweilen auch Wärme die emporstehenden Härchen des lockern Gespinnstes zu einer mehr oder weniger dichten Decke zusammenzufilzen.

6) RAUHMASCHINE (fr. *machine à lainer;* engl. *gig-mill*), um das Haar der auf dem gewalkten Tuche befindlichen Filzdecke gleichmässig herauszuziehen, damit es gehörig geschoren werden kann, und es nach dem Striche zu legen, damit die Oberfläche ein gleichförmigeres Ansehen erhält. Der Haupttheil der Rauhmaschinen ist eine mit Kardendistel-Köpfen reihenweise besetzte grosse Walze, welche sich schnell um ihre Axe dreht, während das Tuch in tangentialer Richtung daran hin geht.

7) SCHEERMASCHINEN (fr. *tondeuse, machine à tondre;* engl. *shearing machine*), welche das zu lange und unregelmässige Haar des gewalkten und gerauhten Tuches, sowie der verwandten Wollenzeuge, kurz und in gleicher Länge mittels einer Scheere oder scheerenartigen Vorrichtung abschneiden. Bei einigen glatten wollenen Zeugen, vorzüglich bei den Merinos und Thibets, wird durch Scheermaschinen das Haar so viel als möglich ganz weggeschnitten.

8) BÜRSTENMASCHINEN (fr. *machine à brosser;* engl. *brushing machine*), um das Haar des Tuches nach dem Striche niederzubürsten, wobei oft durch gleichzeitige Einwirkung von Wasserdampf das Wollhaar erweicht und nachgiebiger gemacht wird, um den Erfolg dadurch sicherer zu machen. Die Bürsten befinden sich auf der Oberfläche einer grossen Walze, welche sich schnell um ihre Axe dreht.

9) SENGMASCHINEN (fr. *machine à griller;* engl. *singeing machine*), um durch rasches Hinziehen der baumwollenen und mancher wollenen Stoffe über glühendes Metall oder über eine Flamme (von Weingeist, Oel, Steinkohlengas), auch wohl über einen Strom glühendheisser Luft, die Härchen der Oberfläche wegzubrennen, welche zu fein und zu kurz sind, um sich durch Scheeren entfernen zu lassen.

10) MANGE (fr. *calandre;* engl. *mangle*), um Leinenzeuge, welche zu diesem Behufe auf glatte hölzerne Walzen gewickelt sind, durch Rollen zwischen zwei glatten hölzernen Flächen zu glätten.

11) CALANDER (fr. *calandre, laminoir;* engl. *calender*), um durch Walzen, zwischen welchen der Zeug einfach oder doppelt liegend durchgeht, den gleichen Zweck zu erreichen. Diese Maschinen sind von zweierlei Art, indem die Walzen entweder bloss durch Druck oder durch Druck und Reibung zugleich wirken. Im ersten Falle sind zwei oder drei Walzen (eine von Gusseisen, eine oder zwei von Papier) angebracht, und die eiserne Walze, welche hohl ist, wird meistentheils durch Dampf oder durch einen glühend eingelegten Bolzen geheizt, so dass die Wirkung durch Wärme unterstützt wird. — Im zweiten Falle sind auch wohl mehr als drei Walzen vorhanden, und der wesentliche Unterschied besteht darin, dass die metallenen Cylinder sich bedeutend schneller be-

wegen als die papiernen und als der durchgehende Zeug, so dass letzterer durch die erhitzten sehr glatten Metallflächen stark gerieben und dadurch mit Glanz versehen wird. — Zeuge, welche moirirt werden sollen, erleiden diese Veränderung durch das Mangen oder Calandern (auf einer Calander der ersten Art), wenn sie vorher mit Wasser eingesprengt worden sind. — Die Maschine zum Karreyen des Camlots ist ihren wesentlichen Theilen nach der Calander nahe verwandt.

12) SCHLAGMÜHLE (engl. *beating mill*), um der Leinwand, welche auf eine horizontal liegende, langsam umgedrehte Walze fest aufgerollt ist, durch eine Reihe abwechselnd darauf fallender Stampfer Glätte zu ertheilen.

13) GLÄTTMASCHINE, Glänzmaschine (fr. *machine à lustrer*), bei welcher der Leinwand u. s. w. durch Reiben mit einem harten und glatten Steine Glanz gegeben wird.

14) PRESSEN (fr. *presse;* engl. *press*), entweder Schraubenpressen oder hydraulische Pressen, um leinene, baumwollene, wollene und seidene Stoffe durch Druck zwischen zwei starken Platten (öfters mit Zwischenlagen harter glänzender Pappbogen und mit Anwendung der Wärme) glatt zu machen.

15) STÄRKMASCHINE (fr. *machine à empeser;* engl. *starching machine*) um die baumwollenen und leinenen Stoffe mit gekochter oder bloss in Wasser angerührter Weizenstärke zu durchdringen, bevor sie gemangt oder calandert werden, wobei der Zweck ist, ihnen eine gewisse Steifheit zu geben. Es ist eine Art Calander mit zwei Walzen, unter welchen in einem Troge die Stärke sich befindet. Indem der Zeug aus dem Troge mit Stärke beladen zwischen den Walzen durchgeht und von denselben gedrückt wird, fliesst einestheils die überflüssige Stärke ab und dringt anderntheils die anhaftend bleibende Portion zwischen die Fäden ein.

16) DECATIRMASCHINE (fr. *machine à décatir*) für Tuch, deren Wirkung in einem Pressen während gleichzeitiger Erhitzung und Erweichung des Tuches durch Wasserdampf besteht, wodurch ein eigenthümlicher dauerhafter Glanz erzeugt wird, indem das Haar, durch Wärme und Feuchtigkeit nachgiebig gemacht und seiner natürlichen Elasticität in gewissem Grade beraubt, sich dich und fest an der Oberfläche niederlegt.

17) GAUFRIRMASCHINE (fr. *machine à gaufrer*), entweder eine Presse oder ein aus zwei Cylindern bestehendes Walzwerk, wodurch seidenen Zeugen oder Bändern mittels einer gravirten Platte oder Walze beliebige Zeichnungen aufgedrückt werden. *Karmarsch.*

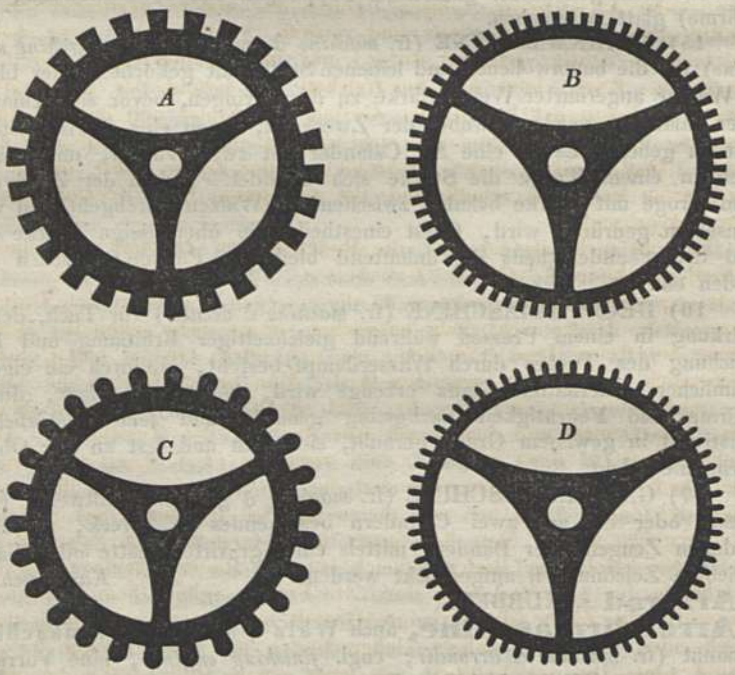
Armrad s. KURBEL.

Arrondirmaschine, auch Wälz-, seltener Finirmaschine genannt (fr. *machine à arrondir;* engl. *finishing engine*), eine Vorrichtung, um den Zähnen kleinerer Räder, vorzüglich für Uhrwerke, die zu einem vollkommenen Eingriff erforderliche Gestalt zu geben.

Um ein solches Rad zu verfertigen, wird zuerst, in der Regel aus Messingblech, eine Scheibe oder Platte von der gehörigen Stärke zugerichtet, und besonders am Rande oder über der Stirn genau rund abgedreht. Dann bringt man sie auf das RÄDERSCHNEIDZEUG, woselbst mittels eigner, in schnelle Umdrehung zu versetzender stählerner, mit Zähnchen nach Art der Feilen versehener Schneidrädchen oder Fraisen eine hinreichende Anzahl Einschnitte in gleichen Abständen von einander gemacht werden. Was zwischen den Einschnitten stehen

bleibt, gibt, nach dem Abwälzen, die Zähne, die Zwischenräume aber bleiben und sind die sogenannten Lücken, in welche künftig die Zähne eines zweiten Rades oder Getriebes eingreifen sollen. Es ist gewöhnlich, die Breite der Lücken etwas grösser zu machen als jene der Zähne, so dass demnach beim wirklichen Eingriff die Zähne des einen Rades in den Lücken des andern etwas Luft haben, folglich auch keine ununterbrochene wälzende Berührung des einen Zahnes mit dem gegenseitigen statt findet. Sonst müsste man, bei ganz regelmässigem Contact, wenn sich nach einiger Zeit Staub in die Räder setzt oder andere, wenn auch noch so geringe, Hindernisse eintreten, das Stocken und Stehenbleiben des nie mit überschüssiger Kraft betriebenen Werkes besorgen. Diese Umstände sind insofern wichtig, als sie auf die Form der Zähne solchen Einfluss haben, dass man sie nicht ganz der Theorie gemäss ausführen darf.

Zur bessern Versinnlichung der nachfolgenden Erklärungen sind hier Abdrücke von wirklichen Rädern beigefügt worden, und zwar sowohl in



dem Zustande, wie sie unmittelbar vom Räderschneidzeuge kommen, als auch im ganz fertigen nach dem Arrondiren.

Bei der genaueren Betrachtung der Abdrücke *A* und *B* wird man sich bald überzeugen, dass solche, erst mit blossen rechtwinkeligen Einschnitten versehene Räder nicht in ein zweites eingreifen können. Die Zähne, wenn man sie anders so nennen kann, sind eckig und scharf, und, was besonders bei einer zum Durchmesser verhältnissmässig geringen Anzahl und eben daher rührender grösserer Breite, wie an *A*, deutlich hervortritt, sie sind sogar am Grunde schmäler als oben, so dass

demnach der gleich grosse Zahn eines anderen Rades unmöglich zwischen zwei solche Zähne oder in die Lücke zwischen denselben passen kann. Jener ungleichen Breite des Zahnes lässt sich zwar abhelfen, wenn man dem Schneidrädchen eine keilförmige Gestalt gibt; dann werden die Wände des Einschnittes nicht mehr parallel, sondern oben weiter als unten, mithin erhält auch der Zahn in seiner ganzen Länge gleiche Breite, ja er kann sogar, wenn man die Fraisen geeignet einrichtet, oben schmäler ausfallen als am Grunde. Allein nur selten schneidet man mit solchen, viel schwieriger und mühsamer anzufertigenden Rädchen, weil in der Hauptsache doch nichts gewonnen wird und die scharfen Ecken am obern Theile des Zahnes noch immer übrig bleiben.

Die Zähne müssen daher arrondirt oder abgewälzt werden, auch ist eine vorhergehende völlige Ausbildung der Einschnitte selbst erforderlich. So bearbeitet, stellen sich die Räder *A* und *B* wie die Abdrücke *C* und *D* dar, deren Vergleichung schon auf den ersten Blick die bedeutende Verschiedenheit darthut. Die Räder *A* und *B* haben zwei Operationen, nämlich das Ausstreichen und das eigentliche Arrondiren oder Abwälzen, erlitten. Durch das erstere werden die Einschnitte etwas weniges erweitert und vertieft, beides aber, wenn beim Einschneiden richtig verfahren wurde, nur im geringen Grade und fast unmerklich. Auch ebnet das Ausstreichen den Grund der Einschnitte, welcher in Folge der kreisrunden Gestalt der Fraise und ihrer Bogenbewegung beim Durchschneiden nicht anders als etwas hohl ausfallen konnte. Das Abwälzen dient zur Ausbildung der Zähne selbst, indem es die scharfen Ecken wegschafft und die zum guten Eingriff erforderliche Form hervorbringt.

Es gibt mehr als eine Art, die Räder in den Zustand zu bringen, welchen die Abdrücke *C* und *D* ausweisen. In Ermangelung zusammengesetzterer Vorrichtungen, oder wenn diese wegen des zu grossen Durchmessers eines Rades nicht mehr ausreichen, muss nicht selten die Bearbeitung aus freier Hand aushelfen, wo sich durch Geduld und Uebung ein ziemlich guter Erfolg erzwingen lässt. Man braucht hierzu die Ausstreichfeilen (fr. *limes à egaler;* engl. *equalling files*); sie sind dünnflach, scharfkantig und dienen zur Ausarbeitung der Einschnitte. Die Wälzfeilen (fr. *limes à egaler;* engl. *round of files*), flach, mit gerundeten, ganz glatten Rücken, vollenden die Arbeit, indem mit ihnen die Ecken der Zähne gebrochen und diesen zugleich Rundung und gehörige Form gegeben wird. Man hat ferner auch versucht, und zwar nicht ohne guten Erfolg, die Räder sogleich auf dem Räderschneidzeuge fertig zu erhalten: entweder so, dass durch die Fraise sogleich beim Einschneiden selbst die Zähne die verlangte Gestalt bekommen, oder nach dem Einschneiden durch nochmaliges Ueberarbeiten mit einer zweiten besonderen Fraise. Die gewöhnlichste, für ganz genaue Räderwerke den vollkommensten Erfolg gewährende Methode aber ist die Vollendung der Räder mittels der Arrondirmaschinen.

Es liegt diesen Maschinen eine sehr einfache Idee zu Grunde. An jeder lassen sich zwei Haupttheile unterscheiden, nämlich einer, in welchem das Rad so eingespannt ist, dass man es frei um seine Axe drehen kann, der andere, welcher die Feile enthält und sie in Wirkung zu bringen gestattet. Aus dem eben Gesagten erhellt, dass das Rad schon mit seiner Axe oder Welle versehen sein muss. Wäre dies nicht der Fall, so steckt man es auf einen dazu passenden Drahtstift oder bringt es mit

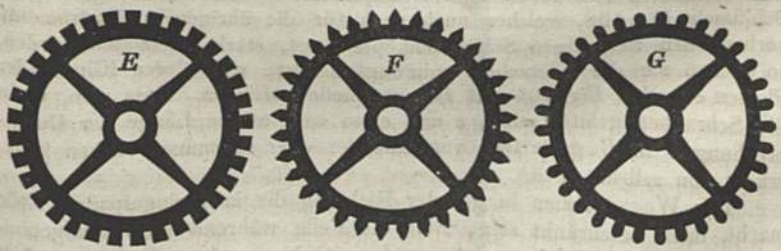
Hülfe einer andern geeigneten Vorrichtung, wovon in der Folge ein Beispiel vorkommt, auf die Maschine.

Die hier anwendbaren Feilen sind von anderer Beschaffenheit als jene obenerwähnten, die nur zur Arbeit aus freier Hand bestimmt sind. Zwar wirken auch sie durch geradlinige, mit der Radaxe parallele Züge; allein sie sind im Allgemeinen kürzer, auch in Gestalt und rücksichtlich der schneidenden Zähne bedeutend verschieden. Man bezieht diese Feilen aus der französischen Schweiz, meistens in ganzen Sortimenten, und zwar für grosse, mittlere und kleine Arbeit, innerhalb welcher Gränzen die einzelnen Stücke für alle in der Regel vorkommenden Räder ausreichen. Für grosse Arbeit beträgt ihre Länge nicht über zwei, für kleine etwa einen Zoll; die einzelnen Stücke jedes Sortimentes unterscheiden sich nach ihrer Dicke. Ein vollständiges Sortiment enthält meistens 12 bis 24 Wälzfeilen, *limes à arrondir;* eben so viele Ausstreichfeilen, *limes à egaler*; dann zwei oder drei *limes à ouvrir*, und endlich auch wohl noch einige Grabstichel und sogenannte *grainoirs*. Diese Feilen, wovon die Wälzfeilen die wichtigsten sind, haben einfache Zähne, aber keinen eigentlichen, am wenigsten einen doppelten oder Kreuzhieb. Die Zähne sind sehr fein, so dass bei den gröbsten, für grobe Arbeit, ungefähr 80, bei den feineren 100 bis 160 Zähne auf die Länge eines Zolles gehen. Eine solche Feinheit ist unerlässlich, weil man verlangt, dass die durch sie bearbeiteten Flächen ganz glatt, fast wie polirt ausfallen und keine Spur von Rissen zeigen sollen. Daher ist auch die möglichste Gleichheit der Zähne unter sich eine nothwendige Bedingung. Diese Feilen können daher auch nicht gehauen werden, sondern ihre Verfertigung erheischt andere Vorkehrungen. Zu diesem Behufe sind zwei kleine Maschinen bekannt geworden, deren umständliche Erklärung hier aber nicht passend wäre. Man findet mit Abbildungen versehene Beschreibungen von der einen in I. G. Geissler's Uhrmacher, Leipzig 1795. Bd. IV. S. 93, von der andern in den Jahrbüchern des kais. königl. polytechnischen Institutes in Wien, Bd. VI. S. 262. Bei der erstern werden in die noch ungehärtete Feile die Erhöhungen und Vertiefungen mittels eines Rädchens eingedrückt, bei der zweiten aber erhält die Feile wirkliche Einschitte, die scharf und genau ausfallen und dieses Instrument sehr empfehlenswerth machen (s. FEILENHAUMASCHINE).

Auf Taf. 19 findet man in den *Fig.* 20 bis 23 die bisher in den Arrondirmaschinen gebräuchlichen Feilen abgebildet, wobei man jedoch anzunehmen hat, dass sie bedeutend vergrössert oder für eine Maschine der grössten Art bestimmt seien. Bei jeder bezeichnet *b* den Querdurchschnitt, und an diesem die stärkern Linien die mit den Einschnitten oder Zähnen versehenen Stellen der Feile. *Fig.* 20 ist eine Ausstreichfeile; sie kann mit der einen oder der andern Kante gebraucht werden, und hat auf der einen gröbere, auf der andern feinere Zähne. Die vorzugsweise wirksame Stelle ist die beim Gebrauch nach unten gekehrte schmale Fläche, welche auf den Grund der Einschnitte des Rades wirkt, diese ausstreicht und ebnet, nöthigenfalls auch wohl merkbar vertieft. Die Zähnchen an den Seiten erweitern die Einschnitte eigentlich nicht, sondern sollen sie nur glätten, sie sind daher weit schwächer als die Zähne der schmalen Kanten. Die untere Kante der Arrondirfeile *Fig.* 23 ist ganz glatt und schwach abgerundet. Mit ihr gleichlaufend aber besitzt jede solche Feile auf beiden Seiten eine Hohlkehle, und in dieser die scharfen etwas schräg nach einwärts geneigten Zähne. Die

Feile wirkt daher immer gleichzeitig auf die Ecken zweier neben einander befindlicher Räderzähne, welche sie nach der Form der in ihren Seitenflächen befindlichen Hohlkehlen oder Rinnen abrundet. Die mittlere glatte Endkante dient nur, um die Feile genau in jeden Radeinschnitt aufzusetzen; wenn sie den Grund desselben berührt, was überhaupt nicht einmal nöthig ist, so hört, wie man leicht sieht, jede fernere Wirkung der Feile auf. Seit Kurzem hat man auch Arrondirfeilen in Anwendung gebracht, jedoch nur zu kleineren Rädern und feinen Zähnen, wie *Fig.* 21, welche die Ausstreichfeilen entbehrlich machen sollen. An ihnen ist nur das vorderste Ende der untern Kante glatt, um die Feile in den Einschnitt zwischen zwei abzuwälzende Räderzähne einführen zu können; der übrige Theil ist aber mit verhältnissmässig groben, sägeähnlichen Zähnen besetzt. Wenn diese alle gleich hoch und vollkommen genau sind, so ebenen sie allerdings den Grund der Zwischenräume im Rade vollkommen, ohne Ausstreichfeilen und mit Ersparung der zur Anwendung der letzteren nöthigen Zeit. Nach dem älteren Verfahren aber hat man ohne Zweifel durch die Ausstreichfeilen, besonders wenn man bei einem und demselben Rade anfangs eine etwas schwächere, dann eine zweite stärkere anwenden will, die Form der Lücken, ja sogar eine bedeutende Austiefung derselben mehr und völlig in seiner Gewalt.

Die schon genannten Feilen zum Oeffnen oder *limes à ouvrir*, *Fig.* 22, erhalten zwei keilförmige, zusammenlaufende, mit den Zähnchen versehene gerade Flächen. Wie schon erwähnt wurde, befinden sich, da man sie nur selten bedarf, bei jedem Sortiment nur wenige, bloss durch den spitzigeren oder stumpferen Winkel an der untern Kante verschieden. Sie werden dann gebraucht, wenn man aus Versehen durch eine Fraise von nicht hinreichender Breite dem Rade zu schmale Einschnitte ertheilt hat. Der Abdruck *E* zeigt ein solches fehlerhaft eingeschnittenes Rad; in *F* sind die Zwischenräume mit der Feile geöffnet; *G* endlich zeigt *F* mit der gewöhnlichen Ausstreich- und Wälzfeile vollendet. Um die letztgenannten in die Einschnitte bringen zu können, mussten diese mittels der Feile zum Oeffnen erweitert werden. Uebrigens sind diese Feilen sehr entbehrlich, einerseits durch gehörige Vorsicht beim Einschneiden, andererseits, weil man in den meisten Fällen leichter und schneller ein ganz neues Rad verfertigt, als das fehlerhaft eingeschnittene auf die bezeichnete Art zurecht bringt.



Von den noch seltener in Anwendung kommenden Grabsticheln und *grainoirs* ist später die Rede.

Es sind für den gegenwärtigen Artikel drei Arrondirmaschinen gewählt und nach den in der Werkzeugsammlung des kais. königl. polytechnischen Institutes vorhandenen Exemplaren abgebildet worden, und

zwar eine von der einfachsten Beschaffenheit, den Haupttheilen nach nur aus Holz verfertigt, aber nur für grössere und nicht vollkommene Genauigkeit fordernde Räder anwendbar; eine zweite für kleine Arbeit, und endlich die dritte von der grössten Gattung, auf welcher Räder von sechs Zoll Durchmesser noch arrondirt werden können.

Die hölzerne ist auf Taf. 22 abgebildet, und zwar *Fig.* 101 in der Seiten-, *Fig.* 102 in der Vorderansicht, *Fig.* 105 im Grundrisse. Der Schlitten, Wagen oder Hobel *A* *Fig.* 101 fehlt in *Fig.* 102 und 105; jedoch zeigt ihn *Fig.* 103 einzeln, von oben gesehen, übereinstimmend mit *Fig.* 105; *Fig.* 104 aber von vorn, so wie er auf *Fig.* 102 gestellt werden könnte. Das an den Hauptkörper *B,B* festgeschraubte Stück *C*, namentlich sein unterer Fortsatz *a* *Fig.* 101 und 102, dient zum Einspannen des Instrumentes in den gewöhnlichen Schraubstock an der Werkbank, so dass der Arbeiter demnach beide Hände frei, und die Hinterseite der *Fig.* 101 zur Rechten hat, daher auch *A* *Fig.* 101 bequem mit der rechten Hand zu führen im Stande ist, wenn er sich etwas schräg gegen den Schraubstock setzt.

Die obere ebene Fläche des Körpers *B,B* hat in ihrer Mitte zwei länglich viereckige Durchbrechungen, deren jede ein hölzernes Klötzchen *c,e* aufnimmt. *Fig.* 107 stellt eines derselben in seiner Lage auf *Fig.* 101 vor, *Fig.* 106 das nämliche, aber von vorn gesehen. Aus der Vergleichung desselben und der auf *B* angebrachten Punktirung entnimmt man, dass der obere über die Fläche von *B* vorragende Theil *c* oder *e* eine achteckige Platte bildet, der in *B* versenkte aber, c_2 *Fig.* 107 und 106, füllt nach seiner Breite die Durchbrechung in *B* aus, ist aber schmäler als diese, reicht auch, wie die Punktirung auf *Fig.* 101 ausweist, nicht ganz bis an ihre untere Mündung. In eine länglich viereckige Oeffnung von c_2 *Fig.* 107 passt eine vierkantige messingene Schraubenmutter; sie liegt in *Fig.* 107 bloss, ist aber auch in *Fig.* 106 und 101 punktirt angedeutet. Das letztere gilt auch in *Fig.* 106 und 107 für ein weiteres in das Holz gebohrtes, mit der Oeffnung der Schraubenmutter zusammentreffendes und oben über sie hinaufreichendes Loch. Die Schrauben, deren Köpfe man in *Fig.* 101 bei e_1, e_1 sieht, treten von unten in die Klötzchen und ihre Muttern ein. Grössere messingene Druckplatten *n* und *i*, welche die Durchbrechungen in *B* übergreifen und *Fig.* 105 bei *n* und *i* noch theilweise erscheinen, dienen den erwähnten Schrauben zum Stützpunkte. Wenn diese mittels des Schlüssels *Fig.* 108, welcher auch noch für die übrigen am Instrumente vorhandenen viereckigen Schraubenköpfe passt, stark angezogen werden, so stellen sie die Klötzchen unbeweglich fest, weil deren Köpfe oder Platten *c* und *e* *Fig.* 105 auf *B* zum Theile aufliegen. Dass man, wenn die Schrauben gelüftet sind, *c* und *e*, so weit es die Länge der Durchbrechungen in *B* gestattet, von einander oder zusammen rücken kann, erhellt von selbst.

Der Weg, welchen in gerader Richtung die in *A* eingespannte Feile macht, muss beschränkt sein, weil die Feile während ihrer Längenbewegung weder mit dem einen noch mit dem andern Ende aus dem Einschnitte des Rades heraustreten, dieses daher während der Bearbeitung einer Lücke niemals ganz verlassen darf. Die Länge des Zuges soll daher die der Feile nie übertreffen, ja sie muss, um nicht unnöthig Zeit aufzuwenden, bei dünnen Rädern noch viel geringer sein. Zur Regulirung dieses Weges dienen die eben beschriebenen beiden Klötzchen

in Verbindung mit der länglich runden, auf der untern Fläche von *A* *Fig.* 101 befestigten Platte *d*, welche auch in *Fig.* 104 und *Fig.* 103, in letzterer Figur aber bloss punktirt sich zeigt. *Fig.* 101 lehrt, dass *A* nicht weiter zurück kann, als bis *d* an *c* stösst; vorwärts beschränkt *d* abermals die Bewegung, weil hier *e* der Platte *d* als Hinderniss entgegensteht. Hieraus erhellt auch, wie das Verstellen von *c* und *e* die Länge des Zuges von *A* regulirt und mehr oder weniger beschränkt.

Am Schlitten *A* befindet sich der aus zwei Theilen 3 und 4 *Fig.* 103, 104 und 101 bestehende messingene Kopf oder Feilenhalter; *G Fig.* 103 ist in *A* versenkt und durch die Schrauben 1 und 2 *Fig.* 103, 104 und 101 befestigt. Die zweite Hälfte dieses Kopfes 4 ist ein Stück für sich, und mit 3 bloss durch die Schrauben 5, 6 und 7, 8 im Zusammenhange. Das unterste Ende beider Hälften besitzt im Innern seiner ganzen Länge nach Erweiterungen (am besten in *Fig.* 104 bemerkbar) zur Aufnahme der Feile, von der nur der untere wirksame Theil aus dem Kopfe hervorragt. Dass die Schrauben 5 und 6 die Feile einklemmen, zeigt die Betrachtung der Figuren. Die Gegenschrauben 7 und 8 aber, welche ihre Muttern ebenfalls in der Wand 3 finden, dienen zur Stellung der Feile, wenn sie etwa schief liegen sollte, indem diese Schrauben, vorausgesetzt dass 5 und 6 nicht gar zu fest angezogen sind, die Theile 4 und 3 oben etwas aus einander treiben, unten aber zusammenzwängen, und so auf die Neigung der Feilenfläche einigen Einfluss üben.

Das abwälzende Rad liegt, wie sich später näher zeigt, flach auf der Vorderseite des Instrumentes, nämlich auf *r* und *s* *Fig.* 102; der Schlitten *A* hingegen, sammt seiner Feile leicht der Länge nach beweglich, über der obern Fläche der Maschine. Die angedeutete Lage des Rades vorausgesetzt muss sich daher die Feile in dem jedesmal zu bearbeitenden Einschnitte des Rades rechtwinkelig auf dessen Ebene oder parallel mit der Axe derselben hin und her bewegen, und zwar mit grosser Genauigkeit; denn wenn die Feile schief geht, so würden, besonders bei einiger Dicke des Rades, die Zähne sehr merklich fehlerhaft ausfallen. Die sichere, aber doch dabei leichte Bewegung des Schlittens in vollkommen gerader Richtung ist daher eine wesentliche Bedingung zum Gelingen der Arbeit.

Die Lager des Schlittens geben zwei, mittels schwalbenschweifförmiger Nuthen ziemlich fest in *B Fig.* 101 und 105 eingeschobene Riegel *DF* und *EG*. *Fig.* 109 zeigt einen davon von vorn gesehen. Die Flächen 13 und 14 *Fig.* 105 und 109 in Verbindung mit denen des zweiten Riegels tragen den Schlitten; an den senkrechten innern Wänden der erhöhten Backen *D*, *F*, *E* und *G* laufen die Seitenflächen des Schlittens und verhindern ihn, von der geraden Richtung abzuweichen. Zwischen 13 und 14 *Fig.* 109 ist jeder Riegel wieder etwas ausgenommen, um unnöthiger Reibung zu begegnen. Allein bei der nicht unbedeutenden Länge von *A* würde eine auch noch so geringe Verschiedenheit in der Stellung der ihn leitenden Riegel einen schiefen, für den Effect höchst nachtheiligen Gang der Feile zur Folge haben. Daher kann man die Stellung beider Riegel, und zwar mit ziemlicher Schärfe, mittels eigener Schrauben *g* und *h* *Fig.* 101, 102 und 105 reguliren. In die Mitte des ebenen Bodens des für jeden Riegel bestimmten Falzes ist eine länglich viereckige Vertiefung eingestemmt, und in diese eine messingene Mutter für jede der gedachten Schrauben eingelegt; inner-

halb des Holzes gehen letztere durch einfache runde Löcher. Jede Schraube hat sogleich hinter dem viereckigen Kopfe eine grössere runde Platte *g* und *h* *Fig.* 101 und 105, von welcher ein Segment ein Einschnitt an der untern Fläche des Riegels 15 *Fig.* 109 aufnimmt. Wenn daher die Schraube hinein- oder herausgeschraubt wird, so nimmt die Platte den ihr zugehörigen Riegel mit, und da die Gewinde ziemlich fein sind, so kann diese Führung langsam und mit Genauigkeit geschehen. Hierdurch ist man im Stande, die beiden Riegel nach der Quere des Instrumentes so lange zu verstellen, bis der Schlitten *A* und die in ihm befestigte Feile in vollkommen gerader Richtung sich bewegt. Die Punktirung auf *Fig.* 105 macht die Lage der Führungsschrauben und ihrer Muttern noch deutlicher. Rücksichtlich des Schlittens ist noch zu bemerken, dass *q* *Fig.* 103 und 101 eine mit Blei ausgefüllte Höhlung bezeichnet, welche dem messingenen Feilenhalter als Gegengewicht dient, und verhindert, dass er den Schlitten, wenn dieser nicht gehalten wird, sondern bloss auf dem Riegel ruht, vorn niederzieht. Aufmerksamer Betrachtung wird auch der Nebenumstand nicht entgehen, dass die vordern und untern äussern Kanten des Feilenhalters *Fig.* 101 und 104 façettirt oder abgereift sind, und zwar aus dem Grunde, damit man das, was von der Feile noch vorsteht, besser sieht und ihr leichter vor dem gänzlichen Anziehen der vier Schrauben ihre richtige Lage geben kann. Namentlich darf keines ihrer Enden höher als das andere stehen, sondern ihre untere Kante muss in der ganzen Länge mit der Axe des Rades so vollkommen als möglich gleichlaufen.

Es erübrigt noch, die Vorrichtung zum Festhalten des Rades zu beschreiben. Auf der Vorderfläche des Holzkörpers *B* sind zwei gleichfalls hölzerne Leisten *t* und *u* *Fig.* 102 festgeschraubt, welche einwärts abgeschrägt den zwischen ihnen auf und nieder beweglichen, an den Längenkanten ihrer Schräge entsprechend geformten Schieber *r*, *s* aufnehmen. Hinter diesem ist *B* ausgestemmt. Da der Schieber gegenwärtig unter der Oberfläche von *B* steht, so erscheint ein Theil der ausgestemmten Höhlung von ihm unbedeckt bei 13; sie geht nicht ganz bis unten, sondern nur bis an die wagerechte punktirte Linie bei 14, so dass demnach ein dicker Boden an *B* übrig bleibt. Dieselbe die Dicke des Bodens bezeichnende Linie bemerkt man auch bei 14 *Fig.* 101; die daselbst von ihr senkrecht unter rechtem Winkel aufsteigende zeigt die Tiefe der Höhlung; die parallelen punktirten Linien aber bei 15, sowie das Viereck 12 auf *Fig.* 102 bedeuten eine viereckige, ganz durch *B* gehende Oeffnung, welche nur deshalb da ist, um die grosse Höhlung hinter dem Schieber zuweilen reinigen zu können. In *Fig.* 105 ist von dieser Höhlung nichts zu sehen wegen der in das Holz eben eingelassenen und festgeschraubten Messingplatte *m*, welche auch die Leisten *u* und *t* zum Theil, den punktirt angedeuteten Schieber aber ganz bedeckt. Diese Platte findet man jedoch wieder zur Hälfte ihrer Dicke durch *v* gedeckt in *Fig.* 102. Der Schieber *r*, *s* wird nicht unmittelbar mit der Hand, sondern sicherer und so, dass er in jeder ihm gegebenen Lage fest stehen bleibt, mittels der Schrauben *f*, *x* *Fig.* 101 und 102 und zwar in folgender Art bewegt. Die Mutter für die Schraube *x* *Fig.* 101 enthält die dicke Messingplatte *y*, deren Umriss, sowie die Enden der vier, dieselbe an der unteren Fläche von *B* befestigenden Schrauben und die Schraube *x* selbst, unter der Platte *m* *Fig.* 105 angedeutet sind. Die Verbindung zwischen dem Schieber und *f*, *x*

stellt ein rechtwinkelig abgebogenes Messingstück her, dessen senkrechten Theil, in die Hinterfläche des Schiebers eingelassen, das punktirte längliche Viereck *s* *Fig.* 102 andeutet. Hier sieht man auch die Enden der dieses Stück festhaltenden Schrauben. Die wagerechte Hälfte desselben, *w* *Fig.* 101, geht in eine Art von Gabel aus, welche einen in der Ebene von *w* vorhandenen eingedrehten Hals der Schraube *x* umfasst. Diese führt daher, sowie sie in ihrer Mutter aus- oder eingeschraubt wird, den Schieber zwischen seinen Leisten *t* und *u* hinauf oder herunter.

Zwei stählerne, an die Seitenflächen von *B* festgeschraubte Arme k_1 und l_1 *Fig.* 105 und 101 tragen jeder eine lange Schraube *l*, *k*, für welche *o* und *p* *Fig.* 101, 102 und 105 die Muttern sind. Von diesen Schrauben wird die Spange *v* so gehalten, dass sie längs ihnen verschoben und der Vorderfläche von *B* mehr oder weniger genähert werden kann. Auf der Schraube *l* steckt die Spange *v* mittels eines runden Loches; für *k* aber hat sie ein hakenförmiges Ende, wie in *Fig.* 102 die Punktirung unter *p* zeigt, so dass man demnach *v*, ohne die Muttern *p* und *o* abzunehmen, an dem Ende nächst *p* anfassen, ausheben und rechts überschlagen, eben so leicht aber auch wieder einhaken kann.

Eine Kante 9 und mehrere Löcher 10, 11 und 12 *Fig.* 102 befinden sich genau in der Mitte des Schiebers und des Instrumentes selbst, weil sie mit der Mitte der im Schlitten eingespannten Finirfeile übereinstimmen müssen. Kerbe und Löcher gehen durch die ganze Dicke des Schiebers. Das Rad, welches finirt werden soll und schon auf seiner Welle fest sein muss, wird zwischen die Spange *v* und die Vorderfläche des Schiebers eingelegt. Man bringt zu diesem Ende die auf einer Seite vorstehende Welle, nach der verschiedenen Grösse des Rades, entweder in die Kerbe oder in eines der unter ihr befindlichen Löcher, nachdem vorher *v* ausgehoben und zur Seite gedreht worden ist. Die Form von 10, 11 und 12 erklärt sich nun auch dadurch, dass jede dieser Oeffnungen zur Aufnahme dickerer und dünnerer Wellen sich eignet und diese wegen der keilförmigen Gestalt der Oeffnung jedesmal sich von selbst in die Mitte des Schiebers richten. Gleichfalls ergibt sich der Nutzen der Höhlung hinter dem Schieber; sie gewährt Raum auch für längere Wellen, während deren Räder dann doch auf dem Schieber flach aufliegen. Das Rad wird mittels des letztern und der Schraube *f*, *x* so hoch gehoben, dass sein Kranz oder ein Segment über die Vorderkante der Platte *m* (*Fig.* 105) hinausragt und das Rad auch noch an dieser mit einem Theile seiner Fläche anliegt. Nun bringt man die Spange *v* wieder in die gezeichnete Lage, zieht die Muttern *p* und *o* an und klemmt hierdurch das Rad auch von der äussern Fläche ein. Dies darf aber nur in dem Grade geschehen, dass es sich, mit der linken Hand angefasst, noch um seine Axe drehen lässt.

Die Art, wie mit dieser Vorrichtung das Finiren selbst (und zwar wie gewöhnlich in zwei abgesonderten Operationen, nämlich Ausstreichen und Abwälzen) vorgenommen wird, dürfte nun leicht verständlich sein. Man muss das Rad durch den Schieber so lange stellen, bis die Feile, im Schlitten eingespannt, in eine Lücke des Rades einfällt. Dann aber muss das Rad noch etwas gehoben werden, damit die Feile auch wirklich angreift, so dass daher der Schlitten auch nur auf dem hinteren Riegel aufliegen, den Boden des vorderen aber noch nicht berühren darf; denn dies geschieht erst dann, wenn die Feile bereits gewirkt hat und nicht weiter angreift. Hat man den richtigen Punkt aufgefunden, so

wird, sobald eine Lücke vollendet ist, der Schlitten sammt der Feile etwas gehoben, das Rad hierdurch frei gemacht, um einen Zahn weiter gedreht, die Feile wieder eingesetzt und so fortgefahren, bis man ganz herumgekommen ist. Findet man, dass die Lücken noch zu seicht, oder die Zähne nicht hinreichend abgewälzt worden sind, so muss das Rad mittels des Schiebers noch etwas gehoben und die Arbeit von Neuem begonnen werden.

Dieses Instrument empfiehlt sich weniger durch Genauigkeit der Leistung, welche wohl Niemand vollkommen erwarten wird, als durch Einfachheit seines Baues und geringe Herstellungskosten. Um durch Arrondiren aus freier Hand mit demselben Schritt zu halten, würde eine Geschicklichkeit und Einübung erfordert, welche in der Regel nur selten vorkommt. Für Grossuhrmacher-Arbeit kann es daher wohl und um so mehr empfohlen werden, weil man auf dasselbe noch Räder von vier Zoll Durchmesser bringen, ja auch noch grössere bearbeiten kann, wenn die Schrauben *l* und *k* weiter aus einander gestellt würden, eine Abänderung, welche beim Baue eines solchen Instrumentes keinem Anstande unterliegt, und weil zu vollkommener Leistung eingerichtete grössere Maschinen für Räder über zwei Zoll im Durchmesser so hoch zu stehen kommen, dass nur wenige Arbeiter sie anzuschaffen im Stande sind.

Die zwei noch zu beschreibenden Wälzmaschinen sind aus Messing verfertigt; die Schrauben aber, wie es sich ohnedies versteht, auch noch einige andere Theile, aus Stahl. Taf. 21 enthält eine der kleinsten Art; man kann auf ihr Räder über zwei Zoll im Durchmesser nicht mehr bearbeiten. *Fig.* 54 gibt wieder die Ansicht der einen langen Seite, *Fig.* 55 den Grundriss; in *Fig.* 56 erscheint sie von vorn. Nur *Fig.* 54 enthält vollständig alle Theile; in *Fig.* 55 fehlt der *Fig.* 57 abgesondert im Grundrisse und *Fig.* 64 mit einem Theile der Hinterseite abgebildete Schlitten; in *Fig.* 56 aber ist der Schraubenkopf *g* der ersteren Figuren entfernt und bloss durch einen punktirten Kreis angedeutet; endlich fehlt in dieser Figur der Theil *c* *Fig.* 54 und 55, ist aber dafür neben *Fig.* 56 sammt der Schraube *k* in *Fig.* 68 in jener Lage gezeichnet, welche er in *Fig.* 56 haben würde.

Eingespannt wird das Rad hier in einer eignen Vorrichtung, welche den zweiten vorderen Haupttheil des Instrumentes ausmacht. Es geschieht dies in wagerechter Lage der Welle, so dass diese schwebend und frei beweglich zwischen zwei in den Docken des Vordertheiles befestigten Stahlstiften sich drehen lässt. Man findet diese mit 3 und 4, so wie ihre Docken mit *i* und *m* bezeichnet, in *Fig.* 54 und 55, auch in der abgesonderten Darstellung des Vordertheiles *e*, *e* *Fig.* 73; endlich erscheint der äussere Stift auch noch auf *m* *Fig.* 56, aber nur als ein kleiner Kreis. Von diesen Stiften, ihrer genauen cylindrischen Form und ihrer Lage, indem ihre Mittellinien mit jener der Radwelle gleichsam nur ein einziges verlängertes Ganze bilden müssen, so dass das Rad zwischen ihnen, ohne zu schwanken oder zu steigen, vollkommen rund läuft, hängt grossentheils der gute Erfolg der Arbeit ab. Eben so wichtig ist es ferner, dass der geradlinige Weg der jedesmal gebrauchten Finirfeile mit jener Mittellinie zusammentrifft, was wieder nur durch den grössten Fleiss im Baue des Instrumentes sich erreichen lässt.

Zur genauen Kenntniss der Beschaffenheit jener aus gehärtetem Stahle verfertigten Stifte sind sie nochmals auf Taf. 19 abgebildet. Nach der

gewöhnlichsten Art hat jeder der beiden Stifte zwei verschiedene Enden, wie *A* und *B* *Fig.* 27. Das eine *A* ist ein sehr genau gedrehter Kegel, das andere aber abgestutzt und auf der vordern Kreisfläche mit einer kegelförmigen kleinen (punktirten) Vertiefung versehen. Diese Enden werden nach den Umständen gebraucht; jenes bei *B* zur Aufnahme dünner Wellzapfen, das spitzige aber für solche Wellen, deren Ende selbst eine trichterförmige Vertiefung, ähnlich jener in *B*, hat. Für dünne Zapfen kleiner Arbeiten giebt man den Stiften auch eine etwas abgeänderte Form, nach *Fig.* 26 *A* und *B*; hier ist die von vorn herein gehende Vertiefung länger, und hinter derselben ein quer durch den Stift gehendes rundes Loch, wie auf *B*, oder ein viereckiges, wie in *A*, vorhanden. Durch diese Löcher gelangt man an das Ende des eingesteckten Wellzapfens, um ihn hinauszudrücken, wenn er während der Arbeit sich festgeklemmt hätte oder gar abgebrochen wäre. *Fig.* 25, eine noch andere Einrichtung solcher Stifte, wird später vorkommen.

Im Instrumente selbst müssen die Stifte nach der verschiedenen Länge der Radaxen verschoben, aber auch wieder unbeweglich festgestellt werden können. Dies geschieht auf folgende Art. Sie stecken in den Docken *i* und *m* des Vordertheiles *e*, *e* *Fig.* 54, 55 und 73 (Tafel 21) in genau gebohrten runden Löchern. Auf jedes derselben treffen unter rechtem Winkel zwei andere, in deren jedem ein Messingstift steckt, dessen äusseres Ende über die Aussenfläche von *e*, aber kaum merklich, vorragt. Diese Enden sind in *Fig.* 54 und 55 durch die Platten 5 und 6 bedeckt, in *Fig.* 73 aber, wo die Platte 5 fehlt, auf der Docke *i* sichtbar. *Fig.* 55 zeigt sie überdies noch punktirt. Jede Platte, deren Form man aus der Vergleichung der *Fig.* 54, 55, 73 und 56 erkennt, hat unten auf der innern Fläche einen Stellstift, damit sie sich nicht drehen kann, höher oben aber, jedoch unter den Stiften, eine runde Oeffnung zum Eintritte der Spindel ihrer Stellschraube. Letztere findet man in den *Fig.* 54, 55 und 56 mit *d* und *f* bezeichnet; in *Fig.* 73 fehlen sie. Sie haben ihre Muttern in den Docken *i* und *m*, pressen, stark angezogen, die Platten an die äussern Enden der Drahtstifte, deren innere wieder, auf die Stahlstifte 3 und 4 wirkend, diese unbeweglich erhalten. Die Punktirung auf *Fig.* 55 und die Vergleichung mit den schon angeführten Figuren wird über diese Anordnung keinen Zweifel übrig lassen.

Das Rad, auf die beschriebene Art zwischen den Stiften frei schwebend, würde nicht vollkommen arrondirt werden können, und zwar desto weniger, je zarter, dünner und feiner es selbst und seine Welle wäre. Denn bei jedem Zuge der Feile, besonders beim Vorwärtsgehen, wo sie eigentlich angreift, würde die Welle sich biegen, federn und in Schwingungen gerathen. Dasselbe gilt auch vom Rade selbst. Nicht nur, dass auf diese Weise das Verbiegen des Rades zu besorgen stände, sondern es kann auch unter einer solchen zitternden Bewegung des Ganzen die Feile unmöglich einen reinen glatten Schnitt machen. Rad und Welle müssen daher bei jeder feinen Arbeit unterstützt werden. Die Welle ruht, unbeschadet ihrer Drehung, auf einer so nahe als möglich an das Rad zu stellenden Unterlage; das Rad aber lehnt sich mit der Hinterseite an den Radhalter, seine Vorderseite wird am Schwingen und, wenn die Feile zurückgeht, am Verbiegen durch den Arm einer eigenen Vorlage verhindert. Beschaffenheit und Art der Anbringung dieser drei sehr wesentlichen Bestandtheile sind jetzt zu beschreiben.

In den drei Hauptfiguren ist *n* die Unterlage für die Radaxen nebst ihrem Schaft 9, mit welchem sie sich beliebig drehen lässt; ferner 7 die Radvorlage, 8 ihr Schaft; *c Fig.* 54, 55, 67 und 68 der Radhalter. Alle drei befinden sich, und zwar so, dass sie sich höher oder niedriger stellen, die beiden erstern an ihrem Schafte auch sich drehen, sämmtlich aber in der ihnen gegebenen Lage befestigen lassen, in einem eignen, zwischen den Docken *i* und *m* der Länge nach beweglichen Schieber, welcher den viereckig-prismatischen Theil von *ee* umfasst.

Der Schieber besteht aus zwei Theilen, wovon der eine die obere und die zwei Seitenflächen von *ee* umgibt, der andere aber, auf diesen von unten festgeschraubt, den Boden bildet. Beide sind noch einzeln, jedoch nach Abnahme der Unterlage *n*, 9, der Vorlage 7, 8, der sie feststellenden Schrauben *t*, *b* und des Radhalters *c* in verschiedenen Lagen abgebildet. *Fig.* 87 zeigt den Schieber ohne den Boden von vorn wie in *Fig.* 56; *Fig.* 85 von der Seite wie *Fig.* 54; *Fig.* 83 im Grundrisse übereinstimmend mit *Fig.* 54. *Fig.* 84 ist der Boden wie in *Fig.* 54, *Fig.* 88 derselbe wie *Fig.* 56, *Fig.* 82 aber die obere unmittelbar auf die Unterseite von *e* kommende Fläche. Die drei letztgenannten Ansichten stimmen auch genau mit den Figuren überein, unter welchen sie stehen.

Am Schieber selbst bemerkt man in allen Figuren die Ansätze 10 und 11 für die Schäfte 8 und 9, sowie die Verlängerungen für die wagerecht hineingehenden Muttern der Schrauben *t* und *b* *Fig.* 54, 55 und 56. Diese drücken nicht unmittelbar, sondern mit Hülfe quer eingelegter Plättchen auf die Schäfte. Der rechtwinkelig abgebogene Theil dieser Druckplättchen liegt auf der Aussenfläche der Ansätze und ist daselbst durch ein kleines Schräubchen befestigt. Man sieht diese Befestigungsart in *Fig.* 56 und 87 bei 15, eben so auf dem Ansatze 11 der *Fig.* 55 und 83. Der Schieber hat ferner auf jeder Seite einen vorn offenen ganz herunter gehenden Einschnitt 25 und 26 *Fig.* 83 und 85; an der einen Wand desselben liegt eine Stahlfeder, wie 35 *Fig.* 85, deren abgebogenes Ende auf der Oberfläche des Schiebers mit einem Schräubchen befestigt ist. Die Stahlfedern beider Einschnitte wird man auch in den *Fig.* 54, 55 und 83 leicht auffinden. Die gedachten Einschnitte dienen zur Aufnahme der Schenkel des Radhalters *c* *Fig.* 54, 55, 67 und 68; vermöge der Federn passt er desto genauer und bleibt in jeder Lage sicherer stehen. Der letzte Zweck aber wird erst durch die Schraube *k* *Fig.* 54, 56 und 68 ganz vollkommen erreicht. Sie findet ihre Mutter in besondern zweitheiligen, zum Zusammenziehen eingerichteten Fortsätzen des Bodens. Diese zeigen die *Fig.* 54, 56, 88 und 84 bei 12 und 13 nebst den zwei zur Verengerung der Mutter vorhandenen Klemmschrauben. Von da geht die Schraube durch die Mitte von *ee* *Fig.* 54, 73 und 72, welche letztere Figur die vorhergehende (*Fig.* 73) von unten, jedoch ohne die Stifte 3 und 4, zeigt. Zum ungehinderten Durchgange der Schraube *k* und behufs einer noch später zu besprechenden Bewegung besitzt *e* einen längeren in *Fig.* 73 punktirt angedeuteten, in *Fig.* 72 aber zwischen *e,e* ganz sichtbaren Schlitz. Die Schraube, eigentlich ihr oberer nicht mit Gewinden versehener Theil 35 *Fig.* 68 findet ferner noch, ihrer Mutter gegenüber, eine runde, in der Mitte der *Fig.* 83 durch den kleineren Kreis angedeutete, in *Fig.* 55 durch *c* bedeckte Oeffnung. Die Schraube steht dann in *Fig.* 54 so, wie *Fig.* 68 ausweist, und trägt den wagerechten Theil von *c*, damit er

nicht nachgeben und nach unten ausweichen kann. Gleichfalls lässt sich mit dieser Schraube der Radträger höher heben, wenn sie aber zurückbewegt wird, der letztere mit der Hand so weit niederdrücken, bis das Ende von 35 (*Fig.* 68) auf der unteren Fläche von *c* wieder aufsitzt. Rücksichtlich der Bodenplatte und ihrer Darstellung in *Fig.* 82 ist noch zu erinnern, dass die Breite ihres langen Theiles mit jener von *ee* *Fig.* 54, 72 und 73 übereinkommt und dass die Vertiefungen bei 27 und 28 zur Aufnahme der Schenkel des Radhalters und der untern Enden der am Schieber befestigten Federn bestimmt sind. In das grössere Loch neben 27 tritt der untere Theil des Schaftes 9, *Fig.* 55 und 56, so dass er die Fortsetzung der durch 11 gehenden Durchbohrung bildet; die vier kleineren Kreise bezeichnen die Löcher für die zur Befestigung des Bodens am Schieber nöthigen Schrauben, der mittlere endlich die Mutter in den beiden punktirt angedeuteten Lappen 12 und 13 *Fig.* 54, 56, 84 und 88.

Noch ist die nähere Beschaffenheit und der Gebrauch des Radhalters durch die Vergleichung von *c* *Fig.* 54 und 55, mit *Fig.* 68, seiner hintern und *Fig.* 67, seiner vordern Seite, zu erörtern. Auf letzterer sieht man die mit einem Schräubchen befestigte, in das Messing des Körpers selbst versenkt eingepasste gehärtete Stahlplatte mit einem kleinen auch in *Fig.* 54 und 55 bemerkbaren Vorsprunge, unter welchem sich eine längliche ganz offene Durchbrechung befindet. Ersterer muss am Rade unmittelbar unter der Stelle anliegen, wo die Finirfeile angreift, die Oeffnung aber ist wegen des an den meisten Rädern zugleich vorhandenen Getriebes da, um auch solche Räder ungehindert anbringen und umdrehen zu können. Die auswärts stehenden Vorsprünge an den Enden der Schenkel erleichtern das Einstecken und Herausziehen des Radhalters. Man hat bei jeder Maschine gewöhnlich mehrere derselben, welche sich durch die Stärke des obgedachten Vorsprunges und die Weite der unter ihm befindlichen Durchbrechung, manchmal auch noch durch andere Abänderungen unterscheiden. So ist z. B. *Fig.* 71 ein solcher, am wirksamen Theile ebenfalls mit einer aufgeschraubten Stahlplatte belegter für ganz kleine Rädchen, welche ein gewöhnlicher so sehr bedecken würde, dass man dem Rädchen fast gar nicht mehr beikommen könnte, um es beim Arrondiren Zahn für Zahn weiter zu drehen. Vorzügliche Empfehlung aber verdient der in *Fig.* 96 abgebildete Radhalter. In die Vorderfläche des obern Theiles ist mittels schräger Nuthen ein Plättchen eingeschoben, welches einen kreisförmig erhöhten schmalen Reifen trägt. Das Loch in der Mitte der Platte, sowie die punktirt angedeutete Durchbrechung im Körper selbst gestatten die freie Bewegung des am Rade befindlichen Getriebes. Ein Stiftchen am untern wagerechten Rande des Radhalters verhindert die Platte, tiefer abwärts zu gehen. Zu einem solchen gehören mehrere, etwa sechs Plättchen, wovon *Fig.* 96 eines von mittlerer Grösse schon eingeschoben, *Fig.* 95 aber ein ganz grosses und das kleinste abgesondert darstellt. Man sieht leicht, dass beim Gebrauch dieser Vorrichtung sich der ganze Umfang des abzuwälzenden Rades gegen den erhöhten Kranz der Platte lehnt und daher durch den Druck der Feile durchaus keinen Nachtheil erleiden kann.

Aus dem Bisherigen erhellt zur Genüge, dass das Rad sich beim Arrondiren zwischen *c* und 7 *Fig.* 54 und 55 befinden muss. Um es dahin zu bringen, würde zwar meistens das Verschieben der Stifte 3 und 4,

welche die Welle tragen, hinreichen; allein es kommen doch viele Fälle vor, z. B. bei sehr langen Wellen, wo dies nicht mehr zum Zwecke führt. Daher ist die überhaupt zum schnellern und bequemern Stellen beitragende Einrichtung getroffen, dass der mittlere Schieber nebst allen daran befindlichen Theilen längs *ee* nach Belieben durch Drehen an dem Schraubenkopf *g* vor oder zurück bewegt werden kann. *Fig.* 56, wo *g* abgenommen und durch einen punktirten Kreis ersetzt ist, findet man bei 30 die festgeschraubte Platte, deren in der Mitte durchschnittener zum Zusammenklemmen eingerichteter Ansatz 37 und 38 die Mutter für die Schraube an *g* abgibt. Wird hiermit *Fig.* 55, besonders aber *Fig.* 54 verglichen, so lässt sich erkennen, dass die Schraubenspindel nur innerhalb 37 und 38 Gewinde hat, dann aber, bloss rund, durch ein weiteres auch in *Fig.* 73 bemerkbares Loch der Decke *m* mit ihrem Ende in den mittleren Schieber eintritt. Dort ist 29 (man sehe auf *Fig.* 55, 56, 83, 85 und 87) eine über dessen Oberfläche erhöhte Wand, deren innere Seite zur bessern Anlage der Schenkel des Radhalters beiträgt, die äussere aber das Ende jener Spindel aufnimmt. Dieses ist cylindrisch, innerhalb der Dicke der Wand aber mit einem dünner ausgedrehten Halse versehen. Die Wand hat auf der äussern Seite eine Nuth r_1, *Fig.* 85 und 87, und am Boden derselben und in ihrer Mitte eine kreisrunde Aussenkung (bei r_1), welche das Ende der Spindel aufnimmt. Die Stahlschiene *r Fig.* 86, von der Seite auch in *Fig.* 55 und 85, von vorn in *Fig.* 56 sichtbar, umfasst mit ihrem mittleren Ausschnitte den Hals der Spindel, und füllt, mit zwei Schrauben befestigt, die Nuth r_1 *Fig.* 87 wieder aus. Demnach ist klar, dass die Schraube an *g Fig.* 54 herausgeschraubt an der Stahlschiene den Schieber nach sich zieht, verkehrt gedreht aber ihn einwärts schiebt, und so nach Bedürfniss vorwärts oder zurück führt.

Bei kleinen Uhrmacherarbeiten kommen öfters Rädchen vor, deren Durchmesser nicht viel über eine Linie, ja sogar noch darunter beträgt. Dies hindert zwar nicht, sie zwischen den Stiften einzuspannen, aber die Finirfeile vermag sie nicht mehr zu erreichen, weil dies die über den Stiften 3 und 4 befindliche Metalldicke der Docken *i* und *m* nicht zulässt. Es gibt verschiedene Mittel, die Feile dennoch mit solchen Rädchen in Berührung zu bringen. Ein häufig vorkommendes besteht darin, die obere Fläche der Docken *m* und *i Fig.* 55 über den Stiften mit einer halbrunden Rinne zu versehen, welche so tief gemacht wird, dass vom Metall nur gleichsam noch eine Haut zur Bedeckung der Stifte übrig bleibt, und daher in dieser Rinne die Feile ihnen und dem Rädchen sehr nahe gebracht werden kann. Ein anderes Mittel besteht in der Anwendung eigner für solche Fälle vorräthiger Stifte, an denen die Vertiefungen zur Aufnahme der Wellzapfen nicht mehr in der Axe der Stifte, sondern über derselben sich befinden. Einen solchen Stift, sehr vergrössert, zeigt *Fig.* 25 auf Taf. 19. Wenn er so in der Maschine liegt wie *A*, so befindet sich die Vertiefung weit höher als seine Axe. Hinter jener ist er abgesetzt, auch die Hinterseite des Löchelchens frei, um einen eingeklemmten oder abgebrochenen Zapfen wieder hinausdrücken zu können. Der Stift ist ferner auf einer seiner Seiten bis auf eine gewisse Tiefe der Länge nach abgefeilt, wie man besser an der obern Ansicht *B* bemerkt. Diese Fläche wird in der Maschine den Platten 5 und 6 *Fig.* 55 (Taf. 21) zugekehrt, deren zwei daselbst punktirt angegebene und schon früher umständlich erklärte Drahtstücke besser auf die ebene Fläche des Stiftes wirken und ihn fester in der richtigen Lage

erhalten, als wenn er, wie gewöhnlich, ganz rund wäre. Da aber das Verdrehen der Stifte vor dem gänzlichen Feststellen der Druckplatten so leicht möglich ist, so muss man sich vorher sehr sorgfältig überzeugen, ob das Rädchen auch vollkommen rund läuft, und die Stifte so lange richten, bis der Erfolg gänzlich entspricht.

Das beste Mittel aber, sehr kleine Räder zu bearbeiten, besteht in der Anwendung eines besonderen, auf der Maschine anzubringenden Aufsatzes mit sehr feinen und dünnen Stiften zur Aufnahme der Wellzapfen des Rades. Diesen Aufsatz zeigt Taf. 21 *Fig.* 98 von der Seite, also im Einklange mit *Fig.* 54; *Fig.* 99 ist der Grundriss, *Fig.* 97 das hintere Ende. Die zarten Stifte 8 und 9 erhalten keine Spitzen, weil Vertiefungen für diese an den Axen ganz kleiner Räder nie vorkommen; wohl aber haben sie die schon mehrmals erwähnten Querlöcher zum Losbringen festgeklemmter Zapfen. Ueber den Stiften finden sich die schon bekannten Rinnen, am besten bei 5 *Fig.* 97 wahrnehmbar, wodurch die Feile sehr nahe über den Stiften hinstreifen kann. Die Schrauben 3 und 4 wirken mittels der senkrecht eingeschobenen Druckplättchen 1 und 2 auf die Stifte 8 und 9 und erhalten sie unbeweglich. Der ganze Aufsatz wird mit den untern Flächen 6 und 7 *Fig.* 98 auf die Docken *i* und *m* *Fig.* 54 gesetzt, woselbst man die einwärts und einander zugekehrten Spitzen der Stifte 3 und 4 in die Vertiefungen bei *n,n* *Fig.* 97 eintreten lässt und durch das Anziehen der Schrauben *d* und *f* *Fig.* 54 dem Aufsatze seinen unverrückten Stand während der Arbeit versichert. In vielen Fällen können dann wohl auch die Dienste der Vorlage 7 *Fig.* 54 und 56 und eines Radhalters von der Beschaffenheit wie *Fig.* 71 in Anspruch genommen werden. Allein sie sind füglich, sowie auch die Unterstützung der Welle, entbehrlich, weil bei so kleinen Rädern ohnedies jede Anwendung eines grösseren Druckes und eigentlicher Gewalt überhaupt gänzlich vermieden werden sollte.

Schon im Anfange dieses Artikels wurde bemerkt, dass die abzuwälzenden Räder schon auf ihren Wellen befestigt sein müssen, oder dass man sie auf einen Drehstift (am besten einen sogenannten Mutterdrehstift) bringt, welcher die Welle abgibt, oder dass man noch ein anderes Mittel anwendet. Von diesem ist nun hier die Rede, indem es allerdings vorkommt, dass man Räder bearbeiten muss, welche bloss ein Loch in der Mitte haben und sich auf einem Drehstift aus manchen Gründen nicht wohl anbringen lassen. Man bedient sich dann eigner Aufsätze, welche bei ähnlicher Einrichtung nur an Grösse verschieden sind, um für alle vorkommenden Fälle zu taugen. *Fig.* 128 Taf. 22 stellt einen solchen grösster Gattung bei *a* von der Seite, bei *b* in der Flächenansicht dar, *Fig.* 129 sind vier abnehmend kleinere, *Fig.* 130 der kleinste, wieder in zwei Ansichten. Die Stellschraube *c* *Fig.* 128 ist bei den anderen weggelassen, darf aber zum Gebrauche bei keinem fehlen. Die beiden kreisrunden Endflächen jedes Rückens sind von etwas verschiedener Grösse, so dass man also bei dem hier abgebildeten Sortimente zwölf solcher Kreisflächen von wenig verschiedenen, abnehmenden Durchmessern hat. Jeder Aufsatz ist im Mittelpunkte ganz durchbohrt, die Löcher sind so weit, dass die Stifte der Arrondirmaschine genau in dieselben passen, und dass jeder Aufsatz daher auf einem Stifte der Maschine mittels der Stellschraube *c* (*Fig.* 128) sich befestigen lässt. Die grössere Fläche jedes Aufsatzes hat an der Stelle, welche beim Gebrauch oben zu stehen kommt, einen Einschnitt; bei *Fig.* 130 geht dieser auch durch die in der Mitte für das Gewinde

von *c* (*Fig.* 128) angebrachte Verstärkung *e*. Jede Kreisfläche mit Ausnahme der kleinsten bei *a* *Fig.* 130 ist etwas vertieft ausgedreht, so dass sich ein erhöhter kreisförmiger Reifen am äussern Umfange bildet. Zum Gebrauch wählt man den Aufsatz, dessen Grösse der des abzuwälzenden Rades ziemlich nahe kommt, und befestigt ihn auf dem hintern Stifte der Maschine (*A* *Fig.* 54 oder 55 Taf. 21) mittels seiner Schraube so, dass das Ende des Stiftes aus dem Loche des Aufsatzes nicht vorragt. Der Einschnitt am Rande des Aufsatzes muss ferner oben zu stehen kommen, weil er des ungehinderten Durchganges der Feile wegen vorhanden ist. Ferner legt man das Rad an die Vorderfläche des Aufsatzes, und stellt endlich, um es festzuhalten, den zweiten Stift der Maschine mit seinem spitzigen Ende (*A* *Fig.* 27 Taf. 19) in das am Rade befindliche Loch. Dieses ist nicht gross genug, um den Stift selbst durchzulassen; es tritt in dasselbe nur ein Theil des Kegels ein, um welchen sich das Rad, mit der Hinterfläche am erhöhten Umkreise des Aufsatzes anliegend, während des Affinirens fast eben so sicher drehen lässt, als wenn es auf einer Welle festgenietet wäre.

Die sämmtlichen bisher beschriebenen Theile sind am Körper der Maschine nicht unbeweglich fest, und können es auch nicht sein, weil das Rad nach seiner verschiedenen Grösse gehoben oder gesenkt werden muss, um es in den Bereich der Feile zu bringen und ihrer Wirkung auszusetzen. Mittels der Schraube *h* *Fig.* 54 (Taf. 21) lässt sich *ee* sammmt den Docken *i* und *m* u. s. w., mithin der ganze Vordertheil der Maschine der Feile 31 näher bringen oder sich von ihr entfernen, d. h. heben oder senken. Zu diesem Ende hat der Körper *aa* an seiner Vorderfläche eine Vertiefung mit schrägen Seitenwänden für den an *ee* befestigten Schieber *v*, v_1 *Fig.* 55, 72, 73, 79 und 80. Die Docke *i* *Fig.* 73, 79 und 55 geht noch über *ee* hinaus. Dieser Fortsatz ist nur oben flach gefeilt, sonst aber rund, und steckt in einer entsprechend geformten Oeffnung des Schiebers *v*, welche man am besten in *Fig.* 79, der Ansicht von der Hinterseite des Schiebers *v*, bemerkt. Daselbst findet man auch das Stück *ee* der letztgenannten Figur, aber punktirt, auf *v* angedeutet; ferner die Köpfe der beiden in *Fig.* 73 gleichfalls punktirten Schrauben, welche *v* mit *ee* verbinden. Auch lässt sowohl *Fig.* 79 als *Fig.* 72 und 80, wo der Schieber *v* von der untern Endfläche erscheint, sowie *v*,v_1 in *Fig.* 54 die Abschrägung der Seitenwände des Schiebers unzweifelhaft erkennen. Ferner ist darauf aufmerksam zu machen, dass das auf *v* *Fig.* 79 punktirt bezeichnete Vordertheil (*ee* der übrigen Figuren) nicht in der Mitte des Schiebers *v* sich befindet, oder dass der Schieber, für sich betrachtet, auf einer Seite schmäler ist als auf der andern. Dasselbe thut auch die Vergleichung mit den *Fig.* 72 und 80, besonders aber mit *Fig.* 54 dar, woselbst unter v_1 eine an der Wand von *a* besonders eingelegte, die ganze Breite des Schiebers ergänzende, bis unten reichende Stahlplatte angezeigt ist, auf welche das Ende der Schraube *q* (*Fig.* 54, 55 und 56) drückt, um den Schieber während der Arbeit unbeweglich zu erhalten. Diese Schraube hat ihre Mutter in einer an die äussere Fläche von *aa* befestigten Platte q_1 *Fig.* 54 und 55. Die zur Aufnahme des Schiebers in *aa* vorhandene Höhlung wird vorn zum Theile durch einen offenen Rahmen wieder bedeckt, unter dessen senkrechten Leisten die vordere Fläche des Schiebers ihre Leitung findet. Dieser Rahmen ist in *Fig.* 89 abgesondert von vorn, in *Fig.* 90 von der schmalen Seite abgebildet; in *Fig.* 89 sieht man die

sechs Löcher für eben so viele Schrauben zur Befestigung an der Mündung der Höhlung des Hauptkörpers. Theilweise findet man den Rahmen, mit der den *Fig.* 89 und 90 entsprechenden Bezeichnung *u*, *s*, auch in *Fig.* 54, 55 und 56; in letzterer Figur selbst die obersten der ihn festhaltenden Schrauben.

Die Führungsschraube *h* des Schiebers hat ihre Mutter in dem Bodenstücke 40 und 41 *Fig.* 54 und 55 des langen abwärts gehenden Theiles von *aa*. Dieses Stück für sich allein, von unten gesehen, in *Fig.* 70, von der Hinterseite nochmals in *Fig.* 71 erscheinend, besteht aus zwei Hälften 40 und 41, deren Fortsätze 16 und 17 die Schraubenmutter enthalten. Durch 40 und 41 gehen zwei parallele Stellstifte, deren Enden auch *Fig.* 54 bei 40 sehen lässt. Zur Befestigung beider Theile am Hauptkörper dienen die Schrauben 18 *Fig.* 54 und 18 und 19 *Fig.* 56; wenn diese aber etwas gelüftet sind, können die Fortsätze 16 und 17 *Fig.* 54, 56, 69 und 70 mit ihren Klemmschrauben, folglich auch die Mutter zusammengezogen werden, um jederzeit den fleissigen Gang der Schraube zu erhalten. Um die Verbindung der letztern mit dem Schieber *v* einzusehen, vergleiche man *Fig.* 81 (das obere Ende dieser Schraube), *Fig.* 80 oder *v Fig.* 72 und den unteren Theil der *Fig.* 79 mit einander. *Fig.* 78 ist eine Stahlplatte mit bogenförmigen Seitenflächen, zwei Schraubenlöchern und einer runden unten aufgeschnittenen Oeffnung. Mit dieser passt sie auf den Hals 45 der Schraube *Fig.* 81. Der Ansatz über dem Halse so wie der Zapfen am äussersten Ende finden in der untern Fläche von *v Fig.* 80, 79 und 72 entsprechend geformte Vertiefungen, die Platte 25 selbst wird ebendaselbst versenkt und mit zwei Schrauben befestigt.

Am obern Theile der *Fig.* 70 findet sich ein Ausschnitt, und zu beiden Seiten desselben die Punktirung für eine Schraube, welche, in *Fig.* 69 wirklich vorhanden, den Charnierstift für die Leiste oder den Hebel 20 bildet. Der Kopf dieser Schraube erscheint auch auf 40 *Fig.* 54, 20 aber sammt der Feder 21 in der Seitenansicht; in *Fig.* 56 das Ende des Hebels 20. Auf *Fig.* 55 bemerkt man, dass das hinter v,v_1 verlängerte Ende der Docke *i* und der aus ihr vorstehende Stift auch innerhalb des Körperss *aa* einer Höhlung zur ungehinderten Bewegung bedarf. Diese Höhlung geht von jener, welche v,v_1 aufnimmt, aus und durch die ganze Dicke des Körpers *a*, so dass an ihrer Hinterwand der Hebel 20 anliegt und über die Oberfläche von *aa* noch hervorragt. Daher kann man den Hebel hier anfassen und mit seiner Hülfe den Stift 3, wenn die Schraube *d* gelüftet wird, in der Docke *i* vorwärts- und herausschieben. Darin besteht auch der Zweck des Hebels, weil man auf andere Art dem Stifte 3 nicht leicht beikommen könnte. Die Feder 21 bringt den sich selbst überlassenen Hebel in seine ruhige Lage zurück.

Der Körper des Instrumentes *a*,*a* hat ausser der schon erklärten auch noch die Bestimmung an seinem Fortsatze a_1 und dessen unterem Theile a_2 *Fig.* 54, 55 und 56 das Ganze beim Gebrauch in den Schraubstock einspannen zu können, vorzugsweise aber auf seiner Oberfläche als einer Bahn den Schlitten *w* zu tragen und die Feile 31 auf die schon bekannte Art zur Wirksamkeit gelangen zu lassen. Dieser Haupttheil der Maschine stimmt im Wesentlichen mit jenem der erstbeschriebenen aus Holz überein, nur ist hier die Detaileinrichtung auf grössere Genauigkeit berechnet, deshalb aber auch mehr complicirt.

Der messingene Schlitten *w* *Fig.* 54 bewegt sich gleichfalls in gerader Richtung vor und zurück auf seiner Bahn. Der starke bei 33 eingeschraubte Stift regulirt die Länge des Zuges, indem er an *o* und o_1 anstösst. Die Ansätze *o*, o_1 und noch ein dritter, im Grundrisse *Fig.* 55 bei 43 unbedeckt erscheinender, erheben sich senkrecht auf ihrer gemeinschaftlichen Unterlage, welche, längs der horizontalen Oberfläche von *aa* durch das Drehen am Schraubenkopfe *p* *Fig.* 54 und 55 verschiebbar, in jeder ihr ertheilten Lage durch einen andern Kopf (*l* *Fig.* 54, und als punktirter Kreis auf *Fig.* 55 angedeutet) sich festhalten lässt. Diese Aenderung der Lage hat zwar auf die Länge des Zuges der Feile keinen Einfluss, aber sie gestattet die Feile in grösserer oder geringerer Entfernung vom Hauptkörper wirken zu lassen und diese nach der Stelle, welche das in Arbeit befindliche Rad zwischen den Docken einnimmt, zu reguliren. Um die Längenbewegung in einem später vorkommenden Falle und überhaupt zu beschränken, gibt es mehrere Mittel, von denen sich eines sogleich andeuten lässt. Die dritte Stütze, nämlich 43 *Fig.* 55, ist in ihrer Dicke gespalten und hat daselbst die Mutter für die Schraube 44, welche durch die von oben in 43 gehenden Klemmschrauben sehr fest gestellt werden kann. Das Ende von 44 und die gegenüberliegende Wand von *v* gestatten, wenn sich der Stift 33 *Fig.* 54 zwischen ihnen befindet, statt zwischen *o* und o_1, nur einen sehr kurzen Zug für die in *w* eingespannte Feile.

Man sieht aber leicht, dass dann in der jetzigen Lage der drei Aufsätze oder Stützen 43, *o*, o_1 die Feile viel zu weit zurück und ganz hinter die Docken *i* und *m* zu stehen käme, woraus wieder die Nothwendigkeit, die ganze auf *a* ruhende Platte zu verschieben, einleuchtet. Zum Verstehen der hierzu nöthigen Vorrichtung nehme man noch die *Fig.* 91 bis 94 zu Hülfe. *Fig.* 91 stellt die drei Stützen, jedoch ohne die Schraube 44 (*Fig.* 54 und 55) nebst ihrer Platte und deren Untertheil dar, übereinstimmend mit *Fig.* 54; *Fig.* 93 ist die Vorderansicht dieses Theiles, wo o_1 so erscheint wie in *Fig.* 56. In *Fig.* 55 bezeichnet das längliche punktirte Viereck auf *aa* eine ganz durch *a* gehende Durchbrechung, in welche das Untertheil 42 von *Fig.* 91 und 93 eingesteckt ist, so dass es sich demnach innerhalb der Durchbrechung nebst der Platte und den Stützen vor oder zurück schieben lässt. Der an 42 *Fig.* 91 festgeschraubte Fortsatz 41 ist mit der Schraube 47 ein Stück und ragt über die untere Fläche von *aa* *Fig.* 54 noch hervor. Dort steckt auf ihm die dicke Platte 14, welche, damit sie sich nicht drehen kann, eine flache Nuth bei 14 *Fig.* 94 besitzt. Unter ihr liegt die Druckscheibe 24 *Fig.* 54, 94 und 92, und endlich die geränderte Schraubenmutter *l* *Fig.* 54 und 92, deren Anziehen die jetzt in Rede stehenden Theile unbeweglich erhält. Wenn die Mutter *l* gelüftet ist, so geschieht die Führung der Platte mit den drei Stützen durch *p* *Fig.* 54 und 55 auf folgende Art. Das Untertheil 42 *Fig.* 91 und 93 enthält eine Mutter für die am Schafte von *p* vorhandene Schraube; diese aber ist zwischen *a* und *j* *Fig.* 54 und 55 so gelagert, dass sie sich ohne sonstige Ortsveränderung nur rund drehen kann, und daher ihre Mutter oder 42 und *Fig.* 91 überhaupt der Länge nach führt. Die Schraube, jedoch ohne *p*, zeigt *Fig.* 100 nebst dem wagerechten Durchschnitte des mit zwei Schrauben an *a* festzumachenden Klobens *j*. Seine innere Fläche erhält eine Versenkung, in welcher der dickere Ansatz s_1 liegt; seine andere Fläche läuft auf der Hinterseite von *a* *Fig.* 54 und 55;

der runde Schaft geht ebendaselbst durch eine runde Oeffnung in das Innere; dem dünneren Endzapfen der Schraube dient als Lager ein Loch in der vordern Wand der in *a* befindlichen viereckigen Durchbrechung. Vor *j* hat diese Spindel ein Viereck zum Aufstecken des Kopfes, endlich einen dünneren mit Gewinden versehenen Absatz für eine kleine, den Kopf festhaltende Schraubenmutter, die sich auf *p* liegend in *Fig.* 54 und 55 deutlich zeigt. Diese Art den Kopf zu befestigen hat darin ihren Grund, dass, falls er bleibend mit dem Schafte verbunden wäre, es nicht möglich sein würde, ihn durch das Stück *j* zu bringen. Beiläufig mag erwähnt werden, dass auch die Köpfe *h* und *g* *Fig.* 54, 55 und 56 viereckig aufgesteckt und mit kleinen Schraubenmuttern verwahrt werden müssen; denn auch ihre Schrauben könnten sonst der an ihnen befindlichen stärkern runden Ansätze wegen nicht mehr in ihre Muttern gebracht werden, welches aber, ehe der Kopf aufgepasst ist, von hinten, d. h. von der Seite, wo das Viereck sich befindet, leicht angeht.

Die Bahn des Schlittens bei dieser Maschine besteht aus acht leichtbeweglichen kleinen Walzen oder Rollen von gehärtetem Stahl. Auf vier derselben mit wagerechten Axen läuft seine untere Fläche, vier andere senkrecht stehende berühren seine beiden langen Seiten und verhindern seine Abweichung von der geraden Richtung. Alle stecken mittels runder Löcher auf unbeweglichen stählernen Axen. Die zwei vorderen, unteren oder wagerechten sind in *Fig.* 55 und 56 mit 32 und 34, die ihnen zunächst aufrecht stehenden in *Fig.* 56 mit 48 und 49 bezeichnet; das Auffinden der noch übrigen in *Fig.* 54 und 55 unterliegt keiner Schwierigkeit.

Die Lager der Rollen befinden sich in zwei messingenen auf der Horizontalebene des Instrumentes ruhenden Schienen oder Leisten *x* und *y* *Fig.* 54, 55 und 56; für die Seitenrollen mit erhöhten Stützen oder Kloben, für die am Boden mit viereckigen Löchern versehen, übrigens aber einander ganz gleich. *Fig.* 75 ist die Ansicht einer solchen einzelnen Leiste von innen, so dass sie also die hintere von *Fig.* 54 wäre; *Fig.* 74 stellt sie im Grundrisse, *Fig.* 76 von der äussern Fläche vor. In allen drei Zeichnungen wurde angenommen. dass die hinteren beiden Rollen entfernt, jedoch die Axen derselben an den gehörigen Stellen befindlich seien. Festgehalten auf dem Instrument werden beide Leisten jede durch zwei Schrauben wie 22 und 23 *Fig.* 54 und 55 mit dicken untergelegten Drnckplättchen. Die Löcher, durch welche sie in den Leisten gehen, sind aber nicht rund, sondern länglich, wie man sie auf *Fig.* 74 sieht, damit, so lange die Schrauben nicht fest angezogen sind, beide Leisten sich etwas verstellen und so lange rücken lassen, bis der Schlitten und dessen Feile in vollkommen gerader, mit der Axe des eingespannten Rades und der sie festhaltenden Stifte paralleler Richtung sich bewegt. Dieses Stellen geschieht auf ähnliche Art wie bei der vorhergehenden hölzernen Maschine; indem nämlich an jeder Seite des Hauptkörpers zwei Schrauben wie 39 und 40 *Fig.* 54, 55 und 56 angebracht sind, die ihre Muttergewinde in *aa* haben, mit dem obern Rande ihrer Scheiben aber in Einschnitte an der untern Fläche der Leisten eintreten, und die letztern daher mit sich führen. *Fig.* 77 zeigt eine solche Leiste von vorn, *y* auf *Fig.* 56 entsprechend, nebst der Lage der vordern, ihr zugehörigen Schraube. Es ist klar, dass man durch diese Schrauben jeder Unrichtigkeit im Gange des Schlittens abzuhelfen vermag, weil sie nicht nur die Leisten parallel gegen und von

einander führen, sondern auch, wenn sie einzeln in Thätigkeit gesetzt werden, schiefe Stellungen der Leisten, nach Bedürfniss an dem einen oder dem andern Ende, bewirken.

Noch fehlt die Erörterung der nähern Beschaffenheit des Schlittens. Gewöhnlich befinden sich bei jeder Maschine mehrere derselben, manchmal bis zu sechs, alle mit Ausnahme der Schrauben ganz von Messing, entweder von gleicher oder auch von verschiedener Einrichtung. Das Letztere erklärt sich vorläufig dadurch, dass zufolge der schon oben gegebenen Uebersicht fünf verschiedene Arten von schneidenden Werkzeugen beim Arrondiren gebraucht werden und dass es um so unangenehmer ist, bei einer zu geringen Anzahl von Schlitten die Feilen oft aus- und einspannen und wechseln zu müssen, da das richtige Einlegen einer jeden bedeutende Uebung und Zeitverlust nöthig macht und überhaupt nicht ohne Schwierigkeiten ist.

Der auf Taf. 21 *Fig.* 54 von der vordern, *Fig.* 64 von der hintern Seite, *Fig.* 57 im Grundriss abgebildete Schlitten ist doppelt, so dass entweder das jetzt vordere oder auch das hintere Ende (60 und 61 *Fig.* 54), von dem später die Rede sein wird, nach Umständen gebraucht werden kann. Der Kopf oder Feilenhalter *z* muss auf *w* nach der Breite verschiebbar sein. Alle Schlitten einer Maschine haben nämlich einerlei Breite, nach welcher die Leisten mit den Rollen auf der Maschine, ein für allemal gestellt, nur sehr selten einer Aenderung bedürfen. Allein man sieht leicht, dass dann Feilen von verschiedener Dicke, in den Kopf eingespannt, nicht jedesmal auf die Mitte des Rades treffen können, sondern dass dieses, streng genommen, bei einer bestimmten Stellung der Rollen nur bei jener einzigen der Fall ist, welche beim Richten der Leisten eingespannt war. Statt nun bei jedem Feilenwechsel die letztgenannte sehr mühsame Arbeit vorzunehmen, stellt man leichter und schneller die Feile gegen das im Vordertheil eingespannte Rad mittels folgender Vorrichtung.

In *Fig.* 54, 57 und 64 ist 57 ein mit schrägen Seitenkanten versehener, nach der Breite von *w* beweglicher Schieber. Er liegt zwischen zwei parallelen, innen gleichfalls, aber in verkehrter Richtung abgeschrägten Leisten, deren eine, die vordere, 52 der genannten Figuren, mit *w* aus dem Ganzen gearbeitet, die hintere, 51, aber aufgeschraubt ist. *Fig.* 58 zeigt diesen Schieber allein im Grundrisse, *Fig.* 59 von vorn, *Fig.* 60 von der Seite. Man bemerkt an diesen Figuren, verglichen mit *Fig.* 54, 57 und 64, zwei quer stehende, sich über seine Fläche erhebende Wände, und in seinem Boden zwei Schraubenlöcher oder Muttern für die *Fig.* 57 auf *z* sichtbaren Schrauben; denn die hintere Verlängerung von *z* oder *Fig.* 62 passt zwischen diese Wände, und der Feilenhalter wird durch diese Schrauben auf dem Schieber befestigt. Nun handelt es sich noch um die Führung des letztern. Hierzu dient die mit einem dünneren, von zwei runden Platten begränzten Halse 59 versehene Schraube *Fig.* 61; auch in *Fig.* 54 und 57 bei 54, und in *Fig.* 64 mit dem hinteren Ende sichtbar. Auf ihrem Hals, also zwischen den runden Platten, steckt der Kloben 50 *Fig.* 54, 64 und 57, der auch nochmals über *Fig.* 57 abgesondert, von vorn, wie in *Fig.* 54, gezeichnet worden ist. Er giebt das Lager für die Schraube, welche daher nur sich rund drehen kann und den Kopf *z*, durch dessen hinteren Theil sie mittels ihrer Mutter geht, sowie den Schieber selbst zwischen seinen Leisten

führt. Dass der Kloben selbst unbeweglich und vom Schieber unabhängig auf den vordern Enden der beiden Leisten festgeschraubt ist, lehrt die Betrachtung der Figuren. Das Loch für die Führungsschraube findet man in *Fig.* 62 zwischen den punktirt angegebenen Löchern der Befestigungsschrauben dieses Theiles. Da es gut ist, die Wände auf dem Schieber, damit der Kopf sicherer zwischen ihnen liegt, etwas hoch zu machen, so müssen sie, zum ungehinderten Durchgange der Führungsschraube, halbrunde Ausschnitte erhalten, die man in *Fig.* 59 und 64 am besten bemerkt. Ausserhalb der Vorderwand bekommt auch die Ebene des Schiebers eine flache rinnenförmige, in *Fig.* 58, 59 und 54 deutlich zu unterscheidende Höhlung, weil hier die Platten der Führungsschraube freien Spielraum brauchen. Die hintere Leiste des Schiebers, 51, berührt nicht ganz die Fläche des Schlittens; es liess sich jedoch dieser kaum merkliche Abstand in den Abbildungen nicht mehr deutlich ausdrücken. Der Nutzen davon besteht darin, dass durch das Anziehen der zwei Schrauben dieser Leiste sich der Schieber vollkommen feststellt und dann keine Besorgniss seines Verrückens oder des Verschiebens der Feile statt finden kann.

Ueber den Kopf ist noch zu bemerken, dass zur Aufnahme der Feile die flache Vertiefung 58 *Fig.* 62 bestimmt ist. Auf der Feile und dem erhöhten Absatz über ihr liegt die Ergänzungsplatte des Kopfes *Fig.* 63, so dass diese wie in *Fig.* 54 und 57 die unmittelbare Wirkung der Druckschrauben 1 und 2 erfährt. Die Platte *Fig.* 63 ist auf der inneren Wand ganz glatt, wie aus der genauen Betrachtung des vordern Endes von *s Fig.* 54 hervorgeht. Da die Wälzfeilen eines Sortimentes für kleinere Arbeit alle fast gleiche Dicke haben und ihre Verschiedenheit nur die untere eigentlich wirksame Kante trifft, so kann die Weite der im Kopfe sie aufnehmenden Spalte wohl so berechnet sein, dass die Ergänzungsplatte mit ihrer Aussenfläche über die senkrechte Ebene des Kopfes gar nicht (nach *Fig.* 57) oder nur wenig vorsteht, bei dünnen Feilen sogar tiefer liegt. Sind aber die Unterschiede in der Dicke der Feilen bedeutender, wie immer bei den Ausstreichfeilen, dann würden die dünnsten nur dann von den Druckschrauben in einer weiteren Spalte festgeklemmt, wenn man Streifchen aus Papier, dünnem Messingblech, Stanniol oder Knittergold u. dergl. zulegte. Hieraus erhellt wieder, dass es vortheilhaft, wenigstens regelmässig und bequem ist, mehrere Schlitten mit Oeffnungen von verschiedener Weite zum Einspannen der Feilen im Vorrath zu haben.

Taf. 22 enthält Abbildungen eines zur nämlichen Wälzmaschine gehörigen Schlittens von abweichender Einrichtung, und zwar *Fig.* 131 die Seiten-, *Fig.* 138 die Vorderansicht, *Fig.* 139 den Grundriss, nebst den später durchzugehenden Details. Ausser dem zum bereits bekannten Gebrauche bestimmten Stellstift *a Fig.* 131, 139 und 138 ist bei *n* noch ein Schraubenloch vorhanden, in welches entweder *a*, also weiter rückwärts, oder auch ein zweiter Stift eingeschraubt, und die Länge des Zuges auf das genaueste regulirt werden kann. Denn *a* lässt sich entweder zwischen *o* und o_1 Taf. 21 *Fig.* 54 und 55 oder zwischen 43 und *o* stellen; oder aber, wenn zwei Stifte im Schlitten sich befinden, so kann zwischen sie entweder *o* oder o_1 nach Belieben gebracht werden. Hiermit lässt sich jedes in dieser Beziehung vorkommende Bedürfniss befriedigen.

Die Leisten *r* und *s Fig.* 131, 138 und 139 (Taf. 22) und die

Art, wie zwischen ihnen der Schieber nebst dem Kopfe *u* sich bewegt, bedürfen keiner Erklärung, denn diese Theile kommen mit den früher beschriebenen überein. Der Kopf *u* trägt aber hier nicht die Feile, sondern einen eigenen Einsatz *v*, welcher die Feile durch die schon bekannten Druckschrauben 1 und 2 festhält. Den Kopf *u* sieht man für sich und ohne den Einsatz, *Fig.* 140 im Grundrisse, *Fig.* 132 von der Seite und bei C von hinten, *Fig.* 133 von vorn. Er hat auf der Aussenseite der ganzen Länge nach eine Aushöhlung, deren Tiefe die Punktirung auf *Fig.* 132 andeutet, und welche daher eine Bodenfläche, von zwei Seitenwänden oder Leisten begränzt (man sehe *Fig.* 140), darbietet. In der Mitte dieses hohlen, vorn, oben und unten offenen Raumes befinden sich die vorragenden Stellstifte 3 und 6 *Fig.* 132, 133 und 140; der erstere eingenietet, der zweite als das Ende eines Schräubchens, dessen Kopf zufolge *Fig.* 132 und 131 auf der Hinterseite von *u* liegt. Durch den Boden der Vertiefung geht ein Schraubengewinde, in *Fig.* 132 und 140 punktirt, *Fig.* 133 und *Fig.* 132 C mit der Mündung erscheinend. In diesen hohlen Raum passt das hintere Ende des nun näher zu beschreibenden Einsatzes *v*. *Fig.* 136 ist die Platte, welche, auf 4 *Fig.* 135 gelegt, mit der Vertiefung 5 letzterer Figur die Spalte zum Einlegen der Feile gibt und in *Fig.* 131, 138 und 139 durch die Druckschrauben 1 und 2 mit dem Einsatze bereits in Verbindung erscheint. Um an letzterem eine durch die Absätze 4 und 5 *Fig.* 135 nicht unterbrochene, fortlaufende Hinterfläche zu erhalten, musste zur Ergänzung das Stückchen 6 (auch in *Fig.* 131 bei 6 noch wahrnehmbar) angebracht werden. Es hält am Einsatz durch ein von hinten angebrachtes Schräubchen und einen Stell- oder Versicherungsstift. In *Fig.* 137 ist *A* die vordere, *B* die hintere Ansicht des Einsatzes. Auf beiden sieht man das Plättchen 6, auf *B* bei 10 das erwähnte Schräubchen, bei 8 den Stellstift; 9,9 aber sind kleine Löcher, mit denen der Einsatz auf die Stifte 3 und 6 *Fig.* 132, 133 und 140 aufgeschoben, in dem Kopfe jedesmal die richtige und ganz gleiche Lage erhält. Nur muss er auch noch hinreichend stark befestigt werden. Diesen Dienst verrichtet die Schraube *x* *Fig.* 131 und 139. Ihr Vorderende sieht man auch, doch ohne Bezeichnung in *Fig.* 138; *Fig.* 134 stellt sie abgesondert in der Lage der *Fig.* 131 dar. Eigenthümlich an ihr ist der hakenartige Ansatz hinter dem Viereck für den Schlüssel. Wenn der Einsatz in den Kopf gebracht werden soll, so dreht man die in der Mutter des Kopfes *u* schon befindliche Schraube rückwärts und so, dass ihr Haken gerade aufwärts (also der gezeichneten Stellung entgegengesetzt) steht. Dann hindert sie das Anstecken des Einsatzes auf die Stellstifte des Kopfes nicht, weil die Hinterwand des Einsatzes eine in *Fig.* 137, theilweise auch *Fig.* 138 sichtbare längliche Oeffnung besitzt, durch welche der Haken an der Schraube ungehindert durchgeht. Jetzt dreht man die Schraube wieder zurück und den Haken in die Lage, welche er in *Fig.* 138 hat, und er hält hierdurch den Einsatz mit dem Kopf sehr fest vereinigt; jedoch unter der Voraussetzung, dass sich die Schraube jetzt nicht mehr drehen lässt, sondern die untere Fläche des Hakens auf der äusseren des Einsatzes bereits schon ganz fest aufsitzt. Diesen Erfolg erreicht man am leichtesten durch ein unter den Haken gelegtes und auf den Einsatz festgeschraubtes Stahlplättchen, in *Fig.* 138 zum Theil, in *Fig.* 137 *A* mit der ganzen Fläche bei 7, in *Fig.* 135 von einer Seitenkante sichtbar. Dieses Plättchen befeilt man so lange,

bis die Schraube in der Lage der *Fig.* 135 sich nicht mehr tiefer einschrauben lässt; dann erst wird es ganz fertig gemacht und gehärtet.

Bei der zuletzt beschriebenen Wälzmaschine befinden sich zwei Schlitten, wie der Taf. 21 *Fig.* 54 abgebildete, jedoch ohne den Kopf 60 u. 61; ferner einer genau so wie in der eben angeführten Zeichnung, endlich noch zwei von der Art, wie der auf Taf. 22 dargestellte. Für jeden letztern sind zwölf Einsätze mit Spalten von verschiedener Weite für die Feilen vorhanden. Besteht das zur Maschine gehörige Sortiment aus zwölf Arrondir- und eben so vielen Ausstreichfeilen, so bedarf man für alle nur zweier Schlitten, höchstens noch eines dritten mit dem doppelten Kopf für eine Feile zum Oeffnen und den Grabstichel. Durch die grössere Anzahl von Einsätzen erspart man daher nicht nur mehrere Schlitten, sondern man hat noch den grossen Vortheil, dass man alle Feilen, wenn sie einmal ihre richtige Lage in den Einsätzen haben, in denselben lassen kann, hiermit des so mühsamen und zeitraubenden Richtens der Feilen beim Wechseln derselben gänzlich überhoben ist, und höchstens noch wegen ihrer verschiedenen Dicke die Verschiebung des Kopfes zwischen den Leisten in Anspruch zu nehmen hat. Ungeachtet der grösseren Herstellungskosten verdient diese Einrichtung Anempfehlung, jedoch nur für kleinere Maschinen und Feilen, denn bei grösseren dürfte man bei dem verhältnissmässig viel grösseren Widerstande eine unnachgiebige feste Stellung des Einsatzes durch die einzige Schraube und die zwei Stiftchen keineswegs mit voller Beruhigung erwarten.

Der Kopf 60 und 61 des Schlittens *w Fig.* 54 und 57 Taf. 21, zum Einspannen eines Grabstichels oder *grainoirs* bestimmt, gibt Gelegenheit, über Beschaffenheit und Gebrauch dieser Werkzeuge, welche übrigens auch in den gewöhnlichen Schlitten sich anbringen lassen, das Nöthige zu bemerken. Die Grabstichel sind, was die Schneiden betrifft, ganz von derselben Beschaffenheit wie die allgemein bekannten zum Graviren oder Drehen. Die hier anwendbaren haben jedoch nur eine Länge von einem bis anderthalb Zoll, kein Heft, sondern statt dessen ein breiteres flaches Ende zum Einlegen in die zweitheilige Oeffnung des Kopfes. Da das Arrondiren der Räder in der Regel dem Durchbrechen derselben vorausgeht, indem dann weit leichter die verhältnissmässige Breite des Kranzes gegen die Stärke und Länge der nun ganz fertigen Zähne zu bestimmen ist, so verwendet man den in den Schlitten eingespannten Grabstichel, um mittels seiner Spitze einen Kreis zur Andeutung jener Breite einzureissen. Das Rad bleibt dabei zwischen den Stiften der Maschine, wird nebst dem Vordertheile der letztern in die erforderliche Höhe gegen den Grabstichel gestellt, dieser angedrückt und dann das Rad herumgedreht. Auf gleiche Art lassen sich Kreise von verschiedenem Durchmesser zur Verzierung oder zu andern Zwecken auf der Fläche des Rades einstechen. Da man aber auf dem gewöhnlichen Drehstuhle denselben Erfolg erhält, so erspart das angegebene Verfahren auf der Maschine eigentlich nur das Einspannen des Rades in den Drehstuhl, und ist daher weder nothwendig noch wesentlich.

Es gilt das Letztere aber auch von dem Grainoir und der mit ihm zu verrichtenden, gegenwärtig nur selten vorkommenden, bloss besseres Ansehen und Verzierung bezweckenden Arbeit des sogenannten Grainirens. Der Grainoir ist ein Stichel oder Meissel, oben flach, unten aber mit einer seichten rinnenartigen, über die ganze Breite reichenden

Höhlung versehen. Am Ende der obern Fläche befinden sich zwei in eine Spitze zusammenlaufende Facetten oder Abschrägungen, so dass demnach der untern Rinne wegen die von der Spitze auslaufenden Kanten sehr scharfe feine Schneiden geben. Das hintere Ende geht, zum bequemeren Einspannen in den Kopf des Schlittens, in einen breitern Lappen aus. Man gibt dem fertig gewälzten Rade, eigentlich jeder Lücke desselben, mit dem richtig gestellten Grainoir einen oder mehrere Stösse, um durch die schrägen Schneiden zu beiden Seiten des Werkzeuges am Grunde jedes Zahnes einen feinen Einschnitt, eine seichte Kerbe, hervorzubringen. Da jene Schneiden schief nach aussen liegen und gleichzeitig auf zwei Ecken zweier neben einander befindlicher Radzähne wirken, so laufen die so erhaltenen Eindrücke an einem und demselben Zahne gegen einander, stellen daher gleichsam eine Verlängerung seiner Seitenwände vor, und bewirken, dass er vom Grunde der Lücken scharf abgesetzt, dieser aber, statt ganz eben, etwas convex oder erhaben erscheint. Ueber die hier beigefügten Abdrücke wirklicher grainirter Räder *H* und *I* ist zu erinnern, dass die besonders an *H* auffallende Schrägung der Zähne nur scheinbar ist. Die Kerben zu jeder Seite des

Zahnes gehen nämlich bei weitem nicht durch die ganze Dicke des Rades, sondern sind nur oberflächlich und sehr seicht; dann aber pflegt man auch die Zähne nie so stark zu grainiren, wie es hier der grössern Deutlichkeit des Abdruckes wegen geschehen ist. Aus dem Gesagten und der Ansicht der Muster geht zur Genüge hervor, dass das Grainiren den Zahn eigentlich nicht verbessert, zur Güte der Arbeit gar nichts beiträgt und daher auch füglich ganz unterbleiben kann. Höchstens ist es dann in Beziehung auf besseres äusseres Ansehen von Nutzen, wenn die Ausstreichfeilen nicht völlig ihre Wirkung gethan haben, weil sie, minder scharfkantig oder schon abgenutzt, keine reinen Ecken am Ende des Zahnes und einen stumpfwinkeligen Grund hervorbringen. Das Rad muss beim Grainiren in der Maschine gut unterstützt und gegen alle Schwankungen möglichst verwahrt werden. Bei stärkeren Rädern ist dies so schwer zu erreichen, dass man fast besser thut, die Bearbeitung aus freier Hand, ohne die Maschine, vorzunehmen, wo leichte Hammerschläge auf den gehörig zwischen die Zähne gesetzten Grainoir denselben Erfolg hervorbringen. Auch kann man die feinen Kerben mit einer dazu passenden Feile, ja selbst mittels eines dünnen Messers mit etwas rauher Schneide leicht und schnell, wenn auch nicht ganz so gleich und regelmässig wie durch den Grainoir hervorbringen. Der Kopf des Schlittens

Fig. 54 und 57 ruht mit seinem breiten Fortsatze 61 auf der Ebene von *w*; die Schraube 60 hält ihn mit Hülfe der auf ihr liegenden Scheibe fest. Das in 61 zum Durchgange der Schraube vorhandene Loch ist zufolge der Punktirung nicht rund, sondern länglich, damit man vor dem Feststellen den Kopf so lange wenden kann, bis die schrägen Schneiden des Grainoirs an dem Grunde beider Zähne jeder Lücke gleichstark und überhaupt gleichförmig wirken.

Taf. 20 enthält in *Fig.* 28 den Aufriss, in *Fig.* 29 die Vorderansicht, in *Fig.* 30 aber, mit Hinweglassung einiger Theile der erstern Figuren, den Grundriss einer Arrondirmaschine der grössten Art, mit der vorherbeschriebenen, welche man daher auch, um Wiederholungen zu vermeiden, nunmehr als bekannt voraussetzt, im Wesentlichen übereinstimmend, aber, wie sich von selbst versteht, viel stärker gebaut, überhaupt für grösseren Widerstand berechnet, auch mit manchen nicht unbedeutenden Verbesserungen versehen. Auch an dieser Maschine lassen sich zwei Haupttheile unterscheiden; nämlich der vordere oder die Vorrichtung zum Einspannen des zu bearbeitenden Rades, und der hintere oder eigentliche Körper der Maschine, welcher zugleich den erstern trägt, und die Bahn für den Schlitten oder Hobel enthält, welcher letztere aber auf einer andern Tafel (*D*) abgebildet ist.

Diese Maschine wird nicht in den Schraubstock festgespannt, sondern sie steht auf drei Füssen aus geschmiedetem Eisen *A*, *B*, *C* *Fig.* 28 — 30. *A* ist mit dem Ende des Körpers *ppp* *Fig.* 28 durch zwei starke Schrauben, wovon man eine bei 34 sieht, vereinigt; *B*, *C* bilden ein Stück, nämlich eine starke, doppelt, bogenförmig und mit den freien Hälften nach vorn gebogene Schiene; zwei Schrauben, 21 und 22 *Fig.* 28 und 29, welche ihre Muttern unten an der langen Vorderseite des Körpers *p* finden, halten sie fest. Das eine Ende einer runden Strebe *E* *Fig.* 28 geht durch die Schiene *A* und erhält an deren Vorderseite die Mutter *D* *Fig.* 28 und 29; ihr zweites tritt mittels eines Gewindes in die Hinterwand von *p* *Fig.* 28 und hält auf diese Art das Ganze noch besser zusammen. Das eigene Gewicht der Maschine reicht zwar hin, ihr einen festen Stand zu sichern; doch haben die wagerechten Lappen an den Enden der Füsse auch Löcher, um sie nöthigenfalls mit Schrauben auf einem Tische oder auf der Werkbank befestigen zu können.

Das Vordertheil der Maschine trägt die schon bekannten Stahlstifte *m* und *n* *Fig.* 28 — 30 in zwei Docken *M* und *L*, wovon jedoch nur die hintere, *L*, mit dem wagerechten viereckigen Riegel *K*,*K* aus einem Stück besteht, die vordere *M* aber, sowie der mittlere Schieber *y*, nur aufgesteckt ist. *Fig.* 40 zeigt *KL*, befreit von allen damit in den andern Figuren verbundenen Theilen, von der Seite, *Fig.* 39 aber von hinten. Der mittlere Schieber sowohl als die vordere Docke haben passende Oeffnungen für den Riegel *K*; und werden mittels der Lappenschrauben *r* und *s* *Fig.* 28 und 29 an den ihnen angewiesenen Stellen festgehalten. Diese Schrauben drücken jedoch nicht unmittelbar auf den Riegel *K*, sondern auf besondere Zulegplatten, wie *w* an *M* in *Fig.* 28 und 29. Diese Platte ist vorn rechtwinkelig abgebogen und in den untern Rand des hohlen Vierecks an *M* (*Fig.* 29) mit schrägen Falzen eingesteckt. Die Breite der Platte selbst aber entspricht jener des Riegels und der Höhlung im Fusse der Decke. Eben so verhält es sich mit dem Schieber *y*. Die Oberfläche beider Docken besitzt in der ganzen Länge eine

mit den Stiften *m* und *n* parallele Rinne, in welcher die Finirfeile ungehindert laufen und auch verhältnissmässig kleine Räder noch erreichen kann. Die Endkanten dieser Rinnen sind in *Fig.* 29 durch gerade Linien angedeutet, die Rinne auf *L* aber erscheint ganz deutlich in der Endansicht *Fig.* 39 bei 27.

Das Feststellen der Stifte *m* und *n* geschieht hier durch das Anziehen der Flügelmuttern *P* und *Q* *Fig.* 29 und 30. Jede Docke hat nämlich in der Ebene ihres Stiftes eine quer durch sie gehende Oeffnung wie 35 *Fig.* 40. In diese sind von der Seite, auf welcher sich gegenwärtig die Flügelmuttern befinden, die Zugschrauben 13 und 14 *Fig.* 28 — 30 eingesteckt. *Fig.* 38 zeigt eine solche für sich allein. Der flache Theil hinter der Spindel passt in die Durchbrechung der Decke, durch das runde Loch aber geht der Stahlstift, welcher von der Mutter an diesem Theile der Schraube gezogen sehr fest an die Wand der für ihn in der Docke selbst vorhandenen Bohrung angepresst wird. Die Verschiebbarkeit der Stifte sowohl als der vordern Docke gewährt den Vortheil, diese Theile für Räderaxen von sehr verschiedener Länge schnell und bequem zu stellen, wobei der hintere Stift *m* nur selten von seiner Stelle gerückt zu werden braucht, sondern bloss der vordere oder dessen Docke.

Der mittlere Schieber zwischen den zwei Docken trägt den Radhalter und die Auflage für die Welle des Rades. Nach dem grössern oder geringern Durchmesser derselben lässt sich die Auflage tiefer oder höher stellen, an ihrem runden Schafte wenden und endlich auch nach der Länge der Stange *K* verrücken, wobei der Schieber selbst seine Länge nicht zu ändern braucht. Der Radhalter kann nach der Grösse des Rades, welches mit seinem Rande, unmittelbar über den Zähnen, zwischen ihm liegt, gleichfalls ohne Verrückung des Schiebers erhöht oder weiter nach unten gebracht werden.

Die Form der Auflage *i* erhellt aus *Fig.* 28, dann *Fig.* 29 und 30, wo sie zum Theile punktirt werden musste; ihre Verbindung mit *y* aber aus den folgenden, und aus der Vergleichung mit *Fig.* 52, wo dieser Schieber allein im Grundrisse gezeichnet wurde, weil in den Hauptfiguren andere Bestandtheile ihn fast ganz verdecken. An seiner Vorderfläche sind zwei einwärts abgeschrägte Leisten 32 und 33 festgeschraubt, zwischen welchen die entsprechend geformte Platte 31 sich verschieben und auch wieder feststellen lässt. Das Letztere bewirkt eine Druckschraube mit gerändeltem Kopfe *e*, deren auf *Fig.* 52 punktirt bezeichnete Mutter sich in der Vorderwand des Schiebers selbst befindet. Durch die Platte geht die Schraube bloss durch; aber jene besitzt an dieser Stelle einen Schlitz, welcher, sobald die Schraube gelüftet ist, die Verschiebung der Platte längs der Stange *K* erlaubt. Mit der Platte macht die Hülse *x* für den Schaft der Auflage *u* ein Stück aus; *f* *Fig.* 28 — 30 ist die Druckschraube für den Schaft von *i*, auf den sie mittels eines Plättchens wirkt, dessen Lage, sowie die Befestigungsart auf der hintern Seitenfläche der Hülse aus der Vergleichung der vier obengenannten Figuren erhellt.

In *Fig.* 52 bezeichnet w_1 die Enden der am Boden der punktirten viereckigen Durchbrechung eingelegten Platte für die Schraube *s* *Fig.* 28 und 29. Auf der Hinterseite ist der Schieber aber noch verstärkt und mit einem Ausschnitt versehen, welchen die an dessen offener Seite festzuschraubende Stahlplatte *S* schliesst. Dieses hohle Viereck nimmt den

Schaft oder untern Theil des in ihm verschiebbaren Radhalters *N*, *R* *Fig.* 28 — 30 auf. Die lange hintere Wand der Höhlung bedeckt die stählerne, auf der obern Fläche bei *o* festgeschraubte Druckplatte, auf welche die Lappenschraube *G* *Fig.* 29 und 30 wirkend *N* in der verlangten Höhe feststellt. In *Fig.* 30 sieht man die Druckplatte punktirt von der schmalen Seite; es macht sich daselbst sowie in *Fig.* 28 bemerkbar, dass *S* an der Seitenkante von *N* hoch hinaufreicht. Dieser Umstand erklärt sich daraus, dass das Rad beim Arrondiren durch die Feile in derjenigen Richtung den stärksten Druck erleidet, in welcher den nachtheiligen Folgen hieraus die bedeutende Höhe der Stahlplatte am wirksamsten begegnet.

Die Gestalt des Radhalters am obern Theile ergibt sich aus der Vergleichung der *Fig.* 28 — 30. Da das Rad beim Bearbeiten, zwischen *N* und *R* befindlich, von beiden berührt werden muss, aber von verschiedner Dicke sein kann, so erhellt daraus die Nothwendigkeit, den Raum zwischen *N* und *R* zu vergrössern oder zu verringern. *R* ist deshalb ein besonderes Stück, welches mit seiner stählernen Axe in einer Durchbohrung des Halters *N* und seiner achteckigen Verlängerung 37 steckt, und daher der Länge nach verschoben, nöthigen Falles auch gedreht werden kann. Nur angedeutet zu werden braucht, dass die Schraube *F* *Fig.* 29 und 30, mit Hülfe des senkrecht in *N* eingeschobenen Druckplättchens, *R* in der gewählten Lage unbeweglich erhält. Es befinden sich bei der Maschine drei verschiedene Radhalter; der abgebildete ist der grösste, die andern unterscheiden sich von ihm durch eine geringere Dicke und Länge des bogenförmig gekrümmten Obertheiles, damit auch Räder von kleinerem Durchmesser mit ihren Zähnen noch über den Radhalter vorragen und sich der Feile darbieten.

Der Schieber, welcher das Vordertheil mit dem Hauptkörper in Verbindung setzt, ist in *Fig.* 30 mit seinem obern zur Aufnahme des abgesetzten Theiles der Hinterdocke *u* gespaltenen Ende *t*, t_1 zu sehen; in *Fig.* 40 ist seine Lage an *L* punktirt angezeigt; in *Fig.* 42 erscheint er mit der ganzen hintern Fläche, *Fig.* 43 diese nochmals, aber schon an der Hinterdocke fest, mittels vier Schrauben, für welche man in *Fig.* 42 die versenkten Oeffnungen für die Köpfe, in *Fig.* 39 die Eingänge der Muttern findet. Der Schieber hat keine schiefen Seiten, sondern nur rechtwinkelige Kanten; dieser Gestalt entspricht auch die Vertiefung im Hauptkörper, in welche er zum Behufe des Höher- und Tieferstellens sich einfügt.

In letzterer Beziehung muss man *Fig.* 53, den Grundriss des Hauptkörpers, entblösst von allen trennbaren Theilen, sowie *Fig.* 49, desselben gleichmässige Vorderansicht, zu Hülfe nehmen und mit *Fig.* 30 vergleichen. Die ganze Vorderfläche hat eine rechtwinkelige Aushöhlung $p_1 p_1$, deren Tiefe mit der Dicke des Schiebers übereinkommt, deren Breite aber jene des letztern übertrifft, so dass die Wand m_1 *Fig.* 49 und 53 schmäler ausfällt als die entgegengesetzte. Der Grund hiervon ist die stählerne Zwischenplatte unter t_1 *Fig.* 30, deren oberster Rand auch in *Fig.* 28 bei *z* noch erscheint. *Fig.* 51 stellt sie von der hintern Seite und (*z*) von der Fläche dar. Sie hat zwei Zäpfchen, mit welchen sie in den Löchern 34 und 35 *Fig.* 49 steckt, damit sie sich durch die Bewegung des Schiebers nicht verrücken kann. Sie stellt den letztern fest, wenn man die Schraube *I* *Fig.* 28, 29 und 30 scharf anzieht. Der Einschnitt im Boden $p_1 p_1$ *Fig.* 49 c_1 geht ganz von oben bis n_1 *Fig.* 49

und 53 zur ungehinderten Bewegung der schmalen Verlängerung an der Hinterdocke und ihres Stiftes (*u* und *n* *Fig.* 28, 29, 39, 40, 43); eben deshalb ist auch noch eine wagerechte Fortsetzung dieser Oeffnung, *q* *Fig.* 49, 53 und 30, nothwendig. Diesen ganzen Raum schliesst vorn, so weit es nöthig, der mit acht Schrauben an die Vorderkanten von *Fig.* 49 befestigte Rahmen *h*, *h*, *l*, den man mit der ganzen Fläche in *Fig.* 50, in anderen Lagen aber in den *Fig.* 28 — 30 und 53 findet. Beiläufig ist noch zu erinnern, dass a_1 *Fig.* 49 die Schraubenmutter für das Vorderende von *E* *Fig.* 28 bedeutet.

Noch handelt es sich um die Art, den Schieber und das Vordertheil überhaupt zu stellen; dies geschieht durch eine unterhalb dieser Theile gelagerte, nur einer rund drehenden Bewegung fähige Schraube. Diese stellt *Fig.* 44 vor, das Lager aber *Fig.* 54 im Durchschnitte und von der untern Fläche. In *Fig.* 28 und 29 erscheint es von der Seite, bei 50 mit den beiden dasselbe festhaltenden Schrauben, welche ihre Muttern in der die vordern Füsse *B*, *C* bildenden Eisenschiene haben. An der Schraube *Fig.* 44 ist 29 der glatte, innerhalb 23 rund bewegliche Schaft; 30 ein stärkerer in 23 laufender Ansatz, dessen oben ringförmige Fläche an die untere Ebene der Eisenschiene zu liegen kommt. Diese sowohl als auch die Mitte des Schiebers besitzen runde Löcher zum Durchgange und zur freien Bewegung der Spindel über dem Ansatze 30. In *Fig.* 42 und 43 zeigt die Punktirung die Stelle dieses Loches. Auf dem viereckigen Absatze 28 *Fig.* 44 steckt *X* *Fig.* 28 und 29, durch eine kleine Schraubenmutter befestigt. *X* ist nicht, wie es nach der Abbildung scheinen dürfte, ein Zahnrad, sondern bloss eine des leichtern und bequemern Anfassens wegen am Umkreise gerändelte dicke Scheibe. Die kleine Kurbel *Y* kann in den Fällen benutzt werden, wo viele Umdrehungen der Scheibe und der mit ihr verbundenen Führungsschraube nothwendig werden. Die Mutter der letzteren befindet sich nicht unmittelbar im Schieber selbst, sondern dieser, *Fig.* 42, hat eine viereckige Durchbrechung, in welcher die Mutter, wie in *Fig.* 43, liegt. Sie besteht aus zwei Hälften, welche, um immer einen recht genauen Gang der Schraube zu erhalten, sobald sich die Mutter durch Abnutzung ausreibt, durch die vier sie verbindenden Schrauben zusammengezogen werden können. Ausserdem gewährt das Einlegen einer abgesonderten Mutter den Vortheil, dass sie sich, ohne den Schieber selbst verwerfen zu müssen, nöthigenfalls und leicht durch eine neue ersetzen lässt, und dass, wenn sie in das Viereck nicht zu streng einpasst, die Bewegung der Schraube, welche selten ganz rund und centrisch läuft, etwas nachgeben kann, wodurch wieder beide Theile weniger leiden und später sich abnutzen. *Fig.* 41 stellt die Mutter einzeln von der Seite in jener Lage vor, welche für sie hinter *L* *Fig.* 40 die Punktirung aufweist.

Der Schlitten vollbringt seine Bewegung ebenfalls mit Hülfe von acht Walzen oder Rollen, auf eine Art, welche, von jener bei der vorigen Maschine nicht wesentlich verschieden, in Gemässheit der Abbildungen sogleich angegeben werden soll. Lagerung und Beschaffenheit der vier senkrecht stehenden Rollen gleichen ganz den oben beschriebenen; die wagerecht liegenden aber sind darin verschieden, dass sie nicht auf festen Axen mittels Löchern stecken, sondern paarweise aus einem Stück bestehend eigene Zapfen, ebenfalls aus dem Ganzen, besitzen und mittels dieser in wagerechten Löchern der beiden die obern Rollen tragenden Leisten sich drehen. In *Fig.* 29 sieht man die zwei vordern ste-

henden Rollen 24 und 37 und das vordere wagerechte Paar 26; in *Fig.* 28 die Leiste *W* der vorigen Figur von der äussern langen Seite; in *Fig.* 30 wieder *W* im Grundrisse und die hintern liegenden Rollen 9 und 10, während die vorderen sowie die zweite Leiste fehlen. Jedoch ist der Umriss der letztern auf *Fig.* 30 punktirt angegeben, sie selbst aber noch *Fig.* 31 in der Lage, welche sie auf *Fig.* 30 erhält, und aufrecht von der innern Seite, in *Fig.* 32 aber von vorn, wie in *Fig.* 29, abgesondert gezeichnet. *Fig.* 35 stellt ein Paar der untern Walzen nebst ihren Zapfen vor, 11 und 12 sind lose aufgesteckte Plättchen zur Verminderung der Anreibung an den innern senkrechten Wänden der Leisten, in denen die Zapfen laufen. Zwei Löcher zu diesem Zwecke bemerkt man an der aufrecht stehenden zweiten Leiste der *Fig.* 31.

Die Leiste *W* (*Fig.* 30) hat keine Vorrichtung, um sie für den genauen Gang des Schlittens zu verschieben, sondern ist so an der obern Fläche des Körpers *p* befestigt, dass der Schlitten an ihren Rollen bereits auf dieser Seite den richtigen Gang erhält. Diese Befestigung besteht nicht allein in den zwei mit dicken Scheibchen unterlegten Schrauben 2 und 3 *Fig.* 28 und 30, sondern noch ausserdem in drei durch die Leiste gehenden stählernen Stellstiften 4, 5 und 6, welche ihren unverrückten Stand völlig versichern. Die zweite Leiste erhält ähnliche Schrauben wie 2 und 3 für die Schraubenlöcher 7 und 8, und auch längliche Löcher 19 *Fig.* 31, um sie reguliren zu können. Zu letzterem Behufe dienen die in die hintere Seite der Maschine gehenden Schrauben *c*, *d* *Fig.* 30, 32 und 29, eigentlich aber ihre grossen die Leiste noch wie in *Fig.* 29 und 32 erreichenden Köpfe. Durch sie kann man die zweite Leiste zwingen, sich der andern etwas zu nähern und so dem Schlitten einen festern Gang zu ertheilen; bewegte er sich aber zu streng, so müsste man jene Schrauben zurückdrehen und ihre Leiste mit der Hand auswärts rücken. Man sieht leicht die mindere Zweckmässigkeit dieser Art zu stellen gegen jene der vorigen Maschine; denn sie ist, nur auf einer Seite angebracht, weniger bequem, und bewirkt nur die Näherung der einen Leiste gegen die andere, während sie bei der festen Lage der andern Leiste den etwa fehlerhaft gewordenen Gang des Schlittens nicht verbessert. Dass auf *Fig.* 53 die Löcher für die Befestigungsschrauben der Leisten mit 7, 8, 15 und 16, die drei Stellstifte, von denen man zwei auch in *Fig.* 49 findet, mit 4, 5 und 6, und die Muttern für die beiden Stellschrauben punktirt angegeben sind, ist noch nachträglich zu erwähnen.

Jeder der zu dieser Maschine gehörigen Schlitten hat auf seiner untern Seite zwei eingeschraubte starke Stifte, welche, entweder beide oder einer nach Beseitigung des andern gebraucht und an die Flächen der sich im mittleren Raume zwischen den Leisten erhebenden Stützen *a* und *b* *Fig.* 28 anstossend, die Länge des Weges für den Schlitten in verschiedenen Fällen beschränken. Diese Stützen sind in *Fig.* 30 hinweggenommen, dafür aber die für sie bestimmten Oeffnungen sichtbar, nämlich eine quadratische nächst *q*, und eine längere etwas weitere, erstere für *a*, die zweite für *b* der *Fig.* 28. Sie finden sich auch in *Fig.* 53. Die Stütze *b*, in *Fig.* 33 einzeln in der Lage, *Fig.* 34 im Grundrisse, liegt mit ihrem grössern Fusse auf der Oberfläche von *p*, während der Schaft *b*, in der vorerwähnten Durchbrechung steckt und durch die Schraube *H* *Fig.* 28 — 30 unbeweglich bleibt. Ihre Mutter befindet sich im Körper der Maschine selbst, ist aber auch noch, um

mehrere Gewinde zu enthalten, durch einen eignen auf der Aussenseite von *p* festgeschraubten Aufsatz verlängert und in *Fig.* 53 punktirt angegeben. Die Stütze b kann daher sehr leicht abgenommen werden, und muss es auch, sobald der Schlitten einen etwas längeren Weg machen soll.

Die Stütze *a* ist der Länge nach durch die innerhalb 20 *Fig.* 28 rund gelagerte, am Kopfe *Z* befindliche Führungsschraube beweglich. Diese Theile fehlen in *Fig.* 30, sind aber noch besonders gezeichnet. *Fig.* 36 nämlich stellt die Führungsschraube ohne den aufgesteckten Kopf vor, nebst dem wagerechten Durchschnitte ihres an *Fig.* 28 mit zwei Schrauben befestigten Lagers; *Fig.* 37 zeigt das letztere von der äussern Fläche. Sowohl in *Fig.* 28 als auch in *Fig.* 53 findet man rückwärts das punktirte Loch für den hintern Theil der Schraube, vorn an der Durchbrechung das kleinere für ihren dünnen Endzapfen. *Fig.* 46 zeigt im Aufrisse die Stütze *a* nebst ihrem Fusse, dem schmälern in die Durchbrechung einzusteckenden Fortsatze mit dem Loche 31 für die Führungsschraube, dem über die Durchbrechung unten vorragenden Viereck 60 und der Schraube e_1; *Fig.* 48 liefert den Grundriss der *Fig.* 46; in *Fig.* 20 und 28 ist *V* eine starke, auf 60 *Fig.* 46 mittels einer viereckigen Oeffnung aufgeschobene Unterlage, s_1 ein Zwischenscheibchen, *T* endlich die Mutter für e_1, welche in *Fig.* 28 von der langen Seite erscheint, in *Fig.* 47 aber in der Ansicht von einem der beiden Enden.

Es befinden sich bei dieser Maschine sechs Schlitten oder Hobel, im Wesentlichen von der schon oben beschriebenen Einrichtung, jedoch mit mancher anzuempfehlenden Veränderung. Ein solcher Schlitten ist auf Taf. 19 in zwei verschiedenen Seitenansichten, *Fig.* 1 und 2, und *Fig.* 3 im Grundrisse vorgestellt. Sogleich fällt der mit zwei Schrauben 1 und 2 und einem Stellstift 3 an *w* befestigte (hölzerne) Handgriff *a* auf. Er ist an allen Schlitten weder nöthig, noch auch anzurathen, wohl aber an denjenigen zum festern Anfassen und kräftigern Führen sehr bequem, in welchen breite, grossen Widerstand erfahrende Feilen eingespannt werden sollen.

Auch dieser Schlitten hat eine mit ihm aus dem Ganzen gearbeitete und eine aufgeschraubte Querleiste, und zwischen beiden den Schieber mit dem auf ihm durch zwei Schrauben befestigten Kopf c; endlich auch die ohne Längenbewegung in einem festen Lager bloss rund zu drehende Führungsschraube 7 *Fig.* 1 — 3 und 16. Hier findet einiger Unterschied gegen die früher vorgekommene Construction statt. Das Lager für 7 ist nämlich in den Boden des Schlittens oder in *w* eingeschraubt bei 12 *Fig.* 1, für sich vorgestellt in *Fig.* 19, von vorn und von oben in *Fig.* 16, aber von der schmalen Seite. *Fig.* 16 zeigt, in Vergleichung mit *Fig.* 1, 3 und 19, wie die Schraube 7 in den gabelförmigen Einschnitt mit ihrem zwischen den runden Platten vorhandenen Halse einpasst. Dass der letztern und des Lagers wegen, um Spielraum zur Bewegung des Schiebers zu gewinnen, sowohl dessen Vorderfläche als auch zum Theile noch die Aussenseite der sich auf ihm senkrecht erhebenden Wand hohl ausgenommen sein müssen, lehrt die aufmerksame Betrachtung der *Fig.* 3, noch besser aber *Fig.* 17 und 18, wo der Schieber allein, im Grundrisse, von vorn und von der äussern langen Seite erscheint. Eben da zeigen sich auch die Schraubenlöcher am Boden zur Befestigung des Kopfes, sowie die etwas grösseren in den beiden Wänden zum freien Durchgange der Führungsschraube.

Den Kopf *c* stellt *Fig.* 10 abgesondert, von der langen Seite, *Fig.* 9 aber von hinten, *Fig.* 11 von vorn dar; man erkennt aber bei der Vergleichung mit den Hauptfiguren, dass nicht er die Feile trägt, sondern der erst mit ihm verbundene, eigentliche Feilenhalter *e*, *i*. Dies ist eine sehr sinnreiche, ja fast unentbehrlich nothwendige Abänderung und der Grund derselben folgender. Es trifft sich nämlich nicht selten, dass die Mittellinie der Feile zwar genau mit der Axe des zu bearbeitenden Rades übereinstimmt, dass sie aber in Beziehung auf ihre Fläche nach einer oder der andern Richtung schief steht. Es kann dieses von der ungleichen Dicke der Feile oder ihrer fehlerhaften, keilförmigen Gestalt, von einem schiefen Druck der sie festhaltenden Schrauben, auch von einem Versehen bei der Bearbeitung der innern Wände des Kopfes herrühren, hat aber immer die Folge, dass auch die Zähne des Rades und der Grund der Lücken nicht regelmässig ausfallen. Nach der gewöhnlichen Einrichtung hilft man sich durch Zulegen dünner Streifchen aus Papier oder Metall, bei der in Rede stehenden aber kann der Feilenhalter *e*, *i* mittels der Schraube 5 *Fig.* 1 und 3 nach beiden Seiten, unabhängig von den übrigen Bestandtheilen des Schlittens, so viel rechts oder links (in Beziehung auf die Ebene von *w*) gewendet werden, bis die Feile richtig steht.

Sowie *Fig.* 10 den Kopf von der Seite, 11 von vorn, 9 von hinten vorstellt, ist dies auch der Fall mit dem Feilenhalter und es ist *Fig.* 13 die Seiten-, 12 die hintere, 15 die vordere Ansicht. Demnach passen die Flächen in *Fig.* 11 und 12 auf-, sowie *Fig.* 10 und 13 unmittelbar an einander; *Fig.* 14, *i*, die Deck- oder Ergänzungsplatte, welche zu *Fig.* 13 und auf die Feile gehört, erklärt sich von selbst. Eine kleine Schraube findet ihre Mutter, in welcher sie sehr scharf gehen muss, unten an der Hinterwand des Feilenhalters. Ihr glatter Schaft vor den Gewinden passt, sowie der versenkte Kopf, gleichfalls unten in den Kopf *c*. Man sieht dies punktirt auf *Fig.* 1; die Versenkung für den Kopf bei 8 *Fig.* 9, diese und das runde Loch, auch nur punktirt, *Fig.* 10, ebenfalls bei 8; die Mutter aber bei 9 *Fig.* 12 und 13. Die Schraube muss sich zur Seite ausser der Mitte befinden, weil sonst ihre Mutter auf die Oeffnung zur Aufnahme der Feile im Feilenhalter treffen würde. Nunmehr erhellt so viel, dass *e* (*Fig.* 1) abgesehen von der Stellschraube 4, weil die eben beschriebene Schraube als ganz fest in *e* angesehen werden muss, sich mit derselben, während sie sich innerhalb *c* dreht, beliebig nach einer oder der andern Seite wird wenden lassen.

Diese Wendung erfolgt durch Rechts- oder Linksdrehen der Schraube 5 *Fig.* 1 — 3. Sie erscheint nochmals in natürlicher Grösse abgebildet, *Fig.* 24, mit der beiläufig in ihrer Mitte ziemlich tief ausgedrehten, die Gewinde unterbrechenden Nuth *a*. Ihre Mutter geht quer durch *c*, bei *n*, *Fig.* 10 und 11; in diese aber wieder von vorn eine längliche auf *Fig.* 11 sichtbare Durchbrechung. Für diese hat die Hinterseite des Feilenhalters bei *r* *Fig.* 12 und 13 ein viereckiges Stahlstiftchen, welches, wenn *Fig.* 13 an 10 oder 11 auf 12 und die Schraube (*Fig.* 24) in ihrer Mutter liegt, durch die eben erwähnte Durchbrechung in die Nuth *a* (*Fig.* 24) hineinreicht. Schraubt man nun 5 in ihrer Mutter aus oder ein, so führen die erhöhten die Nuth begränzenden Wände an der Schraube das Stiftchen, wodurch auch der Feilenhalter selbst sich um seine Drehungsaxe (den Schaft und Kopf der in *c* befindlichen Schraube) rechts oder links wendet. Die ihm gegebene Lage sichert die mit

einer grössern Unterlagscheibe versehene Schraube 4 *Fig.* 1 — 3. Sie setzt der Wendung des Feilenhalters vor dem festen Anziehen kein Hinderniss entgegen; denn sie gelangt in ihre Mutter 14 *Fig.* 10 und 11 durch ein grösseres Loch im Feilenhalter bei 15 *Fig.* 12, 13 und 15, welches hinreichenden Spielraum für die immer nur wenig betragende Drehung gewährt.

Bisher ist, zwar ohne es ausdrücklich anzudeuten, nur vom Ausstreichen und Arrondiren der am häufigsten vorkommenden gewöhnlichen oder Stirnräder gesprochen worden. Kronräder aber lassen sich, wie ein auch nur flüchtiger Ueberblick zeigt, durch die im Vorigen aufgezählten Hülfsmittel nicht bearbeiten. Das zuerst beschriebene, aus Holz construirte Instrument ist hierzu überhaupt gar nicht geeignet, wohl aber die beiden anderen, jedoch auch nur unter Anwendung besonderer Vorrichtungen, deren Aufzählung die nächstfolgenden Erörterungen zum Zwecke haben.

Zur kleinen Arrondirmaschine gehört der messingene Drehstuhl Taf. 22, *Fig.* 121 (Aufriss) und 122 (Grundriss), welcher, wie die meisten gleichnamigen Werkzeuge, zum Gebrauche in einen Schraubstock mittels des Ansatzes *d* festgespannt wird. Die mit der viereckigen Stange *x* aus einem Stück gearbeiteten Docken *i* und *s* tragen die bei *u* mit der gewöhnlichen Rolle für die Saite eines Drehbogens versehene Spindel *f*. Ihr vorderer Hals ist kegelförmig und läuft in einer entsprechend geformten Oeffnung von *i*; durch die Oeffnung bei 19 *Fig.* 122 wird er mit dem nöthigen Oele zur Verminderung der Reibung versehen. Am andern Ende hinter der Rolle tritt in eine kegelförmige Vertiefung die Spitze des mit dem Kopfe *m* versehenen Stahlstiftes ein und gibt so den andern Stützpunkt der Spindel. Den eben gedachten Stift hält die in *Fig.* 125 *A* von oben, *B* von der Vorderfläche einzeln abgebildete, quer durch die Docke *s* gesteckte Zugschraube 2 *Fig.* 121 und 122 durch das Anziehen der Schraubenmutter *n*. Die dritte Docke *t*, mit ihrem hohlen Fusse auf *x* bloss aufgeschoben, hält die Schraube *e* mit Hülfe der untergelegten Druckplatte 14 *Fig.* 121 in der ihr auf *x* ertheilten Lage. Sie trägt an ihrem obern gespaltenen, mit den Klemmschrauben 3 und 4 zusammenzuziehenden Theile den Vorsetzstift *w*, dessen Mittellinie auf das genaueste mit der Axe der Spindel *f* zusammentreffen muss. Das eine Ende von *w* geht in eine Spitze aus, das andere besitzt ein trichterförmiges Grübchen. Auf jenes, welches eben nicht gebraucht wird und über die Stange *x* hinaus steht, pflegt man den Kopf *Fig.* 124 fest aufzustecken, um an demselben den Stift in seiner Docke leichter verschieben zu können.

Auf der Stange *x* findet sich noch der Schieber *g* für die Auflage *r*, *s*, zu welchem die mittels der Unterlage 13 *Fig.* 121 wirkende Stellschraube *b* gehört. *Fig.* 126 stellt diesen Schieber abgesondert in der Lage der *Fig.* 121 dar, *Fig.* 127 aber von vorn gesehen; in beiden Figuren ist 5 wieder eine Unterlage, auf welcher der quer einzuschiebende oben halbrunde Riegel *s* *Fig.* 122 ruht. Das Anziehen der Schraube *b* stellt auch ihn zugleich im Schieber fest. Er trägt an einem Ende die senkrecht durchbohrte Hülse zum Einstecken des Schaftes der stählernen Auflage *r*. In *Fig.* 123 *A* sieht man die Hülse von vorn, in der Seitenansicht *B* nebst dem Riegel *s*; 6 ist das Zwischenplättchen, durch welches die Schraube *a* *Fig.* 121 und 122 das Festhalten des Schaftes von *r* bewirkt.

Die Spindel ist bis zu einer bedeutenden Tiefe hohl gebohrt, zur Aufnahme des Schaftes 15 von *Fig.* 118 oder des Radträgers. Auch er besitzt in der ganzen Länge eine Durchbohrung. Ihr Ende schliesst bei 11 ein kurzer fest einpassender, des Herausziehens wegen an dem über 15 vorragenden Theile zu beiden Seiten flach gefeilter Zapfen. Er dient zum Stützpunkte einer gewundenen punktirt angedeuteten Feder, auf welche wieder ein gut passender, aber doch leicht in der Durchbohrung verschiebbarer Stift folgt. Im Mittelpunkte seiner vordern Fläche hat er eine seichte conische Vertiefung. Auf der Oberfläche der kreisförmigen Erhöhung 10 sind mehrere concentrische Kreise eingedreht, wie man in *Fig.* 117, der Vorderansicht von *Fig.* 118, sieht.

Zum Radträger *Fig.* 117 und 118 gehört ferner noch die kleine Centrir-Vorrichtung *Fig.* 115 und 116. Sie besteht aus einem auf die Erhöhung 10 des Radträgers genau passenden Ringe *v*, von dem sich der Bügel 12 erhebt, mit dem dickeren Rohre *h* zur Aufnahme des Stiftes *z*. Letzterer ist jenem des Drehstuhles *w* *Fig.* 121 und 122 ähnlich; für sein nicht im Gebrauch befindliches Ende (in der Regel, wie beim Drehstuhle, das spitzige) ist der Knopf *Fig.* 119 bestimmt. In *Fig.* 120 findet man die eben beschriebenen Theile, sowie die Spindel des Drehstuhles mit einander vereinigt, im Längendurchschnitte. Der Radträger erhält da, wo sein Schaft in die Scheibe 9 tritt, eine eingedrehte Nuth und in dieser eine kleine Oeffnung; jene nimmt den vordern Rand der Drehstuhlspindel, diese das Stiftchen 7 *Fig.* 121 und 122 auf, so dass die Spindel mit dem Radträger gleichsam ein Stück wird und beide, durch die Rolle *u* in Bewegung gesetzt, sich gleichzeitig drehen müssen.'

Der untere Wellzapfen des zu bearbeitenden Kronrades wird auf die Mitte der Erhöhung 10 *Fig.* 117 oder 118, d. h. in die Vertiefung des von der Feder getragenen Stiftes gebracht; dann steckt man die Vorrichtung zum Centriren auf, deren Stift mittels seines Grübchens den zweiten Wellzapfen aufnimmt. Durch Hineindrücken des Stiftes wird auch das Rad selbst so lange, bis es auf 10 aufsitzt, niedergedrückt, wobei das Stiftchen im Radhalter gleichfalls tiefer in die Bohrung desselben hinabgeht und die schwache Feder überwindet. Einige Körnchen gröblich gestossenen Siegellaks, auf die Fläche 10 gebracht, kitten das Rad auf derselben fest, wenn sie durch Anblasen mit dem Löthrohre gehörig erhitzt und zum Schmelzen gebracht werden. Die in der Fläche 10 eingedrehten Kreise befördern das Anhaften des Siegellacks. Die Centrir-Vorrichtung kann nun abgenommen werden; denn das Rad befindet sich jetzt, mit den Zähnen aufwärts gekehrt, vollkommen centrisch und rundlaufend auf dem Radhalter, vorausgesetzt, dass alle eben erklärten Bestandtheile ursprünglich mit der nöthigen Genauigkeit angefertigt worden sind.

Man sieht leicht, dass die Operation des Aufkittens sich nur dann bequem vornehmen lässt, wenn der Drehstuhl *Fig.* 121 sich in senkrechter Stellung im Schraubstock befindet. Auch muss die Docke *t* abgenommen sein. Allein zum Aufkitten selbst ist der Drehstuhl gar nicht einmal erforderlich, indem es füglich bloss mit Hülfe des Radhalters und des Centrir-Stiftes vorgenommen werden kann und die Anwendung des Drehstuhles kaum eine Erleichterung gewährt. Auch hat er wirklich eine andere Bestimmung. Er dient nämlich dazu, um von dem schon arrondirten Kronrade, wenn es nebst dem Radhalter an die Spindel gebracht

ist, das Siegellack mittels eines feinen Grabstichels wegzudrehen, auch den Kranz des Rades, falls er durch die Erhitzung angelaufen wäre, zu reinigen und zu poliren. Dabei findet die Centrir-Vorrichtung keine Anwendung mehr, sondern der Stift *w* des Drehstuhles, welchen man dem freistehenden Wellzapfen vorsetzt, damit das Rad nicht hinausgedrückt wird und von seiner Unterlage zu früh abspringt. Uebrigens findet dieser Drehstuhl auch bei manchen andern Uhrmacherarbeiten gelegentlich sehr vortheilhafte Verwendung.

Um das auf dem Radhalter festgekittete Rad zu arrondiren, wird, Taf. 21 *Fig.* 54 und 55, der mittlere Schieber der Maschine abgeräumt, d. h. man entfernt die schon bekannten, mit *c*, 7, *n* bezeichneten Theile; eben so auch die Schraube *k*, weil ihr runder Theil 35 *Fig.* 68 im Wege sein würde. Dann aber kommt der Aufsatz *Fig.* 66 (von oben gesehen *Fig.* 65) in Anwendung. An seinem Fusse befindet sich ein Absatz 64, welcher genau in eine runde Oeffnung an der Oberfläche des Schiebers 36 *Fig.* 83 (auch in *Fig.* 55 theilweise sichtbar) passt. Der Aufsatz *Fig.* 65 und 66 besitzt ferner in der gehörigen Höhe zwei Vertiefungen für die spitzigen Enden der Stifte 3 und 4 *Fig.* 66, 54 und 55, welche ihn, gemeinschaftlich mit der Oeffnung im Schieber, unbeweglich erhalten. Die mittlere Durchbohrung nimmt den Schaft des Radhalters auf, sowie der erhöhte Rand 66 *Fig.* 65 und 66 die Nuth oberhalb des Schaftes. Da diesem zufolge das Kronrad an der Scheibe des Radhalters mit diesem im Kreise gedreht werden kann, so unterliegt die Bearbeitung keinem weiteren Anstande und ist der eines Stirnrades sehr ähnlich, nur dass hier das Rad Zahn um Zahn in horizontaler Richtung bewegt wird. Einen andern Unterschied macht die Führung der Feile, deren Zug der Radwelle wegen und, selbst wenn diese nicht vorhanden wäre, wegen des geringen Durchmessers des Rades selbst und des jedesmal dem abzuwälzenden diametral gegenüberstehenden Zahnes nur sehr kurz sein darf. Zur Erreichung dieses Zweckes sind die Mittel schon im Allgemeinen angegeben; namentlich bei dieser Maschine erreicht man ihn, wenn der Stift an der untern Fläche des Schlittens zwischen *s* und das Ende der Schraube in der Stütze 43 *Fig.* 55 gebracht wird.

Jeder Maschine pflegt man mehrere Radhalter, gewöhnlich sechs, beizugeben, meistens einander ganz gleich, manchmal auch wohl durch die Weite der mittleren Bohrung verschieden. Die grössere Anzahl gewährt die Bequemlichkeit, dass man mehrere Räder vorläufig aufkitten und dann ohne Unterbrechung auf der Maschine zu finiren im Stande ist; Bohrungen von verschiedener Weite aber sind vortheilhaft bei Rädern von bedeutend verschiedener Grösse, bei welchen auch die daran befindlichen Getriebe, welche sich beim Aufkitten in die Oeffnung des Radhalters einsenken lassen müssen, grössere oder kleinere Durchmesser haben.

Bei den neueren und den grösseren Wälzmaschinen ist die Einrichtung für Kronräder eine andere; zwar ist auch ein Drehstuhl vorhanden, allein es wird der Radhalter mit dem Drehstuhle selbst auf die Maschine gebracht, welcher daher der so eben beschriebene Aufsatz gänzlich fehlt.

Auf Taf. 19 finden sich die hierher Bezug nehmenden, zur grossen Arrondirmaschine gehörigen Stücke. *Fig.* 5 ist der Radträger, ebenfalls in der Mitte durchbohrt, aber ohne die inneren Theile (Stift und Feder, nach dem Beispiele französischer Arbeiter die Pumpe genannt). Das

Loch in der Mitte darf nicht fehlen, weil es das am Kronrade meistens befindliche Getriebe und den einen Wellzapfen aufnimmt. Auch sind auf der obern Fläche die schon erwähnten concentrischen Kreise eingedreht.

In den *Fig.* 4 (Grundriss), 7 (Seitenansicht), 6 und 8 (Vorder- und hintere Ansicht) steckt der Radhalter *n* in der hohlen Spindel des Drehstuhles, mit welcher ihn ein Schräubchen *r* Behufs des Abdrehens des Kronrades vereinigt. Die Spindel liegt in der Vorderdocke *i* mittels ihres conischen Halses, das Hinterende läuft an der Spitze einer durch die zweite Docke *m* gehenden Schraube *e*, welche rückwärts ganz eben in dieselbe versenkt, von der Seite durch die Schraube *s* in unverrücktem Stande erhalten wird. Der oberste Theil dieser Docke ist innen abgeschrägt und mit einer besonders aufgeschraubten Platte *c*, welche einen Theil der Mutter für *e* enthält, bedeckt. Die beiden Docken stehen einander, weil die ganze Länge des Drehstuhles durchaus nicht grösser sein darf, so nahe, dass man die Spindel weder in ihre Lager einlegen, noch auch herausnehmen könnte, wenn nicht *c* abzuschrauben und dann die Spindel in eine, zum erwähnten Behufe hinreichend geneigte Lage zu bringen wäre. Die horizontale Basis des Drehstuhles erhält an einer Seite einen Vorsprung, welcher mittels eines ganz durchgehenden Loches den runden Schaft *v* der Auflage *u* aufnimmt. Letztere kann daher beliebig verschoben und gewendet, aber auch mittels der quer durch den Boden gehenden Stellschraube *a* und der senkrecht eingeschobenen Druckplatte 5 in der gegebenen Lage festgehalten werden.

Das Aufkitten des Rades, sowie das nochmalige Abdrehen geschieht auf ähnliche Weise, wie bei dem bereits vorgekommenen Instrumente. Das Rundrichten des Rades aber muss, ehe noch das Siegellack fest geworden ist, nach dem Augenmasse bewerkstelligt werden. Der Ansatz *t* dient bei diesen Operationen zum senkrechten oder wagerechten Einspannen in den Schraubstock.

Unmittelbar vor dem Arrondiren wird die Auflage *uv* entfernt; von der Maschine Taf. 20 *Fig.* 28, 29 und 30 nimmt man den mittleren Schieber ganz ab, so dass nur die Docken *L*, *M* mit ihren Stiften *m*, *n*, welche aber ihre Spitzen einwärts und einander zukehren müssen, noch auf der Stange *K* bleiben. Den Drehstuhl Taf. 19 *Fig.* 7 bringt man aufrecht stehend, also mit der Hinterfläche der Docke *m* auf die Stange (*K*); am Obertheile hat er zwei Grübchen oder conische Vertiefungen 3 und 4, in welche die Spitzen der Stifte eintreten und ihn so mit der Maschine verbinden. Das Verfahren beim Arrondiren selbst bedarf jetzt keiner Beschreibung mehr.

Zur Vergleichung mit dem Vorigen liefert Taf. 22 noch die Abbildung eines ähnlichen, zu einer etwas kleineren Maschine gehörigen Drehstuhles, *Fig.* 111 im Grundrisse, *Fig.* 113 in der Seiten-, *Fig.* 112 und 114 in den beiden Endansichten dargestellt; alle Figuren sind, um Wiederholungen zu vermeiden, so weit es thunlich war, eben so bezeichnet wie jene des eben erklärten. Die Spindel hat für ihren Hals hier ein zweitheiliges Lager, dessen obere Hälfte von zwei Schrauben 7 und 8 und zwei Stellstiften gehalten wird. Daher kann die hintere Docke aus dem Ganzen bestehen und die Spindel doch leicht ausgehoben werden. Das Schräubchen *s* zur sichern Stellung von *e* geht von oben in diese Docke. Der Radträger *n*, eigentlich sein Schaft, hat keine Stellschraube, sondern letz-

terer, sowie die in der Spindel ihn aufnehmende Bohrung ist, aber kaum merklich, kegelförmig, so dass der Radhalter, stark hineingedrückt, mit der Spindel dennoch so fest zusammenhält, dass das Rad das Abdrehen sowohl als auch das Arrondiren verträgt. In *Fig.* 114, punktirt in *Fig.* 113, sieht man ebenfalls die Bohrung für den durch *a* festzustellenden Schaft der gewöhnlichen Auflage, in den Zeichnungen aber ist statt dieser gegenwärtig ein anderes Stück angebracht, nämlich die Vorrichtung zum Centriren des Rades *v,b*. Der Schaft *v*, *Fig.* 114 und punktirt *Fig.* 113 füllt das Loch innerhalb des Drehstuhles genau aus, vor demselben aber bei *v* *Fig.* 111 und 113 hat er eine bedeutende Dicke. Auf der Aussenfläche der Docke *i* ist ein theilweise in den Abbildungen sichtbares, länglich viereckiges Klötzchen *w* fest, und für dessen äussere Seite der Schaft *v* genau eingefeilt und abgesetzt. So oft daher dieser Schaft und der Aufsatz, welchen er trägt, eingesteckt wird, kommt er jedesmal in die nämliche Lage. Dies ist auch unumgänglich nothwendig, denn die Oeffnung 10 und 11 nimmt den in *Fig.* 110 vorgestellten Centrirstift auf, dessen Nutzen und Verwendungsart bereits aus dem Vorhergehenden bekannt sind. Der Ansatz zum Einspannen des Drehstuhles in den Schraubstock *t*, sowie die trichterförmigen Versenkungen 3 und 4 für die Stifte der Arrondirmaschine bedürfen kaum einer Andeutung. —

Wenn man die ältere Einrichtung der Wälzmaschinen, z. B. wie sie Berthoud in seinem *traité des horloges marines*, *p.* 375, und hieraus Geissler (Uhrmacher Bd. IV. S. 89) beschreibt, mit der jetzigen vergleicht, so sind die Fortschritte zur Verbesserung und theilweisen Vereinfachung dieser Instrumente nicht zu verkennen. Es bleibt aber dennoch Manches zu wünschen übrig, besonders rücksichtlich der Beschleunigung und der grössern Schnelligkeit des ganzen Vorganges, welcher genau betrachtet immer nur in die Klasse der blossen Hand-, nicht aber der Maschinen-Arbeit gehört. Dass hierin mehr geleistet werden kann, beweist das Bestehen einer Arrondirmaschine in Genf, deren Details der Erfinder zwar geheim hält, von welcher jedoch so viel bekannt ist, dass die Räder horizontal aufgesteckt, und nicht Zahn für Zahn einzeln fortgerückt, sondern durch die muthmasslich rotirende Bewegung der Feile oder Fraise ununterbrochen, bis zu der mit der grössten Schnelligkeit erfolgenden gänzlichen Vollendung, auch um ihre Axe gedreht werden. Räder, die von dieser Maschine abgewälzt sind, lassen rücksichtlich der Form und Gleichheit der Zähne nichts zu wünschen übrig und kommen jetzt häufig an französischen, jedoch nur kleineren oder Taschenuhren vor. Auch Versuche sind bekannt, Maschinen für ähnliche Leistungen zu construiren. Die Idee, auf welche eine Maschine solcher Art überhaupt sich gründen müsste, kann nicht lange zweifelhaft bleiben; die Fraise oder das Schneiderädchen müsste nämlich, um das Rad an seinen Zähnen auch fortzubewegen, nach Art einer Schraube ohne Ende beschaffen sein, zugleich aber auch eine verhältnissmässig bedeutende Grösse haben, damit der Grund der Zähne nicht merkbar hohl ausfällt. Es bedürfte ferner eine solche schraubenähnliche Fraise nicht mehrerer Gewinde oder Gänge, sondern nur eines einzigen mit einem geringen Ueberschusse, um, ehe sie einen Zahn verlässt, den nächsten noch ergreifen zu können. Allein der grosse Durchmesser solcher Fraisen, der auch deshalb unerlässlich nothwendig wäre, weil eine einzige Umdrehung auch einen ganzen Zahn vollenden müsste, und welchen man daher kaum selbst für kleine Räder

unter zwölf bis funfzehn Linien annehmen dürfte, setzt ihrer Verfertigung, besonders wegen des Krummziehens beim Härten, kaum zu beseitigende Schwierigkeiten entgegen. Auch wäre bei solchen Fraisen ein baldiges Verstopfen der schneidenden Theile durch die Späne zu besorgen. Viel besser als mit feilenartigen Fraisen würde man muthmasslich mit einer oder wenigen mit grosser Geschwindigkeit sich drehenden Schneiden oder scharfen Zähnen zurecht kommen, ein Princip, von welchem bei manchen Räderschneidmaschinen zum Arrondiren grösserer Räder bereits vortheilhafte Anwendung gemacht wird, dessen Auseinandersetzung aber schon deshalb nicht mehr hierher gehört, weil eine genaue Beschreibung des Räderschneidezeuges selbst vorausgehen müsste.

G. Altmütter.

Artilleriemaschinen. Die Artillerie beschäftigt sich im engern Sinne zwar nur mit den Feuerwaffen; nimmt man aber das Wort im weitesten Sinne, den es haben kann, so kann man unter dem Gesammtnamen Artilleriemaschinen alle im Bereich der gesammten Waffenlehre und Militärtechnik vorkommende Maschinen begreifen. Die Artilleriemaschinen, in dieser Ausdehnung genommen, lassen sich in folgende 5 Klassen theilen: I. Maschinen, welche selbst Waffen sind, oder sich als Theile derselben ansehen lassen; — II. Maschinen, die zum Transport der Kriegsbedürfnisse dienen; — III. die bei der Artillerie anwendbaren Hebemaschinen; — IV. Maschinen, die bei der Fertigung der Waffen und ihrer Untersuchung, und V. solche, die bei der Fertigung der Munition vorkommen.

I. Maschinen, welche selbst Waffen sind, oder sich als Theile derselben ansehen lassen. — Man theilt alle Waffen in active und passive Waffen oder Deckungsmittel ein; die ersten zerfallen wieder in Fern- und Nähewaffen.

Die Fernwaffen sind im Allgemeinen in älterer und neuerer Zeit stets Maschinen gewesen, obgleich sich ihre Construction durch die Anwendung neu erfundener Bewegungskräfte mehrmals gänzlich verändert hat. Die Nähewaffen dagegen können, sobald man darunter nur die Hand- oder blanken Waffen versteht, keinen Anspruch auf diesen Namen machen, doch findet man in der ältern Zeit einige Kriegsmaschinen, welche unter die Nähewaffen gerechnet werden müssen. Unter den passiven Waffen finden sich nur wenige, die eine maschinenartige Vorrichtung besitzen.

In geschichtlicher Hinsicht sind bei den Fernwaffen besonders drei Epochen zu unterscheiden, von denen die erste bis zum Sturze des römischen Reichs, die zweite bis zur Einführung der Feuerwaffen, die dritte bis auf unsere Zeiten reicht. — Bei den Fernwaffen der ersten und zweiten Periode bedingte die Erzeugung der forttreibenden Kraft eine Maschine, bei denen der dritten Periode oder den Feuerwaffen ist dieses nicht der Fall; hier macht nur die leichtere Handhabung und die Beweglichkeit der Waffe maschinenartige Vorrichtung nöthig. Die zur Fortschleuderung der Projectile nöthige Triebkraft wurde bei den Wurfmaschinen des Alterthums durch die Elasticität des Holzes und vielleicht auch durch die rückwirkende Kraft zusammengedrehter Sehnen oder Taue erzeugt, bei denen des Mittelalters aber durch die Belastung eines ungleichnamigen Hebels. In beiden Zeitaltern wurde durch die Anwendung der Schleuder die Triebkraft einiger Maschinen erhöht. Während die Kriegsmaschinen des Mittelalters viel unvollkommener sind als

die der Griechen und Römer, zeigt die neuere Zeit in der Einrichtung ihrer Fernwaffen ein stetes Fortschreiten, was in der Anwendung einer und derselben Triebkraft und der grossen Spannung der aus dem Pulver entwickelten Gasarten liegt; denn obgleich man in der Windbüchse die zusammengepresste Luft und im DAMPFGESCHÜTZ die Spannung der Wasserdämpfe zur Erzeugung der Triebkraft anwenden kann, so sind die Leistungen der letztern im Vergleich zu denen des Schiesspulvers so unbedeutend, dass sie schwerlich im Kriege zur Anwendung kommen werden.

Die Alten verstanden unter Kriegsmaschinen alle bei einer Belagerung vorkommende active und passive Waffen, sobald dieselben Bewegung ertheilten oder durch Vorrichtungen bewegt wurden. Ihre Fernwaffen zerfielen in Wurfmaschinen, *Tormenta*, *Impedimenta*, welche durch thierische Kräfte transportirt und erst am Ort ihrer Bestimmung zusammengesetzt oder gar neu erbaut wurden, und in tragbare Wurfmaschinen.

Zu den ersteren gehören: 1) Die Balliste, *Ballista*, welche zum Werfen von Stein- oder Metallmassen bestimmt war, und auch den Namen *Onager* führte. War sie jedoch besonders zum Pfeilschiessen eingerichtet, so nannte man sie auch *Palintone* oder *Polybole*. 2) Die Katapulte, *Catapulta* oder *Dorybole* war zweiarmig, im Gegensatz der Balliste, welche ihre Projectile mittels eines Armes warf. War sie zum Pfeilschiessen bestimmt, so nannte man sie auch *Oxybole*, wurden dagegen Steine mit ihr geworfen, *Petrobole* oder *Lithobole*. 3) Der Scorpion, *Scorpio*, auch *Scorpio major*, bestand aus einer Zusammenstellung des Bogens und der Schleuder. — Zu der zweiten Art von Wurfmaschinen gehörten ausser dem Bogen und der Schleuder: 1) Die *Arcoballiste* oder *Toxoballiste*, eine von zwei Mann gehandhabte, nach Art der Katapulte erbaute Armbrust. 2) Die *Manuballiste* oder *Scorpidia*, eine Armbrust, welche von einem Mann gehandhabt wurde.

Unter den Wurfmaschinen der ersten Art gab es im Mittelalter drei Gattungen: 1) *Trabucium*, welches die Alten unter dem Namen *Fundibalum* auch schon geführt haben sollen, mit einem festen Gegengewicht. 2) *Biffa* mit einem beweglichen Gegengewicht. 3) *Tripantus* mit einem festen und einem beweglichen Gegengewicht. — Zu den tragbaren Fernwaffen gehörte die Armbrust, zu deren Spannung man sich der Armbrustwinde bediente.

Zu den Kriegsmaschinen der Alten, welche als Nähewaffen betrachtet werden können, gehören: 1) Der Sturmbock, Widder, *Aries*, auch *Criodochon*, zur Zerstörung der Mauern. Dieser wurde entweder, an einem Seile aufgehangen, gegen die Mauer geschwungen und hiess dann Schwebe- oder Hängebock, oder er wurde auf Rollen bewegt und dann Rollbock, *Taretus*, genannt. 2) Die unter dem gemeinschaftlichen Namen Rabe begriffenen Maschinen, deren Construction meist Aehnlichkeit mit der des Kranichs zum Lastenheben hat. Unter diesen sind uns aus den Schriften der Griechen und Römer bekannt: *a*) Der Doppelrabe, welcher zur Schwächung der Stösse des Widders diente. *b*) Der Zangenrabe, mit welchem man den Widder fasste und auf die Mauer zog. *c*) Der Klauenrabe, mit dem der Belagerte die Stürmenden in die Höhe zog. *d*) Der niederreissende Rabe des *Diades*, auch Hakenrabe, mittels dessen man die Zinnen von den Mauern herabriss und die Breschen gangbar machte. *e*) Der

Kastenrabe, *Spectator*, von welchem aus der Belagerer das Innere der feindlichen Werke beobachtete, und der auch dazu gedient haben soll, die Angreifenden auf die Mauern des Platzes zu heben. *f*) Der Rabe des Archimedes, *Polyspastus*, um die Schiffe bei der Belagerung von Seestädten anzuhaken und in die Höhe zu heben. *g*) Der Rabe des Duillius zum Entern der feindlichen Schiffe. 3) Die im Mittelalter erfundene Breschschraube.

Als passive Waffen sind die Kriegsmaschinen der Alten anzusehen, welche zur Deckung ihrer Belagerungsarbeiten dienten, daher auch die Vorrichtungen zur Bewegung der Helepolen oder Wandelthürme, der Musculen, der Vinien, der Sambucen u. s. w. hierher zu rechnen sind.

Alle bisher erwähnten Maschinen werden, so weit es nöthig ist, in dem Artikel BELAGERUNGSMASCHINEN DER ALTEN erörtert werden.

Nach Erfindung des Pulvers sind alle Fernwaffen Feuerwaffen, und werden in Geschütz und Gewehr oder kleines Gewehr eingetheilt.

GESCHÜTZE sind diejenigen Feuerwaffen, welche durch thierische Kräfte transportirt werden und zu ihrer Handhabung mehr als einen Mann nöthig haben. Nach ihrer Anwendung im Kriege theilt man sie in Feld-, Belagerungs-, Vertheidigungs- und Schiffsgeschütz, nach ihrer Construction aber in Kanonen, Haubitzen und Mörser. Die beiden letztgenannten Arten nennt man auch Wurfgeschütz. — Jedes Geschütz besteht aus dem Rohr und der Laffette. Ersteres ist die eigentliche Waffe, in welche der abzuschiessende Körper geladen wird, letzteres dient dem Rohre als Unterlage, um demselben die nöthige Richtung ertheilen zu können und es überhaupt leichter zu handhaben. Ist die Laffette auch bestimmt, als Transportmittel zu dienen, so bildet sie den Hinterwagen, als Vorderwagen ist dann die Protze mit zum Geschütz zu nehmen. Das Rohr ist insofern als Maschinentheil zu betrachten, als es bei Ertheilung der Richtung sich um seine Schellzapfen dreht. Ausserdem sind am Rohre als maschinenartige Vorrichtungen zu bemerken; das festbewegliche Richtvisir mit dem Zollaufsatz und die Percussionsvorrichtung zum Abfeuern der Geschütze, auch wäre die in frühern Zeiten übliche LADEMASCHINE hierbei zu erwähnen. — Die zur Ertheilung der Richtung erforderliche RICHTMASCHINE wird meist mit zur Laffette gerechnet. Es gibt verschiedne Arten derselben, unter denen nur die liegende Richtschraube, die stehende Richtschraube, die Parkmaschine und die Richtmaschine mit Kammbogen und Schraube ohne Ende den Namen einer Maschine verdienen. — Die Laffetten der Kanonen und Haubitzen zerfallen wie die Geschütze in Feld-, Belagerungs-, Vertheidigungs- und Schiffslaffetten, die Mörserlaffetten dagegen haben für jeden Kriegszweck einerlei Construction und können entweder Wandlaffetten oder Mörserblöcke sein. — Die Feldlaffetten sind jeder Zeit auch als Transportmittel für das Rohr zu betrachten, bei den Belagerungslaffetten ist dies meistens auch der Fall; die Vertheidigungs- und Schiffslaffetten sowie die Mörserlaffetten sind dagegen als blosse Schiessgerüste anzusehen, und haben demnach nur insofern Anspruch auf den Namen Maschine, als sie die zur Ertheilung der Höhen- und bei der erstern Art auch der Seitenrichtung erforderliche Vorrichtung erhalten, zuweilen auch bei ihnen

eine künstliche Hemmung des Rücklaufs und ein Wiedervorbringen des Geschützes erfolgt.

Das kleine Feuergewehr zerfällt in solches mit gezogenen und solches mit glatten Läufen; nur durch das Schloss (s. GEWEHRSCHLOSS) wird es eigentlich zur Maschine. Die noch jetzt im Kriege üblichen Gewehre mit glattem Lauf sind: der Doppelhaken oder die Wallmuskete, die Flinte, der Carabiner und die Pistole; die mit gezogenem Lauf dagegen: die Wallbüchse, die Jägerbüchse und der Stutzen, endlich die gezogenen Carabiner. In früherer Zeit hatte man auch Doppelhaken, Kegelbüchsen, Streuröhre und Orgelgeschütze. Die Doppelflinten und Büchsen, die Flintenbüchsen, die gezogenen Pistolen und die Terzerole werden im Kriege nicht angewendet. — Die jetzt noch üblichen Gewehrschlösser sind: das französische Schloss oder Steinschloss, das Percussionsschloss, das Schloss für Zündnadelgewehre. — Von dem Flintenschloss unterscheidet sich noch das Büchsenschloss, mit welchem gewöhnlich ein Stechschloss vereinigt ist. Ferner wären noch die zur Versicherung der Schlösser angebrachten Vorrichtungen zu erwähnen, sowie die mannichfachen neuen Erfindungen, welche hier einzeln aufzuführen zu weit führen würde. Ausser Gebrauch gekommen sind das Luntenschloss und das deutsche oder Radschloss. — Zum Auseinandernehmen des Schlosses bedient man sich des FEDERHAKENS.

Endlich gehören hierher auch die ANZÜNDEVORRICHTUNGEN der Minen (s. Seite 269) und der zur Zerstörung feindlicher Brücken bestimmten Höllenmaschinen.

Als maschinenartige passive Waffen sind die Aufzugs- und Fallbrücken (s. BRÜCKEN), sowie die Fallgatter und Fallbäume der Festungen zu betrachten.

II. Maschinen zum Transport der Kriegsbedürfnisse. — Die Fortschaffung der Munition, der Belagerungsgeschütze, des Schanzzeuges, der Ersatzstücke, der Fourage u. s. w. macht eine grosse Menge Fuhrwerke nöthig, welche nach ihrem Zwecke sehr verschiedene Constructionen erhalten müssen. In manchen Armeen ist in der Construction der Fuhrwerke, besonders der Laffetten und der zum Geschütz gehörigen Wagen, ein System durchgeführt, welches meist auf Vereinfachung des Materials und zweckmässigen Munitionsersatz hinzieht. Solcher Systeme gibt es in unsrer Zeit eigentlich nur drei, nämlich das neue französische, das englische und das in Bayern eingeführte Zoller'sche. Einige dieser Fuhrwerke, welche zum Transport von Geschütz dienen, sind mit den zur Aufbringung der Last nöthigen Hebezeugen versehen. Den grössten Einfluss auf ihre Construction übt der Grad der Beweglichkeit aus, den sie besitzen sollen, denn es ist bei den Fuhrwerken, welche einer Batterie folgen, eine grössere Lenkbarkeit, Leichtigkeit und zugleich auch Haltbarkeit nöthig, als bei denen eines Belagerungsparks, deren Einrichtung nur von der Belastung und dem bequemen Auf- und Abladen abhängig ist. Bei einer Armee sind vorzüglich folgende Fuhrwerke unentbehrlich: Sattelwagen zum Transport der Belagerungskanonen; Mörserwagen; Hebewagen, Teufelswagen und Triqueballen zum Transport der Geschützröhre; Munitionswagen zum Transport der Geschütz- und Gewehrmunition; Vorrathswagen zur Fortschaffung der Ersatzstücke; Feldschmieden; Pontonwagen; Schanzzeugwagen; Compagniewagen; Feldlaboratorien;

Arzneiwagen oder Feldapotheken u. s. w. Was hiervon zu erwähnen ist, wird der Artikel WAGEN enthalten.

III. Hebemaschinen der Artillerie. — Zur Bewegung der Lasten bedient man sich in der Artillerie der meisten üblichen, einfachen und zusammengesetzten Maschinen, als der FLASCHENZÜGE, der Haspel oder ERDWINDEN, des KRAHNS, des GARUSHEBELS, der WAGENWINDE und der HEBEZEUGE. Diese Maschinen sind in den verschiedenen Artillerien oft abweichend construirt, besonders die Wagenwinde, deren man zwei Arten hat, die gemeine und die mit Schraube ohne Ende, und die Hebezeuge, welche, je nachdem sie in den Werkstätten, in den Zeughäusern, in den Casematten u. s. w. gebraucht werden, von verschiedener Bauart sind. Die vorzüglichsten Arten der Hebezeuge sind das drei- und vierschenkelige Hebezeug mit oder ohne lombardische Welle, die Casematten-Hebezeuge von Gibraltar (*Gibraltar Gin*), von Bell (*Bell Gin*), vom Capitain Dansey oder das Kastenhebezeug u. s. w.

IV. Maschinen, welche bei der Fertigung der Waffen und deren Untersuchung angewendet werden. — Die bei der Anfertigung der Geschütze zu erwähnenden Maschinen sind: 1) Die Bohrwerke, auf welchen das neugegossene Geschützrohr gebohrt wird. Man unterscheidet nach der Lage des zu bohrenden Rohres vertikale und horizontale Bohrwerke; bei den ersteren kann entweder der Bohrer oder das Rohr feststehen, bei den horizontalen bewegt sich das Rohr und der Bohrer steht fest. Mit dem horizontalen Bohrwerk kann man zugleich die Maschine zum Abdrehen der äussern Rohrfläche verbinden, also Bohren und Abdrehen gleichzeitig vornehmen, bei dem vertikalen Bohrwerk lassen sich dagegen diese beiden Vorrichtungen nicht vereinigen. Die Maschinen zur weitern Ausarbeitung der Röhre rechnet man ebenfalls zu den Bohrwerken, sie bestehen in einer Vorrichtung zum Abschneiden des verlornen Kopfes und zum Abdrehen der Schildzapfen (s. BOHRMASCHINEN). 2) Eine Maschine zum Einschrauben des Zündlochkernes, in welchen das Zündloch mittels des Zündlochbohrers gebohrt wird.

Bei der Untersuchung der fertigen Geschützröhre wendet man folgende Instrumente an: 1) die *Etoile mobile* oder *perfectionnée* zur Untersuchung der Beschaffenheit der Seelenwände, und 2) die Stückprüfungsgabel oder auch 3) den russischen Parallelbalken, um die äussere Gestalt des Rohres zu untersuchen (s. GESCHÜTZ).

Zur Messung der anfänglichen Geschwindigkeit der Kugeln sind folgende Instrumente vorgeschlagen worden: 1) das ballistische Pendel; 2) Hutton's Kanonenpendel; 3) die Vorrichtung Matteys und deren Verbesserung durch Grobert (s. BALLISTISCHES PENDEL).

Die Fertigung der Feuergewehre erfordert eine viel grössere Anzahl von Maschinen als die der Geschütze, es wird daher am übersichtlichsten sein, wenn die Bearbeitung eines Gewehres kurz durchgegangen und dabei die erforderlichen Maschinen erwähnt werden.

Nachdem das auf dem Hammerwerke zu einem Gewehrlaufe bestimmte und zuvor auf einer hydrostatischen Wage eingetheilte und danach abgeschnittene Stabeisen nach einem gewissen Muster zu einer Laufplatte geschmiedet worden ist, erhält es der Laufschmidt. Dieser schmiedet den Lauf über einen Dorn und bringt ihn auf den

Gesenkambos unter den Rohrhammer, unter welchem das Rohr geschweisst wird. Aus der Laufschmiede kommt das Rohr in die Laufbohrerei auf die BOHRMASCHINE, auf welcher es innerlich gebohrt und polirt wird. Die Bohrerei zerfällt in die Schwarz- oder Raubohrerei, wo das Rohr ausgebohrt, und die Weissbohrerei, wo es polirt wird. Nach dem Schwarzbohren wird der Lauf gerichtet, was auf einer eignen RICHTMASCHINE geschehen kann. Nachdem die Bohrung mittels des Laufcirkels untersucht worden ist, wird der Lauf durch den Schleifer auf einem Schleifstein oberflächlich abgeschliffen, und dann wird er vollends ausgebohrt und innerlich polirt. Nun kommt das Rohr in die sogenannte Mechanik, und hier wird zuerst auf einem DREHSTUHL die Seele im Pulversack erweitert; um jedoch das Rohr auf den Drehstuhl befestigen zu können, werden die Gewinde der Schwanzschraube durch Schraubenbohrer oberflächlich eingeschnitten. Auf einem andern Drehstuhl wird der Lauf nur äusserlich abgedreht und in der Laufschleiferei (s. SCHLEIFMASCHINEN) abgeschliffen. Die aus der Laufschmiede an die Mechanik abgegebene Schwanzschraube wird vom Garniseur oder Laufzurichter mit den nöthigen Gewinden versehen, welches in der Schneidekluppe und dem Passirstahl oder mittels einer eigens dazu bestimmten Maschine geschehen kann. Nachdem nun der Garniseur die Gewinde der Schwanzschraube im Laufe vollends ausgearbeitet hat, löthet er den Bayonnethaft an den Lauf, schlägt aber zuvor das Zündloch durch oder bohrt es auf einer besondern Bohrbank. Im Beschiesshaus werden nun die Läufe auf der Beschiessbank beschossen, und dann noch andern Proben ausgesetzt. Nach dieser Controlle wird das Kreuzschraubenloch auf einer eignen Bank eingebohrt und zur Versenkung der Schraube mittels der Reibahl erweitert.

Das Bayonnet erhält der Bayonnetschleifer vom Bayonnetschmidt, dieser bohrt auf einem Bohrwerk die Dille aus, schleift die Bayonnetklinge auf einem Schleifstein und polirt sie auf der Polirscheibe. Auf einem Drehstuhl wird nun die Dille oben und unten abgeschnitten, und die Bayonnetscharten mittels eines Balanciers oder DURCHSTOSSES durchgepresst.

Die Schlosstheile werden, nachdem sie zuvor meist in Gesenken geschmiedet worden sind, in der Schlossmechanik durch mancherlei Maschinen bearbeitet, die fast in jeder Fabrik von einander abweichend construirt sind. Nicht jede Gewehrfabrik hat eine Schlossmechanik, sondern die Schlosstheile werden aus freier Hand gebohrt, gefeilt u. s. w., im Allgemeinen aber besitzt fast jede Gewehrfabrik mehrere Maschinen, die zur Fertigung irgend eines Gewehrtheils von grossem Vortheil sind. Eine Anführung aller einzelnen zur Schlossmechanik gehörigen Maschinen würde hier zu weit führen, auch ist die Geheimhaltung derselben in den meisten Fabriken ein Hinderniss, sie alle genau kennen zu lernen. Im Allgemeinen werden die Schlosstheile in den Matritzen künstlicher Maschinen gebohrt, gesägt, gefraist oder gefeilt, polirt und gepresst.

Der geschmiedete und gerichtete Ladestock wird auf einem durch Wasser getriebenen Schleifstein gerollt oder nass geschliffen und dann auf einem feinen Sandstein trocken geschliffen. Bei der Controlle des Ladestocks bedient man sich zur Prüfung von der Federkraft desselben einer Vorrichtung, die Ladestockprobe genannt.

Um den gezogenen Röhren ihren Drall zu geben, werden sie auf

einer ZIEHBANK befestigt und die Züge vermittels des Kolbens und der Theilscheibe eingeschnitten.

Bei der Fertigung des Schaftes der Gewehre ist von maschinenartigen Vorrichtungen nur die Ziehbank zu bemerken, auf welcher das Schaftholz mit dem Ziehmesser oberflächlich abgerichtet wird, ferner eine Bank, in welcher krummgezogene Schafthölzer mittels Schraubzwingen gerichtet werden, und die verschiedenen Bohrer, welche der Schäfter gebraucht, als Centrumbohrer, Bogenbohrer und Brustleiern.

V. Maschinen zur Fertigung der Munition und zu deren Untersuchung. — Das Schiesspulver ist ein Hauptbestandtheil jeder Munitionsart, wir gehen daher dessen Fabrication zuerst durch.

Die Bestandtheile des Schiesspulvers, Salpeter, Kohle und Schwefel, müssen, um sie innig mengen zu können, gekleint werden; bei dem Salpeter geschieht dieses auf besonders dazu eingerichteten SALPETERMÜHLEN, die Kohle und der Schwefel dagegen werden auf Rollwerken oder WALZWERKEN gekleint, was kurz vor der Mengung geschehen kann. — Die Mengung dieser Bestandtheile geschieht auf den PULVERMÜHLEN. Diese können sein: *a*) Stampfwerke, wo die Mengung durch den Stoss der Stampfen, *b*) Rollwerke, wo sie durch den Druck metallener Walzen erfolgt. *c*) Rolltonnen, Mengtonnen; hier erfolgt die Mengung durch die Umdrehung der Tonnen und die Bewegung der mit den Bestandtheilen in dieselben eingesetzten Metallkugeln. *d*) Pulvermühlen mit Bürsten *à la Congrève*; die Mengung wird durch das Aneinanderreiben von Bürsten bewirkt. — Der innig gemengte Satz wird in manchen Fabriken durch Pressen noch mehr verdichtet; dieses können hydraulische oder Schraubenpressen sein.

Die Maschinen zum Körnen des Satzes (s. KÖRNMASCHINEN) können ebenfalls vierfacher Art sein; nämlich *a*) einfache Körnmaschinen mit Sieben, wo der Satz durch das Auflegen einer Scheibe und durch die Bewegung der Maschinerie durch Siebe gedrückt wird. *b*) Körn- oder Brechwalzen; dieses sind gereifte sich gegen einander bewegende Walzen, zwischen denen der durch Pressung verdichtete Satz gebrochen und dann gewöhnlich auf die erst genannte Maschine gebracht wird. *c*) Körntrommeln zum eckigen Pulver; hier geschieht das Körnen durch die Bewegung der Trommeln, welche innerlich mit Leisten beschlagen sind und in welche der Satz nebst einer bestimmten Anzahl Kugeln eingesetzt wird. *d*) Körntrommeln zur Fertigung von rundem Pulver; hier werden in die Trommel kleine Pulverkörner, Grundkörner genannt, eingesetzt, an welche sich der Pulversatz bei der Umdrehung der Trommel ansetzt, wodurch runde Pulverkörner von vorschriftmässiger Grösse erlangt werden.

Die Pulverkörner, welche aus der Körnmaschine kommen, haben nicht einerlei Grösse, sie werden daher auf die SORTIRMASCHINE gebracht und daselbst nach der verschiedenen Grösse sortirt. Endlich sind zu dem Poliren der Körner noch POLIRMASCHINEN erforderlich, welche bei eckigen Pulverkörnern in Polirtonnen, bei rundem Pulver in Polirtrommeln bestehen.

Zur Prüfung der Stärke des Pulvers bedient man sich der PULVERPROBIRMASCHINEN, deren es welche mit Gewichten, mit Federn und Gewichten, mit Federn, pendelartige und hydrostatische gibt.

Bei der Fabrication der Kugeln kann man sich bei den Geschütz-

kugeln zur Beseitigung der Unebenheiten der Oberfläche einer SCHLEIF-MASCHINE bedienen. Die Flintenkugeln kann man mit grossem Vortheil auf der KUGELPRESSE fertigen.

In der Feuerwerkerei bedient man sich fast nur solcher Maschinen, welche die Drechsler und Tischler in ihren Werkstätten haben, als der Drehbank, Bohrbank, der verschiedenen Bohrer u. s. w. Als ein der Feuerwerkerei eigenthümliches Instrument ist die Zureitbank zum Zureiten der Raketenhülsen zu bemerken; auch wäre hierbei der BRAND-ZIEHER zum Herausziehen der Bränder aus den Hohlgeschossen anzuführen.

Die Fabrication der Zündhütchen bildet jetzt einen eignen Zweig der Munitionsverfertigung; man bedient sich zur Fertigung der Hütchen aus den Kupferplatten und zur Füllung derselben eigner Maschinen, welche meist geheim gehalten werden. Diese Maschinen dienen zum Zerschneiden der Kupferplatten, zum Walzen der Streifen, zum Schlagen der Hütchen aus den Platten, welches nach und nach auf mehreren Maschinen erfolgt, zum Zählen der Hütchen und zum Einfüllen des Satzes.

Auch die Patronen zu den Zündnadelgewehren werden auf mehreren Maschinen bearbeitet. *E. Weinlig.*

Atmosphäre bezeichnet im weitesten Sinne des Wortes jede wirkliche oder eingebildete Dunsthülle, welche als einzelne grössere oder kleinere Körper umgebend gedacht wird. In diesem Sinne spricht man von electrischen Atmosphären, Lichtatmosphären u. s. f. und eben so von der Atmosphäre der Sonne, der Erde, des Mondes u. s. w. Sehr häufig versteht man aber darunter auch nur die gasförmige, aus Luft und andern expansiblen Flüssigkeiten bestehende Hülle, welche unsern Erdball umgibt, vermöge der Schwere an ihn gebunden ist, mit ihm um seine Axe rotirt und ihn in seiner Bahn um die Sonne begleitet.

Einen weit eingeschränkteren Begriff verbindet man dagegen in der Mechanik mit dem Ausdrucke Atmosphäre, indem man hier darunter die Einheit des Masses für den Druck sowohl tropfbarer als expansibler Flüssigkeiten versteht.

So lange ein Körper auf allen Seiten von Luft umgeben ist, kann der Druck, den dieselbe auf ihn ausübt, nicht wahrgenommen werden, weil er sich, auf alle Seiten gleichstark wirkend, gegenseitig aufhebt. Er äussert sich erst, sobald seine Wirkung nach einer Seite hin auf irgend eine Weise vernichtet wird. Geschieht dies mit einer in einer Glasröhre befindlichen Quecksilbersäule, indem man das eine Ende derselben verschliesst und das andre offene Ende vertikal abwärts kehrt, so sieht man eine ungefähr 0,76 Meter oder 28 par. Zoll hohe Quecksilbersäule in der Röhre zurückbleiben. Kann nun die Luft einer solchen Quecksilbersäule das Gleichgewicht halten, so muss man annehmen, dass sie nach allen Seiten einen Druck ausübt, der gleich ist dem Gewichte einer Quecksilbersäule von ungefähr 0,76 Meter Höhe und von einer Grundfläche, die gleichen Inhalt mit der gedrückten Fläche hat. Weiss man ferner, dass Quecksilber 13,598 mal so schwer ist als Wasser, so wird man schliessen müssen, dass eine $13{,}598 . 0{,}76 = 10{,}334$ Meter oder 32,927 rhein. Fuss hohe Wassersäule nöthig ist, um jener Luftsäule das Gleichgewicht zu halten, was durch Versuche auch bestätigt wird.

Da jedoch dieser Druck bei verschiedenen Temperaturen und verschiedenen Höhen der Beobachtungspunkte über der Meeresfläche etwas

verschieden ist, so wird allgemein der mittlere Barometerstand am Meeresspiegel = 28 par. Zoll oder 0,76 Meter bei 0° C Temperatur als dem Drucke einer Atmosphäre entsprechend angenommen, woraus sich der Druck auf ein Quadratcentimeter zu $0{,}76 . 13{,}598 = 1033{,}448$ Gramm oder 1,0334 Kilogramm, und auf einen Quadratzoll des rhein. Fusses zu $\frac{29{,}058}{1728} . 66{,}1008 . 13{,}598 = 15{,}114$ preuss. Pfund berechnet. Für jeden andern Barometerstand b beträgt der Druck nur $\frac{b}{0{,}76}$, d. h. z. B. für einen Barometerstand von 0,57 Meter nur $\frac{0{,}57}{0{,}76} = \frac{3}{4}$ Atmosphären, oder, was dasselbe ist, der Luftdruck auf 1 rhein. Quadratzoll beträgt nur $\frac{3}{4} . 15{,}114 = 11 . 335$ preuss. Pfund.

Der Druck einer 0,76 Meter hohen Quecksilber- oder 32,927 rhein. Fuss hohen Wassersäule bei 0° C. Temperatur gilt nun als Einheit für das Mass des Druckes aller Flüssigkeiten, so dass man, wenn z. B. von einer Wassersäulenmaschine gesagt ist, das Wasser wirke mit 8 Atmosphären Druck auf den Kolben, sogleich wissen kann, dass jeder Quadratzoll Kolbenfläche einen Druck von $8 . 15{,}114 = 120{,}912$ preuss. Pfunden erleidet.

In den seltensten Fällen wird es jedoch statt finden, dass die Quecksilber- oder Wassersäule gerade die Temperatur des Gefrierpunktes besitzt. Es muss daher, weil bei jeder andern Temperatur die Dichtigkeit, mithin auch das Gewicht einer solchen Flüssigkeitssäule sich ändert, noch eine Reduction erfolgen, wenn Höhen, die bei verschiedenen Temperaturen beobachtet wurden, mit einander vergleichbar werden sollen.

Ist h die auf 0° reducirte, h_1 die bei t_1° beobachtete Höhe einer Quecksilbersäule und δ $(= 0{,}00018018 = \frac{1}{5550})$ die Volumenausdehnung des Quecksilbers für jeden hunderttheiligen Grad Temperaturerhöhung, so wird:

$$h : h_1 = 1 : 1 + \delta t_1,$$

daher:

$$h = \frac{h_1}{1 + \delta t_1}$$

oder angenähert

$$= h_1 (1 - \delta t_1) = h_1 (1 - 0{,}00018 t_1).$$

Ist bei sehr genauen Beobachtungen noch ausserdem auf die Längenausdehnung der Scale, nach welcher die Höhen abgenommen wurden, Rücksicht zu nehmen, so mag angenommen werden, dass dieselbe bei t° (häufig 16° C.) die richtige Länge hat, und dass die Längenausdehnung derselben ähnlich wie vorher durch λ bestimmt wird; dann ist für die wahre Länge der Scale x:

$$x : h_1 = 1 : 1 + \lambda (t_1 - t);$$

folglich angenähert:

$$x = h_1 [1 - \lambda (t_1 - t)],$$

und daher mit Berücksichtigung beider Correctionen:

$$h = h_1 (1 - \delta t_1) [1 - \lambda (t_1 - t)].$$

Wäre z. B. der Barometerstand 0,72 Meter bei — 20° C. Temperatur auf einer Messingscale, für welche $\lambda = 0{,}0000187821$ und $t = 16$

ist, beobachtet worden, so entspricht der dadurch angezeigte Druck einer Quecksilbersäule von $k = 0{,}72\,(1 + 0{,}00018.20)\,(1 + 0{,}0000188.36) = 0{,}72308^{m}$.

Ungleich schwieriger ist es, diese Reduction für eine Wassersäule auszuführen, indem deren Ausdehnung sich nicht anders, als in einer nach Potenzen der Temperatur t steigenden Reihe ausdrücken lässt. Da aber überhaupt Wassersäulen als Druckmesser selten und immer nur innerhalb der Gränzen der gewöhnlichen Lufttemperatur angewendet werden, so kann die Ausdehnung des Wassers dabei füglich vernachlässigt werden.

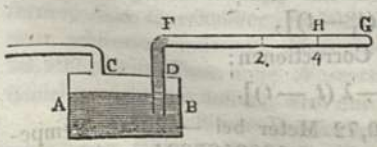
Die Vorrichtungen, deren man sich zum Messen des Druckes von Flüssigkeiten bedient, sind die sogenannten MANOMETER, und heissen, je nachdem sie mit Wasser oder Quecksilber gefüllt sind, Wasser- oder Quecksilbermanometer.

Kommt es z. B. darauf an, die Pressung des Windes in einer Gebläsmaschine zu erfahren, so bringe man eine ganz gewöhnliche mit Quecksilber gefüllte Barometerröhre an dem offenen Ende mit dem Windbehälter in Verbindung. Aus dem gefundenen Manometerstande h_1 ergibt sich sogleich die Pressung in $\frac{h_1}{0{,}76}$ Atmosphären, wenn die Barometerscale in Theile des Meters getheilt ist; aus $h_1 = 0{,}855$ Meter folgt also ein Druck von $\frac{0{,}855}{0{,}76} = 1{,}125$ oder $1\frac{1}{8}$ Atmosphären.

Dies gilt jedoch nur, wenn Quecksilber und Glasröhre die Temperatur 0° C. haben; in jedem andern Falle muss man, um ganz genau zu rechnen, nach Obigem zuvor den Manometerstand h_1 auf die Temperatur des Gefrierpunktes reduciren.

Um den Druck des Dampfes bei einer Dampfmaschine von nicht sehr hohem Drucke zu messen, kann man eine zweischenklige mit Quecksilber gefüllte und an beiden Enden offene Röhre durch eines dieser Enden mit dem Dampfe in Verbindung bringen und aus der Höhendifferenz der beiden Quecksilberspiegel das Verhältniss des Dampfdruckes zu dem der äusseren Luft ersehen. Es bezeichne in diesem Falle h den Barometerstand der äusseren Luft, h_1 den Manometerstand, so beträgt der Druck des Dampfes $h + h_1$ und in Atmosphären $\frac{h + h_1}{0{,}76}$; z. B. für $h = 0{,}70$ und $h_1 = 0{,}30$ Meter wird der Dampfdruck $= \frac{1}{0{,}76} = 1{,}316$ Atmosphären betragen.

Wollte man dieses Instrument auch bei Maschinen von sehr hohem Drucke anwenden, wie für manche Wassersäulenmaschinen, Hochdruckmaschinen u. s. w., so würden die Schenkel desselben eine unbequeme Länge erhalten müssen. Man bedient sich daher in solchen Fällen lieber einer auf das MARIOTTE'sche Gesetz basirten Manometervorrichtung. Dieselbe besteht aus einem hier abgebildeten mit Quecksilber gefüllten Gefässe AB, in welches bei C die drückende Flüssigkeit, bei D eine mit Luft gefüllte, an ihrem Ende G geschlossene und mit ihrem andern Ende unter den Spiegel des Quecksilbers eintauchende Röhre



einmündet. Wenn in einer solchen Röhre bei dem Drucke einer Atmosphäre das Quecksilber bei F steht, die Luft also den Raum FG einnimmt, so wird sie bei jeder andern Pressung einen Raum einnehmen, der jener Pressung umgekehrt proportional ist, vorausgesetzt, dass die Temperatur der eingeschlossenen Luft 0° C. geblieben ist. Es wird in diesem Falle der Quecksilberspiegel bei H, wenn $GH = \frac{1}{4} FG$ ist, den Druck von 4 Atmosphären angeben. Hat man dagegen, wie es meistens der Fall ist, eine andere Temperatur der eingeschlossenen Luft, z. B. t und den abgelesenen Atmosphärendruck $= h$, so entspricht dieses h einem wirklichen Atmosphärendrucke von $h(1 + kt)$, wo k der Ausdehnungscoëfficient der Luft für jeden Grad der 100theiligen Scale ist. Da nun nach den neuesten Versuchen Rudberg's $k = 0{,}003646$ ist, so beträgt für das vorige Beispiel und für eine Temperatur der eingeschlossenen Luft von 30° C. der Druck des Wasserdampfes $= 4\,(1 + 0{,}003646 . 30) = 4{,}044$ Atmosphären. Es versteht sich von selbst, dass bei ganz genauen Rechnungen für dieses, so wie für das vorige Manometer die Reduction wegen der Temperatur des Quecksilbers und des Glases ebenfalls vorgenommen werden muss. *Hallbauer.*

Aufbereitungsmaschinen. Unter Aufbereitung (fr. *préparation mécanique;* engl. *mechanical preparation, dressing of ores*) versteht man die Gesammtheit derjenigen bergmännischen Arbeiten, durch welche die gewonnenen nützlichen Mineralkörper von den ihnen anhängenden, damit verbundenen unnutzbaren abgesondert und gereinigt werden. Sehr selten sind nämlich die natürlichen Verhältnisse der Massen, auf deren Gewinnung der Bergbau gerichtet ist, von der Art, dass jene ganz allein, für sich und rein, gewonnen werden können; abgesehen von der grossen Menge tauben Gesteines, welches der Bergmann erst aushauen muss, um zu dem nutzbaren Minerale zu gelangen, sind auch die Lagerstätten, welche die gesuchten nutzbaren Mineralien enthalten, in den wenigsten Fällen bloss aus diesen zusammengesetzt, und auch die letzteren sind selten so rein von fremdartigen Beimengungen, dass sie abgesondert gewonnen werden können. Ausser dem angegebenen Hauptzwecke der Aufbereitung können durch dieselbe aber auch noch Nebenzwecke erreicht werden; z. B.: Massen, welche aus mechanischen Gemengen mehrerer verschiedenartiger nutzbarer Mineralkörper bestehen, in verschiedene Klassen zu sondern, oder Gemengtheile, welche den Werth und die Güte des endlich rein darzustellenden Productes sehr herabziehen, zu entfernen, oder endlich das gesammte gewonnene Volumen auf das nur gerade nöthigste zu vermindern; ja es kann sogar unter Umständen einer der angegebenen Nebenzwecke zum Hauptzwecke werden.

Der Aufbereitung können Mineralkörper aller Art, sowohl metallische als nichtmetallische, unterworfen werden, weil jede mechanische Sonderung und Reinigung zur Aufbereitung gehört; selbst bei Braunkohlen, Torf u. dergl. kann daher von einer gewissen Aufbereitung die Rede sein. Es gibt sogar Bergbau, bei welchem schon die ganze Gewinnung nur eine Aufbereitung ist, z. B. aller Seifenbau und alles Auswaschen von Gold, Platin, Edelsteinen aus natürlichen Anschwemmungen.

Die Aufbereitung stellt die gewonnenen Stoffe entweder mechanisch rein und in einem solchen Zustande dar, dass sie sogleich der weiteren Verwendung in Künsten und Gewerben fähig sind, oder sie bringt dieselben nur in einen Zustand, welcher die nachfolgende chemische Behandlung und Reinigung erleichtert, durch welche erst der in den Mineralmas-

sen enthaltene Stoff, sowie er wieder verwendet werden kann, dargestellt wird. Ersteres findet vorzugsweise bei nichtmetallischen Mineralien statt, als: Stein-, Braun-, Erdkohlen, Steinsalz, Edelsteinen und bei Metallen im gediegenen Zustande; das Letztere hingegen vornehmlich bei metallischen Mineralkörpern in nicht chemisch-reinem Zustande und bei mehreren Mineralsalzen, Alaun, Vitriol u. s. w.

Im Allgemeinen aber erstreckt sich der Bereich der Aufbereitung nur auf eine mechanische Operation, und hört da auf, wo chemische Operationen eintreten, obgleich als Hülfs- und Unterstützungsarbeiten einfache chemische Processe zwischen die mechanischen Arbeiten der Aufbereitung eingeschaltet werden können.

Wenn die Aufbereitung an und für sich gleichsam nur eine Nach- und Hülfsarbeit der Gewinnung ist, so gehört sie doch, namentlich bei metallischen Mineralkörpern, zu den wichtigsten der gesammten bergmännischen Betriebsarbeiten, weshalb auch häufig zu gehöriger Einrichtung derselben sehr ausgedehnte und mannichfaltige Maschinenanlagen erforderlich werden. Als Hauptgrundsätze bei dieser Einrichtung erscheinen vornämlich folgende: 1) man hat gleich von dem ersten Beginn der Aufbereitung an dahin zu trachten, das gewonnene zu behandelnde Haufwerk nach seiner Zusammensetzung, Aggregatform, Güte, Gehalt u. s. w. in so viele verschiedene Klassen zu sondern, als mit Vortheil abgesondert bearbeitet werden können; 2) die verschiedenen Klassen sind gerade bis zu dem ihren Eigenschaften angemessenen vortheilhaftesten Grade der Reinheit hinaufzutreiben. Es bedarf nämlich kaum der Erwähnung, dass jede concentrirende Aufbereitung eben so wohl mit Kostenaufwand als auch mit Verlust an Masse, sonach mit Verlust überhaupt verknüpft ist, welcher also in beider Hinsicht in demselben Grade wachsen muss, als die Reinheit und Sonderung höher hinaufgetrieben werden soll. Die Grenze für die Aufbereitungsarbeiten gibt daher der Punkt ab, über welchen hinaus der durch die grössere Reinheit zu erlangende Gewinn geringer ist als der damit verbundene Gesammtverlust.

Die einzelnen Aufbereitungsarbeiten, von denen die Construction der verschiedenen Aufbereitungsmaschinen abhängt, sind sehr verschieden, der Natur und dem Vorkommen des ihnen zu unterwerfenden Haufwerkes nach lassen sie sich jedoch fast durchgängig zerfällen: *A*) in eine eigentliche Absonderung, und *B*) in eine Zerkleinung, sofern diese nicht schon durch die Gewinnung selbst erfolgt ist. Letztere ist die Vorbereitung für erstere, denn weil eben die Gemengtheile oft höchst innig und fest mit einander verwachsen sind, so muss dieser Zusammenhang zunächst gelöst, jedes seiner Beschaffenheit nach gleichartige Stück möglichst frei und unabhängig dargestellt werden. Höchst selten fällt alle Zerkleinung weg, namentlich da, wo aller Zusammenhang schon von Natur oder durch die Gewinnungsarbeiten bis in die einzelnen Gemengtheile aufgehoben worden ist und die Masse selbst nur noch aus einer lockeren Zusammenhäufung besteht.

Nach der Art, wie die Absonderung bewirkt wird, lässt sich die Aufbereitung in die trockene und nasse eintheilen. Das Wesen der ersteren besteht darin, dass die Absonderung und theilweise selbst die Zerkleinung nur mit der Hand, nach dem äusseren Ansehen, wenigstens stets ohne Zuziehung des Wassers bewirkt wird, daher man sie wohl auch gewöhnlich mit dem Namen der Handscheidung belegt; nur versuchsweise hat man die Wirkung der bewegten Luft zugezogen. Diese trockene

Aufbereitung bedarf daher hier keiner weiteren Erwähnung, als dass man bei ihr folgende vier Operationen zu unterscheiden hat: die Absonderung in der Grube (nach der Gewinnung), die Ausschlage-Arbeit, das Scheiden (Reinscheiden, Kutten), das Klauben, Ausklauben.

Bei der nassen Aufbereitung wird die Absonderung mit Hülfe des Wassers allein oder unter Zuziehung von anderen mechanischen Kräften bewirkt. Man bezeichnet daher die Gesammtheit der dahin gehörigen Vorrichtungen mit dem Namen der Wäsche. Die nasse Aufbereitung umfasst das Setzen oder Siebsetzen (fr. *criblage;* engl. *sieving, jig*), die Absonderung in der Mehlführung, das Verwaschen auf Heerden und ähnlichen Vorrichtungen, das Abklären und Abläutern in Waschbottichen.

Die zu diesen Processen benutzten mechanischen Vorrichtungen sind SETZMASCHINEN (engl. *brake-sieve*) und HEERDE.

Die Heerde sind entweder ruhende oder bewegte.

Die ruhenden oder liegenden Heerde sind: *A.* Schlämmgräben (fr. *tables allemandes;* engl. *slime pits, puddles*), und zwar entweder eigentliche Schlämmgräben oder Rudelkasten; *B.* eigentliche liegende Heerde (fr. *tables dormantes;* engl. *sleeping tables*), und zwar *a.* Kehrheerde (fr. *tables à balais;* engl. *nicking buddles, racks*), die entweder einfach oder doppelt (abgesetzt) sind. Zu den ersten gehört der Kurzheerd, Glauchheerd (welche auch vorzugsweise liegende Heerde genannt werden), der Einkehrheerd nebst dem Kehrluttenheerde, der ungarische Schlämmheerd und der sibirische Kehrheerd; — zu den doppelten oder abgesetzten aber: der gebrochene Heerd, der Flügelheerd, die Goldlutte und der Luttenapparat. *b.* Planheerde (fr. *tables à toiles;* engl. *frames*), wozu die brasilischen Schlämmheerde zu rechnen sind.

Zu den bewegten Heerden gehört der Sichertrog und der Stossheerd (fr. *tables à secousse, tables mobiles;* engl. *percussion tables*).

In die nasse Aufbereitung kommen alle diejenigen Massen, in denen die nutzbaren Mineralstoffe in so geringer Grösse enthalten und wohl selbst so zerstreut sind, dass sie mit der Hand nicht ausgeschieden und gesondert werden können, und bei denen zugleich die Gesammtsumme des in einer gewissen Menge Haufwerk enthaltenen Nutzbaren zu gering, das Haufwerk zu arm ist. Natürlich darf die Masse nicht von der Beschaffenheit sein, dass man sie gar nicht oder nur mit dem grössten Verluste behandeln kann. Man bedient sich vorzüglich des Wassers deshalb, um die Sonderung mit Hülfe des ungleichen specifischen Gewichtes der verschiedenen Gemengtheile zu bewirken, und befördert diese Sonderung meistentheils noch durch den Stoss oder die Strömung des Wassers, entweder vermöge der Bewegung, die man ihm ertheilt, indem man es mit einem gewissen Gefälle über zusammenhängende geneigte oder stufenweise abgesetzte Ebenen herabführt, oder indem man das Wasser geradezu durch angewendete äussere Kraft gegen das Haufwerk, oder endlich dieses gegen jenes führt.

Die Zerkleinung muss bei der trockenen Aufbereitung mit der Hand, bei der nassen aber theilweise mit der Hand, theilweise durch Maschinen bewirkt werden.

Die Zerkleinung durch Maschinen erfolgt aber:

1) durch POCHWERKE (fr. *boccards;* engl. *stamp-mills, stamping-mills*), die entweder Hammerpochwerke oder Stempelpochwerke,

und im letzteren Falle entweder Trockenpochwerke oder Nasspochwerke sind.

2) Durch WALZWERKE (fr. *cylindres à broyer;* engl. *crushing machines, chats-rollers*).

3) Durch MÜHLEN, welche entweder mit horizontalen oder mit vertikalen Mühlsteinen versehen sind.

Zu den bisher angegebenen Aufbereitungsarbeiten kommt nun noch eine Vorbereitungsarbeit, nämlich die Abläuterungsarbeit. Sie hat entweder nur das Abspülen des schmantigen Ueberzuges von den gröberen Wänden zum Zwecke, um deren Erkennung und Bearbeitung zu erleichtern, das Abgespülte selbst aber für sich zu concentriren, oder sie soll die theils gleich durch die Gewinnung entstandenen, theils absichtlich durch eine Zerkleinungsarbeit dargestellten (geschrotenen) kleineren Bruchstücke nicht nur von Schmant und von allen ganz fein zermalmten Theilchen überhaupt befreien und trennen, sondern auch wohl dieselben gleich nach ihrer Gröbe in verschiedene Sorten sondern.

Die Abläutervorrichtungen bestehen der Hauptsache nach in Sieben und siebartigen Vorrichtungen, die jedoch zum Theil mit mehr oder weniger künstlichen Apparaten zum gehörigen Einsümpfen des zu läuternden Haufwerkes verbunden sind. Sie lassen sich sämmtlich unter zwei Hauptklassen bringen: 1) Läutergräben, Gerinne und Kästen; 2) Siebe (fr. *grilles;* engl. *grates*), die entweder fest oder beweglich sind.

Zu den festliegenden gehört: die FALLWÄSCHE, auch das Reibgatter oder Reibgitter genannt; zu den beweglichen *a.* das Handsieb (engl. *jigger, jigging-sieve*), unmittelbar oder unter geringer mechanischer Beihülfe durch die Hand bewegt; *b.* die KIPPWÄSCHE (fr. *crible à manivelle, à bascule;* engl. *swing-sieve*); *c.* die RÄTTERWÄSCHE; *d.* die ABLÄUTERTROMMEL (fr. *cylindre à debourber*), die entweder cylindrisch oder conisch ist (s. S. 150.); *e*) die SPRUDEL- oder KRALWÄSCHE. *Gätzschmann.*

Aufhängmaschine (fr. *Machine à tendre les étoffes pour le séchage;* engl. *hanging machine*). Das Trocknen der gewaschenen oder gespülten Stoffe in den Kattundruckereien und Bleichereien geschieht entweder durch die Wirkung der freien Luft, oder durch Erwärmung mittels metallener, von hineingeleitetem Dampfe geheizter Cylinder. Ueber die letztere Art des Trocknens wird der Artikel TROCKENMASCHINE das Nähere enthalten. Zum Trocknen an der Luft werden die Zeuge (Leinwand, Kattun u. s. w.) in einem Trockenhause auf horizontale Stöcke gehangen, wo sie so lange sich selbst überlassen bleiben, bis die Trocknung statt gefunden hat. Das Aufhängen sowohl als das Wiederabnehmen wurde ehemals allgemein und wird noch jetzt am gewöhnlichsten durch Handarbeit verrichtet; in England sind jedoch neuerlich hierzu Maschinen in Anwendung gekommen, deren Nutzen durch schnellere und regelmässigere Arbeit sich bewährt hat. So viel bekannt ist, rührt die Erfindung dieser Aufhängmaschine von Southworth her, welcher 1823 dafür ein Patent erhielt.

Das Aufhängen geschieht mittels der Maschine, eben so wie sonst, über einer Reihe paralleler, gleich weit von einander entfernter Stöcke oder Sprossen, welche horizontal und nahe unter dem Dache des Trockenhauses (fr. *séchoir;* engl. *drying house*) angebracht sind. Ein Wagen, welcher sich von einem Ende des Hauses bis zum andern in einer gegen die Stöcke rechtwinkeligen Richtung bewegen kann, be-

findet sich unmittelbar über denselben, jedoch so, dass sein Gewicht von ihnen nicht getragen wird. Die nassen Zeuge werden, auf hölzerne Walzen aufgerollt, in den Wagen gelegt, und in dem Masse, wie letzterer fortschreitet, wird zugleich durch andere, mit den Zeugwalzen in Berührung stehende Walzen eine regelmässige Abwickelung des Stoffes bewirkt, und dieser fällt zwischen den Stöcken hinab, auf welchen er in langen Falten hängen bleibt. Es ergibt sich von selbst, dass die Länge einer solchen Falte bestimmt wird durch die Menge Zeug, welche eine Walze während der Bewegung des Wagens durch den Zwischenraum zweier Stöcke abgibt. Sind z. B. die Stöcke um 8 Zoll (von Mittelpunkt zu Mittelpunkt gemessen) von einander entfernt, und macht der Raum des Trockenhauses eine Hänghöhe von 15 Fuss disponibel, so muss (da der Stoff zwischen je zwei Stöcken doppelt hängt) eine Zeuglänge von 30 Fuss sich abrollen, während der Wagen um 8 Zoll auf seinem Wege fortschreitet; d. h. die Peripherie-Geschwindigkeit der Zeugwalze muss gleichbleibend 45 Mal so gross sein als die Geschwindigkeit des Wagens. Letzterer kann sich daher jedenfalls nur sehr langsam bewegen.

Nach beendigtem Trocknen werden die Gewebe dadurch von den Stöcken wieder abgenommen und auf Walzen gewickelt, dass man den Wagen seinen Weg in verkehrter Richtung durchlaufen lässt, wobei auch sämmtliche Cylinder desselben sich verkehrt, d. h. in einer solchen Richtung umdrehen, dass die Aufwickelung statt findet.

Fig. 1 auf Taf. 24 stellt einen Längendurchschnitt und *Fig.* 2 einen Querdurchschnitt des ganzen Trockenhauses und *Fig.* 3 einen senkrechten Durchschnitt des Wagens vor. In den erstgenannten zwei Figuren dient die Zeichnung des Wagens, welcher hier seiner Kleinheit wegen nicht ausführlich dargestellt werden konnte, nur zur Andeutung der Stelle, welche er im Gebäude einnimmt, und seiner Verbindung mit den übrigen Theilen der Maschinerie. *Fig.* 2 zeigt, dass zwei Reihen von Hängstöcken oder Sprossen vorhanden sind, deren jede drei Zeugbreiten neben einander aufnimmt. Demgemäss sind auch zwei Wagen erforderlich, von welchen ein jeder drei Zeugwalzen enthält. Uebrigens sind diese Wagen ganz unabhängig von einander, und man kann sie beide gleichzeitig oder einen allein zu einer Zeit in Gebrauch setzen, auch nach Umständen nur eine oder zwei von den Zeugwalzen eines Wagens benutzen. Alles dieses richtet sich nach der Räumlichkeit des Trockenhauses und nach der grössern oder geringern Ausdehnung des Betriebes, bei welchem eine Aufhängmaschine zur Anwendung kommt. Zweckmässig wird es jedoch immer sein, zwei Wagen zu haben, damit der eine mit Aufhängen beschäftigt werden kann, indess der andere eine schon getrocknete Abtheilung Stoffe von den Stöcken abnimmt und also letztere zu neuem Gebrauche frei macht.

A A (*Fig.* 1 und 2) sind die Umfassungsmauern des Trockenhauses; *B* ist dessen Dachstuhl; mit *C* sind die im Dache angebrachten Luftzüge bezeichnet. Insofern eine Heizung des Gebäudes nöthig erachtet wird, ist hierzu ein Dampfkessel *D* vorhanden, aus welchem der Dampf durch die in wiederkehrenden Zügen auf dem Fussboden liegenden Röhren *E* strömt. Im obern Theile des Hauses sind an den langen Wänden zwei starke eiserne Schienen *F, F* (*Fig.* 2) befestigt, welche beinahe durch die ganze Länge des Raumes hin sich erstrecken und als Bahnen oder Geleise für die an den Aussenseiten der beiden Wagen *G, G* befindlichen kleinen Räder dienen. In gleicher Höhe mit jenen Schienen,

und parallel mit denselben, aber in der Mitte des Gebäudes, liegen zwei Balken *H*, *H*, welche dadurch ihre Unterstützung erhalten, dass sie mit den Enden auf den Giebelmauern des Trockenhauses ruhen und in angemessenen Zwischenräumen von Ständern *I*, *I*, *I* getragen werden. Der Längendurchschnitt *Fig.* 1 zeigt einen dieser Balken in der Seitenansicht; in *Fig.* 2 bemerkt man von beiden die Durchschnitte. Eiserne Schienen auf ihrer horizontalen Oberfläche bilden die Geleise für die Räder an den innern Seiten der beiden Wagen. Die Stöcke, über welche die Zeugstücke aufgehängt werden, sind mit *K* bezeichnet; sie haben eine Unterstützung an beiden Enden, indem sie einerseits auf den Balken *H*, *H*, andrerseits auf den Schienen *F*, *F* ruhen. In ihrer Gesammtheit gewähren sie, von oben oder unten gesehen, gleichsam den Anblick von zwei breiten, horizontal niedergelegten Leitern, wie sich aus dem Gesagten, besonders wenn man damit noch den Durchschnitt *Fig.* 3 vergleicht, ohne Schwierigkeit ergibt.

Die Aufhängmaschine selbst besteht aus dem in *Fig.* 3 abgebildeten Wagen, und aus einigen im Gebäude angebrachten, ihren Ort nicht verändernden Theilen, welche zur Bewegung und richtigen Führung des Wagens dienen. Die zwei vorhandenen Wagen stimmen in der ganzen Construction mit einander überein, so dass Alles, was in dieser Hinsicht gesagt wird, von dem Einen and dem Andern gleichmässig gilt. Nur sind sie insofern etwas von einander verschieden, als vermöge der symmetrischen Stellung in Bezug auf die Balken *H*,*H* gewisse Theile des Räderwerks an dem einen Wagen links, an dem andern rechts angebracht sind. Aus einer aufmerksamen Betrachtung der *Fig.* 2 kann dieser Umstand und dessen Nothwendigkeit leicht entnommen werden.

Jeder Wagen ist, was sein Gestell anlangt, aus zwei gusseisernen Wangen oder Seitenwänden *b* gebildet, welche durch drei eiserne Querriegel *G*, *L*, *G* mit einander verbunden sind. Er besitzt an jeder Seite zwei kleine Räder *a*, *a*, mittels welcher er, wie oben gesagt, auf einem der Balken *H* und einer der Schienen *F* sich fortbewegt. *N* ist eine von den drei Walzen, welche, mit nassem Zeuge umwickelt, in den Wagen eingelegt werden. Die andern beiden Zeugwalzen haben eine solche Stelle, dass die Axen von allen dreien in dieselbe gerade Linie fallen. Die nach aussen gekehrten Zapfen der ersten und dritten Walze liegen auf schiefen Flächen der Gestellwände *b*; die nach innen gewendeten Zapfen eben dieser beiden Walzen, sowie die zwei Zapfen der mittlern Walze, haben zur Unterlage ähnliche schiefe Flächen, welche an dem Querriegel *L* angeschraubt sind, und wovon die eine, in *Fig.* 3 sichtbare, mit *cc* bezeichnet ist. Die Verbindung zwischen *L* und *cc* ist vermittels der Schraube *z* so hergestellt, dass die Zwischenwände mit ihren schiefen Flächen nach der Breite des Wagens verschoben und jedesmal an die Stelle gebracht werden können, welche durch die Entfernung von den Seitenwänden oder Wangen *b* der Länge der Walzen *N* (also der Breite der Zeuge) entspricht.

Da die Abwickelung des Zeuges von den Walzen *N* mit gleichbleibender Geschwindigkeit geschehen muss, der Umkreis dieser Walzen aber in dem Masse kleiner wird, wie er sich entleert, so ist klar, dass die Umdrehung der Zeugwalzen mit einer Beschleunigung statt finden muss, welche ein bestimmtes Verhältniss gegen die Abnahme des Durchmessers beobachtet. Dieser Umstand macht es practisch unstatthaft, die Zeugwalzen an ihren Axen in Bewegung zu setzen. Man bedient sich daher

hier, sowie in den ähnlichen, öfters vorkommenden Fällen des Auskunftsmittels, den Walzen ihre Bewegung am Umkreise selbst mitzutheilen, und zwar durch die Friction eines andern, im Durchmesser unveränderlichen und mit gleichbleibender Geschwindigkeit umgedrehten Cylinders. *P* ist dieser Cylinder, welcher über die ganze Breite des Wagens an allen drei Zeugwalzen *N* vorüber sich erstreckt und seine Zapfenlager in den Seitenwänden *b* hat. Unter *P* befindet sich ein eben so langer kleinerer Cylinder *Q*, dessen Zapfen von den kürzeren Armen zweier Druckhebel *d* getragen werden. Da jeder dieser Hebel, deren Drehungspunkte von den an den Wänden *b* befestigten Zapfen *e* gebildet werden, am entgegengesetzten Ende mit einem Gewichte *h* belastet ist, so wird durch letzteres der Cylinder *Q* stark gegen die Walze *P* gedrückt und mit deren Oberfläche in genauester Berührung erhalten. Von der andern Seite lehnen sich mit einer gewissen Kraft die Zeugwalzen *N* gegen den Cylinder *P*, indem erstere ein Bestreben haben, längs der schiefen Flächen, auf welchen ihre Zapfen liegen, herabzurollen. Wird daher die Walze *P* von einer bewegenden Kraft in Umdrehung gesetzt, so theilt sie auch den Walzen *N* und *Q* durch Friction eine drehende Bewegung mit, und vermöge dieser wird der Stoff, welcher zuerst zwischen *N* und *P*, dann zwischen *P* und *Q* seinen Weg nimmt, von der Walze *N* allmälig herabgezogen, wobei er in dem Zwischenraume zweier Hängstöcke *K*,*K* bei *k* senkrecht niederfällt. Er bildet so beim Fortschreiten des Wagens von einem Stocke zum andern die langen hängenden Falten, welche in *Fig.* 1, 2 und 3 gleichmässig mit *k* bezeichnet sind. Unter jeder Zeugwalze liegt, in kurzen von dem Querriegel *L* ausgehenden Armen, eine kleine Walze *R*, welcher vermöge der Anordnung ihrer Lager eine geringe Hebung und Senkung gestattet ist, und deren Zweck darin besteht, das Zeugstück auf jedem der Stöcke *K* während einer kurzen Zeit festzuhalten, bis die neu angefangene Falte lang genug ist, um das Zurückgleiten durch die Schwere der vorhergehenden zu verhindern. Den hierzu nöthigen Druck übt die Walze *R* nur vermöge ihres eigenen Gewichtes aus. Kommt nun die genannte Walze beim Fortgange des Wagens gegen die abgeschrägte Kante eines Stockes *K*, so hebt sie sich genügend, um auf die Oberfläche des Stockes hinauf zu steigen, sinkt aber von selbst wieder langsam hinab, wenn sie über die zweite schräge Kante von *K* hingeht.

Es ist nicht gerade immer nothwendig oder räthlich, dass der um *N* aufgerollte Zeug die Walze *P* in einem grossen Theile ihres Umkreises berühre. In einem solchen Falle legt man die Zapfen von *N* hinter kleine Hervorragungen, welche sich auf den ihnen als Unterlage dienenden schiefen Flächen befinden, und es ist dann, indem *N* von *P* entfernt bleibt, allein die Reibung zwischen *P* und *Q*, welche den Stoff vorwärts zieht und abwickelt. Ja man kann unter dieser Voraussetzung die Zeugwalzen ganz ersparen und die Stoffe flach zusammengefaltet auf eine Tafel legen, welche den Platz von *N* einnimmt. Beim Aufnehmen der getrockneten Zeuge ist es jedoch, damit dieselben sich nicht unregelmässig anhäufen, stets nothwendig, die Walzen *N* und *P* mit einander in Berührung zu setzen; es müsste denn sein, dass Arbeiter angestellt würden, welche den Zeug beim Herauskommen zwischen *Q* und *P* mit den Händen in Empfang nehmen und zusammenfalten, was schon der Kostspieligkeit wegen nicht zu empfehlen ist.

Auf folgende Art wird der Walze *P* die Umdrehung und dem gan-

zen Wagen seine fortschreitende Bewegung ertheilt. Eine horizontale, am Ende des Trockenhauses und unter den Balken *H* angebrachte Welle trägt zwei conische Zahnräder, für jeden Wagen eins, wie man bei *n* in *Fig.* 1 sieht. Sie wird von der Bewegungsmaschine, welche die übrigen Maschinerien der Fabrik betreibt, in Bewegung gesetzt, und dreht mittels des Rades *n* ein anderes conisches Rad um, dessen senkrechte Welle *o* die horizontale Axe der grossen Rolle *S* in Umlauf setzt. Zu diesem Ende besitzt die eben erwähnte Axe zwei gleiche, etwas von einander entfernte, mit den kleineren Flächen sich entgegenstehende Kegel-Zahnräder, welche mittels einer gemeinschaftlichen Hülse auf der Axe verschoben werden können, indem man den hierzu bestimmten Ausrückungshebel entsprechend lenkt. In dem Zwischenraume der beiden Räder befindet sich ein anderes (horizontales) conisches Zahnrad von so kleinem Durchmesser, dass es das eine der zwei gleichen Räder nicht berührt, wenn es mit dem andern im Eingriffe ist, ja dass es, zwischen beiden genau in der Mitte stehend, weder dieses noch jenes erreicht. Dieses horizontale Rad sitzt auf dem obern Ende der Welle *o*. Durch dieses, bei vielen anderen Gelegenheiten in der Mechanik angewendete und deshalb hier als bekannt vorauszusetzende Mittel ist man im Stande, die Rolle *S* entweder still stehen, oder links oder rechts umlaufen zu lassen, während die Welle *o* fortfährt, in der unveränderten Richtung sich zu drehen. Es erfolgt hieraus in den namhaft gemachten drei Fällen entweder der Stillstand des Wagens und aller seiner Theile, oder eine Bewegung desselben, wie sie zum Aufhängen der Zeuge erfordert wird, oder endlich die entgegensetzte Bewegung, nämlich jene, die statt finden muss, wenn man die Zeuge von den Stöcken *K* abnehmen will. Es ist nöthig, mit dem Ausrückungshebel (der alle diese Veränderungen hervorbringt, indem er die Hülse mit den zwei Rädern auf der Welle von *S* verschiebt) eine Vorrichtung in Verbindung zu setzen, wodurch er an jeder Stelle in der ganzen Länge des Trockenhauses regiert werden kann; ausserdem würde der Arbeiter jedesmal nach *S* zurückkehren müssen, wenn er anderswo mit dem Wagen beschäftigt ist.

Um die Rolle *S* ist ein ledernes Band oder Seil ohne Ende *r* gelegt, welches das Trockenhaus entlang läuft, und am entgegengesetzten Ende desselben die Rolle *T* (*Fig.* 1) umschlingt. Der obere Theil desselben wird von mehreren Leitungsrollen *t*, *t* unterstützt, um einer starken Senkung zuvorzukommen. Der untere Theil umfasst ungefähr die Hälfte des Umkreises eines grossen unverzahnten, mit der Walze *P* verbundenen Rades *V* (*Fig.* 3), wobei ihm durch zwei Leitungsrollen *s*, *s* die gehörige Richtung gegeben wird. Die unmittelbare Wirkung von der Bewegung des Seiles (welche dieses durch die Umdrehung der Rolle *S Fig.* 1 empfängt) besteht also darin, dass die Walze *P* umgedreht wird, gleichviel, auf welchem Punkte seines Geleises der Wagen sich befinde. An dem Ende der Axe von *P* und *V* ist ein (in *Fig.* 3 nicht sichtbares) Getriebe angebracht, welches in ein grosses Zahnrad *W* eingreift. Letzteres dreht sich lose auf einem an der Seitenwand des Wagengestelles befestigten Zapfen, und ist mit einem zweiten Getriebe verbunden, welches mittels des Zwischenrades *X* auf ein drittes Rad *Y* wirkt. Dieses hat eine lange Axe, welche über die ganze Breite des Wagens reicht und am andern Ende ein gleiches Rad wie *Y* trägt. Durch den Eingriff der beiden Räder *Y* in die gusseisernen Zahnstangen *Z*, welche oben auf den Schienen *F* und auf den Balken *H* liegen,

wird das Fortschreiten des Wagens bewirkt, dessen Zweck schon aus dem Vorhergehenden bekannt ist. Diese Bewegung findet vor- oder rückwärts statt, jenachdem man durch das oben beschriebene Mittel die Rolle *S* links oder rechts umgehen lässt. Es ist schon auseinandergesetzt worden, dass die Bewegung rückwärts zum Aufnehmen der getrockneten Zeuge von den Hängstöcken gebraucht wird.

Das Verhältniss der Anzahl der Zähne an den erwähnten Rädern und Getrieben hängt von der Höhe des Trockenhauses und von dem Durchmesser der Walze *P* ab, wenn die Geschwindigkeit, mit welcher der Wagen fortschreitet, gegeben ist, oder von dieser und dem Durchmesser der Walze *P*, wenn die Höhe des Hängraumes feststeht; kurz, es richtet sich nach dem Verhältnisse zwischen der Geschwindigkeit, mit welcher der Zeug abgewickelt wird, und jener, womit der Wagen seinen Weg durchläuft. Man kann in Bezug auf die Abwickelung des Zeuges nicht über diejenige Gränze der Geschwindigkeit hinausgehen, bei welcher derselbe noch mit Sicherheit die erforderliche Zeit findet, um zwischen den Hängstöcken hinabzusinken. Theoretisch wäre diese Gränze durch den Fallraum in der ersten Secunde gegeben; in der Ausführung möchte sie etwa auf 6 Fuss in der Secunde zu setzen sein. Hiernach durchliefe der Wagen den 8 Zoll betragenden Weg von einem Hängstocke zum andern in 5 Secunden, wenn die Länge der hängenden Zeugfalten zu 15 Fuss, also die ganze Zeuglänge einer Falte zu 30 Fuss angenommen wird. Die Walze *P*, deren Durchmesser 10 Zoll, deren Umkreis also 31,41 Zoll beträgt, muss, um 30 Fuss oder 360 Zoll Zeug zu liefern, 11,46 Umdrehungen machen. Die Räder *Y* haben $11\frac{1}{4}$ Zoll im Durchmesser, also 36,12 Zoll im Umkreise, und führen mithin durch eine Umdrehung den Wagen 36,12 Zoll weit, was eine in derselben Zeit abgewickelte Zeuglänge von $45 \times 36,12 = 1625,4$ Zoll voraussetzt. Hierzu sind $\frac{1625,4}{31,41} = 51,75$ oder $51\frac{3}{4}$ Umgänge der Walze *P* erforderlich, wofür wir 52 setzen. Um diese während eines Umganges von *Y* hervorzubringen, gibt man dem Getriebe der Walze *P* 8, dem Rade *W* 104, dem Getriebe desselben 8, jedem der Räder *Y* 32 Zähne, und der Zahnstange *Z* die der Verzahnung von *Y* entsprechende Theilung. Das Rad *X*, halb so gross als *Y*, wird 16 Zähne erhalten, ist aber, wie man leicht einsieht, ohne Einfluss auf das Verhältniss der Geschwindigkeiten. Hat der Kreis des Rades *V*, worauf das Seil *r* läuft, 2 Fuss Durchmesser, also 6,28 Fuss Umkreis, so muss die Geschwindigkeit des Seiles $\frac{6,28 \times 11,46}{5}$ oder sehr nahe 14,4 Fuss in einer Secunde betragen, wonach die Geschwindigkeit der Rolle *S* mit Rücksicht auf ihren Durchmesser sich von selbst ergibt.

Statt des beschriebenen Räderwerkes könnte ein einfacherer Mechanismus zur Bewegung des Wagens angebracht werden, nämlich an der Axe von *P* eine Schraube ohne Ende, welche durch den Eingriff in ein horizontales Zahnrad die stehende Welle dieses letztern umdrehte. Diese Welle erhielte unten ein Getriebe, welches unmittelbar auf die (nothwendig seitwärts angebrachte) Zahnstange des Wagengeleises zu wirken hätte. Wäre bei dieser Anordnung wie vorher die Bedingung, dass für einen Weg des Wagens von etwa 36 Zoll die Walze *P* 52 Umdrehungen mache, so könnte man der Zahnstange $1\frac{1}{2}$ Zoll Theilung, dem Ge-

triebe 12 Zähne und dem Rade der Schraube ohne Ende 26 Zähne geben (vorausgesetzt, dass die Schraube selbst ein einfaches Gewinde besitzt). Es bedarf kaum der Erinnerung, dass dieser Mechanismus zu beiden Seiten des Wagens vorhanden sein müsste, um den Gang der Maschine gehörig zu erleichtern.

Der Arbeiter, welcher die Maschine beaufsichtigt, begleitet den Wagen, indem er auf einem vierräderigen Sitze Platz nimmt, der auf den nämlichen Geleisen geht und hinten an dem Wagen angehängt ist. Man benutzt diesen Sitz oder kleineren Wagen zugleich auch dazu, die vollen Zeugwalzen herbei- und die leer gewordenen wegzuschaffen, zu welchem Behufe der kleine Wagen von dem Hauptwagen losgemacht und mit den Händen fortgeschoben wird. Da die Hängstöcke oder Sprossen kaum über 6 Zoll breite offene Räume zwischen sich haben, so dienen sie als ein hinlänglich sicherer Fussboden für den Gang des Arbeiters. Wenn dieser die Zeugwalzen in die Maschine legt oder aus derselben nimmt, so steht er auf der Bodenplatte *g* (*Fig.* 3) in der hintern Hälfte des Wagens. *Karmarsch.*

Auflockerungsmaschinen für Bettfedern und Stopfhaare, zugleich zum Reinigen dienend (Federreinigungsapparate, fr. *appareils pour le nettoiement des plumes;* engl. *apparatus for cleansing feathers*). Alle Bettfedern und Stopfhaare müssen vor ihrer Anwendung einem Reinigungs- und Auflockerungsprocesse unterworfen werden, einmal um ihnen die für den Zweck nöthige lose Aggregation zu ertheilen, dann um mannichfache erdige, kalkige u. dergl. theils absichtlich zugesetzte, theils in Folge früherer technischer Processe hineingekommene (wie z. B. der Kalk bei den kurzen Stopfhaaren), theils nur zufällig hineingerathene Unreinigkeiten abzusondern, auch endlich, um (besonders bei den Federn) leichter zersetzbare organische Theile, als Fettigkeiten, Fleischtheile, thierische Feuchtigkeiten u. s. w., welche durch Fäulniss oder als Ansteckungsstoffe nachtheilig wirken könnten, zu zerstören. Alle diese Operationen sind auch nöthig, um gebrauchte Bettfedern und Füllhaare wieder in brauchbaren Stand zu setzen; besonders die zuletzt erwähnte. Die Vorbereitung ist also eine theils mechanische, theils chemische. In letzterer Beziehung hat man sich meist auf die Anwendung der Hitze beschränkt, welche auch, in geeigneter Weise angewendet, vollständig hinreicht. Deshalb hat man auch, wie es scheint, von Chlor und Chlorkalkbädern (nach Richardson) nur wenig Gebrauch gemacht, und die Anwendung feuchter chemischer Mittel ist überhaupt nicht rathsam, da sie den genannten Materialien sehr wesentliche Eigenschaften raubt, die dann immer noch durch Erhitzung und mechanische Bearbeitung wiedergewonnen werden müssen. In früheren Zeiten pflegte man durchgängig die Federn und Haare erst der Sonnen- oder Ofenhitze auszusetzen und dann durch Schlagen mechanisch zu bearbeiten. Lange Haare erfahren ihre mechanische Bearbeitung durch Handkrämpeln oder KRÄMPELMASCHINEN, worüber das Weitere in diesem Artikel nachgesehen werden kann, da die Maschinen für Wolle und Rosshaare wesentlich dieselben bleiben. Kurze Haare und Federn schlägt man mit der Hand oder mittels einer besondern Maschine.

Von einer solchen Maschine, die sich von den folgenden dadurch unterscheidet, dass sie nach vorgängiger anderweiter Vorbereitung nur bei gewöhnlicher Temperatur eine mechanische Auflockerung und Reinigung von kalkigen und erdigen Theilen bewirkt, stellt *Fig.* 12 auf Taf. 25.

einen Aufriss, *Fig.* 13 einen vertikalen Querdurchschnitt dar. Die Maschine rührt von dem Sattlermeister Leo in Hannover her und ist in der 3. und 4. Lieferung der Mittheilungen des Gewerbevereins für das Königreich Hannover (1835) und daraus auch in Prechtl's Encyclopädie Bd. VII. Taf. 133 durch Karmarsch beschrieben und abgebildet. Sie kann recht füglich auch den Hutmachern als Vorbereitungsmaschine dienen. Die ganze Maschine ist aus Holz construirt. Das Gestell besteht aus den vier schrägen Beinen *b* und dem horizontalen Rahmen *a*. Auf letzterem liegt fest ein abgestumpft conischer, aus Fassdauben zusammengefügter und durch Reifen befestigter Behälter *c* (weshalb auch der Rahmen an einem Ende schmäler ist). Der Rumpf *d* nimmt die Haare oder Federn auf. Auf jeder Seite gehen mehrere (rechts drei, links zwei) Pflöcke durch den Rahmen und die Tonnenwand nach innen, und zwar stehen die Pflöcke rechts *e* schräg nach unten, die Pflöcke links *f* schräg nach oben. Die Pflöcke *e* sind oben, die Pflöcke *f* unten schräg abgeschnitten. Am untern Viertel haben die Dauben Löcher (oder besser, das ganze untere Viertel der Tonne besteht aus einem Drahtnetze), damit die Unreinigkeiten herausfallen können. Der Länge nach durch die Tonne geht die vierkantige Axe *i*, deren runde eiserne Zapfen *g*, *h* in Aufsätzen *k k* des Gestelles gelagert sind, und welche mittels der Kurbel *l* von einem Manne umgedreht wird. Die Axe trägt zwei runde hölzerne Scheiben, deren kleinere *m* die engere Oeffnung des Behälters so genau als möglich, ohne die Umdrehung zu stören, ausfüllt. Die grössere *n* steht dagegen so weit von der weiteren Oeffnung ab, dass die Federn und Haare durch die Schwungkraft ins Freie getrieben und dann auf dem Fussboden gesammelt werden können. Diese Scheibe ist durch die Streben *q q* mit der Axe verbunden und durch Querhölzer *p p p* verstärkt. Zwischen den Rändern beider Scheiben sind 16 starke Darmsaiten *o o* so ausgespannt, dass dadurch in der Tonne gleichsam ein zweiter Kegel entsteht. Dieselben hängen an *m* mittels Oehren fest, am andern Ende sind sie an Haken gehangen, welche durch *m* hindurchgehen und mittels Flügelmuttern gespannt werden können. Bei Umdrehung der Axe von rechts nach links gleiten diese Saiten nach einander über die erwähnten Pflöcke (daher deren Richtung und wegen Schonung der Saiten ihre ungleiche Zahl auf beiden Seiten) und werden von diesen geschnellt, wodurch aber der Zweck, das Durcheinanderwerfen der Haare und Federn, erreicht wird.

In neuerer Zeit hat man mehrfach die beiden Operationen der Erhitzung und mechanischen Bearbeitung in eine zusammenzuziehen gesucht und daher die mechanischen Apparate so eingerichtet, dass sie gleichzeitige Erhitzung gestatten, während allen die Grundform eines hohlen Cylinders oder eines Kegels, in dem sich eine Welle mit Schlagwerkzeugen dreht, gemeinschaftlich blieb. Die Erhitzung kann aber bewirkt werden: *a*) durch freies Feuer, wie in dem Apparate von L. Wright; *b*) durch einen erhitzten Luftstrom, wie im Hofmann'schen Apparate; *c*) durch Wasserdämpfe nach Taffin.

Der im *London Journal* (*conj. ser. No. LVII. Dec.* 1836) beschriebene Apparat von Lyman Wright ist mit einigen, denselben deutlicher machenden Veränderungen und in demselben Massstabe, wie der Taffin'sche Apparat, in *Fig.* 9 und 10 in zwei Durchschnitten abgebildet. Der Haupttheil dieses Apparats ist ein an beiden Enden durch starke Böden geschlossener, am Umkreis aber siebartig durchlöcherter

Cylinder *a* von Eisen- oder Kupferblech, welcher an einer Stelle der obern Seite eine Eintragsthür, unten aber eine grosse, wie die punktirte Stellung in *Fig.* 9 zeigt, herabzuklappende Austragsthür hat. Derselbe sitzt unbeweglich an der eisernen Axe *f*, und dreht sich mit derselben in den Zapfenlagern *g g*, welche auf einem gusseisernen Rahmen *b b* ruhen, der seinerseits mittels der Rollen *c c* auf der Schienenbahn *e e* hin und her gleiten kann. Die Axe *f* ist mit mehreren langen Stiften *l* besetzt, und könnte auch hohl hergestellt und mit Löchern versehen werden, wenn man Wasserdämpfe oder desinficirende Gasarten auf den Inhalt wirken lassen wollte. An einem Ende trägt sie natürlich eine Kurbel. Sie geht an beiden Enden durch das centrale Loch eines am Rahmen *b b* unbeweglich befestigten Zahnrades *h h*. Neben ihr befinden sich noch die beiden, ebenfalls mit Stiften *l l* versehenen Wellen *i i* in dem Cylinder, deren Zapfen mit Zahnrädern *k k* versehen sind, und die daher, wenn der ganze Cylinder umgedreht wird, durch die Zahnräder *h h* eine rotirende Bewegung erhalten. Das Ganze ist von einem in das Kamin *n* endigenden Eisenblechmantel *m m* umgeben, dessen vorderer Obertheil die Schienenbahn hindurchlässt und ebenfalls aufgeklappt werden kann, damit man den ganzen Apparat Behufs des Füllens und des Entleerens auf der Schienenbahn herausschieben könne. Unten bei *o* ist eine Rostfeuerung angebracht, welche eben so wenig einer weitern Erläuterung bedarf, als die zu Regulirung der Temperatur nöthigen Züge und Register an den Feuerthüren und im Kamin. Um die unmittelbare Einwirkung des Feuers auf den Cylinder abzuhalten, ist am Rahmen *b* unten der krumme Schild *p* angebracht, welcher sich ebenfalls herabklappen lässt. — Es dürfte schwierig sein, bei diesem Apparate die Temperatur stets so zu reguliren, dass der beabsichtigte Zweck erreicht, aber auch der Cylinderinhalt nicht durch die Hitze beschädigt wird. Oben ist schon bemerkt worden, dass dieser Apparat leicht auch für Anwendung von Wasserdämpfen eingerichtet werden kann.

Eines heissen Luftstromes bedient sich der von C. Hoffmann in Leipzig erfundene, wohl auch hier und da als Löhmann'sche Federreinigungsmaschine bekannte, dem Erfinder und dem Leutnant Löhmann in Sachsen früher patentirte, hier zum ersten Male abgebildete, aber bereits ziemlich verbreitete vortreffliche Apparat, welcher nur für Bettfedern bestimmt ist. *Fig.* 1[a] (Taf. 24.) zeigt denselben in einer hintern, *Fig.* 3[a] in einer vordern Ansicht, *Fig.* 2[a] im vertikalen Längendurchschnitt. Auf einer hölzernen Estrade *a a*, welche, wenn der nach Meissner'schem Princip in einer der jedesmaligen Localität angemessenen Weise zu construirende Luftheizungsofen nicht in einem Souterrain oder Keller angebracht werden kann, hoch genug sein muss, um einen solchen aufzunehmen, steht ein ebenfalls von Bohlen zusammengefügter, parallelepipedischer, jedoch mit etwas nach hinten geneigten Endwänden versehener Kasten *b b*, mit welchem ein ähnlicher, oben geschlossener, aber mit abgeschrägten Seitenwänden versehener *c c* durch Charniere verbunden ist. Die Endwände beider Abtheilungen des Gehäuses haben halbkreisförmige Ausschnitte — die am vordern Theile sind etwas grösser — welche im geschlossenen Zustande des Apparats runde Oeffnungen bilden. Diese Oeffnungen sind durch die beiden hölzernen Scheiben *d* und *e* ausgefüllt, deren jede oben ein viereckiges, durch eine Glasscheibe verschlossenes Beobachtungsfenster *f* hat. *d* hat oberhalb und seitwärts die runde Eintragsöffnung *g*, in welcher der mit einer Furche versehene

Messingring *i* steckt, *e* dagegen unterhalb die halbrunde Austragsöffnung *h*, an welcher ausserhalb mittels der Häkchen *ll* das oben durch eine Glasscheibe geschlossene, unten mit Haken besetzte Messingkästchen *k* angehangen wird. Beide Scheiben sind durch zwölf viereckige Stäbe *mm* dergestalt verbunden, dass eine Art von Cylinder oder abgestumpftem Kegel entsteht, welcher durch eine innerhalb über die Stäbe gespannte Leinwand geschlossen wird. Nur zwischen den beiden untersten Stäben ist statt der Leinwand ein Drahtnetz eingefügt. Dieser ganze Theil des Apparats ist aber auch horizontal in zwei durch Charniere verbundene Hälften getheilt, deren untere in der untern Hälfte des Kastens fest liegt, während die obere nach anfgeklapptem Deckel des Behälters ebenfalls Behufs der Reinigung aufgeklappt werden kann. An den Hälften der Scheiben sind auch die Hälften der messingenen Zapfenlager *oo*, welche die eisernen Enden der hölzernen Welle *n* aufnehmen, angebracht. Diese vierseitige Welle trägt drei Holzkreuze *qqq*, deren Arme am Ende durch schmale Breter *zz* verbunden sind, deren äussere Kante von der Leinwandhülle weit genug absteht, um kein Zerbrechen auch etwas grösserer Federn veranlassen zu können. An dem einen Ende der Welle ist die Kurbel *p* in einer aus *Fig.* 3ª ersichtlichen Stellung gegen die Flügel angebracht. — In dem Behälter ist oben ein Thermometer *s* so angebracht, dass die Kugel sich im Innern befindet, die Scale aber leicht vom Arbeiter beobachtet werden kann. — Unter dem Leinwandcylinder sind zwei geneigte Breter *tt* befestigt, welche mit Oeffnungen versehen sind, über deren jeder ein kleines Blechdach in der bei *u* *Fig.* 2ª angedeuteten Weise angebracht ist. Die thönerne Röhre *v* führt die heisse Luft aus dem Ofen in den Apparat; sie ist oben durch ein dreieckiges Querdach *ww* vor einfallenden Unreinigkeiten geschützt. Nachdem die heisse Luft durch den Apparat circulirt hat, tritt sie bei *x* wieder aus. Es versteht sich, dass die Höhe, in welcher die Röhre *x* in den Kamin oder die Luft ausmündet, zu Erzeugung eines lebhaften Luftzugs geeignet sein muss.

Sollen nun Federn gereinigt werden, so wird zuerst der Ofen so angeheizt, dass die Luft mit + 40°R. oder nach Befinden noch höherer Temperatur in den Apparat tritt. An den Ring *g* wird nun ein Leinwandschlauch gebunden, an dessen Ende mittels eines Ringes wieder das Bettinlet mit den zu reinigenden Federn befestigt wird. Seitlich hat dieser Schlauch einen Zweig, welchen der bei *y* stehende Arbeiter über seinen linken Arm schiebt, um so ohne Verlust an Federn den Inhalt des auf einem Tische zur Seite liegenden Bettes allmälig in den Apparat befördern zu können. Ist der Leinwandcylinder etwa zur Hälfte seiner Höhe mit Federn gefüllt, so setzt der Arbeiter mit der rechten Hand die Kurbel in Bewegung, dreht sie 16 — 18 mal nach der einen Seite und eben so oft nach der andern, dann aber, wenn die Kurbel wie in *Fig.* 3ª steht, ertheilt er der Flügelwelle nur eine oscillirende Bewegung von einer Seite zur andern, wodurch die Federn, welche sich in Folge der Umdrehung schnell in spiralförmigen, sich vermöge der Gestalt des Apparats immer mehr dem hintern Theile nähernden Linien bewegten, allmälig zur hintern Oeffnung hinaus befördert werden, aus der sie in das an die Häkchen von *k* angehangene Bettinlet fallen. — Die schweren Unreinigkeiten fallen durch das Drahtnetz auf die Fläche *tt*, von der sie leicht entfernt werden können. — Die Wirkungen dieses Apparats, welcher bei den angegebenen Dimensionen in zwei Tagen drei vollständige Gebett Bettfedern reinigt, in Bezug auf Reinigung, Desinficirung,

Austrocknung und besonders Auflockerung der Federn, sind nach vielfacher practischer Erfahrung ganz vorzüglich.

Der im *Bullet. de la Soc. d'encourag.* für 1836, S. 241 beschriebene und abgebildete Apparat von TAFFIN, welcher in Frankreich einen grossen Ruf geniesst, ist von allen der complicirteste, wie dies die Anwendung der Wasserdämpfe in doppelter Art mit sich führt. *Fig.* 4 (Taf. 25.) gibt einen Aufriss des ganzen Apparats, bei dem nicht erst erinnert zu werden braucht, dass Biegung der Röhrenleitungen auch jede andere der Localität angemessene Disposition der einzelnen Haupttheile zulässt. *Fig.* 5 ist eine hintere, *Fig.* 7 eine vordere Ansicht, *Fig.* 6 ein vertikaler Längen- und *Fig.* 8 ein vertikaler Querdurchschnitt des Haupttheiles, nämlich des grossen Reinigungscylinders für Federn. Dieser Cylinder *A* ruht unbeweglich auf dem hölzernen Gestelle *a a*; er ist von Kupferblech, und seine beiden, durch vorspringende Ränder, Klammern und Schrauben *b b* befestigten Böden *c* und *d* bilden Kugelabschnitte. Derselbe ist in seinem ganzen Umfange doppelt, so zwar, dass am Umfange die beiden Bleche *e* und *f* ungefähr einen Decimeter weit von einander abstehen. Auch die Böden sind doppelt, indem das innere Blech gerade, das äussere aber gekrümmt ist. Die geraden Bodenbleche schliessen aber den Zwischenraum des Umfangs so, dass zwischen den hohlen Böden und dem Zwischenraume des Umfanges keine unmittelbare Communication statt findet. Durch beide Wände der Deckel hindurch bis in den innern Raum geht einerseits oben die mit dem Rumpfe *h* versehene (und durch einen Deckel *i* verschliessbare) Eintragsöffnung *g*, andrerseits unten die durch eine mit Handhaben versehene Thür *l* verschliessbare Austragsöffnung *k*; beide natürlich so, dass dadurch keine Communication der Duplicaturen mit der Atmosphäre entstehen kann. Der Länge nach durch den ganzen Cylinder geht die viereckige hölzerne Axe *m*, im Innern mit acht Kreuzen *n* versehen, an deren Enden Querhölzer befestigt sind. Ihre eisernen Zapfen *o o* gehen mittels Stopfbüchsen durch die Böden und sind am Ende mit Kurbeln *p p* verbunden. Am obern Theile des Cylinders werden ferner beide Wände von dem trichterförmigen Stücke *q* durchbohrt, welches die im Innern entwickelten Dünste aufnimmt und durch das Rohr *r* in den kleinen Condensationsapparat *s* abführt. Unten tritt durch beide Wände hindurch in den innern Raum das am tiefsten Punkte seiner nach unten gerichteten Krümmung mit einem Hahne zur Ablassung des Wassers versehene Dampfrohr *t*. Bloss mit den Zwischenräumen beider Wände communiciren: das ebenfalls mit Hahn versehene Dampfzuleitungsrohr *u*, das Dampfableitungsrohr *v*, das Sicherheitsventil *w*, die Ablassrohre für Condensationswasser *x x x*; die Verbindung zwischen dem Zwischenraume des Umfangs und den hohlen Böden wird durch die mit Hähnen versehenen Röhren *y*, *z* bewerkstelligt. Eine ganz ähnliche Construction hat der kleine Cylinder *B*, welcher ebenfalls auf einem Holzgestelle a_1 a_1 ruht, und von dem man hier den vordern Boden e_1, den Rumpf h_1, die Kurbel p_1, die hier etwas anders disponirten Röhren y_1 und z_1 und die Ablassrohre x_1 x_1 sieht. — Der Dampfentwickelungsapparat C hat folgende Einrichtung. Ein doppelter, gemauerter Ofen 1 ist mit zwei besondern Feuerungen 2,2 versehen, deren jede ihren kurzen Kamin 3 hat, welche sich in weite Röhren 4 fortsetzen, die oben in eine einzige 5 zusammenstossen. Ueber jeder Feuerung ist eine kupferne Wasserblase eingemauert, die eine, 6, grösser, die andere, 7, kleiner; beide sind mit fest aufgekitteten Hauben 8, mit Sicherheitsventilen 9,

Wasserstandszeigern 10 und Abzugshähnen 11 versehen. 12,12 sind die Register der Essen. Aus dem grossen Kessel führt das Dampfrohr 13 in den Cylinder *A*; es spaltet sich in die bereits erwähnten Röhren *t* und *u*, so dass der Dampf mit Benutzung der Hähne nach Belieben in den innern Cylinder oder in den Zwischenraum gelassen werden kann. Aus dem kleinen Kessel führt das Dampfrohr 14 eben so in den kleinen Cylinder *B*. Die überflüssigen Dämpfe gehen durch das Rohr 15 aus *A*, durch das Rohr 16 aus *B* in das cylindrische Wasserreservoir 17, welches ebenfalls mit dampfdichtem Deckel und mit einem Abzugsrohre 18 versehen ist und durch die Kaltwasserpumpe 19 mittels des Rohres 20 mit Wasser gespeist wird. Aus diesem Reservoir kann das Speisewasser unmittelbar in die Dampfkessel durch die Röhren 21 und 22 eingeführt werden. Auch hier nicht condensirte Dämpfe gelangen durch das Rohr 23 in ein kleineres Kaltwasserreservoir 24, welches durch dieselbe Pumpe gespeist wird. Wenn man den kleinen Kessel nicht heizen will, kann der Cylinder *B* allenfalls auch noch durch die aus *A* zurückkommenden Dämpfe mittels des Rohres 25 (nach Oeffnung des an demselben angebrachten Hahnes) gespeist werden, in welchem Falle man dann den Hahn 26 schliesst und alle Dämpfe erst aus *B* in das grosse Reservoir gelangen. Endlich kann man, wenn auch der Apparat *D* benutzt werden soll, die Dämpfe aus *A* durch die Röhre 27 und aus *B* durch die Röhre 28 unter den doppelten Boden desselben führen, nachdem man durch die betreffenden Hähne den Dämpfen den Weg nach dem Reservoir versperrt hat. Der Apparat *D* besteht aus einem von Fassdauben zusammengefügten Bottich a_2, welcher mit einer luftdicht schliessenden Kupferblechhaube b_2 geschlossen werden kann, deren Abzugsrohr c_2 in einen Schlangenrohr-Condesnationsapparat d_2 führt. In einiger Entfernung vom Boden hat der Bottich einen doppelten, siebartig durchlöcherten Boden e_2, unter welchem die Dampfröhren einmünden.

In den Cylindern *A* und *B* werden Federn gereinigt. Man schüttet sie durch den Rumpf ein und lässt zunächst nur in die Zwischenräume der Cylinderwände und Böden Dampf einströmen, während man die Flügelwelle umdreht; dabei wird die Pressung des Dampfes und dessen Zuströmung so regulirt, dass die Temperatur etwas über 100° steigt. Nach etwa ¼ Stunde lässt man den Dampf auch in das Innere des Cylinders einströmen und dreht dabei fortwährend um; man bezweckt dadurch eine Fortführung der übelriechenden und verdorbenen Stoffe, welche in dem Condensationsapparate verdichtet werden. Nach etwa 10 Minuten schliesst man den Dampf wieder ab und dreht noch einige Zeit, damit die Federn wieder trocken werden, worauf man sie durch die Hinterthür herausnimmt. Der Apparat *D*, welcher mit dem uns vorliegenden Zwecke unmittelbar nichts zu thun hat, bezweckt eine einfache Reinigung der über dem doppelten Boden des Bottichs aufgeschichteten Wolle und Rosshaare durch Dämpfung.

Vergleicht man diesen Apparat mit dem Hofmann'schen, so ist zuvörderst gewiss, dass die trockne heisse Luft den desinficirenden Zweck eben so gut, wo nicht vollständiger und jedenfalls bei gehörig geregelter Lufttemperatur mit weniger Nachtheil für die Federn selbst erreicht, als Wasserdämpfe, da Federn im Allgemeinen Feuchtigkeit nicht gut vertragen. Die Anschaffungs- und Unterhaltungskosten des Taffin'schen Apparates sind bedeutend grösser, wie ohne weitern Beweis einleuchtet, und endlich fehlt dem Taffin'schen Cylinder ganz eine Vorrichtung, durch welche sich specifisch

schwere, z. B. erdige Verunreinigungen absondern könnten. So wenig also zu zweifeln ist, dass man mit dem TAFFIN'schen Apparate den Zweck wenigstens zum grössten Theile erreicht, so sprechen doch die erwähnten Umstände überwiegend zu Gunsten des HOFMANN'schen, welcher in Frankreich nicht bekannt zu sein scheint. *A. Weinlig.*

Auflockerungsmaschinen für Wolle und Baumwolle. Wolle und Baumwolle bedürfen, damit sie zum Verspinnen tauglich werden, mehrere Vorarbeiten, unter welchen die erste darin besteht, die Haare von einander zu lösen, also die ganze Masse des Materials aufzulockern, zugleich aber dasselbe von fremden Körpern, welche zufällig eingemengt sind (Staub, Sand u. s. w.), zu reinigen. Die Auflockerungsmaschinen, welche zu diesem Behufe angewendet werden, sind für die Baumwolle von wesentlich anderer Art als für die Wolle. Letztere besteht aus Haaren von beträchtlicher Länge, welche nicht nur vermöge des in ihnen sitzenden natürlichen Fettes eine Neigung haben, an einander zu kleben, sondern auch durch ihre krause Gestalt und die Structur ihrer Oberfläche geeignet sind, sich zu verfilzen. Die Baumwolle dagegen ist kurz, wenig kraus, und nicht fähig, sich zu filzen; ihre Fasern sind aber durch die starke Zusammenpressung beim Verpacken so dicht an einander gedrückt, dass sie eine Auflockerung in hohem Grade erfordern. Nimmt man hierzu die Feinheit, die viel geringere Festigkeit und Elasticität der Baumwolle im Vergleich mit der Wolle, so ergibt sich leicht die Nothwendigkeit, die Behandlung der Baumwolle beim Auflockern auf eine ganz andere Weite vorzunehmen, als jene der Wolle. Letztere verlangt eine weniger schnelle Bewegung der auflockernden Maschinentheile, wenn sie nicht bedeutend zerrissen werden soll, gestattet aber eine kräftigere Wirkung derselben; die Baumwolle wird zweckmässiger durch schnell bewegte, aber minder kraftvoll einwirkende Vorrichtungen bearbeitet.

A. Auflockerungsmaschinen für Wolle. Man hat, jedoch bis jetzt ohne sonderlichen Erfolg und ohne allgemeinere Verbreitung, Maschinen gebaut, von welchen die Wolle durch hölzerne, mittels eines Mechanismus in Bewegung gesetzte Stäbchen geklopft wurde, wie es gewöhnlich aus freier Hand geschieht, um eine vorgängige Auflockerung und Reinigung zu bewirken (s. KLOPFMASCHINE). Hiervon abgesehen, lassen sich alle übrigen hierher gehörigen Maschinen wesentlich auf eine einzige Grundconstruction zurückführen, und sind eigentlich nur Abänderungen einer Maschine, welche man mit dem Namen WOLF (fr. *loup;* engl. *devil, willey*) belegt. Durch ein über zwei Walzen geführtes, endloses Zuführtuch wird die auf dasselbe gelegte Wolle zwei geriffelten eisernen Cylindern überliefert, welche sie zwischen sich hineinziehen, auf der entgegengesetzten Seite allmälig wieder herausschaffen, und einer etwa 3 Fuss im Durchmesser grossen hölzernen Trommel darbieten. Letztere ist in vier oder mehreren Reihen mit zugespitzten (geraden oder gekrümmten) eisernen Zähnen besetzt, und dreht sich schnell um ihre (horizontale) Axe. Die Zähne fassen dabei die Wolle vor den Riffelwalzen, ziehen sie mit sich, und lassen die Unreinigkeiten fallen, welche durch einen unter der Trommel angebrachten Siebboden durchgelassen werden. Oberhalb der Trommel, concentrisch mit derselben, ist ein bogenförmiges Dach angebracht, auf welchem oft inwendig ebenfalls spitzige Zähne von Eisendraht stehen, um das Auseinanderziehen der Wollhaare zu befördern. An der den Riffelwalzen gegenüberstehenden Seite der Trommel befindet sich eine

Oeffnung, bei welcher durch die Centrifugalkraft die Wolle herausgeschleudert wird, und hier ist sehr gewöhnlich noch eine mit Stöcken strahlenartig besetzte Welle angebracht, welche durch ihre schnelle Axendrehung die Wolle noch durchschüttelt und die Absonderung der Unreinigkeiten vollendet. — Das Nähere kommt in dem Artikel WOLF vor.

B. Auflockerungsmaschinen für Baumwolle. Die Auflockerung der Baumwolle, mit welcher jederzeit zugleich eine Reinigung von Staub und Sand, gar zu kurzen Härchen und Ueberresten der Samenkörner verbunden ist, wird auf mancherlei Weise bewirkt, wobei man sich in der Wahl der Maschinen hauptsächlich durch die Beschaffenheit der Baumwolle (ihre Feinheit, Länge und grössere oder geringere Unreinheit), sowie durch die Feinheit der daraus zu erzeugenden Gespinnste bestimmen lässt. Die feinsten und längsten Sorten, welche zu den höchsten Feinheitsnummern verarbeitet werden, lockert man durch Schlagen mit Stäbchen aus freier Hand auf, statt dessen Schlagmaschinen bis jetzt nur mit zweifelhaftem Erfolge versucht worden sind. Für gewöhnliche Sorten zu Garnen von mittlerer und geringer Feinheit sind jetzt allgemein die sogenannten Flackmaschinen (auch Schlagmaschinen genannt) im Gebrauch. Sehr grobe und sehr unreine Baumwolle bearbeitet man im Wolfe. Die genaue Beschreibung aller dieser Maschinen liefern die Artikel SCHLAGMASCHINE und WOLF; das hier Folgende ist eine vorläufige kurze Characteristik zur Uebersicht.

1) Schlagmaschine, Klopfmaschine (fr. *machine à battre;* engl. *batting machine*) mit Stäbchen, welche nach Art der aus freier Hand geführten die Baumwolle klopfen, schonen die Fasern derselben am meisten, zerreissen keinen Theil derselben, und würden so eine treffliche Vorbereitung zur fernern Auflockerung gewähren, wenn nicht ihre Construction, so einfach und nahe liegend sie an sich zu sein scheint, noch einigen Schwierigkeiten, besonders hinsichtlich des ökonomischen Effectes, unterworfen wäre. Sie kommen aus diesem Grunde gewöhnlich nicht in den Baumwollenspinnereien vor.

2) Flackmaschinen, Schlagmaschinen (fr. *batteurs*) wirken auf zweierlei Weise auflockernd. Ihr Haupttheil ist ein aus zwei Armen bestehender, mit sehr grosser Geschwindigkeit in einem geschlossenen Raume um seine Axe gedrehter Schläger oder Windfang, welcher einerseits durch seine eigene mechanische Gewalt die ihm mittels Riffelwalzen gleichmässig zugeführte Baumwolle schlägt und zertheilt, andrerseits (gewöhnlich in Gemeinschaft mit einem Windrade) einen lebhaften Luftzug erregt, durch welchen die Fasern noch mehr aus einander geworfen werden. Schwerere Unreinigkeiten fallen hierbei durch ein unter dem Schläger angebrachtes Gitter; Staub und ganz kurze Fäserchen werden von dem Luftzuge fortgeführt und durch eine Siebtrommel von den spinnbaren Fasern getrennt. Man lässt die Baumwolle durch zwei Flackmaschinen gehen. Die erste (Putzmaschine, fr. *batteur éplucheur;* engl. *blowing machine, blower, scutcher*) enthält zwei Schläger hinter einander, und bewirkt also eine zweimalige Bearbeitung der Baumwolle, welche zuletzt als eine lockere und noch nicht völlig gereinigte Masse hervorgeht. Die zweite Maschine (Wattenmaschine, fr. *batteur étaleur;* engl. *spreading machine, spreader*) hat nur einen, viel schneller umlaufenden Schläger, und enthält zugleich eine Vorrichtung, wodurch die nun schon ziemlich gereinigte Baumwolle in Form einer lose zusammenhängenden Fläche (Watte, Pelz) auf eine Walze gewickelt wird, die man

sodann der Kratzmaschine vorlegt. — Die Flackmaschinen arbeiten schnell und sehr wirksam; aber es geschieht leicht, dass durch dieselben die Fasern der Baumwolle theilweise abgerissen werden, was für die Erzeugung der feinsten Garne besonders nachtheilig ist, weil man hier suchen muss, der Baumwolle ihre volle Länge zu erhalten.

3) Der Wolf (fr. *loup;* engl. *devil*, *diviling machine*, *opening machine*) ist von ähnlicher Einrichtung wie für die Wolle. Eine Abänderung desselben ist der Willow (engl. *willow*), der statt spitziger Drahtzähne stumpfe, abgerundete, eiserne Stifte besitzt, und zur Vorbereitung langer, sehr unreiner Baumwollsorten dient, bevor dieselben auf die Flackmaschine gebracht werden. *Karmarsch.*

Aufschlagwasser. Man versteht unter Aufschlagwasser (fr. *eau motrice;* engl. *motive water*) dasjenige Wasser, welches als Beweger (fr. *moteur;* engl. *motor*) einer Maschine wirkt, d. h. dessen bewegende Kraft (fr. *force motrice;* engl. *motive force*) eine Maschine, z. B. ein Wasserrad oder eine Wassersäulenmaschine, in Bewegung setzt und erhält. Das Wasser theilt einer Maschine seine bewegende Kraft entweder durch Druck (fr. *pression;* engl. *pressure*) oder durch Stoss (fr. *choc;* engl. *impact*) mit. Die mechanische Wirkung (fr. *travail mécanique;* engl. *mechanical work*), welche dasselbe durch die Maschine hervorzubringen vermag, hängt von der Wassermenge (fr. *dépense d'eau;* engl. *quantity of water*) m ab, welche in einer gewissen Zeit, z. B. in einer Zeitsecunde, zur Wirkung kommt, und von der Geschwindigkeit v, mit welcher dieses Wasser vor der Wirkung sich bewegt, oder, was dasselbe ist, von dem Gefälle (fr. *chute;* engl. *fall*) des Aufschlagwassers, d. i. von der Höhe h, von welcher man dieses Wasser bei der Wirkung herabsinken lassen kann.

Diese mechanische Wirkung des Aufschlagewassers ist

$$1000\,mh = 1000\,m\,\frac{v^2}{2g} = 50{,}975\,mv^2 \text{ Kilogramm-Meter,}$$

wofern nämlich g die Beschleunigung der Schwere $= 9{,}8088$ Meter bezeichnet. Wäre hiernach z. B. das Aufschlagewasserquantum in der Secunde $= 0{,}75$ Cubikmeter, also dessen Gewicht 750 Kilogramm, und das Gefälle $h = 8$ Meter, so ist die diesem Aufschlag entsprechende mechanische Arbeit oder Leistung $= 750 . 8 = 6000$ Kilogramm-Meter, d. h. es kann dieses Wasser, wenn es zur Wirkung kommt, in jeder Secunde eine Last von 6000 Kilogramm auf 1 Meter, oder eine Last von 600 Kilogramm auf 10 Meter, oder eine Last von 60 Kilogramm auf 100 Meter u. s. w. hoch heben.

Hat aber die obige Wassermenge eine Bewegung von 5 Meter Geschwindigkeit, so ist das entsprechende Gefälle $h = \frac{5^2}{2 . 9{,}8088} = 1{,}2743$ Meter, und demnach in diesem Falle die zu Gebote stehende Leistung $= 750 . 1{,}2743 = 955{,}725$ Kilogramm-Meter.

Will man die Leistung durch Pfunde und Fusse ausdrücken, so muss man statt 1000 das Gewicht des Cubikfusses Wasser setzen und die Beschleunigung der Schwere ebenfalls in Fussen ausdrücken, wobei zu bemerken ist, dass nach deutschem Schriftgebrauche mit g gewöhnlich nicht die Beschleunigung der Schwere, sondern der halb so grosse Fallraum in der ersten Zeitsecunde bezeichnet wird. So ist z. B. für das

rheinländische oder preussische Mass $g = 31{,}25$ Fuss (oder nach deutschem Schriftgebrauch $g = 15\frac{5}{8}$) und das Gewicht eines Cubikfusses Wasser $= 66$ Pfund, daher die Leistung bei m Cubikfuss Aufschlag und h Fuss Gefälle oder v Fuss Geschwindigkeit

$$66\,mh = \frac{66\,mv^2}{4.15{,}625} = 1{,}056\,.mv^2 \text{ Fusspfund.}$$

Gewöhnlich setzt man auch die Leistung $= m\gamma.h = m\gamma.\frac{v^2}{4g}$, wo dann γ das Gewicht der Raumeinheit Wasser und $g = 4{,}9044$ Meter $= 15{,}625$ Fuss ist.

Diese Leistung kann das Wasser nur dann hervorbringen, wenn es vollständig zur Wirkung gelangt. Hierzu gehört aber, dass es ohne allen Stoss, also nur durch Druck auf die Maschine wirke, und dass es sich nach der Wirkung ganz ohne Geschwindigkeit von der Maschine entferne. Der Verlust der Leistung durch den Anstoss wächst mit dem Quadrate der Differenz zwischen der Geschwindigkeit v des Wassers und der Geschwindigkeit c des gestossenen oder des die Wirkung aufnehmenden Maschinentheiles, z. B. der Schaufel des Wasserrades. Es ist der algebraische Ausdruck für diesen Verlust, (wenn von nun an da, wo nicht das Gegentheil ausdrücklich erwähnt wird, $g = 9{,}8088^m$ oder $31{,}25'$ preuss. ist,) $m\gamma.\frac{(v-c)^2}{2g} = 50{,}975\,m\,(v-c)^2$ Kilogramm-Meter.

Wäre z. B. die Geschwindigkeit c des empfangenden Maschinentheiles $= 2$ Meter, so würde für den vorigen Fall, wo $m = 0{,}75$ und $v = 5$ war, der Verlust an Leistung durch den Stoss $= \frac{750.(5-2)^2}{2g} = 38{,}231.9$ $= 344{,}081$ Kilogramm-Meter sein.

Verlässt das Wasser die Maschine mit der Geschwindigkeit v_1, die gemeiniglich $= c$ ist, so behält es noch die mechanische Wirkung $m\gamma.\frac{v_1^2}{2g}$, die es der Maschine ebenfalls entzieht. Nehmen wir z. B. für die Geschwindigkeit des fortgehenden Wassers die Geschwindigkeit c der Maschine, also $v_1 = 2$ Meter an, so bekommt man als Verlust an Leistung $= \frac{750.2^2}{2g} = 50{,}975\,.3 = 152{,}925$ Kilogramm-Meter.

Von Rädern, auf welche das Wasser nur durch Stoss wirkt, ist daher nur folgende mechanische Leistung zu erwarten:

$$1000\,m\frac{v^2}{2g} - 1000\,m\frac{(v-c)^2}{2g} - 1000\,m\frac{c^2}{2g} = \frac{1000\,mc\,(v-c)}{g}$$

$= 101{,}95\,mc\,(v-c)$ Kilogramm-Meter.

Diese Leistung ist demnach am grössten für $c = \frac{1}{2}v$, d. i. in dem Falle, wenn die Schaufeln mit der halben Geschwindigkeit des ankommenden Wassers ausweichen. Sie ist dann $= 25{,}4875\,mv^2$ Kilogramm-Meter, d. i. nur halb so gross als die ganze disponible Leistung; es geht also selbst im günstigsten Falle die halbe Leistung verloren.

Es erhellet hieraus, dass es weit zweckmässiger ist, das Wasser mehr durch Druck als durch Stoss auf die Maschinen wirken zu lassen.

Deshalb ist auch die Wirkung der unterschlägigen Wasserräder mit krummen Schaufeln grösser als die der unterschlägigen Wasseräder mit geraden oder ebenen Schaufeln.

Um die Zweckmässigkeit oder Güte einer hydraulischen Maschine anzugeben, bedient man sich des sogenannten Wirkungsgrades (s. MASCHINE), d. i. des Verhältnisses, in welchem die hervorgebrachte Leistung der Maschine zur absoluten Leistung des Wassers oder Bewegers steht. Wenn man z. B. bei 4 Meter Gefälle und 2 Cubicmeter Wasser in der Secunde durch ein Wasserrad eine mechanische Leistung von 5000 Kilogramm-Meter erlangt, so ist der Wirkungsgrad $= \frac{5}{8}$, da ja die absolute oder disponible Leistung $= 1000 . 2 . 4 = 8000$ Kilogramm-Meter ist. Verschiedene Maschinen haben natürlich bei verschiedenen Verhältnissen und bei verschiedenem Gange unter verschiedenen Umständen verschiedene Wirkungsgrade, wie aus den Artikeln WASSERRAD und WASSERSÄULENMASCHINE zu ersehen ist. Das Wasser lässt sich zum Umtriebe von Maschinen mit mehr Vortheil gebrauchen als jeder andere Beweger; wenigstens ist die Wasserkraft in den gewöhnlichen Fällen die beste und wohlfeilste, und diejenige, die man sich am leichtesten verschaffen kann. Die animalische Kraft ist in der Regel sehr kostspielig, die Dampfkraft nur da mit Vortheil anzuwenden, wo Brennmaterial in hinreichender Menge vorhanden ist, und die Windkraft ist wegen ihrer Veränderlichkeit und Unbeständigkeit zu vielen Zwecken gar nicht anwendbar. Wenn man mit der Maschine an einen gewissen Ort gebunden ist, oder wenn man bedeutende Kräfte nöthig hat, so kann allerdings auch die Herbeischaffung der nöthigen Aufschlagwassermenge grosse Kosten verursachen, wie z. B. bei dem Bergbau, wo man bedeutende Teichanlagen zum Sammeln, und lange Canäle, Röschen und Gerinne zum Fortführen des Wassers nöthig hat. In solchen Fällen ist es natürlich auch höchst nothwendig, solche Maschinen auszuwählen und solche Constructionen und Verhältnisse anzuwenden, welche die Wasserkraft möglichst benutzen, nämlich den grössten Wirkungsgrad geben. Hat man ein bedeutendes Gefälle, so dass man zu dessen Benutzung mehrere übereinander hängende oberschlägige Wasserräder nöthig hätte, so ist es schon in ökonomischer Beziehung vorzuziehen, statt dessen eine einzige Wassersäulenmaschine oder ein Fourneyron'sches Kreiselrad (Turbine) in Anwendung zu bringen. Ist umgekehrt das Gefälle sehr klein, so dass man es nur zum Betriebe eines unterschlägigen Rades benutzen könnte, so wird man wegen Kraftersparniss diesem Rade wenigstens krumme Schaufeln geben, also ein Poncelet'sches Rad oder eine Turbine anwenden, weil diese Räder mehr durch den Druck als durch den Stoss des Wassers in Bewegung gesetzt werden, und eben deshalb einen grösseren Wirkungsgrad haben, als ein gemeines unterschlägiges Rad mit ebenen Schaufeln, auf welches das Wasser nur durch Stoss wirkt. Aus demselben Grunde lässt man auch mittel- und unterschlägige Räder gern in einem Kropfe gehen, weil dieser das Wasser in den Radzellen zurückhält, so dass es im Rade sinkend noch durch Druck wirken kann.

Bei der Auswahl der Maschine, welche eine disponible Aufschlagwassermenge nutzbar machen soll, sieht man auch mit auf die Bewegung, welche man mit derselben erzielt, weil es offenbar Gewinn bringt, wenn die Umtriebsmaschine schon die erforderliche Bewegung erzeugt, oder wenn wenigstens nicht viele Zwischenmaschinen nöthig sind, um das Um-

setzen der einen Bewegung in die andere zu bewirken. Aus diesem Grunde sind Wassersäulenmaschinen sehr geeignet zum Bewegen von Pumpen oder sogenannten Künsten, weil ja die Wassersäulenmaschine schon die auf- und niedergehende Bewegung hat, welche den Pumpen oder Gestängen, woran diese angeschlossen sind, zu geben ist. Aus demselben Grunde sind die Fourneyron'schen Kreiselräder sehr geeignet zum Umtriebe von Spinnereien, weil man bei denselben eine schnelle rotirende Bewegung nöthig hat, die durch die stehende Welle des Kreiselrades leicht zu erlangen ist.

Nur da, wo das Aufschlagwasser mit bedeutendem Kostenaufwand nach der ausübenden Maschine fortgeführt werden müsste, zieht man es vor, die Wasserleitung durch eine Zwischenmaschine zu ersetzen, welche die erzeugte Bewegung nach dem gegebenen Orte leitet. So findet man z. B. nur noch selten die Bewegung eines Wasserrades in horizontaler Richtung durch ein Gestänge nach dem entfernten Pumpenwerke fortgepflanzt. Kommt es auf eine Kraftersparniss nicht an, hat man also entweder Wasser oder Gefälle in übergrosser Menge, so wird man natürlich bei der Auswahl der Maschine und ihrer Verhältnisse weniger auf ihren Wirkungsgrad als auf ihre Wohlfeilheit, und nur noch darauf sehen, dass sie die beabsichtigte Bewegung vollkommen hervorbringe. So wendet man z. B. ein gemeines unterschlägiges Rad auch häufig da an, wo man hinreichendes Gefälle zu einem mittelschlägigen oder Kropfrade hat, weil es hinreicht, eine verlangte Wirkung hervorzubringen, und weniger Kostenaufwand verursacht als ein anderes Rad. So sind in den Alpen und andern Gebirgen einfache horizontale Wasserräder, die sogenannten Muschel- oder Stossräder, zum Umtriebe der Mahlmühlen gewöhnlich, weil man dort überflüssiges Gefälle hat und den Läufer unmittelbar auf die stehende Welle des Rades setzen kann. Eben so hängt man an andern Orten die unterschlägigen Räder in das unbegrenzte Wasser, wiewohl man weiss, dass dadurch das Minimum an Leistung gewonnen wird, weil es viel Kosten verursachen würde, wenn man einen Theil des Wassers aus einem Flusse oder Strome ableiten und in einem Graben oder Gerinne auf ein Wasserrad führen wollte.

Der Anlegung einer Maschine, welche durch Wasserkraft in Bewegung erhalten werden soll, muss eine Bestimmung dieser Kraft vorausgehen, nicht nur um zu wissen, ob diese zur Hervorbringung einer gegebenen oder gewünschten Leistung hinreicht, sondern auch, um die ganze disponible Leistung selbst zu kennen. Da diese Leistung aber von der Wassermenge, welche in einer gegebenen Zeit, z. B. in einer Secunde, zufliesst, und von dem Gefälle zugleich abhängt, so muss zunächst eine Wassermessung und ein Nivellement vorgenommen werden.

Die Wassermenge einer Quelle oder eines kleinen Baches findet man, indem man das Wasser durch einen aus Pfählen und Bretern bestehenden und in der Mitte mit einer Oeffnung versehenen Einbau einschliesst, so dass es nur durch diese Oeffnung abfliessen kann. Misst man nun nach dem Eintritt des Beharrungszustandes, d. i. dann, wenn der Wasserspiegel weder steigt noch fällt, wenn also eben so viel Wasser abfliesst als zuströmt, die Druckhöhe und die Dimensionen der Ausflussöffnung, so lässt sich aus den erhaltenen Resultaten die Wassermenge berechnen.

Ist die Druckhöhe, d. i. die Höhe des Wasserspiegels über der

Mitte der nicht sehr hohen Oeffnung $= h_1$ und der Querschnitt dieser Oeffnung $= a$, so hat man die durchfliessende theoretische Wassermenge in der Secunde $m = a\sqrt{2gh}$, welche aber noch mit einem gewissen Erfahrungscoefficienten, der im Mittel 0,619 ist, multiplicirt werden muss, um das wirkliche Wasserquantum in dieser Zeit zu geben.

In den Tabellen No. VIII. und No. IX. des Artikels AUSFLUSS sind die Ausflusscoefficienten n, womit man die theoretische Wassermenge multipliciren muss, um die effective oder wirkliche Wassermenge zu erhalten, wie sie verschiedenen Druckhöhen (h) und verschiedenen Oeffnungshöhen (e) zugehören, zusammengestellt; man hat daher im benöthigten Falle den entsprechenden auszuwählen.

Ist z. B. die Oeffnung ein Rechteck von 3 Decimeter Länge und 2 Decimeter Höhe, und steht der Wasserspiegel 1,2 Meter über der Mitte dieser Oeffnung, so erhält man die theoretische Wassermenge

$$m = 0{,}3 . 0{,}2\sqrt{2 . 9{,}81 . 1{,}2} = 0{,}06\sqrt{23{,}54}$$
$$= 0{,}06 . 4{,}852 = 0{,}2911 \text{ Cubikmeter,}$$

und wenn man damit den aus der Tabelle VIII. genommenen Coefficienten multiplicirt, so erhält man die effective Wassermenge

$$m_1 = 0{,}603 . 0{,}2911 = 0{,}1755 \text{ Cubikmeter,}$$
$$\text{also } pro\ min. = 10{,}53 \text{ Cubikmeter.}$$

Da es oft sehr lange dauert, ehe der Beharrungszustand durch Stellung des Schutzbretes erzielt wird, so dass oft während der Beobachtung der Wasserspiegel noch etwas steigt oder sinkt, also nicht eben so viel Wasser durchströmt als zufliesst, so kann man auch folgendes Verfahren anwenden.

Man hebe das Schutzbret so weit auf, dass mehr Wasser abfliesst als zuströmt; dann beobachte man in gleichen Zeitintervallen den Stand des Wasserspiegels oder die Höhen, um welche derselbe allmälig sinkt. Endlich schliesse man am Ende einer gewissen Zeit das Schutzbret völlig, und beobachte die Zeit, innerhalb welcher der Wasserspiegel auf die anfängliche Höhe steigt. Aus den Ergebnissen dieser Beobachtungen lässt sich nun die zufliessende Wassermenge auf folgende Weise berechnen.

Nach einer im Artikel AUSFLUSS gegebenen Regel berechnet sich aus den in einerlei Zwischenzeit t beobachteten Druckhöhen h_0, h_1, h_2, h_3 und h_4 und der Grösse a der Ausflussöffnung die entsprechende Ausflussmenge durch die Formel

$$M = \frac{nat\sqrt{2g}}{3}\left(\sqrt{h_0} + \sqrt{h_4} + 4\left(\sqrt{h_1} + \sqrt{h_3}\right) + 2\sqrt{h_2}\right)$$
$$= 1{,}476\, nat\left(\sqrt{h_0} + \sqrt{h_4} + 4\left(\sqrt{h_1} + \sqrt{h_3}\right) + 2\sqrt{h_2}\right) \text{ Cubikmeter.}$$

Diese Zwischenzeit t ist nun 4 mal zu nehmen, um die ganze Zeit während der Oeffnung des Schutzbretes zu finden, und addirt man hierzu noch die Zeit t_1 während des Verschlusses und des Zurücksteigens des Wasserspiegels auf die erste Höhe, so bekommt man die ganze Beobachtungszeit $4t + t_1$, während welcher obige Wassermenge zugeflossen sein muss. Es ergibt sich sonach die in der Secunde zufliessende Wassermenge $m = \frac{M}{4t + t_1}$.

Beispiel. Wären die in den Zeiten

0″; 45″; 90″; 135″; 180″ beobachteten

Druckhöhen 1,30^m; 1,10^m; 0,81^m; 0,63^m; 0,46^m; also die

Quadratwurzeln 1,140; 1,049; 0,900; 0,794; 0,678;

so hätte man die Grösse unter der Parenthese

$$1{,}140 + 0{,}678 + 4\,(1{,}049 + 0{,}794) + 2 \cdot 0{,}900$$
$$= 1{,}818 + 7{,}372 + 1{,}800 = 10{,}990.$$

Wäre nun noch die Breite der Schutzöffnung 1 Meter und die Höhe $= 0{,}3$ Meter, also der Inhalt der Mündung 0,3 Quadratmeter, so würde sich die theoretische Wassermenge

$$M = 1{,}476 \cdot 0{,}3 \cdot 45 \cdot 10{,}990 = 219 \text{ Cubikmeter ergeben.}$$

Der Ausflusscoefficient ist aber $= 0{,}603$, demnach die effective Wassermenge

$$M = 0{,}603 \cdot 219 = 132 \text{ Cubikmeter.}$$

Ist endlich die Zeit zum Zurücksteigen des Wasserspiegels bei geschlossener Oeffnung 132″, so ist die ganze Beobachtungszeit

$$4 \cdot 45'' + 132'' = 180'' + 132'' = 312'';$$

demnach die in der Secunde zufliessende Wassermenge

$$m = \frac{132}{312} = 0{,}423 \text{ Cubikmeter.}$$

Es ist oft bequem, wenn man, statt das Wasser durch eine Oeffnung unter dem Wasserspiegel fliessen zu lassen, dasselbe über einen Ueberfall (*déversoir*) abfliessen lässt, und nun aus der Breite dieses und aus der Druckhöhe des darüberhin fliessenden Wasserstromes die Wassermenge berechnet.

Ist die Breite des Wasserstromes $= b$ und der Wasserstand, d. i. die Höhe des Wasserspiegels über der Ueberfallschwelle (etwas oberhalb dieser gemessen) $= h$, so muss man die theoretische Ausflussmenge

$$m = \tfrac{2}{3} b \sqrt{2gh^3} \text{ setzen.}$$

Die wirkliche Ausflussmenge ist aber wieder das Product aus der theoretischen und einem gewissen Ausflusscoefficienten, der zwar im Mittel 0,62 ist, jedoch am richtigsten von der Tabelle XXVII im Artikel AUSFLUSS angegeben wird. Dieser zufolge ist er für breite Ueberfälle grösser als für schmale.

Wäre z. B. die Breite $b = 0{,}50^m$ und der Wasserstand oder die Druckhöhe $h = 0{,}10^m$, so würde die Tabelle $n = 0{,}631$ geben, woraus nun die Ausflussmenge

$$m = 0{,}631 \cdot \tfrac{2}{3} \cdot 0{,}5 \sqrt{19{,}62 \cdot 0{,}1} = 0{,}2103 \sqrt{1{,}962}$$
$$= 0{,}2103 \cdot 1{,}40 = 0{,}294 \text{ Cubikmeter folgt.}$$

Wenn man nicht die Druckhöhe, sondern nur die Höhe des Wasserstrahles über der Ueberfallschwelle messen kann, so wird die Bestimmung unsicherer, weil das Verhältniss zwischen diesen beiden Höhen nicht constant ist.

Geht der Ueberfall über den ganzen Graben herüber, so dass er sich an die Seiten desselben anschliesst, so kann man annehmen, dass die

Druckhöhe $\frac{5}{4}$ von der Höhe oder Dicke des Wasserstrahles ist; ausserdem ist sie noch kleiner, auch ist es dann sicherer den Wasserstand in den Ecken zwischen der Ueberfallwand und den Seitenwänden des Canals zu messen. Mehreres hierüber ist in dem Artikel AUSFLUSS nachzusehen.

Um kleine Wassermengen zu messen, kann man sich auch des Wasser- oder Brunnenzolles (fr. *pouce d'eau* oder *pouce de fontainier*) bedienen, wiewohl man dadurch ein sehr genaues Resultat nicht gewinnt. Dieser Wasserzoll ist dasjenige Wasserquantum, welches durch eine vertikale kreisförmige Oeffnung von 1 Zoll Durchmesser in der dünnen Wand fliesst, wenn der höchste Punkt derselben nur 1 Linie unter dem Wasserspiegel liegt. Will man nun wissen, wie viel eine Quelle, die man vielleicht zur Beaufschlagung einer Wassersäulenmaschine oder einer Turbine mit benutzen will, Wasser liefert, so sperrt man das Wasser durch eine Bretwand ab, in welcher eine Reihe von solchen, in horizontaler Linie neben einander liegenden runden Mündungen angebracht ist. Wenn man nun findet, dass das Wasser beim Ausfliessen diese Oeffnungen nicht füllt, so verschliesst man einige davon durch Stöpsel. Hat man es dahin gebracht, dass das Wasser nicht allein durch alle offenen Löcher voll ausfliesst, sondern auch nur eine Linie über denselben steht, so ist die Messung beendigt. Die Anzahl der offenen Mündungen bestimmt dann die Anzahl der Wasserzolle.

Kleinere Wassermengen drückte man sonst in Wasserlinien (fr. *lignes d'eau*) aus, deren der Wasserzoll 144 enthält. Man bediente sich deshalb auch noch kleinerer runder Mündungen von 1, $1\frac{1}{2}$, 2 Linien u. s. w. Durchmesser bei ebenfalls 7 Linien Druckhöhe.

Es ist wichtig zu wissen, welche Wassermenge nun eigentlich einem Wasserzoll zukommt, um eine in Wasserzollen gegebene Wassermenge in gewöhnlichen Raumeinheiten ausdrücken zu können. Hierin weichen aber die Schriftsteller sehr von einander ab.

Der jetzt allgemein angenommene Wasserzoll gibt

in 24 Stunden	19,1953	Cubikmeter	Wasser
in 1 Stunde	0,7998	-	-
in 1 Minute	0,01333	-	-
in 1 Secunde	0,0002222	-	-

Mariotte und nach ihm auch Bélidor, Perronet, Gauthey u. s. w. geben den Wasserzoll *pro min.* zu 14 Pinten (fr. *pintes*) von 2 Pfund (fr. *libres*) Gewicht an, was für 24 Stunden 576 Cubikfuss oder 19,7437 Cubikmeter gibt.

Nach Couplet (*Mém. de l'Acad. des sciences* 1732) ist der Wasserzoll $= 13\frac{1}{3}$ Pinten zu 48 Cubikzoll *pro min.*, also für 24 Stunden $= 18{,}2804$ Cubikmeter. Ferner findet Bossut durch wiederholte Versuche den Wasserzoll nur 628 Cubikzoll *pro min.* $= 17{,}9388$ Cubikmeter in 24 Stunden.

Es hat endlich noch Prony (*Mém. de l'Acad. des sciences*, 1817, *p.* 428) eine andere Einheit vorgeschlagen, welche er den Wassermodul nennt. Sein Werth ist 20 Cubikmeter in 24 Stunden. Diese Wassermenge wird durch eine kreisrunde Oeffnung von $0{,}02^m$ Durchmesser ausfliessen, wenn deren Mittelpunkt 0,05 Meter vom Wasserspiegel absteht, die Wanddicke $0{,}017^m$ misst, und das Wasser mit vollem Querschnitte, also ohne Contraction ausfliesst.

Um die Wassermenge grösserer Bäche, so wie die von Flüssen und Strömen zu finden, muss man an einer Stelle, wo dieselben bei einem wenig veränderlichen Querschnitte sehr gleichförmig fliessen, das mittlere Querprofil und die mittlere Geschwindigkeit messen. Das Product aus dieser Geschwindigkeit und dem Inhalte jenes Querprofiles gibt dann die gesuchte Wassermenge.

Die Geschwindigkeit wird entweder bloss mit Hülfe eines schwimmenden Körpers oder durch Wassermessinstrumente oder HYDROMETER vorgenommen.

Schwimmer oder schwimmende Körper, z. B. Stücke von Eichenholz, geben nur die Geschwindigkeit des Wassers an der Oberfläche an. Man wählt, um den Einfluss der Luft möglichst zu beseitigen, gern solche Körper dazu aus, die nur wenig specifisch leichter sind als Wasser, wie z. B. manche wenig Wasser ansaugende oder vorher überfirnisste Holzarten, Aepfel, Stachelbeeren, Unschlittlichter u. s. w.; besser sind aber noch hohle Gefässe, die man zum Theil mit Wasser füllen und zustöpseln kann, wie z. B. Glasflaschen, Blechkugeln u. s. w.

Lässt man einen solchen Schwimmer im Stromstriche (Thalweg, fr. *milieu du courant;* engl. *middle of the stream*), d. i. an derjenigen Stelle schwimmen, wo die Geschwindigkeit am grössten ist, so bekommt man eine Geschwindigkeit, die ungefähr $\frac{4}{5}$ mal so gross ist als die mittlere Geschwindigkeit im ganzen Querprofile, insofern wenigstens diese Geschwindigkeit selbst innerhalb der Grenzen $0{,}30^m$ und $1{,}30^m$ enthalten ist. Man findet also in diesem Falle die mittlere Geschwindigkeit durch Multiplication der beobachteten Geschwindigkeit im Stromstriche mit dem Coefficienten 0,8.

Richtiger rechnet man mit folgender Formel von PRONY:

$$v = \left(\frac{v_1 + 2{,}372}{v_1 + 3{,}153}\right) v_1,$$

worin v_1 die in Metern gegebene Geschwindigkeit im Stromstriche und v die in Metern gefundene mittlere Geschwindigkeit des Wassers bezeichnet.

Wäre z. B. der schwimmende Körper in dem Stromstriche während 38 Secunden 25 Meter mit fortgeschwommen, also $v_1 = \frac{25}{38} = 0{,}658$ Meter, so könnte man die mittlere Geschwindigkeit

$$v = \frac{3{,}03 . 0{,}658}{3{,}811} = 0{,}523 \text{ Meter annehmen.}$$

Mit einiger Bequemlichkeit kann man sich auch folgender Tabelle bedienen, um die Geschwindigkeit des Stromstriches auf die mittlere Geschwindigkeit zu reduciren.

Geschwindigkeit im Stromstriche in Metern.	0,10	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00
Verhältniss der mittleren Geschwindigkeit zu der des Stromstriches.	0,760	0,786	0,812	0,832	0,848	0,862	0,873	0,883	0,891

Eine andere Formel zur Bestimmung der mittleren Geschwindigkeit gibt Dr. YOUNG. Ist nämlich v_1 die Geschwindigkeit im Stromstriche, aus-

gedrückt in englischen Zollen, so hat man die Geschwindigkeit am Boden des fliessenden Wassers

$$v_2 = (\sqrt{v_1} - 1)^2$$

englische Zoll, und die mittlere

$$v = \frac{v_1 + v_2}{2} = \frac{v_1 + (\sqrt{v_1} - 1)^2}{2}$$

englische Zoll zu setzen.

Wäre z. B. $v_1 = 25$ Zoll gefunden worden, so hätte man

$$v_2 = (\sqrt{25} - 1)^2 = (5 - 1)^2 = 16,$$

und die gesuchte mittlere Geschwindigkeit

$$v = \frac{25 + 16}{2} = 20{,}5 \text{ Zoll}$$

anzunehmen. Mehreres hierüber ist in dem Artikel BEWEGUNG DES WASSERS in Canälen und Flüssen nachzusehen.

Will man die mittlere Geschwindigkeit des Wassers aus Beobachtungen ableiten, so muss man in verschiedenen Abständen von den Ufern, und zwar entweder nur an der Oberfläche oder auch in verschiedenen Tiefen, Beobachtungen anstellen. Beschränkt man sich auf die Beobachtungen an der Oberfläche, so muss man das Gesetz kennen, nach welchem die Geschwindigkeit des Wassers mit der Tiefe unter dem Wasserspiegel sich verändert. Dieses Gesetz hat Eytelwein aus den Versuchen von Ximenes am Arnoflusse und aus denen von Brünnings am Rhein abgeleitet (s. Kosmann's Uebersetzung der Hydraulik von Du Buat S. 125 u. ff.). Nach diesem nimmt die Geschwindigkeit in einerlei Vertikallinie von oben nach unten bei jedem preussischen Fuss Tiefe um $0{,}008\, v_1$ ab. Ist also die Geschwindigkeit an der Oberfläche $= v_1$, so ist dieselbe

einen Fuss tiefer $= v_1 - 0{,}008\, v_1$,
ferner zwei Fuss tiefer $= v_1 - 0{,}016\, v_1$,
ferner drei Fuss tiefer $= v_1 - 0{,}024\, v_1$ u. s. w.
also bei h Fuss Tiefe $= v_1 - 0{,}008\, v_1\, h$
$= v_1\,(1 - 0{,}008\, h)$.

Bezeichnet daher h die Tiefe des fliessenden Wassers, so folgt hiernach die Geschwindigkeit am Boden

$$v_2 = (1 - 0{,}008\, h)\, v_1,$$

und die mittlere Geschwindigkeit

$$v = \frac{v_1 + v_2}{2} = (1 - 0{,}004\, h)\, v_1,$$

wenn v_1 die Geschwindigkeit an der Oberfläche ist.

Gibt man die Tiefe h in Metern an, so muss man

$$v_2 = (1 - 0{,}0254\, h)\, v_1 \text{ und}$$
$$v = (1 - 0{,}0127\, h)\, v_1 \text{ setzen,}$$

wobei v, v_1 und v_2 in jedem Landesmasse ausgedrückt sein können. Ist z. B. die Geschwindigkeit an der Oberfläche $v_1 = 3$ Fuss rhein. und die Tiefe des Flusses $= 12$ Fuss, so wird die mittlere Geschwindigkeit $v = (1 - 0{,}004 \,.\, 12)\, 3 = 3 - 0{,}144 = 2{,}856$ Fuss sein. Diese Formel gibt nun allerdings für die Tiefe von 250 Fuss $v = 0$, und man kann daher wohl schliessen, dass sie allgemeine Richtigkeit nicht besitzt.

Unter den Hydrometern, welche dazu angewendet werden können, die Geschwindigkeiten unter dem Wasserspiegel auszumitteln, sind die Schwimmkugeln und der WOLTMANN'sche oder hydrometrische Flügel (s. HYDROMETER) die vorzüglichsten.

Mit den Schwimmkugeln operire man auf folgende Weise. Zuerst fülle man die eine Kugel beinahe voll mit Wasser, so dass sie, fest zugestöpselt, im Schwimmen nur wenig aus dem Wasser hervorragt. Mit dieser Kugel bestimmt man nun die Geschwindigkeit c_0 des Wassers nahe an der Oberfläche, indem man mit einer guten Secundenuhr die Zeit beobachtet, die sie zum Durchlaufen eines gewissen Weges nöthig hat. Nun fülle man eine zweite der ersten gleiche Kugel mit Wasser an, hänge sie mittels eines Drahtes an die erstere, und giesse aus dieser so viel Wasser heraus, dass sie von der zweiten Kugel fast ganz unter das Wasser gezogen wird. Macht man nun mit diesem Kugelpaare einen Versuch, so bekommt man eine Geschwindigkeit v_1, die zwischen der in der Nähe der Wasserspiegels und der in der Tiefe, wo die zweite Kugel schwimmt, mitten inne steht; man kann daher die letztere $= 2v_1 - c_0$ setzen. Verbindet man nun beide Kugeln durch einen längeren Draht und macht den vorigen Versuch von Neuem, so erhält man eine mittlere Geschwindigkeit v_2, aus der sich die Geschwindigkeit des Wassers in der Tiefe der zweiten Kugel wieder mittels der Formel $c_1 = 2v_2 - c_0$ berechnen lässt. Fährt man so fort, indem man die Kugeln durch längere und längere Drähte zusammenhängt, so bekommt man nach und nach die Geschwindigkeiten in den verschiedenen Tiefen unter dem Wasserspiegel.

Hat man so die Geschwindigkeiten in o, a, $2a$, $3a$ u. s. w. $na = h$ Tiefe $= c_0$, c_1, c_2, $c_3 \ldots\ldots c_n$ gefunden, so erhält man die mittlere Geschwindigkeit durch den Ausdruck

$$C = \frac{\frac{1}{2}c_0 + c_1 + c_2 + c_3 + \ldots + c_{n-1} + \frac{1}{2}c_n}{n},$$

oder, indem man die beobachteten Geschwindigkeiten c, v_1, v_2, $v_3 \ldots v_n$ unmittelbar einführt,

$$C = \frac{2(v_1 + v_2 + v_3 + \ldots + v_{n-1}) + \frac{1}{2}v_n - (n-1)c_0}{n},$$

Wären z. B. bei 0, 1, 2, 3, 4, 5 Fuss Tiefe die beobachteten Geschwindigkeiten $c_0 = 1{,}73$; $v_1 = 1{,}68$; $v_2 = 1{,}63$; $v_3 = 1{,}57$; $v_4 = 1{,}53$; $v_5 = 1{,}50$ Fuss, so hätte man die mittlere Geschwindigkeit

$$C = \frac{2(1{,}68 + 1{,}63 + 1{,}57 + 1{,}53) + 1{,}50 - 4.1{,}73}{5}$$

$$= \frac{14{,}32 - 6{,}92}{5} = 1{,}48 \text{ Fuss.}$$

Um nun aber die mittlere Geschwindigkeit des Wassers im ganzen Querprofile des Baches zu finden, muss man den vorigen Versuch in verschiedenen Abständen von den Ufern wiederholen.

Bei einem Bache oder bei einem schmalen Flusse kann man zu diesem Zwecke von einem Ufer quer über die Stromrichtung bis zum andern Ufer eine Schnur oder Messkette ausspannen, oder auch einen gewöhnlichen Balken legen, an diesem gleiche Theile abmessen und nun die Schwimmkugeln unter jedem der Theilpunkte wegschwimmen lassen. Sollte dies nicht allemal gelingen, sollte z. B. eine Kugel schief schwim-

men und sich vielleicht dem Ufer nähern, so muss man natürlich den Versuch wiederholen.

Um die den auf der Schnur oder Kette abgemessenen Abscissen entsprechenden Wassertiefen zu finden, kann man sich sehr bequem einer eingetheilten, am Fusse mit einem Bretchen ausgerüsteten Sondirstange bedienen.

Ist dagegen das fliessende Wasser so breit, dass sich die Abstände von den Ufern oder die den Wassertiefen zugehörigen Abscissen nicht unmittelbar messen lassen, so kann man sich einer Mensel bedienen und damit auf folgende Weise operiren.

Man stecke durch drei Stangen ein Dreieck *ABC Fig.* 13 Taf. 23. ab, dessen eine Seite *AB* winkelrecht gegen die Stromrichtung quer über den Fluss und dessen zweite Seite *AC* längs des Flussufers hinläuft. Man stelle den Messtisch erst in *A* auf, visire nach *B* und *C*, messe *AC* mit der Messkette, trage diese Linie als *ac* verjüngt auf das Messtischblatt auf, stelle dann den Messtisch in *C* auf und orientire ihn daselbst, d. i. man bringe *ac* in die Richtung *AC*, und stelle *c* genau über *C*. Jetzt visire man nach der Sondirstange, die ein in einem Kahne herabschwimmender Gehülfe in dem Augenblicke senkrecht in das Wasser hält, wenn er in die Richtung *AB* kommt, wovon er sich entweder selbst überzeugen kann, wenn in der Verlängerung der *AB* eine dritte Stange *D* eingesteckt ist, oder wovon ihn ein zweiter hinter *A* stehender, nach *B* visirender Gehülfe benachrichtigen kann. Hat nun der Beobachter eine Linie am Rande des Diopterlineales hingezogen, so schneidet diese auf der *ab* einen Punkt *e* ab, welcher dem Orte *E* entspricht, wo der Gehülfe die Tiefe mit der Sondirstange gemessen hat. Durch Wiederholung dieser Operation bei verschiedenen Abständen des Kahnes von den Ufern bestimmen sich auch noch mehrere Punkte, wie 1, 2, 3, 4 u. s. w.

Auf ähnliche Weise kann man nun auch bei Ausmittelung der Geschwindigkeiten des Wassers in verschiedenen Abständen von den Ufern zu Werke gehen, indem man nämlich einen Schwimmer in verschiedenen Abständen von den Ufern schwimmen lässt, und mit dem Diopterlineal aus *C* beobachtet, wo der Schwimmer durch *AB* geht.

Um endlich noch die Geschwindigkeit des Schwimmers zu finden, bemerkt ein zweiter Beobachter an einer guten Uhr die Zeit, welche verfliesst von dem Augenblicke an, wo ihm der Gehülfe in *A* anzeigt, dass der Schwimmer durch *AB* geht, bis zu dem Augenblicke, wo ihn ein dritter Gehülfe im Punkte *F* benachrichtigt, dass dieser Schwimmer nun auch bis zur Querlinie *FG* gelangt ist, die um eine gemessene, parallel mit dem Strome laufende Länge *AF* von *AB* absteht.

Bei ruhiger Luft kann man auch den Kahn, in welchem sich der Gehülfe mit der Sondirstange befindet, selbst als Schwimmer benutzen, indem man aus der Zeit, innerhalb welcher er einen abgesteckten Weg $EK = AF$ durchläuft, die Geschwindigkeit, welche er mit dem Wasser gemein hat, berechnet.

Diese Messungen geben dem Ingenieur die Daten zur Berechnung des Querprofiles und der Geschwindigkeit des Wassers in demselben, aus welchem sich nun das Wasserquantum bestimmen lässt.

Es sei die Breite *BP* des Querprofiles *Fig.* 14 aus den Theilen $BL = b_1$, $LM = b_2$, $MN = b_3$ u. s. w. zusammengesetzt, und in den

Mittelpunkten 1, 2, 3 u. s. w. dieser Theile seien die Tiefen h_1, h_2, h_3 u. s. w., sowie die entsprechenden mittleren Geschwindigkeiten beobachtet worden. Dann kann man den Inhalt des Querprofiles setzen:

$$A = b_1 h_1 + b_2 h_2 + b_3 h_3 + \ldots = \Sigma(bh),$$

sowie die Wassermenge

$$M = b_1 h_1 c_1 + b_2 h_2 c_2 + b_3 h_3 c_3 + \ldots = \Sigma(bhc),$$

und die mittlere Geschwindigkeit

$$C = \frac{M}{A} = \frac{\Sigma(bhc)}{\Sigma(bh)}.$$

Wären z. B. die einzelnen Breitentheile folgende:

0,95; 1,45; 1,85; 1,50; 1,25; 0,85 Meter,

die mittleren Wassertiefen innerhalb dieser Theile

0,35; 0,52; 0,91; 1,24; 0,81; 0,49 Meter,

und die mittleren Geschwindigkeiten:

0,22; 0,39; 0,54; 0,59; 0,41; 0,24 Meter,

so ergäbe sich der Inhalt des Querprofiles

$$A = 0{,}95 . 0{,}35 + 1{,}45 . 0{,}52 + 1{,}85 . 0{,}91 + 1{,}50 . 1{,}24 + 1{,}25 . 0{,}81 + 0{,}85 . 0{,}49$$
$$= 0{,}3325 + 0{,}7540 + 1{,}5835 + 1{,}8600 + 1{,}0125 + 0{,}4165$$
$$= 5{,}9590 \square \text{ Meter},$$

und die Wassermenge:

$$M = 0{,}3325 . 0{,}22 + 0{,}7540 . 0{,}39 + 1{,}5835 . 0{,}54 + 1{,}8600 . 0{,}59 + 1{,}0125 . 0{,}41 + 0{,}4165 . 0{,}24$$
$$= 0{,}07315 + 0{,}29406 + 0{,}85509 + 1{,}09740 + 0{,}41512 + 0{,}09996$$
$$= 2{,}83478 \text{ Cubikmeter.}$$

Hieraus würde dann noch die mittlere Geschwindigkeit des Wassers

$$C = \frac{2{,}83478}{5{,}9590} = 0{,}4757 \text{ Meter folgen.}$$

Kann man die Wassertiefen und entsprechenden Geschwindigkeiten in gleichen Abständen von den Ufern messen, so lässt sich mit grösserer Genauigkeit die Simpson'sche Regel (s. BEWEGUNG DES WASSERS) anwenden.

Sind die Geschwindigkeiten nicht zu klein, so bedient man sich mit grosser Bequemlichkeit des hydrometrischen Flügels zur Bestimmung der Geschwindigkeit des Wassers.

Bei Anwendung dieses Instrumentes beobachtet man die Anzahl U der Umdrehungen, welche das Flügelrad in einer gewissen Zeit t macht; dividirt man diese in U, so bekommt man die Anzahl u der Umdrehungen des Flügels in einer Secunde, woraus nun, wenn α und β zwei Erfahrungscoefficienten bezeichnen, die entsprechende Geschwindigkeit des Wassers durch folgende Formel gefunden wird:

$$c = \alpha + \beta u.$$

Die jedem Instrumente eigenthümlichen Coefficienten muss man durch Versuche vor der Anwendung des Flügels bestimmt haben. Es ist gut, wenn man diese Versuche in grosser Anzahl und bei sehr verschiedenen Geschwindigkeiten anstellt. (S. BEOBACHTUNG.) Aus ihnen sind α und β nach folgenden, durch die Methode der kleinsten Quadrate gegebenen

Formeln zu berechnen. Es seien u_1, u_2, u_3 u. s. w. die beobachteten Umdrehungszahlen und c_1, c_2, c_3 u. s. w. die entsprechenden Geschwindigkeiten des Wassers, ferner Σu die Summe der Umdrehungszahlen bei den einzelnen Versuchen, Σu^2 die Summe von den Quadraten dieser Umdrehungszahlen, Σc die Summe der Geschwindigkeiten, Σac die Summe der Producte aus den Umdrehungszahlen und den entsprechenden Geschwindigkeiten, endlich n die Anzahl der Beobachtungen; dann ist

$$\alpha = \frac{\Sigma u \Sigma uc - \Sigma c \Sigma u^2}{[\Sigma u]^2 - n\Sigma u^2} \text{ und}$$

$$\beta = \frac{\Sigma u \Sigma c - n\Sigma uc}{[\Sigma u]^2 - n\Sigma u^2}.$$

Sind z. B. die beobachteten Umdrehungszahlen in der Secunde:

6,600 4,366 2,066 1,775 1,450 1,500 0,703 0,683

und die zugehörigen Geschwindigkeiten des Wassers in Metern:

1,739 1,111 0,545 0,482 0,395 0,392 0,210 0,204

so ist:

$$\Sigma u = 6{,}600 + 4{,}366 + 2{,}066 + 1{,}775 + 1{,}450 + 1{,}500 + 0{,}703 + 0{,}683 = 19{,}143,$$

$$\Sigma u^2 = 43{,}560 + 19{,}064 + 4{,}358 + 3{,}150 + 2{,}102 + 2{,}250 + 0{,}494 + 0{,}466 = 75{,}446,$$

$$\Sigma c = 1{,}739 + 1{,}111 + 0{,}545 + 0{,}482 + 0{,}395 + 0{,}392 + 0{,}210 + 0{,}204 = 5{,}078,$$

$$\Sigma uc = 11{,}477 + 4{,}850 + 1{,}126 + 0{,}865 + 0{,}572 + 0{,}588 + 0{,}147 + 0{,}139 = 19{,}767,$$

$$n = 8;$$

folglich: $\alpha = \frac{19{,}143 . 19{,}767 - 5{,}078 . 75{,}446}{19{,}143 . 19{,}143 - 8 . 75{,}446} = 0{,}0200,$

$$\beta = \frac{19{,}143 . 5{,}078 - 8 . 19{,}767}{19{,}143 . 19{,}143 - 8 . 75{,}446} = 0{,}2569.$$

Es gilt daher für das der Beobachtung zu Grunde liegende Instrument die Formel:

$$c = 0{,}02 + 0{,}2569\, u,$$

in welcher bei Ermittelung der Geschwindigkeit in irgend einem bestimmten Falle statt u die Anzahl der in der Secunde von der Flügelwelle vollbrachten Umdrehungen zu setzen ist, um die statt findende Geschwindigkeit des vorbeiströmenden Wassers in Metern zu erhalten. (Vergl. übrigens die ganz ähnliche Berechnung in ANEMOMETER S. 243.) Würde z. B. in einem Falle die Flügelwelle durch das strömende Wasser in der Minute 303 mal umgedreht, so wäre die Geschwindigkeit des Wasserstromes:

$$c = 0{,}02 + 0{,}2569 . \frac{303}{60} = 1{,}317^{m}.$$

Am sichersten bestimmen sich die Geschwindigkeiten c_1, c_2, c_3 u. s. w., welche zur Ausmittelung der Coefficienten dienen, durch eine der schon erwähnten Schwimmkugeln aus etwas starkem Messingblech. Man lässt diese Kugel an einer Stelle, wo das Wasser sehr regelmässig fliesst, fortschwimmen, beobachtet die Zeit, innerhalb welcher sie einen bestimmten Weg durchschwimmt, und hält nun den Flügel in einigen Punkten dieses

Weges unter das Wasser. Wenn nun die Schwimmkugel den Weg s in der Zeit t und der hydrometrische Flügel U Umdrehungen in einer Zeit T gemacht hat, so ist

$$c = \frac{s}{t} \text{ und } u = \frac{U}{T}.$$

Da die mechanische Leistung einer gegebenen Wassermenge m auch von dem Gefälle abhängt, so muss auch noch dieses bestimmt, also ein Nivellement vorgenommen werden. Eine Ausnahme hiervon findet nur dann statt, wenn man ein unterschlägiges Wasserrad unmittelbar in ein Gerinne oder in ein fliessendes Wasser hängt und dasselbe nur durch seine natürliche, nicht durch Aufstauung erhöhte Geschwindigkeitshöhe $\frac{c^2}{2g}$ wirken lassen will, denn hier ergibt sich die zu Gebote stehende mechanische Wirkung durch die Geschwindigkeit c des fliessenden Wassers und durch dessen Menge m in der Secunde unmittelbar.

Man hat in der Regel nur auf eine gewisse Länge über ein fliessendes Wasser zu verfügen. Auf diese Länge kann man das Wasser beliebig führen, aufstauen, herabsinken lassen u. s. w., nur darf diese Verwendung keinen merkbaren Einfluss haben auf die Bewegung des Wassers oberhalb und unterhalb dieser zu Gebote stehenden Länge AB. Deshalb darf insbesondere die Aufstauung des Wassers innerhalb der Länge AB nicht so weit getrieben werden, dass sie sich noch weit über A zurückerstreckt, nicht allein, weil dadurch eine Ueberschwemmung herbeigeführt werden könnte, sondern auch weil man dadurch dem Besitzer des nächst oberen Flusstheiles das Gefälle verkürzt. Ist nun die Länge AB gross und kommt es auf eine grosse Oekonomie des Gefälles an, so wird man das Nivellement mit dem Luftblasenniveau (s. NIVELLEMENT) vornehmen, weil dieses die grösste Genauigkeit gewährt. Hat man es aber mit einer sehr kurzen, kaum einige Hundert Fuss betragenden Entfernung zu thun, so kann man auch andere weniger vollkommene Nivellirinstrumente anwenden. Beim Nivelliren von steilen Abhängen herab, sowie auch bei unterirdischen Nivellements ist das markscheiderische Verfahren sehr bequem. Bei diesem wendet man eingeschlagene Pfähle, oder dreibeinige Holzböcke, oder besondere, mit einer Bank ausgerüstete Schemel an, welche durch einen oder zwei darauf sitzende Gehülfen in ihrer festen Lage erhalten werden. In die Köpfe dieser werden mit Heften ausgerüstete Schrauben eingebohrt und zuletzt wird noch eine Schnur von einer Schraube zur andern ausgespannt. Die Länge dieser Schnur wird mittels einer leichten Messkette aus Messingdraht ausgemessen, und die Neigung derselben gibt ein bis auf Viertelgrade eingetheilter Bogen aus Messingblech an, der mit zwei Haken in der Mitte der Schnur aufgehängt wird. Das Loth an diesem Gradbogen hängt in der Regel an einem starken Menschenhaar, kann aber auch an einem feinen aus einigen Coconfäden gebildeten Seidenfaden oder an einem Faden von schottischem Zwirn (fr. *fil d'Ecosse*) aufgehängt werden. Man kann damit recht gut noch Viertel des Viertelgrades abschätzen.

Aus der Länge der Schnur und ihrem durch den Gradbogen angegebenen Fall- oder Neigungswinkel α (gegen den Horizont) berechnet sich ihre Vertikalprojection, ihr Gefälle oder die Seigerteufe, wie sich der Bergmann ausdrückt, durch die Formel:

$$s = l \sin \alpha.$$

Das ganze Gefälle lässt sich aber nicht zum Umtriebe der Maschine benutzen, denn es nimmt davon einen Theil der das Wasser vom Punkte *A* nach der Maschine führende Wasserzuführungscanal und einen zweiten Theil der das Wasser von der Maschine nach dem Punkte *B* führende Wasserabzugscanal in Anspruch. Erst das übrig Bleibende kann von der Maschine in Anspruch genommen werden. Es ist daher die Frage, welche Gefälle muss man auf diese beiden Canäle verwenden?

Das Gefälle eines Canales hängt von der fortzuführenden Wassermenge und von den Dimensionen des Canales ab. Diese ergeben sich aber wieder aus der Ausdehnung und Beschaffenheit des Terrains. Je länger ein Canal ist und je kleiner sein Querprofil ausfällt, desto grösser muss das ihm zu gebende Gefälle sein.

Man nennt das Verhältniss des Gefälles eines Canales zu seiner Länge den Abhang (fr. *pente;* engl. *declivity*) desselben.

Ist nun v die mittlere Geschwindigkeit des Wassers in demselben, a der Inhalt des Querprofiles und u das Wasserprofil, d. i. der Theil des Profiles, welcher im Bette liegt, so folgt für das Metermass (s. BEWEGUNG DES WASSERS in Flüssen und Canälen) der Abhang:

$$\alpha = (0{,}0000444 + 0{,}000309\,v)\frac{vu}{a},$$

und wenn man nun diese Grösse mit der durch die Führung des Canales bestimmten Länge l multiplicirt, so bekommt man das Gefälle h; es ist also:

$$h = \alpha l$$
$$= (0{,}0000444 + 0{,}000309\,v)\frac{vul}{a}.$$

Die Wassermenge m ist aber $= av$, daher kann man auch $a = \frac{m}{v}$ und sonach

$$h = (0{,}0000444 + 0{,}000309\,v)\frac{v^2 ul}{m}$$

setzen. Man macht zwar in der Regel bei Zuführungscanälen

$$\alpha = \frac{1}{2000} \text{ bis } \frac{1}{2500},$$

und bei Abführungscanälen

$$\alpha = \frac{1}{500} \text{ bis } \frac{1}{1000},$$

d. i. man gibt jenen auf 2000 bis 2500 Meter Länge, und diesen auf 500 bis 1000 Meter Länge ein Meter Gefälle; es ist indessen besser, man richtet sich bei der Auswahl des Gefälles nach der Beschaffenheit des Canalbettes. Bei jedem bestimmten Terrain, durch welches der Canal geführt wird, gibt es aber eine Geschwindigkeit des Wassers, durch welche das Canalbett zerstört wird; es ist daher auch erforderlich, dass die Geschwindigkeit des Wassers im Canale nur so gross gewählt werde, dass eine Zerstörung des Canalbettes noch nicht eintritt. Diese Geschwindigkeiten sind:

bei weicher Erde	$0{,}076^m$,
bei fettem Thone	$0{,}152^m$,
bei feinem Sande	$0{,}305^m$,
bei grobem Sande	$0{,}609^m$,

bei kleineren Steinen	$0{,}914^m$,
bei grösseren Steinen	$1{,}22^m$,
bei Conglomerat und weichem Schiefer	$1{,}52^m$,
bei blättrigem Gesteine	$1{,}83^m$,
bei dichtem Gesteine	$3{,}05^m$.

Hiernach muss man nun die Anordnung des Canales so treffen, dass die Geschwindigkeit des Wassers auf dem Boden diese Zahlenwerthe nicht überschreite. Auf der andern Seite lässt man aber auch das Wasser nicht gern zu langsam, nämlich nicht unter 0,15 Meter Geschwindigkeit fliessen, weil dann dasselbe leicht Schlamm absetzt, und es nöthig wird, den Canal von Zeit zu Zeit zu entschlämmen.

Hat man hiernach die Geschwindigkeit v_2 des Wassers am Boden bestimmt, so kann man die mittlere Geschwindigkeit desselben $v = 1{,}33\,v_2$ annehmen, und hiernach die Anordnung des Canales treffen.

Nachdem man m, l und v bestimmt hat, schreitet man zur Auswahl der Gestalt und der Dimensionen des Querprofiles. Die beste Form des Querprofiles ist ein die Hälfte eines regelmässigen Sechseckes bildendes Trapez, weil dieses bei gegebenem Inhalte den kleinsten Umfang hat, insofern die obere, nicht in das Bette fallende Seite unbeachtet gelassen wird. Setzt man die Breite am Boden $= b$, so erhält man für dieses Profil jede der beiden Seiten ebenfalls $= b$, die obere Breite $= 2b$, den Umfang $= 3b$ und den Inhalt:

$$\tfrac{3}{4} b^2 \sqrt{3} = 1{,}299041 b^2.$$

Sehr oft lässt sich aber dieses Profil deshalb nicht anwenden, weil die Böschung von 60°, welche dessen Seiten annehmen, zu gross ist, denn man ist oft genöthigt, den Seiten nur 45° und noch weniger Böschung zu geben. Ein solches Profil gibt besonders ein Trapez, dessen obere Breite 10, untere Breite 2, Höhe 3 und Seite 5 Theile enthält, was mit dem Rechtecke von der nämlichen Höhe und der doppelten Breite einerlei Inhalt und Umfang hat. Die Böschung von den Seiten dieses Profiles ist $= 36° 52'$. Während jenes Profil oben 1,73 mal so breit als tief ist, hat dieses $3\frac{1}{3}$ mal so viel Breite als Tiefe. Oefters macht man aber den Canal noch breiter; es kommen sogar Fälle vor, wo dessen Tiefe 5 bis 6 mal in der oberen Breite enthalten ist.

Der Inhalt a des Querprofiles ist durch die Formel $a = \frac{m}{v}$ gegeben; gibt man nun aber noch ausserdem die Böschung β und die obere Breite B des Canales, so sind alle übrigen Dimensionen bestimmt; ist nämlich b die untere Breite und c die Höhe des Querprofiles, so hat man:

$$a = Bc - c^2 \operatorname{cotg}\beta; \text{ woraus}$$

$$1)\quad c = \tfrac{1}{2} B \operatorname{tang}\beta \left(1 + \sqrt{1 - \tfrac{4a}{B^2} \operatorname{cotg}\beta}\right),$$

$$2)\quad b = B - 2c \operatorname{cotg}\beta, \text{ ferner die Böschungslinie}$$

$$\frac{B-b}{2} = c \operatorname{cotg}\beta \text{ sich ergibt.}$$

Der höhere Calcul gibt folgende Formeln für das bei einem gegebenen Inhalte a den kleinsten Umfang habende Trapez:

$$c = \sqrt{\frac{a \sin \beta}{2 - \cos \beta}},$$

$$B = \frac{2c}{\sin \beta},$$

$b = 2c \operatorname{tang} \frac{1}{2}\beta$, woraus nun der Umfang

$u = b + \frac{2c}{\sin \beta} = b + B$ folgt.

Aus den so bestimmten Dimensionen des Querprofiles ergibt sich durch die schon angeführte Formel das nöthige Gefälle des Canales.

Beispiel. Welches Gefälle kann man einem 1500 Meter langen Wasserzuführungscanale geben, wenn derselbe in sandigem Boden ausgegraben werden und eine Wassermenge von 2 Cubikmeter *pro sec.* fortführen soll?

Wir können das Wasser am Boden eine Geschwindigkeit v von 0,3 Meter annehmen lassen, also die mittlere Geschwindigkeit

$v = 1{,}33 \,.\, 0{,}3 = 0{,}4$ Meter festsetzen,

was nun wieder den Inhalt des Querprofiles

$a = \frac{m}{v} = \frac{2}{0{,}4} = 5$ Quadratmeter bedingt.

Geben wir 45° Böschung, so erhalten wir die Tiefe des Grabens:

$$c = \sqrt{\frac{5 \sin 45°}{2 - \cos 45°}} = \sqrt{\frac{5 \,.\, 0{,}7071}{2 - 0{,}7071}} = \sqrt{\frac{3{,}5355}{1{,}2929}}$$

$= 1{,}6536$ Meter;

ferner die obere Breite desselben

$$B = \frac{2 \,.\, 1{,}6536}{0{,}7071} = 4{,}6772 \text{ Meter},$$

die untere Breite $b = 2 : 1{,}6536 \operatorname{tang} 22\frac{1}{2}° = 1{,}3700$ Meter, woraus nun

$u = B + b = 6{,}0472$ Meter folgt.

Diese Werthe geben nun das erforderliche Gefälle des Canales:

$$h = (0{,}0000444 + 0{,}000309 \,.\, 0{,}4) \frac{0{,}4 \,.\, 6{,}0472 \,.\, 1500}{5}$$

$= (0{,}0000444 + 0{,}0001236)\, 725{,}664$

$= 0{,}000168 \,.\, 725{,}664 = 1{,}2191$ Meter.

Es muss also dem Totalgefälle 1,2191 Meter Gefälle für den Canal entzogen werden. Zieht man hiervon auch noch das dem Abzugsgraben nöthige Gefälle ab, so erhält man erst das der Maschine zur Benutzung übrig bleibende Gefälle.

Eine ähnliche Berechnung für das Gefälle hat man auch nöthig, wenn man das Wasser in Röhren herbeiführt. Es wird das Gefälle um so kleiner sein können, je kürzer und weiter die Röhrentour ist. Das Nähere hierüber ist unter AUSFLUSS nachzusehen.

Ueber die Herstellung der CANÄLE, GERINNE, RÖHRENLEITUNGEN u. s. w. geben die entsprechenden Artikel Auskunft. Eben so wird von der Ableitung des Wassers aus Flüssen durch Wehre und von der Aufbewahrung des Wassers in Teichen in den Artikeln WEHRE, TEICHE u. s. w. gehandelt. *Weisbach.*

Auftragmaschine, eine mechanische Vorrichtung, durch welche das Schwärzen der Form beim Bücherdruck bewirkt wird, s. BUCHDRUCKERPRESSEN.

Aufzug. Unter Aufzug im Allgemeinen versteht man jede mechanische Vorrichtung, mittels welcher Lasten von einem Punkte weg auf einen gegen diesen höher liegenden entweder vertikal (lothrecht) oder geneigt emporgehoben, an dieser Stelle abgelegt oder nach Befinden dann weiter, sei es durch den Aufzug selbst oder durch andere damit in Verbindung gestellte mechanische Transportmittel, oder auch bloss durch thierische Kräfte bis an den neuen Ort ihrer Bestimmung geschafft werden. In diesem Sinne genommen gehören daher hierher alle Arten von Göpeln, Winden, Haspeln, Krahne u. s. w. Da jedoch die unter diesen Namen meist bekannten Aufzüge von solcher Wichtigkeit und Verschiedenheit sind, dass jeder für sich einen besondern Artikel bildet, so soll hier nur von denjenigen Aufzügen die Rede sein, die weiter keinen besondern Namen führen, und grösstentheils als Gicht- und Getreide-Aufzüge dienen.

Eben so wie bei andern ausübenden Maschinen kann man sich auch zur Bewegung der Aufzüge jeder Kraft, z. B. der Menschen-, der Thier-, der Wasser-, der Dampf-, der Windkraft, der Kraft comprimirter Luft u. s. w. bedienen, je nachdem die örtlichen Verhältnisse die eine oder die andere vortheilhafter anwendbar machen. Da, wo Wasserkraft stets hinreichend zu erlangen ist, ist diese als die wohlfeilste und zuverlässigste jeder andern entschieden vorzuziehen; wo man diese nicht hat und zum Betriebe von Gebläsen, wie z. B. bei Hohöfen u. s. w., Dampfmaschinen besitzt, kann man sich dieser entweder unmittelbar oder der comprimirten Gebläsluft bedienen. Hat man nur unbedeutende Lasten auf kurze Zeit zu heben, und stehen Menschen oder Thiere zu Gebote, die für geringes Lohn zu erlangen sind, oder nebenbei andere Arbeiten mit verrichten können, so können diese wohl als wohlfeilste Triebkraft erscheinen. Die Stosskraft des Windes scheint für den vorliegenden Zweck noch nirgends angewendet worden zu sein; sie dürfte sich auch nur da gebrauchen lassen, wo sie möglichst constant vorhanden ist.

Eine jede dieser Kräfte erfordert im Allgemeinen schon eine besondere Einrichtung der Aufzüge, wenn diese vortheilhaft wirken sollen; es wird diese aber auch noch durch die Ortsverhältnisse und den aufzuhebenden Gegenstand auf mannichfache Weise modificirt, so dass z. B. ein für Menschen eingerichteter Gichtaufzug vertikal oder geneigt und mit oder ohne Vorgelege vorgerichtet werden kann u. s. w.

Unter theilweiser Berücksichtigung dieser und sonstiger Umstände sind nachstehende Gicht- und Getreideaufzüge als die bis jetzt bekannt gewordenen bessern ausgewählt und durch einige andere in Fabriken anwendbare Aufzüge zur Verbindung der verschiedenen Etagen vervollständigt worden.

1) Vertikaler Gichtaufzug für Menschenkraft. Eine der einfachsten und am meisten gebräuchlichen Vorrichtungen dieser Art ist auf Taf. 26. in *Fig.* 1 in der Seitenansicht, in *Fig.* 2 in der Vorderansicht und in *Fig.* 3 im Durchschnitte nach der Linie *ab* (*Fig.* 1 und 2) abgebildet. Sie besteht in einer von Bretern oder Pfosten zusammengesetzten Aufziehschale (Aufziehgefäss) *a*, worauf die Last, welche bei Hohöfen in dem Eisenerz, dem Brennmaterial und den Zuschlägen besteht, gestellt wird. Die beiden an ihren schmalen Seiten vertikal aufgestellten und unter sich

parallel laufenden cylindrischen Bäume *bb* und *cc* von 6 bis 8 Zoll Stärke dienen ihr zur Führung, weshalb sowohl sie als die mit den Eisenschienen *d*, *d*, *d*, *d* an ihr befestigte Kappe (Querhaupt) *e* halbkreisrunde Einschnitte, der Dicke der Führungs- oder Leitungsbäume entsprechend, enthält, womit sie sich bei nur wenig Spielraum an die Leitungsbäume anlegt. In der Kappe *e* sind mittels Schrauben die beiden Oesen *f*, *f* befestigt, woran die zum Aufziehen der Schale *a* dienenden Seile oder Ketten *g*, *g* geknüpft sind, welche auf der Welle oder dem Rundbaume *h* von 8 bis 10 Zoll Dicke aufliegen. Ist die mittels der Aufziehschale emporzuhebende Last klein, so kann diese Welle *h* unmittelbar entweder mit einer oder mehrern Kurbeln, oder mit einem Spillenrade u. s. w. (s. GÖPEL, HASPEL, KURBEL, WINDE) versehen werden, woran die Arbeiter wirken; ist sie dagegen bedeutend schwer, wie dies in den meisten Fällen sich ereignen dürfte, so ist es zur Erreichung eines grösstmöglichen Nutzeffectes am Aufzuge unumgänglich nöthig, jene Welle *h* mittels eines Vorgeleges zu betreiben. Deshalb legt man unter diese Welle *h* eine zweite schmiedeeiserne Welle *i* parallel mit derselben, deren Getriebe *k* in das Zahnrad *l* der Welle *h* eingreift, und welche mittels der an dem einen Ende derselben angebrachten Kurbel *m* in Bewegung gesetzt werden kann. Als Gegengewicht für die Aufziehschale *a* dient das mit dem über die Scheibe *n* geleiteten Seile *o* an der Welle *h* aufgehangene Laufgewicht *p*, welches zur Seite des Aufzuges in einer Lutte sich auf- und abwärts bewegt, je nachdem die Aufziehschale ab- oder aufwärts steigt. Um die Aufziehschale *a* mit der Belastung am Füll- oder Abladeorte, ohne Beihülfe der Arbeiter, sofort fixiren zu können, sind an der Kurbelwelle *i* zwei neben einander liegende Sperrräder *q*, *r* mit den Klinken *s* und *t* in einander entgegengesetzter Richtung angebracht, wovon immer eine solche Sperrvorrichtung während des Aufziehens oder Herablassens der Aufziehschale thätig ist, und so das Zurückgehen der Last verhindert, sowie die Umtriebskraft zu wirken nachlässt. In denjenigen Fällen, wo der Aufzug eine ansehnliche Höhe besitzt und die Arbeiter bei anhaltender Kraftanstrengung bald ermüden würden, ist diese Sperrung das einfachste und bequemste Mittel, den Arbeitern auch Ruhepunkte während des Aufziehens in jeder beliebigen Höhe des Aufzuges zu gewähren, und diesen Gelegenheit zu geben, ihre Kräfte wieder etwas anzusammeln.

Da die Kraft der Menschen sowie die der Thiere eine veränderliche ist, und nur unter gewissen Bedingungen am grössten, folglich auch am vortheilhaftesten wird; so ist es von grossem Werthe, zu wissen, welche Einrichtung einer durch Menschen oder Thiere bewegten Maschine gegeben werden muss, um das Maximum der Wirkung davon erhalten zu können. Dies wird nun für einen nach vorstehender Art auszuführenden Gichtaufzug erreicht, wenn man der Anlage desselben folgende Rechnung zu Grunde legt.

Ist nämlich die grösste Höhe, auf welche die Last Q auf einmal durch n Arbeiter an einer oder mehrern Kurbeln der Welle i gehoben werden soll, $= H$; die Geschwindigkeit der Arbeiter im Kurbelkreise $= v$; die Geschwindigkeit der Last $Q = v_1$; der Hebelarm der Last Q an der Welle h, woran sie hängt, $= a$; der Theilriss-Halbmesser des Zahnrades l dieser Welle $= R$; der des Getriebes k an der Kurbelwelle $i = r$; die Höhe der Kurbeln $m = h$; so hat man zunächst:

1) $v_1 = \frac{r}{R} \cdot \frac{a}{h} \cdot v.$

Bezeichnet man ferner mit K die Kraft der n Arbeiter und im Allgemeinen mit ψQ die an dem Aufzuge stattfindenden sämmtlichen Nebenwiderstände, als: Reibungen und Seilbiegungen, auf den Lastpunkt, d. i. auf den Hebelarm a reducirt, so hat man für den dynamischen Gleichgewichtszustand die Gleichung:

2) $Kv = (1+\psi) Qv_1 = (1+\psi) \frac{r}{R} \cdot \frac{a}{h} \cdot Qv$, woraus

3) $Q = \frac{R}{r} \cdot \frac{h}{a} \cdot \frac{K}{1+\psi}$ folgt.

Nach der von v. Gerstner aufgestellten Kraftformel ist für Menschen

$$K = nk\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right),$$

worin k die mittlere Kraft eines Arbeiters bei der mittlern Geschwindigkeit c und der gewöhnlichen Arbeitszeit (Schichtzeit) t bedeutet, und v die wirklich ausgeübte Geschwindigkeit während der auf die Arbeitszeit t fallenden wirklichen Arbeitszeit z ist.

Man erhält also nach Substitution dieses Werthes für K in die Gleichung 3:

4) $Q = \frac{R}{r} \cdot \frac{h}{a} \cdot \frac{nk}{1+\psi}\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right).$

Die zum Aufziehen der Last Q auf die Höhe H erforderliche Zeit ist (nach Gleichung 1) =

$$\frac{H}{v_1} = \frac{R}{r} \cdot \frac{h}{a} \cdot \frac{H}{v} \text{ Secunden;}$$

es können mithin in der Zeit von z Stunden $= 3600 . z$ Secunden

5) $N = 3600 \cdot \frac{ar}{hRH} \cdot zv$ Ladungen

vom Gewichte Q auf die Höhe H emporgehoben werden.

Die von n Arbeitern in der wirklichen Arbeitszeit z hervorzubringende Leistung oder Wirkung besteht somit in

6) $QN = 3600 \cdot \frac{nk}{1+\psi} \cdot \frac{vz}{H}\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right).$

Das Maximum dieser Wirkung wird erreicht, wenn

$\frac{v}{c} = \frac{z}{t} = 1$, d. i.

$v = c$ und $z = t$ gemacht wird.

Man hat also für die günstigste Wirkung der Arbeiter

7) $QN = 3600 \cdot \frac{nk}{1+\psi} \cdot \frac{ct}{H}$;

8) $N = 3600 \cdot \frac{ar}{hR} \cdot \frac{ct}{H}$;

9) $Q = \frac{R}{r} \cdot \frac{h}{a} \cdot \frac{nk}{1+\psi}$.

Das Niederlassen des Aufziehgefässes der Ladungen Q auf die Höhe H, um eine neue Ladung vom Gewichte Q aufzuheben, muss hierbei natürlich in der kürzesten Zeit erfolgen. Es geschieht dies, wenn das Gegengewicht p nicht nur dem Gewichte des Aufziehgefässes, sondern auch allen an der Maschine vorkommenden Nebenwiderständen das Gleichgewicht hält. Für diesen Fall hat man nun, da z, als eine nur sehr kurze Zeit, = Null gesetzt werden kann, das Moment der Kraft der n Arbeiter, d. i.

$$Kv_2 = 2nkv_2\left(2-\frac{v_2}{c}\right)=0,$$

woraus die von den Arbeitern beim Herablassen des leeren Aufziehgefässes zu leistende Geschwindigkeit

$$v_2 = 2c \text{ folgt.}$$

Es beträgt demnach die zum Aufziehen einer Ladung vom Gewichte Q auf die Höhe H erforderliche Zeit

$$=\frac{R}{r}\cdot\frac{h}{a}\cdot\frac{H}{c},$$

sowie die zum Herablassen des leeren Aufziehgefässes nöthige Zeit

$$=\frac{R}{r}\cdot\frac{h}{a}\cdot\frac{H}{2c}.$$

Wenn daher zu jeder Ladung Q die Zeit von

$$\frac{3}{2}\cdot\frac{R}{r}\cdot\frac{h}{a}\cdot\frac{H}{c} \text{ Secunden}$$

erforderlich ist, so können in der wirklichen Arbeitszeit von

$$3600\,s = 3600\,t \text{ Secunden}$$

$$10)\quad N=\frac{2}{3}\cdot 3600\cdot\frac{r}{R}\cdot\frac{a}{h}\cdot\frac{ct}{H}=2400\cdot\frac{r}{R}\cdot\frac{a}{h}\cdot\frac{ct}{H}$$

Ladungen vom Gewichte

$$11)\quad Q=\frac{R}{r}\cdot\frac{h}{a}\cdot\frac{nk}{1+\psi} \text{ (wie bei 9)}$$

gehoben werden, wonach sich die nützliche Wirkung der n Arbeiter zu

$$12)\quad NQ=2400\cdot\frac{nk}{1+\psi}\cdot\frac{ct}{H} \text{ ergibt.}$$

In der Regel wird bei der Anlage einer solchen Maschine Q als bekannt angenommen, auch die Zahl der Arbeiter, d. i. n, festgesetzt, so dass nach Gleichung 11 nur

$$\frac{R}{r}\cdot\frac{h}{a}=\frac{(1+\psi)\,Q}{nk}$$

zu bestimmen ist.

Da aber die Höhe h der Kurbeln der Grösse der Arbeiter angemessen sein muss, damit diese ihre Muskelkraft auf alle Stellungen des Kurbelgriffes im Kreise möglichst gleich vertheilen können, sowie der Hebelarm a, welcher der Last Q entspricht, und hier also in dem Halbmesser der Welle oder des Rundbaumes und in der halben Dicke des Aufziehseiles (wenn dieses sich, wie hier immer möglich, neben einander aufwickelt) besteht, von der Festigkeit des dazu verwendeten Materiales abhängig ist, so bleibt in letzterer Formel nur noch

13) $\frac{R}{r} = \frac{a}{h} \cdot \frac{(1+\psi)\,Q}{nk}$ zu bestimmen übrig.

Der Coefficient ψ, welcher das Verhältniss der sämmtlichen Nebenwiderstände am Aufzuge zur Last oder Ladung Q ausdrückt, kann für die Einrichtung des vorliegenden Aufzuges höchstens zu $\frac{1}{4}$ angesetzt werden, wonach

14) $\frac{R}{r} = \frac{5}{4} \cdot \frac{a}{h} \cdot \frac{Q}{nk}$ wird.

Viele und langjährige Erfahrungen beim Freiberger Bergbaue haben gelehrt, dass für untersetzte kräftige Arbeiter von 66 bis 70 Dresdener Zoll Länge, die man am liebsten an die Kurbeln (Haspelhörner) der Haspel u. s. w. stellt, die Kurbelhöhe $h = 18$ Dresdner oder 16 rheinländische Zolle die zweckmässigste sei. Herr v. Gerstner gibt für solche Leute, wenn sie in einer 12stündigen Arbeitszeit unausgesetzt $t = 8$ Stunden lang arbeiten und mittelstark sind:

die mittlere Kraft $k = 25$ N. Oestr. $\mathfrak{C} = 30$ Clln. Pfunde;

die mittlere Geschwindigkeit $c = 2{,}5$ N. Oestr. $= 2{,}52$ rheinl. Fuss;

dagegen, wenn sie sehr stark sind:

die mittlere Kraft $k = 30$ N. Oestr. $\mathfrak{C} = 36$ Clln. Pfunde;

die mittlere Geschwindigkeit $c = \frac{10}{3}$ N. Oestr. $= 3{,}36$ rheinl. Fuss, an.

Zahlenbeispiel. Für einen Hohofen soll ein Gichtaufzug für 2 mittelstarke Arbeiter eingerichtet werden, um die Eisenerze, Brennmaterialien und Zuschläge von der Hüttensohle aus auf die um $H = 40$ rheinl. Fuss hoch liegende Gicht zu heben; und zwar soll jede Ladung $Q = 500$ preuss. Pfunde wiegen.

Macht man die Welle, woran das Aufziehgefäss mit der Last Q zu hängen kommt, 1 Fuss stark, das Aufziehseil $\frac{1}{12}$ Fuss dick, so ergibt sich der Hebelarm der Last Q an der Welle, d. i.

$$a = \tfrac{1}{2} + \tfrac{1}{2} \cdot \tfrac{1}{12} = 0{,}54666 \text{ rheinl. Fuss.}$$

Da für mittelstarke Arbeiter $k = 30$ Pfunde, $c = 2{,}52$ Fuss und die Kurbelhöhe $h = 16$ Zolle $= \frac{4}{3}$ Fuss beträgt, so erhält man nach Gleichung 14:

$$\frac{R}{r} = \frac{5}{4} \cdot \frac{0{,}54666}{1{,}33333} \cdot \frac{500}{2.30} = 4{,}27 \text{ oder:}$$

$r : R = 1 : 4{,}27$, d. i.:

der Halbmesser des Getriebes an der Kurbelwelle muss sich zu dem des Zahnrades an der Aufziehwelle verhalten, wie 1 zu 4,27 oder wie 100 zu 427. Für $r = \frac{1}{3}$ Fuss würde sonach $R = 4{,}27 \cdot \frac{1}{3} = 1{,}423$ Fuss genommen werden müssen.

In der Arbeitszeit von 8 Stunden einer 12stündigen Schicht werden beide Arbeiter nach Gleichung 10

$$N = 2400 \cdot \frac{1}{4{,}27} \cdot \frac{0{,}54666}{1{,}33333} \cdot \frac{2{,}52.8}{40} = 116 \text{ Aufzüge,}$$

jeden zu 500 Pfunden, bewirken können, mithin

$$NQ = 116.500 = 58000 \text{ preuss. Pfunde}$$

auf die Höhe $H = 40$ Fuss zu heben im Stande sein.

Wird die Welle da, wo das Laufgewicht p *Fig.* 1 und 2 aufgehangen werden soll, nicht stärker als am Aufwickelungspunkte der Last Q

gemacht, so ist das Laufgewicht $= \psi Q + G$ schwer zu nehmen, wo G das Gewicht des Aufziehgefässes bedeutet, das man in allen Fällen nicht unter $\frac{1}{10} Q$ in Anschlag zu bringen hat. Hiernach würde für das angeführte Zahlenbeispiel das Laufgewicht $= \psi Q + G = \frac{1}{4} Q + \frac{1}{10} Q = 0{,}55 \,.\, Q = 0{,}55 \,.\, 500 = 275$ Pfunde wiegen müssen.

2) Vertikaler Gichtaufzug für Maschinenkraft. Unter den vertikalen, durch Maschinenkraft bewegten, zur Zeit bekannten Gichtaufzügen ist unstreitig derjenige der einfachste, bequemste und vortheilhafteste, welchen man in *Fig.* 4, 5 und 6 (Taf. 26) abgebildet sieht, und wovon *Fig.* 4 die vordere, *Fig.* 5 die Seitenansicht und *Fig.* 6 der Grundriss des untern Theiles dieses Aufzuges ist.

Wie man aus allen diesen Ansichten selbst schon deutlich ersieht, besteht dieser Aufzug aus zwei lothrecht über einander parallel gelegten Wellen *a* und *b*, wovon die erstere *a* da, wo die Umtriebsmaschine befindlich ist, z. B. über der Sohle des Hüttenwerkes, dagegen letztere *b* einige Fuss über der Sohle der Gicht, beide aber auf Gestellen mit Zapfenstühlen *cc*, *dd* gelagert sind. Eine jede dieser Wellen trägt zwei in einer gewissen Entfernung von einander gestellte gusseiserne Scheiben *ee*, *ee* von beiläufig $7\frac{1}{2}$ Fuss Durchmesser und 7 Zoll Breite, welche durch Standstifte an ihr befestigt sind. Auf der Kreisumfläche sind diese Scheiben mit gleicheit von einander aufgegossenen Warzen *f*, *f*, *f* u. s. w. versehen, die nach oben in der Richtung der Scheibenebene zugeschärft sind. Ueber je zwei solcher lothrecht über einander befindlichen Scheiben beider Wellen *a* und *b* ist eine endlose Laschenkette (auch Band- oder Warzenkette genannt) *ggg*, deren Gliederlänge der halben Warzentheilung der Scheiben entspricht, gelegt, und darauf scharf angespannt, so dass jene Warzen *f*, *f* der Scheiben in die Zwischenräume der doppelten Glieder der Kette fallen. In gleichen Distanzen von circa 5 Fuss sind beide Ketten durch wagerecht gelegte, 1 Zoll starke schmiedeeiserne Rundstäbe *h*, *h* u. s. w. verbunden, deren Enden zugleich die Gelenkbolzen für die entsprechend gelegenen Kettenglieder abgeben. An jedem solchen Stab ist eine aus einer Linie starkem Blech bestehende Aufziehschale *ii* u. s. w. von 3 Fuss Länge und 2 Fuss Breite, welche einer Wageschale ganz ähnlich ist, mittels $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{8}$ Zoll starker Drähte *k*, *k* schwebend aufgehangen, so dass sie in allen Lagen, in welche sie durch die Umdrehungen der Scheiben *ee* versetzt wird, sich wagerecht oder ihr Schwerpunkt lothrecht unter ihrem Aufhängepunkt *hh* stellt.

An der untern Scheibenwelle *a* ist das gusseiserne Stirnrad *ll* befestigt, in welches das Getriebrad *mm* der mit der Scheibenwelle parallel liegenden Umtriebswelle *n* eingreift; *o*, *o*, *o* sind die Zapfenstühle letzterer Welle. An diese Umtriebswelle *n* stösst die Welle *p*, *Fig.* 4 und 6, welche die Fortsetzung der Welle *n* bildet, und die eines Wasserrades, einer Dampfmaschine oder einer anderen Umtriebsmaschine sein kann, womit erstere, nämlich *n*, mittels einer gewöhnlichen Klauenbüchse *q* in und ausser Verbindung gesetzt werden kann.

Ist die Klauenbüchse *q* eingerückt und die Umtriebsmaschine in Bewegung, so wird durch das Getriebrad *mm* die Scheibenwelle *a* unmittelbar, dagegen die obere Scheibenwelle *b* mittelbar durch das auf der Seite *A* auf- und auf der Seite *B* abwärts steigende Kettenpaar mit den anhängenden Aufziehschalen *ii* in continuirliche Bewegung gesetzt.

Die Lasten, welche nun mittels dieses Aufzuges bis zur Gichtsohle *rr* emporgehoben werden sollen, braucht man nur in Gefässe, wie *s* eines vorstellt, zu packen und in solchen auf die etwas über die Aufladestelle *t* erhobene Aufziehschale zu stellen. So wie diese mit der Ladung über die Gichtsohle *rr* gelangt, wird das beladene Gefäss von derselben abgenommen, und leer entweder auf dieselbe oder auf eine der nächstfolgenden Aufziehschalen gestellt, die über die obere Scheibenwelle *b* weg, und auf der andern Seite *B* des Aufzuges wieder zurück nach dem Aufladeorte *t* zu geht, wo dasselbe wieder gefüllt wird. Alles dieses geschieht während der Bewegung des Aufzuges, die durch jene Klauenbüchse *q* nur dann aufgehoben wird, wenn das Aufziehen von Materialien auf längere Zeit unterbrochen werden soll.

Die Geschwindigkeit, womit die Aufziehschalen bewegt werden, muss natürlich eine solche sein, dass die zum Auf- und Abladen angestellten Arbeiter jene Gefässe, wie *s*, mit der Ladung leicht und bequem auf die Schalen stellen oder von denselben abnehmen können; sie beträgt daher kaum über $\frac{1}{2}$ Fuss in der Secunde.

Versieht es der Abläder, eine Ladung von irgend einer Aufziehschale abzunehmen, so hat dieses gar keinen Nachtheil zur Folge, denn die Ladung geht dann auf ihrer Schale über die obere Scheibe weg und auf der Seite *B* wieder herab nach der Aufladestelle hin, gerade wie eine mit leeren Gefässen bestellte Aufziehschale, und dient den im Aufgehen begriffenen Ladungen als Gegengewicht, durch welchen Umstand also an Bewegungsmoment eigentlich weiter nichts verloren geht als der von dieser abwärts gehenden Ladung entstehende Antheil der Reibungswiderstände am Aufzuge, welcher aber von keinem Belange ist.

Die Gefässe, in welche die aufzuziehenden Materialien verpackt werden, sind gewöhnlich aus Eisenblech gefertigt und an zwei einander gegenüberliegenden Seiten mit Handgriffen versehen. Sie werden in der Regel nur so gross gemacht, dass sie sammt der Ladung nicht mehr als höchstens einen Centner wiegen und 2 bis 3 solcher Gefässe auf eine Aufziehschale neben einander gestellt werden können.

Unter der untern Scheibenwelle *a* befindet sich die ausgemauerte Grube *uu*, welche so beschaffen sein muss, dass die Aufziehschalen, indem sie von der Seite *B* herabsteigen, unter der untern Scheibe *ee* weg nach der Aufförderseite *A* zu sich frei bewegen können.

Ein wesentliches Haupterforderniss eines zweckmässigen Aufzuges dieser Art ist, dass alle Aufziehschalen von gleichem Gewichte sind und eine gerade Anzahl davon in gleichen Abständen von einander am Aufzuge vorhanden ist; denn nur dadurch wird bewirkt, dass in unbeladenem Zustande die statischen Momente der Aufziehschalen auf der einen Seite den statischen Momenten der Aufziehschalen auf der andern Seite in allen nur möglichen Stellungen das Gleichgewicht halten, für welchen Fall die Kraft zum Aufziehen von Ladungen nur in der reinen Last dieser und in den Reibungswiderständen des Aufzuges besteht.

Zu einem gut eingerichteten Aufzuge von der eben beschriebenen Beschaffenheit gehört ferner ein stetes Angespanntsein der Ketten, um dadurch die sonst durch Vibration derselben entstehende pendelartige Bewegung der Aufziehschalen, welche ein Dehnen oder selbst ein Zerreissen der Ketten herbeiführen könnte, so viel als möglich zu vermindern. Es sind deshalb die Kettenscheiben *ee*, *ee* an ihrem Kreisumfange neben den Warzen genau abzudrehen und zu centriren, und die Ketten so

stark zu nehmen, dass sie sich bei der grössten Belastung, die statt finden würde, wenn alle auf der Auflörderseite A befindlichen Aufziehschalen beladen wären, nicht dehnen können. Denn würden sie schlaff, so würden sie nicht nur jene angeführten Schwingungen der Aufziehgefässe in einem mehr oder minder bedeutenden Grade herbeiführen, sondern auch zu einem unsteten und stossenden Gange der Ketten selbst auf den Warzenscheiben Veranlassung geben, weil dann die Länge ihrer Glieder nicht mehr mit der Theilung der Warzen jener Scheiben übereinstimmen könnte.

Da die Ketten- oder Warzenscheiben so hoch sein müssen, dass die Aufziehschalen über die Wellen derselben weg sich frei bewegen können, so hängt die Länge der Ketten nicht nur von der Höhe H, auf welche die Ladung von Eisenerz u. s. w. gehoben werden soll, sondern auch von dem mechanischen Durchmesser D dieser Scheiben, sowie endlich von dem bereits hinsichtlich des erforderlichen Gleichgewichtszustandes der leeren Aufziehgefässe unter sich erwähnten Umstande ab. Bezeichnet man daher mit N die Anzahl der Glieder einer jeden der beiden Ketten von der Gesammtlänge L; mit D den mechanischen Durchmesser einer Scheibe; mit n die Anzahl der Warzen einer solchen Scheibe; mit n_1 die Anzahl der am Aufzuge vorhandenen Aufziehschalen; mit a den Abstand je zweier Aufziehschalen; mit b die Breite und mit h die Höhe derselben, letztere von der Aufhängungsaxe derselben vertikal herabgemessen; mit E die Entfernung der Axen beider Kettenscheibenwellen a und b, welche mindestens so gross als H sein muss; mit l die Länge eines Kettengliedes, von Mittel zu Mittel seiner Bolzen gemessen; mit d den Durchmesser der Scheibenwelle; so beträgt die Länge der Drähte, mit welchen die Aufziehschalen aufgehangen sind,

$$= \sqrt{h^2 + \frac{b^2}{4}},$$

und es ergibt sich der mechanische Durchmesser der Scheiben zu

$$2\sqrt{h^2 + \frac{b^2}{4}} + d,$$

den man aber wegen Dehnung der Aufhängungsdrähte und des erforderlichen Spielraumes zu

$$D = 2\left(d + \sqrt{h^2 + \frac{b^2}{4}}\right)$$

annehmen kann.

Die Theilung einer solchen Scheibe, worunter der mittlere Abstand der Warzenmittel zu verstehen ist, beträgt folglich:

$$\frac{D\pi}{n} = \frac{2\pi}{n}\left(d + \sqrt{h^2 + \frac{b^2}{4}}\right).$$

Weil die Warzen der Scheiben bloss für die Doppelglieder der Ketten vorhanden sein können, in deren Zwischenräume sie sich einlegen, so ist die Länge der Kettenglieder der Hälfte der Warzentheilung gleich, d. i.:

$$l = \frac{\pi}{n}\left(d + \sqrt{h^2 + \frac{b^2}{4}}\right).$$

Nun ist die ganze Länge der Kette

$$L = 2E + \pi D;$$

folglich enthält die Kette

$$N = \frac{L}{l} = 2 . \frac{2E + \pi D}{\pi D} n \text{ Glieder,}$$

welche Zahl, der Bedingung zufolge, eine gerade ganze Zahl sein muss. Man erhält sie als eine solche, indem man in voriger Formel für E den kleinsten Werth, nämlich H setzt und dann die gefundene Zahl N, wenn es nöthig ist, um so viel erhöht, dass man die nächst höhere gerade ganze Zahl, welche N_1 heissen mag, erhält.

Setzt man nun in voriger Formel N_1 für N, so ergibt sich aus dieser

$$E = \tfrac{1}{2}\pi D \left(\frac{N_1}{2n} - 1\right),$$

welcher Werth in dem Falle, wenn $N_1 > N$ ist, ein wenig grösser als H gefunden wird.

Auf die zwischen je zwei Aufziehschalen enthaltene Entfernung a kommen $\frac{a}{l}$ Glieder der Kette; es können daher am Aufzuge überhaupt

$$n_1 = \frac{N_1 l}{a} = \frac{L}{a}$$

Aufziehschalen angebracht werden, wobei bemerkt werden muss, dass für n_1 stets eine gerade Zahl, zufolge der Bedingung für die vortheilhafteste Einrichtung, zu nehmen ist.

In Bezug auf den Abstand a ist noch anzuführen, dass derselbe nicht unter

$$\sqrt{h^2 + \frac{b^2}{4}}$$

betragen darf, wegen der Bewegung der Aufziehschalen über die Warzenscheiben, aber zureichend gross ist, wenn er gleich der doppelten Höhe der Aufziehschalen, d. i. wenn

$$a = 2h$$

gemacht wird, wonach sich nun

$$n_1 = \frac{L}{2h} \text{ ergibt.}$$

Beispiel. Sei $H = 40$ Fuss; $b = 2$ Fuss; $h = 3$ Fuss; $d = \frac{1}{2}$ Fuss, so hat man:

$$D = 2\,(\tfrac{1}{2} + \sqrt{3^2 + 1}) = 7{,}324 \text{ Fuss,}$$

wofür 7,5 Fuss gesetzt werden kann.

Gibt man jeder Kettenscheibe $n = 18$ Warzen, so folgt die Länge eines Kettengliedes

$$l = \frac{3{,}1416 . 7{,}5}{2 . 18} = 0{,}6545 \text{ Fuss,}$$

mithin die Anzahl der Kettenglieder

$$N = \frac{2 . 40 + 3{,}1416 . 7{,}324}{3{,}1416 . 7{,}324} . 2 . 18 = 161{,}172\ldots, \text{ d. i.}$$

$N_1 = 162$; wonach

$$E = \frac{3{,}1416}{2} . 7{,}5 \left(\frac{162}{2.18} - 1 \right) = 41{,}2335 \text{ Fuss}$$

gefunden wird.

Die Länge der Ketten ergibt sich zu

$$L = 162 . 0{,}6545 = 106{,}029 \text{ Fuss, und weil}$$

$$a = 2h = 2 . 3 = 6 \text{ Fuss, so folgt:}$$

$$n_1 = \frac{106{,}029}{6} = 17{,}6 \ldots,$$

wofür die Zahl 18 genommen werden muss.

Auf den Abstand je zweier Aufziehschalen, d. i. auf die Länge a kommen somit $\frac{162}{18} = 9$ Glieder.

Die Kraft, welche nöthig ist, um einen Aufzug dieser Art durch eine Maschine in Bewegung zu setzen, bleibt sich nicht vollkommen gleich, da die Belastung an denselben von der Anzahl der einzelnen Ladungen, welche auf den im Aufgehen begriffenen Aufziehschalen befindlich ist, das Gewicht der einzelnen Ladungen selbst aber von der grössern oder geringern Füllung der Gefässe, so wie von der Gröbe und dem specifischen Gewichte der Fördermasse abhängt. Sie wird daher am grössten sein, wenn alle im Aufgehen begriffenen Aufziehschalen mit gänzlich angefüllten Gefässen gehörig besetzt sind. Obschon nun dieser Fall der grössten Belastung nicht immer vorkommen wird, da letztere von dem Willen, der Stärke und der Behendigkeit der Auf- und Abläder abhängt, so muss doch der Aufzug für dieselbe eingerichtet sein.

Ist daher das Gewicht der Ladung in einem Gefässe $= Q$; die Höhe, auf welche die Ladungen gehoben werden sollen, d. i. die lothrechte Entfernung zwischen dem Auf- und Abladeorte, $= H$; der Abstand je zweier Aufziehschalen von einander $= a$; die Anzahl der auf eine Aufziehschale zu stellenden Gefässe $= n_2$, so können überhaupt nur $\frac{H}{a}$ Aufziehschalen am Aufzuge beladen werden, von welchem Werthe nur die durch Rechnung gefundene ganze Zahl zu nehmen ist.

Da für einen zweckmässig eingerichteten Aufzug die leeren Aufziehgefässe unter sich im Gleichgewichte sind, auch die sämmtlichen Fördergefässe, worin die Fördermassen verpackt werden, dann, wenn Alles in gehörigem Gange ist, also auf der einen Seite des Aufzuges eben so viel leere Fördergefässe abgehen, als auf der andern Seite desselben gefüllte aufsteigen, einander völlig das Gleichgewicht halten, so besteht die reine Last am Aufzuge in der Axe des Kettenpaares in

$$1) \quad K = \frac{H}{a} n_2 Q.$$

Hierzu kommt zunächst noch die Reibung, welche fortwährend von 4 Kettengliederbolzen, deren Glieder sich theils um die Warzenscheiben legen, theils von denselben abwickeln, statt findet.

Bezeichnet deshalb R den mechanischen Halbmesser jeder der gleich hohen Warzenscheiben, ϱ den Halbmesser eines Gliederbolzens, E die Entfernung der Axen beider Warzenscheiben, G das durchschnittliche Gewicht einer Längeneinheit (z. B. eines Fusses) des Kettenpaares, einschliesslich der Gewichte aller daran hängenden Aufziehschalen und der darauf befindlichen Fördergefässe ohne Ladungen, und φ den Reibungs-

Coefficienten, so beträgt die Reibung an dem obersten Bolzen des Kettenpaares, woran ausser der Ladung K noch das Gewicht $E.G$ hängt, auf die Axe der Kette, d. i. auf den mechanischen Halbmesser R der Warzenscheiben reducirt,

$$F = \varphi \frac{\varrho}{R}[K + EG].$$

Die gesammte Kraft, welche am Aufzuge über diesem Bolzen erforderlich ist, besteht daher in

$$P_1 = K + F = \left(1 + \varphi \frac{\varrho}{R}\right) K + \varphi \frac{\varrho}{R} EG.$$

Am zweiten Bolzen der obern Scheibe, um welchen sich das Kettenglied dreht und von der Scheibe ablegt, findet der Druck $P_1 - EG$ statt; seine Reibung ist

$$F_1 = \varphi \frac{\varrho}{R}(P_1 - EG),$$

oder wenn man für P_1 seinen Werth setzt,

$$F_1 = \varphi \frac{\varrho}{R}\left[\left(1 + \varphi \frac{\varrho}{R}\right) K + \varphi \frac{\varrho}{R} EG - EG\right].$$

Die gesammte Kraft, welche an diesen Bolzen und unterhalb desselben am Aufzuge nöthig ist, berechnet sich folglich zu

$$P_2 = P_1 + F_1 = \left(1 + \varphi \frac{\varrho}{R}\right)^2 K + \left(\varphi \frac{\varrho}{R}\right)^2 EG.$$

Der dritte Bolzen der Kette, am welchen das zugehörige Glied sich dreht, um sich an der untern Warzenscheibe anzulegen, erleidet einen Druck von der Grösse P_2, dessen Reibung

$$F_2 = \varphi \frac{\varrho}{R} P_2 = \varphi \frac{\varrho}{R}\left[\left(1 + \varphi \frac{\varrho}{R}\right)^2 K + \left(\varphi \frac{\varrho}{R}\right)^2 EG\right] \text{ ist.}$$

Die an diesem Bolzen erforderliche gesammte Kraft ergibt sich mithin zu

$$P_3 = P_2 + F_2 = \left(1 + \varphi \frac{\varrho}{R}\right)^3 K + \left(1 + \varphi \frac{\varrho}{R}\right)\left(\varphi \frac{\varrho}{R}\right)^2 EG.$$

Die Reibung an dem vierten, unter den sämmtlichen beladenen Aufziehschalen befindlichen Bolzen, dessen Glied von der untern Warzenscheibe abgelenkt wird, kann, da er eigentlich weder von der Ladung, noch von dem Gewichte der einen oder der andern Hälfte des Kettenpaares afficirt wird, gänzlich vernachlässiget werden.

Da $\frac{\varrho}{R}$ stets ein sehr kleiner Bruch ist, so kann man auch

2) $P_3 = \left(1 + 3\varphi \frac{\varrho}{R}\right) K$ setzen.

Die Reibung an den Axen der beiden Warzenscheiben, die ferner zu P_3 zu addiren ist, hängt von dem Halbmesser r dieser Axen, von dem mittlern Gewichte G_1 einer solchen Scheibe, von dem Gewichte der ganzen Kette, deren Länge $= L$ sei, sowie von dem mechanischen Halbmesser R_1 desjenigen Zahnrades ab, welches an der Welle der untern Warzenscheibe angebracht ist. Bezeichnet hier φ_1 den Reibungs-

coefficienten, so erleiden die Zapfen der obern Warzenscheiben den Druck

$$(G_1 + LG + K + P_3),$$

und die Zapfen der untern Warzenscheiben den Druck

$$(G_1 + \frac{R}{R_1} P_3).$$

Die dadurch entstehende Reibung an den Axen dieser Scheiben, auf die Axe der Aufziehkette reducirt, ist folglich

$$P_4 = \varphi_1 \frac{r}{R}\left[2G_1 + LG + K + \left(1 + \frac{R}{R_1}\right)P_3\right],$$

oder, wenn man für P_3 seinen Werth substituirt,

$$3)\ P_4 = \varphi_1 \frac{r}{R}\left[2G_1 + LG + \left\{1 + \left(1 + \frac{R}{R_1}\right)\left(1 + 3\varphi\,\frac{r}{R}\right)\right\}K\right].$$

Im Angriffspunkte des Vorgeleges ist daher die zum Aufziehen der Last K erforderliche Kraft

$$= \frac{R}{R_1}(P_3 + P_4),$$

wozu nun noch die Reibung zu rechnen ist, welche an den Zähnen des Räderwerkes statt findet, und nach der Theorie der Zahnräder

$$4)\ P_5 = \varphi_2 \pi \frac{N+n}{2Nn} \cdot \frac{R}{R_1}(P_3 + P_4)$$

ist, wenn N und n die Anzahl der Zähne der beiden in einander eingreifenden Räder des Vorgeleges und φ_2 den Reibungscoefficienten für Zahn auf Zahn bezeichnet.

Die gesammte im Angriffspunkte des Vorgeleges erforderliche Kraft ergibt sich demnach zu

$$5)\ P = \frac{R}{R_1}(P_3 + P_4) + P_5.$$

Soll sich der Aufzug in der Axe der Ketten oder, was gleichviel ist, am Ende des mechanischen Halbmessers R der Warzenscheiben mit der Geschwindigkeit v bewegen, so ist das dynamische Moment der gesammten Last, welche der Kraft P im Theilrisse des Vorgeleges das Gleichgewicht hält, da P dann mit der Geschwindigkeit $\frac{R_1}{R} v$ sich fortbewegt,

$$6)\ P\frac{R_1}{R} v = \left(P_3 + P_4 + \frac{R_1}{R} P_5\right) v,$$

worin P_3, P_4 und P_5 die unter 2, 3 und 4 berechneten Werthe bedeuten.

Da mit der Geschwindigkeit v die reine Last K (Gleichung 1) gehoben wird, so ist die in der Zeit $= t$ Stunden auf die Höhe H gehobene Last

$$7)\ W = \frac{3600\,tv}{H} K.$$

Es verdient hier noch bemerkt zu werden, dass, wenn die Bolzen der Aufziehkette stets gut geschmiert werden, $\varphi_1 = \varphi = \frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{8}$ genommen, dagegen, wenn dies nicht der Fall ist, was jedoch die Ab-

nutzung der Bolzen und ihrer Geläufte in den Gliedern sehr begünstigen würde, $\varphi_1 = \frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3}$ angesetzt werden kann. Den Coefficienten φ_2 kann man für Gusseisen auf Gusseisen, und wenn die Zähne der Räder immer gut eingeschmiert werden, $= \frac{1}{7}$ bis $\frac{1}{8}$ setzen.

Die Stärke irgend einer hierzu anzuwendenden Umtriebsmaschine lässt sich nun leicht ermitteln; wäre diese z. B. ein Wasserrad von dem Gefälle $= H_1$, der Wassermenge $= M$ in der Secunde und dem Wirkungsgrade $= \mu$, so würde

$$\mu M H_1 \gamma = P \frac{R_1}{R} v$$

sein, woraus sich

$$8) \quad M = \frac{P R_1 v}{\mu H_1 R \gamma}$$

berechnen lässt, wo γ das Gewicht einer Cubikeinheit Wasser bezeichnet.

Wäre die vorhandene Wasserkraft gegeben, so lässt sich nach der Gleichung 8 der Werth P, und hieraus die grösste Ladung K, welche man mittels des Aufzuges mit der Geschwindigkeit v emporheben kann, sowie die in der Zeit t zu hebende Last nach Gleichung 7 berechnen.

Beispiel. Für das obige Beispiel war $H = 40$ Fuss; $b = 2$ Fuss; $h = 3$ Fuss; $d = \frac{1}{3}$ Fuss; also $r = \frac{1}{6}$ Fuss; $D = 7{,}5$ Fuss; mithin $R = \frac{D}{2} = 3{,}75$ Fuss; $E = 41{,}2335$ Fuss; $L = 106{,}029$ Fuss; $a = 6$ Fuss. Sei nun noch $\varrho = \frac{1}{24}$ Fuss; $G = 30$ ℔ für einen Fuss Länge; $n_2 = 2$; $Q = 60$ ℔; $\varphi = \varphi_1 = \varphi_2 = \frac{1}{10}$; $G_1 = 1200$ ℔; $R_1 = 4{,}5$ Fuss; $N = 108$; $n = 50$; $v = \frac{1}{2}$ Fuss und $t = 1$ Stunde, so hat man die Anzahl der beladenen Aufziehschalen, d. i. $\frac{H}{a} = \frac{40}{6} = 6{,}6..$, wofür $= 6$ zu nehmen ist; folglich $K = 6.2.60 = 720$ ℔;

$$P_3 = \left(1 + 3 . \frac{1}{10} . \frac{1}{24 . 3{,}75}\right) 720 = 722{,}4 \text{ ℔};$$

$$P_4 = \frac{1}{10} . \frac{1}{6 . 3{,}75} . \left[2 . 1200 + 106{,}029 . 30 + \left\{1 + \left(1 + \frac{3{,}75}{4{,}5}\right)\left(1 + 3 . \frac{1}{10} . \frac{1}{24 . 3{,}75}\right)\right\} 720\right] = 33{,}93 \text{ ℔};$$

$$P_5 = \frac{3{,}141}{10} . \frac{108 + 50}{2 . 108 . 50} . \frac{3{,}75}{4{,}5} (722{,}4 + 33{,}93) = 3 \text{ ℔}; \text{ daher}$$

$$P = \frac{3{,}75}{4{,}5} (722{,}4 + 33{,}93) + 3 = 633{,}3 \text{ ℔};$$

$$P . \frac{R_1}{R} v = \left(722{,}4 + 33{,}93 + \frac{4{,}5}{3{,}75} . 3\right) \frac{1}{2} = 380 \text{ Fuss-Pfund, und}$$

$$W = \frac{3600 . 1 . \frac{1}{2}}{40} . 720 = 32400 \text{ ℔}.$$

Würde hierzu ein oberschlägiges Wasserrad mit $H_1 = 15$ Fuss Gefälle und einem Wirkungsgrade $\mu = \frac{2}{3}$ angewendet, so würde bei $\gamma = 66$

Cöllnische Pfunde eines rheinländischen Cubikfusses Wasser die Wassermenge

$$M = \frac{380}{\frac{2}{3}.15.66} = 0{,}5757 \text{ Cubikfuss}$$

in einer Secunde betragen müssen.

Aufzüge dieser Art findet man seit einigen Jahren an mehreren Orten in Belgien auf grössern Eisenhüttenwerken, z. B. in Monçeaux und Couillet bei Charleroi, angewendet.

Häufiger noch als die vertikalen Gichtaufzüge findet man die geneigten im Gebrauche, d. i. solche, welche in einer gewöhnlich nur unter 30 bis 40 Graden geneigten schiefen Ebene bestehen, auf welcher die zu dem Betriebe der Hohöfen erforderlichen Materialien in Wagen oder auf sogenannten beweglichen Auffahrten (fr. *culée*) durch Maschinenkraft vom Möllerboden weg bis zur Höhe der Gicht aufgezogen worden. Man bedient sich ihrer in der Regel da, wo die Hohöfen an einem Bergabhange liegen, der die Herstellung des zu einem vertikalen Aufzuge benöthigten Raumes kostspielig machen würde; sowie auch dann, wenn man beabsichtigt, das Auffördern der Materialien in grössern Quantitäten auf einmal und in mehr oder weniger unterbrochenen Zeiträumen zu bewirken, um das zum Auf- und Abladen erforderliche Personale auch noch mit andern Arbeiten, z. B. mit dem Beschicken des Ofens, dem Verladen und Ausladen der Steine, Brennmaterialen u. s. w. beschäftigen zu können. Diese Aufzüge sind entweder einfach oder doppelt eingerichtet, d. i. entweder mit nur einem oder mit zwei Wagen und eben so vielen Bahnen, in welchem letztern Falle das Auffördern abwechselnd so geschieht, dass der eine Wagen gefüllt bahnaufwärts geht, während der andere leer bahnabwärts läuft. Obschon die letztere Art die bessere und mechanisch vollkommenere ist, so findet man doch erstere ihrer Einheit wegen gewöhnlich bei Holzkohlenöfen, wo die Förderhöhe sowohl als die Eisenproduction nicht bedeutend ist, sehr häufig angewendet.

3) Geneigter Gichtaufzug mit endloser Kette. Bei der Eisenhütte zu Chatlinot, $\frac{1}{4}$ Lieue östlich von Charleroi in Belgien, wo 6 Hohöfen mit Coaks im Betriebe sind, werden zweien davon die erforderlichen Materialien mittels eines aus einer endlosen Kette und Wagen bestehenden Aufzuges zugefördert, der eben so einfach als zweckmässig ist. Derselbe ist verkürzt in *Fig.* 7 — 9 (Taf. 27) vorgestellt, wovon *Fig.* 7 eine Seitenansicht, *Fig.* 8 die hintere Ansicht und *Fig.* 9 der Grundriss oder die obere Ansicht ist.

AA ist die Sohle des Möllerbodens und *BB* die der Gicht. Zwischen diesen beiden Sohlen ist eine unter 30 Graden geneigte schiefe Ebene *CC* angelegt, die auf einem Gestelle *DD Fig.* 7 und 8 ruht. Längs derselben läuft eine endlose Kette *aaaa*, welche schlaff auf den Scheiben *bb*, *cc* hängt, wovon die obere *cc* circa 2 Fuss über der Gichtsohle in eisernen Zapfenstühlen *dd* ruht. An der Welle dieser obern Scheibe *c* befindet sich das Rad *e* befestigt, in welches das Rad *f* der darunter liegenden Welle *g* eingreift, das durch den von einer Dampfmaschine ununterbrochen nach einer und derselben Richtung bewegten Riemen *ii* in fortlaufende Kreisbewegung gesetzt wird. Durch die auf dem Umfange der Scheibe *cc* aufgegossenen oder eingenieteten Warzen oder Haken *k*, *k* u. s. w. *Fig.* 10 und 11, welche in die Zwischenräume der gespalteten Glieder der Kette eingreifen, wird die endlose Kette *aaaa*

so in Bewegung gebracht, dass der über der Bahn *C C* liegende und mit derselben parallel gerichtete Theil derselben bahnaufwärts läuft und die untere Scheibe *b b* dadurch in rotirende Bewegung bringt, dass die Backen der gespalteten Kettenglieder sich an entsprechend angebrachten Warzen oder Haken *l, l, l* u. s. w. *Fig.* 12 und 13 anlegen. Die letzteren *Fig.* 10 — 13 stellen die beiden Warzenscheiben *b b* und *c c* zur Hälfte, sowie *Fig.* 14 ein Stück der endlosen Kette *a a a a* in zwei Ansichten, in doppeltem Massstabe gezeichnet, dar. Man ersieht aus ihnen, wie die Warzen *k, k* und *l, l* der obern und untern Scheibe angeordnet sind, und welche Form sie haben müssen, damit die erstern, nämlich *k, k* *Fig.* 10 und 11, in die Spaltungen *m, m* der Kettenglieder *Fig.* 8 fallen, und die Backen *n, n* derselben Kettenglieder, wie in *Fig.* 14, sich an die Warzen *l l, l l* der untern Scheibe *b b* *Fig.* 12 und 13 anlegen können.

Längs der schiefen Ebene hinauf ist eine aus Eisenschienen mit Spur- oder Leiträndern bestehende Bahn *o o* so angelegt, dass die durch die endlose Kette vertikal gelegt gedachte Ebene in die Mitte der Spurweite fällt. Die Bahn beginnt schon einige Fuss vor Anfang der schiefen Ebene auf dem Möllerboden, wo ihre Schienen in Form eines gothischen Bogens *p p* zusammengezogen sind und so eine Anfahrt bilden, um die mit glatten Rädern versehenen Gichtwagen von irgend einer Stelle her mit Leichtigkeit auf diese Bahn bringen und so stellen zu können, wie den in *Fig.* 7 und 9 dargestellten Wagen 1. Oben bei der Scheibe *c c* liegt die Bahn *o o* beiläufig 3 Fuss höher als die Sohle der Gicht und ist von da an bis zur Gicht des Ofenschachtes hin etwa unter 5 Grad geneigt angelegt.

Die endlose Kette *a a a a* ist von circa 9 zu 9 Fuss mit Haken *q q* versehen, welche nach der Bewegungsrichtung gekrümmt und an Glieder der Kette, wie *Fig.* 14 zeigt, angeschmiedet sind. Befindet sich nun an der untersten Stelle der Bahn, gerade über der untern Warzenscheibe *b b*, ein geladener Wagen, wie 1 *Fig.* 7 und 9, angefahren, so wird dieser an seiner hintern Radaxe von einem solchen Haken *q* der Kette ergriffen und mittels der Kette längs der Bahn hinaufgezogen. Sowie der Wagen den höchsten Punkt der Bahn erreicht hat, also über die obere Warzenscheibe *c c* gekommen ist, verlässt der Haken *q* der Kette die hintere Wagenaxe desselben von selbst, und der Wagen, welcher dann schon auf der nach der Gicht hin geneigten Bahnstrecke $o_1 o_1$ sich befindet, läuft, durch seine anfängliche Bewegung und durch die Schwerkraft getrieben, bis unmittelbar vor die Gicht hin, wo ihn ein Arbeiter, der Aufgeber, empfängt und seine Ladung sofort in den Ofen bringt. Ist er entleert, so schiebt ihn der Aufgeber auf die mit der Anfahrt *r r* versehene Nebenbahn *s s*, und lässt ihn mittels eines gewöhnlichen in *Fig.* 8 und 9 mit dargestellten Bremshaspels oder einer Winde *t t* auf derselben wieder herab bis auf den Möllerboden, wo er von einem Arbeiter empfangen und aufs Neue gefüllt wird.

Längs der unter der endlosen Aufziehkette befindlichen Bahn sind um Axen drehbare Winkelhebel, sogenannte Fänger *u, u* in Entfernungen von 5 bis 6 Fuss angebracht, deren unterer Arm oder Schenkel auf der Bahn ruht, während der andere winkelrecht auf die Bahn gerichtet und so lang ist, dass er bis über die hintere Wagenaxe hinausragt. Es dienen diese Fänger dazu, den Wagen an seiner hintern Axe aufzuhalten oder aufzufangen, sobald die Aufziehkette reissen sollte.

Die Wagen bestehen aus einem blechernen Kasten v mit einem schmiedeeisernen Gevierte am Boden, woran die Zapfenstühle der hinteren Radaxe, deren Enden gusseiserne Räder w von circa 2 Fuss Höhe tragen, befestigt sind. Der vordere Theil des Wagens ruht nur auf 2 kleinen Spurrädchen x, x von etwa 6 Zoll Durchmesser, welche in von dem Bodengevierte herabgebogenen Scheereneisen mit runden Bolzen befestigt sind.

Das Fördergut wird in Gefässe von Blech gepackt, von denen eines in *Fig.* 15 und 16 nach dem doppelten Massstabe gezeichnet ist. Ein solches Gefäss fasst etwa nur 30 bis 40 Pfunde und kann mit grosser Leichtigkeit entleert werden, wenn man dasselbe an der am Hintertheil angebrachten Handhabe mit der rechten Hand, vorn an der schrägen Fläche mit der linken Hand anfasst und ihm nach dem Sturzplatze (nämlich der Gicht) hin einen angemessenen Schwung gibt. 12 bis 18 dergleichen Gefässe werden in zwei Reihen neben und über einander in die Wagen gestellt, wie man in *Fig.* 7 an dem im Durchschnitte gezeichneten, auf der Mitte der Bahn befindlichen Wagen deutlich sieht, und so aufgefördert.

Ein solcher Gichtaufzug kann gegen die Gicht jede beliebige Lage erhalten, da sämmtliche aufzufördernde Wagen vom höchsten Punkte des Aufzuges aus nach derselben hin, durch die Schwerkraft getrieben, auf einer angemessen geneigten Ebene laufen, die nach jeder Richtung zu, so wie die Umstände verlangen, gebogen werden kann.

Gewöhnlich lässt man die endlose Kette, mithin auch die durch sie aufgefördernde beladenen Wagen mit 2 bis 3 Fuss Geschwindigkeit in der Secunde sich bewegen. Mit derselben Geschwindigkeit wird nun auch jeder Wagen, nachdem derselbe den höchsten Standpunkt auf der Bahn erreicht hat, von der Kette verlassen und auf der nach der Gicht hin angelegten geneigten Ebene $o_1 o_1$ gleichförmig sich fortbewegen, wenn diese Bahn eine solche Neigung besitzt, dass der Herabgleitungstrieb oder das relative Gewicht des Wagens sammt seiner Ladung auf derselben den sämmtlichen Bewegungshindernissen am Wagen völlig gleich ist. Hat die Bahn eine grössere Neigung, so wird der Wagen natürlicherweise mit beschleunigter Bewegung herabrollen. Für den ersten dieser beiden Fälle, also für den, dass der Wagen mit seiner anfänglichen Geschwindigkeit gleichförmig auf der Bahn $o_1 o_1$ sich herabbewegt, lässt sich der Neigungswinkel dieser Bahn auf folgende Weise ermitteln. Bezeichnet W das Gewicht des leeren Wagens mit Inbegriff desjenigen der auf ihm befindlichen Fördergefässe ohne Ladung; Q die Ladung des Wagens; D und D_1 die Durchmesser der Hinter- und Vorderräder, d und d_1 die ihrer Axen; β den Neigungswinkel der Bahn $o_1 o_1$ gegen den Horizont; φ den Coefficienten der Axenreibung, und φ_1 den der rollenden Reibung der Räder auf der Bahn; so hat man für den Fall, dass der Schwerpunkt des Wagens sammt der Ladung genau in die Mitte beider Wagenaxen fällt, und wenn man das Gewicht der Räder nicht besonders in Rechnung zieht, mit zureichender Genauigkeit die Reibung an den Axen des Wagens, auf den Umfang der Radreifen reducirt,

$$= \tfrac{1}{2}\varphi\left(\frac{d}{D} + \frac{d_1}{D_1}\right)(Q + W);$$

ferner die wälzende Reibung der Räder auf der Bahn

$$= \tfrac{1}{2}\varphi_1\left(\frac{1}{D}+\frac{1}{D_1}\right)(Q+W),$$

welchen beiden Widerständen das relative Gewicht oder der Herabgleitungstrieb des Wagens, d. i. $(Q+W)\sin\beta$ entgegenwirkt.

Für die gleichförmige Bewegung des Wagens auf der Bahn muss daher sein

$$(Q+W)\sin\beta = \tfrac{1}{2}\varphi\left(\frac{d}{D}+\frac{d_1}{D_1}\right)(Q+W)+\tfrac{1}{2}\varphi_1\left(\frac{1}{D}+\frac{1}{D_1}\right)(Q+W),$$

woraus sich

$$\sin\beta = \frac{\varphi\,(d\,D_1+d_1\,D)+\varphi_1(D_1+D)}{2\,D\,D_1} \text{ findet;}$$

ein Werth, welcher den Winkel β etwas zu gross gibt, da bei der Bestimmung des Axendruckes das Gewicht der Wagenräder nicht in Abzug gebracht und der die rollende Reibung erzeugende Druck nicht mit dem Cosinus des Neigungswinkels β multiplicirt worden ist; beides aber ist für diesen Fall von keinem Belang, und ein etwas zu grosser Neigungswinkel schadet nichts, da der Schwerpunkt der Ladung selten genau in die Mitte der Axen der verschieden hohen Vorder- und Hinterräder des Wagens fallen wird, und die Coefficienten φ und φ_1 von dem Geschmiertwerden der Axen und von dem mehr oder weniger Glattsein der Bahnschienen abhängen.

Gibt man dieser Bahn zu Anfange etwas mehr Abfall als die Rechnung bestimmt, so kann man dieselbe am Ende, also in der Nähe der Gicht, auf eine kurze Distanz horizontal (wagerecht) anlegen, sie überhaupt so gestalten, dass der Wagen am Ende der Bahn, unmittelbar vor der Gicht, seine anfängliche durch die Schwerkraft beschleunigend vermehrte Bewegung durch die an ihm sich vermehrenden Reibungswiderstände und den sich bis zu Null vermindernden Herabgleitungstrieb von selbst vernichtet hat, oder nur noch eine sehr mässige Bewegung besitzt.

Bezeichnet H die lothrechte Höhe zwischen der Sohle des Möllerbodens und der der Gicht; α den Neigungswinkel der Aufziehbahn in Graden; E die wagerechte Entfernung zwischen der obern Warzenscheibe c und der Gicht; so beträgt unter Beibehaltung der vorigen Bezeichnungen die ganze lothrechte Aufziehhöhe $= H+E\,\mathrm{tg}\,\beta$, und die Länge der Aufziehbahn d. i.

$$L = \frac{H+E\,\mathrm{tg}\,\beta}{\sin\alpha}.$$

Es würde zu grossen Weitläufigkeiten führen, bei der Berechnung der zum Aufziehen einer bestimmten Ladung erforderlichen Kraft alle jene Nebenwiderstände, welche an den Wagen, der Bahn, der Kette, den Warzenscheiben u. s. w. vorkommen und in Reibungen bestehen, einzeln berechnen und summiren zu wollen. Für die Praxis genügt es vollkommen, diese sämmtlichen Widerstände in einen einzigen zusammenzufassen und diesen als einen bestimmten Bruchtheil der Ladung erfahrungsmässig anzunehmen, wodurch die Rechnung für irgend eine derartige Anlage sehr erleichtert wird.

Wenn während der Wirkung des Aufzuges immer N Wagen, jeder mit der Ladung von Q Pfunden, im Auffördern begriffen sind, mithin immer die Last $N(W+Q)$ lothrecht auf die Höhe $H+E\,\mathrm{tg}\,\beta$, oder die relative Last $N(W+Q)\sin\alpha$ auf die Länge

$$L = \frac{H+E\,\mathrm{tg}\,\beta}{\sin\alpha}$$

der schiefen Ebene in der Richtung der letzteren zu heben ist, und die Geschwindigkeit eines jeden Wagens auf der geneigten Ebene $= v$ Fuss beträgt, so folgt hieraus das dynamische Moment der Last mit Inbegriff der Gewichte der N Wagen zu $v N (W + Q) \sin \alpha$.

Bezeichnet nun ψ das oben angedeutete Verhältniss zwischen dem Werthe der an den beweglichen Theilen des Aufzuges stattfindenden sämmtlichen Widerstände und dem relativen Gewichte der N beladenen Wagen, so ist das am Umfange der Riemenscheibe $c\,c$ erforderliche dynamische Moment der Kraft $=$

$$M = v (1 + \psi) (W + Q) N \sin \alpha \text{ Fusspfunde,}$$

wonach sich die Grösse irgend einer dazu zu verwendenden Umtriebsmaschine auf ähnliche Art, wie es bei dem unter 2 enthaltenen vertikalen Gichtaufzuge geschehen ist, leicht bestimmen lässt.

Für zweckmässig eingerichtete Gichtaufzüge dieser Art kann man das Gewicht eines Förderwagens nebst dem der in ihm zu stellenden Fördergefässe ohne Ladungen zu $\frac{3}{10}$ der Ladung, d. i. $W = \frac{3}{10} Q$ und den Coefficienten $\psi = \frac{1}{6}$ setzen. Dann hätte man also:

$$M = \tfrac{2}{6}\tfrac{1}{0} v N Q \sin \alpha \text{ Fuss-Pfunde.}$$

Die Zeit, in welcher die Ladung NQ auf die Höhe $H + E \operatorname{tg} \beta$ gebracht wird, beträgt

$$t = \frac{L}{v} = \frac{H + E \operatorname{tg} \beta}{v \sin \alpha} \text{ Secunden,}$$

wenn v in Secunden ausgedrückt ist. Es können mithin in einer Zeitstunde $\frac{3600}{t}$ Ladungen oder

$$\frac{3600}{t} N Q = \frac{3600 v \sin \alpha N Q}{H + E \operatorname{tg} \beta} \text{ ℔}$$

auf die lothrechte Höhe $(H + E \operatorname{tg} \beta)$ gefördert werden, was einer Wirkung von $3600 v \sin \alpha N Q$ Fusspfunden auf die Dauer einer Stunde oder von $v \sin \alpha N Q$ Fusspfunden auf die einer Secunde entspricht.

Zu bemerken ist noch, dass man die Entfernung E zwischen der Gicht und der obersten Warzenscheibe des Aufzuges so klein als möglich zu machen habe, um die ganze Förderhöhe $H + E \operatorname{tg} \beta$ dadurch nicht übermässig zu vergrössern, da der Theil $E \operatorname{tg} \beta$ dieser Höhe nur dazu nöthig ist, dass die Wagen entweder bloss durch ihre anfängliche, vom Aufzuge erhaltene Bewegung allein oder im Verein mit der Schwerkraft bis vor die Gicht hin gelangen können. Würden dagegen die Wagen durch den Aufzug nur auf die Höhe H gefördert, so müssen sie auf die wagerechte Strecke E entweder durch Menschenhände oder durch irgend eine andere mechanische Vorrichtung als durch jene geneigte Ebene gebracht werden.

4) Geneigter einfacher Gichtaufzug mit Zugseil. Bei Hohöfen, die mit Holzkohlen betrieben werden, findet man oft den in *Fig.* 17 — 21 Taf. 28 abgebildeten sehr einfachen Gichtaufzug mit nur einem Förderwagen angewendet. *Fig.* 17 ist eine Seitenansicht, *Fig.* 18 die obere Ansicht davon, in der Verkürzung gezeichnet, während *Fig.* 19 ein Querdurchschnitt nach der Linie AB (*Fig.* 17 und 18) und *Fig.* 20 und 21 Grund- und Aufriss von der zur Bewegung des Förderwagens dienenden Trommel nebst Ein- und Ausrückvorrichtung ist.

a a ist die Sohle der Hütte oder des Möllerbodens, *b b* die der Gicht; beide sind durch eine unter 30 bis 35 Graden gegen den Horizont geneigte Ebene *c c* verbunden, die ihrerseits auf dem Gestelle *d d d d* ruht, und aus den Längenbäumen *c, c* besteht, welche mit 2 bis 3zolligen Pfosten abgedielt sind, worauf die mit Leiträndern versehene gusseiserne Schienenbahn *e e e* aufgetragen ist. Der auf dieser Bahn befindliche, in der Regel 20 Centner Haufwerk fassende Wagen *f* mit 4 gleich hohen am Umfange glatten Rädern und einer vorn angebrachten, nach oben zu sich öffnenden Thüre g, dessen Vorderräder wegen des leichten Stürzens in der Nähe des Schwerpunktes seines Kastens liegen, wird mittels des Zugseiles *h h*, welches über die unter der Gichtsohle *b b* in der Mitte der Spurweite der Bahn hängende Seil- oder Leitscheibe *i i* weg nach der an der Umtriebswelle $k k_1$ befindlichen Trommel *l* hin geführt ist, aufgezogen.

Ist der Wagen *f* von dem tiefsten Punkte des Aufzuges aus bis auf die Sohle *b b* der Gicht durch die von irgend einer in das Rad *m* (*Fig.* 18) eingreifenden Umtriebsmaschine fortwährend in drehender Bewegung befindliche Umtriebswelle $k k_1$ mit der Seiltrommel *l* gehoben, so ist eine weitere Fortbewegung dieses Wagens durch den Aufzug nicht mehr nöthig, sondern es muss diese dann vernichtet werden. Es geschieht dies gewöhnlich durch den Wagen selbst, sobald derselbe auf den horizontalen Gichtboden gelangt, mittels eines Ausrückzeuges von folgender Einrichtung.

Die Umtriebswelle $k k_1$ *Fig.* 20 ist bei *k*, wo sich die Trommel *l* befindet, rund, bei k_1 dagegen viereckig. An diesem viereckigen Theile k_1 befindet sich eine zur Seite verschiebbare kreisrunde Scheibe oder Klauenbüchse *m* mit den beiden an der der Trommel *l* zugekehrten Seite angebrachten Stiften (Klauen, Warzen) *n, n,* welche sich in entsprechende Vertiefungen der Trommel *l* einlegen oder einschieben lassen, wenn letztere der Bewegung der Umtriebswelle $k k_1$ folgen soll. In dem Umfange dieser Scheibe *m* ist eine Nuth eingedreht, in welche das nach Art eines Schraubenganges gewundene Viertelkreisstück *o* der mit $k k_1$ parallel liegenden Welle *p* fortwährend eingreift. An letzterer Welle befindet sich die mit Leiträndern versehene Scheibe *q* fest aufgezogen, auf deren Umfang die horizontale Ein- und Ausrückestange *r r* liegt und mit ihr durch die beiden Gegenketten *s* und *t* (*Fig.* 21) dergestalt verbunden ist, dass sie nebst der Welle *p* und dem Viertelkreisstück *o* bald links bald rechts gedreht wird, jenachdem man die Stange *r r* vor- oder rückwärts schiebt, wodurch die Scheibe *m* von der Trommel *l* abgerückt oder an diese geschoben, folglich die Trommel *l* selbst entweder aus oder in Verbindung mit der Umtriebswelle $k k_1$ gebracht wird. Die zwischen zwei Führungswalzen *u, u Fig.* 17 gespannte Ein- und Ausrückestange *r r* ist mit den beiden durch die Zugstange *v v* mit einander gekuppelten Winkelhebeln *w* und *x* verbunden, wovon der obere einen über die Gichtsohle hinausragenden Hebelarm *y* besitzt, durch welchen das Ein- und Ausrücken der Aufziehtrommel *l* bewirkt wird. Hat dieser Hebelarm die durch die punktirte Linie *z z* angedeutete Stellung, so befindet sich die Trommel *l* eingerückt, und es wird der Wagen *f* aufgezogen. Kommt nun der Wagen auf der Sohle *b b* der Gicht an, und steht er bereits wagerecht darauf, so wird durch den an der Seite desselben befestigten Bolzen oder Stift a_1 (*Fig.* 18 und 19) jener Hebelarm *y* in die Lage *y* geführt, mithin durch die damit bezweckte Aus-

rückung der Trommel l die Bewegung des Wagens f unterbrochen. Hierauf wird das Seil hh von dem Wagen ab- und an einen innerhalb der Bahn in der Nähe der Seilscheibe ii befindlichen Bolzen angehangen, und der Wagen bis vor die Gicht hin gefahren, wo er gestürzt wird. Der entleerte Wagen wird dann durch den Arbeiter, welcher das Ausstürzen besorgt hat, wieder an das Seil hh angehangen, längs der Bahn des Aufzuges, in Folge seines relativen Gewichtes, herabgelassen und der Hebel y erst dann wieder in die Lage zz zurückgebracht, wenn der Wagen gefüllt ist und wieder emporgezogen werden soll.

Zur Vermeidung der gleitenden Reibung des Seiles auf der Bahn sind die Walzen b_1, b_1, b_1 auf derselben angebracht.

Damit das Füllen des Wagens f am untersten Punkte des Aufzuges bequem und leicht erfolgen könne, geht der Wagen so tief herab, dass seine Oberfläche mit der Sohle aa der Hütte oder des Möllerbodens abschneidet.

Zur Seite der Aufziehbahn sind die als Treppenstufen dienenden Leisten c_1, c_1 u. s. w. genagelt.

Was die Berechnung der zur Bewegung eines solchen Aufzuges erforderlichen Kraft anlangt, so kann diese, der Einfachheit wegen, auf ähnliche Weise wie bei dem vorher behandelten geführt werden. Nennt man daher Q das Gewicht einer Ladung; W das des leeren Wagens; H die senkrechte Höhe, auf welche man fördern will; α den Neigungswinkel der Bahn; v die Geschwindigkeit des Wagens auf der schiefen Bahn, und ψ den Coefficienten, welcher das Verhältniss der am Aufzuge stattfindenden Nebenwiderstände, als: Reibungen und Seilbiegungen, zu dem relativen Gewichte des Wagens und seiner Ladung auf der Bahn anzeigt, so hat man das dynamische Moment der aufzuziehenden Bruttolast $= v\,(W+Q)\sin\alpha$ und das der aufzuziehenden Nettolast $=$

$$v\,Q\sin\alpha,$$

sowie das dynamische Moment der an der Umtriebswelle kk_1 erforderlichen Gesammtkraft, d. i.:

$$M = v\,(1+\psi)\,(W+Q)\sin\alpha \text{ Fusspfunde}$$

in der Secunde, wenn v in Fussen in der Secunde und $Q+W$ in Pfunden ausgedrückt ist.

Für eine gut getroffene Einrichtung eines solchen Aufzuges kann $\psi = \frac{1}{9}$ und $W = \frac{1}{10}\,Q$ gesetzt werden, so dass man unter solchen Umständen

$$M = \frac{13}{9}\,v\,Q\sin\alpha \text{ erhält.}$$

Die Länge der geneigten Förderbahn beträgt $L = \frac{H}{\sin\alpha}$, folglich kann eine Ladung vom Gewichte Q in der Zeit $t = \frac{H}{v\sin\alpha}$ Secunden auf die Höhe H gehoben werden. Beträgt nun die zum Füllen, Ausladen und Herablassen des Wagens erforderliche Zeit $= t_1$ Secunden, so können in einer Stunde $\frac{3600}{t+t_1}$ Ladungen vom Gewichte Q oder $\frac{3600}{t+t_1}\,Q$ Ⓒ auf die Höhe H des Aufzuges emporgehoben werden.

5) Geneigter doppelter Gichtaufzug mit Zugseilen. Bei Hohöfen, in welchen mit Coaks geschmolzen wird, für welche also grosse Quantitäten an Eisenstein, Brennmaterial und Zuschlägen auf nicht

unbedeutende Höhen, von 30 bis 50 Fuss, zu fördern sind, bedient man sich mehrerer solcher Aufzüge, wo auf zwei neben einander liegende unter 30 bis 40 Graden gegen den Horizont geneigte Bahnen zwei sogenannte bewegliche Auffahrten (fr. *culée*) abwechselnd so bewegt werden, dass die eine beladen bahnaufwärts geht, während die andere leer bahnabwärts läuft. Ein Aufzug dieser Art ist auf Taf. 28 in *Fig.* 22 — 25 dargestellt, *Fig.* 22 ist nämlich eine Seitenansicht, *Fig.* 23 ein Grundriss davon, *Fig.* 24 die vordere Ansicht einer beweglichen Auffahrt, und *Fig.* 25 die der Umtriebswelle mit den beiden Aufziehtrommeln und den Ausrückhebeln.

Auf der geneigten Ebene *aa*, deren Gerüst *bbb* ist, sind zwei neben einander parallel laufende Bahnen von Eisenschienen *cc*, *cc*, welche mit Leiträndern für die am Umfange platten Räder der beweglichen Auffahrten *dd* versehen sind und ein Abgleiten der letztern zur Seite gänzlich verhindern, aufgetragen. Die auf diesen Bahnen gehenden beweglichen Auffahrten bestehen in einem mit 3 zolligen Pfosten abgedielten Gevierte *dd* von Holz, welches horizontal liegt und auf 4 gusseisernen Rädern ruht, wovon die beiden vordern wegen der horizontalen Lage jener Gevierte kleiner als die beiden hintern sind. Sowohl die einen als die andern dieser Räder sind an ihrer gemeinschaftlichen Axe fest, die sich in den von dem Gevierte *dd* herabgehenden gusseisernen Zapfenstühlen drehen. Steht eine solche Auffahrt ganz unten oder ganz oben auf der geneigten Ebene, so bildet die Oberfläche derselben, im ersten Falle die Fortsetzung des Möllerbettes *ee* oder überhaupt derjenigen Fläche, von welcher aus das Auffördern beginnt, und im zweiten Falle die Fortsetzung der Gichtsohle *ff*, eine Einrichtung, welche das Aufladen der aufzuziehenden Materialien auf der Auffahrt am untersten Punkte des Aufzuges sowohl als das Abladen derselben von der Auffahrt in der Sohle der Gicht sehr erleichtert.

Man stellt auf diese Auffahrten entweder grosse Körbe, in welche man die Materialien verpackt hat, oder man fährt diese geradezu in denjenigen Wagen, worin man sie von dem Vorrathshause aus zufördert, darauf, und hebt sie sammt den Körben oder Wagen bis zur Gicht empor, wo das dem Aufladen ähnliche Verfahren des Abladens vollzogen wird.

Jede bewegliche Auffahrt ist an der vordern niederen Seite mit einem Haken versehen, woran das Zugseil *gg* befestigt ist. Für jedes dieser Seile *gg* befindet sich unter der Diele *ff* des Gichtbodens eine Seilscheibe *h*, über welche weg es nach der darunter entsprechend liegenden Aufziehtrommel *i* der Welle *kk* geführt und an dieser befestigt ist. Je nachdem die daran hängende Auffahrt aufgezogen oder herabgelassen werden soll, wickelt sich das Seil entweder auf der zugehörigen Trommel auf oder von derselben ab.

Die Vorrichtung, durch welche dieses abwechselnde Auf- und Abfördern der Auffahrten geschieht, besteht sehr häufig in einem Riemenvorgelege, durch welches die Trommelwelle *kk* bald rechts bald links in rotirende Bewegung gesetzt werden kann. Zu dem Ende befinden sich in der Mitte jener Welle *kk* drei gusseiserne Riemenscheiben *l*, *m* und *n*, wovon *l* und *n* lose auf der Welle *kk* sitzen, dagegen *m* mit derselben fest verbunden ist und die Treibscheibe bildet. Unter diesen 3 Scheiben befindet sich eine einzige Riemenscheibe, so breit als jene 3 Scheiben zusammengenommen, an der der Welle *kk* parallel liegenden Welle der

Umtriebsmaschine befestigt. Ueber dieser und den genannten 3 Scheiben laufen zwei gehörig angespannte Riemen *o* und *p*, wovon der eine, nämlich *p*, kreuzweise aufgelegt ist, so dass hierdurch, wenn die Welle der Umtriebsmaschine fortwährend nach einer und derselben Richtung hin in Bewegung ist und jeder Riemen auf einer Losscheibe, wie in *Fig.* 23, liegt, beide Losscheiben *l* und *n* gegen einander umgedreht werden. Rückt man nun den einen dieser beiden Riemen, z. B. *o Fig.* 25, auf die feste Scheibe *m*, so wird durch denselben die Trommelwelle *kk* nach einer Richtung hin, z. B. rechts in Bewegung gesetzt, schiebt man dagegen den Riemen *o* wieder auf die Losscheibe *n* und den Riemen *p* auf die Treibscheibe *m*, so wird die Trommelwelle *kk* nach einer jener zuerst genannten Richtung entgegengesetzten, d. i. links umgedreht. Das Einrücken des einen oder andern dieser Riemen *o* und *p* auf die Treibscheibe, jenachdem die eine oder die andere Auffahrt emporgehoben werden soll, geschieht nun durch den mit dem Abladen beschäftigten Arbeiter, dagegen das Ausrücken des den Aufzug bewegenden Riemens durch die zugehörige Auffahrt selbst, indem die vorn zur Seite derselben angebrachten Ausrückebacken oder Keile *q*, *r Fig.* 23 die um *s*, *s Fig.* 22 und 25 drehbaren doppelarmigen Hebel *t*, *u*, wovon der untere Schenkel den entsprechend gelegenen Riemen mit einer Gabel erfasst, dann zur Seite schieben, also den Riemen von der Treibscheibe auf die eine der Losscheiben rücken, wenn die Auffahrt den höchsten Standpunkt auf der schiefen Ebene erreicht und sich an dem Querbalken *v*, *Fig.* 22 und 23, angesetzt hat.

Statt des Riemenvorgeleges könnte man sich hier wohl auch der Radvorgelege von solcher Einrichtung bedienen, dass durch Verschiebung einer doppelten oder zweiseitigen Klauenbüchse die Trommelwelle *kk* rechts- und linksläufig gemacht werden kann; doch verdienen hier für diesen Zweck die mit Riemen den Vorzug vor jenen, weil während des Ausrückens des thätiggewesenen Riemens die Bewegung der Auffahrt allmälig bis zu Null herabgezogen wird, durch welchen Umstand die Auffahrt sich sanft an dem Querbalken *v* anlegt, und weil der Riemen dann, wenn er durch die Auffahrt einmal unvollkommen ausgerückt werden sollte, ohne Nachtheil für den Aufzug und die Umtriebsmaschine auf den Scheiben gleiten kann, sobald die Auffahrt oben bei *v* sich angesetzt hat.

Da durch zufälliges Abreissen eines Zugseiles *gg* die daran geknüpfte Auffahrt mit beschleunigter Geschwindigkeit auf der schiefen Ebene herabrollen und in Folge der dadurch erhaltenen heftigen Bewegung zerstört werden würde, so sind, um dies zu vermeiden, längs jeder Bahn zwei mit den Schienen *cc* parallel laufende Zahnstangen *ww* aufgeschraubt, in deren Zähne die von der vordern Axe der Auffahrt herabhängenden Sperrkegel (Hammer, Hunde, Knechte, fr. *servante, pied de biche*) *x*, *x* beim Aufziehen sich fortwährend einlegen und der Auffahrt, sowie jener Uebelstand eintritt, als Stützpunkte dienen. Beim Herablassen der Auffahrten werden diese Sperrkegel an das Gevierte *dd* derselben mittels einer kleinen Kette oder eines Strickes gehangen oder auf irgend eine andere leichte Art von den Zahnstangen entfernt gehalten.

Der zwischeen beiden Auffahrten gelassene Raum von 3 bis 4 Fuss Breite ist mit aufgenagelten Latten oder Leisten *y*, *y* versehen, welche die Stelle von Treppenstufen vertreten und den Arbeitern das Ersteigen des Aufzuges erleichtern.

Die Geschwindigkeit der Bewegung der Auffahrten beträgt nie über $3\frac{1}{2}$ Fuss in der Secunde.

Insofern man auch hier die am Aufzuge sich vorfindenden Nebenhindernisse, wie bei den vorher behandelten zwei Arten von Aufzügen, nach Erfahrung summirt, als einen gewissen Theil der aufzuziehenden Last ansieht, ist die Berechnung der zur Bewegung der Auffahrten erforderlichen Kraft sehr leicht. Es ist nämlich diese Kraft

$$M = v\,(1+\psi)\,Q \sin\alpha \text{ Fuss-Pfunde}$$

in der Secunde, wenn Q die Ladung in Pfunden, v die Geschwindigkeit der Auffahrten in Fussen in der Secunde, α die Neigung der Bahn in Graden und ψ jener Coefficient für die Nebenwiderstände am Aufzuge ist, den man bei vortheilhafter Einrichtung zu $\frac{1}{8}$ annehmen kann.

Auf die ganze Aufzughöhe H können in einer Stunde $\frac{3600}{t+t_1} Q$ ℔ gehoben werden, wenn $t = \frac{H}{v \sin\alpha}$ die Zeit der Aufförderung einer Auffahrt und t_1 die Zeit des Auf- und Abladens, in Secunden ausgedrückt, bezeichnet.

6) Pneumatischer oder durch comprimirte Luft betriebener Gichtaufzug. Bei dem auf Seite 368 angeführten bedeutenden Eisenhüttenwerke zu Chatlinot in Belgien wurde im Jahre 1839 zu drei Coakshohöfen von circa 50 Fuss Höhe ein Gichtaufzug erbaut, welcher durch comprimirte Luft in Bewegung gesetzt werden soll. Man beabsichtigte die hierzu erforderliche verdichtete Luft aus dem grossen Windreservoir oder Recipienten des einstiefeligen Cylindergebläses, wo sie für den Hohofenbetrieb bis zu 4 ℔ Druck auf den Quadratzoll Fläche über den Atmosphärendruck verdichtet werden soll, zu nehmen. Es ist dieser Aufzug auf Taf. 29 abgebildet, wo *Fig.* 26 eine Seitenansicht, *Fig.* 27 ein Höhendurchschnitt durch die Axe des Treibcylinders und des Windzuführungsrohres, und *Fig.* 28 ein unmittelbar über dem Cylinder genommener horizontaler Durchschnitt davon ist.

Es besteht derselbe aus einem von Holzwerk thurmartig aufgeführten und mit gutem Grundwerke versehenen Gerüste *a a*, *Fig.* 26 und 27, dessen Säulen und Riegel der Haltbarkeit und Steifheit wegen mit angeschraubten schmiedeeisernen Winkelbändern und Legeisen versehen sind. Die dasselbe bildenden 9 senkrecht stehenden Säulen *b*, *b*, *b* sind, wie *Fig.* 28 nachweist, so, wie die Kegel auf dem Kreuze einer Kegelbahn angeordnet (also so, dass durch sie im Grundrisse vier einander gleiche Quadratflächen gebildet werden), und stehen auf gusseisernen Fussstücken *c c*, in deren Sesseln sie noch besonders mit Holz verkeilt sind. In zwei dieser Abtheilungen, welche neben einander liegen, erfolgt das Auffördern der Eisenerze u. s. w. auf Gefässen oder Tonnen *A A*, wovon im Grundrisse *Fig.* 28 nur eines dergleichen gezeichnet ist. Diese Gefässe bestehen aus zwei gusseisernen Kreuzen *d d*, *e e*, die durch schmiedeeiserne Stangen *f*, *f* verbunden sind. Die Arme dieser Kreuze fallen in die Diagonalen der erwähnten quadratischen Abtheilungen und tragen an den Enden Rollen oder Walzen *g*, *g*, *g*, *g* mit rechtwinkelig in den Umfang eingedrehten Nuthen, womit diese an den rechtwinkelig umgebogenen Eisenschienen *h*, *h*, *h*, *h* laufen, die an den entsprechend liegenden Kanten der Säulen *b*, *b*, *b* u. s. w. längs der ganzen Höhe des Aufzuges angenagelt sind und den Gefässen als Führung dienen. Auf

dem untern Kreuze dieser Gefässe befindet sich ein Blech *ii* befestigt, worauf die Gefässe, in welche man das Fördergut packt, gestellt werden. *kk*, *Fig.* 28, ist ein Fusspfeiler, worauf das Aufziehgefäss, welches hier nicht eingezeichnet ist, sich aufsetzt. Jedes dieser beiden Gefässe hängt an einer Laschen- oder Bandkette *ll*, *ll*. Diese Ketten sind an dem Umfange zweier entsprechend liegenden gleich hohen gusseisernen Scheibenräder *mm* einer auf dem Gerüste *aa* horizontal und mit den beiden Abtheilungen, worin das Aufziehen geschieht, parallel liegenden Welle *nn* befestigt. In der Mitte dieser Welle *nn* ist noch ein Scheibenrad *o*, von weit geringerer Höhe als jene, fest aufgezogen, an dessen Umfang die Bandkette *pp* gehangen ist, deren anderes Ende mit dem Kopfe *q* der Kolbenstange *r* durch einen Bolzen vereinigt ist. *ss* ist der etwa 10 Fuss hohe und 2 Fuss weite, unten offene Windcylinder, in welchem der Kolben *t* spielt. Die Stange *r* dieses Kolbens, woran jene Kette *pp* hängt, geht durch eine Stopfbüchse des den Cylinder luftdicht verschliessenden Deckels. Zur Seite des Cylinders befindet sich der Schieberkasten *u*, in welchen die verdichtete Luft aus dem Reservoir des Gebläses durch das Rohr *vv* geführt wird und aus welchem sie mittels des Schiebers *w* (*Fig.* 27) in den Cylinder *ss* über den Kolben *t* eingeleitet werden kann. Der Schieber *w* ist hohl, um die comprimirte Luft, welche den Kolben bis zum tiefsten Punkt des Cylinders gedrückt hat, in derjenigen Stellung, in welcher der Schieber in *Fig.* 27 gezeichnet ist, durch die im Kasten angebrachte Oeffnung *x*, welche durch die Schieberhohlung mit dem Windhals *y* in Verbindung steht, in die freie Luft oder Atmosphäre zu lassen. Wird der Schieber *w* durch die aus der Stange *α*, der Welle *β* und dem durch die Mittelsäulen des Gerüstes *aa* geführten Hebel *γ* bestehenden Steuervorrichtung von dem bei der Gicht mit dem Abladen beschäftigten Arbeiter abwärts geschoben, so tritt die verdichtete Luft auf den Kolben *t* und drückt diesen längs seines Cylinders herab. Die Folge hiervon ist, dass die an den Ketten *ll* hängenden Aufziehgefässe oder Tonnen *A*, *A* beide gleichzeitig beladen aufgezogen werden, und zwar mit einer Geschwindigkeit, welche in dem Verhältnisse, in welchem die Höhe der Scheiben *mm* zu der der Scheibe *o* stehen, grösser ist als die des Kolbens *t*.

Mehr als 4 Fuss Geschwindigkeit in der Secunde wird man den Aufziehgefässen *A*, *A* nicht geben, da man schon diese, zur Vermeidung von Schlägen und Aufsetzen des Kolbens, durch die Stellung des Schiebers *w* zu moderiren hat, sobald die Gefässe in die Nähe der Gichtsohle *z* gelangen.

Sollen die Gefässe von der Gichtsohle wieder herabgelassen werden, so zieht man den Schieber *w* aufwärts, die über dem Kolben stehende und den ganzen Cylinder einnehmende comprimirte Luft tritt dann durch die Oeffnung *x* in die Atmosphäre, die Gefässe *A*, *A* sinken in Folge des Uebergewichtes, welches sie gegen den auf der andern Seite des Aufzuges hängenden Kolben nebst Kette und das am Kolben befestigte Gegengewicht *P* haben, von selbst herab, und ziehen gleichzeitig den Kolben *t* sammt Zubehör im Cylinder wieder in die Höhe. Dass hierbei die Bewegung des Aufzuges durch den Schieber *w* ebenfalls gemässigt werden kann, braucht nicht besonders bemerkt zu werden.

Bezeichnet *G* das Gewicht eines Aufziehgefässes, *Q* die Ladung eines solchen; G_1 das Gewicht einer Längeneinheit, z. B. eines Fusses,

von jeder der Aufziehketten ll; G_2 das Gewicht einer Längeneinheit der Kolbenkette p; L die ganze Länge jeder der erstern, und L_1 die der letztern Kette; G_3 das Gewicht des Kolbens und seiner Stange mit dem angehängten Gewichte P; H die lothrechte Hubhöhe zwischen dem Auf- und Abladeorte; R den mechanischen Halbmesser der grossen Scheibenräder mm und R_1 den des kleinern Scheibenrades oo; r den Halbmesser der Axen der Scheibenwelle nn; ϱ die halbe Dicke der Gliederbolzen der Ketten ll; ϱ_1 die der Gliederbolzen der Kette pp; G_4 das Gewicht der Scheibenwelle nn mit den 3 Scheiben m, m und o; D den Durchmesser des Kolbens t; p den Druck der comprimirten Luft auf eine Quadratflächeneinheit; v die mittlere Geschwindigkeit, mit welcher die Ladungen Q aufgezogen werden; so hat man für die hier angeführte Einrichtung des Aufzuges die zu gewältigende grösste Last zu Anfange der Bewegung, d. i. dann, wenn die beladenen Aufziehgefässe von ihrem Aufruhepfeiler kk weg angehoben werden, für welche die Grösse des Aufzieh- oder Treibcylinders ss zu ermitteln ist. Man erhält diese auf folgende Weise

Auf der Seite der Aufziehgefässe zieht an den Umfängen der grossen Scheibenräder mm lothrecht herab die Last

$$q = 2\,(Q + G + G_1 L),$$

Diese Last erzeugt an den Bolzen der Ketten ll, deren Glieder sich an den Umfang der Scheiben legen, die auf die Axe der Ketten ll reducirte Friction

$$q_1 = \varphi \frac{\varrho}{R} q = 2\varphi \frac{\varrho}{R} (Q + G + G_1 L),$$

wo φ den Reibungscoefficienten bezeichnet, so dass folglich am Umfange der Scheiben mm der Widerstand

$$q + q_1 = 2\left(1 + \varphi \frac{\varrho}{R}\right)(Q + G + G_1 L)$$

zu gewältigen ist.

Auf der andern Seite des Aufzuges, nämlich auf derjenigen, wo der Kolben t auf den Umfang des Scheibenrades oo einwirkt und so die Lasten Q zu heben strebt, drückt ausser dem Gewichte

$$G_2\left(L_1 - \frac{R_1}{R} H\right) + G_3$$

des Kolbens nebst Kette und Gegengewicht die Kraft der comprimirten Luft auf dem Treibkolben, d. i. $D^2 \frac{\pi}{4} p$, wenn $\pi = 3{,}1416$ ist und die Dicke der Kolbenstange dabei vernachlässigt wird; folglich überhaupt die Kraft

$$k = G_2\left(L_1 - \frac{R_1}{R} H\right) + G_3 + D^2 \frac{\pi}{4} p$$

lothrecht abwärts.

Dieser Kraft wirkt zunächst entgegen die Reibung des Kolbens an dem Umfange des Cylinders, welche, wenn φ_1 den entsprechenden Reibungscoefficienten und b die Liederungshöhe bedeutet, $= q_2 = \varphi_1 D b p$ gesetzt werden kann; dann die durch $(k - q_2)$ an dem obern Bolzen der Kette pp erzeugte Reibung vom Betrage

$$q_3 = \varphi \frac{\varrho_1}{R_1} (k - q_2);$$

ferner die Friction an den Axen der Scheibenwelle nn, welche am Umfange der Scheibe oo der Grösse

$$q_4 = \varphi \frac{r}{R_1}\left[2\,(Q + G + G_1 L) + k - q_2 + G_4\right] \text{ entspricht.}$$

Die in der Richtung der Kolbenstange herabwirkende Kraft besteht mithin in $k - q_2 - q_3 - q_4$, und es muss für den Zustand des statischen Gleichgewichtes zwischen Kraft und Last sein:

$$(k - q_2 - q_3 - q_4)\, R_1 = (q + q_1)\, R,$$

oder, wenn man zunächst für q_3, q_4, q und q_1 ihre Werthe substituirt,

$$\left[(k - q_2)\left(1 - \varphi \frac{\varrho_1}{R_1} - \varphi \frac{r}{R_1}\right) - \varphi \frac{r}{R_1}\,(2\,[Q + G + G_1 L] + G_4)\right] R_1$$
$$= 2\left(1 + \varphi \frac{\varrho}{R}\right) R\,(Q + G + G_1 L).$$

Aus dieser Gleichung erhält man

$$k - q_2 = \frac{2\,(Q + G + G_1 L)\,[R + \varphi\,(r + \varrho)] + \varphi r G_4}{R_1 - \varphi\,(r + \varrho_1)}.$$

Setzt man ferner für k und q_2 ihre schon bestimmten Werthe, so ergibt sich folgende Gleichung für den Durchmesser des Windcylinders

$$D^2 - \varphi_1 \frac{4}{\pi} D b = A, \text{ wo}$$

$$A = \frac{\left\{\begin{array}{l} 2\,(Q + G + G_1 L)\,[R + \varphi\,(r + \varrho)] + \varphi r G_4 - \\ [R_1 - \varphi\,(r + \varrho_1)]\,[G_2\left(L_1 - \frac{R_1}{R} H\right) + G_3] \end{array}\right\}}{\frac{1}{4}\pi p\,[R_1 - \varphi\,(r + \varrho_1)]}.$$

Es ist dann

$$D = \frac{2b}{\pi}\varphi_1 + \sqrt{A + \left(\frac{2b}{\pi}\varphi_1\right)^2}.$$

Der Hub des Kolbens beträgt, wenn er mit h bezeichnet wird,

$$h = \frac{R_1}{R} H,$$

und die Geschwindigkeit des Kolbens, d. i.

$$v_1 = \frac{R_1}{R} v.$$

Da die von der Kraft $D^2 \frac{\pi}{4} p h$ hervorgebrachte Wirkung in $2\,Q\,H$ besteht, so ist der Wirkungsgrad oder das Verhältniss zwischen dem Last- und Kraftwerthe dieses Aufzuges, d. i.

$$\mu = \frac{8\,Q\,H}{\pi\,D^2\,p\,h}.$$

Die zu einem Kolbenspiel oder zu einem Mal Aufziehen erforderliche Luftmenge von der Spannung p über dem Drucke der Atmosphäre beträgt

$$M = D^2 \frac{\pi}{4} h, \text{ oder genauer}$$

$$= \tfrac{1}{4} (1 + \psi) D^2 \pi h,$$

wenn ψ denjenigen Coefficienten bezeichnet, welcher den zwischen Kolbenliederung und Cylinderumfläche stattfindenden Verlust an Wind von der angegebenen Spannung anzeigt. Bei guter Liederung kann dieser zu $\frac{1}{10}$ angesetzt werden.

Es ist leicht einzusehen, dass die beladenen Aufziehgefässe oder Tonnen durch die constant auf den Kolben wirkende Kraft in Folge des Umstandes, dass die Last beim tiefsten Punkte am grössten und von da bis zum höchsten Stande hin allmälig abnehmend ist, weil das Gewicht der Ketten auf der Seite der Last immer kleiner und das der Kette auf der Kraftseite des Aufzuges immer grösser wird, mit beschleunigter Bewegung emporgehoben werden müssen. Da indess diese Bewegung am Ende des Aufzuges durch den Steuerschieber w aus dem schon angeführten Grunde gemässigt werden muss, so braucht man auf die gesetzmässige Zunahme dieser Bewegung nicht näher einzugehen, sondern kann für die anfängliche Last eine mittlere Geschwindigkeit v annehmen, wofür die zu einem Mal Aufziehen einer Ladung von $2\,Q$ erforderliche Zeit $t = \frac{H}{v}$ Secunden, sowie die in z Stunden auf die Höhe H geförderte Quantität =

$$2 \frac{3600\,z}{t + t_1} Q \mathfrak{W}$$

erhalten wird, wenn Q in Pfunden angegeben und mit t_1 die zum Auf- und Abladen einer Ladung von $2\,Q\,\mathfrak{W}$ erforderliche Zeit in Secunden bezeichnet ist.

Endlich verdient noch angeführt zu werden, dass ein Aufzug dieser Art mechanisch möglichst vollkommen wird, wenn einestheils die Gewichte der leeren Aufziehgefässe mit dem Gewichte des Kolbens und seiner Kette entweder durch das Gewicht P am Kolben t oder vielleicht durch ein über dem Kolben in einer Leitung angebrachtes Ausgleichegewicht völlig ins Gleichgewicht gestellt werden, und das Herabsinken der Aufziehgefässe nur auf das Gewicht der darauf zu stellenden leeren Gefässe oder Kübel, worin das Aufziehen der Materialien geschieht, beschränkt wird; anderntheils aber die Scheiben mm und oo spiralförmig so eingerichtet werden, dass durch sie der bei kreisrunden Scheiben unvermeidliche Einfluss auf die während der Bewegung des Aufzuges stattfindenden ungleichen und veränderlichen Belastungen an der Aufförderseite vermieden, und für alle denkbaren Stellungender im Aufgehen begriffenen Aufziehtonnen eine constante Belastung, mithin eine gleichförmige Bewegung am Aufzuge erzielt wird.

Das Ausgleichegewicht P für den behandelten Aufzug würde für den Fall, dass beim Stande der Aufziehtonnen A, A in der Sohle der Gicht alle Gewichte am Aufzuge einander das Gleichgewicht halten sollten und die anfängliche Bewegung nur durch das Gewicht der auf die Tonnen zu stellenden leeren Fördergefässe zu erfolgen hätte,

was als die zweckmässigste Einrichtung der Förderung für diesen Aufzug erscheint, sich aus der Gleichung

$$(G_3 + G_2 L_1) R_1 = 2 [G + G_1 (L - H)] R \text{ zu}$$

$$G_3 = 2 \frac{R}{R_1} [G + G_1 (L - H)] - G_2 L_1$$

bestimmen lassen, wenn man davon das Gewicht des Kolbens und seiner Stange abzieht.

Zahlenbeispiel. Es sei $Q = 660$ ℔; $G = 200$ ℔; $G_1 = 8$ ℔ für 1 Fuss Länge; $G_2 = 16$ ℔ für 1 Fuss Länge; $L = 48$ Fuss; $L_1 = 40$ Fuss; $H = 40$ Fuss; $R = 5$ Fuss; $R_1 = 1\frac{1}{4}$ Fuss; $r = 0{,}2$ Fuss; $\varrho = \frac{1}{2\frac{1}{2}}$ Fuss; $\varrho_1 = \frac{1}{2\,0}$ Fuss; $G_4 = 2500$ ℔; $p = 4$ ℔ auf 1 Quadratzoll oder 576 ℔ auf 1 Quadratfuss; $\varphi = \frac{1}{1\,0}$; $\varphi_1 = \frac{1}{6}$; $b = \frac{1}{4}$ Fuss; $v = 4$ Fuss; ferner $G_3 = 2 . \frac{5}{1\frac{1}{4}} [200 + 8 (48 - 40)] - 16 . 40 = 1472$ ℔; so hat man:

$$A = \frac{\left\{\begin{array}{l} 2 (660 + 200 + 8 . 48) \left[5 + \frac{1}{1\,0} (0{,}2 + \frac{1}{2\frac{1}{2}})\right] + \frac{1}{1\,0} . 0{,}2 . 2500 \\ - \left(1{,}25 - \frac{1}{1\,0} (0{,}2 + \frac{1}{2\,0})\right) \left[16 . \left(40 - \frac{1{,}25}{5} . 40\right) + 1472\right] \end{array}\right\}}{0{,}785 . 576 . \left[1{,}25 - \frac{1}{1\,0} (0{,}2 + \frac{1}{2\,0})\right]}$$

$= 18{,}35$; folglich wird der Durchmesser des Treibkolbens, d. i.

$$D = \frac{2 . \frac{1}{4} . \frac{1}{6}}{3{,}1416} + \sqrt{18{,}35 + \left(\frac{2 . \frac{1}{4} . \frac{1}{6}}{3{,}1416}\right)^2} = 4{,}3132 \text{ Fuss}$$

betragen.

Der Hub des Kolbens ist

$$h = \frac{1{,}25}{5} . 40 = 10 \text{ Fuss}$$

und die Geschwindigkeit, womit sich der Treibkolben bewegen würde, d. i.

$$v_1 = \frac{1{,}25}{5} . 4 = 1 \text{ Fuss}$$

in der Secunde.

Der Wirkungsgrad des Aufzuges ergibt sich zu

$$\mu = \frac{8 . 660 . 40}{3{,}1416 . 4{,}3132^2 . 576 . 10} = 0{,}627 \ldots\ldots$$

Die zu jedem Kolbenspiel erforderliche Windmenge in verdichtetem Zustande findet man zu

$$M = (1 + \tfrac{1}{0}) . 4{,}3132^2 . 0{,}785 . 10 = 160{,}611 \text{ Cubikfuss.}$$

Die Zeit, während welcher ein Kolbenspiel verrichtet oder das Aufziehen der Ladung von $2 . Q = 2 . 660 = 1320$ ℔ auf die Höhe $H = 40$ Fuss bewirkt wird, beläuft sich auf $t = \frac{40}{4} = 10$ Secunden, und es können somit in $z = 1$ Stunde $2 . \frac{3600 . 1}{10 + 60} . 660 = 67885{,}5$ ℔ auf 40 Fuss Höhe gehoben werden, wenn man die Auf- und Abladezeit t_1 zu 60 Secunden anschlägt.

Einige von den hier beschriebenen zum Theil abweichende Gichtaufzüge sind in *Leblanc et Walther Metallurgie pratique du fer* (*Paris* 1838) enthalten.

7) Getreide- oder Mehlaufzüge, insbesondere Elevatoren genannt. Zum Emporheben des Getreides oder Mehles in Mühlen von einem Boden nach einem andern höher gelegenen bedient man sich meist der sogenannten Elevatoren, da diese den gewöhnlichen Aufziehwinden oder ähnlichen Vorrichtungen insofern vorzuziehen sind, weil sie sehr einfach sind und durch Maschinenkraft leicht in Bewegung gesetzt werden können, ohne dabei besondere Handarbeit zu erfordern. Die für Getreide eingerichteten Elevatoren sind gewöhnlich grösser als die für Mehl, weil mit erstern in kurzer Zeit möglichst viel Getreide aufzuwinden ist, und letztere ununterbrochen im Gange erhalten werden müssen, um durch sie immer so viel Mehl wegheben lassen zu können, als die Gänge vermahlen. Beide sind übrigens von einerlei Beschaffenheit.

Ein Elevator dieser Art, wie er von GANZEL und WULFF in dem Werke: „Ueber die Einrichtung der americanischen Mühlen u. s. w. München 1837" angegeben wird, ist auf Taf. 29 in *Fig.* 29, 30 und 31 in der Seitenansicht, in der Vorderansicht und im Durchschnitte seines untern Theiles (nach der Linie *AB Fig.* 29) versinnlicht. Es besteht derselbe aus einem über zwei gleichgrosse Scheiben *a*, *a* gelegten und gehörig gespannten Riemen oder Gurt *bbbb* mit Gefässen von verzinntem Eisenbleche *cc*, die an dessen Aussenseiten in gleichen Abständen angenietet sind, und gleicht somit dem PATERNOSTER oder SCHAUFELWERKE. Die obere Scheibe davon wird in der Regel durch die Umtriebsmaschine mittels eines zur Seite laufenden Riemens oder mittels conischer Räder, und dadurch der Riemen *bb* in Bewegung gesetzt. Jede Scheibe umschliesst ein hölzerner Kasten, die untere der Kasten *dd*, die obere der Kasten *ee*, und beide Kästen sind mittels der vierseitig im Querschnitte gestalteten Röhren oder Lutten *ff*, *gg* so verbunden, dass der Riemen mit seinen Gefässen in der Lutte *ff* mit nur wenig Spielraum aufwärts, dagegen in der Lutte *gg* abwärts ungehindert laufen kann. Da diese Elevatoren immer geneigt stehen, mithin der Riemen in Folge seiner Schwere in den Lutten nach einer Art Kettenlinie sich bewegt, so ist die Rückenlutte *gg* nach hinten zu etwas erweitert, damit die Gefässe *c*, *c* des Riemens *bb* darin nicht anstossen können.

Der Zufluss des Getreides oder des Mehles nach dem Elevator wird durch die am untern Kasten angebrachte Lutte *h* bewirkt, und die zulaufende Menge des einen oder des andern aufzuziehenden Gutes kann durch die vor der Lutte angebrachte Schütze *i* regulirt oder auch nach Befinden ganz abgesperrt werden. Auf der Rückenseite desselben Kastens befindet sich auch noch die Schütze *k*, welche dazu dient, den Kasten reinigen zu können, sobald er sich durch zu häufigen Zufluss von Getreide oder Mehl versetzen sollte.

Der obere Kasten des Elevators enthält am Boden auf der Rückenseite des Eimerriemens die Ausmündung *l*, in welche das emporgehobene Getreide oder Mehl aus den Eimern *c*, *c* geschleudert wird, sowie diese sich über die obere Scheibe weg bewegen. Diese Mündung endet, wenn der Elevator an einem Ende der Mühle sich befindet, in einem Fortleiter oder CONVEYER, oder, wenn er in der Mitte der Mühle steht, in einer um den Bolzen *n* drehbaren kurzen Rinne *m*, um dadurch das gehobene Mehl oder Getreide nach verschiedenen Richtungen hin leiten zu können.

Die Elevatoren, welche zum Entladen der Canalböte oder Schaluppen gebraucht werden, unterscheiden sich von den eben beschriebenen

nur dadurch, dass der untere Kasten derselben fehlt, die Eimer das Getreide sogleich aus der Schaluppe raffen, die untere Riemenscheibe, wegen der Anspannung des Riemens, stellbar ist, und dass der ganze Elevator nicht an einer Stelle fest, sondern an einem um eine Axe drehbaren Hebel aufgehangen und in einer Vertikalebene beweglich ist. Einen solchen Aufzug sieht man auf Taf. 29 in *Fig.* 32 im Grundrisse, in *Fig.* 33 in der Seitenansicht abgebildet. *Fig.* 33 zeigt, wie die untere Riemenscheibe in einem aus zwei Leisten *aa* bestehenden Gatter, welches in den Querriegeln oder Latten *b*, *b*, *b* seine Führung hat, drehbar aufgehangen und mittels des Bolzens *c* auf- und abwärts stellbar gemacht ist. Mit dem obern Kasten *ee*, an welchen die beiden Lutten, durch die der Elevatorriemen geht, noch mittels der zu beiden Seiten angeschraubten hufeisenförmigen Bänder *dd* angehangen sind, ist der ganze Elevator zwischen zwei parallel liegenden starken Wangen *ff* um die Axe der obern Scheibe drehbar aufgehangen. Diese Wangen bilden mit dem Holze *gg* *Fig.* 32 einen Hebel, welcher um die in 8 bis 10 Fuss Entfernung von dem Elevator befindliche Axe *h* vertikal drehbar ist, und mittels der Differenz- oder Gegenwinde *i*, an welcher derselbe mit dem Seile *k* hängt, sammt dem Elevator emporgehoben oder herabgelassen werden kann, jenachdem die Höhe des Getreides in dem Fahrzeuge es erfordert. An der andern Seite des Hebels *gf* befindet sich ein mit dem ganzen Elevator im Gleichgewicht stehendes Gegengewicht angebracht, wodurch eine leichte Beweglichkeit desselben herbeigeführt wird. Uebrigens wird ein solcher Elevator durch die conischen Räder *m* und *n*, wovon das erstere, nämlich *m* an der obern Scheibenwelle, das zweite, d. i. *n* an der den Wangen parallel laufenden, einerseits auf dem Querholze *o* und andrerseits bei *p* an der einen Wange gelagerten Umtriebswelle *qq* aufgezogen ist, umgetrieben. Wegen des Hebens oder Senkens enthält die Umtriebswelle *qq* bei *r*, d. i. genau in der Richtung der Drehaxe *h* des Hebels *gf* ein Hook'sches Universalgelenke (s. ABÄNDERUNG DER BEWEGUNG S. 34).

Die gewöhnlich 22 Zoll bis 2 Fuss im Durchmesser haltenden Riemenscheiben laufen in der Minute 25 mal herum, was einer Geschwindigkeit des Riemens von $2\frac{2}{5}$ bis $2\frac{3}{5}$ Fuss in der Secunde entspricht.

Die gewöhnlich nach der Form eines Prismas von der Grundfläche eines Kreisquadranten construirten Eimer haben 5 Zoll lichte Weite und 5 Zoll Halbmesser ihrer Grundfläche, so dass einer dergleichen etwas über 98 Cubikzolle enthält. Angenommen, dass sich nur 90 Cubikzolle davon mit Getreide anfüllen und dass je zwei Eimer um 20 Zoll von einander abstehen, so können durch einen solchen Elevator bei $2\frac{3}{5}$ Fuss Geschwindigkeit der Eimer in der Secunde $\frac{2\frac{3}{5}.60}{5}.3.90 = 8424$ Cubikzoll oder 4,875 Cubikfuss Getreide in jeder Minute geschöpft und auf die Höhe des Elevators gehoben werden. Bezeichnet im Allgemeinen H diese Höhe; K den Cubikinhalt des von einem Eimer geschöpften Getreides; E die Entfernung je zweier Eimer; v deren Geschwindigkeit in der Secunde; p das Gewicht einer Cubikeinheit Getreides in Pfunden, so können in der Zeit von z Stunden

$$\frac{3600\,z\,v}{E}$$ Eimer oder

$$\frac{3600\,z\,v}{E}\,K \text{ Cubikeinheiten Getreides oder}$$

$$\frac{3600\,z\,v}{E}\,Kp\ \text{℔}$$

an Getreide auf die Höhe H emporgehoben werden, was einer Wirkung von

$$\frac{3600\,z\,v}{E}\,KpH\ \text{℔},$$

auf eine Höheneinheit gehoben, gleichkommt.

Für die Widerstände am Elevator, die in der Reibung der Scheiben an ihren Axen, in der Biegung des Riemens an den Umfängen der Scheiben und in dem Widerstande der Eimer bestehen, welchen diese erleiden, indem sie das Getreide im untern Kasten aufraffen, kann man $\frac{1}{20}$ der reinen Last annehmen. Die an der Welle der obern Riemenscheibe erforderliche Kraft wird mithin

$$\frac{21}{20}\cdot\frac{3600\,z\,v}{E}\,KpH\ \text{℔},$$

auf eine Höheneinheit in der Stunde gehoben, betragen.

Wäre z. B. $E = 20$ Zoll $= 1\frac{2}{3}$ Fuss; $K = 90$ Cubikzolle $= \frac{5}{96}$ Cubikfuss; $v = 2\frac{1}{5}$ Fuss; $z = 1$ Stunde; $p = 48$ ℔ für einen rheinländischen Cubikfuss Waizen; $H = 40$ Fuss; so würden durch den Elevator

$$\frac{3600.1.2\frac{1}{5}}{1\frac{2}{3}}\cdot\frac{5}{96}.48 = 14040\ \text{℔}$$

Waizen auf 40 Fuss in der Stunde gehoben werden, wozu eine Kraft an der Welle der obern Riemenscheibe von

$$\frac{21}{20}.14040.40 = 589680 \text{ Fuss-Pfunden}$$

in der Stunde oder von 9828 Fuss-Pfunden in der Minute erforderlich sein würde.

8) Aufzug in Fabriken zum Transportiren verschiedener Gegenstände von einem Saale zum andern. Ein sehr zweckmässig eingerichteter Aufzug zum Transportiren von Arbeitern, Waaren u. s. w. von einem Saale zum andern in Fabriken ist der auf Taf. 30 abgebildete, wo *Fig.* 34 die obere Ansicht, *Fig.* 35 die Seitenansicht im Durchschnitte nach der Linie *AB* *Fig.* 34, *Fig.* 36 die Queransicht, und *Fig.* 37 die Seitenansicht der den Aufzug in Bewegung setzenden Mechanismen darstellt.

In einem durch alle Stockwerke der Fabrik bis unter das Dach vertikal geführten thurmartigen Raume geht ein Gestell *aa* *Fig.* 34 und 35 von einer circa $2\frac{1}{2}$ Ellen im Gevierte haltenden Grundfläche zwischen Leitungsbäumen, wie *b, b, Fig.* 34, auf und nieder, was von irgend einer Kraft, gewöhnlich aber von der bei der Fabrik vorhandenen Umtriebsmaschine bewirkt wird. Dieses Gestelle *aa* hängt an zwei Rundseilen cc_1 (wofür auch ein Bandseil angewendet werden könnte), welche über eine gut abgedrehte gusseiserne Scheibe *dd* gehen und an ihrem andern Ende c_1 ein dem Gewichte des Gestelles gleiches oder sonst ein der aufzuziehenden Ladung angemessenes Gegengewicht enthalten, so dass das Gewicht der aufzuziehenden Gegenstände nur von der Reibung der Seile, welche diese an dem Umfange der Scheibe *dd* erzeugen, bedingt wird. An der Welle dieser Scheibe befindet sich das Zahnrad *ee* be-

festigt, in welches das Getriebrad *f* einer zweiten, ebenfalls horizontal liegenden Welle eingreift, an deren anderm Ende das Diagonalrad *g* fest aufgezogen ist. In dieses greifen die beiden kleineren Diagonalräder *h* und *i* einer dritten, mit jenen ersten beiden Wellen einen rechten Winkel bildenden Welle *kk* gleichzeitig ein, wovon das Rad *h* an der Welle *kk* fest, dagegen das Rad *i* auf derselben lose sitzt. An dem letztern dieser beiden Räder befindet sich die gusseiserne Riemenscheibe *l* angeschraubt, neben welcher noch zwei andere, nämlich *m* und *n*, von gleicher Grösse sich befinden, wovon *m* lose, dagegen *n* fest auf ihrer gemeinschaftlichen Welle *kk* sitzt. Ueber eine dieser drei Scheiben geht ein Gurt oder Riemen *oo* *Fig.* 36 von irgend einer mit der Umtriebsmaschine verbundenen Welle her. Liegt dieser Riemen auf der Riemenscheibe oder dem Würtel *n*, so wird die Welle *kk* mit dem Rade *h* in der Richtung der Bewegung dieses Riemens umgetrieben, folglich durch das Rad *h* zunächst die Welle der Räder *g* und *f* und dadurch die Scheibe *dd* dergestalt in Bewegung gesetzt, dass das Gestelle *aa* emporsteigt, wobei zugleich das Rad *i* durch das Rad *g* in einer der Bewegung des Riemens entgegengesetzten Richtung auf der Welle *kk* frei umgetrieben wird. Führt man daher den Riemen *oo* von der Scheibe *n* auf den Würtel *l*, wodurch das Rad *i* mit *g* in thätigen Eingriff gelangt, während das Rad *h* vom Rade *g* nur noch mitgenommen und so die Welle *kk* in der Nabe des Würtels *l* ungehindert umgetrieben wird, so erhält das Gestelle *aa* eine der erstern Bewegung entgegengesetzte, d. h. es wird von einem höhern nach einem tiefern Punkte befördert. Liegt endlich der Betriebsriemen auf der Losscheibe *m*, so befindet sich der Aufzug in Ruhe, indem dann diese Scheibe von dem ununterbrochen in Bewegung begriffenen Riemen *oo* nur auf der Welle *kk* herumkreist, ohne letzterer nach irgend einer Richtung Bewegung zu ertheilen.

Um den Riemen *oo* auf den drei Scheiben *l*, *m* und *n* verschieben und so alles in vorbemerkter Art reguliren zu können, befindet sich auf dem Stuhle *pp* des Aufzugs eine mit *fg* parallel gelegte Welle *q* mit der Seilscheibe *r*, über welche ein Seil ohne Ende *s*, *t* (*Fig.* 37) auf die ganze Höhe des Aufzuges neben dem Transportgestelle *aa* herabhängt und von den auf diesem stehenden Personen bequem erfasst werden kann. Jenachdem nun an dem einen Theile *s* oder dem andern Theile *t* dieses endlosen Seiles nach abwärts gezogen wird, dreht sich die Scheibe *r* mit ihrer Welle *q* rechts oder links, und es wird dadurch der den Riemen mittels einer Gabel oder eines Oehres erfassende Ausrückschieber *u*, welcher mit dem an dem einen Ende der Welle *q* befestigten Krummzapfen *v* in Verbindung steht, vor- oder rückwärts so weit geschoben, dass der Betriebsriemen jedesmal nur auf einer der Scheiben *l*, *m* oder *n* zu liegen kommt. *w*, *w* sind die beiden Führer des Schiebers *u*, die eben nur so weit von einander abstehen, als es die Verschiebung des Riemens *oo* auf den beiden äussern Würteln *l* und *n* erfordert, so dass ein Abgleiten desselben von dem einen oder andern dieser beiden Würtel durch zu starkes Ziehen an *s* oder *t* unmöglich ist.

Endlich ist, um das Transportgestelle *aa* bei irgend einem Saale oder andern Punkte seiner Bahn anhalten zu können, ein Bremszeug angebracht. Dieses besteht in der an der Welle *fg* befestigten Bremsscheibe *x*, auf welcher ein aus starkem Eisenbleche bestehender Bremsgurt *y* liegt, der bei *z* angehangen und bei *a* mit dem Hebel *β* ver-

bunden ist, sowie aus der auf der Welle q sitzenden Herzscheibe γ. Diese letztere bewirkt, dass, während der Betriebsriemen oo auf einem der Würtel l oder n liegt, der Bremsgurt y von der Scheibe x gelüftet wird, dagegen in Folge des Gewichtes des Hebels β auf derselben sich dergestalt auflegt, dass das Transportgestelle aa in Ruhe beharrt, sowie der Betriebsriemen auf die Losscheibe m gerückt worden und gleichzeitig die Führungswalze des Hebels β in die Grube der Herzscheibe γ (*Fig.* 35) gefallen ist.

Wie schon vorläufig bemerkt worden, hängt das Gewicht der Ladung eines Aufzuges dieser Art von dem Betrage derjenigen Reibung ab, welche zwischen dem Umfang der Scheibe dd und den aufliegenden Seilen cc_1 statt findet und von der Spannung der letztern erzeugt wird.

Bezeichnet G das Gewicht des Aufziehgestelles; G_1 das des Gegengewichtes bei c_1; q die Ladung auf dem Gestelle aa; φ den Reibungscoefficienten zwischen Seil und Scheibe; $\pi = 3{,}1416\ldots$, und $e = 2{,}71828\ldots$; so ergibt sich die grösste Ladung für den Aufzug, wenn von dem Gewichte der Aufziehtheile abstrahirt wird, zu

$$q_1 = e^{\pi\varphi} . G_1 - G,$$

welche nicht überschritten werden kann, da sonst das Seil auf der Scheibe nach der Seite der grössern Belastung hin gleiten würde. Vielmehr dürfte die wirkliche Ladung nur

$$q = \tfrac{4}{5} q_1 = \tfrac{4}{5} (e^{\pi\varphi} . G_1 - G)$$

gesetzt werden.

Wird diese Ladung mit der Geschwindigkeit c bewegt, und soll täglich in t Stunden $= 3600t$ Secunden das Quantum Q in Portionen von dem Gewichte q auf die grösste Höhe H des Aufzuges geschafft werden; so beträgt, wenn die jedesmalige Stillstandszeit des Aufzuges zum Auf- und Abladen einer Last q in Secunden mit τ bezeichnet wird, die zum Emporheben, Auf- und Abladen der Last q erforderliche Zeit $= \frac{H}{c} + \tau$ Secunden, so dass in der täglichen Arbeitszeit von t Stunden

$$N = \frac{3600\,t}{2\frac{H}{c} + \tau} \text{ Ladungen}$$

vom Gewichte q auf die Höhe H gehoben werden können, wenn angenommen wird, dass das leere Aufziehgestelle mit der Geschwindigkeit c wieder herabgeht.

Man hat somit

$$Q = Nq, \text{ d. i.}$$

$$Q = \frac{3600\,t}{2\frac{H}{c} + \tau} q, \text{ woraus}$$

$$q = \frac{2\frac{H}{c} + \tau}{3600\,t} Q$$

sich ergibt, wofür der Aufzug einzurichten ist.

Wird das Verhältniss zwischen der zu hebenden Last q und der dazu aufzuwendenden Kraft P am Betriebsriemen oo, welcher sich mit der Geschwindigkeit v fortbewegen möge, durch μ ausgedrückt, so hat man

$$\mu P v = (q + G - G_1)\, c,$$

also die am Riemen oo oder am Umfange des Betriebswürtels $\varkappa$ erforderliche Kraft

$$P = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{c}{v} (q + G - G_1) = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{c}{v} \left(\frac{\frac{2H}{c} + \tau}{3600\, t} Q + G - G_1 \right)$$

und das dynamische Moment derselben, d. i.

$$Pv = \frac{1}{\mu} \cdot c \left(\frac{\frac{2H}{c} + \tau}{3600\, t} Q + G - G_1 \right).$$

Wird der mechanische Durchmesser der Seilscheibe $dd = D$; der der Zahnräder e, f, g, h oder i resp. $= D_1$; D_2; D_3; D_4 und der der Riemenwürtel l, m oder $n = D_5$ genannt, für welche

$$v = \frac{D_1}{D} \cdot \frac{D_3}{D_2} \cdot \frac{D_5}{D_4} \cdot c$$

sich ergibt; so hat man auch

$$P = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{D\, D_2\, D_4}{D_1\, D_3\, D_5} \left(\frac{\frac{2H}{c} + \tau}{3600\, t} Q + G - G_1 \right).$$

Wenn angenommen werden darf, dass das Aufziehgestelle aa halb so viel wiegt als die Ladung q, wenn also $G = \frac{1}{2} q$ wäre, so würde

$$q = \tfrac{4}{5} (e^{\pi\varphi} \cdot G_1 - \tfrac{1}{2} q)$$

betragen, und hiernach das Gegengewicht, d. i.:

$$G_1 = \frac{7}{4} \cdot \frac{q}{e^{\pi\varphi}}$$

schwer zu machen sein.

Für hänfene Rundseile, auf abgedrehten gusseisernen Scheiben liegend, kann man $\varphi = 0{,}3$ setzen, wofür $e^{\pi\varphi} = 2{,}565$ beträgt. Für diesen Werth erhält man

$$G_1 = \frac{7}{4} \cdot \frac{q}{2{,}565} = \frac{350}{513} q.$$

Uebrigens ist es gut, dem Gegengewichte eine solche Einrichtung zu geben, dass man es durch Aufsetzen mehrerer Gewichte beliebig schwerer machen kann, um nöthigen Falles auch grössere Ladungen, als die hier angegebene q ist, emporheben zu können.

Der Coefficient μ kann hier, wenn Zapfen und Räder stets gut in Schmiere gehalten werden, etwa zu $\frac{3}{4}$ angenommen werden.

Für $\Delta =$ dem Durchmesser der Bremsscheibe x und für $\alpha =$ dem Bogen ($rad. = 1$), auf welchem der Bremsgurt y aufliegt, ist das Gewicht des Bremshebels β so zu nehmen, dass er den Bremsgurt mit einer Kraft von

$$\frac{D\, D_2}{D_1\, \Delta} \cdot \frac{q + G - G_1}{e^{\varphi_1 \alpha} - 1}$$

anspannt, wenn das Transportgestelle sammt Ladung am Abladeorte oder an sonst einer Stelle absolut ruhen soll. Der Coefficient φ_1 ist hier für Schmiedeeisen auf Gusseisen zu 0,19 nach A. Morin anzunehmen.

Dass dieser Aufzug ebenfalls zum Transportiren verschiedener Gegenstände von höhern auf tiefer gelegene Säle gebraucht werden könne, darf wohl kaum erst erwähnt werden.

9) Aufzug zum Transport ansehnlicher Lasten in vertikaler Richtung. Zum Emporheben oder Herablassen bedeutender Lasten in Fabriken bedient man sich oft der sehr einfachen, aber nicht ganz zweckmässigen Vorrichtung, welche auf Taf. 30 durch *Fig.* 38 und 39 in zwei Seitenansichten dargestellt ist.

In einem zwischen den Balken eines Stockwerkes oder denen des Daches der Fabrik gehörig befestigten Gestelle *aa* ist eine Welle mit der Trommel oder Winde *bb* horizontal (wagerecht) aufgelegt, an deren einem Ende das gusseiserne Zahnrad *cc* befestigt ist. In die helicoïdischen Zähne dieses Rades greift der Gang der endlosen Schraube *d*, welche auf der an beiden Enden mit Kurbeln *e*, *e* versehenen Welle *ff* sitzt. Am Umfange der Trommel *bb* befindet sich das zum Aufwinden der Last dienende Seil *g* geknüpft. Setzen die an die beiden Kurbeln *e*, *e* gestellten Arbeiter die Trommel *bb*, also auch die am Seile *g* hängende Last in Bewegung, sei dies nun auf- oder abwärts, so wird das Gestemme *h* der Welle *ff* durch die Last an das Wellenlager *i* dergestalt angepresst, dass die Schraube *d* mit dem Trommelrade *cc* so lange in Eingriff bleibt, bis die am Seile *g* hängende Last, an dem Orte ihrer Bestimmung angelangt, vom Seile entfernt worden ist, worauf man, wenn noch mehrere andere Gegenstände auf gleiche Weise zu transportiren sind, die Kurbelwelle *ff* durch Verschieben von *h* nach *k* hin, bis sich ihr zweites Gestemme *k* bei *l* anlegt, ausrückt, um so das Seil *g* von seiner Trommel auf möglichst schnelle und leichte Weise abwinden zu können.

Berechnung. Bezeichnet r den Halbmesser der Trommel *bb*, nebst der halben Seildicke; R den mechanischen Halbmesser des Rades *cc*; ϱ den mittlern Halbmesser des Schraubenganges *d*; h die Höhe des Schraubengewindes; $\mathfrak{r}$ und $\mathfrak{r}_1$ den kleinen und grossen Halbmesser des Wellengestemmes *h*; Q die zu hebende Last; a die Höhe der Kurbeln *e*, *e*; P die im Kurbelkreise tangential wirkende Kraft und φ den Coefficienten für gleitende Reibung; so ist mit Rücksicht auf Reibung an der Schraube *d* und dem Wellengestemme *h*

$$P = \frac{1}{a}\left[\frac{h + 2\pi\varphi\varrho}{2\pi\varrho - \varphi h}\varrho + \tfrac{2}{3}\varphi\frac{\mathfrak{r}_1^3 - \mathfrak{r}^3}{\mathfrak{r}_1^2 - \mathfrak{r}^2}\right]\frac{r}{R}Q,$$

wozu noch der Betrag der an der Trommel *bb* stattfindenden Seilbiegung und der der Reibung an den Axen der Wellen zu rechnen ist, welche wegen Vermeidung zusammengesetzterer Rechnung zu $\frac{1}{15}P$ in Summa angeschlagen werden können, so dass hiernach

$$P = \frac{16}{15}\cdot\frac{1}{a}\left[\frac{h + 2\pi\varphi\varrho}{2\pi\varrho - \varphi h}\varrho + \tfrac{2}{3}\varphi\frac{\mathfrak{r}_1^3 - \mathfrak{r}^3}{\mathfrak{r}_1^2 - \mathfrak{r}^2}\right]\frac{r}{R}Q$$

als vollständig und hinreichend genau erhalten wird.

Für die Geschwindigkeit v der Arbeiter im Kurbelkreise, wo diese

die Kraft P ausüben, ergibt sich diejenige, womit die Last Q emporgehoben oder herabgelassen wird, zu

$$c = \frac{r}{R} \cdot \frac{h}{2\pi a} v.$$

Fänden am Aufzuge Nebenhindernisse gar nicht statt, so würde

$$P = \frac{r}{R} \cdot \frac{h}{2\pi a} Q$$

sein, und es lässt sich aus der Vergleichung dieser Kraft mit der wirklich auszuübenden folgern, dass, wenn auch φ durch stets gutes Einschmieren der Wellenaxen und Räder am Aufzuge bis zu $\frac{1}{10}$ reducirt werden kann, die Reibungswiderstände an einem solchen Hebezeuge verhältnissmässig doch immer noch sehr bedeutend ausfallen.

F. W. Schwamkrug,

Ausdehnung (fr. *dilatation;* engl. *expansion, dilatation*) heisst theils (fr. *étendue;* engl. *extension*) die allgemeine und wesentliche Eigenschaft aller Materie, einen Raum einzunehmen, und in diesem Sinne sagt man, ein Körper hat Ausdehnung nach den drei Dimensionen der Länge, Breite und Dicke oder Höhe; theils die Vergrösserung des von einem Körper eingenommenen Raumes (engl. *increase in the bulk of bodies*). Nur die letztere Bedeutung wird hier berücksichtigt. Die Fähigkeit der Körper, eine Ausdehnung zu erleiden, heisst Ausdehnbarkeit (fr. *dilatabilité;* engl. *expansibility*) und ist eine allgemeine Eigenschaft derselben, so dass daher alle Körper ausgedehnt zu werden vermögen. Dieses kann entweder durch Kräfte hervorgebracht werden, welche ausserhalb des Körpers wirken, oder durch solche, die im Körper selbst wirksam sind. Der ersteren Art der Ausdehnung steht die Zusammendrückung, Zusammenpressung (fr. u. engl. *compression*), der letztern die Zusammenziehung (fr. u. engl. *contraction*) entgegen, und sowie jeder Körper ausdehnbar ist, hat er auch die Eigenschaft der Zusammenpressbarkeit und Zusammenziehbarkeit, Worte, die sich auf dasselbe Phänomen beziehen, und nur gebraucht werden, jenachdem ein äusserer Druck oder in dem Körper selbst wirkende Kräfte die Verminderung des von ihm eingenommenen Raumes bewirken. Wir können hier die Betrachtung der Raumverminderung eines Körpers nicht von der seiner Raumvergrösserung trennen.

A. Die Ausdehnung und Zusammenpressung durch äussere Kräfte nimmt einen verschiedenen Character an, jenachdem diese Kräfte nach einzelnen oder gleichmässig nach allen Richtungen wirken, und in dieser Hinsicht muss der Unterschied zwischen festen und flüssigen Körpern hervorgehoben werden. Die festen Körper kann man nämlich nach einer einzigen Richtung ausdehnen oder zusammendrücken, während bei den flüssigen jede Kraft, die nach irgend einer Richtung wirkt, sich nach allen andern gleichmässig fortpflanzt; es kann daher bei den letzteren nur von Ausdehnung und Zusammenpressung nach allen Dimensionen die Rede sein. Wenn wir daher

1) die Ausdehnung durch äussere Kräfte, die nach einer einzigen Richtung wirken, betrachten, so kann sich dies nur auf feste Körper beziehen. Lässt man auf irgend einen festen Körper eine ausdehnende Kraft wirken, z. B. befestigt man ihn in vertikaler Richtung an seinem oberen Ende, und hängt an das untere Gewichte an, so wird er dadurch in der Richtung, in welcher die Kraft wirkt, ver-

längert werden. Die beiden andern Dimensionen erleiden dabei ebenfalls eine Veränderung, die hier jedoch nicht weiter berücksichtigt werden soll. — Diese Verlängerung eines festen Körpers durch eine ausdehnende Kraft ist in der Regel sehr gering; es werden daher Körper von ziemlich grosser Länge erfordert, um sie merklich zu machen, und genaue Messungen, um ihre Grösse zu bestimmen. Sie ist proportional der ausdehnenden Kraft, so lange diese nicht die Gränze der vollkommenen Elasticität überschreitet (s. ELASTICITÄT); d. h. wenn die Länge eines Körpers, z. B. eines Drahtes durch 1 ℔ um 1 Linie vergrössert würde, so werden 2 ℔ eine Verlängerung von 2 Linien und n ℔ von n Linien hervorbringen. Ueberschreitet jedoch die ausdehnende Kraft die Gränze der vollkommenen Elasticität, so wächst die Ausdehnung in einem grössern Verhältnisse als die Kraft, und der Körper behält nach Hinwegnahme der letztern eine bleibende Ausdehnung, ohne dass für das Verhältniss derselben zu der ausdehnenden Kraft eine Gesetzmässigkeit bekannt ist*).

Wenn daher die Grösse der Ausdehnung angegeben werden soll, so kann dieses nur innerhalb der Elasticitätsgränze geschehen; dann aber behält die Ausdehnung zur ausdehnenden Kraft dasselbe Verhältniss für jeden Werth der einen oder der andern bei, und man braucht für einen Körper nur die Ausdehnung zu kennen, die er durch eine gegebene Kraft erleidet, um die Ausdehnung desselben durch jede andere Kraft zu bestimmen. Dieses constante Verhältniss zwischen ausdehnender Kraft und der dadurch hervorgebrachten Ausdehnung eines Körpers von der Länge $= 1$ und dem Querschnitte $= 1$ nennt man sein Elasticitätsmass, so dass, wenn die Kraft $= P$ einen Körper von der Querschnitts- und Längeneinheit um eine Grösse $= e$ verlängert, das Mass der Elasticität $G = \frac{P}{e}$ ist. Wäre die Länge $= l$ um E verlängert worden, so kommt auf jede Längeneinheit nur $\frac{E}{l}$ oder es ist $e = \frac{E}{l}$, und daher wird $G = \frac{P.l}{E}$; hat der Körper den Querschnitt $= a$, so hat auf jede Flächeneinheit desselben nicht die ganze Kraft, sondern nur $\frac{P}{a}$ gewirkt, und man erhält $G = \frac{P.l}{E.a}$. Es fand z. B. Lagerhjelm**) in Versuch 49, dass eine quadratische Eisenstange von 17,41 schwed. Quadratdecimallinien Querschnitt und 600 Decimallinien Länge durch die Belastung mit 12 Schiffspfund um 0,3857 Decimallinien ausgedehnt wurde. Nimmt man hier zur Längeneinheit die Decimallinie, zur Flächeneinheit die Quadratdecimallinie, zur Gewichtseinheit das Schiffspfund an, so wird $P = 12$, $a = 17{,}41$, $l = 600$ und $E = 0{,}3857$, daher

$$G = \frac{12.600}{0{,}3857.17{,}41} = 1072.$$

*) Hierüber vergleiche man Brix Abhandlung über die Cohäsions- und Elasticitäts-Verhältnisse einiger Eisendrähte. Berlin 1837. 4., wo zugleich die Literatur dieses Gegenstandes, insoweit sie sich auf das Eisen bezieht, vollständig mitgetheilt ist.

**) P. Lagerhjelm's Versuche zur Bestimmung der Dichtheit, Gleichartigkeit, Elasticität u. s. w. des gewalzten und geschmiedeten Stabeisens. A. d. Schwed. von Pfaff. Nürnberg 1829. 4.

Man überzeugt sich durch dieses Beispiel leicht, dass eine solche Angabe des Elasticitätsmasses sowohl von der angewendeten Flächen- als Gewichtseinheit abhängig ist und in jedem Mass- und Gewichtssystem, ja sogar für jede verschiedene zum Grunde gelegte Einheit in demselben Systeme sehr verschieden ausfallen muss. Um diese Abhängigkeit zu vermeiden, drückt man, nach dem Vorschlage von Young, die ausdehnende Kraft durch eine Länge $= L$ desselben Körpers von demselben Querschnitte aus, deren Gewicht der ausdehnenden Kraft gleich ist, und nimmt für das Elasticitätsmass den Quotienten $\frac{L}{e} = M$, welchen man auch den Modulus der Elasticität nennt. Dadurch wird die Grösse der Elasticität oder das constante Verhältniss zwischen Ausdehnung und ausdehnender Kraft durch eine Länge M gemessen, welche unabhängig vom Querschnitt und von den gebrauchten Gewichtseinheiten ist, denn diese Länge wird, angehängt gedacht, den Körper jederzeit um dieselbe Grösse ausdehnen, welches auch sein Querschnitt sei, indem dieselbe um so mehr wiegt, je grösser ihr Querschnitt, also auch der des Körpers selbst ist; diese Länge wird immer dasselbe Gewicht haben, in welchen Gewichtseinheiten man sie immer ausdrücken möge. Jedoch ist dabei die Kenntniss des specifischen Gewichtes der Substanz nöthig, wenn man auf die Ausdehnung schliessen will, die eine Stange von bestimmtem Querschnitte und bestimmter Länge durch ein gegebenes Gewicht erleidet.

In unserm Beispiele wäre die Länge einer Eisenstange von 17,41 schwed. Quadr. Dec. Lin. zu berechnen, die 12 Schiffspfund $= 4800$ ℔ Vict. Schwed. wiegt. Da das specifische Gewicht des Eisens $= 7{,}82$ war, so wiegt 1 schwed. Cub. Dec. Lin. desselben 0,000481514 schwed. Vict. ℔, und 1 Fuss Länge von 17,41 Quad. Lin. Querschnitt 0,838316 ℔, weshalb zu 4800 ℔ 5725,76 Fuss $= L$ gehören. Daher ist der Modulus der Elasticität

$$M = \frac{5725{,}76 \cdot 600}{0{,}3857} = 8\,907080 \text{ schwed. Fuss}$$

$$= 8\,425750 \text{ preuss. Fuss.}$$

Tredgold *) gibt das Mass der Elasticität mehrerer Körper sowohl nach Gewichten als nach Längen in englischen Einheiten an. Will man das erstere in preussische Einheiten verwandeln, so muss man sowohl den englischen Quadratzoll als das englische Pfund in preussische umrechnen, wogegen für das letztere lediglich eine Reduction der englischen Fusse in preussische nöthig ist, woraus sich der Vortheil der letztern Art des Ausdruckes ergibt. Nach diesem Verfasser hat der Elasticitätsmodulus folgende Werthe:

Blei	141786	preuss.	Fuss	bei	11,352	spec.	Gew.
Buche	4 467200	-	-	-	0,696	-	-
Eiche	4 593500	-	-	-	0,830	-	-
Eisen, Guss-	5 584000	-	-	-	7,207	-	-
Eisen, Stab-	7 332100	-	-	-	7,600	-	-
Esche	4 826500	-	-	-	0,760	-	-
Fichte	8 448900	-	-	-	0,460	-	-

*) Ueber die Stärke des Gusseisens und anderer Metalle. A. d. Engl. Leipzig 1826. 8.

Kanonenmetall . . .	1 415900	preuss.	Fuss	bei	8,153	spec.	Gew.
Kupfer	2 709500	-	-	-	8,750	-	-
Lerchenbaum	4 287600	-	-	-	0,560	-	-
Mahagony	6 380400	-	-	-	0,560	-	-
Messing	2 389000	-	-	-	8,370	-	-
Rüster	5 516000	-	-	-	0,544	-	-
Stahl	8 283800	-	-	-	7,840	-	-
Tanne, rothe und gelbe,	8 089600	-	-	-	0,557	-	-
Tanne, weisse, . . .	8 711100	-	-	-	0,470	-	-
Zink	4 350700	-	-	-	7,028	-	-
Zinn	1 411100	-	-	-	7,291	-	-

Nach den Versuchen von COLLADON und STURM*):

Glas . . . . . 11 830000, wobei das specifische Gewicht des Glases zu 2,7 angenommen worden ist.

Sowohl zur Vergleichung dieser Resultate mit den weiter unten über die Zusammendrückbarkeit tropfbarer Flüssigkeiten mitzutheilenden, als auch um daraus die Ausdehnung oder Compression abzuleiten, die einer der genannten Körper von gegebenem Querschnitte durch ein gegebenes Gewicht erleidet, wird es zweckmässig sein, aus obigen Zahlen diejenige Grösse zu berechnen, um welche die Längeneinheit sich verkürzt, wenn sie durch 1 Atmosphäre, also durch das Gewicht einer Quecksilbersäule von dem Querschnitte des zusammenzudrückenden Körpers und von 28 par. Zoll oder 2,415 preuss. Fuss Länge zusammengedrückt wird. Nennt man den Elasticitätsmodul L, das specifische Gewicht der Substanz d, so findet man, da das specifische Gewicht des Quecksilbers = 13,597 ist, die gesuchte Grösse durch Berechnung von $\frac{2{,}415 . 13{,}597}{L . d}$, und erhält für

Blei	0,0000 204
Buche	0000 106
Eiche	0000 086
Eisen, Guss-	0000 008
Eisen, Stab-	0000 006
Esche	0000 090
Fichte	0000 084
Kanonenmetall . . .	0000 028
Kupfer	0000 014
Lerchenbaum	0000 137
Mahagony	0000 092
Messing	0000 016
Rüster	0000 109
Stahl	0000 005
Tanne, rothe oder gelbe,	0000 073
Tanne, weisse, . . .	0000 080
Zink	0000 011
Zinn	0000 032
Glas	0000 011.

Will man hieraus die Verlängerung = f berechnen, die ein Körper von dem Querschnitte = a preuss. Quadratzoll und der Länge = l

*) Poggendorff Annalen Bd. 12. S. 55.

durch ein Gewicht $= Q$ ℔ erleidet, so muss man bedenken, dass 1 Atmosphäre auf 1 preuss. Quadratzoll den Druck von 15,11 preuss. ℔ ausübt (s. ATMOSPHÄRE S. 319). Wenn daher Q ℔ auf den Querschnitt a Quadratzoll wirken, so kommt auf jeden Quadratzoll $\frac{Q}{a}$ ℔, und dies ist gleich $\frac{Q}{15{,}11 . a}$ Atmosphären, daher

$$f = \frac{Q . l . e}{15{,}11 . a}$$

in der Längeneinheit, in welcher l gegeben ist. Fragt man z. B., um wie viel eine 5 Fuss lange Eisenstange von 3,61 Quadratzoll Querschnitt durch 100 Cent. ausgedehnt werden wird, so ist $Q = 11000$, $l = 5$, $e = 0{,}0000006$, $a = 3{,}61$ und

$$f = \frac{11000 . 5 . 0{,}0000006}{15{,}11 . 3{,}61} = 0{,}0006 \text{ Fuss} = 0{,}0072 \text{ Zoll.}$$

Alle in der Tabelle aufgeführte Zahlen machen auf keine grosse Genauigkeit Anspruch; für das Eisen findet LAGERHJELM nicht allein einen etwas grössern Werth, wie oben angeführt wurde, und eben so BRIX*) 8481200 preuss. Fuss; sondern jener auch, abweichend von TREDGOLD, dass die verschiedenen Eisensorten, selbst mit Einschluss des Gusseisens und Stahls, fast ganz gleiche Elasticitätsgrösse besitzen, indem die Verschiedenheiten auf Rechnung der Beobachtungsfehler gesetzt werden können.

Dieselbe Kraft, die, wenn sie ausdehnend wirkt, eine gegebene Länge eines Körpers um eine gewisse Grösse wachsen macht, wird dieselbe Länge desselben Körpers, wenn sie ihn zusammendrückt, um eine gleiche Grösse verkürzen, vorausgesetzt, dass eine Krümmung des Körpers dabei nicht statt findet.

2) Wenn die äussere Kraft gleichmässig nach allen Richtungen wirkt, kann nur von Zusammenpressung die Rede sein, weil eine nach allen Richtungen gleichmässig ausdehnend wirkende äussere Kraft nicht bekannt ist. Es ist schon oben gesagt worden, dass bei Flüssigkeiten eine solche Wirkung jedesmal eintritt, wenn ein Druck auf sie in verschlossenen Gefässen ausgeübt wird. Feste Körper kann man einer solchen Zusammendrückung des ganzen Volumens nur aussetzen, indem man sie in Flüssigkeiten einschliesst und auf diese drückt. Man hat aus der linearen Ausdehnung eines festen Körpers auf seine Volumensausdehnung und Zusammendrückung schliessen wollen, und namentlich haben COLLADON und STURM*) angenommen, dass, wenn dieselbe Kraft, die die Länge eines Körpers um eine gegebene Grösse zusammendrückt, nach allen Richtungen wirkte, dadurch das Volumen um das Dreifache der Längencompression zusammengedrückt werden würde. Dies ist aber deshalb unrichtig, weil bei einer Längenausdehnung die beiden andern Dimensionen sich etwas zusammenziehen, sowie sie bei Längencompression sich etwas ausdehnen. Die nach allen Richtungen gleichmässige Zusammenpressung ist daher geringer, weil jede Dimension durch die Compression der andern ein Bestreben zur Ausdehnung erlangt, und

*) a. a. O. S. 24.
**) Poggendorff Ann. Bd. 12. S. 55.

beträgt nach Poisson *) nur die Hälfte der unmittelbar aus der linearen Wirkung abgeleiteten, d. h. $\frac{1}{2}$ der letztern. Dies wird hier erwähnt, weil demgemäss die Correction, welche Colladon und Sturm bei der gefundenen Zusammendrückbarkeit von Flüssigkeiten wegen der Capacitätsverminderung des Glasgefässes anbrachten, verändert werden muss. — Die wenigen Messungen, die über die Zusammendrückbarkeit fester Körper angestellt worden sind, haben zu wenig practisches Interesse, um hier angeführt zu werden. Im Allgemeinen lassen sie sich sehr wenig zusammendrücken.

Die Zusammendrückbarkeit der tropfbar-flüssigen Körper ist in der Regel etwas grösser. Dessenungeachtet ist die Grösse, um welche ein äusserer Druck das Volumen derselben zu vermindern vermag, sehr klein, und sowohl die daraus für die Wahrnehmung entspringende Schwierigkeit, als auch der Umstand, dass man nicht wusste, wie man sich bei einem auf eine eingeschlossene Flüssigkeit ausgeübten Drucke unabhängig von der Ausdehnung des Gefässes machen könne, sind Ursache gewesen, dass man die tropfbaren Flüssigkeiten lange für nicht zusammendrückbar hielt, und sie daher auch wohl incompressibele Flüssigkeiten nannte. Das letztgedachte Hinderniss wurde zuerst von Canton und nach ihm von Oersted, Parkins u. A. beseitigt, indem man das oben offene Gefäss mit der zu comprimirenden Flüssigkeit in ein zweites mit Wasser stellte und den Druck auf letzteres ausübte. Dadurch erleidet das innere Gefäss den Druck von aussen und innen und wird selbst nur um eine sehr kleine Grösse verengert. Das innere Gefäss lässt man aus einem weitern Theile und einer cylindrischen Röhre bestehen, und begränzt die in demselben enthaltene Flüssigkeit durch eine kleine, als Index dienende Säule von Luft, Quecksilber oder einer andern Flüssigkeit. Eine geringe Verminderung des Volumens der innern Flüssigkeit wird dann durch das Sinken dieses Index wahrgenommen und bei bekanntem Verhältnisse des Volumens des Gefässes zu dem Volumen einer gegebenen Röhrenlänge auch gemessen.

Ungefähr verhält sich auch bei den Flüssigkeiten die Raumverminderung bei Zusammenpressung wie die zusammendrückende Kraft, und bei mehrern, z. B. bei dem Wasser, hat man eine Abweichung von diesem Gesetze nicht wahrgenommen. Bei den stärker compressibeln Flüssigkeiten findet man dagegen, dass die Raumverminderung langsamer zunimmt als die drückende Kraft, d. h. eine gleiche Vermehrung der letztern eine geringere Compression bewirkt, je stärker die Flüssigkeit schon comprimirt war. Wenn daher in der folgenden Tafel zwei Werthe angegeben sind, so gilt der höchste für die geringeren, der niedrigste für die stärksten Compressionen, die angewendet wurden. — Auch bei verschiedenen Temperaturen zeigen einige Flüssigkeiten eine verschiedene Zusammendrückbarkeit, und zwar eine grössere bei höherer Temperatur. — Der bei der Compression von Flüssigkeiten ausgeübte Druck wird am bequemsten durch Atmosphären gemessen und ausgedrückt, weil dieses unabhängig von der Grösse der ursprünglich gedrückten Fläche macht und unmittelbar durch die Beobachtung eines Luftmanometers nach dem Mariotte'schen Gesetze erhalten wird. (Siehe unten beim Verhalten der elastischen Flüssigkeiten.)

*) Poggendorff Ann. Bd. 15. S. 181.

Die genauesten und zahlreichsten Versuche über die Zusammendrückbarkeit der Flüssigkeiten sind die von COLLADON und STURM *). Die von ihnen gefundenen Resultate sind folgende:

Flüssigkeit.	Stärkster Druck. Atmosphären.	Temperatur. Centesimal.	Volumensverminderung durch 1 Atm. Druck.
Quecksilber	30	0°	0,00000173
Destillirtes, luftfreies Wasser	24	0	0,0000480
Von Luft nicht befreites Wasser	24	0	0,0000472
Alkohol	24	11,6	0,0000929 — 859
Schwefeläther	24	0	0,0001300 — 1185
		11,4	0,000146 — 138
Mit Ammoniak gesättigtes Wasser	16	10	0,0000347
Salpeteräther	24	0	0,0000682
Essigäther	16	0	0,000076 — 68
Chlorwasserstoffäther	12	11,2	0,0000826 — 789
Essigsäure	16	0	0,000039
Concentrirte Schwefelsäure	16	0	0,0000286
Salpetersäure von 1,403	32	0	0,0000322
Terpentinöl	26	0	0,0000697

Für die Compression des die Flüssigkeit enthaltenden Glasgefässes rechnen die Verfasser zu jeder in dieser Tabelle enthaltenen Zahl noch 0,0000033 hinzu, was aber nach Obigem zu viel ist. Wegen der hierbei noch herrschenden Unsicherheit sind die Zahlen mit Hinweglassung jeder Correction so aufgeführt worden, wie sie die Versuche unmittelbar gaben.

Die ausdehnsamen oder elastischen Flüssigkeiten verhalten sich gegen äussern Druck ganz verschieden, und ihr eigenthümlicher Character beruht auf diesem Verhalten. Sie werden nur durch einen äussern Druck in einem gegebenen Raume zurückgehalten, und dehnen sich beträchtlich aus, sobald dieser Druck abnimmt, während eine Vermehrung desselben ihr Volumen weit stärker vermindert, als dieses bei andern Körpern der Fall ist. Dabei folgen sie dem sehr einfachen Gesetze, welches unter dem Namen des MARIOTTE'schen bekannt ist, nach welchem das Volumen einer gegebenen Menge elastischer Flüssigkeit im umgekehrten einfachen Verhältnisse des darauf ausgeübten Druckes steht. Daraus folgt unmittelbar, dass sich die Dichtigkeit einer elastischen Flüssigkeit verhält wie der Druck, dem sie unterworfen ist. Setzt man daher eine Luftmenge einmal dem Drucke $= B$, ein anderes Mal dem Drucke $= b$ aus, und nennt man das Volumen, welches sie in beiden Fällen einnimmt, V und v, ihre Dichtigkeiten D und d, so hat man

$$V : v = \frac{1}{B} : \frac{1}{b} \text{ und}$$

$$D : d = B : b.$$

Will man Versuche hierüber anstellen, so kann man ein eingeschlossenes Luftvolumen entweder ausdehnen oder zusammendrücken, muss sich jedoch jedenfalls dabei erinnern, dass jedes mit der umgebenden Luft im Gleichgewicht befindliche Luftvolumen bereits einem Drucke ausgesetzt

*) Poggendorff Annalen Bd. 12. S. 39.

ist, der durch den Barometerstand gemessen wird. Wird daher ein Luftvolumen noch ausserdem einem eben so starken Drucke ausgesetzt, so verringert es sich auf die Hälfte, durch den Druck von 2 Atmosphären auf das Drittel u. s. w. Dergleichen Versuche werden mit der Regel genau zusammenstimmende Resultate nur liefern, wenn theils die Temperatur sich nicht ändert, theils sowohl die Luft als die sie enthaltenden Gefässe vollkommen trocken sind. Darauf gründet sich das Luftmanometer, ein Instrument, welches die Grösse des von einer Flüssigkeit ausgeübten Druckes misst. Man schliesst zu diesem Behufe Luft in einer cylindrischen Röhre durch eine tropfbare Flüssigkeit, z. B. Quecksilber ab, und bringt die äussere Oberfläche des letztern mit der drückenden Flüssigkeit in Verbindung (s. MANOMETER). Aus der dadurch bewirkten Verminderung des eingeschlossenen Luftvolumens erhält man die Grösse des Druckes. Sei das anfängliche Volumen der eingeschlossenen Luft $= v$, das Volumen, auf welches sie vom Drucke reducirt wird, $= V$, der Druck der äussern Luft $= b$, so ist der zu messende Druck $B = \frac{v}{V} b$. Z. B. das Volumen Luft, welches in der cylindrischen Röhre des Manometers bei einem Barometerstande $= 331{,}3$ par. Linien eine Länge $= 83$ Theile einnimmt, wird durch den Druck eines Dampfes auf 37 Theile reducirt; dann ist $b = 331{,}3$, $v = 83$, $V = 37$ und $B = \frac{83}{37} . 331{,}3 = 743{,}2$ par. Linien, d. h. der Dampf übt einen Druck aus, der dem einer Quecksilbersäule von 743,2 par. Linien entspricht. Soll dies in Atmosphären ausgedrückt werden, so hat man mit 336 zu dividiren.

Die erste der obigen Proportionen gibt $v = \frac{B}{b} V$, welche Formel jederzeit gebraucht wird, wenn man ein Luftvolumen V, das unter dem Drucke B gemessen war, auf den Barometerstand b reduciren will. Liefert z. B. ein Gebläse in 1 Minute 500 Cubikfuss Luft, die um 2 Zoll Quecksilberhöhe stärker zusammengepresst ist, als die äussere, zeigt letztere einen Barometerstand von 27 Zoll, und will man wissen, wie viel jene 500 Cubikfuss vor der Zusammenpressung durch das Gebläse waren, so ist $b = 27$, $B = 27 + 2 = 29$, $V = 500$ und $v = \frac{29}{27} . 500 = 537$ Cubikfuss.

Die zweite Proportion dient zur Berechnung des Gewichts eines gegebenen Luftvolumens bei gegebenem Drucke, wenn man das Gewicht der Volumenseinheit bei irgend einem Barometerstande kennt. So wiegt 1 preuss. Cubikfuss Luft bei 28 par. Zoll Barometerstand etwa 2,74 Loth, es werden daher 500 Cubikfuss unter einem Drucke von 29 Zoll $\frac{29}{28} . 2{,}74 . 500 = 1419$ Loth wiegen. Bei diesen Berechnungen muss jedoch immer auch auf die Temperatur Rücksicht genommen werden, wovon weiter unten.

In wie weit dieselben Gesetze auch für Dämpfe Gültigkeit haben, darüber siehe DAMPF.

Dehnt sich eine elastische Flüssigkeit durch Verminderung des auf ihr ruhenden Druckes aus, so absorbirt sie Wärme; wird dieselbe durch einen grössern Druck auf ein kleineres Volumen zusammengepresst, so wird Wärme frei; im erstern Falle wird sie sich daher erkälten, im letztern erwärmen müssen. Es ist dieses jedoch nur wahrnehmbar, wenn die dabei ins Spiel kommenden Luftmassen gross sind und die Volumensveränderung schnell vor sich geht. Wegen der Erklärung dieser Erscheinung verweisen wir auf rein physikalische Werke, und erwähnen

nur der Anwendung derselben in dem Tachypyrion, in welchem eine schnelle und starke Compression der Luft die Temperatur hinlänglich steigert, um Feuerschwamm u. dergl. zu entzünden. Auch erklärt sich hieraus, warum stark zusammengepresste Luft oder stark gepresster Dampf sich bedeutend erkälten, wenn man sie in die freie Luft ausströmen lässt.

B. Die Ausdehnung und Zusammenziehung eines Körpers durch Kräfte, die in seinem Innern wirksam sind, begreift ganz vorzüglich nur die Wirkung der Erwärmung und Erkältung. Es kommen noch andere Ursachen einer solchen Ausdehnung vor, wie z. B. die Aufnahme von Feuchtigkeit in den Zwischenräumen poröser, namentlich organischer Stoffe. Das dadurch bewirkte Aufquellen, welches vorzüglich senkrecht auf die Längenfasern der organischen Substanzen statt findet, wird benutzt zu Hygrometern, zum Zersprengen von Steinmassen, indem man in eingebohrte Löcher trockne Holzkeile treibt und sie anfeuchtet, und zeigt sich am Holze oft durch das Schwinden desselben beim Austrocknen, durch das Werfen und Reissen bei ungleichförmiger Trockniss, an Seilen durch ihre Verkürzung beim Nasswerden u. dergl. m.

Ueber die Grösse dieses Aufquellens des Holzes durch Feuchtigkeit oder dieses Schwindens desselben durch Austrocknen hat Hofbaurath Laves *) Versuche angestellt, nach welchen die Ausdehnung parallel den Fasern bei 61 verschiedenen Holzarten von 0,00005 bis 0,00820 variirt, die Ausdehnung senkrecht auf die Fasern sehr verschieden ist, jenachdem die Richtung dem Halbmesser des Stammes oder den Jahresringen parallel genommen wird, indem sie im letztern Falle 2 bis 3 Mal mehr beträgt als im erstern. Parallel dem Halbmesser wurde die Ausdehnung 0,0109 bis 0,1250, parallel den Jahresringen 0,0179 bis 0,1896 gefunden, und in beiden Fällen kam dem Mahagonyholze die geringste Ausdehnung zu. —

Weit wichtiger und häufiger ist aber die überall und unter allen Umständen verbreitete, dabei aber zugleich dem Grade nach sehr veränderliche Wärme, die daher vorzugsweise hier berücksichtigt werden soll. Es ist ein allgemeines Gesetz, dass jeder Körper, der sich erwärmt, sich ausdehnt, jeder erkaltende Körper sich zusammenzieht, und zwar so, dass er bei Rückkehr zu demselben Wärmegrade immer wieder genau dieselben Dimensionen annimmt, vorausgesetzt, dass durch die Erwärmung oder Erkältung nicht eine Veränderung in der materiellen Beschaffenheit des Körpers herbeigeführt wurde. Unter dieser Einschränkung gibt es nur eine wirklich nachgewiesene Ausnahme von dem allgemeinen Gesetze, die uns das Wasser darbietet. Gewöhnlich nämlich unterliegt auch dieses derselben Regel, allein von der Temperatur des schmelzenden Schnees bis zu etwa + 4° der hunderttheiligen Scale zeigt es das entgegengesetzte Verhalten, und zieht sich durch Erwärmung zusammen, dehnt sich durch Erkältung aus. So wenig dieses beträgt, und in so enge Gränzen der Temperatur diese Anomalie auch eingeschlossen ist, so wichtig ist sie doch für den Haushalt der Natur. In unseren Gewerben haben wir jedoch seltener gerade mit dieser, schon niedrigen Temperatur zu thun, und hier kommt dieses ano-

*) Mittheilungen des Gewerbe-Vereins für das Königreich Hannover. Lief. 12. S. 293.

male Verhalten daher weniger zur Sprache. — Als Ausnahme kann es nicht gelten, wenn schwach gebrannter Thon durch starke Hitze auf ein kleineres Volumen zurückgeht, wenn gehärteter Stahl durch Erhitzen und langsames Abkühlen sich zusammenzieht, denn in beiden Fällen findet zugleich eine Veränderung in der Beschaffenheit dieser Körper statt. — Als Ausnahme kann man ferner nicht anführen, dass Wasser, indem es friert, oder dass noch mancher andere flüssige Körper, indem er in den festen Zustand übergeht, sich ausdehnt; — denn bei diesem Uebergange findet eine sehr wesentliche Veränderung in den materiellen Eigenschaften statt. Auf diese Volumensveränderungen bei Aenderung des Aggregatzustandes kommen wir weiter unten wieder zurück.

Die Ausdehnung der Körper durch die Wärme ist sehr verschieden, im Allgemeinen, jedoch nicht ohne Ausnahme, bei festen Körpern geringer als bei tropfbar-flüssigen, und bei elastisch-flüssigen weit grösser als bei jenen beiden. Wir wollen auch hier die Betrachtung der drei Aggregatzustände sondern, weil bei den flüssigen Körpern eben so wie früher nur von Ausdehnung des Volumens nach allen Dimensionen die Rede sein, dagegen bei festen Körpern jede Dimension für sich betrachtet werden kann, die elastisch-flüssigen aber auch in dieser Hinsicht eine Uebereinstimmung unter einander und eine Regelmässigkeit zeigen, die man bei den andern nicht bemerkt.

Die festen Körper werden in der Regel nur auf ihre Ausdehnung nach einer Dimension oder auf ihre Längenausdehnung (fr. *dilatation linéaire;* engl. *linear expansion*) geprüft, und meistens kommt sie auch in der Ausübung nur in Betracht. Von ihrem Dasein überzeugt man sich leicht, wenn man einen nicht allzukleinen Körper zwischen zwei feste Gränzen passt, und ihn dann erwärmt, worauf er nicht mehr zwischen jenen Gränzen Platz finden wird. Die wirkliche Messung der Grösse, um welche sich eine gegebene Länge eines Körpers durch eine gegebene Temperaturerhöhung ausdehnt, hat jedoch ihre Schwierigkeit, einestheils weil die Ausdehnung immer nur gering ist und daher sehr genaue Messungen verlangt, damit die unvermeidlichen Beobachtungsfehler nicht eine gegen das ganze Resultat zu bedeutende Grösse erlangen; — anderntheils weil man den Körper zwar erwärmen, den Massstab aber, mit welchem er gemessen wird, in einer unveränderten Temperatur erhalten muss. Hinsichtlich der von verschiedenen Beobachtern deshalb eingeschlagenen Methoden verweisen wir auf rein physikalische Werke.

Die Ausdehnung der wichtigsten Körper ist in folgender aus Gehler's physikalischem Lexicon, neu bearbeitet u. s. w. Th. I. S. 582 entlehnter Tabelle angegeben. In diesem Werke ist auch die hierher gehörige Literatur nachzusehen. Die bei jedem Körper aufgeführte Zahl bezeichnet die Grösse, um welche sich die Längeneinheit ausdehnt, wenn derselbe vom Gefrierpunkt bis zum Siedepunkt des Wassers, oder von 0° bis 100° C erwärmt wird. Verschiedene Beobachter haben für denselben Körper etwas verschiedene Werthe gefunden, wovon die Ursache theils in Beobachtungsfehlern, theils in der wirklich verschiedenen Ausdehnbarkeit liegt, die derselbe Körper durch kleine Beimischungen anderer Stoffe und bei verschiedener Bearbeitung besitzt; namentlich ist in Bezug auf das Stabeisen unzweifelhaft, dass verschiedene Sorten eine etwas verschiedene Ausdehnung zeigen. Indessen sind die mitgetheilten

Zahlen jedenfalls genau genug, um in den bei weitem meisten Fällen gebraucht zu werden.

Antimon	0,00108330	oder	$\frac{1}{923}$	nach Smeaton
Blei	0,00284836	-	$\frac{1}{351}$	- Lavoisier und Laplace
Bronze	0,00181667	-	$\frac{1}{550}$	- Smeaton
Eisen, Stab-	0,00122045	-	$\frac{1}{819}$	- Lav. u. Lapl.
Eisen, Guss-	0,00110940	-	$\frac{1}{901}$	- Roy
Glas, engl. Flint- . . .	0,00081166	-	$\frac{1}{1232}$	- Lav. u. Lapl.
Glas, franz. Flint- . . .	0,00087199	-	$\frac{1}{1147}$	- Lav. u. Lapl.
Glas, gemeines	0,00087572	-	$\frac{1}{1122}$	- Lav. u. Lapl.
bis	0,00091751	-	$\frac{1}{1090}$	- Lav. u. Lapl.
Gold	0,00146606	-	$\frac{1}{682}$	- Lav. u. Lapl.
Hartloth, 1 Zink u. 2 Kupfer	0,00205833	-	$\frac{1}{485}$	- Smeaton
Klempnerloth	0,00250533	-	$\frac{1}{399}$	- Smeaton
Kupfer	0,00171733	-	$\frac{1}{582}$	- Lav. u. Lapl.
Messing	0,00187821	-	$\frac{1}{533}$	- Lav. u. Lapl.
Platin	0,00085655	-	$\frac{1}{1167}$	- Borda
Silber	0,00190974	-	$\frac{1}{524}$	- Lav. u. Lapl.
Stahl, nicht gehärtet . .	0,00107925	-	$\frac{1}{927}$	- Lav. u. Lapl.
Wismuth	0,00139167	-	$\frac{1}{719}$	- Smeaton
Zink, gegossen	0,00294167	-	$\frac{1}{339}$	- Smeaton
Zink, gehämmert . . .	0,00310833	-	$\frac{1}{322}$	- Smeaton
Zinn, im Mittel, . . .	0,00205531	-	$\frac{1}{487}$	- Lav. u. Lapl.

Es ist hieraus ersichtlich, dass das Glas sich weniger ausdehnt als die Metalle, mit einziger Ausnahme des Platins, weshalb sich dieses auch allein eignet, in Glas eingeschmolzen zu werden. — Die Steinarten dehnen sich ebenfalls weniger aus als die Metalle; die darüber vorhandenen Angaben von Destigny *), von Dunn und Sang **) und von Adie ***) sind nicht mit aufgenommen worden, weil sie zu stark unter einander differiren, was weniger von einer fehlerhaften Bestimmung als von wirklicher Verschiedenheit der Ausdehnung herzurühren scheint, denn z. B. für Marmor fand Destigny die Ausdehnung von 0,000418 bis 0,000849, Dunn und Sang von 0,000426 bis 0,00107, Adie von 0,000445 bis 0,00110 bei verschiedenen Varietäten wechselnd, so dass, wo es auf eine genaue Bestimmung der Ausdehnung solcher Körper ankommt, diese Angaben ohnehin nicht gebraucht werden können, sondern man sich genöthigt sehen wird, eigene Versuche anzustellen.

Holz dehnt sich, wenigstens nach der Länge seiner Fasern, noch weniger aus; bei diesem Körper hat übrigens die Feuchtigkeit einen weit grössern Einfluss als die Wärme, wie dieses auch bei Haaren, Fäden von Flachs, Hanf, Wolle, Baumwolle und Seide, Häuten und andern organischen Körpern der Fall ist.

---

*) *Industriel* 1829. Jan. S. 453. Dingler pol. Journ. Bd. 33 S. 295.

**) *Edinburgh new philosophical Journ.* 1831 *April* S. 66. und Dingl. pol. Journ. Bd. 41. S. 275.

***) *Edinburgh new phil. Journ. Vol.* XIX. S. 207.

Die Kraft, mit welcher ein Körper durch Erwärmung sich ausdehnt oder durch Erkältung sich zusammenzieht, ist gleich seiner Cohäsion, d. h. um diese Wirkung der Wärme zu verhindern, müsste eine Kraft angewendet werden, welche den Körper um eben so viel nach Befinden zusammendrücken oder ausdehnen würde, als die Ausdehnung oder Zusammenziehung bei völliger Freiheit betragen hätte. Diese sehr grosse Kraft kann bisweilen eine nützliche Anwendung finden; das bekannteste Beispiel einer solchen ist die nach Molard's Angabe durch die Zusammenziehung von eisernen Ankern im *Conservatoire des arts et métiers* zu Paris bewirkte senkrechte Aufrichtung zweier Mauern, die durch einen von innen nach aussen wirkenden Druck aus einander gewichen waren und den Umsturz droheten *).

Zwischen den Temperaturen des Frost- und Siedepunktes des Wassers ist die Ausdehnung der untersuchten festen Körper der Wärmezunahme merklich proportional, so dass man, wenn die Länge l sich zu $(1 + x)\,l$ bei der Erwärmung von 0° bis 100° C ausdehnt, die Länge bei $t^0\,C$

$$= \left(1 + \frac{tx}{100}\right) l$$

setzen kann; wenn man berechnen will, wie gross die bei der Temperatur $t^0\,C$ gemessene Länge l in einer andern Temperatur $t_1{}^\circ C$ sein wird, so dient dazu die Formel

$$l_{t_1} = \left(1 - \frac{t_1 - t}{100 + tx}\, x\right) l_t,$$

in welcher

$$\frac{t_1 - t}{100 + tx}\, x\, l_t$$

die gesuchte Ausdehnung ist, wobei jedoch wegen der Kleinheit von x im Nenner die Grösse tx in der Regel ohne Schaden hinwegbleiben kann. Will man z. B. wissen, wie viel sich Eisenschienen ausdehnen werden, die bei 10° C 6 Fuss lang sind, wenn sie sich durch die Wirkung der Sonne bis 75° C erwärmen, so hat man $l_t = 6$ Fuss, $t = 10$, $t_1 = 75$, $x = 0{,}00122$, und die Ausdehnung $= \frac{75 - 10}{100} . 0{,}00122 . 6$ $= 0{,}004487$ Fuss $= 0{,}05$ Zoll $= 0{,}6$ Linien.

Dergleichen Reductionen muss man immer vornehmen, wenn es sich um sehr genaue Längenmessungen handelt, indem jeder Massstab in seiner Länge bei verschiedenen Temperaturen veränderlich ist; — diese Längenausdehnung wirkt merklich auf den Gang einer Pendeluhr, und ebenfalls auf den einer Federuhr, weil die Wärme die Länge des Pendels und das Volumen der Unruhe verändert, weshalb man die Compensationen erdacht hat, bei denen die Ausdehnung eines Theiles die des andern unschädlich macht; — aber auch in Fällen, wo es auf weniger grosse Genauigkeit ankommt, ist diese ausdehnende Kraft der Wärme zu berücksichtigen, wenn man es mit Massen von grösserer Länge, vorzüglich metallenen, zu thun hat, wie z. B. bei Eisenbahnschienen, Röhrenleitungen, besonders wenn sie frei liegend dem Temperaturwechsel der

*) *Biot traité de physique T. I. p.* 181.

Luft unterworfen sind, oder wenn sie zur Fortleitung heisser Wasserdämpfe oder erhitzter Gebläseluft dienen, bei Metallbedachungen, Roststäben u. dergl. m. Allen solchen Körpern muss man einige Beweglichkeit gestatten, weil sonst bei Erkältung ein Zerreissen, noch mehr aber bei Erwärmung ein Verbiegen zu befürchten ist, und es sind oft, z. B. bei metallenen Röhrenleitungen ganz besondere Vorrichtungen nöthig, um eine solche Beweglichkeit und dennoch hinlängliche Festigkeit und gehörigen Verschluss an den Verbindungsstellen hervorzubringen.

Die ungleichförmige Erwärmung der Theile eines Körpers bringt ein Reissen oder Verbiegen häufig hervor, indem sich ein Theil stärker ausdehnt als der andere, weshalb entweder die Form des Körpers geändert, oder, wenn sein Zusammenhalt dieses nicht gestattet, er zerreissen muss. Deshalb lässt sich dickes Glas nur mit der äussersten Vorsicht erwärmen, ohne zu springen; deshalb verändern grosse Metallmassen ihre Form, wenn sie einseitig erwärmt werden u. s. w.

Körper von verschiedener Ausdehnbarkeit können auf eine einigermassen grosse Länge nicht fest mit einander verbunden werden, ohne sich bei Temperaturveränderungen zu verbiegen. Wenn man dieses häufig vermeiden muss, so hat man eben diesen Umstand benutzt, um durch ein solches Biegen die Veränderung der Temperatur zu erkennen, woraus die thermometrischen Federn entstanden sind. Sie bestehen aus zwei fest mit einander verbundenen Metallstreifen von verschiedener Ausdehnbarkeit, z. B. Messing und Stahl. Erwärmt man sie, so dehnt sich das eine Metall, hier das Messing, stärker aus als das andere, hier Stahl, und der zusammengesetzte Streifen biegt sich nach der Seite des letztern Metalls hin, wogegen bei Erkältung eine Biegung nach der entgegengesetzten Seite eintritt. Die Thermometer von Bréguet*), Holzmann**), Oechsle***) u. A. †), so wie manche Compensationen und Regulatoren gründen sich hierauf.

Die oben gemachte Annahme, dass die Ausdehnung eines festen Körpers der Wärmezunahme proportional sei, darf nicht zu weit ausgedehnt werden, indem, vorzüglich nach den Versuchen von Dulong und Petit††), in höheren Temperaturen die Ausdehnung schneller zunimmt als die Wärmegrade, so dass sich z. B. Kupfer, Eisen, Platin, Glas von 0 bis 300° C mehr als drei Mal so stark ausdehnen als von 0 bis 100° C. Für solche höhere, beträchtlich über 100° C hinausgehende Temperaturen sind daher die gegebenen Werthe der Ausdehnung verschiedener fester Körper und die mitgetheilte Berechnungsart nicht mehr genau.

In der Regel nimmt man an, dass ein fester Körper sich nach allen Dimensionen gleich stark ausdehne, dies ist jedoch nur der Fall, wenn derselbe nach allen Dimensionen auch übrigens gleiche Eigenschaften zeigt. Wo dieses nicht der Fall ist, z. B. beim Holze oder bei nach einer Längenrichtung gestreckten Metallen, können bedeutende Verschie-

---

*) *Annales de chim. et de phys.* T. V. S. 312.

**) Scholz Physik 3te Aufl. S. 439.

***) Dingler's Journal Bd. LX. S. 191 und *Bull. de la Soc. ind. de Mulh. nr.* 46. *p.* 67.

†) Laboratorium Taf. XIV. und XV.

††) *Annales de chim. et de phys.* T. VII. S. 138 und Gilbert's Annalen Bd. LVIII. S. 254.

denheiten statt finden. Namentlich ist dies von MITSCHERLICH*) auch hinsichtlich aller nicht zum regelmässigen Systeme gehörigen Krystalle gezeigt werden.

Wo aber eine solche Verschiedenheit nicht vorhanden ist, kann man aus der bekannten Längenausdehnung einer Substanz ihre Volumsausdehnung leicht finden, indem man erstere nur mit 3 zu multipliciren hat. Die hinlängliche Richtigkeit dieser einfachen Regel beruht darauf, dass die Ausdehnung der Längeneinheit immer eine so kleine Grösse ist, dass ihre höhern Potenzen vernachlässigt werden können. Ist also die Ausdehnung der Längeneinheit $= x$, so ist die der Volumseinheit $= 3x$, und es wird daher das bei 0° gemessene Volumen V_0 bei 100° C zu $V_{100} = (1 + 3x)\, V_0$, und bei t° C zu $V_t = \left(1 + \frac{3xt}{100}\right) V_0$; will man endlich das bei t gemessene Volumen $= V_t$ auf die Temperatur t_1 reduciren, so ist

$$V_{t_1} = \left(1 + \frac{3(t_1 - t)x}{100}\right) V_t.$$

In einigen Fällen hat man auch wohl die Volumsausdehnung fester Körper unmittelbar untersucht, was nur durch eine Vergleichung mit Flüssigkeiten geschehen kann, in die man sie eintaucht; wir wollen jedoch auf diese, als für die Anwendung weniger wichtige Versuche nicht weiter eingehen.

Die tropfbar-flüssigen Körper sind, wie schon gesagt, nur auf ihre Volumsausdehnung (fr. *dilatation cubique*) zu prüfen. Dass sie sich in der Regel stärker als die festen Körper ausdehnen, ergibt sich daraus, dass fast jede Flüssigkeit, in einem Gefässe erwärmt, in demselben steigt. Wäre die Ausdehnung des Gefässes so gross als die der Flüssigkeit, so würde jenes um so viel weiter werden, als diese an Volumen zunimmt, und ein Steigen wäre nicht bemerkbar. Daraus ist aber auch klar, dass wir durch das Steigen einer Flüssigkeit in einem Gefässe nur die Differenz zwischen der Ausdehnung der Flüssigkeit und der des Gefässes kennen lernen, und dass wir letztere zu der scheinbaren Ausdehnung der Flüssigkeit hinzurechnen müssen, um ihre ganze, wahre Ausdehnung zu erhalten. Nur für das Quecksilber haben DULONG und PETIT **) durch Messung zweier mit einander communicirenden Säulen von verschiedener Temperatur die Ausdehnung unabhängig von der der Gefässe gefunden.

Die Ausdehnung einer Flüssigkeit kann dadurch sehr augenfällig gemacht werden, dass man sie in ein mit einer engen Röhre in Verbindung stehendes Gefäss einschliesst, so dass sie letzteres ganz und die Röhre zum Theil füllt. Geringe Volumsveränderungen bringen dann einen um so grössern Unterschied im Stande der Oberfläche der Flüssigkeit in der engen Röhre hervor, je grösser man das Verhältniss zwischen Rauminhalt des Gefässes und Durchmesser der Röhre wählt.

Von 0° bis 100° C beträgt die Ausdehnung von

*) POGGENDORFF's Annalen Bd. X. S. 137.

**) *Annales de chim. et de phys.* Bd. VII. S. 124.

Quecksilber	0,018018	oder	$\frac{1}{55,5}$	nach Dul. u. Pet.
Wasser	0,04775	-	$\frac{1}{20,92}$	- Hällström
gesättigter Salzauflösung . .	0,050	-	$\frac{1}{20}$	- Dalton
Salzsäure von 1,137 spec. Gew.	0,060	-	$\frac{1}{16,67}$	- -
Schwefelsäure von 1,85 spec. Gew.	0,060	-	$\frac{1}{16,67}$	- -
Schwefeläther	0,070	-	$\frac{1}{14,3}$	- -
Terpenthinöl	0,070	-	$\frac{1}{14,3}$	- -
Leinöl	0,0725	-	$\frac{1}{13,8}$	- Newton
Leinöl und Olivenöl . . .	0,080	-	$\frac{1}{12,5}$	- Dalton
Salpetersäure von 1,40 spec. Gew.	0,111	-	$\frac{1}{9}$	- -
Alkohol von 0,817 spec. Gew.	0,1112	-	$\frac{1}{9}$	- -

Wenn wir schon bei festen Körpern bemerkten, dass ihre Ausdehnung nicht der Wärmezunahme proportional sei, so ist dieses noch weit mehr bei den tropfbar-flüssigen der Fall. Nur bei dem Quecksilber und allenfalls bei den fetten Oelen kann man zwischen Frost- und Siedepunkt des Wassers ohne merklichen Fehler die Proportionalität der Ausdehnung und Wärmezunahme gelten lassen, und sich daher der oben mitgetheilten Formeln bedienen, um ein Volumen auf eine andere Temperatur zu reduciren. Bei Wasser, Alkohol und vielen andern Flüssigkeiten würde ein solches Verfahren sehr fehlerhafte Resultate liefern. Im Allgemeinen dehnen auch die tropfbaren Flüssigkeiten sich durch eine gegebene Temperaturzunahme um so mehr aus, je höher ihre Temperatur schon ist; jede befolgt dabei ihren eigenthümlichen Gang, der nur durch Versuche ermittelt werden kann. Besonders hat man mit Genauigkeit die Ausdehnung des Wassers zu bestimmen gesucht, in welcher Hinsicht hier nur auf die Versuche von Hällström *), Muncke **) und Stampfer ***) hingewiesen werden mag. Da, wie schon oben erwähnt, von 0° bis 4,1° C das Wasser beim Erwärmen sich zusammenzieht, bei dieser Temperatur ein Dichtigkeitsmaximum zeigt, und die Zusammenziehung allmälig in Ausdehnung übergeht, so ist erklärlich, dass in gewöhnlichen Lufttemperaturen, vorzüglich wenn sie nicht viel über 4° C betragen, die Ausdehnung des Wassers durch die Wärme sehr gering ist.

*) Poggendorff's Ann Bd. I. S. 129. Bd. IX. S. 530. Bd. XXXIV. S. 220.
**) Gehler's physikal. Wörterb. neu bearb. Th. I. S. 616. Th. IV. S. 1492.
***) Jahrb. des k. k. polytechn. Instituts Bd. XVI. S. 1.

Auf die Ausdehnung der Flüssigkeiten gründen sich die gebräuchlichsten und bequemsten Thermometer, und zwar eignet sich in den meisten Fällen am besten das Quecksilber dazu, theils wegen seines niedrigen Frost- und hohen Siedepunktes, theils weil es immer rein zu haben ist und zwischen dem Frost- und Siedepunkte des Wassers eine der Wärmezunahme proportionale Ausdehnung zeigt. In höhern Temperaturen gibt es indessen einen etwas zu hohen Wärmegrad an und bedarf einer Correction.

Eine besondere Berücksichtigung verdient noch die Volumsänderung, welche ein Körper erleidet, der aus dem festen Zustande in den tropfbar-flüssigen oder aus diesem in jenen übergeht. Nehmen wir zuvörderst wieder das Wasser als Beispiel, so ist bekannt, dass Wasser von $0°C$ ein geringeres Volumen hat als Eis von derselben Temperatur, indem letzteres ein specifisches Gewicht von etwa 0,93 besitzt, deshalb auch auf dem Wasser schwimmt, und sich also das Wasser, indem es friert, um ungefähr $\frac{1}{14}$ seines Volumens ausdehnt. Um eben so viel zieht es sich natürlich zusammen, wenn das Eis schmilzt. Die Kraft, mit welcher die Ausdehnung beim Gefrieren erfolgt, ist sehr gross, bis jetzt ungemessen, und man hat sie wohl angewendet, um sehr starke hohle Körper, z. B. Geschütze, zu zersprengen, indem man sie ganz mit luftleerem Wasser füllt, vollständig verschliesst und das Wasser in ihnen frieren lässt. Dass mit wässerigen Flüssigkeiten gefüllte und verschlossene Gefässe durch das Gefrieren oft, ohne dass man es beabsichtigt, zersprengt werden, ist bekannt genug. Manche andere Körper zeigen dasselbe Phänomen, besonders hat es Marx*) vom Wismuth beobachtet; auch das Gusseisen dürfte hierher gehören, indem ungeschmolzene Stücke auf dem flüssigen schwimmen**); dagegen verhalten sich viele andere Metalle entgegengesetzt, d. h. sie ziehen sich beim Festwerden zusammen. Dahin gehört das Quecksilber, das Blei, Zink, Silber u. a.

Die Verminderung, die das Volumen eines Metalls nach dem Eingiessen in die Form erleidet, heisst das Schwinden, und die Grösse, um welche das erkaltete Metall kleiner ist als das Gussmetall, das Schwindmass. Es hängt dasselbe theils von der Volumsveränderung beim Erstarren, theils von der Zusammenziehung beim Erkalten ab, und beide Ursachen wirken bald entgegengesetzt, bald unterstützen sie einander. Karmarsch***) hat die gebräuchlichsten Metalle auf ihr Schwindmass untersucht, und gibt dasselbe für die Längeneinheit bei

Gusseisen	zu $\frac{1}{95}$ — $\frac{1}{98}$
Messing im Mittel	- $\frac{1}{60}$ — $\frac{1}{65}$
Glockenmetall	
100 Kupfer und 18 Zinn	- $\frac{1}{63}$
Kanonenmetall	
100 Kupfer und 12½ Zinn	- $\frac{1}{130}$ — $\frac{1}{139}$
Zink im Mittel	- $\frac{1}{62}$
Blei im Mittel	- $\frac{1}{92}$
Zinn im Mittel	- $\frac{1}{147}$
Wismuth im Mittel	- $\frac{1}{265}$ an.

*) Schweigger Journal Bd. LVIII. S. 454.
**) Vergl. Marx a. a. O. S 461. Bd. LX. S. 13.
***) Prechtl Jahrb. des k. k. polytechn. Inst. Bd. XIX. S. 94.

Auch werden von demselben die Umstände erwähnt, die auf die Grösse des Schwindmasses von Einfluss sein können. —

Geht ein tropfbar-flüssiger Körper in den elastisch-flüssigen Zustand über, d. h. verwandelt er sich in Dampf, so dehnt er sich in der Regel ebenfalls bedeutend aus; die dabei stattfindenden, für die Anwendung ganz besonders wichtigen Erscheinungen sind im Art. DAMPF nachzusehen. —

Die elastisch-flüssigen Körper zeigen auch in Hinsicht auf die Ausdehnung durch die Wärme eine grosse Regelmässigkeit und bedeutend grössere Wirkungen als die übrigen. Die Regelmässigkeit besteht theils darin, dass sämmtliche elastisch-flüssige Körper durch die Wärme eine gleich grosse Ausdehnung erleiden, theils darin, dass diese Ausdehnung in allen Temperaturen der Wärmezunahme proportional ist. Wegen der letztern Eigenschaft ist das Luftthermometer der richtigste Wärmemesser, und alle andern Thermometer müssen, um ihren Gang zu prüfen, mit diesem verglichen werden. — Die genannte Regelmässigkeit in beiderlei Hinsicht kann jedoch nur beobachtet werden, wenn sowohl die der Untersuchung unterworfene elastische Flüssigkeit, als auch das sie enthaltende Gefäss völlig trocken sind, denn wenn auch für den Wasserdampf (s. DAMPF) dasselbe Gesetz gilt, so findet es doch nicht mehr statt, sobald sich beim Erwärmen oder Erkalten bald neue Dämpfe bilden, bald vorhandene niederschlagen. — Ferner beobachtet man diese Regelmässigkeit der Ausdehnung nur, wenn in den verschiedenen Temperaturen, denen die elastische Flüssigkeit ausgesetzt wird, dieselbe einem constanten äussern Drucke ausgesetzt bleibt, oder, wenn dieses nicht der Fall ist, ihr Volumen darauf reducirt wird.

Die Grösse der Ausdehnung der trocknen Luft und jeder andern elastischen Flüssigkeit von 0° bis 100° C bei constantem Drucke wurde bisher durchgängig nach den Versuchen von GAY-LUSSAC*) zu 0,375 oder $\frac{3}{8}$ des Volumens bei 0° C angenommen. Neuerlich hat jedoch RUDBERG**) durch Versuche, deren Genauigkeit nichts zu wünschen übrig zu lassen scheint, diese Ausdehnung im Mittel 0,3646 gefunden. Hat man daher ein Luftvolumen V_T bei $T°$ C gemessen, und verlangt zu wissen, wie gross es bei $t°$ sein würde, so ist

$$V_t = \frac{1 + 0{,}003646\,t}{1 + 0{,}003646\,T} V_T = \left(1 + \frac{0{,}003646\,(t - T)}{1 + 0{,}003646\,T}\right) V_T.$$

Hätte die Luft bei der Messung ausserdem eine Expansivkraft $= B$, und will man sie auf den Druck $= b$ reduciren, so kommt die S. 397 angegebene Formel hinzu, und man hat

$$V_{bt} = \frac{B}{b} \cdot \frac{1 + 0{,}003646\,t}{1 + 0{,}003646\,T} V_{BT}.$$

Hätte z. B. ein Gebläse in 1 Minute 500 Cubikfuss Luft mit einer Pressung von 29 par. Zoll und einer Temperatur von 12° C geliefert, und man wollte wissen, welches Volumen dieselbe bei 28 par. Zoll Pressung und 0° C eingenommen haben würde, so ist

$B = 29$, $b = 28$, $T = 12$, $t = 0$, $V_{BT} = 500$ und

---

*) *Ann. de chim.* Bd. XLIII. S. 137. GILB. Ann. Bd. XII. S. 257.

**) POGGENDORFF's Ann. Bd. XLI. S 271 u. 558.

$$V_{bt} = \frac{29}{28} \cdot \frac{1 + 0{,}003646 \,.\, 0}{1 + 0{,}003646 \,.\, 12} \,.\, 500 = \frac{29 \,.\, 500}{28 \,.\, 1{,}043752}$$
$$= 0{,}9923 \,.\, 500 = 496{,}15 \text{ Cubikfuss.}$$

Wird ein Luftvolumen in einem verschlossenen Raume erwärmt, so dass es sich nicht auszudehnen vermag, so vermehrt sich die Expansivkraft der Luft oder der von ihr ausgeübte Druck, und zwar in demselben Verhältnisse, nach welchem das Volumen zugenommen haben würde, wenn durch Ausdehnung der Druck constant geblieben wäre. Hat man daher ein Luftvolumen unter dem Drucke b bei der Temperatur t, und man fragt, wie gross der von der Luft ausgeübte Druck bei der Temperatur T werden wird, so ist

$$B = \frac{1 + 0{,}003646\, T}{1 + 0{,}003646\, t} \,.\, b.$$

Fragt man z. B., wie stark ein Luftvolumen von 0° erwärmt werden muss, damit die anfängliche Expansivkraft auf das Doppelte steige, so hat man

$$B = 2b = \frac{1 + 0{,}003646\, T}{1 + 0{,}003646 \,.\, 0} \,.\, b, \text{ folglich}$$
$$2 = 1 + 0{,}003646\, T, \text{ und}$$
$$T = \frac{1}{0{,}003646} = 274° \, C.$$

Wenn aber während der Erwärmung zwar keine völlig freie Ausdehnung erfolgen kann, sondern die Expansivkraft von b auf B steigt, dennoch aber das Volumen sich von v auf V vermehrt, so hat man

$$B = \frac{1 + 0{,}003646\, T}{1 + 0{,}003646\, t} \cdot \frac{v}{V} \,.\, b.$$

Dieselbe Formel ist zum Grund zu legen, wenn das Gewicht G eines Luftvolumens V von der Expansivkraft B und der Temperatur T berechnet werden soll. Ist nämlich bekannt, dass die Volumseinheit derselben Luft beim Barometerstande b und der Temperatur t das Gewicht g hat, so ist

$$G = \frac{B}{b} \cdot \frac{1 + 0{,}003646\, t}{1 + 0{,}003646\, T} \,.\, V \,.\, g.$$

Wiegt daher 1 preuss. Cubikfuss Luft bei 28 par. Zoll Barometerstand und 0° C Temperatur 2,74033 preuss. Loth, so ist

$$b = 28, \; t = 0 \text{ und}$$
$$G = \frac{B}{28} \cdot \frac{1}{1 + 0{,}003646\, T} \,.\, V \,.\, 2{,}74033 \text{ Loth.}$$

Liefert z. B. ein Gebläse in 1 Minute 500 Cubikfuss Luft von 29 par. Zoll Pressung und 12° C Temperatur, so ist ihr Gewicht

$$G = \frac{29}{28} \cdot \frac{1}{1 + 0{,}003646 \,.\, 12} \,.\, 500 \,.\, 2{,}74033$$
$$= 1359{,}61 \text{ Loth} = 42{,}488 \text{ ℔.}$$

Gewöhnlich enthält die Luft Feuchtigkeit; will man darauf Rücksicht nehmen, und ist die Spannung des darin enthaltenen Wasserdampfes $= E$, so ist das Gewicht der trockenen Luft im Volumen V

$$G = \frac{B - E}{28} \cdot \frac{1}{1 + 0{,}003646 \,.\, T} \,.\, V \,.\, 2{,}74033 \text{ Loth.}$$

Wäre daher im obigen Beispiele $E = 0{,}4$ par. Zoll, so ist

$$G = \frac{29 - 0{,}4}{28} \cdot \frac{1}{1 + 0{,}003646 \cdot 12} \cdot 500 \cdot 2{,}74033$$

$$= 1340{,}86 \text{ Loth} = 41{,}903 \text{ ℔}.$$

Die Begründung dieser letzten Formel kann erst im Art. DAMPF gegeben werden.

Da, wie oben gesagt wurde, sowohl die Ausdehnung durch verminderten Druck als auch die durch vermehrte Wärme bei allen elastischen Flüssigkeiten dieselbe ist, so bleibt das Verhältniss der Dichtigkeit aller für jede Expansivkraft und jede Temperatur gleich, und man pflegt deshalb dieses Verhältniss oder ihre specifischen Gewichte in Zahlen auszudrücken, deren Einheit die Dichtigkeit der trocknen atmosphärischen Luft ist. Nennt man daher unter dieser Voraussetzung das specifische Gewicht einer elastischen Flüssigkeit a, so wiegt ihr in preuss. Cubikfussen ausgedrücktes Volumen V beim Barometerstande B und der Temperatur T

$$G = \frac{B}{28} \cdot \frac{1}{1 + 0{,}003646\,T} \cdot V.a.2{,}74033 \text{ preuss. Loth}$$

oder nach Abzug des darin enthaltenen Wasserdampfes von der Spannung E

$$G = \frac{B - E}{28} \cdot \frac{1}{1 + 0{,}003646\,T} \cdot V.a.2{,}74033 \text{ Loth.}$$

Reich.

Ausfluss (fr. *écoulement;* engl. *discharge, effluxion*). Die Lehre vom Ausflusse der Flüssigkeiten aus Gefässen macht den ersten und wichtigsten Theil der Hydraulik (Hydrodynamik und Pneumatik) aus (s. dynamische Wissenschaften). Die Flüssigkeiten (fr. *fluides;* engl. *fluids*) sind entweder wasserförmig (fr. *liquides;* engl. *liquids*) oder luftförmig (fr. *aëriformes, gazeux;* engl. *aëriform*). Die Expansibilität und Compressibilität, wodurch sich die luftförmigen oder ausdehnsamen Flüssigkeiten von den wasserförmigen oder tropfbarflüssigen Körpern unterscheiden, sind Ursache, dass jene nach andern Gesetzen ausströmen als diese. Wir müssen daher den Ausfluss luftförmiger oder elastischer Flüssigkeiten von dem Ausflusse wasserförmiger Flüssigkeiten unterscheiden. Die Hauptaufgabe, welche in Ansehung des Ausflusses bei beiden Flüssigkeiten zu lösen ist, besteht in der Bestimmung der Menge der in einer gewissen Zeit ausströmenden Flüssigkeit. Diese hängt aber nicht allein von der Grösse der Ausflussöffnung, sondern auch von dem Ueberschusse der Pressung im Innern des Gefässes über den Druck ausserhalb desselben, namentlich also der äussern Luft ab. Erfolgt nun während des Ausflusses nicht auch ein eben so grosser Zufluss auf einer anderen Seite, so vermindert sich nach und nach jener Ueberschuss des Druckes und mit ihm die Ausflussgeschwindigkeit und die Ausflussmenge in einer gewissen Zeit. Wir unterscheiden daher wieder zwei Fälle, nämlich den Ausfluss bei veränderlicher Pressung oder veränderlicher Geschwindigkeit von dem Ausflusse bei sich gleichbleibendem Drucke oder unveränderlicher Geschwindigkeit.

Läuft eine Flüssigkeit in parallelen Fäden aus einer Oeffnung, so ist die in der Secunde ausfliessende Flüssigkeitsmenge m (fr. *dépense;*

engl. *quantity of fluid discharged, discharge*) ein Product aus dem Flächenraum der Ausflussöffnung a (fr. *orifice;* engl. *sluice hole, aperture*) und der Geschwindigkeit v der ausfliessenden Elemente der Flüssigkeit, also $m = av$; denn die hinter einander ausfliessenden Theile bilden während einer Secunde einen Flüssigkeitsfaden von der Länge v, und die Fäden zusammen geben ein gerades Prisma, dessen Basis die Fläche a der Oeffnung ist. Diese Bestimmung setzt jedoch voraus, dass die Richtung des ganzen Strahles oder Stromes, den die ausfliessende Flüssigkeit bildet (fr. *courant de fluide;* engl. *stream of fluid*) winkelrecht gegen die Ebene der Ausflussöffnung gerichtet sei, denn ausserdem bildet die Ausflussmenge ein schiefes Prisma, und es ist daher statt der die Basis bildenden Oeffnung der Querschnitt des Strahles (winkelrecht zu dessen Richtung) zu nehmen. Aus der Ausflussmenge für eine Secunde ergibt sich nun die während einer andern Zeit t ausfliessende Flüssigkeitsmenge M, indem man jene mit der Zeit t multiplicirt, wobei jedoch immer vorausgesetzt wird, dass die Ausflussgeschwindigkeit v unveränderlich geblieben ist. Es ist also

$$M = mt = avt.$$

Kennt man noch das specifische Gewicht oder die Dichtigkeit der ausströmenden Flüssigkeit, sowie das Gewicht der Raumeinheit Wasser, so lässt sich nun auch die ausfliessende Flüssigkeitsmenge durch ihr Gewicht ausdrücken. Oft kommt aber auch der umgekehrte Fall vor, dass man aus der gegebenen Ausflussmenge und der bekannten Geschwindigkeit den erforderlichen Querschnitt zu bestimmen hat, oder auch, dass die Geschwindigkeit gesucht wird, welche einer gewissen Ausflussmenge und Ausflussöffnung entspricht. Dann hat man natürlich mit der Formel

$$a = \frac{m}{v} \text{ oder } v = \frac{m}{a}$$

zu rechnen.

Fliesst z. B. Wasser mit 2 Meter Geschwindigkeit aus einer kreisförmigen Oeffnung von 12 Centimeter Durchmesser, so ist die in einer Secunde ausfliessende Wassermenge

$$m = 2.(0{,}06)^2\pi = 0{,}022619 \text{ Cubikmeter} = 22619 \text{ Cubikcentimeter.}$$

Die in 24 Stunden ausfliessende Menge ist nun

$$M = 24.60.60.0{,}022619 = 1954{,}32 \text{ Cubikmeter}$$

und wiegt 1954320 Kilogramm. In einem andern Falle ergibt sich aus der geforderten Ausflussmenge $m = 0{,}31$ Cubikmeter und der bekannten Geschwindigkeit $v = 1{,}45$ Meter der erforderliche Querschnitt

$$a = \frac{0{,}31}{1{,}45} = \frac{31}{145} = 0{,}21379 \text{ □Meter.}$$

Soll nun die Oeffnung rectangulär und zweimal so lang als breit oder hoch sein, so folgt die Höhe oder Breite $= 32{,}694$ Centimeter und die Länge $= 65{,}388$ Centimeter.

Wenn die Flüssigkeit an verschiedenen Stellen der Oeffnung mit verschiedenen Geschwindigkeiten ausströmt, oder wenn die Stromfäden unter einander nicht parallel sind, so erleidet die Formel $m = av$ besondere Modificationen, welche später angegeben werden sollen.

Da sich das Wasser als vollkommen tropfbar-flüssiger Körper im

gemeinen Leben am häufigsten darbietet, so gebraucht man es als Repräsentant aller liquiden oder tropfbar-flüssigen Körper, und da sich eben so die gemeine atmosphärische Luft überall vorfindet und diejenige ist, welche in der Mechanik am häufigsten vorkommt, so dient sie auch als Repräsentant aller ausdehnsamen Flüssigkeiten, selbst, wenn es nicht besonders erwähnt wird, mit Einschluss der Dämpfe; es ist daher im Folgenden nur vom Ausfluss des Wassers und von dem der Luft die Rede, indem als bekannt vorausgesetzt wird, dass die Ausflussgesetze des Wassers auf alle tropfbar-flüssigen Körper, die Ausströmungsgesetze der Luft aber auf alle ausdehnsame Flüssigkeiten angewendet werden können.

I. Ausfluss des Wassers.

A. Ausfluss aus stets voll gehaltenen Gefässen.

α) Ausfluss ohne Contraction.

1) Denken wir uns ein sehr weites Gefäss *ABCD Fig.* 1 (Taf. 31), welches sich nach unten immer mehr und mehr zusammenzieht und endlich eine kleine horizontale Oeffnung EF übrig lässt. Die senkrechte Tiefe $EG = h$ der Ausflussöffnung EF unter dem Wasserspiegel heisst die Druckhöhe (fr. *charge d'eau;* engl. *height of the surface above the hole, altitude, height, head of water*). Von ihr hängt die Geschwindigkeit des ausfliessenden Wassers ab; je grösser dieselbe ist, desto schneller fliesst auch das Wasser aus. Setzen wir die Grösse der Ausflussöffnung $EF = a$ und die Grösse des Wasserspiegels $AB = A$, ferner die Geschwindigkeit des ausfliessenden Wassers $= v$ und die Wassermenge, welche unten während einer Secunde ab- und oben zufliesst, $= m$, und ist das Gewicht der Raumeinheit Wasser $= \gamma$, so hat man das Gewicht der in der Secunde ausfliessenden Wassermenge $= m\gamma$. Da nun diese Masse eine Geschwindigkeit v besitzt, so wohnt ihr eine mechanische Wirkung (s. AUFSCHLAGWASSER S. 339.) bei, welche durch das Product $\frac{v^2}{2g} m\gamma$ gemessen wird. Nun hat aber die Wassermasse $m\gamma$ diese Wirkung erhalten, indem sie von AB nach EF, d. i. um die Höhe h herabgesunken ist; es ist sonach die aufgenommene mechanische Arbeit $= hm\gamma$, und es gibt endlich die Gleichsetzung beider Wirkungen oder Arbeiten

$$\frac{v^2}{2g} m\gamma = hm\gamma, \text{ d. i. } \frac{v^2}{2g} = h, \text{ also}$$

$$\text{I. } v = \sqrt{2gh}.$$

Es ist also die Geschwindigkeit des ausfliessenden Wassers so gross wie die Endgeschwindigkeit eines von der Druckhöhe h frei herabgefallenen Körpers.

Hierbei ist die Beschleunigung der Schwere $g = 9{,}8088$ Meter $= 31{,}25$ rheinl. Fuss zu setzen; will man aber unter g_1 die Fallhöhe in der ersten Secunde verstehen, also $g_1 = 4{,}9044$ Meter $= 15{,}625$ rheinl. Fuss annehmen, so muss man $\frac{v^2}{4g_1} = h$, also $v = 2\sqrt{g_1 h}$ setzen.

Ist z. B. die Druckhöhe 1,35 Meter, so wird die Ausflussgeschwindigkeit $v = \sqrt{2 . 9{,}8088 . 1{,}35} = 5{,}146$ Meter. Ist umgekehrt die Aus-

flussgeschwindigkeit $= 3{,}25$ Meter, so muss die entsprechende Druckhöhe

$$h = \frac{(3{,}25)^2}{2.9{,}8088} = 0{,}5384 \text{ Meter sein.}$$

Man kann sich von der Richtigkeit dieses Gesetzes auch durch einen Versuch überzeugen. Hat man nämlich ein Gefäss wie $ABCD$ in *Fig.* 2 mit einer aufwärts gehenden Oeffnung EF, durch die das Wasser senkrecht nach oben geführt wird, so steigt dasselbe in einem vertikalen Strahl EK in die Höhe, der beinahe das Niveau des Wasserspiegels AB erreicht, und es lässt sich annehmen, dass er dieses wirklich erreichen würde, wenn gewisse Nebenhindernisse, z. B. Widerstand der Luft, Widerstand der Gefässwand und das Hinderniss durch das zurückfallende Wasser, vollkommen beseitigt wären. Da nun aber ein mit der Geschwindigkeit v vertikal aufwärts geworfener Körper die Höhe $h = \frac{v^2}{2g}$ erreicht, so wird umgekehrt $v = \sqrt{2gh}$, d. h. es wird die anfängliche oder Ausflussgeschwindigkeit diejenige sein, welche ein Körper erlangt hat, wenn er von einer Höhe h frei herabgefallen ist, die der Druckhöhe, d. i. der Tiefe GH der Ausflussöffnung EF unter dem Wasserspiegel AB gleich kommt. Für eine andere Druckhöhe h_1 ist die Ausflussgeschwindigkeit $v_1 = \sqrt{2gh_1}$; demnach ist

$$v : v_1 = \sqrt{h} : \sqrt{h_1}, \text{ und}$$
$$h : h_1 = v^2 : v_1^2;$$

es verhalten sich also die Ausflussgeschwindigkeiten wie die Quadratwurzeln aus den Druckhöhen, und die Druckhöhen wie die Quadrate der Ausflussgeschwindigkeiten zu einander.

Eine Tabelle der verschiedenen Werthe von v bei verschiedenen gegebenen Druckhöhen wird der Artikel BEWEGUNG enthalten.

Die aufgefundene Formel $v = \sqrt{2gh}$ für den Ausfluss bedarf noch einer Modification, wenn das Wasser mit einer gewissen Geschwindigkeit c in das Gefäss eintritt, denn dann hat das Wsaser schon beim Eintritt eine gewisse mechanische Wirkung $\frac{c^2}{2g} m\gamma$, und diese wird während des Sinkens um $hm\gamma$ vermehrt; es ist daher

$$\frac{v^2}{2g} m\gamma = \frac{c^2}{2g} m\gamma + hm\gamma, \text{ oder}$$
$$\frac{v^2}{2g} = \frac{c^2}{2g} + h, \text{ welches nun}$$
$$v = \sqrt{2gh + c^2} \text{ gibt,}$$

oder wenn man die der Eintrittsgeschwindigkeit entsprechende Fallhöhe $\frac{c^2}{2g}$ mit h_1 bezeichnet,

II. $v = \sqrt{2g(h + h_1)}$.

Man kann sich von der Richtigkeit dieser Formel auch durch folgende Vorstellung überzeugen. Es sei $ABEF$ *Fig.* 3 ein vertikal abwärts fliessender Wasserstrahl, $AB = A$ der obere und $EF = a$ der untere Querschnitt dieses Strahles; ferner sei $GH = h$ der Vertikalabstand beider Querschnitte; endlich sei c die Geschwindigkeit in AB und

v die Geschwindigkeit des Wasserstrahles in EF. Besitzen die Wasserelemente nur einigen Zusammenhang unter einander, so werden sich die einzelnen Wasserfäden beim Herabsinken nicht von einander trennen, und es wird der Wasserstrahl eine sogenannte Cataracte (nach Newton) bilden. Da wir es hier mit einem freifallenden Körper zu thun haben, so ist für die Endgeschwindigkeit

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{c^2}{2g} + h, \text{ also}$$

$$v^2 = c^2 + 2gh,$$

ein mit der vorhin gefundenen Formel übereinstimmender Ausdruck. Denkt man sich nun aber jene Cataracte mit einem Gefässe $ABCD$ umgeben, so wird man an der Bewegung des Wasserstrahles selbst nichts ändern; und füllt man endlich den Zwischenraum zwischen dem Wasserstrahl und der Gefässwand mit Wasser aus, so wird man auch hier dem Wasserstrahl noch kein Hinderniss in den Weg legen, weil dieses Wasser die Fäden des Wasserstrahls von allen Seiten rund herum normal presst. Da wir nun aber so den vorhergehenden Fall in *Fig.* 1 erhalten, so ist hiermit auf eine andere Weise die Richtigkeit obiger Formel dargethan.

Das Gesetz, nach welchem sich die Cataracte nach unten immer mehr und mehr zusammenzieht, ist dadurch bestimmt, dass man die Wassermenge $m = Ac$ und auch $= av$ setzen kann, weshalb nun

$$v = \frac{A}{a} c \text{ und sonach } \left(\frac{A}{a}\right)^2 c^2 = c^2 + 2gh, \text{ d. i.}$$

$$a = \frac{Ac}{\sqrt{c^2 + 2gh}} \text{ zu setzen ist.}$$

Setzen wir umgekehrt $c = \frac{a}{A} v$, so bekommen wir

$$v^2 = \left(\frac{a}{A}\right)^2 v^2 + 2gh,$$

also die Ausflussgeschwindigkeit

$$\text{III.} \quad v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 - \left(\frac{a}{A}\right)^2}}.$$

Es hängt also hiernach die Geschwindigkeit des ausfliessenden Wassers noch von dem Verhältnisse zwischen der Ein- und Ausflussöffnung ab, und es ist nur dann, wenn dieses sehr gross, also $\frac{a}{A}$ sehr klein ist, die Formel $v = \sqrt{2gh}$ anwendbar. Ist hingegen die Ausflussöffnung nicht sehr klein in Ansehung der Einflussöffnung, so wird die Ausflussgeschwindigkeit einen grössern Werth haben als den, welchen die Formel $v = \sqrt{2gh}$ gibt.

Ist $a = A$, d. i. sind Ein- und Ausflussöffnung einander gleich, ist z. B. das Gefäss prismatisch und bodenlos, so hat man

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{0} = \infty.$$

Dann würde also das Wasser unendlich schnell ausfliessen, was auch ganz in der Ordnung ist; denn $a = A$ bedingt $c = v$; es ist also auch die Einflussgeschwindigkeit unendlich gross. Weil aber der Wasserstrahl nach unten zu dünner wird, so muss eigentlich a kleiner als A sein; es kann jedoch $\frac{A-a}{A}$ unendlich klein werden, wenn c und v unendlich gross sind gegen h; die Antwort der Formel

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1-\left(\frac{a}{A}\right)^2}}$$

für $a = A$ ist also ganz richtig.

Natürlich kann bei gefüllter Mündung nie $a > A$ sein, was auch die Formel ausdrückt, die dann einen imaginären Werth gibt.

Beispiel. Ist die Druckhöhe $h = 1{,}35$ Meter, der Inhalt des Wasserspiegels $A = 0{,}25$ □ Meter und der Inhalt der Oeffnung $= 0{,}1$ □ Meter, so ist die Geschwindigkeit des ausfliessenden Wassers

$$v = \frac{\sqrt{2.9{,}8088.1{,}35}}{\sqrt{1-\left(\frac{0{,}1}{0{,}25}\right)^2}} = \frac{5{,}146}{\sqrt{1-\frac{4}{25}}} = \frac{25{,}730}{\sqrt{21}}$$

$$= 5{,}614 \text{ Meter},$$

während sie nur 5,146 Meter wäre, wenn a gegen A sehr klein ist.

Die Formel in Nr. III. behält nur so lange ihre Richtigkeit, als das ausfliessende Wasser die Ausflussöffnung a ganz ausfüllt, so lange also nur von dem Ausflusse eines vollkommen mit Wasser angefüllten Gefässes die Rede ist, d. i. so lange das Wasser oben mit einer Geschwindigkeit

$$c = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{\left(\frac{A}{a}\right)^2-1}}$$

nachfliesst; strömt aber das Wasser langsam nach, ist also

$$c < \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{\left(\frac{A}{a}\right)^2-1}},$$

so wird es nicht mehr mit dem vollen Querschnitte ausfliessen, es wird also das Gefäss nicht mehr als ein gefülltes angesehen werden können. Der Querschnitt des Wasserstrahles beim Austritt aus dem Gefässe ist dann nur

$$a_1 = \frac{Av}{\sqrt{v^2+2gh}}.$$

Im vorigen Beispiele wurde die Ausflussgeschwindigkeit $v = 5{,}614$ Meter gefunden. Da nun $\frac{a}{A} = \frac{0{,}10}{0{,}25} = \frac{2}{5}$ ist, so muss die Geschwindigkeit des nachfliessenden Wassers $= 0{,}4.5{,}614 = 2{,}2456$ Meter sein. Sollte aber in der Secunde nur 0,5 Cubikmeter Wasser herbeiströmen,

also die Geschwindigkeit des zufliessenden Wassers nur $\frac{0,5}{0,25} = 2$ Meter sein, so würde das Wasser mit ungefülltem Querschnitte ausfliessen, denn dieser würde nur sein

$$= \frac{0,5}{\sqrt{2^2 + 2 \,.\, 9,8088 \,.\, 1,35}} = 0,0907 \text{ □Meter},$$

während die Oeffnung selbst 0,1 □Meter Inhalt hat.

Die aufgestellten Formeln gelten nur für den Fall, wenn die äussere Pressung, z. B. die der umgebenden Luft, auf den Wasserspiegel AB und auf die Ausflussöffnung EF gleich gross sind; sind dieselben aber verschieden, so muss noch folgende Correction vorgenommen werden.

Es sei der Druck auf eine Flächeneinheit vom Wasserspiegel, z. B. auf ein Quadratmeter, $= P$, und der Druck gegen die Ausflussöffnung $= P_1$, also $P - P_1$ der Ueberschuss des ersten über den zweiten. Dieser Druck kann aber auch durch eine über AB stehende Wassersäule erzeugt oder durch sie ersetzt werden. Setzen wir nun die Höhe derselben $= h_1$ und das Gewicht der Raumeinheit Wasser $= \gamma$, also $\gamma = 1000$ Kil., wenn das Volumen in Cubikmetern bestimmt wird, so haben wir das Gewicht dieser Wassersäule $A h_1 \gamma$, welches $= P - P_1$ gesetzt $h_1 = \frac{P - P_1}{A\gamma}$ gibt. Addiren wir endlich diese eingebildete Druckhöhe zur wirklichen, so bekommen wir

$$v = \sqrt{2g\,(h + h_1)} \text{ oder}$$

$$\text{IV.} \quad v = \sqrt{2g\left(h + \frac{P - P_1}{A\gamma}\right)}$$

als Formel für die Ausflussgeschwindigkeit, insofern wir nämlich wieder die Ausflussöffnung a klein annehmen gegen den Wasserspiegel AB, dessen Inhalt $= A$ ist.

Beispiel. Es führe die Ausflussöffnung in einen mit verdünnter Luft angefüllten Raum von 0,1 Atmosphärendruck und es sei die Wasserdruckhöhe $h = 0,85$ Meter, mit welcher Geschwindigkeit wird das Wasser ausfliessen? Setzen wir einen Atmosphärendruck $= 1,0333$ Kil., d. h. nehmen wir an, dass die Atmosphäre mit 1,0333 Kil. auf eine Fläche von 1 □Centimeter presse, also mit 10333 Kil. auf ein Quadratmeter, so haben wir

$$\frac{P - P_1}{A\gamma} = \frac{(1 - 0,1)10333}{1000} = 0,9 \,.\, 10,333 = 9,2997 \text{ Meter}$$

und sonach

$$v = \sqrt{2g\left(h + \frac{P - P_1}{A\gamma}\right)} = \sqrt{19,6176\,(0,85 + 9,2997)}$$

$$= \sqrt{19,6176 \,.\, 10,1497} = 14,110 \text{ Meter}$$

für die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in den luftverdünnten Raum strömt, während das Wasser oben unter dem mittleren Atmosphärendrucke steht.

Setzen wir $P_1 = 0$ und $h = 0$, so bekommen wir die Geschwindig-

keit, mit welcher das Wasser von der Atmosphäre in den luftleeren Raum gedrückt wird, und zwar

$$v = \sqrt{\frac{2gP}{Ag}} = \sqrt{19{,}6176 . 10{,}333} = 14{,}237 \text{ Meter.}$$

Es kann auch die Kraft P durch einen Kolben KL *Fig.* 4 auf das Wasser wirken. Geht nun für diesen Fall die Oeffnung EF in die äussere Luft, welche überdies noch auf KL presst, so hat man statt $\frac{P-P_1}{A\gamma}$ nur $\frac{P}{A\gamma}$ zu setzen, insofern P den Kolbendruck angibt. Ist nun $P = 300$ Kil., $A = 0{,}4$ Quadratmeter und $h = 0{,}5$ Meter, so folgt die Ausflussgeschwindigkeit

$$v = \sqrt{19{,}6176 \left(0{,}5 + \frac{300}{0{,}4 . 1000}\right)} = \sqrt{19{,}6176 . 1{,}25}$$
$$= 4{,}952 \text{ Meter.}$$

Insofern man den Druck $\frac{P}{A}$ auf die Flächeneinheit, z. B. auf ein Quadratmeter mit p und eben so $\frac{P_1}{A}$ mit p_1 bezeichnet, kann man auch

$$v = \sqrt{2g\left(h + \frac{p-p_1}{\gamma}\right)} \text{ setzen.}$$

Endlich müssen wir auch, wenn die Ausflussöffnung a nicht sehr klein gegen die Oberfläche des Wassers oder gegen die Kolbenfläche A ist, setzen

V. $$v = \frac{\sqrt{2g\left(h + \frac{P-P_1}{A\gamma}\right)}}{\sqrt{1-\left(\frac{a}{A}\right)^2}} \text{ oder}$$

$$= \frac{\sqrt{2g\left(h + \frac{p-p_1}{\gamma}\right)}}{\sqrt{1-\left(\frac{a}{A}\right)^2}}.$$

Wäre nun im letzten Beispiele der Durchmesser der kreisrunden Oeffnung $= 4$ Centimeter und der Durchmesser des Kolbens $= 20$ Centimeter, also

$$\frac{a}{A} = \left(\frac{4}{20}\right)^2 = \frac{1}{25} \text{ und } \frac{a^2}{A^2} = \frac{1}{625},$$

so würde die dort gefundene Geschwindigkeit $v = 4{,}952$ durch

$$\sqrt{1 - \frac{1}{625}} = \frac{\sqrt{624}}{25}$$

zu dividiren sein; es würde sich also die Ausflussgeschwindigkeit

$$v = \frac{4{,}952 . 25}{\sqrt{624}} = 4{,}956 \text{ Meter}$$

ergeben, was allerdings nur 0,004 Meter mehr ist als der ohne Berücksichtigung von $\frac{a}{A}$ gefundene Werth.

Man sieht hier auch, dass man in gewöhnlichen Fällen, wo $\frac{a}{A}$ nicht über $\frac{1}{25}$ ist, den Divisor

$$\sqrt{1-\left(\frac{a}{A}\right)^2}$$

ausser Acht lassen kann.

2) Die allgemeine Formel für die Ausflussgeschwindigkeit gestattet noch eine besondere Anwendung bei Bestimmung des Wasserdruckes.

In der Hydrostatik wird bestimmt, dass der Normaldruck des stillen Wassers gegen einen kleinen Theil f der Gefässwand gleich ist dem Gewichte einer Wassersäule, die zur Basis das gedrückte Flächenelement und zur Höhe die Tiefe h dieses Elementes unter dem Wasserspiegel hat, welches algebraisch durch die Formel $p = fh\gamma$ oder, wenn man $f = 1$ setzt, durch $p = h\gamma$ ausgedrückt wird. Diese Bestimmung erleidet aber eine bedeutende Veränderung, sowie man es mit bewegtem Wasser in einem Gefässe zu thun hat.

Wollen wir nun in einem Gefässe den Druck an einer Stelle wissen, die um h_2 Einheiten über der Ausflussöffnung a oder um $h - h_2 = h_1$ Einheiten unter der Einflussöffnung A steht und an welcher der Querschnitt des Gefässes $= A_2$ ist, so kann man hierzu den Ausdruck in Nr. V. unmittelbar anwenden, wenn man nur darin h mit h_2, A mit A_2 und p mit p_2 vertauscht, wo dann p_2 den gesuchten Druck auf die Flächeneinheit ausdrückt. Es ist hiernach

$$h_2 + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{v^2}{2g}\left(1-\left(\frac{a}{A_2}\right)^2\right), \text{ also}$$

$$\text{VI.} \quad p_2 = p_1 + \left[\frac{v^2}{2g}\left(1-\left(\frac{a}{A_2}\right)^2\right) - h_2\right]\gamma.$$

Da überdies

$$p = p_1 + \left[\frac{v^2}{2g}\left(1-\left(\frac{a}{A}\right)^2\right) - h\right]\gamma \text{ ist,}$$

so lässt sich der gesuchte Druck auch durch folgende Formel finden:

$$p_2 = p + \left[h_1 - \frac{v^2}{2g}\left(\frac{a^2}{A_2^2} - \frac{a^2}{A^2}\right)\right]\gamma.$$

Will man diese Pressung durch die Höhe H einer Wassersäule messen, so hat man $p_2 = H\gamma$ zu setzen, was

$$H = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}\left(1-\frac{a^2}{A^2}\right) - h_2 \text{ oder}$$

$$\text{VII.} \quad H = \frac{p}{\gamma} + h_1 - \frac{v^2}{2g}\left(\frac{a^2}{A_2^2} - \frac{a^2}{A^2}\right) \text{ gibt.}$$

Ist nun das Verhältniss zwischen der Ausflussöffnung und dem Wasserspiegel A sehr klein, so kann man

$$H = \frac{p}{\gamma} + h_1 - \frac{1}{2g}\left(\frac{av}{A_2}\right)^2 \text{ setzen.}$$

Es ist also die hydraulische Druckhöhe H an irgend einer Stelle im Gefässe gleich der hydrostatischen Druckhöhe $\frac{p}{\gamma} + h_1$, vermindert um die der Geschwindigkeit $\frac{av}{A_2} = v_2$ des Wassers an eben dieser Stelle entsprechende Geschwindigkeitshöhe.

Da endlich noch das Gefäss von aussen den Atmosphärendruck $\frac{p}{\gamma}$ erleidet, so hat man den von innen nach aussen wirkenden Druck auf die Gefässwand nur

$$H = h - \frac{v_2^2}{2g}$$

zu setzen.

Es wird also der Druck des Wassers gegen die Gefässwand um so kleiner, je schneller das Wasser an ihr vorbeifliesst.

Man kann sich von der Verschiedenheit der Pressungen an verschiedenen Stellen des Gefässes durch folgendes Experiment überzeugen. Man bringe, um den Wasserdruck in der Tiefe GH unter der Oberfläche AB des Wassers in einem Gefässe $ABCD$ *Fig.* 5 zu finden, ein gekrümmtes Röhrchen KLM an, welches mit dem Innern des Gefässes communicirt. Das Wasser wird nun darin auf eine Höhe LM steigen, die, wenn das Röhrchen aussen mit der äussern Luft communicirt, deren Pressung p ist, durch die Differenz $p_1 - p$ gemessen wird und sonach

$$= h_1 - \frac{v^2}{2g}\left(\frac{a^2}{A_2^2} - \frac{a^2}{A^2}\right)$$

sein muss, insofern h_1 die Druckhöhe GH für die Einmündung K des Röhrchens und A_2 den Querschnitt des Gefässes an eben dieser Stelle bezeichnet, welches auch mit der Erfahrung vollkommen übereinstimmt.

Es kann nun aber auch die Höhe $LM = 0$ sein, d. i. es kann das Wasser in dem Röhrchen gar nicht in die Höhe steigen. Dies ist ein Beweis, dass

$$\frac{v^2}{2g}\left(\frac{a^2}{A_2^2} - \frac{a^2}{A^2}\right) = h_1 \text{ ist.}$$

Endlich kann aber auch die Höhe

$$LM = H - \frac{p}{\gamma} = h_1 - \frac{v^2}{2g}\left(\frac{a^2}{A_2^2} - \frac{a^2}{A^2}\right)$$

negativ sein, d. i. es kann der Wasserdruck von innen noch kleiner als der einer Atmosphäre sein, was sich an einem nach unten gekrümmten Röhrchen $K_1 L_1 M_1$ erproben lässt. In diesem Falle wird nämlich die äussere Luft eine Wassersäule $M_1 L_1$ in das unter Wasser ausmün-

dende Röhrchen drücken, die in Vereinigung mit dem innern Druck dem äusseren oder Atmosphärendruck das Gleichgewicht hält, es wird also

$$M_1 L_1 = \frac{v^2}{2g}\left(\frac{a^2}{A_2^2} - \frac{a^2}{A^2}\right) - h_1 \text{ sein.}$$

Beispiel. In dem Gefässe *ABCD Fig.* 5 ist der Wasserspiegel $A = 0{,}2$ Quadratmeter, die Ausflussöffnung $a = 0{,}025$ Quadratmeter, die ganze Druckhöhe $h = 1{,}25$ Meter; wie gross ist der Druck in 0,9 Meter Tiefe unter dem Wasserspiegel, wo der Querschnitt 0,15 Quadratmeter Inhalt hat, und wie gross ist er in 0,4 Meter Tiefe, bei einem Querschnitte von 0,03 Quadratmeter? — Die Geschwindigkeit des ausfliessenden Wassers ist

$$v = \frac{\sqrt{2.9{,}8088.1{,}25}}{\sqrt{1-(\frac{1}{8})^2}} = \frac{8\sqrt{19{,}6175.1{,}25}}{\sqrt{63}} = 4{,}9911 \text{ Meter.}$$

Hieraus folgt die hydraulische Druckhöhe bei 0,9 Meter Tiefe unter dem Wasserspiegel

$$H = \frac{p}{\gamma} + 0{,}9 - \frac{4{,}9911^2}{2.9{,}8088}\left[\left(\frac{0{,}025}{0{,}150}\right)^2 - \left(\frac{0{,}025}{0{,}200}\right)^2\right]$$

$$= \frac{p}{\gamma} + 0{,}9 - 0{,}015.$$

Drückt nun die äussere Luft von oben, ist also $p = 10333$ Kil., so hat man $\frac{p}{\gamma}$ 10,333 Meter und sonach die Höhe des gesuchten Wasserdruckes

$$H = 10{,}333 + 0{,}9 - 0{,}015 = 11{,}218 \text{ Meter.}$$

Die Pressung bei 0,4 Meter Tiefe wird dagegen gemessen durch

$$H_1 = \frac{p}{\gamma} + 0{,}4 - \frac{4{,}9911^2}{19{,}6176}\left[\left(\frac{0{,}025}{0{,}030}\right)^2 - \left(\frac{0{,}025}{0{,}200}\right)^2\right]$$

$$= \frac{p}{\gamma} + 0{,}4 - 0{,}826 = \frac{p}{\gamma} - 0{,}426$$

$$= 9{,}907 \text{ Meter.}$$

Es wird sonach die vom Wasser getragene Wassersäule $LM = 0{,}885$ Meter und die angesaugte oder von der äusseren Luft getragene Wassersäule $L_1 M_1 = 0{,}426$ Meter messen.

3) Aus der Ausflussgeschwindigkeit v und dem Flächeninhalt der Ausflussöffnung folgt sehr einfach die in der Secunde ausfliessende Wassermenge $m = av$.

Diese Formel setzt jedoch voraus, dass das Wasser in allen Punkten des Querschnittes gleich schnell ausfliesse, was offenbar nur statt hat, wenn die Ebene der Ausflussöffnung horizontal ist, wenn sie z. B. eine Oeffnung im Boden des Gefässes ist. Ist aber die Ausflussöffnung in einer Seitenwand des Gefässes, ist also dieselbe vertikal oder unter einem gewissen Winkel gegen den Horizont geneigt, so fliessen die in verschiedenen Tiefen unter dem Wasserspiegel befindlichen Wassertheile mit verschiedenen Geschwindigkeiten aus, und es ist daher die Formel $m = av$ nur dann noch anwendbar, wenn man unter v eine mittlere Geschwindigkeit des ausfliessenden Wassers versteht. Diese mittlere Geschwindigkeit ist aber natürlich diejenige, die an allen Stel-

len der Ausflussöffnung statt haben müsste, wenn die ausfliessende Wassermenge eben so gross ausfallen sollte als die, welche wirklich bei verschiedenen Ausflussgeschwindigkeiten innerhalb der Ausflussöffnung ausströmt.

Am gewöhnlichsten sind rectanguläre Seitenöffnungen mit zwei horizontalen und zwei vertikalen oder gegen den Horizont geneigten Kanten. Es mag daher zunächst für diese die Ausflussmenge oder mittlere Ausflussgeschwindigkeit bestimmt werden, dabei aber noch vorausgesetzt bleiben, dass sich die Oeffnung nach innen nur allmälig erweitere, so dass plötzliche Veränderungen in der Geschwindigkeit des ausfliessenden Wassers nicht möglich sind.

Die Bestimmung der Ausflussmenge in diesem Falle lässt sich aber auf einen noch einfacheren Fall zurückführen, wo nämlich nach *Fig.* 6 die Seitenöffnung $EFGH$ bis zum Wasserspiegel AB des Gefässes $ABCD$ reicht; denn man kann sich die rectanguläre Oeffnung unterhalb des Wasserspiegels als die Differenz von zwei bis zum Wasserspiegel reichenden rectangulären Oeffnungen vorstellen. Bei Betrachtung dieses letzteren Falles mag noch vorausgesetzt werden, dass die Weite des Gefässes in Beziehung auf die Breite EH der Oeffnung sehr gross sei, dass also das Wasser im Gefässe während des Ausflusses als still stehend betrachtet werden kann. Es sei die Breite der Oeffnung, nämlich

$$EH = FG = b, \text{ und die Höhe}$$
$$EF = HG = h;$$

dann ist die Ausflussgeschwindigkeit an der untersten Kante

$$FG = v = \sqrt{2gh},$$

während die am Wasserspiegel bei $EH = 0$ ist. Wenn man nun die Oeffnung $EFGH = bh$ durch Horizontallinien in eine sehr grosse Anzahl, n, gleicher Theile theilt, so bekommt man niedrige Ausflussöffnungen $\frac{bh}{n}$, wovon $LMNO$ eine vorstellen mag, und wenn man diese mit der ihrer Druckhöhe $EL = x$ angehörigen Geschwindigkeit $LP = y$ multiplicirt, so ergibt sich die durch diese nicht sehr hohe Oeffnung ausfliessende Wassermenge. Nimmt man nun die Wassermengen von allen diesen wenig hohen Oeffnungen zusammen, so ergibt sich das Wasserquantum für die ganze Oeffnung $EFGH$, das sich nun leicht durch einen prismatischen Körper $EFGHQK$ anschaulich machen lässt, der zur Höhe die Breite b der Oeffnung und zur Basis die von den Coordinaten h und v und einer Curve EPK begränzte Fläche $EPKF$ hat. Es ist daher nur noch der Flächenraum $EPKF$ auszumitteln. Da die hier als Ordinaten dienenden Ausflussgeschwindigkeiten

$$FK = \sqrt{2g.EF} \text{ und}$$
$$LP = \sqrt{2g.EL} \text{ sind,}$$

so folgt durch einfaches Dividiren und Quadriren

$$\frac{\overline{FK}^2}{\overline{LP}^2} = \frac{EF}{EL}.$$

Es verhalten sich also die Quadrate der Ordinaten wie die Abscissen zu einander, und es ist sonach EPK eine Parabel.

Den Inhalt des parabolischen Flächenraumes $EFKP$ finden wir aber, indem wir vom Rechtecke $EFKR = hv$ *Fig.* 7 den Flächenraum $ERKP$ abziehen.

Denken wir uns die Linie $ER = FK = v = \sqrt{2gh}$ in n gleiche Theile getheilt und durch die Theilpunkte Parallellinien zu EF gezogen, so zerschneiden wir die Fläche in schmale Flächenräume, die wir wie Rechtecke behandeln. Die Breiten dieser Rechtecke sind $= \frac{v}{n}$, und die Höhen bekommt man, wenn man in $h = \frac{v^2}{2g}$ nach und nach $v = \frac{v}{n}, \frac{2v}{n}, \frac{3v}{n}$ u. s. w. bis $\frac{nv}{n}$ setzt. Es ist folglich der Inhalt des ganzen Flächenstückes

$$= \frac{v}{n} \cdot \frac{v^2}{2gn^2} + \frac{v}{n} \cdot \frac{4v^2}{2gn^2} + \frac{v}{n} \cdot \frac{9v^2}{2gn^2} + \ldots + \frac{v}{n} \cdot \frac{nv^2}{2gn^2}$$

$$= \frac{v^3}{2gn^3}(1 + 4 + 9 + 16 + \ldots + n^2).$$

Nun ist aber die Summenformel für die Quadrate der natürlichen Zahlen:

$$\frac{n(n+1)(2n+1)}{1.2.3},$$

demnach jenes Flächenstück

$$= \frac{n(n+1)(2n+1)}{1.2.3.n^3} \cdot \frac{v^3}{2g}.$$

Da endlich n unendlich gross anzunehmen ist, so kann man n statt $n+1$ und $2n$ statt $2n+1$ setzen, und es folgt das Flächenstück

$$= \frac{2n^3}{1.2.3.n^3} \cdot \frac{v^3}{2g} = \frac{1}{3} \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot v = \frac{1}{3} hv.$$

Dieses vom Rechtecke $EFKR = hv$ subtrahirt gibt nun die Basis des die Wassermenge angebenden Prismas $= \frac{2}{3} hv$, und sonach die Wassermenge selbst

VIII. $m = \frac{2}{3} bhv$

$= \frac{2}{3} bh\sqrt{2gh}$

$= \frac{2}{3} b\sqrt{2gh^3}$.

Da der Flächeninhalt der Ausflussöffnung $a = bh$ ist, so kann man $m = \frac{2}{3} av$ und die mittlere Geschwindigkeit $c = \frac{2}{3} v$ setzen.

Man kann also in dem Falle, wenn die rectanguläre Ausflussöffnung bis zum Wasserspiegel hinauf reicht, annehmen, dass die mittlere Ausflussgeschwindigkeit zwei Drittel von der an der Schwelle FG stattfindenden grössten Geschwindigkeit ist, oder dass das Ausflussquantum zwei Drittel von der Wassermenge ist, welche durch die nämliche Ausflussöffnung ausfliesst, wenn dieselbe horizontal liegt und sich in einer Tiefe unter dem Wasserspiegel

befindet, die dort nur der Ueberfallschwelle oder Kante FG zukommt.

Es ist nun leicht, die Ausflussmenge oder mittlere Ausflussgeschwindigkeit für eine nicht bis zum Wasserspiegel reichende rectanguläre Seitenöffnung zu finden, z. B. für $FGLM$ in *Fig.* 8. Setzen wir die Tiefe der untersten Kante FG unter dem Wasserspiegel, also $EF = h_1$ und die Tiefe EM der obersten Kante $LM = h_2$, so haben wir die Ausflussmenge, welche durch den Theil $EMLH$ fliessen würde, wenn dieser ebenfalls geöffnet wäre,

$$= \tfrac{2}{3} b \sqrt{2g} h_2^{\,3},$$

und es wird sonach durch die Oeffnung $FGLM = b(h_1 - h_2)$ nur ausfliessen:

$$m = \tfrac{2}{3} b \sqrt{2g} h_1^{\,3} - \tfrac{2}{3} b \sqrt{2g} h_2^{\,3}, \text{ oder}$$

IX. $$m = \tfrac{2}{3} b \sqrt{2g} (h_1^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}}).$$

Auch kann man sonach die mittlere Ausflussgeschwindigkeit

$$c = \frac{m}{a} = \frac{\tfrac{2}{3} b \sqrt{2g} (h_1^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}})}{b(h_1 - h_2)}, \text{ oder}$$

X. $$c = \tfrac{2}{3} \sqrt{2g} \cdot \frac{h_1^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}}}{h_1 - h_2} \text{ setzen,}$$

der endlich noch die mittlere Druckhöhe

XI. $$z = \tfrac{4}{9} \left(\frac{h_1^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}}}{h_1 - h_2} \right)^2 \text{ zukommt.}$$

Statt der grössten und kleinsten Druckhöhe h_1 und h_2 kann man auch die Höhe $e = h_1 - h_2$ der Oeffnung und die Druckhöhe

$$NO = h_3 = \frac{h_1 + h_2}{2}$$

ihres Mittelpunktes O als gegeben ansehen, in welchem Falle nämlich $h_1 = h_3 + \frac{1}{2} e$ und $h_2 = h_3 - \frac{1}{2} e$ zu nehmen, also die mittlere Druckhöhe

$$z = \tfrac{4}{9} \left[\frac{\left(h_3 + \frac{e}{2}\right)^{\frac{3}{2}} - \left(h_3 - \frac{e}{2}\right)^{\frac{3}{2}}}{e} \right]^2$$

zu schreiben ist.

Leistet man endlich auf die grösste Schärfe Verzicht, so bekommt man

XII. $$z = h - \frac{e^2}{48h} - \frac{e^4}{1152h^3}$$

als Ausdruck für die mittlere Druckhöhe.

Ist nun die Höhe e der Ausflussöffnung kleiner als die Tiefe h ihres Mittelpunktes unter dem Wasserspiegel, so kann man die mittlere Druckhöhe

$$z = h - \frac{e^2}{48h},$$

also die mittlere Ausflussgeschwindigkeit

$$c = \sqrt{2g\left(h - \frac{e^2}{48h}\right)} \text{ setzen.}$$

Ist endlich die niedrige Ausflussöffnung tief unter dem Wasserspiegel, so kann man

$$c = \left(1 - \frac{e^2}{96h^2}\right)\sqrt{2gh}, \text{ oder sogar}$$

$$c = \sqrt{2gh} \text{ annehmen.}$$

Beispiel 1. Es sei die Ausflussmenge durch eine rectanguläre Seitenöffnung $FGLM$ *Fig.* 8 zu finden, deren horizontale Seiten FG und $ML = 0{,}35$ Meter messen und um 1,3 und 1,15 Meter vom Wasserspiegel abstehen.

Hier ist $b = 0{,}35$, $h_1 = 1{,}3$ und $h_2 = 1{,}15$; demnach die Ausflussmenge in einer Secunde

$$m = \tfrac{2}{3} b\sqrt{2g}\,(h_1^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}}) = \tfrac{2}{3}.0{,}35\sqrt{19{,}6176}\left(1{,}3^{\frac{3}{2}} - 1{,}15^{\frac{3}{2}}\right)$$

$$= 7\sqrt{0{,}0217973}\left(1{,}3^{\frac{3}{2}} - 1{,}15^{\frac{3}{2}}\right)$$

$$= 1{,}74293\sqrt{0{,}0217973} = 0{,}25732 \text{ Cubikmeter.}$$

Die mittlere Ausflussgeschwindigkeit ist

$$c = \frac{m}{b\,(h - h_1)} = \frac{0{,}25732}{0{,}35.0{,}15} = 4{,}90142 \text{ Meter.}$$

Endlich ist die mittlere Druckhöhe

$$z = \frac{c^2}{2g} = \frac{4{,}90142^2}{19{,}6176} = 1{,}22461 \text{ Meter.}$$

Der Abstand des Mittelpunktes der Ausflussöffnung von dem Wasserspiegel ist

$$h = \frac{1{,}30 + 1{,}15}{2} = 1{,}225 \text{ Meter,}$$

also nur sehr wenig grösser als die mittlere Druckhöhe. Setzt man aber in

$$z = h - \frac{e^2}{48h} \text{ den Werth } e = 0{,}15,$$

so bekommt man

$$z = 1{,}225 - \frac{0{,}15^2}{48.1{,}225} = 1{,}225 - 0{,}00038$$

$$= 1{,}22462 \text{ Meter.}$$

Man sieht hieraus, dass man in gewöhnlichen Fällen h mit z verwechsele und die mittlere Ausflussgeschwindigkeit

$$c = \sqrt{2gh} = \sqrt{19{,}6176.1{,}225} = 4{,}9022 \text{ Meter}$$

annehmen kann.

In der practischen Mechanik kommt oft ein umgekehrter Fall vor, wo nämlich das Wasserquantum m, die Breite b der Ausflussöffnung und die Tiefe h_1 der untern Kante der Oeffnung oder der Ueberfallschwelle bekannt ist und nach der Höhe e der Ausflussöffnung gefragt wird.

In diesem Falle hat man:

$$h_2^{\frac{3}{2}} = h_1^{\frac{3}{2}} - \frac{m}{\frac{2}{3} b \sqrt{2g}}, \text{ demnach}$$

$$h_2 = \left(h_1^{\frac{3}{2}} - \frac{3m}{2b\sqrt{2g}}\right)^{\frac{2}{3}},$$

und die gesuchte Höhe

$$e = h_1 - h_2 = h_1 - \left(h_1^{\frac{3}{2}} - \frac{3m}{2b\sqrt{2g}}\right)^{\frac{2}{3}},$$

wofür, wenn sich erwarten lässt, dass e viel kleiner als h_1 ausfällt,

$$e = \frac{m}{b\sqrt{2gh_1}}\left(1 + \frac{m}{4b\sqrt{2gh_1^3}}\right)$$

gesetzt werden kann.

Beispiel. Soll bei einer Breite b der Oeffnung $= 0{,}5$ Meter und bei der Tiefe h_1 ihrer untern Kante unter dem Wasserspiegel $= 2$ Meter in der Secunde 0,25 Cubikmeter Wasser ausfliessen, so ist die erforderliche Höhe der Oeffnung

$$e = 2 - \left(2^{\frac{3}{2}} - \frac{3.0{,}25}{2.0{,}5\sqrt{19{,}6176}}\right)^{\frac{2}{3}}$$

$$= 2 - (2{,}828427 - 0{,}169332)^{\frac{2}{3}}$$

$$= 2 - 1{,}91935$$

$$= 0{,}08065 \text{ Meter} = 8{,}065 \text{ Centimeter}$$

zu machen.

Die Näherungsformel gibt

$$e = \frac{0{,}25}{0{,}5\sqrt{19{,}6176.2}}\left(1 + \frac{0{,}25}{8.0{,}5\sqrt{19{,}6176.2}}\right)$$

$$= 0{,}079824\,(1 + 0{,}009978)$$

$$= 0{,}08062 \text{ Meter.}$$

Es kann endlich auch zur bestimmten Ausflussmenge m bei gegebener Ausflussöffnung be die erforderliche Druckhöhe gesucht werden.

In diesem Falle sucht man erst die mittlere Geschwindigkeit $c = \frac{m}{be}$ und bestimmt hieraus die mittlere Druckhöhe, aus der wieder die Tiefe des Mittelpunktes der Oeffnung unter dem Wasserspiegel zu berechnen ist. Zu diesem Zwecke ist aber die Formel

$$z = h - \frac{e^2}{48h} - \frac{e^4}{1152h^3}$$

umzukehren, nämlich

$$h = z + \frac{e^2}{48z} + \frac{e^4}{2304z^3} \text{ zu setzen.}$$

Beispiel. Welche Druckhöhe ist nöthig, damit aus der Oeffnung von 0,7 Meter Breite und 0,15 Höhe in der Secunde eine Wassermenge von 1 Cubikmeter ausströme?

Hier ist die mittlere Ausflussgeschwindigkeit

$$c = \frac{1}{0{,}7 \,.\, 0{,}15} = \frac{200}{21} = 9{,}5238 \text{ Meter},$$

daher die mittlere Druckhöhe

$$z = \frac{c^2}{2g} = \frac{9{,}5238^2}{19{,}6176} = 4{,}6129 \text{ Meter}.$$

Hieraus folgt die Druckhöhe des Mittelpunktes

$$h = 4{,}6129 - \frac{0{,}105^2}{48 \,.\, 4{,}6129} = 4{,}61291 - 0{,}00005$$

$$= 4{,}61286 \text{ Meter}.$$

Jenachdem man nun $\frac{0{,}15}{2} = 0{,}075$ addirt oder subtrahirt, bekommt man die Tiefe der untern oder obern Kante der Oeffnung unter dem Wasserspiegel, also

$$h_1 = 4{,}68786 \text{ Meter und}$$
$$h_2 = 4{,}53786 \text{ Meter}.$$

Auch hier sieht man wieder, dass man die mittlere Druckhöhe z der Tiefe h des Mittelpunktes der Oeffnung unter dem Wasserspiegel gleich setzen könne.

Ist endlich noch die rectanguläre Seitenöffnung unter einem gewissen Winkel β gegen den Horizont geneigt, so hat man in der allgemeinen Formel

$$m = \tfrac{2}{3} b h_1 \sqrt{2gh_1} - \tfrac{2}{3} b h_2 \sqrt{2gh_2}$$

unter h_1 die Druckhöhe EG *Fig.* 9 der untern und unter h_2 die Druckhöhe FH der obern Kante zu verstehen, statt der Querschnitte bh_1 und bh_2 aber $b.BG$ und $b.BH$, d. i. $\frac{bh_1}{\sin\beta}$ und $\frac{bh_2}{\sin\beta}$ zu setzen, weil die Oeffnungshöhe nicht $GK = h_1 - h_2$, sondern $GH = \frac{h_1 - h_2}{\sin\beta}$ ist. Sonach ergibt sich

$$\text{XIII.} \quad m = \tfrac{2}{3} \frac{b\sqrt{2g}}{\sin\beta} (h_1^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}}).$$

Ein zweiter besonderer Fall ist noch der, wenn das Wasser im Gefässe nicht als ruhend angesehen werden darf, wenn es vielmehr mit einer gewissen Geschwindigkeit c senkrecht gegen die Oeffnung ankommt. Dann ist h_1 und h_2 noch um die Geschwindigkeitshöhe $\frac{c^2}{2g}$ zu vermehren, was nun

$$\text{XIV.} \quad m = \tfrac{2}{3} b \sqrt{2g} \left(\left(h_1 + \frac{c^2}{2g} \right)^{\frac{3}{2}} - \left(h_2 + \frac{c^2}{2g} \right)^{\frac{3}{2}} \right) \text{ gibt.}$$

Ausser den rectangulären Seitenöffnungen sind noch besonders die kreisrunden Seitenöffnungen häufig in Anwendung. Setzen wir den Vertikalabstand des Mittelpunktes einer kreisförmigen Ausflussöffnung von dem Wasserspiegel $= h$ und den Halbmesser der Oeffnung $= r$, so erhalten wir durch den höheren Calcül die mittlere Druckhöhe

$$\text{XV.} \quad s = h\left(1 - \frac{r^2}{16h^2} - \frac{9r^4}{1024h^4}\right),$$

ferner die mittlere Geschwindigkeit

$$c = \sqrt{2gh\left(1 - \frac{r^2}{16h^2} - \frac{9r^4}{1024h^4}\right)} \text{ oder}$$

$$\text{XVI.} \quad c = \sqrt{2gh}\left(1 - \frac{r^2}{32h^2} - \frac{5r^4}{1024h^4}\right).$$

Beispiel. Welches Wasserquantum fliesst durch eine kreisförmige Oeffnung von 0,25 Meter Weite, deren Mittelpunkt 0,5 Meter vom Wasserspiegel absteht?

Hier ist $r = \frac{0{,}25}{2} = 0{,}125$ Meter und $h = 0{,}5$; demnach die mittlere Ausflussgeschwindigkeit

$$c = \sqrt{19{,}6176 . 0{,}5} . \left(1 - \frac{1}{16}\left(\frac{0{,}125}{0{,}500}\right)^2 - \frac{5}{1024}\left(\frac{0{,}125}{0{,}500}\right)^4\right)$$

$$= \sqrt{9{,}8088}\left(1 - \frac{1}{16}\left(\frac{1}{4}\right)^2 - \frac{5}{1024}\left(\frac{1}{4}\right)^4\right)$$

$$= \sqrt{9{,}8088}\left(1 - \frac{1}{256} - \frac{5}{1024.256}\right)$$

$$= \sqrt{9{,}8088}\,(1 - 0{,}003906 - 0{,}000019)$$

$$= 0{,}996075\,\sqrt{9{,}8088} = 3{,}1196 \text{ Meter.}$$

Hieraus folgt das Wasserquantum in einer Secunde

$$m = \pi r^2 . c = \pi\, 0{,}125^2 . 3{,}1196$$

$$= 0{,}15313 \text{ Cubikmeter.}$$

Auch hier sieht man, dass in Fällen, wo die Druckhöhe des Mittelpunktes der Oeffnung die Höhe der Oeffnung weit übertrifft, die mittlere Druckhöhe jener Druckhöhe des Mittelpunktes gleichgesetzt, also die Ausflussgeschwindigkeit des Mittelpunktes der Oeffnung als die mittlere Ausflussgeschwindigkeit angesehen werden kann.

Ueberhaupt können wir in allen den Fällen, wenn eine beliebig gestaltete Oeffnung viel vom Wasserspiegel absteht, die mittlere Druckhöhe gleich dem Abstande des Schwerpunktes der Oeffnung vom Wasserspiegel setzen, also annehmen, dass die Ausflussgeschwindigkeit in der Nähe des Schwerpunktes der Oeffnung die mittlere sei.

Liegt aber eine nicht rectanguläre Ausflussöffnung dem Wasserspiegel sehr nahe, weichen also die Druckhöhen der einzelnen Wasserelemente von einander sehr ab, so zerlege man die Oeffnung durch Hori-

zontallinien in schmale Streifen, betrachte diese als Rechtecke und berechne die diesen Streifen entsprechenden Ausflussmengen einzeln. Endlich addire man dieselben, oder bediene sich statt der einfachen Addition der Simpson'schen Regel, wie in folgendem Beispiel gezeigt werden soll.

Es sei die Ausflussmenge für die halbkreisförmige Oeffnung ABF *Fig.* 10 zu finden, deren Durchmesser AB im Wasserspiegel liegt.

Es kann hier die angegebene Formel für die Ausflussmenge kreisförmiger Oeffnungen aus doppelten Gründen nicht gebraucht werden, denn es geben erstens die durch einen nicht vertikalen Durchmesser erhaltenen Kreishälften verschiedene Ausflussmengen, nämlich die tiefere eine grössere als die höhere, und es ist zweitens für diesen Fall der Abstand h des Mittelpunktes von dem Wasserspiegel $=$ Null, daher die ganze Reihe divergirend, also unbrauchbar.

Wir verfahren deshalb auf folgende Weise: wir umschliessen die halbkreisförmige Fläche mit einem Rechtecke $ABCD$, bestimmen die Ausflussmenge dieses und der übrig bleibenden Segmente ADF und BCF einzeln, und ziehen diese von jener ab.

Die Ausflussmenge für das Rechteck ist, wenn wir den Halbmesser der Oeffnung mit r bezeichnen,

$$\tfrac{2}{3}.2r\sqrt{2gr^3} = \tfrac{4}{3}r^2\sqrt{2gr}.$$

Um hingegen die Ausflussmenge für die beiden Segmente zu finden, theilen wir die Höhe $AD = r$ in zehn gleiche Theile, ziehen durch die Theilpunkte 1, 2, 3, 4 u. s. w. die Horizontallinien 1 I, 2 II, 3 III, 4 IV u. s. w. bis an den Kreis und berechnen diese einzeln. Setzen wir sie a_1, a_2, a_3, a_4 u. s. w., so gibt die Simpson'sche Regel für den Ausfluss durch beide Segmente:

$$2.\frac{r}{3.10}\sqrt{\frac{2gr}{10}}\Big[a_{10}\sqrt{10} + 4(a_1\sqrt{1} + a_3\sqrt{3} + a_5\sqrt{5} + a_7\sqrt{7} + a_9\sqrt{9}) + 2(a_2\sqrt{2} + a_4\sqrt{4} + a_6\sqrt{6} + a_8\sqrt{8})\Big].$$

Aber

$$a_1\sqrt{1} = r\left(1 - \frac{\sqrt{99}}{10}\right) = 0{,}00501\,.\,r,$$

$$a_2\sqrt{2} = r\left(\sqrt{2} - \frac{\sqrt{2.96}}{10}\right) = 0{,}02857\,.\,r,$$

$$a_3\sqrt{3} = r\left(\sqrt{3} - \frac{\sqrt{3.91}}{10}\right) = 0{,}07978\,.\,r,$$

$$a_4\sqrt{4} = r\left(\sqrt{4} - \frac{\sqrt{4.84}}{10}\right) = 0{,}16697\,.\,r,$$

$$a_5\sqrt{5} = r\left(\sqrt{5} - \frac{\sqrt{5.75}}{10}\right) = 0{,}29958\,.\,r,$$

$$a_6\sqrt{6} = r\left(\sqrt{6} - \frac{\sqrt{6.64}}{10}\right) = 0{,}48990\,.\,r,$$

$$a_7\sqrt{7} = r\left(\sqrt{7} - \frac{\sqrt{7.51}}{10}\right) = 0{,}75631\,.\,r,$$

$$a_8\sqrt{8} = r\left(\sqrt{8} - \frac{\sqrt{8.36}}{10}\right) = 1{,}13137\,.\,r,$$

$$a_9\sqrt{9} = r\,(\sqrt{9} - \sqrt{9.19}) = 1{,}69233\,.\,r,$$

$$\text{und } a_{10}\sqrt{10} = r\,(\sqrt{10} - 0) \quad = 3{,}16227\,.\,r$$

daher folgt die Ausflussmenge durch beide Segmente:

$$\frac{r^2}{15}\sqrt{\frac{2gr}{10}}\,[3{,}16227 + 4\,.\,2{,}83301 + 2\,.\,1{,}81681] = \frac{21.76155\,r^2\sqrt{2gr}}{15\sqrt{10}}$$

$$= 0{,}45876\,r^2\sqrt{2gr}.$$

Endlich ergibt sich die Ausflussmenge des Halbkreises

$$m = 1{,}33333\,r^2\sqrt{2gr} - 0{,}45876\,r^2\sqrt{2gr}$$

$$= 0{,}87457\,r^2\sqrt{2gr}\ ^*).$$

Wäre nun noch der Halbmesser dieser Oeffnung $= 0{,}5$ Meter, so würde

$$m = 0{,}21864\sqrt{g} = 0{,}6847 \text{ Cubikmeter}$$

betragen.

Ist die Ausflussöffnung triangulär, so lässt sich die Ausflussmenge durch einen geschlossenen Ausdruck finden, den der höhere Calcül gibt. Es sei die Basis CD der dreiseitigen Oeffnung CDE *Fig.* 11 horizontal, die Tiefe dieser Basis unter dem Wasserspiegel, also $AC = BD = h_1$ und die Tiefe der Spitze E unter dem Wasserspiegel, d. i. $FE = h_2$; dann ist für den Fall, dass E über CD liegt, die mittlere Druckhöhe

$$z = \frac{16}{225}\,\frac{(2h_1^{\frac{5}{2}} + 3h_2^{\frac{5}{2}} - 5h_1h_2^{\frac{3}{2}})^2}{(h_1 - h_2)^4}$$

und für den Fall, dass E unter CD liegt, also $h_2 > h_1$ ist,

$$z = \frac{16}{225}\,\frac{(3h_1^{\frac{5}{2}} + 2h_2^{\frac{3}{2}} - 5h_1^{\frac{5}{2}}h_2)^2}{(h_1 - h_2)^4}.$$

Aus z folgt dann die mittlere Geschwindigkeit $c = \frac{z^2}{2g}$, woraus sich wieder die Ausflussmenge m ergibt.

4) Ausfluss aus bewegten Gefässen. Bewegt man ein vorher in Ruhe befindliches Gefäss vertikal auf- oder abwärts, so wird eine

---

*) Gerstner entwickelt §. 118. Bd. II. seines Handbuches die Formel

$$m = \tfrac{4}{15}(8r + e)(2r - e)\sqrt{g(r - \tfrac{e}{2})},$$

worin r den Halbmesser und e die Höhe des unausgefüllten Segmentes der kreisförmigen Oeffnung bezeichnet. Für den Vollkreis ist $e = o$, daher

$$m = \tfrac{64}{15}r^2\sqrt{gr}$$

genau richtig; für den Halbkreis ist $e = r$, daher

$$m = \tfrac{6}{5}r^2\sqrt{2gr},$$

was viel zu viel gibt. Es ist also die Gerstner'sche Formel nur bei kleinen Werthen von e genügend scharf.

Vermehrung oder Verminderung in der durch eine Bodenöffnung fliessenden Wassermenge eintreten, weil die Trägheit des Wassers den Druck im Gefässe im ersten Falle vermehrt und im zweiten Falle vermindert. Diese Veränderung in der Ausflussmenge und die ihr zu Grunde liegende Veränderung in der Ausflussgeschwindigkeit dauert aber nur so lange, als noch Acceleration oder Verzögerung vorhanden ist, denn wenn das Gefäss mit dem Wasser gleichförmig fortgeht, so hört die Wirkung der Trägheit wieder auf und es fliesst das Wasser genau so aus, als wenn es in Ruhe wäre.

Ist nun die Beschleunigung, mit der man das Gefäss mit dem Wasser auf- oder abwärts bewegt, $= p$, so hat man in der Formel für die Ausflussgeschwindigkeit $v = \sqrt{2gh}$ statt g zu setzen $g \pm p$, bekommt also

$$v = \sqrt{2(g \pm p)h}$$

und die Wassermenge ohne Contraction

XVII. $$m = a\sqrt{2(g \pm p)h}.$$

Wenn man hiernach das Gefäss frei fallen lässt oder eben so abwärts bewegt als wenn es frei fiele, so fliesst gar kein Wasser aus. Bewegt man hingegen das Gefäss mit eben dieser Acceleration aufwärts, ist also $p = +g$, so fliesst das Wasser mit der Geschwindigkeit

$$v = \sqrt{2(g+g)h} = 2\sqrt{gh}$$

aus, die sich zu der Geschwindigkeit bei einem ruhenden Gefässe wie $\sqrt{2} : 1$ verhält.

Setzt man ein Gefäss mit Wasser aus der Ruhe in eine horizontale Bewegung, so nimmt der Wasserspiegel eine gegen den Horizont geneigte Lage an und es erfolgt ebenfalls eine Veränderung in der Ausflussgeschwindigkeit. Dieses hat jedoch nur so lange statt, als noch Geschwindigkeitszunahme oder Acceleration p vorhanden ist; denn geht das Gefäss später gleichförmig fort, so nimmt der Wasserspiegel nach einigen Schwankungen die horizontale Lage wieder an, und es tritt der Druck ein wie beim ruhig stehenden Gefässe. Das Element P im Wasserspiegel AG *Fig.* 103 (Taf. 34) hat die vertikale Acceleration g der Schwere und die horizontale Acceleration p der Trägheit; aus beiden entspringt die mittlere Acceleration n, welche winkelrecht auf dem Wasserspiegel AG steht.

Für den Neigungswinkel $APH = \beta$ des Wasserspiegels gegen den Horizont ist $\text{tang}\,\beta = \frac{p}{g}$.

Aus diesem Winkel β lässt sich die Druckhöhe $PE = h$ über der Mündung EF finden, woraus sich wieder die Ausflussgeschwindigkeit durch die Formel $v = \sqrt{2gh}$ berechnen lässt.

Wird das Gefäss in einer Richtung aufwärts bewegt, welche den Winkel α mit dem Horizonte einschliesst, so ist die Horizontalacceleration $p\cos\alpha$ und die Vertikalacceleration $g + p\cos\alpha$, daher für den Neigungswinkel β des Wasserspiegels gegen den Horizont

$$\text{tang}\,\beta = \frac{p\cos\alpha}{g + p\sin\alpha}.$$

Aus diesem Winkel lässt sich der Wasserstand h über der Mündung berechnen, woraus die Ausflussgeschwindigkeit durch die Formel

$$v = \sqrt{2(g + p\sin\alpha)h}$$

sich ergibt.

Beispiel. Ein cylindrisches Gefäss von 0,3 Meter Weite sei 0,5 Meter hoch mit Wasser angefüllt und bewege sich unter 30° Ansteigen mit einer Acceleration von 10 Meter aufwärts; wit welcher Geschwindigkeit wird das Wasser aus einer kleinen Oeffnung in der Mitte des Bodens ausfliessen?

Die Neigung β des Wasserspiegels gegen den Horizont ist bestimmt durch

$$\text{tang}\beta = \frac{10\cos 30^\circ}{9{,}8088 + 10\sin 30^\circ} = \frac{8{,}6602}{9{,}8088 + 5} = \frac{8{,}6602}{14{,}8088}.$$

Es ist nämlich $\beta = 30^\circ\ 19'\ 8''$.

Da die Oeffnung in der Mitte des Bodens ist, so bleibt die Druckhöhe während der Bewegung des Gefässes dieselbe, als wenn dasselbe in Ruhe wäre; es ist demnach $h = 0{,}5$ und die Ausflussgeschwindigkeit

$$v = \sqrt{2\,(9{,}8088 + 10\sin 30^\circ)\,0{,}5} = \sqrt{14{,}8088} = 3{,}848 \text{ Meter.}$$

Befindet sich die Oeffnung auf der Seite, nach welcher die Bewegung erfolgt, so fällt die Druckhöhe h kleiner aus, denn es hat sich hier der Wasserspiegel um

$$\tfrac{1}{2}\,0{,}3\,.\,\text{tang}\beta = 0{,}15\,.\,\frac{8{,}6602}{14{,}8088} = 0{,}08772 \text{ Meter gesenkt.}$$

Hiernach erhält man

$$v = \sqrt{2\,.\,14{,}8088\,(0{,}5 - 0{,}08772)} = \sqrt{14{,}8088\,.\,0{,}82456}$$
$$= 3{,}494 \text{ Meter.}$$

Nicht selten kommt der Fall vor, dass sich das Gefäss um eine vertikale Axe dreht. Das darin enthaltene Wasser nimmt diese Umdrehung ebenfalls an und bekommt eine gekrümmte Oberfläche.

Es drehe sich das Gefäss $ABCD$ *Fig.* 104 um die Axe MX so, dass jeder Punkt H im Umfange desselben die Geschwindigkeit c annimmt. Ist nun der Halbmesser $GH = XC$ des Gefässes $= r$ und die Entfernung $GO = MP$ eines Wasserelementes von der Umdrehungsaxe $MX = y$, so hat dieses Element die Umdrehungsgeschwindigkeit

$$u = \frac{y}{r}\,c = \frac{cy}{r}.$$

Setzen wir ferner den Querschnitt dieses Elementes $= a$ und die Dicke desselben $= \left(\frac{y}{n}\right)$, also dessen Gewicht

$$= a\left(\frac{y}{n}\right).\gamma = a\gamma\left(\frac{y}{n}\right),$$

so erhalten wir dessen Centrifugalkraft

$$= \frac{u^2}{gy}.\,a\gamma\left(\frac{y}{n}\right) = \frac{a\gamma}{g}\left(\frac{y}{n}\right).\frac{c^2y}{r^2} = \frac{ac^2\gamma}{gr^2}\left(\frac{y}{n}\right)y.$$

Nimmt man nun statt y nach und nach

$$\frac{y}{n},\ \frac{2}{n}y,\ \frac{3}{n}y,\ \frac{4}{n}y \text{ u. s. w.};$$

so bekommt man die Centrifugalkräfte aller Elemente zwischen G und O, und es gibt die Addition derselben die Centrifugalkraft des ganzen radialen Wasserfadens GO

$$= \frac{ac^2\gamma}{gr^2}\left(\frac{y}{n}\right)^2 (1+2+3+4+\ldots+n)$$

$$= \frac{ac^2\gamma}{gr^2}\cdot\frac{y^2}{n^2}\cdot\frac{n(n+1)}{2}, \text{ oder für } n=\infty$$

$$= \frac{ac^2\gamma}{2gr^2}y^2 = \frac{u^2}{2g}\cdot a\gamma.$$

Mit dieser Centrifugalkraft steht aber die Wassersäule PO von der Länge $GM = OP = x$ und Basis a im Gleichgewichte, es ist daher dem Gewicht $ax\gamma$ der vorigen Centrifugalkraft gleich zu setzen, was nun gibt:

$$x = \frac{u^2}{2g} \text{ oder}$$

$$= \frac{c^2}{2gr^2}y^2; \text{ demnach}$$

$$y = \sqrt{\frac{2gr^2}{c^2}}\cdot x,$$

was anzeigt, dass der vertikale Axendurchschnitt von der Oberfläche des Wassers die Parabelform hat, die Oberfläche selbst also ein Paraboloid bildet.

Um nun die Ausflussgeschwindigkeit durch irgend eine Oeffnung im Boden oder in der Seitenwand des Gefässes zu finden, hat man den jedesmaligen Stand des Wassers über der Oeffnung als Druckhöhe in Rechnung zu bringen. Es ist also die Ausflussgeschwindigkeit für eine Oeffnung EF in der Mitte des Bodens

$$v = \sqrt{2g.EG};$$

dagegen für eine Oeffnung bei C oder D:

$$v = \sqrt{2g.AD}.$$

Bezeichnen wir die Höhe des Scheitels G über dem Boden mit h, so ist die Ausflussgeschwindigkeit für eine Oeffnung UV in der Entfernung y von der Axe MX, wo die Geschwindigkeit u statt hat,

$$v = \sqrt{2g.PU} = \sqrt{2g\left(h+\frac{u^2}{2g}\right)}$$

$$= \sqrt{2gh+u^2}.$$

Diese Formel findet für jedes beliebig gestaltete Gefäss und selbst dann statt, wenn das Gefäss $ABCD$ *Fig.* 105 oben zum Theil verschlossen ist, so dass das Wasser die paraboloidische Oberfläche nicht

annehmen kann. Bewegt sich die Ausmündung EF mit der Geschwindigkeit u um die Axe MX und ist der Vertikalabstand des Wassers über der Mitte $EF = h$, so ist die Ausflussgeschwindigkeit

$$v = \sqrt{2gh + u^2},$$

wie vorhin.

Eine Anwendung von dieser Formel kommt in der Theorie des Reactions- oder Segner'schen Wasserrades vor.

Wäre z. B. die Druckhöhe h in der Axe $MX = 1$ Meter, die Entfernung der Mündung EF von der Axe $MX = 2$ Meter, und machte das Gefäss in der Minute 20 Umdrehungen, so würde die Umfangsgeschwindigkeit

$$u = \frac{\pi . 4 . 20}{60} = \frac{4}{3}\pi = 4{,}1888 \text{ Meter}$$

und demnach die Ausflussgeschwindigkeit

$$\begin{aligned} v &= \sqrt{2 . 9{,}8088 . 1 + (4{,}1888)^2} \\ &= \sqrt{19{,}6176 + 17{,}5461} \\ &= \sqrt{37{,}1637} \\ &= 6{,}096 \text{ Meter betragen.} \end{aligned}$$

b) Ausfluss mit Contraction. Die im Vorhergehenden gefundenen Ausflussgesetze stimmen mit der Erfahrung fast ganz überein, so lange die Druckhöhe in Ansehung der Weite der Oeffnung nicht sehr klein ist, und wenn sich die Ausflussöffnung nach innen allmälig erweitert und, ohne Ecken und Kanten zu bilden, an die Seitenwände des Gefässes anschliesst. Wenigstens folgt aus den Versuchen von Dominique und Therese Michelotti, so wie aus denen von Eytelwein und von Venturi, dass die wirkliche Geschwindigkeit des durch kreisrunde oder quadratische Oeffnungen fliessenden Wassers nur 2 bis 3 Centimeter kleiner ist als die durch die Formel $v = \sqrt{2gh}$ bestimmte Ausflussgeschwindigkeit. Diese kleine Differenz muss aber dem Adhäsions- oder Reibungswiderstande, welchen namentlich der sich allmälig verengernde Hals der Oeffnung dem durchfliessenden Wasser darbietet, beigemessen werden. Ist aber der Anfang der Ausflussöffnung nicht erweitert (*pas evasée*), bildet dieselbe z. B. einen kurzen Cylinder in einem ebenen Boden oder in einer ebenen Seitenwand, so fliesst das Wasser nicht in parallelen Fäden aus und es erleiden aus diesem Grunde die Ausflussgesetze bedeutende Modificationen. Es ist wenigstens die Ausflussmenge eine andere als die gefundene, was nun entweder seinen Grund in der kleinern Ausflussgeschwindigkeit, oder im kleineren Querschnitt des Wasserstrahles, oder endlich in beiden zugleich haben kann.

Es befinde sich die Ausflussöffnung EF (*Fig.* 12, Taf. 31) in einer dünnen Wand CD (fr. *orifice en mince paroi;* engl. *orifice in a thin plate*). Hier wird das Wasser nicht allein von oben gegen die Oeffnung strömen, sondern auch seitwärts, es kommen also die Wassertheilchen nicht in einer einzigen Richtung, winkelrecht zur Oeffnung EF, an, sondern in allen möglichen Richtungen, wie man sich leicht überzeugen kann, wenn man sich eines gläsernen Gefässes bedient und in das darin befindliche Wasser kleine Körper wirft, die ein specifisches Gewicht haben,

welches von dem der Flüssigkeit nicht sehr abweicht. Wendet man z. B. Sägespäne von hartem Holze oder feine Stückchen von Siegellack an, so kann man deutlich sehen, wie sich diese Körper in allen Richtungen nach der Oeffnung hin bewegen und endlich in krummen Linien durch die Oeffnung hindurch gehen. Es ist also eine leicht erklärliche Thatsache, dass unter diesen Umständen das Wasser nicht in parallelen, sondern in convergenten Fäden durch die Oeffnung strömt, dass also die auf den Parallelismus der Wasserfäden sich gründenden Ausflussgesetze hier nicht gelten können.

Die Convergenz der durch die Mündung in einer dünnen Wand fliessenden Wasserfäden erstreckt sich jedoch nur bis zu einer gewissen Grenze; sie wird mit der Entfernung von der Mündung immer kleiner und kleiner, und verschwindet in einer kurzen Entfernung von der Oeffnung ganz. Man nennt diese Ablenkung der Wasserfäden von der Axenrichtung der Oeffnung Contraction oder Zusammenziehung des Wasserstrahles, und den Querschnitt an der Stelle der grössten Contraction, wo also die Wasserfäden als parallel laufend angesehen werden können, den Querschnitt des zusammengezogenen Wasserstrahles (fr. *section de la veine contractée;* engl. *area of the stream contracted*).

Seit Newton haben sich mehrere Hydrauliker bemüht, die wahre Gestalt und die Dimensionen des zusammengezogenen Wasserstrahles auszumitteln. Aus Gerstner's Untersuchungen (s. dessen Mechanik Bd. II. §. 104. Anmerk.) folgt, dass das Wasser durch eine Oeffnung in einer dünnen Wand in cycloidischen Curven ausströmt, die von Kreisbögen nicht sehr abweichen. Auch Michelotti der Aeltere behauptet schon, dass die ausfliessenden Wasserfäden cycloidalische Curven bilden (s. dessen hydraul. Versuche Bd. I. §. 91).

Newton findet (*philos. nat. princ. mathem. Lib. II. propos. XXXVI. probl. VIII.*) die Dicke des Wasserstrahles, welcher durch eine $\frac{5}{8}$ Zoll weite runde Oeffnung fliesst, in einer Entfernung von $\frac{1}{2}$ Zoll $= \frac{21}{40}$ Zoll; hiernach ist also das Verhältniss zwischen den Durchmessern

$$= \frac{5}{8} : \frac{21}{40} = \frac{5}{8} \cdot \frac{40}{21} = \frac{25}{21}$$

und das zwischen den Querschnitten

$$= \frac{25^2}{21^2} = \frac{141}{100},$$

wofür er nun $\frac{\sqrt{2}}{1}$ angenommen hat. Hiernach wäre also der Querschnitt des zusammengezogenen Wasserstrahles $= \sqrt{\frac{1}{2}} = 0{,}707$, wenn der der Mündung $= 1$ ist, und der Durchmesser des zusammengezogenen Wasserstrahles $= 0{,}841 \times$ Durchmesser der Oeffnung.

Spätere Messungen haben aber gezeigt, dass das von Newton angegebene Verhältniss $\frac{\sqrt{2}}{1}$, zu dessen Annahme ihn ohnedies mehr theoretische Voraussetzungen als gemachte Messungen veranlasst haben mögen, zu klein, dass also die Contraction selbst noch grösser ist.

Setzen wir wieder den Durchmesser der Ausflussöffnung = 1, so haben wir den des zusammengezogenen Wasserstrahles zu setzen:

nach Poleni 0,79,
- Borda 0,804,
- Michelotti 0,792,
- Bossut 0,812 bis 0,817,
- Eytelwein 0,80,
- Venturi 0,794,
- Brunaci 0,78.

In der folgenden Tabelle Taf. I. sind die Ergebnisse von Bossut und Michelotti, dem Sohne, zusammengestellt. Beide haben den Durchmesser des zusammengezogenen Wasserstrahles durch einen Tastcirkel gemessen.

Tafel I.

Tafel für die Gestalt des zusammengezogenen Wasserstrahles bei verschiedenen Druckhöhen und verschiedenen Weiten der kreisrunden Ausflussöffnung in einer dünnen Wand.

Die 5 ersten Angaben sind von Bossut, die 5 letzten von Michelotti jun.

Druckhöhe über der Mündung.			Durchmesser der Mündung.	Durchmesser des Querschnittes an der Stelle der grössten Contraction.	Entfernung der grössten Contraction von der Mündung.	Verhältniss des Durchmessers der grössten Zusammenziehung zu dem der Oeffnung.	Verhältniss zwischen der Entfernung der Contraction von der Mündung und dem Durchmesser der Mündung.
Pariser Fuss	Zoll	Linien.	Linien.	Linien.	Linien.		
11	8	10	12	9,8	6,5	0,816	0,542
11	8	10	24	19,5	12,5	0,812	0,521
11	8	10	36	29,25	18,0	0,812	0,500
9	0	0	6	4,9	4,5	0,816	0,750
9	0	0	12	9,8	6,5	0,816	0,542
6	5	6	72	56,85	28,45	0,790	0,395
11	3	3	72	56,756	28,35	0,788	0,393
6	10	9	36,01	28,285	14,15	0,786	0,393
11	8	10	36,01	28,185	13,85	0,783	0,385
20	9	10	36,01	27,185	13,50	0,755	0,375

Am meisten Vertrauen verdienen die übrigens sehr unsicheren Contractionsmessungen von Venturi und Eytelwein.

Venturi findet (s. Gilbert's Annalen der Physik Bd. III. Nr. 4), dass bei einer Druckhöhe von 32,5 Par. Zoll und einer Oeffnungsweite von 18 Linien der zusammengezogene Wasserstrahl in 11 Linien Ent-

fernung von der Oeffnung 14,3 Linien Dicke hat, dass also die Dicke des contrahirten Wasserstrahles $= \frac{14,3}{18,0} = 0,794$ und der Querschnitt desselben $= (0,794)^2 = 0,631$ zu setzen ist, insofern wir nämlich den Querschnitt der Oeffnung $= 1$ annehmen.

Eytelwein findet durch einen sorgfältig wiederholten Versuch (s. dessen Handbuch der Mechanik und Hydraulik §. 92), dass bei 36 Zoll (rheinl.) Druckhöhe der durch eine kreisförmige 15 Linien weite Oeffnung gegangene Wasserstrahl bei 8 Linien Abstand von der Oeffnung die kleinste Dicke von 12 Linien hat, dass also das Verhältniss der Durchmesser $= \frac{12}{15} = 0,8$ und das zwischen den Querschnitten $= 0,64$ ist.

Es weichen demnach die Ergebnisse von Venturi und Eytelwein nur wenig von einander ab und es stehen dieselben zwischen denen von Bossut und Michelotti mitten inne. Man kann also wohl mit Eytelwein die einfachen Verhältnisse 10 : 8 : 5 zwischen dem Durchmesser der Oeffnung, dem des zusammengezogenen Wasserstrahles und dem Abstand des kleinsten Querschnittes von der (inneren) Ebene der Mündung annehmen.

Aus dem Vorhergehenden folgt, dass der aus der kreisförmigen Mündung in einer dünnen Wand fliessende Wasserstrahl $EFGH$ *Fig.* 13 die Form einer conoidischen Körpers habe, der von einer durch Umdrehung eines Kreisbogens EH um die Axe KL der Oeffnung EF entstandenen Rotationsfläche umschlossen wird. Setzen wir nun mit Eytelwein den Durchmesser EF der Oeffnung $= 10$, den Durchmesser GH des zusammengezogenen Wasserstrahles $= 8$ und den Abstand $EN = KL = FO$ des kleinsten Querschnittes von der Oeffnung $= 5$, so können wir den Halbmesser $ME = MH$ des Erzeugungsbogens durch folgende Proportion finden:

$$\frac{HN}{EN} = \frac{EN}{2HM - HN}$$

Hierin ist nämlich $HN = \frac{10 - 8}{2} = 1$, $EN = 5$, daher $2HM - 1 = 25$ oder $HM = \frac{26}{2} = 13$. Es ist also der Halbmesser ME des Bogens, $EH = FG$, welcher durch Umdrehung um die Axe oder um das durch die Mitte K der Oeffnung gehende Perpendikel KL zur Wand CD die Begränzung des ausfliessenden Wasserstrahles angibt, $= 13$, wenn der Durchmesser der Oeffnung $= 10$ misst.

Andere Hydrauliker, wie z. B. Eytelwein, betrachten den Wasserstrahl $EFGH$ als einen abgekürzten Kegel, sehen also EH und FG als gerade Linien an.

Als ganz constant sind die seither behandelten Contractionsverhältnisse nicht anzusehen, denn schon die Messungen von Bossut und Michelotti deuten darauf hin, dass die Contraction bei verschiedener Druckhöhe und verschiedener Weite der Oeffnung verschieden ist. So hat man z. B. gefunden, dass bei unveränderlicher Mündung der kleinste Querschnitt des zusammengezogenen Wasserstrahles abnimmt, und seine Entfernung von der Mündung wächst, wenn die Druckhöhe eine grössere wird. Auch hat sich ergeben, dass bei unveränderlicher Druckhöhe der

kleinste Querschnitt von der Oeffnung mehr abrückt, und dass dessen Verhältniss zur Grösse der Oeffnung zunimmt, wenn die Oeffnung wächst.

Fliesst das Wasser durch eine Oeffnung, die vom Kreise abweicht, z. B. durch eine irgend eine geradlinige Figur bildende Oeffnung, so treten ganz neue Contractionserscheinungen ein, indem hier der Wasserstrahl besondere Formen annimmt. Mit den verschiedenen Formen der Strahlen, welche durch quadratische, rectanguläre, polygonale, sternförmige Oeffnungen hervorgebracht werden, haben sich Eytelwein, Hachette und Bidone beschäftigt. Eytelwein beschreibt in der Anmerkung zu §. 11 der hydraulischen Versuche von Michelotti die durch sechs verschiedene Mündungen gebildeten Wasserstrahlen und gibt dazu vollständige Zeichnungen. Weit ausführlicher noch sind aber die Beobachtungen von Bidone, welche er im 34. und 41. Bande der Memoiren der Turiner Academie bekannt gemacht hat.

Genaue Messungen eines Wasserstrahles durch eine quadratische Mündung sind aber nur von Poncelet und Lesbros (s. deren *Expériences hydrauliques Nr.* 118 *etc.*) vorgenommen worden.

Die Methode, deren sich diese Physiker bei Ausmessung des Wasserstrahles bedient haben, ist folgende. Die Ausflussöffnung befand sich in einem vertikalen Kupferbleche von 4 Millimeter Dicke; sie war 2 Decimeter breit und 2 Decimeter hoch, und das Wasser stand $1{,}68^{m}$ über der Mitte derselben. Von dem ausfliessenden Wasserstrahle sind 9 vertikale, mit der Ebene der Ausflussöffnung parallel laufende Profile in Abständen von 5 zu 5 Centimeter ausgemessen worden.

Der Apparat zum Ausmessen der Profile ist in *Fig.* 14 *a* und *b* abgebildet.

ABCD ist ein Holzrahmen mit den Armen *A* und *B*, womit er an zwei starke horizontale und festliegende Leithölzer *E* und *F* in verschiedenen Entfernungen von der Mündung aufgehängt wird. Auf diesen viereckigen Rahmen ist ein zweiter achtseitiger Rahmen *cdefghik* befestigt, dessen Vorderflächen bis auf Centimeter eingetheilt sind. Auf den äusseren Flächen dieses Rahmens kann ein mit der Eintheilung eines Verniers versehenes Lineal *st* hingeschoben werden, durch welches winkelrecht hindurch eine eiserne zugespitzte Schraubenspindel *ab* geht, die man jedesmal durch Umdrehung so weit stellt, dass die Spitze den von dem ganzen Rahmen umschlossenen Querschnitt des Wasserstrahles an einer Stelle berührt. Wenn man nun die Spitze *b* durch Fortschieben des Lineals auf den Seiten des achtseitigen Rahmens nach und nach mit mehreren Punkten im ganzen Umfange eines Querprofiles in Berührung gebracht hat, so bekommt man die Gestalt von diesem Querprofile, indem man die jedem Berührungspunkte entsprechenden Abscissen von der Eintheilung des achtseitigen Rahmens abliest und die als Ordinaten dienenden Entfernungen der Spitze *b* von der innern Kante des Lineales *st* ausmisst.

Um aber dem letzteren Ausmessen überhoben zu sein, hat man achtseitige Bretchen anfertigen lassen, welche genau in den achtseitigen Rahmen passen und auch eben so eingetheilt werden. Legt man nun das Lineal an den Umfang des Bretchens und schiebt man an einer Stelle, die der vorher abgelesenen Stelle am Rahmen entspricht, so gibt die Spitze der Spindel den entsprechenden Punkt des Querprofils auf dem Bretchen an, und man ist so im Stande, nach und nach beliebig viele Punkte auf das Bretchen überzutragen. Eine durch diese erhalte-

nen Punkte gezogene Linie gibt endlich die wahre Gestalt des Querprofiles an.

Ausser dem achtseitigen Rahmen hatte man noch einen weiteren vierseitigen, welcher bei grösseren Entfernungen von der Oeffnung angewendet werden musste, wo das Profil durch seine sternförmige Gestalt mehr Ausdehnung annahm. Die Flächenräume der Querschnitte sind mit Hülfe der Simpson'schen Regel gefunden worden und in folgender Tabelle zusammengestellt.

Tafel II.

Tafel über die Contractionen des Wasserstrahles in verschiedenen Entfernungen von der Ausmündung, nach Poncelet und Lesbros.

Horizontalabstand des Querprofils von der Ebene der Oeffnung.	Inhalt des Querprofiles.	Verhältniss des Querprofiles zum Inhalt der Ausmündung.
Centimeter.	Quadratcentimeter.	
0,0	400,00	1,000
6,4	252,05	0,630
11,0	245,12	0,613
15,0	237,46	0,594
20,0	233,01	0,583
25,0	232,04	0,580
30,0	225,06	0,563
35,0	239,48	0,599
40,0	243,62	0,609
50,0	244,27	0,615

Man sieht aus dieser Tabelle, dass in der Entfernung von 30 Centimeter oder $1\frac{1}{2}$ mal Seite der Mündung die grösste Zusammenziehung des Wasserstrahles statt hat, und dass der Querschnitt an dieser Stelle $= 0{,}563$ ist, wofern der der Oeffnung $= 1$ angenommen wird. Auch kann man diesen Querschnitt durch ein Quadrat messen, dessen Seite $= \frac{3}{4}$ von der Seite der Oeffnung ist.

In *Fig.* 15 *a*, *b*, *c*, *d*, *e*, *f*, *g*, *h*, *i* sind die gemessenen 9 Querprofile des zusammengezogenen Wasserstrahles abgebildet. *Fig.* 16 gibt aber einen vertikalen und *Fig.* 17 einen horizontalen Längendurchschnitt des Wasserstrahles.

Die Axe des Wasserstrahles beschreibt zwar eigentlich eine Parabel, da indessen in der Entfernung von 50 Centimeter des äusseren Querschnittes die Abweichung dieser Curve nur 2 Centimeter von der Horizontalen im Umfangspunkte abweicht, so kann man von dieser Krümmung des Strahles abstrahiren und die gefundenen Vertikalquerprofile als wirkliche Querschnitte des Wasserstrahles betrachten.

In der ersten der zwei Abhandlungen, welche Hachette 1805 und 1806 der königl. Academie der Wissenschaften zu Paris überreicht hat, und welche unter dem Titel: *Mémoire, relatif à l'écoulement des fluides par des orifices en mince paroi, et par des ajutages appliqués à ces orifices* in den *Volumes des savans étrangers* veröffentlicht sind, berichtet Hachette seine angestellten Versuche über die verschiedenen Formen

der durch kreisförmige, elliptische, triangulare und quadratische Oeffnungen ausfliessenden Wasserstrahlen.

Da die Resultate dieser Versuche mit den weit später und in grösserer Ausdehnung unternommenen Versuchen von Bidone übereinstimmen, und ohnedies ein grosser practischer Nutzen von denselben nicht zu erwarten ist, so soll hier nur von den Versuchen des letzten Experimentators das Wichtigste wiedergegeben werden.

Die Versuche Bidone's wurden bei einem Wasserthurm bei Turin vorgenommen. Die verschiedenen Ausflussöffnungen waren in Kupferblechtafeln ausgeschnitten, die man an eine vertikale Seitenwand des Behälters anschrauben konnte. Die Druckhöhe war 2 Fuss bis 21 Fuss, doch wurde diejenige von 6 Fuss für am geeignetsten gefunden, weil hier der horizontal ausfliessende Wasserstrahl eine zum Messen bequeme Länge darbot und die Einwirkung der Schwerkraft und der Widerstand der Luft noch so unbedeutend war, dass man beide ausser Acht lassen konnte. Wenigstens hat sich gezeigt, dass bei dieser Druckhöhe der durch eine 2 bis 3 Zoll weite vertikale Oeffnung fliessende Wasserstrahl in 12 Zoll Entfernung von der Oeffnung nur $\frac{3}{4}$ Zoll, in 24 Zoll Entfernung nur $\frac{12}{5}$ Zoll, und erst in 36 Zoll Entfernung $\frac{27}{5}$ Zoll von der anfänglichen horizontalen Richtung abwärts entfernt hat.

Der ausfliessende Wasserstrahl scheint, sowie der Ausfluss in den Beharrungszustand übergegangen ist, wie ein vollkommen durchsichtiger Krystall, welcher von ebenen oder krummen Flächen begränzt ist, die wieder in geraden oder krummen Kanten zusammenstossen und um eine gemeinschaftliche Axe oder Centrallinie herumliegen. Diese den Wasserstrahl begränzenden Flächen bilden deutlich von einander getrennte Blätter (*nappes*), welche in verschiedenen Entfernungen von der Oeffnung ihre Grösse und gegenseitige Stellung verändern. Da, wo sich diese Blätter sehr erweitern, bilden sie einen Bauch, und an der Stelle, wo sie am meisten zusammengezogen sind, formiren sie einen Knoten des Wasserstrahles. Ein Knoten ist entweder partiell oder vollkommen, jenachdem in demselben nur einige der den Wasserstrahl begränzenden Blätter verschwinden oder jenachdem darin alle ihre grösste Zusammenziehung erleiden. Den ersten vollständigen Knoten bildet der Strahl nahe bei der Oeffnung, nämlich an der Stelle des Querschnittes des contrahirten Wasserstrahles. Wenn ein Wasserstrahl mehrere vollkommene Knoten bildet, so befinden sich zwischen diesen auch allemal Bäuche.

Sehr merkwürdig sind auch die verschiedenen Wendungen (*renversemens ou inversions et redressemens des veines*), die man besonders am Wasserstrahl durch quadratische Oeffnungen beobachten kann, wo es nämlich scheint, als wenn sich der Querschnitt des Strahles in einer gewissen Entfernung von der Oeffnung um 45° gedreht oder gewendet habe. Diese Wendung ist aber nicht Folge von einer drehenden Bewegung der einzelnen Wassertheile, sondern nur das Resultat der krummlinigen Bewegung in durch die Axe des Wasserstrahles gehenden Ebenen, vermöge welcher sich die einzelnen Elemente der Axe bald mehr nähern, bald sich davon mehr entfernen.

Solche Umwendungen des Wasserstrahles findet man aber auch bei

andere regelmässige Figuren bildenden Ausflussöffnungen, wie aus Folgendem zu ersehen ist.

In *Fig.* 18 sind einige Querschnitte eines Wasserstrahles abgebildet, der einer Druckhöhe von 6 Fuss und einer regelmässig dreiseitigen Ausflussöffnung *a* angehört, von der jede Seite 2 Zoll misst und die eine Seite horizontal liegt. Der Durchschnitt *b* bei 1 Zoll Entfernung von der Oeffnung bildet ein Sechseck. In der Entfernung von 2 Zoll ist ein vollkommener Knoten vorhanden, und von da an entstehen 3 von ebenen Flächen begrenzte Blätter, welche symmetrisch aus einem Centralstrahl hervorragen und senkrecht auf den Seiten der dreiseitigen Ausflussöffnung stehen. Hiervon ist *c* ein Durchschnitt bei 6 Zoll Entfernung, *d* einer bei 12 und *e* einer bei 24 Zoll Abstand von der Oeffnung. Immer liegen die Enden der drei Blätter in den Endpunkten eines gleichseitigen Dreieckes; bei *c* ist die Seite desselben 30, bei *d* 60 und bei *e* 105 Linien lang.

Die Blätter sind sehr dünn und vollkommen durchsichtig; sie hängen bis bei einer Entfernung von 42 Zoll von der Oeffnung noch ganz zusammen; darüber hinaus hört aber der Zusammenhang der Wassertheile auf und dieselben fallen zerstreut herab.

Bei einer kleineren Druckhöhe werden die Blätter dicker und schmäler, und es lässt sich ein zweiter Knoten beobachten. Dass hier eine Wendung des Wasserstrahles um 60° statt gefunden hat, fällt in die Augen. In *Fig.* 19 sind die Querschnitte eines Wasserstrahles abgebildet, die einer Druckhöhe von 6 Fuss und einer Ausflussöffnung *a* entsprechen, die ein gleichschenkliges Dreieck bildet, dessen horizontale Grundlinie 6 und dessen Höhe 12 Linien misst. Die Durchschnitte *b, c, d, e, f* entsprechen den Entfernungen 2, 3, 6, 16 und 24 Zoll von der Ausflussöffnung. Ueber dem ersten Knoten hinaus treten drei ebene Blätter hervor, diese aber ziehen sich bei 16 Zoll Entfernung in ein einziges krummliniges zusammen, das endlich bei 44 Zoll Entfernung von dem Widerstande der Luft in einzelne Tropfen aufgelöst wird.

Ist die Ausflussöffnung ein ungleichseitiges Dreieck, wie *a* in *Fig.* 20, so nehmen die Durchschnitte bei 4, 12 und 33 Zoll Entfernung von der Ausflussöffnung die in *b, c, d* abgebildeten Gestalten an.

In *Fig.* 21 ist die Gestalt eines Wasserstrahles für 6 Fuss Druckhöhe und eine quadratische Oeffnung von 2 Zoll Höhe und Weite bildlich dargestellt. Bei ungefähr 1 Zoll Entfernung von der Oeffnung erscheint der erste Knoten, weiter hinaus treten aber vier durchsichtige Blätter hervor, welche von einem gemeinschaftlichen Centralstrahl ausgehen und senkrecht gegen die 4 Seiten der Oeffnung gerichtet sind. Der ein regelmässiges Achteck bildende Querschnitt *b* mit 4¼ bis 5 Linien langen Seiten entspricht der Entfernung 9 Linien von der Oeffnung. Der Durchschnitt *c* bei 6 Zoll Entfernung bildet 4 unter Rechtwinkeln zusammenstossende Blätter, deren Enden in den Eckpunkten eines Quadrates liegen, von dem eine Seite 26 Linien misst. Der Querschnitt *d* bei 18 Zoll Entfernung von der Oeffnung bildet vier Blätter, deren Eckpunkte ein Quadrat von 50 Linien Seitenlänge geben. Bei 42 Zoll Entfernung von der Oeffnung zerreisst der Wasserstrahl, ohne dass ein zweiter Knoten sichtbar wird.

Bei kleinen Druckhöhen werden mehrere Knoten sichtbar; dieselben rücken überhaupt um so näher zusammen, je kleiner jene sind. Das

Längenprofil eines so mehrere Knoten bildenden Wasserstrahles für eine quadratische Oeffnung ist in *Fig.* 22 vorgestellt.

In *Fig.* 23 sieht man die Querschnitte *b, c, d, e* des Wasserstrahles bei 1, 6, 16½ und 24 Zoll Entfernung bei der rectangulären, 1 Zoll breiten und ½ Zoll hohen Ausflussöffnung *a*.

Fig. 24 gibt die Querschnitte für 6, 13 und 21 Zoll Entfernung, wenn die Oeffnung *a* 24 Linien weit und nur 1 Linie hoch ist. Bei 13 Zoll Entfernung ist der erste und bei 41 Zoll der zweite Knoten sichtbar. Durch Verminderung der Druckhöhe unter 6 Fuss kann man noch einen dritten und vierten vollständigen Knoten sichtbar machen. In den Figuren 25 und 26 sind die Querschnitte der durch rhombische und trapezoidale Oeffnungen fliessenden Wasserstrahlen abgebildet.

Fig. 27 *b, c, d* repräsentiren die strahlenförmigen Querschnitte des einer regelmässigen pentagonalen Oeffnung von etwa 7 Linien Seitenlänge angehörigen Wasserstrahles; *b* gehört der Entfernung von 5 Linien, *c* der von 3½ Zoll und *d* der von 12 Zoll an. Der erste vollständige Knoten steht 1 Zoll und der zweite 32 Zoll von der Oeffnung ab. Zwischen beiden Knoten liegen 5 ebene gegen die Seiten der Oeffnung rechtwinkelig gerichtete Blätter. Der Durchschnitt *d* ist der grösste zwischen beiden Knoten, gehört daher dem Bauch des Strahles an.

Bei grösseren Druckhöhen rücken die Knoten weiter hinaus, so dass zuletzt nur noch einer sichtbar wird.

Die Querschnitte eines durch eine sternförmige Oeffnung *a* gehenden Strahles sind in *b, c, d, e, f Fig.* 28 abgebildet. Die 5 aussspringenden Spitzen dieser Oeffnung liegen in einem Kreise, dessen Durchmesser 18 Linien misst, und die 5 einspringenden Spitzen entsprechen einem Kreise von 6 Linien Durchmesser. Der Querschnitt *b* gehört der Entfernung von 3 und der Querschnitt *c* der von 9 Linien an; beide haben die Form eines zehneckigen Sternes. Die Querschnitte *d, e, f,* welche den Entfernungen 6, 12 und 18 Zoll von der Oeffnung entsprechen, bilden wieder 5 einzelne Strahlen oder Blätter mit einem gemeinschaftlichen Kern.

Von den an vielen anderen Ausflussöffnungen angestellten Versuchen Bidone's mögen hier nur noch folgende aufgenommen werden.

Ist die Oeffnung halbkreisförmig, und liegt der 2 Zoll messende, zur Begränzung dienende horizontale Durchmesser oben, so hat Bidone folgende Querschnitte *b, c, d, e Fig.* 29 am Wasserstrahl beobachtet. Der Querschnitt *b* im Abstande von 2 Zoll hat die Form eines abgestumpften Kreissectors, dessen obere Basis 9 Linien, Sehne 18 und Höhe 11 Linien misst. Die Querschnitte *c, d, e* haben die Abstände 6, 12 und 24 Zoll von der Ebene der Oeffnung. Bei 3 Zoll Abstand ist der erste Knoten; von ihm aus erhebt sich das im Längendurchschnitte *f* deutlich sichtbare vertikale Blatt. Eine elliptische Oeffnung, deren grosse, 24 Linien messende Axe horizontal und deren kleine, 17 Linien messende Axe vertikal ist, hat die Profile *b, c, d Fig.* 30 gegeben. Der erste Knoten tritt bei 30 Linien Entfernung auf und wird durch einen vollkommenen kreisförmigen Querschnitt *b* bemerkbar. In den Querschnitten *c* und *d* bei 6 Zoll und 24 Zoll Entfernung steht die Ellipse umgekehrt; es ist z. B. im letztern die vertikale Axe 45 Linien und die horizontale 12 Linien lang.

Bildet die Ausflussöffnung einen Kreisausschnitt *a Fig.* 31, so nehmen die Querschnitte des Strahles bei 1, 3 und 18 Zoll Entfernung von

der Oeffnung die Gestalten *b*, *c*, *d* an. In *Fig.* 32 sind endlich noch 3 Querprofile *b*, *c*, *d* und ein Längenprofil von einem Wasserstrahl abgebildet, der durch eine längliche Mündung *a* strömt, die von 2 Parallellinien und von 2 Halbkreisen umgränzt wird.

Die Verschiedenheit in den Richtungen der einzelnen Fäden des durch eine dünne Wand fliessenden Wasserstrahles hat keinen Einfluss auf die Geschwindigkeit des Wassers; denn diese wird durch die Contraction nicht vermindert. Wenn also beim Ausflusse durch Oeffnungen in dünnen Wänden ein weit kleineres Wasserquantum ausfliesst als die theoretische Bestimmung gibt, so ist es nicht in der Verminderung der Geschwindigkeit des Wassers, sondern in der Verminderung des Querschnittes zu suchen. Da nun im Querschnitte der grössten Zusammenziehung Parallelismus der Wasserfäden statt hat, so ist anzunehmen, dass das in der Secunde ausfliessende Wasserquantum ein Product aus diesem Querschnitte und der theoretisch bestimmten Geschwindigkeit $v = \sqrt{2gh}$ sei.

Eine Vergleichung zwischen den gemessenen Wassermengen mit diesen Producten zeigt aber auch eine gewisse Uebereinstimmung, es findet sich nämlich dieses Product immer nur wenig grösser als die Wassermenge. Dies mag nun wohl einestheils seinen Grund darin haben, dass die Querschnitte immer eher etwas zu gross als zu klein gefunden werden können, ist aber auch gewiss anderntheils noch einer gewissen Einwirkung der Ausflussöffnung selbst beizumessen, vermöge welcher die damit in unmittelbare Berührung kommenden Wasserelemente eine gewisse Reibung oder Adhäsion zu überwinden haben und daher allerdings eine gewisse Verminderung der Geschwindigkeit der dem Rande der Oeffnung näher liegenden Elemente entsteht.

Es ist also anzunehmen, dass innerhalb des Querschnittes der grössten Zusammenziehung alle Wasserelemente nicht einerlei Geschwindigkeit haben, dass vielmehr nur die den Kern des Strahles ausmachenden Wasserfäden die theoretische Geschwindigkeit besitzen, die dem Umfange näher liegenden Fäden aber eine durch die Klebrigkeit des Wassers (fr. *viscosité*) an die Wände der Oeffnung verminderte Geschwindigkeit haben.

Wenn man mit der theoretischen Geschwindigkeit $v = \sqrt{2gh}$ in das in einer Secunde wirklich ausfliessende Wasserquantum dividirt, so bekommt man einen Querschnitt, der sich nun mit dem gemessenen Querschnitt des zusammengezogenen Wasserstrahles vergleichen lässt. So findet z. B. Michelotti d. j. zu den durch Messung bestimmten und in der Tabelle angegebenen Durchmessern von 5 zusammengezogenen Wasserstrahlen andere fünf durch die eben angeführte Rechnung, die nur sehr wenig kleiner sind.

In der folgenden Tabelle III. sind diese Durchmesser in Linien ausgedrückt.

Tafel III.

Durchmesser der Ausflussöffnung.	Gemessener Durchmesser des zusammengezogenen Wasserstrahles.	Berechneter Durchmesser des zusammengezogenen Wasserstrahles $= 2\sqrt{\frac{m}{\pi\sqrt{2gh}}}$.
72	56,85	56,685
72	56,756	56,641
36,01	28,285	28,187
36,01	28,185	28,165
36,01	27,185	27,821

Wenn man den wahrscheinlich misslungenen letzten Versuch nicht berücksichtigt, so zeigt sich zwischen den durch Messung gefundenen und den berechneten Durchmessern des zusammengezogenen Wasserstrahles eine grosse Uebereinstimmung. Eine solche Uebereinstimmung findet aber in den Ergebnissen der Versuche von Poncelet und Lesbros nicht statt, da bei einer Druckhöhe von 1,68^m für eine 2 Decimeter weite und eben so hohe Oeffnung der kleinste Querschnitt des zusammengezogenen Wasserstrahles 225 Quadratcentimeter gefunden wurde und das durch Messung gefundene Verhältniss zwischen diesem Querschnitte und dem der Oeffnung $= \frac{225}{400} = 0{,}563$ war, während der Ausflusscoefficient, d. i. das Verhältniss der effectiven Wassermenge zur theoretisch bestimmten, $= 0{,}602$ war.

Hiernach wäre also anzunehmen, dass die Geschwindigkeit in dem Querschnitte des zusammengezogenen Wasserstrahles sogar grösser sei als die theoretische. Es ist dies ein überraschendes Resultat; denn die der Entfernung des Querschnittes von der Oeffnung entsprechende und durch die Schwerkraft bewirkte, sowie die dem Verhältnisse zwischen der Ausflussöffnung und der diese enthaltenden Seitenwand beizumessende Vermehrung der Geschwindigkeit ist noch so klein, dass sie gar nicht in Betracht zu ziehen ist. Eine grössere Geschwindigkeit entspricht aber einer grösseren mechanischen Wirkung, und diese ist $\frac{v^2}{2g} m\gamma$, während die vorhandene, da das Wasserquantum m von einer Höhe h herabsinkt, indem es oben am Wasserspiegel zu- und unten abfliesst, $= hm\gamma$ misst; es wäre sonach $\frac{v^2}{2g} m\gamma > hm\gamma$, was den Grundprincipien der Mechanik widerspricht *).

Die Experimentatoren, welche über dieses Resultat nicht wenig überrascht gewesen sein mögen, citiren noch die Versuche von Brunaci, welche in dem *Giornale di fisica e chimica, tomo I.*, 1808 von Brugnatelli niedergelegt sind. Sie zeigen namentlich, dass diese Versuche, wenn auch nicht übereinstimmend mit denen von Poncelet und Lesbros, doch schon andeuten, dass der wirkliche Querschnitt kleiner sein kann als der aus der mittleren Geschwindigkeit berechnete.

Wir müssen dieses für jetzt dahin gestellt sein lassen, bis wiederholte Messungen über dieses hydraulische Paradoxon mehr Licht verbrei-

*) Sollte vielleicht die ganze Fallhöhe des Wasserstrahles auf dessen Querschnitt Einfluss haben?

ten. So viel lässt sich aber als ausgemacht annehmen, dass bei grossen Ausflussöffnungen der Querschnitt des zusammengezogenen Wasserstrahles gar nicht als Element zur Bestimmung der Wassermenge und bei kleinen Mündungen nur mit Hintansetzung der Genauigkeit sich dazu gebrauchen lässt.

Die Messungen, welche in Ansehung des Ausflusses aus Gefässen vorgenommen werden, betreffen entweder den Querschnitt des zusammengezogenen Wasserstrahles, oder die Geschwindigkeit des ausfliessenden Wassers, oder die in einer gewissen Zeit ausfliessende Wassermenge.

Da wir aus dem Querschnitte nicht mit Sicherheit die Wassermenge bestimmen können, so bleibt nichts übrig, als Messungen über die Geschwindigkeit und Wassermenge besonders vorzunehmen.

Die Geschwindigkeit des ausfliessenden Wassers mittelt man am zuverlässigsten aus, indem man zusieht, welches Verhältniss die zusammengehörigen Coordinaten der parabolischen Bahn des Wasserstrahles zu einander haben.

Die älteren Physiker, namentlich Torricelli (s. seine 1644 erschienene Abhandlung „*Del moto dei gravi*“) und Mariotte (s. dessen Grundlehren der Hydrostatik und Hydraulik) liessen den Strahl wie in *Fig.* 2 vertikal in die Höhe gehen, und verglichen die Höhe desselben mit der Druckhöhe im Gefässe. Ist die Mündung in einer dünnen Wand angebracht und der Strahl wenig schief gerichtet, damit die fallenden Wassertropfen den steigenden Wassertheilen in ihrer Bewegung nicht hinderlich sind, so wird man finden, dass der nicht zu dünne Wasserstrahl ziemlich das Niveau des Wasserspiegels im Gefässe erreicht, also das Wasser im Strahle beinahe auf eben die Höhe steigt, als es im Gefässe sinkt. Hieraus lässt sich also mit aller Evidenz schliessen, dass das Wasser beim Ausflusse durch eine dünne Wand beinahe eben die Geschwindigkeit annimmt, die es beim freien Fall durch einen der Druckhöhe gleichen Raum erlangen würde.

Abgesehen von dem Widerstande des Wassers im Gefässe ist noch ein Widerstand, welchen die Luft dem Wasser darbietet, zu berücksichtigen. Da dieser Widerstand mit dem Quadrate der Geschwindigkeit des Wassers wächst, so wird er bei grossen Sprunghöhen noch wirksamer sein als bei kleinen, es wird also bei jenen der springende Strahl noch mehr entfernt bleiben vom Niveau des Wasserspiegels als bei diesem.

Bossut hat es vorgezogen, die Geschwindigkeit des Wasserstrahles aus der Sprungweite $MP = y$ (*Fig.* 33), die einer gewissen Fallhöhe $AM = x$ entspricht, zu berechnen, und darin ist ihm neuerlich auch Castel gefolgt (s. *Nouvelles expériences sur l'écoulement de l'eau par des ajutages coniques convergents*).

Da der Fallraum $AM = x$ für eine gewisse Zeit t, $x = \frac{gt^2}{2}$ und der gleichförmig durchlaufene horizontale Raum $y = vt$ zu setzen ist, so ergibt sich $x = \frac{gy^2}{2v^2}$, also die Geschwindigkeit, welche den Coordinaten x und y zugehört,

$$v = y\sqrt{\frac{g}{2x}} = \frac{2{,}215\,y}{\sqrt{x}}.$$

So findet z. B. Bossut (*Chapitre VI., expér. IX. et X.*) für eine Druckhöhe h von 9 Fuss und für eine Fallhöhe x von 4 Fuss 3 Zoll 7 Linien die horizontale Sprungweite des aus einer 6 Zoll weiten kreisförmigen Oeffnung in einer vertikalen Wand springenden Strahles $y = 12$ Fuss 3 Zoll 3 Linien; daher ist hier

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{y^2}{4x} = \frac{12{,}2708^2}{4.4{,}2985} = 8{,}757 \text{ Fuss.}$$

Der Druckhöhe von 9 Fuss entspricht also eine Geschwindigkeitshöhe von nur 8,757 Fuss, oder das Verhältniss der Geschwindigkeitshöhe zur Druckhöhe ist $\frac{8{,}757}{9} = 0{,}973$.

In einem zweiten Falle wurde $h = 4$ Fuss, $x = 4$ Fuss 3 Zoll 7 Linien und $y = 8$ Fuss 2 Zoll 8 Linien gefunden. Dies gibt die Geschwindigkeitshöhe

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{8{,}2222^2}{4.4{,}2985} = 3{,}932 \text{ Fuss,}$$

und das Verhältniss dieser Höhe zur Druckhöhe $= \frac{3{,}932}{4} = 0{,}983$.

Diese beiden Beispiele von Bossut geben sonach das Verhältniss der wirklichen oder mittleren Geschwindigkeit zur theoretischen

$$= \sqrt{0{,}973} = 0{,}986 \text{ und}$$

$$= \sqrt{0{,}983} = 0{,}991.$$

Drei andere Ergebnisse der Art von Michelotti dem älteren (Bd. II. §. 8) sind in folgender Tabelle IV. zusammengestellt.

Tafel IV.

Druckhöhe.	Coordinaten.		Geschwindigkeit		Geschwindigkeitsverhältniss.
	Abscisse.	Wurfweite.	effective	theoretische	
Meter	Meter	Meter	Meter	Meter	
2,29	6,28	7,53	6,65	6,70	0,993
3,93	4,66	8,45	8,67	8,78	0,988
7,19	1,41	6,25	11,67	11,83	0,983

Von diesen unter sich gut übereinstimmenden Versuchen von Bossut und Michelotti weichen Gerstner's Versuche (Mechanik Bd. II. §. 103) ab; diese geben nämlich bei kleinen Druckhöhen von $1\frac{1}{3}$ Zoll bis $11\frac{3}{4}$ Zoll grössere Differenzen zwischen der theoretischen und effectiven Geschwindigkeit. Es lässt sich aber vermuthen, dass diese Versuche nicht mit genügender Genauigkeit durchgeführt worden sind.

Die Bestimmung der Wassermenge kann entweder bei constanter oder bei abnehmender Druckhöhe, wenn nämlich das ausfliessende Wasser durch neu hinzukommendes nicht wieder ersetzt wird, vorgenommen werden.

Damit das Wasser in einem Behälter eine unveränderliche Druckhöhe behalte, würde nöthig sein, dass am Wasserspiegel eben so viel

Wasser nachfliesse als unten durch die Mündung abströmt. Da dies aber nicht genau erreicht werden kann, lässt man oben wenig mehr Wasser zufliessen und das überflüssige durch hinreichend weite Oeffnungen im Niveau des Wasserspiegels ablaufen, so dass dieser nur wenig über den unteren Kanten dieser Oeffnungen zu stehen kommt.

Das zufliessende Wasser muss bei Versuchen über den Ausfluss möglichst langsam ankommen, damit eine regelmässige Bewegung des Wassers im Gefässe nicht gestört werde und nicht etwa ein Wirbel, d. i. eine drehende Bewegung des Wassers in der Nähe der Oeffnung entstehe; deshalb lässt man es gegen ein Hinderniss, z. B. gegen ein Bret oder gegen ein Gitter u. s. w. in einem von der Oeffnung entfernten Punkte strömen.

Das abfliessende Wasser fängt man in einem besonderen Gefässe auf, um es in oder aus diesem mittels eines besonderen Aichmasses messen zu können. Hat man nun gefunden, dass durch die Mündung a bei unveränderlicher Druckhöhe h während einer Zeit von τ Secunden ein Wasserquantum m ausgeflossen ist, so erhält man den gesuchten Ausflusscoefficienten, d. i. das Verhältniss der effectiven Wassermenge zur theoretischen durch die Formel

$$\mu = \frac{m}{a\tau\sqrt{2gh}}.$$

Nach *Exp. II.* §. 487 von Bossut ist z. B. das Wasserquantum 13921 Paris. Cubikzoll in der Zeit von 90 Secunden durch eine 1 Zoll weite kreisförmige Oeffnung bei constanter Druckhöhe von 11 Fuss 8 Zoll 10 Linien ausgeflossen.

Hier ist $m = 13921$, $\tau = 90$, $a = \frac{\pi.1^2}{4} = \frac{\pi}{4}$, $h = 140{,}833$, $g = 30{,}1958$ Fuss $= 362{,}35$ Zoll, daher der entsprechende Ausflusscoefficient

$$\mu = \frac{13921}{\frac{\pi.90}{4}\sqrt{2.362{,}35.140{,}833}} = \frac{9281}{15\pi\sqrt{362{,}35.281{,}666}}$$

$$= 0{,}6164.$$

Um die Ausflussmenge bei abnehmender Druckhöhe, d. i. in dem Falle zu finden, wenn das abfliessende Wasser durch neues nicht wieder ersetzt wird, muss man sich eines genauen prismatischen Gefässes bedienen, damit man annehmen könne, die ausfliessende Wassermenge sei der Senkung des Wasserspiegels proportional. Da bei diesem Ausflusse die Druckhöhe stetig abnimmt, so bekommt man auch nicht eine einer bestimmten Druckhöhe angehörige Ausflussmenge, und es wird also auch der berechnete Ausflusscoefficient nur für eine gewisse mittlere Druckhöhe gültig sein. Damit aber diese Druckhöhe möglichst richtig gefunden werden könne, muss man ein weites Gefäss anwenden, weil in demselben der Wasserspiegel in einer gewissen Zeit weniger sinkt als in einem engen Gefässe.

Setzen wir den Querschnitt des Gefässes $= A$, den der Mündung wieder $= a$, die anfängliche Druckhöhe aber $= h$ und die am Ende

einer gewissen Zeit $\tau = h_1$, so bekommen wir die anfängliche Geschwindigkeit des ausfliessenden Wassers $v = \sqrt{2gh}$ und die am Ende $v_1 = \sqrt{2gh_1}$, daher die Geschwindigkeit, mit welcher der Wasserspiegel anfangs sinkt,

$$c = \frac{a}{A} v = \frac{a}{A}\sqrt{2gh},$$

und die, mit welcher er am Ende der Zeit τ herabgeht, $= \frac{a}{A}\sqrt{2gh_1}$.

Da hieraus folgt, dass der Wasserspiegel eine Geschwindigkeit hat, die sich wie die Quadratwurzel aus der Druckhöhe verhält, so ist anzunehmen, dass die Bewegung desselben eine gleichförmig verzögerte ist (s. BEWEGUNG). Für diesen ist aber der Raum, welcher während der Zeit t durchlaufen wird, an deren Ende die Druckhöhe und Geschwindigkeit Null geworden ist, $s = \frac{ct}{2}$, daher umgekehrt die Zeit $t = \frac{2s}{c}$, und für eine andere Geschwindigkeit c_1 und einen anderen Raum s_1 die Zeit $t_1 = \frac{2s_1}{c_1}$.

Der Zeitunterschied ist nun

$$\tau = t - t_1 = 2\left(\frac{s}{c} - \frac{s_1}{c_1}\right).$$

Für unseren Fall können wir $s = h$, $s_1 = h_1$, $c = \frac{a}{A}\sqrt{2gh}$ und $c_1 = \frac{a}{A}\sqrt{2gh_1}$ setzen, daher folgt die Zeit, innerhalb welcher der Wasserspiegel von h auf h_1 sinkt:

$$\tau = \frac{2A}{a\sqrt{2g}}(\sqrt{h} - \sqrt{h_1}).$$

Wegen der Contraction ist aber statt a ein kleinerer Werth μa einzuführen, demnach

$$\tau = \frac{2A}{\mu a\sqrt{2g}}(\sqrt{h} - \sqrt{h_1})$$

zu setzen, und es folgt sonach der Ausflusscoefficient:

$$\mu = \frac{2A(\sqrt{h} - \sqrt{h_1})}{a\tau\sqrt{2g}}.$$

Nach einem Versuche von BIDONE (§. 2 in Bd. XXVII. der Turiner Memoiren) ist der Querschnitt des Gefässes $A = 124128$ □Linien, der der Oeffnung $a = 33{,}466$ □Linien, die Zeit des Ausflusses $\tau = 509{,}84$ Secunden, die anfängliche Druckhöhe $h = 197{,}95$ Linien und die Druckhöhe am Ende $h_1 = 101{,}95$ Linien, demnach ist der Ausflusscoefficient für eine Druckhöhe von 101,95 bis 197,95 Linien:

$$\mu = \frac{2.124128\,(\sqrt{197{,}95} - \sqrt{101{,}95})}{33{,}466.509{,}84\,\sqrt{2.12.362{,}35}}$$

$$= \frac{2662{,}26\,(\sqrt{197{,}95} - \sqrt{101{,}95})}{33{,}466.509{,}84}$$

$$= 0{,}6198 \text{ anzunehmen.}$$

Versuche über die Grösse der Ausflussmenge sind seit Torricelli von Vielen angestellt worden; es verdienen jedoch erst die neueren Versuche so viel Vertrauen, um daraus brauchbare Ausflusscoefficienten ableiten zu können. Wir werden daher nur von diesen handeln und die Ergebnisse derselben zusammenstellen. Aus diesem Grunde wird daher von den Versuchen des Guglielmini, Mariotte, Poleni, Kraft u. m. A. hier nicht die Rede sein können, sondern auf die unten citirten Werke, und was insbesondere die ziemlich ausführlichen Versuche von Poleni betrifft, die in dem Werke *de castellis* (*delle Pescaje*) enthalten sind, auf die Hydrodynamik von Kästner (§. 111 u. s. w.) verwiesen.

Unter den neuern Versuchen sind besonders die von Bossut, die der beiden Michelotti, die von Eytelwein, von Poncelet und Lesbros, von D'Aubuisson und Castel, und die von Bidone zu berücksichtigen.

Bossut stellte seine Versuche an den Wasserleitungen zu Mézières an. Er bediente sich hierzu eines etwa 12 Fuss hohen, 3 Fuss weiten und eben so tiefen parallelepipedischen, aus 20 Linien dicken Pfosten gebildeten Gefässes mit einer Oeffnung im Boden und einer Seitenöffnung etwas über dem Boden. Diese Oeffnungen wurden von innen mit $\frac{1}{4}$ Linie dicken Kupferblechen, welche die eigentlichen Mündungen enthielten, bedeckt, und konnten von aussen durch Holzstöpsel verschlossen werden. Während des Versuches diente natürlich immer nur eine Mündung zum Ausfluss. Das Wasser wurde, ehe es oben in das Gefäss eintrat, durch eine Röhrenleitung einem Kübel, welcher etwas über und neben jenem Behälter stand, zugeführt. Durch ein im Kübel angebrachtes Schutzbret konnte das Wasser in beliebiger Menge ausgelassen und mittels eines horizontalen Gerinnes dem Behälter zugeführt werden. Wurde bei unveränderlicher Druckhöhe beobachtet, so musste eine Person den Wasserspiegel beobachten und mehr oder weniger Wasser zulassen, sowie dieser zu sinken oder zu steigen anfing.

Das ausfliessende Wasser wurde in einem Fasse von 8 Cubikfuss Inhalt aufgefangen, und die Messung der in einer gewissen Zeit ausgeflossenen und so aufgefangenen Wassermenge erfolgte mittels eines würfelförmigen Kupfergefässes von genau $\frac{1}{8}$ Cubikfuss, das an seinen 4 Seiten noch 4 in Linien getheilte Scalen enthielt. Die Beobachtung der Zeit erfolgte durch eine Secundenuhr oder durch ein einfaches Secundenpendel. Man liess das Wasser erst dann in das Gefäss fliessen und fing die Zeit erst dann zu zählen an, wenn das ausfliessende Wasser eine regelmässige Bewegung angenommen hatte.

Die zehn Versuche, welche Bossut über den Ausfluss durch kreisförmige und quadratische Oeffnungen in der Blechwand angestellt hat, sind in einer Tabelle mit denen von Michelotti zusammengestellt. Aus ihnen ersieht man deutlich, dass der Ausflusscoefficient abnimmt, wenn die Druckhöhe grösser wird.

Noch theilt Bossut folgende Tabelle V. mit, worin aber nicht alle Werthe unmittelbar durch Versuche gefunden worden sind (Bd. II. §. 513.).

Tafel V.

Tafel über die Ausflusscoefficienten für kreisrunde Oeffnungen in der dünnen Wand von 1 Zoll Durchmesser nach Bossut.

Druckhöhe in Paris. Fuss.	1	2	3	4	5	6	7	8
Ausfluss-coefficient.	0,6194	0,6158	0,6188	0,6185	0,6182	0,6182	0,6178	0,6172
Druckhöhe in Paris. Fuss.	9	10	11	12	13	14	15	
Ausfluss-coefficient.	0,6170	0,6170	0,6168	0,6164	0,6162	0,6161	0,6153	

Ausgedehnter und vielleicht auch noch richtiger als die Bossut'schen Versuche sind die von Francisco Dom. Michelotti. Diese Versuche wurden an einer Wasserleitung in der Nähe von Turin vorgenommen, welche zur Bewässerung einer Meierei dient. Sie erhielten durch die 20 Jahre später (1784) gemachten Versuche des Jos. Thor. Michelotti einige wichtige Ergänzungen. Es wurde zu diesem Zwecke ein Thurm aufgemauert, der einen schachtförmigen Behälter von 3 Fuss Länge und Weite und mehr als 20 Fuss Höhe hatte. Diese Reservoir hatte drei quadratische, 8 Zoll hohe und weite Ausflussöffnungen in verschiedenen Höhen über einander. Die unterste Oeffnung befand sich unmittelbar über dem durch einen grossen Stein gebildeten Boden, der Mittelpunkt der nächst höhern Oeffnung lag 10 Fuss 4 Zoll und der der obersten Mündung 15 Fuss 4 Zoll über dem Boden und 5 Fuss unter der Sohle des Zuführungscanales.

Diese Oeffnungen wurden von aussen durch quadratische, 1 Fuss lange und hohe und 8 Linien dicke Messingplatten mit 3zolligen quadratischen Oeffnungen durch Anwendung von in Wachs und Fett getränktem Leder verschlossen.

Um auch kleinere Mündungen zu erhalten, erhielt diese Platte einen 5 Zoll breiten, 4 Linien dicken horizontalen und ausgefalzten Ausschnitt, in den nun andere Messingplatten mit kleineren quadratischen oder kreisförmigen Oeffnungen eingeschoben werden konnten.

Man sieht, dass hier, da die äussere Platte mit der kleineren Oeffnung 4 Linien von der innern mit der grösseren Oeffnung zurückstand, die Contraction des Wasserstrahles etwas gestört worden sein konnte. Auch ist die Frage, ob nicht die 27 Zoll langen und 8 Zoll breiten und eben so weiten Canäle, in welchen das Wasser, durch die Dicke der Thurmwand floss, ehe es zur Oeffnung gelangte, einen messbaren Einfluss auf den Ausfluss hervorzubringen vermochten. Jedenfalls wäre es besser, freilich aber auch umständlicher gewesen, wenn die Messingplatten im Innern des Gefässes angebracht gewesen wären.

Das ausfliessende Wasser wurde in einem 24 Fuss langen, 12 Fuss breiten und $2\frac{1}{2}$ Fuss tiefen ausgemauerten Behälter aufgefangen und darin, nämlich durch Messung des Wasserstandes, gemessen.

Die Beobachtung erfolgte nicht eher, als bis bemerkt wurde, dass der Wasserspiegel im Thurme seinen Stand nicht mehr veränderte.

Die Ergebnisse Michelotti's sind mit denen von Bossut in folgenden Tabellen zusammengestellt.

Tafel VI.

Tabelle über die Ausflusscoefficienten beim Ausflusse durch rectanguläre Mündungen in einer dünnen Wand nach Bossut und Michelotti. (Die Versuche des Erstern sind mit B., die des Letztern mit M. bezeichnet.)

Beobachter.	Nr.	Der Ausflussöffnung: Länge. Paris. Zoll.	Breite. Paris. Zoll.	Inhalt. □ Zoll.	Druckhöhe. Paris. Zoll.	Beobachtete Wassermenge in jeder Secunde. Cubikzoll.	Verhältniss der hypothetischen Wassermenge zur wirklichen.
B.	1.	1,000	0,250	0,2500	140,833	48,883	0,61138
M.	2.	1,000	1,000	1,0000	140,833	149,320	0,60792
B.	3.	1,000	1,000	1,0000	83,250	196,950	0,61517
M.	4.	1,000	1,000	1,0000	140,643	193,857	0,60722
M.	5.	1,000	1,000	1,0000	252,250	259,590	0,60293
M.	6.	2,000	2,000	4,0000	82,754	590,608	0,60293
M.	7.	2,000	2,000	4,0000	82,905	591,145	0,60293
B.	8.	2,000	2,000	4,0000	140,833	789,350	0,61770
M.	9.	2,000	2,000	4,0000	140,985	770,044	0,60226
M.	10.	2,000	2,000	4,0000	141,350	771,059	0,60227
M.	11.	2,000	2,000	4,0000	250,025	1025,460	0,60226
M.	12.	2,000	2,000	4,0000	250,950	1027,350	0,60225
M.	13.	3,017	3,017	9,1007	82,250	1368,930	0,61625
M.	14.	3,017	3,017	9,1007	83,333	1377,680	0,61601
M.	15.	3,002	3,002	9,0104	140,832	1781,800	0,61899
M.	16.	3,002	3,002	9,0104	141,466	1785,810	0,61913
M.	17.	3,004	3,004	9,0220	249,796	2365,030	0,61862
M.	18.	3,004	3,004	9,0220	251,770	2374,550	0,61616

Tafel VII.

Tabelle über die Ausflusscoefficienten für den Ausfluss des Wassers durch kreisförmige Mündungen in der dünnen Wand, nach Bossut (B.) und Michelotti (M.).

Beobachter.	Nr.	Durchmesser der Oeffnung. Paris. Zoll.	Inhalt der Oeffnung. □ Zoll.	Druckhöhe. Paris. Zoll.	Beobachtete Wassermenge in jeder Secunde. Cubikzoll.	Verhältniss der hypothetischen Wassermenge zur wirklichen.
B.	19.	0,500	0,1963	48,000	22,550	0,62451
B.	20.	0,500	0,1963	108,000	33,633	0,62097
B.	21.	0,500	0,1963	140,000	38,517	0,62275
B.	22.	1,000	0,7854	48,000	90,600	0,61850
M.	23.	1,000	0,7854	81,250	117,546	0,61677
M.	24.	1,000	0,7854	82,420	118,767	0,61874
B.	25.	1,000	0,7854	108,000	135,583	0,61705

Beobachter.	Nr.	Durchmesser der Oeffnung. Paris. Zoll.	Inhalt der Oeffnung. □ Zoll.	Druckhöhe. Paris. Zoll.	Beobachtete Wassermenge in jeder Secunde. Cubikzoll.	Verhältniss der hypothetischen Wassermenge zur wirklichen.
B.	26.	1,000	0,7854	140,833	154,683	0,61648
M.	27.	2,002	3,1485	81,151	463,613	0,60719
M.	28.	2,002	3,1485	82,887	469,250	0,60810
B.	29.	2,000	3,1416	140,833	620,050	0,61779
M.	30.	3,001	7,0732	82,732	1060,796	0,61249
M.	31.	3,001	7,0732	140,875	1382,078	0,61158
M.	32.	3,001	7,0732	249,855	1795,927	0,59669
M.	33.	6,000	28,2743	77,500	4152,000	0,61963
M.	34.	6,000	28,2743	78,005	4165,000	0,61956
M.	35.	6,000	28,2743	135,000	5471,744	0,61842
M.	36.	6,000	28,2743	135,250	5476,555	0,61868

Man sieht zwar aus diesen Tabellen, dass den grösseren Druckhöhen etwas grössere Ausflusscoefficienten zukommen; es ist indessen die Veränderlichkeit dieser Coefficienten so klein, dass man in der Ausübung die effective Wassermenge m_1 als 0,619 von der hypothetischen Wassermenge m, also

$$m_1 = 0{,}619\, m$$
$$= 0{,}619\, a\sqrt{2gh}$$
$$= 2{,}742\, a\sqrt{h} \text{ Cubikmeter}$$

setzen kann.

Die nicht sehr ausgedehnten Versuche von Young und Vince können hier übergangen werden. Man findet darüber Einiges in Olinth Gregory's Darstellung der mechanischen Wissenschaften Bd. I. §. 464 u. s. w. Die Versuche des letzteren sind aber auch in Gilbert's Annalen Bd. II. S. 1799 beschrieben.

Wichtiger sind schon die Versuche von Venturi, die ebenfalls in Gilbert's Annalen Bd. II. und III., sowie auch in mehreren anderen Werken aufgenommen worden sind. Der Apparat von Venturi war mit dem des Poleni einerlei, nämlich ein kegelförmiger Behälter von 40 Zoll oberer, 30 Zoll unterer Weite und circa 40 Zoll Höhe. Die Ausflussöffnung in einem Kupferbleche stand 32 bis 35 Zoll unter dem Wasserspiegel und konnte durch eine an der innern Wand angebrachte Drehklappe verschlossen werden. Das zufliessende Wasser wurde in einem oben offenen Kasten innerhalb des Gefässes aufgefangen, um keine Störungen in der Bewegung hervorzubringen, und das überflüssige Wasser floss über einem Abfalle ab.

Von grossem Interesse und practischer Wichtigkeit sind die Versuche von Poncelet und Lesbros. Diese Versuche wurden 1827, 1828 und 1829 innerhalb der Festungswerke von Metz vorgenommen. Der ganze Apparat bestand in einem grossen Bassin von circa 25000 Quadratmeter Oberfläche und in einem kleinern von 1600 Quadratmeter Oberfläche, welches mit jenem durch einen kurzen Canal verbunden war, in welchem eine doppelte Schutzvorrichtung angebracht wurde, wodurch der Zufluss aus dem ersten Bassin in das zweite so regulirt werden konnte,

dass der Wasserspiegel in diesem während der Beobachtung auf einerlei Höhe, die bis auf 3,7 Meter gesteigert werden konnte, stehen blieb. Von diesem Bassin führte ein unterirdischer Canal nach dem untern Moselfluss, und es befand sich in diesem eine zweite Schutzvorrichtung, die zum Reguliren des Abflusses und insofern ebenfalls dazu diente, das Niveau des Wassers im zweiten Behälter auf einerlei Höhe zu erhalten.

Mit dem zweiten Bassin stand in unmittelbarer Verbindung ein über und neben dem Abflusscanal im Damm ausgesperrtes und mit Pfosten bekleidetes Reservoir von 3,68 Meter Länge und 3 Meter Breite mit einer die Ausflussöffnungen enthaltenden Seitenwand. Unterhalb dieser befand sich endlich noch ein Bassin, welches zur Aufnahme des ausgeflossenen Wassers diente. Dieses Bassin war 6 Meter lang, 4 Meter breit und 1 Meter tief, und bestand ebenfalls aus Pfosten. Zum Aichen dieses Wassers diente ein cylindrisches Kupfergefäss von genau einem Decaliter Inhalt und ein grösseres fassförmiges Gefäss von 968 Liter Inhalt. Um jenes cylindrische Gefäss nicht übervoll zu machen, wurde über den Rand desselben eine vollkommen eben geschliffene Glastafel weggezogen. Das Aichen des zur Aufnahme des ausfliessenden Wassers bestimmten Bassins erfolgte mit Hülfe eines Apparates, woran man den jedesmaligen Stand des Wassers in demselben ablesen konnte, wenn man eine Tonne Wasser zu 968 Litres mehr hinzugegossen hatte. Dieser Apparat bestand in einem Stativ *AB* *Fig.* 34 (Taf. 32) von Eisen mit einer in Centimeter getheilten Stange, an der ein Querarm *CD* auf und nieder geschoben wurde, welcher einen unten in eine Spitze auslaufenden Stift trug, der mit dem ruhig gewordenen Wasserspiegel in Berührung gebracht werden konnte. Durch einen Vernier und mit Anwendung einer Micrometerschraube *E* war man im Stande, die Höhen bis auf Zehntel eines Millimeters abzuschätzen.

Was die Ausflussöffnung betrifft, so hatte dieselbe eine unveränderliche Breite von 0,2 Meter. Die Wand, durch welche diese Oeffnung durchging, war 5 Centimeter dick und nach aussen abgeschrägt, so dass dem ausfliessenden Wasser scharfe Kanten entgegenstanden und dasselbe gleichsam durch eine dünne Wand ausfloss. Später wendete man ein 4 Millimeter dickes Kupferblech an, in welches eine 2 Decimeter hohe und eben so breite Oeffnung ausgeschnitten war, und bedeckte damit die innere Wand des Reservoirs. Der untere Rand dieser Oeffnung stand $0{,}54^{m}$ vom Boden ab und jeder Seitenrand stand $1{,}74^{m}$ von den Seitenwänden des Ausflussreservoirs ab.

Um nun bei verschiedenen Höhen der Ausflussöffnung Versuche anstellen zu können, bediente man sich eines kupfernen Schutzbretes *AB* *Fig.* 35 von 4 Millimeter Dicke und 0,287 Meter Breite und Höhe, welches die Oeffnung ganz oder zum Theil von innen bedeckte. Von diesem Schutzbrete ging eine eiserne in einer Führung liegende Stange *CD* in die Höhe, welche oben mit Zähnen ausgerüstet war und durch ein Getriebe *E* mittels einer Kurbel *F* aufgezogen werden konnte. Das Schutzbret selbst war aussen, auf der Seite des Beobachters bis auf Millimeter eingetheilt und glitt an einem Vernier *G* hin, der Zehntel eines Millimeters abzulesen erlaubte. Um den Wasserstand im Reservoir zu messen, ist in einem Horizontalabstande von 2,97 Meter von der Ebene der Oeffnung eine in einer eingetheilten Führung laufende Stange *AB* *Fig.* 36 mit einem in Millimeter eingetheilten Vernier *C* angebracht. Diese Stange trägt einen nach unten gebogenen Eisenstift *D*, dessen Spitze dadurch

genau mit dem Wasserspiegel in Berührung gebracht wird, dass man an einer vorher mit einer Pressschraube *F* festgestellten Micrometerschraube *G* dreht.

Da sich bei niedrigem Wasserstande in der Nähe der Ausflussöffnung der Wasserspiegel etwas senkt und ein trichterförmiger Strudel entsteht, so wurde der Wasserstand nicht allein in der Nähe der Oeffnung oder der Wand, welche die Oeffnung enthält, sondern auch in grösserer Entfernung von derselben gemessen und überhaupt die Form des ganzen Wasserspiegels ausgemittelt. Zu diesem Zwecke dienten zwei eingetheilte Arme *A* und *B* *Fig.* 37, welche senkrecht von der Ausflusswand ausgingen, und ein eingetheiltes Lineal *CD*, welches parallel mit der Ebene der Oeffnung auf diesen Armen fortgeschoben werden konnte. Dieses Lineal trug einen Stift oder eine ganze Reihe von Stiften, deren Spitzen bei der Beobachtung mit dem Wasserspiegel in Berührung gebracht wurden.

Zur Ausmittelung des Wasserstandes bei grösserer Entfernung von der Mündung diente eine ähnliche Vorrichtung *Fig.* 38, woran die Arme durch körperliche Winkelmasse *A* und *B* ersetzt sind. In dieser Figur ist *E* die mit dem Wasserspiegel *GH* in Berührung gebrachte Spitze des Stiftes, und *F* die Pressschraube, womit dieser festgestellt werden kann.

In *Fig.* 39 ist endlich ein Apparat mit Messingstiften vorgestellt, der dazu diente, Längenprofile von dem Wasserspiegel auszumitteln. Die Stifte wurden durch etwas ausgenommene und mit Casimirstreifen gefütterte Messingstangen 1 Centimeter von einander entfernt und so fest gehalten, dass man sie nur noch in ihrer eigenen Axe sanft verschieben konnte.

Die Ergebnisse dieser Versuche sind in folgender Tabelle zusammengestellt.

Tafel VIII.

Tafel über die Ausflusscoefficienten für den Ausfluss durch $0{,}2^{m}$ breite rectanguläre Oeffnungen in der dünnen Wand nach Poncelet und Lesbros.

Höhe der Oeffnung $0{,}2^{m}$.

Die Druckhöhe h über der Mitte der Oeffnung wurde $3{,}5^{m}$ oberhalb dieser gemessen, die Druckhöhe h_1 aber unmittelbar über dieser.

Druckhöhe h in Metern.	1,4720	1,4373	1,3150	1,2250	0,9525	0,5690	0,4005	0,2420	0,1600	0,1220
Entsprechender Ausflusscoefficient.	0,6026	0,6028	0,6038	0,6022	0,6044	0,6025	0,6002	0,5953	0,5876	0,5732
Druckhöhe h_1 in Metern.	1,4718	1,4321	1,3148	1,2248	0,9522	0,5686	0,3999	0,2407	0,1567	0,1136
Entsprechender Ausflusscoefficient.	0,6026	0,6029	0,6038	0,6022	0,6045	0,6027	0,6008	0,5969	0,5937	0,5941

Höhe der Oeffnung 0,1^{m}.

Druckhöhe h in Metern.	1,5554	1,0072	0,4818	0,1140	0,0630
Entsprechender Ausflusscoefficient.	0,6109	0,6151	0,6170	0,6077	0,5919
Druckhöhe h_1 in Metern.	1,5553	1,0071	0,4815	0,1122	0,0525
Entsprechender Ausflusscoefficient.	0,6109	0,6151	0,6172	0,6126	0,6484

Höhe der Oeffnung 0,05^{m}.

Druckhöhe h in Metern.	1,6899	1,6864	1,0808	0,4770	0,2125	0,1058	0,0466	0,0363
Entsprechender Ausflusscoefficient.	0,6168	0,6171	0,6243	0,6279	0,6305	0,6282	0,6167	0,6093
Druckhöhe h_1 in Metern.	1,6898	1,6863	1,0807	0,4769	0,2120	0,1038	0,0436	0,0310
Entsprechender Ausflusscoefficient.	0,6168	0,6171	0,6243	0,6280	0,6312	0,6342	0,6380	0,6594

Höhe der Oeffnung 0,03^{m}.

Druckhöhe h in Metern.	1,3810	1,0940	0,4765	0,4651	0,2075	0,0567	0,0201
Entsprechender Ausflusscoefficient.	0,6224	0,6261	0,6309	0,6309	0,6337	0,6400	0,6261
Druckhöhe h_1 in Metern.	1,3809	1,0939	0,4764	0,4650	0,2071	0,0543	0,0128
Entsprechender Ausflusscoefficient.	0,6224	0,6261	0,6309	0,6310	0,6342	0,6540	0,7849

Höhe der Oeffnung 0,02^{m}.

Druckhöhe h in Metern.	1,4002	1,3741	1,3525	0,9852	0,3920	0,1114	0,0203
Entsprechender Ausflusscoefficient.	0,6216	0,6233	0,6238	0,6323	0,6421	0,6544	0,6604
Druckhöhe h_1 in Metern.	1,4001	1,3740	1,3524	0,9851	0,3919	0,1103	0,0160
Entsprechender Ausflusscoefficient.	0,6216	0,6233	0,6239	0,6323	0,6421	0,6577	0,7438

Höhe der Oeffnung 0,01^{m}.

Druckhöhe h in Metern.	1,4020	1,3263	0,9929	0,4979	0,1950	0,0590	0,0174
Entsprechender Ausflusscoefficient.	0,6189	0,6195	0,6293	0,6433	0,6556	0,6787	0,6992
Druckhöhe h_1 in Metern.	1,4020	1,3263	0,9928	0,4978	0,1947	0,0576	0,0146
Entsprechender Ausflusscoefficient.	0,6189	0,6195	0,6293	0,6434	0,6560	0,6867	0,7632

Aus den in dieser Tabelle enthaltenen Ergebnissen haben PONCELET und LESBROS durch Interpolation (s. den Art. BEOBACHTUNG) die in folgenden Tabellen IX. und X. enthaltenen Ausflusscoefficienten berechnet.

Tafel IX.

Ausflusscoefficienten für den Ausfluss durch rectanguläre Oeffnungen in einer vertikalen Wand bei vollständiger Contraction nach PONCELET und LESBROS. Die Druckhöhen sind an einer Stelle gemessen worden, wo das Wasser als stillstehend angesehen werden kann. Die Breite der Oeffnung war $0{,}2^m$.

Druckhöhe oder Abstand des Wasserspiegels über der oberen Seite der Oeffnung.	Ausflusscoefficienten für folgende Höhen der Oeffnung:					
	$0{,}20^m$	$0{,}10^m$	$0{,}05^m$	$0{,}03^m$	$0{,}02^m$	$0{,}01^m$
Meter.						
0,005	„	„	„	„	„	0,705
0,010	„	„	0,607	0,630	0,660	0,701
0,015	„	0,593	0,612	0,632	0,660	0,697
0,020	0,572	0,596	0,615	0,634	0,659	0,694
0,030	0,578	0,600	0,620	0,638	0,659	0,688
0,040	0,582	0,603	0,623	0,640	0,658	0,683
0,050	0,585	0,605	0,625	0,640	0,658	0,679
0,060	0,587	0,607	0,627	0,640	0,657	0,676
0,070	0,588	0,609	0,628	0,639	0,656	0,673
0,080	0,589	0,610	0,629	0,638	0,656	0,670
0,090	0,591	0,610	0,629	0,637	0,655	0,668
0,100	0,592	0,611	0,630	0,637	0,654	0,666
0,120	0,593	0,612	0,630	0,636	0,653	0,663
0,140	0,595	0,613	0,630	0,635	0,651	0,660
0,160	0,596	0,614	0,631	0,634	0,650	0,658
0,180	0,597	0,615	0,630	0,634	0,649	0,657
0,200	0,598	0,615	0,630	0,633	0,648	0,655
0,250	0,599	0,616	0,630	0,632	0,646	0,653
0,300	0,600	0,616	0,629	0,632	0,644	0,650
0,400	0,602	0,617	0,628	0,631	0,642	0,647
0,500	0,603	0,617	0,628	0,630	0,640	0,644
0,600	0,604	0,617	0,627	0,630	0,638	0,642
0,700	0,604	0,616	0,627	0,629	0,637	0,640
0,800	0,605	0,616	0,627	0,629	0,636	0,637
0,900	0,605	0,615	0,626	0,628	0,634	0,635
1,000	0,605	0,615	0,626	0,628	0,633	0,632
1,100	0,604	0,614	0,625	0,627	0,631	0,629
1,200	0,604	0,614	0,624	0,626	0,628	0,626
1,300	0,603	0,613	0,622	0,624	0,625	0,622
1,400	0,603	0,612	0,621	0,622	0,622	0,618

Druckhöhe oder Abstand des Wasserspiegels über der oberen Seite der Oeffnung.	Ausflusscoefficienten für folgende Höhen der Oeffnung:					
	0,20m	0,10m	0,05m	0,03m	0,02m	0,01m
Meter.						
1,500	0,602	0,611	0,620	0,620	0,619	0,615
1,600	0,602	0,611	0,618	0,618	0,617	0,613
1,700	0,602	0,610	0,617	0,616	0,615	0,612
1,800	0,601	0,609	0,615	0,615	0,614	0,612
1,900	0,601	0,608	0,614	0,613	0,612	0,611
2,000	0,601	0,607	0,613	0,612	0,612	0,611
3,000	0,601	0,603	0,606	0,608	0,610	0,609

Tafel X.

Ausflusscoefficienten für den Ausfluss durch rectanguläre Oeffnungen in einer vertikalen Wand und bei vollständiger Contraction, nach Poncelet und Lesbros. Die Druckhöhen sind unmittelbar über der Mündung gemessen worden, und die Breite der Mündung war 0,2m.

Druckhöhe oder Höhe des Wasserspiegels über der obern Seite der Oeffnung.	Ausflusscoefficienten für folgende Höhen der Oeffnung:					
	0,20m	0,10m	0,05m	0,03m	0,02m	0,01m
Meter.						
0,000	0,619	0,667	0,713	0,766	0,783	0,795
0,005	0,597	0,630	0,668	0,725	0,750	0,778
0,010	0,595	0,618	0,642	0,687	0,720	0,762
0,015	0,594	0,615	0,639	0,674	0,707	0,745
0,020	0,594	0,614	0,638	0,668	0,697	0,729
0,030	0,593	0,613	0,637	0,659	0,685	0,708
0,040	0,593	0,612	0,636	0,654	0,678	0,695
0,050	0,593	0,612	0,636	0,651	0,672	0,686
0,060	0,594	0,613	0,635	0,647	0,668	0,681
0,070	0,594	0,613	0,635	0,645	0,665	0,677
0,080	0,594	0,613	0,635	0,643	0,662	0,675
0,090	0,595	0,614	0,634	0,641	0,659	0,672
0,100	0,595	0,614	0,634	0,640	0,657	0,669
0,120	0,596	0,614	0,633	0,637	0,655	0,665
0,140	0,597	0,614	0,632	0,636	0,653	0,661
0,160	0,597	0,615	0,631	0,635	0,651	0,659
0,180	0,598	0,615	0,631	0,634	0,650	0,657
0,200	0,599	0,615	0,630	0,633	0,649	0,656
0,250	0,600	0,616	0,630	0,632	0,646	0,653
0,300	0,601	0,616	0,629	0,632	0,644	0,651

Druckhöhe oder Höhe des Wasserspiegels über der obern Seite der Oeffnung.	Ausflusscoefficienten für folgende Höhen der Oeffnung:					
	0,20m	0,10m	0,05m	0,03m	0,02m	0,01m
Meter.						
0,400	0,602	0,617	0,629	0,631	0,642	0,647
0,500	0,603	0,617	0,628	0,630	0,640	0,645
0,600	0,604	0,617	0,627	0,630	0,638	0,643
0,700	0,604	0,616	0,627	0,629	0,637	0,640
0,800	0,605	0,616	0,627	0,629	0,636	0,637
0,900	0,605	0,615	0,626	0,628	0,634	0,635
1,000	0,605	0,615	0,626	0,628	0,633	0,632
1,100	0,604	0,614	0,625	0,627	0,631	0,629
1,200	0,604	0,614	0,624	0,626	0,628	0,626
1,300	0,603	0,613	0,622	0,624	0,625	0,622
1,400	0,603	0,612	0,621	0,622	0,622	0,618
1,500	0,602	0,611	0,620	0,620	0,619	0,615
1,600	0,602	0,611	0,618	0,618	0,617	0,613
1,700	0,602	0,610	0,617	0,616	0,615	0,612
1,800	0,601	0,609	0,615	0,615	0,614	0,612
1,900	0,601	0,608	0,614	0,613	0,613	0,611
2,000	0,601	0,607	0,614	0,612	0,612	0,611
3,000	0,601	0,603	0,606	0,608	0,610	0,609

Diese Tabellen zeigen deutlich, dass der Ausflusscoefficient innerhalb der weiten Grenzen 0,572 und 0,795 schwankt, dass er ferner nicht allein bei verschiedenen Druckhöhen, sondern auch bei verschiedenen Oeffnungshöhen verschieden ausfällt. Auch erkennt man sehr leicht, dass sich der Ausflusscoefficient bei grösseren Druckhöhen und verschiedenen Oeffnungshöhen einer bestimmten Zahl 0,61 nähert.

Um sich eine deutliche Vorstellung von der Veränderlichkeit der Ausflusscoefficienten machen zu können, sind in *Fig.* 40 sechs Curven aufgezeichnet worden, welche durch ihre Abscissen auf der Axe AX die Druckhöhen in ein Zehntel der natürlichen Grösse und durch ihre Ordinaten die um 0,6 verminderten Ausflusscoefficienten vorstellen. Die in der Mitte und an den Enden beigeschriebenen Zahlen 1, 2, 3, 5, 10, 20 drücken die entsprechenden Oeffnungshöhen aus.

Man ersieht aus dieser Curve sehr leicht, dass sich die Ausflusscoefficienten bei grossen Druckhöhen sehr nähern, während sie bei kleineren Druckhöhen ausserordentlich von einander verschieden sind. Auch erkennt man, dass nur bei kleinen Oeffnungshöhen der Ausflusscoefficient für kleine Druckhöhen grösser ist als für grosse Druckhöhen, dass dagegen bei grossen Oeffnungshöhen gerade das Gegentheil statt hat. Bei Oeffnungen von 0,1 bis 0,2 Meter Höhe ist sogar der Ausflusscoefficient anfänglich kleiner als 0,6, und es wird bei der letzteren dieser Coefficient erst $= 0{,}6$, wenn die Druckhöhe über der Mitte der Mündung 0,3 Meter ist.

Bezeichnen wir den Ausflusscoefficienten mit μ (zur Unterscheidung

von dem Contractionscoefficienten α), die Breite der rectangulären Ausflussöffnung mit b und die Vertikalabstände der beiden horizontalen Kanten dieser Oeffnung vom Wasserspiegel mit h_1 und h_2, so haben wir nach Nr. IX. das Ausflusswasserquantum

$$m = \tfrac{2}{3}\mu b \sqrt{2g}\,(h_1^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}}).$$

Wenn man daher in der Tafel IX. den der Druckhöhe $\frac{h_1 + h_2}{2}$ entsprechenden Ausflusscoefficienten μ aufgesucht hat, so lässt sich mit Hülfe dieser Formel die Ausflussmenge berechnen.

Ist e die Höhe der Mündung und $h = \frac{h_1 + h_2}{2}$ die Druckhöhe für den Mittelpunkt der Mündung, so kann man die Ausflussgeschwindigkeit

$$v = \left(1 - \frac{e^2}{96h^2}\right)\sqrt{2gh}$$

setzen, woraus sich die Wassermenge

$$m = \mu\left(1 - \frac{e^2}{96h^2}\right) b\,(h_1 - h_2)\sqrt{2g\left(\frac{h_1 + h_2}{2}\right)}$$ ergibt.

Hiernach sind auch die beiden Tabellen IX. und X. construirt, denn dieselben enthalten nicht die einfachen Coefficienten μ, sondern die Werthe $\mu\left(1 - \frac{e^2}{96h^2}\right)$. Bezeichnen wir dieselben mit μ_1, so erhalten wir folgenden vereinfachten Ausdruck für die Ausflussmenge

$$m = \mu_1 b\,(h_1 - h_2)\sqrt{2g\left(\frac{h_1 + h_2}{2}\right)}.$$

Beispiel 1. Welche Wassermenge fliesst durch eine rectanguläre Oeffnung von $0{,}2^m$ Breite und $0{,}1^m$ Höhe, wenn das Wasser $1{,}5^m$ über der oberen Kante steht?

Hier ist $h_1 = 1{,}6$, $h_2 = 1{,}5$, $b = 0{,}2$, $h_1 - h_2 = 0{,}1$ und $\frac{h_1 + h_2}{2} = 1{,}55$.

Nun gibt die Tabelle IX. $\mu_1 = 0{,}611$, demnach ist die Wassermenge

$$\begin{aligned} m &= 0{,}611 . 0{,}1 . 0{,}2 \sqrt{2 . 9{,}8088 . 1{,}55} \\ &= 0{,}01222 \sqrt{30{,}40728} = 0{,}01222 . 5{,}514 \\ &= 0{,}0674 \text{ Cubikmeter.} \end{aligned}$$

Ist die Druckhöhe oder die Höhe der Mündung nicht in der Tabelle enthalten, so kann man durch eine einfache Interpolation den entsprechenden Ausflusscoefficienten finden.

Beispiel 2. Es sei für die Druckhöhe $h_2 = 0{,}15^m$ auf die obere Kante, für die Höhe $h_1 - h_2 = 0{,}15^m$ und Breite $b = 0{,}2^m$ der rectangulären Oeffnung die Ausflussmenge zu finden.

Der Werth $h_1 - h_2 = 0{,}15^m$ und die Druckhöhe $h_2 = 0{,}15^m$ liegen mitten zwischen $0{,}1^m$ und $0{,}2^m$; man wird daher aus den diesen Werthen entsprechenden Coefficienten das arithmetische Mittel nehmen und dieses als den entsprechenden Ausflusscoefficienten ansehen können.

Diese Coefficienten sind aber 0,595; 0,596; 0,613 und 0,614;

demnach ist der mittlere Werth $\alpha_1 = 0{,}6045$ und das gesuchte Ausflussquantum

$$m = 0{,}6045 . 0{,}15 . 0{,}15 \sqrt{19{,}6176 . 0{,}225}$$
$$= 0{,}0136 \sqrt{4{,}41395} = 0{,}02857 \text{ Cubikmeter}$$
$$= 28{,}57 \text{ Cubikdecimeter.}$$

Wenn es möglich ist, so messe man die Druckhöhe entfernt von der Oeffnung, also an einer Stelle, wo eine Senkung des Wasserspiegels noch nicht bemerkbar ist, weil dabei immer ein genaueres Resultat erhalten wird, als wenn man den Wasserstand unmittelbar über der Oeffnung misst, wo wegen der Krümmung des Wasserspiegels eine gewisse Ungenauigkeit nicht zu vermeiden ist. Oft jedoch erlauben es die Umstände nicht, die Druckhöhe weit oberhalb der Oeffnung zu messen, weshalb man vielleicht gerade an der Ebene der Oeffnung die Druckhöhe misst. In solchen Fällen hat man sich der X. Tafel zu bedienen.

Ist die Weite der Oeffnung grösser als 0,2 Meter, so bringt man, so lange nicht neuere Versuche hierüber bekannt sind, die in beiden Tabellen enthaltenen Coefficienten ebenfalls in Anwendung, weil man annimmt, dass sich mit der Breite der Oeffnung der Ausflusscoefficient nicht verändert.

Beispiel 3. Man habe an einer vertikalen Schutzöffnung von $1{,}5^m$ Breite und $0{,}14^m$ Höhe den Wasserspiegel $0{,}4^m$ von der obersten Kante abstehend gefunden, und wünsche die in einer Secunde durchfliessende Wassermenge zu finden.

Hier ist $b = 1{,}5^m$, $h_2 = 0{,}4$; $h_1 - h_2 = 0{,}14$; also $h_1 = 0{,}54$ und $\frac{h_1 + h_2}{2} = 0{,}47$.

Aus der zweiten Tabelle ist nun $\mu = 0{,}617 - 0{,}4 . 0{,}015 = 0{,}611$ zu entnehmen, daher

$$m = 0{,}611 . 0{,}14 . 1{,}5 \sqrt{19{,}6176 . 0{,}47}$$
$$= 0{,}13821 \sqrt{9{,}2203} = 0{,}41968 \text{ Cubikmeter.}$$

Die Tabellen von Poncelet und Lesbros sind endlich noch in den Fällen brauchbar, wenn die Ausflussöffnung eine nicht rectanguläre Form, z. B. die eines Kreises oder die eines Trapezes hat, insofern weder sehr spitze, noch convexe (einspringende) Winkel vorkommen und die Druckhöhe nicht sehr klein ist. Hierbei ist aber unter der Höhe der Mündung die kleinste Dimension zu verstehen, übrigens aber die der Form der Oeffnung entsprechende Formel anzuwenden.

Beispiel 4. Es sei die Ausflussöffnung ein Trapez, dessen beide parallele Seiten horizontal liegen; es messe der Wasserstand über der obern Seite $= 1{,}2^m$, der über der untern $1{,}4^m$; ferner die obere parallele Seite $0{,}75^m$ und die untere $1{,}00^m$. Welches ist die Ausflussmenge?

Für diesen Fall ist der Inhalt der Ausflussöffnung

$$= \left(\frac{1 + 0{,}75}{2}\right) 0{,}2 = 0{,}175 \square \text{Meter},$$

und die Druckhöhe, wenn man die Tiefe des Schwerpunktes des Trapezes unter dem Wasserspiegel als solche ansieht,

$$= 1{,}2 + \frac{0{,}2}{3} \cdot \frac{2{,}75}{1{,}75} = 1{,}2 + 0{,}1047 = 1{,}3047 \text{ Meter.}$$

Da nun noch aus Tafel I. $\mu_1 = 0{,}604$ zu entnehmen ist, so folgt die gesuchte Ausflussmenge

$$m = 0{,}604 . 0{,}175 \sqrt{19{,}6176 . 1{,}3047}$$
$$= 0{,}53475 \text{ Cubikmeter.}$$

D'Aubuisson zeigt (*Expériences sur l'écoulement des eaux par des orifices rectangulaires allongés; Annales de chim. et phys. tom.* 44, 1830), dass die Länge der Ausflussöffnung ebenfalls wie die Höhe einen Einfluss auf den Ausflusscoefficienten habe, worin er die Annahme Hachette's (*Annal. de chim. et phys. tom. III.*) widerlegt.

Diese Frage hatte indessen schon früher Bidone entschieden (*Expériences sur divers cas de la contraction etc.* in dem 27. Band der Memoiren der Turiner Academie).

Bidone wendete zu seinen auch noch in anderer Beziehung interessanten Versuchen einen parallelepipedischen Kasten aus starken Pfosten an, der 3 Fuss in der Länge und 2 Fuss in der Höhe und Breite mass. In der einen Seitenwand, 17 Linien über dem Boden, war eine $4\frac{1}{2}$ Zoll hohe und $9\frac{1}{6}$ Zoll lange Oeffnung ausgeschnitten, die von innen mit einer breiten, $\frac{1}{4}$ Linie dicken Kupferplatte, welche die Mündung enthielt, bedeckt wurde. Die Beobachtungen selbst wurden bei abnehmender Druckhöhe vorgenommen. Man steckte in dieser Absicht Nadeln in den Endpunkten einer auf der der Oeffnung gegenüber befindlichen Seitenwand, und beobachtete die Zeit, während welcher der Wasserspiegel von der oberen Nadel bis zur unteren herabsank.

Bei diesen Versuchen war die Höhe der Oeffnung unveränderlich, nämlich 4 Linien, wogegen die Breite 2, 4, 8, 16 mal so viel mass. Die mittleren Druckhöhen für die beiden horizontalen Kanten der Mündung betrugen 198 Linien und 102 Linien; es war also die mittlere Druckhöhe der Oeffnung $\frac{198 + 102}{2} = 150$ Linien.

Die gefundenen Ausflusscoefficienten waren

bei 8 Linien Breite der Oeffnung $= 0{,}6198$,
- 16 - - - - $= 0{,}6197$,
- 32 - - - - $= 0{,}6210$,
- 64 - - - - $= 0{,}6259$.

Es scheint sich also zu bestätigen, dass bei Ausmündungen, deren Dimensionen nicht sehr von einander abweichen, der Ausflusscoefficient unter übrigens gleichen Umständen unveränderlich sei, zugleich aber zu folgen, dass derselbe wachse, sowie die eine Dimension die andere viele Male übertrifft.

Die neuesten Versuche über den Ausfluss von Buff (46. Band von Poggendorff's Annalen) sind nur im Kleinen ausgeführt worden und daher von geringerem Nutzen für die practische Mechanik. Buff wendete zu diesen Versuchen einen Blechkasten von 40 Paris. Zoll Höhe und 3900 bis 4000 □Linien Querschnitt an, in dessen horizontalem Boden drei verschiedene Ausmündungen angebracht waren. Die Versuche wurden bei abnehmender Druckhöhe angestellt, weshalb der Kasten

hätte vollkommen prismatisch sein müssen. Um sich hiervon zu überzeugen, wurde ein Aichmass von $1\frac{1}{2}$ Litre oder 1500 Cubikcentimeter angewendet und mittels dieses das Gefäss nach und nach mit Wasser angefüllt; dabei aber nach jedesmaligem Einguss der Wasserstand an einer zur Seite befindlichen $\frac{1}{4}$ Zoll weiten Röhre abgelesen. Dabei zeigte sich allerdings, dass der Querschnitt von 3866 □ Linien bis 4014 □ Linien variirte. Die Temperatur des Wassers war 17°.

Die mittels der bekannten Formel aus den Ergebnissen der Versuche gefundenen Ausflusscoefficienten sind in folgender Tabelle enthalten.

Tafel XI.

Ausflusscoefficienten beim Ausfluss des Wassers durch kleine Oeffnungen in einer dünnen Wand und bei mässigen Druckhöhen, nach Buff.

Durchmesser der Mündung 2,084 Linien.		Durchmesser der Mündung 3,661 Linien.		Durchmesser der Mündung 4,848 Linien.	
Druckhöhe.	Coefficient.	Druckhöhe.	Coefficient.	Druckhöhe.	Coefficient.
Pariser Zoll.		Pariser Zoll.		Pariser Zoll.	
1 bis 2	0,6918	1 bis 3	0,693	1 bis 8	0,682
2 - 3	0,6849	3 - 8	0,687	8 - 20	0,659
3 - 5	0,6760	8 - 12	0,688	20 - 38	0,653
5 - 8	0,6673	12 - 20	0,674		
8 - 12	0,6628	20 - 28	0,669		
12 - 16	0,6610	28 - 38	0,664		
16 - 20	0,6531				
20 - 24	0,6535				
24 - 28	0,6464				
28 - 33	0,6456				
33 - 38	0,6440				

Um das Gesetz für die Ausflusscoefficienten bei grösseren Pressungen oder Geschwindigkeiten zu finden, wurde am Boden eines $1\frac{1}{2}$ Fuss hohen Blechgefässes eine 15 Linien weite und 34 Fuss lange Röhre angeschlossen, dieselbe mit Wasser angefüllt und am untern Ende unter Wasser gesetzt. Diese Wassersäule konnte dem Luftdruck von unten das Gleichgewicht halten, und es bildete sich unmittelbar unter der Oeffnung ein beinahe luftleerer Raum, in den nun das Wasser mit einer Geschwindigkeit ausfloss, die der Summe von der Druckhöhe im Gefässe und der der Elasticität der äusseren Luft angehörigen Wasserdruckhöhe von ungefähr 10,3 Meter entspricht. Um aber von dem Drucke von aussen oder oben und von dem von unten oder unmittelbar unter der Mündung zu finden, wurde ein Barometer und ein Manometer, letzteres im obern Ende der Röhre einmündend, gebraucht.

Bei einem Versuche war die Ausflussöffnung 3,661 Paris. Linien weit, der Barometerstand 326,13 Linien; der Manometerstand 7 Linien, also die Höhe der Saugsäule = 319,13 Linien Quecksilber = 4340 Linien Wasser; endlich die Druckhöhe im Gefässe 144 bis 96 Linien. Der hieraus gefundene Ausflusscoefficient war = 0,6348.

Bei einem anderen Versuche war das Gefäss enger, der auf 0° reducirte Barometerstand 333,62 Linien, der Manometerstand 6,5 Linien, demnach die durch eine Quecksilbersäule gemessene Saughöhe = 327,12 Linien, und die durch eine Wassersäule gemessene = 4449 Linien; endlich die Druckhöhe im Gefässe 192 bis 12 Linien.

Der Ausflusscoefficient ergab sich = 0,6363. Jetzt wurde das Blech mit der Mündung an das untere Ende des Rohres angeschlossen und wenig über dieser ein zweischenkliges Quecksilbermanometer angebracht, welches dazu diente, den Wasserdruck unabhängig von den durch die Röhrenwand erzeugten Bewegungshindernissen zu messen.

Beim ersten Versuch war die Mündung wieder 3,661 Linien weit, der Stand des Manometers, bei voll erhaltenem Gefässe, auf 0° reducirt, = 362,5 Linien Quecksilber = 4930 Linien Wasser, die Wasserdruckhöhe im Gefässe 192 bis 12 Linien, also die mittlere Druckhöhe = 4840 Linien. Der entsprechende Ausflusscoefficient wurde = 0,6320 gefunden. Die geringe Abweichung dieses Coefficienten von den beiden vorhergehenden weist nach, dass der Widerstand der äusseren Luft nur sehr gering sein kann.

Bei zwei anderen Versuchen hatte die Mündung 2,084 Linien Durchmesser, es war der Manometerstand = 368,5 Linien Quecksilber = 5012 Linien Wasser und der Wasserstand im Gefässe 192 bis 12 Linien. Die Ausflusscoefficienten ergaben sich 0,6412 und 0,6262, also im Mittel = 0,6337. Endlich wurde ein kurzes Rohr angesetzt, so dass der Manometerstand nur 213 Lin. Quecksilber = 2897 Lin. Wasser mass. Die Druckhöhe im Gefässe war aber wieder 192 bis 12 Linien. Der Ausflusscoefficient ergab sich = 0,6414.

Man sieht aus diesen Versuchen, dass der Ausflusscoefficient bei grossen Druckhöhen am kleinsten und ziemlich unveränderlich ist.

Bei Flüssigkeiten von grösserer Beweglichkeit, z. B. bei Weingeist, scheint nach den Versuchen von Buff ein grösserer Ausflusscoefficient statt zu finden.

Tafel XII.

Vergleichung der Ausflusscoefficienten für Wasser und Weingeist und für die Temperatur von 7° bis 8° nach Buff.

Druckhöhe.	Ausflusscoefficienten für	
	Wasser.	Weingeist.
20 bis 16 Zoll.	0,6535	0,6630
16 - 12 -	0,6610	0,6706
12 - 8 -	0,6628	0,6760
8 - 5 -	0,6673	0,6708
5 - 3 -	0,6759	0,7002
3 - 2 -	0,6849	0,7138
2 - 1 -	0,6918	0,7278

Ueber den Ausfluss durch grössere rectanguläre Seiten- oder Schutzöffnungen ist noch Folgendes anzuführen.

Die Ingenieurs Lespinasse und Pin machten 1782 und 1792 im Canal von Languedoc einige Versuche (s. *Histoire du canal du Midi*) über

den Ausfluss durch 1,30^{m} weite und 0,46^{m} bis 0,55^{m} hohe Schutzöffnungen bei Druckhöhen von 1,904^{m} bis 4,436^{m}, und es berechnet sich aus diesen der Ausflusscoefficient = 0,625 (s. D'Aubuisson's Hydraulik §. 29 oder Funk's Darstellung der wichtigsten Lehren über Hydrotechnik Nr. 236).

Von Interesse ist endlich noch der ebenfalls von jenen Ingenieurs zuerst bemerkte Einfluss auf die Ausflussmenge zweier neben einander befindlichen Oeffnungen. Sie machten diese Entdeckung an einem aus zwei Flügeln bestehenden Schleusenthore. War nämlich erst das Wasser durch die Schutzöffnung in einem Flügel ausgeflossen, und wurde hernach auch das Schutzbret im anderen Flügel gezogen, so verminderte sich die Ausflussmenge in der ersten Mündung, und es gaben beide, obwohl sie vollkommen gleich waren und sich die Druckhöhe nicht geändert hatte, nicht das Doppelte von der ersten allein offen gehaltenen Mündung. Der Winkel, unter welchem beide Flügel zusammenstiessen, war 110° und der Zwischenraum zwischen beiden Schutzöffnungen betrug 2,92^{m}.

Während für eine Mündung der Ausflusscoefficient 0,62 betrug, wurde der für beide nur 0,55 gefunden.

Bei den Versuchen, welche Castel und D'Auruisson über den Ausfluss durch schmale rectanguläre Oeffnungen angestellt haben (*Mémoires de l'Acad. de Toulouse t. II. p.* 51 — 55), konnten dieselben nicht zu einem ähnlichen Ergebniss gelangen. Sie hatten 3 nur 0,01^{m} von einander abstehende Seitenöffnungen von 0,1^{m} Länge und 0,01^{m} Höhe. Ihre Versuche sind in folgender Tafel enthalten.

Tafel XIII.

Druckhöhe über der Mitte der Mündung.	Ausflussmenge durch die mittlere Mündung in einer Minute.			Mittlere Ausflussmenge in einer Minute.	Mittlerer Ausflusscoefficient.
	Die beiden Seitenöffnungen verschlossen.	Eine Seitenöffnung geschlossen.	Alle Mündungen geöffnet.		
Meter.	Liter.	Liter.	Liter.	Liter.	
0,0201	0,466 0,464	0,465	0,467 0,467	0,465	0,728
0,0301	0,560 0,564 0,565	0,563	0,563 0,562 0,561	0,563	0,720
0,0401	0,650 0,643	0,650	0,651	0,650	0,719
0,0501	0,722	0,722	. . . .	0,721	0,715
0,0601	0,787	0,783 0,789 0,789 0,778	. . . .	0,786	0,710

Es zeigt sich aus dieser Tabelle, dass die Ausflussmenge durch die mittlere Oeffnung gar nicht verändert wurde, eine oder beide Seiten-

öffnungen mochten verschlossen oder offen sein. Vielleicht war die geringe Druckhöhe hiervon Ursache.

c) Unvollständige Contraction; Vermehrung und Verminderung der Contraction. Wir haben seither immer angenommen, dass sich die Ausflussöffnung in einer ebenen Wand befindet, wo also das Wasser von allen Seiten und sogar rechtwinkelig gegen die Axe der Oeffnung herbeiströmen kann; jetzt wollen wir die Fälle kennen lernen, wo dies nicht der Fall ist. Offenbar nimmt der Wasserstrahl nur deshalb eine Contraction an, weil das Wasser seitwärts herbeiströmen kann; wird daher dieses Seitwärtszuströmen durch gehöriges Abrunden der Mündung beseitigt, so dass die Stelle des Bodens, in der sich die Mündung befindet, mit der Axe der Mündung parallel läuft, wie in *Fig.* 1 (Taf. 31), so findet auch keine Contraction statt. Schneidet aber die Axe der Mündung oder des Strahles den Theil des Bodens oder der Gefässwand, welcher die Oeffnung enthält, unter einem Winkel, so tritt auch Contraction ein; auch lässt sich im Voraus einsehen, dass diese grösser oder kleiner als die seither kennen gelernte, der Oeffnung in einer ebenen Wand angehörige Contraction ausfallen wird, jenachdem die Gefässwand unter einem stumpfen oder spitzen Winkel von der Axe der Mündung geschnitten, jenachdem also der Winkel zwischen der Ebene der Mündung und der Gefässwand ein spitzer oder stumpfer oder jenachdem die Gefässwand in der Nähe der Mündung nach innen convex oder concav ist, wie in *Fig.* 41 und 42 (Taf. 32) abgebildet ist. Man kann sich aber auch bei jeder Gelegenheit überzeugen, dass unter übrigens gleichen Umständen die Ausflussmenge vom ersten Gefässe kleiner als die vom zweiten und selbst kleiner als die ist, wenn der Boden eine Ebene bildet. Hachette (*Annal. de chim. et phys. tom. III.* 1816 *pag.* 81) gibt an, dass er die Ausflussmenge um 0,29 kleiner gefunden habe, nachdem er den die Oeffnung enthaltenden, unten spitz zulaufenden Boden umgekehrt und die durch die Mündung abgestumpfte Spitze einwärts gestellt hatte. Die grösste Contraction wird aber dann statt finden, wenn der Winkel zwischen der Ebene der Oeffnung und der die Oeffnung bildenden Wand Null ist, ein Fall, den *Fig.* 43 repräsentirt, den man auch herbeiführen kann, wenn man eine kurze Ansatzröhre wie in *Fig.* 44 durch die Oeffnung im Boden schiebt. Da hier das Wasser sogar in einer dem Centralstrahl entgegengesetzten Richtung gegen die Mündung strömen kann, so ist es kein Wunder, wenn hier die effective Wassermenge oder vielmehr der Ausflusscoefficient der kleinstmögliche ist. Diesen Fall hat Borda (*Mém. de l'Acad. des sciences de Paris,* 1766) beobachtet. Es war die Druckhöhe $0{,}25^{m}$, die Weite der eingeschobenen Blechröhre $0{,}032^{m}$ und ihre Länge $0{,}135^{m}$. Der Wasserstrahl floss, ohne die Röhrenwand zu berühren, aus, und der Ausflusscoefficient ergab sich $= 0{,}515$, während er 0,625 gefunden wurde, sowie die Mündung *EF* der Röhre *Fig.* 45 mit einem, mit der Einmündung in einerlei Ebene liegenden, Rande umgeben war.

Dieser Werth 0,515, den man nach Borda's Ansicht vielleicht noch bis auf 0,5 herabziehen kann, ist die unterste, sowie 1 die oberste Gränze für die Reihe der Ausflusscoefficienten.

Dass man bei sorgfältiger Abrundung der Mündung den Ausflusscoefficienten der Einheit sehr nähern könne, zeigen alle Versuche, und namentlich auch die von Michelotti und Eytelwein.

Die beiden Michelotti bedienten sich cycloidalischer Ansätze, welche

sie im Innern des Reservoirs an die Oeffnung anschlossen. Bei zwei Versuchen des jüngeren MICHELOTTI war die Seite der quadratischen Mündung 3 Zoll, also der Inhalt der Mündung 9 □ Zoll, ferner die Höhe $HK = GL$ *Fig.* 46 jeder der 4 cycloidisch gekrümmten Blechwände EH und $FG = 28\frac{1}{3}$ Linie, der Durchmesser $EK = FL$ des Erzeugungskreises $= 18$ Linien. Es ergab sich bei der Druckhöhe von 77 Zoll der Ausflusscoefficient $= 0{,}9390$, bei der Druckhöhe von 249,355 Zoll aber 0,9683, und es lässt sich erwarten, dass dieser Coefficient noch grösser ausgefallen wäre, wenn man die Kanten, in welchen die vier Bleche zusammenstossen, abgerundet hätte. Die Ergebnisse des ältern MICHELOTTI weichen hiervon nur wenig ab. Man sieht nach dem, was besonders im Anfange gefunden worden ist, dass die Form des innern Ansatzes oder der Abrundung nicht wesentlich auf den Ausfluss einwirkt; hierauf deutet auch schon das Ergebniss des ältern MICHELOTTI hin, der die Ausflussmenge bei einem $37\frac{1}{2}$ Linien hohen Ansatz grösser gefunden hat als bei dem $28\frac{1}{3}$ Linien hohen Ansatz, und der einen Ausflusscoefficienten von 0,95 bis 0,96 erhielt, wenn er an den cycloidischen innern Ansatz nach aussen einen cylindrischen Ansatz von 8 Zoll Länge angebracht hatte. Wenn man die Ausmündung hinreichend, aber auch nicht zu viel ausdehnt, dieselbe vollkommen abrundet und an ihr alle Rauhigkeiten, Ecken und Kanten vermindert, so wird besonders bei einer kreisförmigen Oeffnung die Contraction beinahe auf Null herabgezogen und der Ausflusscoefficient beinahe 1, also die effective Wassermenge nur wenig kleiner als die theoretisch bestimmte Wassermenge ausfallen.

Dies bestätigen besonders noch die Beobachtungen von VENTURI und EYTELWEIN, die das Wasser durch eine Oeffnung ausströmen liessen, welche die Gestalt des zusammengezogenen Wasserstrahles hatte. Beim Versuche (*Exp.* 4) VENTURI's war die innere Weite der Mündung 18 Linien, die äussere $14\frac{1}{2}$ Linien und die Axenlänge 11 Linien; die effective Wassermenge ergab sich 164,6 Cubikzoll, während die aus der Druckhöhe von $2\frac{1}{2}$ Zoll berechnete theoretische Wassermenge 176 Cubikzoll war. Der Ausflusscoefficient ist sonach nach VENTURI $= \frac{164{,}6}{176{,}0} = 0{,}935$.

Bei den Versuchen EYTELWEIN's floss das Wasser aus Oeffnungen in der Seitenwand eines 4 Fuss (rheinl.) hohen, $18\frac{1}{2}$ Zoll langen und 14,4 Zoll weiten Behälters mit abnehmender Druckhöhe. Dieselbe war nämlich anfänglich stets 3 Fuss und am Ende der Beobachtung, wenn 4156 Cubikzoll ausgeflossen waren, 20,4 Zoll. Während sich für die 1 Zoll weite kreisförmige Oeffnung in einer $\frac{1}{4}$ Linie dicken Messingplatte der Ausflusscoefficient 0,6176 ergab, wurde derselbe 0,9186 gefunden, sowie ein Mundstück von 8 Linien Dicke, 15 Linien innerer und 12 Linien äusserer Weite angeschraubt war, und es stieg derselbe sogar auf 0,9798, wenn diese Mundstück beim Ein- und Ausfluss sanft abgerundet wurde. Es ergab sich also im letztern Falle nur eine Verminderung von 0,02 von der theoretischen Wassermenge.

Die wichtigsten und ausgedehntesten Untersuchungen über den Ausfluss bei partieller Contraction hat BIDONE angestellt. Die Ergebnisse hiervon sind im 27., 34. und 40. Bande der schon mehrmals angeführten Turiner Memoiren enthalten. Im 27. Bande findet man die Bestimmung der Ausflusscoefficienten bei mässigen Druckhöhen und Anwendung des schon früher beschriebenen Apparates; der 34. Band hingegen

enthält Beobachtungen über die Gestalt und Richtung des Wasserstrahles bei partieller Contraction, und der 40. Band neue Versuche über die Ausflusscoefficienten bei grösseren Druckhöhen, sowie allgemeine Formeln zur Bestimmung derselben bei verschiedenen Contractionsverhältnissen.

Möge zunächst von der Form und Richtung des Wasserstrahles bei partieller Contraction (*T.* 34. *p.* 291) die Rede sein. Die Versuche hierüber sind die Fortsetzung von denjenigen, welche die Wasserstrahlen bei vollständiger Contraction betreffen und schon früher hier erwähnt wurden.

Um die partielle Contraction herbeizuführen, wurden an die Oeffnung in der dünnen Wand inwendig Tafeln von Kupferblech so angesetzt, dass sie senkrecht gegen die Ebene der Mündung zu stehen kamen und den Umfang der Oeffnung zum Theil begränzten. In *Fig.* 47, 48, 49 u. s. w. sind quadratische und kreisförmige Oeffnungen mit solchen, die Contraction herabziehenden innern Einfassungen abgebildet. Man sieht in *Fig.* 47 nur eine Seite der Oeffnung durch eine Platte eingefasst, in *Fig.* 48 und 49 aber deren zwei und in *Fig.* 50 und 51 (Taf. 33) auf drei Seiten die Contraction durch Einfassung unterdrückt. In *Fig.* 52 ist es ein cylindrisch gebogenes und an den Enden radial auswärts laufendes Blech, welches die kreisförmige Mündung zum Theil umgrenzt.

Folgendes sind die Hauptergebnisse der Versuche von Bidone.

Die Druckhöhe war 6 Fuss, die quadratische Seitenöffnung mass einen Quadratzoll und war nur auf der oberen horizontalen Seite mit einem 30 Linien breiten und 36 Linien langen, also zu beiden Seiten 12 Linien über die Mündung hinausgehenden $\frac{1}{4}$ Linie dicken Bleche umfasst. Der erste Knoten des Strahles war 1 Zoll von der Oeffnung entfernt; von ihm aus bildete der Strahl zwei schmälere horizontale Blätter und zwei vertikale Blätter, von denen aber das obere weit breiter war als das untere. In *Fig.* 47 (Taf. 32) ist *a* der Querschnitt der Oeffnung, *b* der Querschnitt in 6 und *c* der Querschnitt in 12 Zoll Entfernung von der Oeffnung, *d* ein bis zu letzterem reichender Längendurchschnitt des Strahles.

Ist die quadratische Mündung *a* *Fig.* 48 oben und unten mit einer Platte innerlich eingefasst, so bildet sich ein Strahl mit zwei vertikalen Blättern, von dem *b* ein Querschnitt in 6 und *c* einer in 12 Zoll Entfernung von der Mündung ist.

Besteht aber die Einfassung in zwei vertikalen Platten, wie *a* *Fig.* 49, so nimmt der Strahl zwei horizontale Blätter an, wovon *b* ein Durchschnitt in 9 Linien und *c* einer in 6 Zoll Entfernung von der Mündung ist. Bei kleinern Druckhöhen kann man mehrere Knoten sehen, in welchen die horizontalen Blätter mit vertikalen abwechseln.

Bei der Einfassung mit zwei vertikalen und einer horizontalen Tafel am obern Rande der quadratischen Mündung *a* *Fig.* 50 nimmt der Strahl eine Richtung aufwärts an, und es besteht derselbe wieder aus zwei horizontalen, durch ein gekrümmtes Zwischenstück verbundenen Blättern, von denen *b* den Querschnitt in 6 und *c* den in 12 Zoll Entfernung von der Mündung vorstellt. Bei kleinern Druckhöhen verschwinden die horizontalen Blätter ganz wie in *d*; *e* ist ein Längendurchschnitt des Strahles.

Ist hingegen die Mündung *a* *Fig* 51 (Taf. 33) durch eine vertikale und zwei horizontale Tafeln eingefasst, so besteht der Strahl aus einem einzigen

vertikalen Blatte, von dem *b*, *c* und *d* Querschnitte in 1, 6 und 12 Zoll Entfernung von der Mündung vorstellen. Die Mündung *a Fig.* 52 ist ein Halbkreis von 23 Linien Durchmesser; der horizontale Durchmesser ist durch eine Tafel von 33 Linien Länge und 30 Linien Höhe eingefasst; die Druckhöhe ist wieder 6 Fuss wie gewöhnlich. Der Strahl besteht aus einem einzigen vertikalen, sich nach oben ausdehnenden Blatte mit einem Kern am untern Rande; *b* ist ein Querschnitt in 6 Zoll Abstand von der Mündung, *c* ist der Längendurchschnitt. Die kreisrunde Mündung *a Fig.* 53 von 1 Zoll Durchmesser ist durch ein gebogenes Blech so eingefasst, dass nur noch der achte Theil der Peripherie offen und ein durch radiale Scheidewände begränzter Gang übrig bleibt, der durch den horizontalen Durchmesser in zwei Hälften getheilt wird. Die Druckhöhe ist nur 2 Fuss. Der ausfliessende Wasserstrahl bildet einen hohlen, durch eine horizontale Scheidewand in zwei Hälften getheilten Kegel mit horizontaler Axe. Die kleinere Basis liegt der Mündung zunächst. In *b* ist ein Durchschnitt dieses Kegels bei 4 Zoll Abstand von der Mündung abgebildet. Bei 10 Zoll Abstand trennen sich beide Hälften des Kegels.

Ist die Mündung *a Fig.* 54 durch zwei krumme Tafeln eingefasst, welche zwei Oeffnungen übrig lassen, wovon jede ein Achtel des Umfanges einnimmt, so erhält man bei 3 Fuss 8 Zoll Druckhöhe einen Strahl, von dessen Form man durch die Querschnitte *b* und *c* bei 4 und 11 Zoll Abstand von der Oeffnung ein Bild erhält.

Ist die Mündung *a Fig.* 55 durch vier cylindrische Bleche so eingefasst, dass vier Seitengänge übrig bleiben, die ein Drittel des ganzen Umfanges einnehmen, so entsteht bei einer Druckhöhe von 3 Fuss ein hohler Strahl, wovon *b* ein Durchschnitt in der Entfernung von 3 Zoll von der Mündung ist. Bei 6 Fuss Druckhöhe nimmt *b* die Form *c* an.

In *Fig.* 56 und 57 sind noch zwei andere Fälle der theilweisen Contraction abgebildet.

Was die Richtung des Wasserstrahles betrifft, so ist diese nur dann winkelrecht auf die Ebene der Mündung, wenn die Form dieser eine symmetrische ist und gegenüberliegende Stellen am Umfange gleiche Einfassungen besitzen; sowie aber die Form der Mündung ohne Symmetrie oder der Umfang derselben unsymmetrisch innerlich eingefasst, sowie also die Contraction an gegenüber liegenden Stellen der Mündung nicht eine und dieselbe ist, so nimmt der Strahl eine schiefe Richtung an. Diese Abweichung des Wasserstrahles ist nicht allein Thatsache der Beobachtung, sondern auch aus Gründen leicht erweislich; denn da die Contraction in einem Bestreben der Wasserfäden, sich der Axe des ganzen Strahles zu nähern, besteht, so wird hieraus ein Normaldruck auf die Axe oder den Kern des Strahles entspringen, der mit der Grösse der Contraction wächst und abnimmt; sind nun aber die Contractionen an gegenüberliegenden Stellen verschieden, ist die eine vielleicht gar Null, so heben sich diese Normalpressungen nicht auf, und es wird der Ueberschuss der einen Kraft über die andere der Axe des Wasserstrahles eine Seitenbewegung mittheilen. Die Versuche von Bidone zeigen, dass diese Seitenbewegung dann, wenn sie in dem Mangel an Symmetrie der Mündung ihren Grund hat, weit unbedeutender ist, als wenn sie durch eine partielle innere Einfassung der Mündung hervorgebracht wird. Die letztere Bewegung ist es, welche Bidone besondern Messungen unterzogen hat.

Die Richtung des Strahles ist durch zwei Winkel bestimmt, nämlich

durch den Winkel, welchen die in der Ebene der Mündung liegende Projection des Strahles mit einer Linie in dieser Ebene einschliesst, und durch den Winkel, welchen der Strahl mit dieser Ebene selbst bildet. Um diese Winkel zu finden, liess Bidone das Wasser durch eine horizontale oder eine vertikale Mündung strömen und mass die Coordinaten des Strahles. Hieraus liess sich nun die anfängliche Richtung des Strahles berechnen.

Die Versuche durch eine horizontale Oeffnung im Boden wurden mittels eines 15 Zoll hohen und $4\frac{1}{2}$ Zoll weiten Glascylinders *ABCD Fig.* 58 vorgenommen, der zu diesem Zwecke mit einem die Mündung enthaltenden Metallboden von $\frac{1}{4}$ Linie Dicke ausgerüstet wurde. War nun die Oeffnung quadratisch und 3 Linien lang und breit, und wurde die eine Seite derselben durch eine 12 Linien hohe und 21 Linien lange Blechtafel eingefasst, so war die Horizontalprojection des Strahles senkrecht gegen die eingefasste Seite gerichtet, und es bildete der Strahl *GH* selbst mit der Ebene der Mündung einen Winkel von 80° 45′, er war also 9° 15′ von der Axe *GK* der Mündung abgelenkt.

Waren zwei solcher Einfassungen angebracht, welche unter einem rechten Winkel zusammenstiessen, so ging die Horizontalprojection des Strahles nach der von beiden Seiten eingefassten Ecke der Mündung, und es war der Winkel zwischen dem Strahl und der Ebene der Mündung 73°, also die Abweichung 17°.

War die Mündung an drei Seiten eingefasst, so ging die Horizontalprojection des Strahles nach der Mitte der mittleren Einfassung, und es bildete der Strahl einen Winkel von 73° 47′ mit der Ebene der Mündung, wich also 16° 13′ von der Axe der Mündung ab. Bei verschiedenen Dimensionen der Einfassung fielen auch diese Winkel verschieden aus.

Beim Ausfluss durch vertikale Mündungen *EF Fig.* 59 wurde ein anderer Apparat angewendet, worin man das Wasser weit höher, gewöhnlich auf 10 Fuss, aufstauen konnte. War die Mündung ein Quadrat von 1 Zoll Länge und Breite und die eine Seite durch eine 31 Linien hohe und 24 Linien lange Tafel eingefasst, so ging der Strahl *GH* nach der Mitte dieser Einfassung und wich 7° 52′ von der Axe *GK* der Mündung ab.

Bestand die Einfassung aus zwei Platten, wovon eine eine vertikale und eine andere die untere horizontale Kante der Mündung umgab, so ging der Strahl nach der Kante zwischen beiden Platten und wich 14° 46′ ab.

Waren hingegen die obere horizontale Kante und eine vertikale eingefasst, so ergab sich unter den nämlichen Umständen die Abweichung 16° 17′.

Waren beide horizontale Seiten und eine vertikale Seite eingefasst, so zeigte sich eine Abweichung von 21°.

Durch diese Versuche fand Bidone, dass die Druckhöhe ohne Einfluss auf die Abweichung ist, dass dagegen dieselbe von der Form und Grösse der Mündung, von den Dimensionen und der Stellung der Einfassung und besonders noch von der Dicke der Wand, welche die Mündung enthält, abhängt. Die Wanddicke in den vorstehenden Versuchen war $\frac{3}{4}$ Linie; wurde eine dickere Wand angewendet, so fiel die Abweichung kleiner aus.

Noch hat Bidone einen Versuch im Grossen ausgeführt. Er brachte

in einem 24 Zoll weiten und 28 Zoll hohen Canal einen Einbau an, welcher quer über denselben herüber ging. Dieser hatte 7 Linien Dicke und enthielt in der Mitte einen Ausschnitt, welcher mit constanter Breite von 5 Zoll vom Wasserspiegel bis zum Boden nieder ging. So lange nun dieser Ausschnitt ohne Einfassung war, lief das Wasser ohne Abweichung in der Richtung winkelrecht zur Ebene des Ausschnittes durch; sowie aber eine vertikale Seite dieses Ausschnittes mit einer 17 Zoll breiten Bretwand senkrecht gegen die Ebene des Ausschnittes eingefasst war, nahm das durchfliessende Wasser eine bedeutende Abweichung auf der Seite dieser Wand an; es war nämlich der Horizontalwinkel zwischen der Axe des Strahles und der der Mündung 24° bis 30°.

Versuche über die Ausflussmenge bei theilweiser Contraction hat Bidone zu zwei verschiedenen Zeiten angestellt. Die älteren Versuche, welche er den 21. April 1822 der Academie in Turin vorgelesen hat, sind eine blosse Fortsetzung von den Versuchen über Ausfluss durch rectanguläre Seitenöffnungen, von denen hier schon die Rede gewesen ist. Wir haben auch schon erwähnt, dass bei diesen Versuchen das Wasser aus einem 3 Fuss langen, 2 Fuss weiten und eben so hohen Kasten ausfloss. In diesem Kasten wurden zwei quadratische Oeffnungen angebracht, eine in der Mitte der Seitenwand und die andere an der Kante derselben, beide aber unmittelbar über dem Boden, so dass bei der einen nur der Boden, bei der andern aber der Boden und die benachbarte Seitenwand als innere Einfassung der Mündung dienten, und dort die Contraction aufhoben. Ausserdem konnte aber die Contraction noch vermindert werden durch innen an den Umfang der Mündung angesetzte Holzbretchen von 6 Zoll Länge und Breite und 1 Zoll Dicke, welche auf der Seite der Mündung mit einer Kupfertafel bedeckt waren.

Bei den Beobachtungen wurde bemerkt, dass der Wasserstrahl die äusseren Kanten der Mündung berührte, also an denjenigen Seiten derselben hin ging, welche sich auf der Seite der Einfassung befanden, wogegen er von den übrigen äussern Kanten abstand, wo die Contraction statt hatte. Die Versuche wurden bei der Druckhöhe von 141,52 Linien bis 237, 52 Linien und mit quadratischen Mündungen von 5,96 Linien Höhe und Weite angestellt.

Die Ergebnisse dieser Versuche sind in Tafel XIV. enthalten. Man ersieht deutlich, wie der Ausflusscoefficient mit der Einfassung zunimmt. Der Ausflusscoefficient ist bei der Mündung ohne Einfassung im Minimum und wächst mit der Einfassung. Diese darf aber keinesweges bis zum völligen Umschliessen der Mündung getrieben werden, denn dann wird die Contraction ein Maximum, und es wird entweder der Ausflusscoefficient noch kleiner als beim Ausfluss durch die dünne Wand ohne Einfassung, oder es tritt, indem das Wasser den Querschnitt der von der Einfassung gebildeten viereckigen Röhre vollkommen ausfüllt, eine Geschwindigkeitsverminderung ein, von der erst später die Rede sein wird.

Tatini (*Del movimento e della misura delle acque correnti*, p. 224 bis 225) gab zuerst eine Formel für die Berechnung der Ausflusscoefficienten bei partieller Contraction. Ist p der uneingefasste und P der ganze Umfang, so ist nach ihm der Contractions- oder eigentlich der Ausflusscoefficient

$$= 1 - 0{,}381 \frac{p}{P}.$$

Hiermit stimmen aber die Versuche in folgender Tafel nicht überein, denn $\frac{p}{P} = \frac{1}{2}$ gibt den Coefficienten 0,8095, während Bidone nur 0,65 bis 0,66 gefunden hat. Endlich $p = 0$ gibt denselben $= 1$, was aber schon aus obigen Gründen unrichtig ist, weil bei vollständiger Einfassung ganz neue Verhältnisse eintreten.

Tafel XIV.

Ausflusscoefficienten bei kleinen Druckhöhen und zum Theil innerlich eingefassten quadratischen Mündungen nach Bidone.

Ohne Einfassung.	Einfassung an der untern Seite der Mündung.	Einfassung an beiden horizontalen Seiten.	Einfassung einer vertikalen und der untern horizontalen Seite.	Einfassung auf beiden vertikalen und der untern horizontalen Seite.
0,6190	0,6389	0,6513	0,6621	0,6943

Die Versuche, deren Ergebnisse Bidone den 10. Juli 1831 der Academie zu Turin vorgelesen hat, sind von grösserer Ausdehnung als die vorhergehenden, und gewähren auch sichere Folgerungen über das Gesetz des Ausflusses bei partieller Contraction. Sie wurden mit rectangulären und kreisförmigen Oeffnungen an den Brunnen bei der königlichen Universität zu Turin bei sehr verschiedenen Druckhöhen, nämlich 6 bis 21 Fuss, angestellt. Aus ihnen leitet Bidone folgende Formel für die partielle Contraction ab.

Ist der Ausflusscoefficient für eine Mündung in der dünnen Wand ohne Einfassung $= \mu_0$, der Umfang der Mündung $= p$ und der eingefasste Theil derselben $= n$, so ist der Ausflusscoefficient bei dieser Einfassung der Mündung:

$$\mu_{\left(\frac{n}{p}\right)} = \mu_0 \left(1 + m.\frac{n}{p}\right),$$

wo nun für rectanguläre Mündungen $m = 0{,}15230$ und für kreisförmige $= 0{,}12799$ ist; also für rectanguläre Mündungen

$$\text{I.} \quad \mu_{\left(\frac{n}{p}\right)} = \mu_0 \left(1 + 0{,}15230\,\frac{n}{p}\right)$$

und für kreisförmige

$$\text{II.} \quad \mu_{\left(\frac{n}{p}\right)} = \mu_0 \left(1 + 0{,}12799\,\frac{n}{p}\right).$$

Bidone bemerkt noch, dass bei Anwendung der ersten Formeln höchstens ein Fehler von $\frac{1}{30}$ rücksichtlich der Beobachtungen und beim Gebrauch der zweiten derselbe gar nur $\frac{1}{54}$ ausfallen kann.

Beispiel. Ist die eine Seite der quadratischen Mündung in einer vertikalen Wand eingefasst, steht z. B. die untere Seite dieser Mündung auf dem Boden auf, so dass von unten eine Contraction nicht möglich ist, so müssen wir $\frac{n}{p} = \frac{1}{4}$, daher den Ausflusscoefficienten

$$\mu_{(\frac{1}{4})} = \mu\,(1 + 0{,}15230\,.\,) = \mu + 0{,}038\,\mu$$

setzen, oder wenn wir nach dem Frühern $\mu = 0{,}619$ annehmen, so bekommen wir für diesen Fall

$$\mu_{(\frac{1}{4})} = 0{,}619 + 0{,}023 = 0{,}642.$$

Wäre die nämliche Oeffnung überdies noch auf beiden vertikalen Seiten eingefasst, wäre sie z. B. eine Schutzöffnung, welche von einer Seite des Gerinnes bis zur andern reicht, könnte also nur an der obern Seite Contraction eintreten, so müsste $\frac{n}{p} = \frac{3}{4}$ und der Ausflusscoefficient

$$\mu_{(\frac{1}{4})} = \mu_0\,(1 + 0{,}1523\,.\,\tfrac{1}{4}) = 0{,}619\,.\,1{,}1142 = 0{,}69$$

angenommen werden.

Bei den Versuchen hat Bidone höchstens 0,9 des Umfanges der Mündung eingefasst; es sind daher obige Formeln auch nur bis zu dieser Ausdehnung der Einfassung anwendbar.

Wenn die Oeffnung über 0,9 oder ganz eingefasst ist, so treten die hiervon ganz abweichenden Erscheinungen einer inneren Ansatzröhre (*tuyau additionnel intérieur*) ein, welche Bidone ebenfalls beobachtet hat und von welchen am gehörigen Orte die Rede sein wird.

Die Versuche, deren Ergebnisse in den folgenden Tabellen XV., XVI. und XVII. enthalten sind, wurden bei constanter Druckhöhe vorgenommen, die Mündung war in Messingblech von $\frac{1}{2}$ Linie Dicke ausgestossen und eine aus dem nämlichen Bleche bestehende Einfassung wurde senkrecht gegen die Ebene der Mündung eingesetzt.

Tafel XV.

Ausflusscoefficienten bei partieller Contraction für eine rectanguläre Oeffnung von 24 Linien Länge und 6 Linien Höhe in einer vertikalen Wand und bei während eines Versuches unveränderlich gebliebener Druckhöhe, welche die Höhe der Mündung 148 bis 509 mal enthielt.

Oeffnung ohne Einfassung, also vollständige Contraction.	Eine Seite der Mündung eingefasst.	Zwei parallele Seiten eingefasst.	Eine Seite eingefasst.	Zwei benachbarte Seiten eingefasst.	Drei Seiten eingefasst.	Zwei parallele Seiten eingefasst.	Drei Seiten eingefasst.
μ_0	$\mu_{(\frac{1}{10})}$	$\mu_{(\frac{2}{10})}$	$\mu_{(\frac{4}{10})}$	$\mu_{(\frac{5}{10})}$	$\mu_{(\frac{6}{10})}$	$\mu_{(\frac{8}{10})}$	$\mu_{(\frac{9}{10})}$
0,61178	0,62224	0,62974	0,64321	0,66020	0,66998	0,68081	0,69204
1,00000	1,01710	1,02936	1,05137	1,07915	1,09513	1,11283	1,13119

Tafel XVI.

Ausflusscoefficienten bei partieller Contraction für vertikale rectanguläre Seitenöffnungen von 24 Linien Länge und 12 Linien Höhe bei einer während eines Versuches unverändert gebliebenen Druckhöhe von 73 bis 254 mal Höhe der Mündung.

Mündung ohne Einfassung, also vollständige Contraction.	Eine Seite ist eingefasst.	Zwei parallele Seiten sind eingefasst.	Eine Seite ist eingefasst.	Zwei anstossende Seiten sind eingefasst.	Zwei parallele Seiten sind eingefasst.	Drei Seiten sind eingefasst.	Drei Seiten sind eingefasst.
μ_0	$\mu_{(\frac{1}{6})}$	$\mu_{(\frac{2}{6})}$	$\mu_{(\frac{2}{6})}$	$\mu_{(\frac{3}{6})}$	$\mu_{(\frac{4}{6})}$	$\mu_{(\frac{4}{6})}$	$\mu_{(\frac{5}{6})}$
0,60766	0,61992	0,63490	0,63771	0,65938	0,66211	0,68007	0,69209
1,00000	1,02018	1,04483	1,04945	1,08511	1,08961	1,11916	1,13894

Tafel XVII.

Ausflusscoefficienten bei partieller Contraction für kreisförmige vertikale Oeffnungen von 18 Linien Durchmesser bei während einer Beobachtung constant gebliebener Druckhöhe, welche die Höhe der Mündung 89 bis 90 mal enthielt.

Mündung ohne Einfassung.	Die Einfassung besteht in einem Bogen mit radial auslaufenden Enden von 9 Linien Länge.						
μ_0	$\mu_{(\frac{1}{8})}$	$\mu_{(\frac{2}{8})}$	$\mu_{(\frac{3}{8})}$	$\mu_{(\frac{4}{8})}$	$\mu_{(\frac{5}{8})}$	$\mu_{(\frac{6}{8})}$	$\mu_{(\frac{7}{8})}$
0,59662	0,60313	0,61546	0,62532	0,63940	0,64869	0,66356	0,67007
1,00000	1,01091	1,03158	1,04810	1,07170	1,08727	1,11220	1,12311

Wir fügen nach Bidone zu diesen Tabellen noch folgende, aus den *Memorie della Società Italiana delle Scienze tom.* 21 entnommenen Tafeln hinzu.

Tafel XVIII.

Ausflusscoefficienten bei partieller Contraction für eine quadratische Mündung von 4 Zoll Seitenlänge bei während des Ausflusses constant bleibender Druckhöhe von $1\frac{1}{8}$ bis $2\frac{1}{2}$ mal Höhe der Mündung.

Ohne Einfassung.	Eine Seite ist eingefasst.	Zwei parallele Seiten sind eingefasst.	Zwei zusammenstossende Seiten sind eingefasst.	Drei Seiten sind eingefasst.
μ_0	$\mu_{(\frac{1}{4})}$	$\mu_{(\frac{2}{4})}$	$\mu_{(\frac{2}{4})}$	$\mu_{(\frac{3}{4})}$
0,60690	0,62707	0,65145	0,65870	0,68987
1,00000	1,03323	1,07341	1,08535	1,13671

Tafel XIX.

Ausflusscoefficienten bei partieller Contraction für quadratische Mündungen von 1 Zoll Seitenlänge bei während des Ausflusses constant gebliebener Druckhöhe, welche die Höhe der Mündung 72 bis 255 mal enthält.

Ohne Einfassung.	Eine Seite eingefasst.	Zwei parallele Seiten eingefasst.	Zwei anstossende Seiten eingefasst.	Drei Seiten eingefasst.
μ_0	$\mu_{(\frac{1}{4})}$	$\mu_{(\frac{2}{4})}$	$\mu_{(\frac{2}{4})}$	$\mu_{(\frac{3}{4})}$
0,60770	0,62560	0,64640	0,65350	0,69480
1,00000	1,02946	1,06368	1,07537	1,14333

Tafel XX.

Ausflusscoefficienten durch verschieden geformte vertikale Oeffnungen mit partieller Einfassung bei während eines Versuches constant gebliebener Druckhöhe von 74 bis 255 mal Höhe der Mündung.

Die Mündung ist ein Rechteck von 17 Linien Breite und 8,1 Linien Höhe.		Die Mündung ist ein Rechteck von 18 Linien Höhe und 6 Linien Breite.		Die Mündung ist ein Kreis von 12 Linien Durchmesser.			Die Mündung ist ein Halbkreis von 25,75 Linien Durchmesser.	
Ohne Einfassung.	Zwei anstossende Seiten sind eingefasst.	Ohne Einfassung.	Nur 6 Linien des Umfanges sind ohne Einfassung.	Ohne Einfassung.	Zwei gleiche Bogen der Mündung sind eingefasst.	Ein Bogen ist eingefasst.	Ohne Einfassung.	Der Durchmesser ist eingefasst.
$\mu_{(0)}$	$\mu_{(\frac{1}{2})}$	$\mu_{(0)}$	$\mu_{(\frac{7}{8})}$	$\mu_{(0)}$	$\mu_{(\frac{6}{8})}$	$\mu_{(\frac{7}{8})}$	$\mu_{(0)}$	$\mu_{(\frac{7}{8})}$
0,60766	0,64600	0,60972	0,69640	0,59662	0,64440	0,67590	0,60214	0,63130
1,00000	1,06309	1,00000	1,14216	1,00000	1,08008	1,13288	1,00000	1,04843

Die Versuche von Bidone sind in Ansehung auf die Bestimmung der durch Schutzöffnungen fliessenden Wassermengen sehr wichtig. Untersuchen wir deshalb die hier vorkommenden Fälle etwas näher.

1) Die rectanguläre Schutzöffnung befinde sich in einer dünnen Wand (Bretwand) und werde von dem Umfange dieser vollkommen verschlossen, so dass sie weder mit dem Boden noch mit einer der übrigen Seiten in Berührung kommt. Auch sei das Schutzbret dünn, habe nämlich nur 1 Zoll Dicke oder weniger.

In diesem Falle findet auf allen vier Seiten Contraction statt; es lässt sich daher ein Ausflusscoefficient für die vollständige Contraction

anwenden und z. B. aus der Tabelle von Poncelet und Lesbros entnehmen.

2) Die vorige rectanguläre Schutzöffnung reiche bis zum Boden des Reservoirs oder Gerinnes. Hier fällt die Contraction am Boden weg; ist daher die Breite der Oeffnung $= b$ und die Höhe $= e$, so hat man in der ersten Formel von Bidone

$$\frac{n}{p} = \frac{b}{2(b+e)},$$

sonach den Ausflusscoefficienten

$$= \mu_0 \left[1 + 0{,}15230 \frac{b}{2(b+e)}\right]$$

$$= \mu_0 \left(1 + 0{,}07615 \frac{b}{b+e}\right)$$

zu setzen.

Wäre z. B. die Breite b der Oeffnung $= 0{,}8^m$, die Höhe $e = 0{,}2^m$ und die Druckhöhe über der Mitte dieser Oeffnung $= 0{,}75^m$, so würde nach Poncelet und Lesbros $\mu_0 = 0{,}604$, daher nach Bidone der hier stattfindende Ausflusscoefficient

$$\mu_{(\frac{2}{3})} = 0{,}604\,(1 + 0{,}07615 . 0{,}8)$$

$$= 0{,}604\,(1 + 0{,}06092) = 0{,}6408$$

und die Ausflussmenge

$$m = 0{,}6408 . 0{,}8 . 0{,}2 \sqrt{19{,}6176 . 0{,}75}$$

$$= 0{,}10253 \sqrt{14{,}7132} = 0{,}3922$$

Cubikmeter sein.

3) Die Schutzöffnung gehe quer über das Gerinne weg, reiche also bis an die beiden Flügelwände. In diesem Falle ist nun noch zu unterscheiden, *a*) ob sie auch bis zum Boden geht, oder *b*) ob sie davon absteht, ob z. B. eine Ueberlassschwelle über dem Boden liegt.

Im ersten Falle muss man

$$\frac{n}{p} = \frac{b + 2e}{2(b+e)}$$

und im zweiten

$$\frac{n}{p} = \frac{2e}{2(b+e)} = \frac{e}{b+e} \text{ setzen.}$$

Wenn es die Umstände erlauben, so muss man immer den Fall 3, *a* herbeizuführen suchen, nicht allein weil er die grösste Ausflussmenge gibt, sondern auch weil er die mit der Contraction verbundene schiefe Bewegung der Wasserstrahlen vermindert, was, wenn das Wasser unmittelbar hinter dem Schutzbrete auf ein Rad fällt, besonders zu wünschen ist.

Aus diesem Grunde versieht man auch wohl die Seiten der Schutzöffnung mit Flügelwänden und bringt noch einen besondern Boden an, legt aber alle so, dass sie knapp an den Umfang der Oeffnung anschliessen und deren Ebene möglichst nahe unter einem rechten Winkel schneiden.

4) Noch mehr wird endlich die Contraction vermindert und die Ausflussmenge vermehrt, wenn man das Schutzbret mit einer krummflächigen Einfassung versieht, z. B. auf dasselbe eine dicke Pfoste aufsetzt, die an der untern Kante sehr genau abgerundet ist, so dass das unter ihr fliessende Wasser nach und nach in die Richtung winkelrecht gegen die Ebene der Mündung geführt wird.

Aus diesem Grunde kann man aber auch die besondere Einfassung der übrigen Seiten der Schutzöffnung weglassen, wenn man dieselbe ebenfalls mit dicken genau abgerundeten Backenstücken ausrüstet.

Hierher gehört endlich noch der Ausfluss durch geneigte Schutzbreter, dessen Gesetze Poncelet beobachtet und in seinen *Mémoires sur les roues hydrauliques à aubes courbes mues par-dessous nr.* 33 und *nr.* 76 u. s. w. mitgetheilt hat. Diese Versuche haben, wiewohl sie in grosser Ausdehnung nicht vorgenommen worden sind, noch das besondere Interesse, dass sie zu gleicher Zeit auf die Bestimmung der Ausflussgeschwindigkeit mit gerichtet waren. Um diese zu finden, mass Poncelet das Querprofil des Wasserstromes und dividirte den Inhalt desselben in die beobachtete Wassermenge. Der Apparat, welcher zur Ausmittelung des Querprofiles angewendet wurde, ist in *Fig.* 60 abgebildet. *AB* ist ein quer über das Gerinne liegender Balken mit vertikalen Löchern in einem Abstande von 4 zu 4 oder 5 zu 5 Millimetern. Durch diese Löcher sind zugespitzte Eisendrahtstäbchen gesteckt, deren Spitzen man mit dem Wasserspiegel *EFG* in Berührung kommen lässt. Die Curve durch die Spitzen gibt die obere Seite des gesuchten Querprofiles, das man nun in seiner natürlichen Grösse aufzeichnet und dem Inhalte nach berechnet.

Man kann diesen einfachen Apparat noch so einrichten, dass er schärfere Angaben gewährt, nämlich den Querbalken durch eine eiserne Stange ersetzen, und die Drahtstäbchen mit Schraubengängen ausrüsten, damit sie durch Umdrehen in den, Schraubenmuttern bildenden, Löchern der Eisenstange höher oder tiefer gestellt werden können.

Die Ergebnisse der Versuche, welche Poncelet an einer unter 45° gegen den Horizont geneigten Schutzöffnung anstellte, sind in folgender Tabelle XXI. enthalten. Die Oeffnung war unten mit dem Boden und an den Seiten mit den Wänden des Gerinnes in Berührung. Es fand daher an 3 Seiten gar keine und an der obern Seite eine wegen der Neigung des Schutzbretes verminderte Contraction statt; es darf also nicht auffallen, wenn der Ausflusscoefficient im Mittel bis auf 0,80 gestiegen ist.

Tafel XXI.

Ausfluss- und Contractionscoefficienten beim Ausfluss durch ein unter 45° gegen den Horizont geneigtes Schutzbret nach PONCELET. Die Breite der Oeffnung war 0,076m.

Höhe der Mündung 0,01m.			Höhe der Mündung 0,02m.			Höhe der Mündung 0,03m.		
Wasserstand über dem Boden.	Ausflusscoefficient.	Verhältniss der effectiven Geschwindigkeit zur theoretischen.	Wasserstand über dem Boden.	Ausflusscoefficient.	Verhältniss der effectiven Geschwindigkeit zur theoretischen.	Wasserstand über dem Boden.	Ausflusscoefficient.	Verhältniss der effectiven Geschwindigkeit zur theoretischen.
Meter.			Meter.			Meter.		
0,277	0,812	1,002	0,269	0,801	0,971	0,260	0,892	0,963
0,249	0,808	0,997	0,252	0,807	0,978	0,246	0,886	0,956
0,227	0,800	0,988	0,212	0,797	0,966	0,227	0,884	0,954
0,197	0,807	0,996	0,190	0,801	0,971	0,212	0,883	0,953
0,182	0,808	0,998	0,184	0,799	0,968	0,205	0,884	0,954
0,170	0,808	0,998	0,172	0,790	0,958	0,192	0,883	0,953
0,147	0,800	0,987	0,142	0,788	0,955	0,182	0,874	0,943
0,132	0,792	0,977	0,117	0,787	0,954	0,166	0,875	0,944
0,119	0,796	0,982	0,102	0,777	0,942	0,152	0,864	0,932
0,102	0,794	0,980	0,082	0,757	0,917	0,142	0,846	0,913
0,090	0,788	0,972	0,072	0,732	0,887	0,128	0,854	0,927
0,082	0,779	0,961				0,111	0,840	0,906
						0,102	0,829	0,894
						0,090	0,811	0,875
						0,082	0,786	0,848
						0,072	0,773	0,834

Diese Tabelle zeigt, dass der Ausflusscoefficient mit der Druckhöhe abnimmt, und dass er auch kleiner wird, wenn die Höhe der Mündung, welche übrigens stets in vertikaler Richtung zu messen ist, sich vermindert.

Da sich die Ausflussmenge als ein Product von Querschnitt und Geschwindigkeit ausdrücken lässt, so ist auch der Ausflusscoefficient als ein Product von einem Contractions- und einem Geschwindigkeitscoefficienten anzusehen, wobei der letztere aber nichts weiter als das in dieser Tabelle enthaltene Verhältniss zwischen der effectiven und der theoretischen Geschwindigkeit ist. Die letzteren Coefficienten hat PONCELET in der That durch die Division des Contractionscoefficienten in den Ausflusscoefficienten gefunden, und wollten wir umgekehrt die Contractionscoefficienten bestimmen, so müssten wir den Ausflusscoefficienten durch den Geschwindigkeitscoefficienten dividiren. Es ist übrigens der beobachtete Contractionscoefficient für die Mündung von 0,01m Höhe = 0,81, für die Mündung von 0,02m Höhe = 0,825 und für die dritte Mündung von 0,03m Höhe = 0,927 gefunden worden. So lange nicht neue Versuche hierüber angestellt worden sind, wird man den Ausflusscoefficienten bei einer solchen Schutzöffnung = 0,80 annehmen können.

In Nr. 77 des angezogenen Werkes von PONCELET gibt dieser Gelehrte noch eine andere Tabelle, welche die Ergebnisse von vier andern Versuchen enthält, die er mit dem Ausflusse durch eine $63\frac{1}{2}°$ gegen den Horizont geneigte Schutzöffnung angestellt hat. Aus ihr kann man den Werth 0,75 für den Ausflusscoefficienten entnehmen.

d) Ausfluss durch Ueberfälle (fr. *l'écoulement par les déversoirs ou reversoirs;* engl. *discharge through rectangular apertures, which are open at top*).

Reicht die rectanguläre Seitenöffnung bis zum Wasserspiegel, fliesst also das Wasser durch eine oben offene rechtwinkelige Mündung, so hat man es mit einem sogenannten Ueberfall (fr. *déversoir*) zu thun.

Die Wassermenge, welche einem solchen entspricht, haben wir schon in VIII. durch die theoretische Formel $m = \frac{2}{3} bh\sqrt{2gh}$ ausgedrückt.

Da aber auch hier eine Contraction eintreten und mit dieser eine Verminderung an Ausflussquantum verbunden sein wird, so müssen wir wieder eine effective Wassermenge von der theoretischen Wassermenge unterscheiden und annehmen, dass jene gefunden wird, wenn man diese mit einer Erfahrungszahl, mit dem sogenannten Ausflusscoefficienten, multiplicirt. Ueber die Bestimmung dieses Ausflusscoefficienten bei verschiedener Breite des Einschnittes und bei verschiedener Druckhöhe haben DU BUAT, BRINDLEY und SMEATON, CHRISTIAN, EYTELWEIN und KYPKE, PONCELET und LESBROS, BIDONE und endlich in der neuesten Zeit D'AUBUISSON und CASTEL Versuche angestellt, deren Ergebnisse hier zusammengestellt werden sollen.

Die Versuche DU BUAT's sind im II. Bd. Nr. 409 bis 415 seiner *Principes d'Hydraulique* veröffentlicht. Sie wurden in einem aus Pfosten gebildeten, auch zu anderen Untersuchungen dienenden Canale angestellt, der zu diesem Zwecke einen Einbau erhielt, welcher aus quer über den Canal gehenden 1 Zoll dicken Bretern bestand, die eine oben offene Oeffnung von 17 Zoll 3 Linien Länge und verschiedenen Höhen enthielten. Das durchfliessende Wasser wurde in einem ausgemauerten Bassin von 15552 Quadratzoll Querschnitt gemessen; es stieg dasselbe in diesem während einer 1 bis 3 Minuten dauernden Beobachtung von $4\frac{1}{4}$ bis zu 15 Zoll.

In der folgenden Tabelle sind die von EGEN aus DU BUAT's Versuchen berechneten Ausflusscoefficienten zusammengestellt, die Ersterer in seinen, an einem anderen Orte angeführten Untersuchungen S. 32 mittheilt.

Bei den ersten vier Versuchen war der Einbau am Anfang des Canales angebracht, wo das Wasser mit vollständiger Contraction, d. i. von unten und von beiden Seiten gegen die Mündung fliessen konnte.

Bei den übrigen Versuchen hingegen befand er sich in der Mitte oder am Ende des Canales, weshalb nur an der horizontalen Kante des Einschnittes Contraction entstand. Da hier das Wasser mit einer messbaren Geschwindigkeit an der Mündung ankam, so musste noch deren Höhe mit berücksichtigt werden.

Tafel XXII.

Ausflusscoefficienten beim Ausflusse durch Ueberfälle von 1,438 Fuss Breite und bei 0,140 Fuss bis 0,549 Fuss Wasserhöhe, nach Du Buat.

Höhe des Wasserspiegels über der Ueberlassschwelle.	0,139	0,250	0,364	0,528	0,549	0,396	0,264	0,104
Geschwindigkeitshöhe.	0	0	0	0	0,052	0,029	0,010	0,001
Ausflusscoefficient.	0,648	0,624	0,628	0,630	0,710	0,740	0,625	0,598

In dem Artikel Water von *Rees Cyclopaedia* ist eine Tabelle über den Ausfluss durch Ueberfälle aus den Versuchen von Brindley und Smeaton abgeleitet, die auch Egen in seinen Untersuchungen S. 34 aufgenommen hat. Wenn auch diese Versuche unter sich sehr abweichen, so gibt doch ein Mittel aus demselben einen Ausflusscoefficienten 0,632, der von dem von Du Buat gefundenen nicht sehr abweicht.

Tafel XXIII.

Ausflusscoefficienten beim Ausfliessen durch Ueberfälle nach Brindley und Smeaton, für eine Breite von 6 englischen Zollen und bei einem Wasserstand von 1 bis $6\frac{1}{2}$ Zoll über der Ueberlassschwelle.

Druckhöhe in engl. Zollen.	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{5}{8}$	$2\frac{5}{16}$	$3\frac{1}{8}$	5	$5\frac{5}{8}$	$6\frac{1}{2}$
Ausflusscoefficient.	0,713	0,682	0,653	0,638	0,636	0,605	0,604	0,556	0,605

Ausgedehnte, wiewohl vielleicht nicht sehr genau ausgeführte Versuche hat Christian angestellt (*s. Traité de méc. indust. I.* 348). Die Ergebnisse derselben sind in folgender Tabelle zusammengestellt. Aus diesen Versuchen folgt, dass der Ausflusscoefficient abnimmt, wenn die Druckhöhe kleiner wird, dass dagegen die Breite der Oeffnung wenig Einfluss auf diesen Werth hat. Die erste Abhängigkeit ist mit den Ergebnissen von Du Buat ziemlich in Uebereinstimmung, widerstreitet aber ganz den Versuchen von Brindley und Smeaton.

Tafel XXIV.

Ausflusscoefficienten beim Ausfluss durch Ueberfälle für eine Breite von $0{,}2^m$ bis $0{,}8^m$ und eine Druckhöhe von $0{,}01^m$ bis $0{,}08^m$, nach Christian.

Breite der Mündung in Metern.	0,8	0,4	0,2	0,8	0,4	0,2	0,8	0,4	0,2
Druckhöhe in Metern.	0,07	0,07	0,08	0,04	0,04	0,04	0,015	0,015	0,02
Ausflusscoefficient.	0,646	0,647	0,674	0,616	0,634	0,648	0,557	0,558	0,566

Andere Versuche sind auf Veranlassung Eytelwein's durch den Bauinspector Kypke ausgeführt worden. Es wurde zu diesem Zwecke ein Canal bei Bromberg auf 250 Fuss (Preuss.) Länge nach gerader Richtung mit starken Bretern auf 4 Fuss Breite und 3 Fuss Höhe genau ausgesetzt, so dass er ein rechtwinkeliges Querprofil annahm. In dem so gebildeten Canale wurde nun das durchfliessende Wasserquantum nicht allein durch einen Stromquadranten (s. den Artikel HYDROMETER), sondern auch vermittels eines Einbaues mit einer $11\frac{1}{16}$ Zoll breiten und $5\frac{1}{16}$ Zoll hohen rectangulären Oeffnung in einem dünnen Eisenbleche bestimmt und es ergab sich eine Wassermenge von 2,327 Cubikfuss in einer Secunde.

Um nun aber die Versuche an dem Wandeinschnitt anzustellen, wurde 10 Fuss oberhalb des Canalendes eine $1\frac{1}{8}$ Zoll dicke Querwand über die ganze Breite von 4 Fuss über den Canal herübergezogen und diese mit einem rectangulären Einschnitte versehen, dessen untere Kante noch $7\frac{3}{16}$ Zoll vom Boden des Canales abstand. Bei jedem Versuche mit einer neuen Querwand wurde der Beharrungszustand abgewartet und dann erst die Messung des Wasserstandes vorgenommen. Auf diese Weise wurden Versuche mit 10, 14, 18, $25\frac{3}{4}$ und $81\frac{3}{8}$ Zoll weiten Ueberfällen oder Wandeinschnitten veranstaltet.

Eytelwein spricht von diesen Versuchen in seinem Handbuche der Hydraulik §. 104 und 105, wo er auch eine Tabelle über die Ergebnisse dieser Versuche zusammengestellt hat. Ausführlicher ist aber noch eine Tabelle, welche Funk in seiner Darstellung der wichtigsten Lehren der Hydraulik S. 148 mittheilt. Diese Tabelle enthält die Ergebnisse von 40 Versuchen, worunter die von Eytelwein angeführten 6 Versuche mit enthalten sind. Wir geben jedoch hier nur die Tabelle nach Eytelwein.

Tafel XXV.

Ausflusscoefficienten beim Ausflusse durch Ueberfälle von 0,5 Fuss bis 3,448 Fuss (Rheinl.) Breite und 0,344 bis 1,250 Fuss Wasserstand, nach Eytelwein.

Breite der Oeffnung in Preuss. Fuss.	Höhe des Strahles in der Oeffnung in Preuss. Fuss.	Senkung des Wasserspiegels in der Oeffnung in Preuss. Fuss.	Wasserstand in Preuss. Fuss.	Horizontalabstand des ungesenkten Wasserspiegels von der Oeffnung in Preuss. Fuss.	Ausflusscoefficient.
0,500	1,219	0,031	1,250	0,330	0,632
0,833	0,853	0,047	0,900	0,540	0,621
1,167	0,645	0,075	0,720	0,790	0,633
1,500	0,523	0,073	0,596	0,810	0,640
2,146	0,408	0,072	0,480	0,750	0,619
3,448	0,292	0,052	0,344	0,660	0,634

Da das Wasser wenigstens bei den letzten Versuchen, wo die Breite der Mündung ziemlich gross ist, mit einer nicht unbeträchtlichen Geschwindigkeit vor der Mündung ankommt, so wird es nöthig sein, auch diese, insofern sie den Ausfluss vermehrt, mit zu berücksichtigen. Dies thut in der That nicht allein Funk, sondern auch D'Aubuisson, der §. 68 in seiner Hydraulik umständlich davon handelt. Die Formel, welche

D'Aubuisson in diesem Falle anwendet, weicht aber von der, welche wir in Tafel XIV. aufgestellt haben, ab. Da die Oeffnung bis zum Wasserspiegel reicht, so müssen wir $h_2 = 0$ und daher

$$m = \tfrac{2}{3} b \sqrt{2g} \left(\left(h + \frac{c^2}{2g} \right)^{\frac{3}{2}} - \left(\frac{c^2}{2g} \right)^{\frac{3}{2}} \right)$$

oder mit Berücksichtigung der Contraction

$$m = \tfrac{2}{3} \mu b \sqrt{2g} \left(\left(h + \frac{c^2}{2g} \right)^{\frac{3}{2}} - \left(\frac{c^2}{2g} \right)^{\frac{3}{2}} \right)$$

annehmen, wogegen D'Aubuisson

$$m = \mu b h \sqrt{2g \left(\frac{4}{9} h + \frac{c^2}{2g} \right)}$$

setzt. Rechnen wir aber mit unserer Formel. Die mittlere Geschwindigkeit des Wassers im Canale ist im sechsten Falle, wo die Höhe des Wassers im Canale $= 0{,}344 + 0{,}5156 = 0{,}8596$ Fuss ist,

$$= \frac{2{,}327}{4 . 0{,}8596} = 0{,}677 \text{ Fuss};$$

nehmen wir nun an, dass die in der Mitte des Wasserspiegels $\frac{5}{4}$mal so gross ist, so lässt sich voraussetzen, dass das Wasser mit der Geschwindigkeit $c = \frac{5}{4} . 0{,}677 = 0{,}846$ Fuss vor der Mündung ankomme. Dieser Geschwindigkeit kommt aber eine Geschwindigkeitshöhe

$$\frac{c^2}{2g} = 0{,}016 . 0{,}846^2 = 0{,}012 \text{ Fuss}$$

zu, weil nach preussischem Masse

$$\frac{1}{2g} = \frac{1}{4 . 15{,}625} = 0{,}016$$

ist; demnach folgt

$$m = \tfrac{2}{3} \mu . 3{,}448 . 7{,}9 \left((0{,}344 + 0{,}012)^{\frac{3}{2}} - (0{,}012)^{\frac{3}{2}} \right)$$
$$= 18{,}159 \mu (0{,}21147 - 0{,}00121),$$

und es ist

$$\mu = \frac{m}{18{,}159 . 0{,}21026} = \frac{2{,}327}{3{,}816} = 0{,}610,$$

wofür in der Tabelle 0,634 steht.

In den vorhergehenden Nummern, namentlich in den vier ersten, ist diese Differenz weit kleiner.

Wenn wir in Metermass rechnen und $\frac{2}{3} \mu \sqrt{2g} = \mu_1$ setzen, so folgt aus den Versuchen Eytelwein's der mittlere Werth für $\mu_1 = 1{,}85$ oder, wenn wir die Correction wegen der Geschwindigkeit des ankommenden Wassers anbringen, $\mu_1 = 1{,}83$. Die Angaben und Berechnungen von Funk weichen hiervon etwas ab.

Ehe wir von den Versuchen Bidone's, Poncelet und Lesbros u. s. w. übergehen, wollen wir noch einige theoretische Fragen in Ansehung des Ausflusses durch Ueberfälle erörtern.

Das durch den vertikalen Wandeinschnitt AB *Fig.* 61 fliessende Wasser nimmt in einer gewissen Entfernung $BE = AF$ von dem Einschnitte eine Bewegung an, mit welcher eine Senkung BC des Wasserspiegels verbunden ist; wenn also auch der Wasserstand oder die Druckhöhe über der Schwelle $AB = EF$ ist, so ist doch die Höhe AC des Querschnittes vom durchfliessenden Wasserstrahle nicht gleich dieser Höhe, sondern kleiner. In der Tabelle von Eytelwein ist diese Senkung für jeden Versuch mit angeführt. Sie beträgt z. B. beim ersten Versuche 0,031 Fuss, während die Druckhöhe = 1,25 Fuss misst; ferner beim zweiten Versuche ist die Senkung 0,047 Fuss bei einer Druckhöhe von 0,900 Fuss. Aus den Angaben folgt, dass das Verhältniss der Senkung zur Druckhöhe mit der Breite wächst, was auch mit den Ergebnissen von Bidone zusammenstimmt, der die Senkung bei schmalen Oeffnungen am kleinsten und bei breiten, über der ganzen Wand weggehenden Ueberfällen am grössten gefunden hat.

Im letzteren Falle, und besonders noch dann, wenn eine Contraction nicht statt hat, lässt sich die Senkung oder die Höhe des Strahles in Rücksicht auf die Druckhöhe theoretisch finden, wenn man vom Principe der kleinsten Wirkung Gebrauch macht.

Setzen wir die Druckhöhe $AB = EF = h_1$, die Senkung $BC = h_2$ und die Breite des Ueberfalles $= b$, so ist die ausfliessende Wassermenge

$$m = \tfrac{2}{3} b \sqrt{2g}\,(h_1^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}})$$

und die mittlere Geschwindigkeit

$$c = \tfrac{2}{3}\sqrt{2g} \cdot \left(\frac{h_1^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}}}{h_1 - h_2}\right);$$

demnach die mechanische Wirkung des Wasserstrahles

$$m\frac{c^2}{2g}\gamma = \frac{8}{27} b \sqrt{2g}\frac{(h_1^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}})^3}{(h_1 - h_2)^2}\gamma.$$

Diese Wirkung ist nun für verschiedene Werthe von h_2 verschieden und gibt für ein gewisses h_2 ein Minimum. Da nun nach dem Principe der kleinsten Wirkung die Bewegung dem Minimum der mechanischen Wirkung entspricht, so können wir annehmen, dass sich der Wasserspiegel in der Mündung wirklich um den dem Minimum entsprechenden Werth von h_2 senkt.

Die Differentialrechnung gibt für diesen Fall

$$5h_2^{\frac{3}{2}} - 9h_1h_2^{\frac{1}{2}} + 4h_1^{\frac{3}{2}} = 0,$$

woraus sich $h_2 = 0{,}2753\,h_1$ ergibt.

Setzt man diesen Werth in die obige Formel für m, so ergibt sich die Ausflussmenge

$$m = \tfrac{2}{3} b \sqrt{2g}\left(h_1^{\frac{3}{2}} - (0{,}2753)^{\frac{3}{2}} h_1^{\frac{3}{2}}\right)$$

$$= \tfrac{2}{3} b \sqrt{2g}\,(1 - 0{,}1444)\,h_1^{\frac{3}{2}}$$

$$= \tfrac{2}{3} \cdot 0{,}8555\, b h_1 \sqrt{2gh_1} = 2{,}5261 \cdot b h_1^{\frac{3}{2}}.$$

Wenn nun auch die Senkung $h_2 = 0{,}2753\,h_1$ in der Wirklichkeit nicht so gross, also die Höhe $h_1 - h_2 = 0{,}7247\,h_1$ in der Mündung

nicht so klein gefunden wird, was schon wegen der Contraction nicht anders zu erwarten war, so hat man doch genügenden Grund, die Grösse $\frac{h_2}{h_1}$ als unveränderlich und deshalb

$$m = \tfrac{2}{3}\mu b h_1 \sqrt{2gh_1}$$

anzunehmen, was nun auch nicht allein durch Eytelwein's Versuche, sondern auch durch die von Bidone, Poncelet und Lesbros und von D'Aubuisson und Castel bestätigt wird.

Setzt man

$$m = \tfrac{2}{3}\mu b (h_1 - h_2) \sqrt{2g(h_1 - h_2)},$$

oder auch

$$m = \tfrac{2}{3}\mu b \sqrt{2g}(h_1^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}}),$$

so geben die Versuche abweichendere Resultate, man bekommt eine grössere Abweichung in dem Coefficienten μ, als wenn man die erste Formel, also

$$m = \tfrac{2}{3}\mu b h_1 \sqrt{2gh_1} \text{ annimmt.}$$

Die Ergebnisse der Versuche, welche Bidone in Turin über den Ausfluss durch Ueberfälle angestellt hat, sind im 28. Band der Memoiren der Turiner Academie der Wissenschaften niedergelegt.

Bidone unterscheidet zwei Fälle. Im ersten Falle ist der Querschnitt der Mündung viel kleiner als der des Reservoirs oder Canales, und im zweiten ist das Verhältniss zwischen beiden Querschnitten nicht sehr verschieden, überdies aber noch die Breite von beiden eine und dieselbe. Dort war der Querschnitt der Mündung 15 bis 22 mal so gross als der des Reservoirs, hier ist er aber nur 2 bis 4 mal so gross. Der wesentliche Unterschied zwischen beiden Fällen besteht nun nicht allein darin, dass im zweiten Falle das Wasser schon mit einer messbaren Geschwindigkeit ankommt, während es im ersten Falle als in Ruhe befindlich angesehen werden kann, sondern auch darin, dass in diesem die Contraction auf den beiden Seiten wegfällt, und nur noch an der Schwelle statt hat, während dieselbe bei einer kleinen und schmalen Mündung auf drei Seiten erfolgt. Die Versuche über die Ausflussmenge durch schmale Ueberfälle wurden in einem ausgemauerten rechtwinkeligen und horizontalen Canale von 138 Fuss Länge und 2 Fuss Weite angestellt. Die Oeffnung oder der Einschnitt befand sich in einem Kupferbleche von $\frac{1}{2}$ Linie Dicke, welches in der Mitte einer am Ende des Canales angebrachten Querwand befestigt war. Nachdem der Beharrungszustand eingetreten war, wurde das übrigens in die freie Luft fliessende Wasser in einem Reservoir aufgefangen und durch dieses gemessen. Die Druckhöhe wurde etwas oberhalb der Mündung gemessen, nämlich wo die Krümmung des Wasserspiegels noch nicht bemerkbar war. Zugleich wurde aber auch eine gebogene Glasröhre *HK Fig.* 61 so eingetaucht, dass die Mündung des horizontalen Schenkels in die Ebene der Oeffnung kam. Der Wasserstand in dem vertikalen Schenkel stimmte mit der Druckhöhe vollkommen überein, d. i. die Oberfläche der vertikalen Wassersäule lag stets im Niveau *EB* des ungesenkten Wasserspiegels im Gerinne, mochte nun die Mündung *H* mehr oder weniger tief unter das Wasser getaucht sein.

Bei den drei Versuchsreihen, deren Ergebnisse in folgender Tafel XXVI enthalten sind, waren die Querschnitte der Mündung $\frac{1}{21}$, $\frac{1}{17}$ und $\frac{1}{15}$ von dem des Canales. Es wurde m, b, h_1 und h_2 gemessen, es konnte also μ durch die Formel

$$\mu = \frac{3m}{2bh_1\sqrt{2gh_1}}$$

berechnet werden.

Tafel XXVI.

Ausflusscoefficienten für schmale Ueberfälle nach Bidone.

Breite des Ueberfalles in Linien.	Wasserstand oder Druckhöhe in Linien.	Höhe des Wasserstrahles in Linien.	Ausflusscoefficient.
34,33	39	36	0,59893
34,33	75	71,75	0,61677
75,70	44,70	39,26	0,60051

Hieraus ergibt sich ein mittlerer Coefficient $\alpha = 0{,}60540$, der allerdings etwas kleiner ist als die Coefficienten, welche die frühern Experimentatoren gefunden hatten.

Hierbei verdient nun noch eine Frage erörtert zu werden. Woher kommt es, dass der Coefficient 0,605 für Ueberfälle kleiner ist als der für oben geschlossene Mündungen, der im Mittel $= 0{,}619$ anzunehmen ist, da doch die auf der obern Seite wegfallende Contraction eher erwarten liesse, dass er grösser als 0,619 ausfalle? Hierauf gibt uns die durch die Methode der kleinsten Wirkung gefundene Formel vollkommenen Aufschluss, denn ihr zufolge ist ja die theoretische Wassermenge

$$m = 0{,}8555\, bh_1\sqrt{2gh_1}, \text{ aber nicht}$$
$$= bh_1\sqrt{2gh_1} \text{ zu setzen.}$$

Was nun noch das Verhältniss zwischen der Höhe des Wasserstrahles und dem Wasserstande, also $\frac{h_1 - h_2}{h_1}$ betrifft, so ist dies im ersten Falle $= 0{,}923$, im zweiten $= 0{,}956$ und im dritten $= 0{,}879$, also in jedem Falle kleiner als der theoretisch bestimmte Werth 0,7247. Es behauptet jedoch Dr. Young (s. Artikel Water in Rees *Cyclopaedia*), dass er dieses Verhältniss immer 0,715 gefunden habe.

Um den Ausflusscoefficienten für breite, über den ganzen Canal weggehende Ueberfälle zu finden, liess Bidone das Wasser über der obern Kante einer 15 Linien dicken, von einer Seite des 285 Linien weiten Canales bis zur andern Seite desselben gehenden Querwand fliessen und den Zufluss des Wassers durch ein am Anfange des Canales angebrachtes Schutzbret reguliren.

Die Ergebnisse dieser Versuche sind in folgender Tabelle XXVII. zusammengestellt. In ihr ist aber unter h_1 nicht die Druckhöhe, sondern die Höhe des Wasserspiegels in der gebogenen Röhre über der Schwelle zu verstehen, eine Höhe, die offenbar noch etwas grösser ist als die Druckhöhe, weil in diesem Falle das Wasser mit einer nicht unbedeutenden Geschwindigkeit ankommt, ehe es sich nach der Mündung hinzieht.

Tafel XXVII.

Ausflusscoefficienten für breite Ueberfälle, nach BIDONE.

Druck- und Geschwindigkeitshöhe in Linien.	33	42	51	66	75	87
Höhe des Wasserstrahles in Linien.	27	33,5	40	52	57,5	71,6
Ausflusscoefficient.	0,59764	0,58986	0,61430	0,61220	0,59024	0,61629

Der sich hieraus ergebende mittlere Ausflusscoefficient $\mu = 0{,}60342$ ist nur wenig kleiner als der für schmale Ueberfälle gefundene $= 0{,}60540$. Hätte aber BIDONE die Geschwindigkeitshöhe von dem Wasserstand in der Röhre (s. PITOT'sche Röhre im Artikel HYDROMETER) wirklich getrennt, also dafür die eigentliche Druckhöhe eingeführt, so würde ihm die Formel allerdings grössere Coefficienten für breite Ueberfälle gegeben haben als für schmale.

Wenn übrigens der Ausflusscoefficient von dem Verhältnisse zwischen dem Theile des Umfanges, an welchem Contraction statt hat, und dem ganzen Umfange abhängt, so darf uns in diesem Falle die Uebereinstimmung beider Ausflusscoefficienten nicht überraschen. Denn wenn auch in den ersten 3 Versuchen auf 3 Seiten und bei den letzten 6 nur auf einer Seite Contraction statt hat, so ist doch zu berücksichtigen, dass hier die beiden Seiten, an welchen die Contraction durch die Seitenwand aufgehoben wird, nur klein sind gegen die untere Seite, an welcher noch Contraction statt hat.

An diese Versuche über die Ausflussmenge schloss BIDONE noch andere, welche den Zweck hatten, die Krümmung des Wasserspiegels und die beschleunigte Bewegung der Wassertheile in der Nähe des Ueberfalles kennen zu lernen. Wie schon aus den Angaben der vorstehenden Tabellen zu folgern ist, so fällt die Krümmung bei weiten Ueberfällen grösser als bei schmalen aus, und es erstreckt sich auch dieselbe viel weiter aufwärts als dort. Uebrigens findet BIDONE, dass bei weiten, über das ganze Gerinne gehenden Ueberfällen das Längenprofil des Wasserspiegels in der Nähe des Ueberfalles eine Parabel bildet, dass aber diese Parabel nicht diejenige ist, welche von einem Wasserelemente beschrieben wird, wenn dasselbe der Schwerkraft vollkommen frei folgen kann, dass vielmehr die unteren Wasserfäden von unten nach oben wirken und deshalb den Parameter der parabolischen Bewegung am Wasserspiegel vergrössern. Die Versuche von BIDONE sind aber nicht ausführlich genug, um auf deren Resultate weitere Schlüsse bauen zu können.

Wir behandeln nun die Fortsetzung der hydraulischen Versuche von PONCELET und LESBROS, insofern dieselben den Ausfluss durch Ueberfälle betreffen.

Diese Versuche wurden wieder mit einer unveränderlichen Breite der Mündung von $0{,}2^m$ angestellt; auch war die Druckhöhe nur $0{,}02^m$ bis $0{,}2^m$. Die Beobachtungen selbst gingen nicht allein darauf hinaus, die Ausflusscoefficienten für verschiedene Druckhöhen, sondern auch die

Depression des Wasserspiegels und die Gestalt des Wasserstrahles kennen zu lernen.

Die Vorrichtungen zum Ausmessen der Querprofile des Wasserstrahles in verschiedenen Entfernungen von der Ebene des Ueberfalles, sowie die zum Messen der Depression des Wasserspiegels in der Mündung und oberhalb derselben waren die nämlichen, welche wir schon bei einer anderen Gelegenheit beschrieben haben. Solche Messungen wurden aber nur in vier Fällen, nämlich bei den Druckhöhen $0{,}1803^m$, $0{,}1314^m$, $0{,}0722^m$ und $0{,}029^m$ in Beziehung auf die Schwelle der Mündung vorgenommen. In *Fig.* 62 haben wir das Längenprofil des Wasserstrahles abgebildet, welches der Druckhöhe von $0{,}1803^m$ entspricht. Hierzu sind aber in *Fig.* 63 noch 5 Querprofile *a*, *b*, *c*, *d* und *e* gezeichnet, von denen *a* der Ebene der Mündung selbst angehört, *b* nur ein Centimeter nach innen und *c*, *d*, *e* 6,4, 10,4 und 15 Centimeter nach aussen davon abstehen. Diese Messungen geben den Querschnitt des Wasserstrahles in der Mündung $= 328{,}80$ Quadratcentimeter, den in 6,4 Cent. Abstand $= 199{,}38$ Quadratcentimeter, den in 10,4 Cent. Abstand $= 186{,}65$ und den in 15 Centimeter Abstand $= 181{,}21$ Quadratcentimeter.

Aus dem Inhalte 328,80 Quadratcentimeter vom Querschnitte des Strahles in der Mündung ergibt sich durch Division mit der Breite $0{,}2^m$ desselben die mittlere Höhe $h_1 - h_2 = 0{,}1644^m$ und demnach die Depression $= 0{,}1803^m - 0{,}1644^m = 0{,}0159^m$, sowie das Verhältniss der Strahlhöhe zur Druckhöhe $= \frac{1644}{1803} = 0{,}9118$. Die Versuche Bidone's weichen hiervon nicht wesentlich ab. In der folgenden Tafel XXVIII. findet man die Ergebnisse von 6 Versuchen, welche von Poncelet und Lesbros 1828 ausgeführt wurden, neben einander gestellt. Man sieht aus dieser Zusammenstellung, dass mit der Druckhöhe das Verhältniss zwischen der Strahl- und Druckhöhe abnimmt, dagegen der Ausflusscoefficient bei Abnahme der Druckhöhe wächst, was allerdings mit den Versuchen von Smeaton und Brindley in Uebereinstimmung, dagegen mit denen von Christian und Bidone im Widerstreit ist.

Tafel XXVIII.

Senkung des Wasserspiegels und Ausflusscoefficienten beim Ausfluss durch Ueberfälle von $0{,}2^m$ Breite, nach Poncelet und Lesbros.

Druckhöhe in Metern.	0,2079	0,1631	0,1029	0,0605	0,0446	0,0235
Verhältniss der Strahlhöhe zur Druckhöhe.	0,9195	0,9063	0,8833	0,8491	0,8253	0,7468
Ausflusscoefficient $\frac{2}{3}\mu$.	0,3888	0,3930	0,3943	0,4003	0,4053	0,4149
Ausflusscoefficient μ.	0,5832	0,5895	0,5914	0,6004	0,6079	0,6223

Aus den sämmtlichen Versuchen haben Poncelet und Lesbros durch Interpolation (s. INTERPOLATION) eine Reihe gebildet und hiernach folgende Tafel berechnet.

Tafel XXIX.

Ausflusscoefficienten für Ueberfälle von 0,2^{m} Breite, nach PONCELET und LESBROS.

Druckhöhe in Metern.	0,020	0,030	0,040	0,050	0,060	0,070	0,080	0,090	0,100	0,110	0,120
Ausflusscoefficient $\frac{2}{3}\mu$.	0,417	0,412	0,407	0,404	0,401	0,398	0,397	0,396	0,395	0,394	0,394
Druckhöhe in Metern.	0,130	0,140	0,150	0,160	0,170	0,180	0,190	0,200	0,210	0,217	0,220
Ausflusscoefficient $\frac{2}{3}\mu$.	0,394	0,393	0,393	0,393	0,393	0,392	0,391	0,390	0,388	0,387	0,386

Die wichtigsten Versuche über den Ausfluss durch Ueberfälle sind in der neuesten Zeit (1835) von CASTEL in Toulouse angestellt und durch D'AUBUISSON in den *Annales de chem. et phys.* Band 62, sowie in den *Annales des ponts et chaussées* 1. *sér.*, 1. *sem.* (1837) veröffentlicht worden. Diese Versuche wurden an einem Wasserthurm angestellt, von welchem aus die Stadt Toulouse stündlich mit 150000 bis 200000 Litres Wasser versorgt wird. Der Kasten, in dessen Seitenwand der Ueberfall angebracht war, hatte 5,96^{m} Länge, 0,74^{m} Breite und 0,55^{m} Tiefe. Das ihm zugeführte Wasser musste, um nicht unregelmässige Bewegungen anzunehmen, durch ein Drahtsieb und unter quer über den Kasten gehende Zungen weg fliessen. Die letzte Zunge war noch 1,3^{m} vom Ueberfall entfernt und ihr unterer Rand stand 0,21^{m} vom Boden des Kastens ab. Es blieb also eigentlich nur ein 1,30^{m} langes und 0,74^{m} breites Wasserreservoir übrig, aus dem das Wasser durch einen Ueberfall abfliessen konnte. Das Wasser nahm darin eine Höhe von 0,20^{m} bis 0,41^{m} ein. Wenn also das Wasser höher als 0,21^{m} im Reservoir stand, so stand das Niveau des zufliessenden Wassers unter dem des im Reservoir schon befindlichen.

Um das ausgeflossene Wasser aufzunehmen und zu messen, wurde ein besonderer Aichkasten von 4 Meter Länge, 1 Meter Breite und 0,80^{m} Tiefe aus Bretern von Holz zusammengesetzt und mit Zinktafeln bekleidet, und um den jedem Wasserstande entsprechenden Inhalt kennen zu lernen, wurde ein Aichgefäss angewendet, dessen Inhalt an der Oberfläche durch eine eben geschliffene Glastafel begränzt und durch Abwägen zu 50 Litres bestimmt wurde.

Zwischen dem Ueberfalle und dem Aichkasten befand sich ein Trog oder ein kurzes Gerinne, welches um eine horizontale Axe auf- oder abwärts gedreht wurde, jenachdem das aus dem Ueberfall zufliessende Wasser in das Aichmass strömen sollte oder nicht. Die Ueberfälle wurden durch 7 in eiserne Rahmen gefasste Kupferblechtafeln gebildet, welche die ganze Breite des Ueberfalles einnahmen und Ausschnitte von 0,10^{m}, 0,20^{m}, 0,30^{m}, 0,40^{m}, 0,50^{m}, 0,60^{m} und 0,68^{m} enthielten.

Um die Druckhöhe und die Höhe des Wasserstrahles genau auszumitteln, wurden 2 Eisenstäbe horizontal quer über den Canal gelegt und so befestigt. Der eine wurde über dem Ueberfall und der andere 0,49^{m} oberhalb desselben angebracht, beide aber lagen vollkommen in einerlei Horizontalebene. Auf die Mitte dieser Stäbe wurde in der Axenrichtung

des Canales eine andere Stange gelegt, durch welche 10 in Spitzen auslaufende Kupferstäbchen hindurch gingen. Die Spitzen dieser Stäbchen wurden mit dem Wasserspiegel in Berührung gebracht und gaben durch eine mit Hülfe von Nonien verfeinerte Eintheilung die Depression des Wasserspiegels bis auf Zehntel eines Millimeters genau an.

Nachdem der Zufluss des Wassers in das Reservoir durch ein Schutzbret und durch einen Hahn regulirt worden war, brachte Castel die Spitzen der gleichsam einen Kamm bildenden Zinken mit dem Wasserspiegel in Berührung; dann liess er eine gewisse Quantität des ausfliessenden Wassers in den Aichkasten laufen und beobachtete dabei die Zeit mittels einer Viertelsecunden angebenden Uhr, sah dann zu, ob die Nadeln noch mit dem Wasserspiegel in Berührung geblieben waren, und las die einzelnen Depressionen ab. Endlich wurde die Höhe des in dem Aichkasten befindlichen, vorher durch Schwimmer zur Ruhe gebrachten Wassers gemessen.

Auf diese Weise wurden in drei Reihen 237 Versuche angestellt. Bei der ersten Reihe wurden noch Ueberfälle aus Holz angewendet, da aber diese nicht exact genug ausgeführt werden konnten, so wurden sie bei den zwei anderen Versuchsreihen durch Kupferblech ersetzt. Die zweite Versuchsreihe erstreckte sich auf Beobachtungen bei $0{,}1^m$, $0{,}2^m$, $0{,}3^m$, $0{,}4^m$, $0{,}5^m$ Breite des Ueberfalles. Die Uebereinstimmung dieser mit der ersten lässt folgern, dass die Ausflussmenge dieselbe ist, wenn man die Dicke der Wand von 2 bis auf 30 und vielleicht selbst bis auf noch mehr Millimeter zunehmen lässt. Bei der dritten Versuchsreihe war die Breite des Ueberfalles $0{,}6^m$ und $0{,}68^m$.

Folgende Tabelle enthält die unmittelbaren Resultate dieser Beobachtungen, in welchen nach Castel's Behauptung die möglichen Fehler $\frac{1}{150}$ nicht übersteigen können.

Tafel XXX.

Versuche über den Ausfluss des Wassers durch Ueberfälle, von Castel im Wasserthurm zu Toulouse angestellt.

Breite des Ueberfalles in Metern.	Druckhöhe in Beziehung auf die Schwelle in Metern.	Einbiegung.		Ausfluss.		Ausflusscoefficient.
		Höhe in Metern.	Länge in Metern	Dauer in Secunden.	Menge in einer Secunde in Litres.	
0,1004	0,2404	0,0164	0,345	142	20,80	0,5952
—	0,2203	0,0129	0,300	161,5	18,22	0,5942
—	0,1987	0,0117	0,300	190	15,59	0,5936
—	0,1802	0,0107	0,250	219	13,47	0,5938
—	0,1587	0,0098	0,250	266	11,10	0,5921
—	0,1387	0,0092	0,250	325,6	9,066	0,5919
—	0,1199	0,0087	0,250	406	7,259	0,5897
—	0,1005	0,0081	0,200	530	5,581	0,5909
—	0,0798	0,0075	0,200	106,5	3,958	0,5923
—	0,0607	0,0068	0,150	150,3	2,637	0,5947
—	0,0506	0,0063	0,150	200	2,014	0,5968
—	0,0425	0,0056	0,150	251,5	1,581	0,6043
—	0,0302	0,0049	0,150	432,7	0,961	0,6174

Breite des Ueberfalles in Metern.	Druckhöhe in Beziehung auf die Schwelle in Metern.	Einbiegung.		Ausfluss.		Ausflusscoefficient.
		Höhe in Metern.	Länge in Metern.	Dauer in Secunden.	Menge in einer Secunde in Litres.	
0,1994	0,2068	0,0201	0,417	88	32,98	0,5955
—	0,1779	0,0164	0,350	113	26,28	0,5947
—	0,1595	0,0150	0,350	131,5	22,31	0,5947
—	0,1406	0,0130	0,300	160,5	18,40	0,5926
—	0,1195	0,0131	0,350	204,5	14,91	0,5922
—	0,0996	0,0119	0,250	268,5	10,97	0,5926
—	0,0802	0,0106	0,250	370	7,951	0,5945
—	0,0598	0,0093	0,200	563	5,197	0,6028
—	0,0515	0,0077	0,200	97,7	4,204	0,6110
—	0,0396	0,0067	0,200	141,5	2,872	0,6189
—	0,0303	0,0057	0,150	206,7	1,938	0,6240
0,3002	0,1380	0,0172	0,417	108,2	27,41	0,6031
—	0,1205	0,0152	0,300	121,7	22,40	0,6040
—	0,0995	0,0135	0,300	174,3	16,81	0,6040
—	0,0793	0,0119	0,250	246,5	11,98	0,6051
—	0,0605	0,0098	0,250	367	8,049	0,6101
—	0,0507	0,0080	0,200	473	6,235	0,6162
—	0,0409	0,0067	0,200	92,5	4,537	0,6232
—	0,0316	0,0055	0,200	132	3,141	0,6307
0,3998	0,1240	0,0182	0,417	91,2	32,04	0,6215
—	0,1051	0,0160	0,345	118,3	25,00	0,6214
—	6,0805	0,0125	0,300	176,7	16,72	0,6200
—	8,0598	0,0100	0,250	273	10,75	0,6225
—	0,0485	0,0079	0,200	372,7	7,893	0,6359
—	0,0399	0,0066	0,200	498	5,947	0,6320
—	0,0308	0,0054	0,200	728,5	4,060	0,6362
0,5024	0,0973	0,0154	0,345	104,5	28,42	0,6311
—	0,0805	0,0123	0,300	137,7	31,42	0,6321
—	0,0607	0,0092	0,250	209,3	14,02	0,6318
—	0,0503	0,0079	0,250	281	10,59	0,6327
—	0,0407	0,0062	0,250	381	7,753	0,6364
—	0,0313	0,0050	0,200	560	5,275	0,6420
0,6001	0,0991	0,0150	0,417	82,5	35,61	0,6441
—	0,0809	0,0123	0,300	112	26,28	0,6444
—	0,0602	0,0092	0,250	173,2	16,88	0,6448
—	0,0517	0,0079	0,250	222,7	13,41	0,6437
—	0,0388	0,0062	0,200	343	8,729	0,6445
—	0,0311	0,0050	0,200	466,5	6,331	0,6513
0,6804	0,0931	0,0142	0,417	78,7	37,48	0,6566
—	0,0796	0,0120	0,350	99,3	29,59	0,6557
—	0,0606	0,0090	0,260	150,1	19,65	0,6555
—	0,0501	0,0077	0,250	199,7	14,77	0,6555
—	0,0414	0,0063	0,200	265	11,10	0,6558
—	0,0288	0,0049	0,150	353,5	6,477	0,6596

Aus diesen Ergebnissen ist folgende zweite Tafel gebildet worden, um sie bequem in Anwendung bringen zu können.

Tafel XXXI.

Ausflusscoefficienten beim Abfluss des Wassers durch Ueberfälle (*déversoirs*) nach Castel. (Die Ausflussmenge ist

$$m = \tfrac{2}{3}\mu\sqrt{2g}\,.\,lh^{\frac{3}{2}}$$
$$= 2{,}953\,\mu\,lh^{\frac{3}{2}},$$

wo l die Breite des Ueberfalles, h die Druckhöhe oder den Abstand des noch ungesenkten Wasserspiegels über der Ueberfallschwelle, μ aber den in folgender Tabelle enthaltenen Coefficienten bezeichnet.)

Druckhöhe rücksichtlich der Ueberfallschwelle.	Ausflusscoefficienten bei folgenden Breiten des Ueberfalles:						
	0,10m	0,20m	0,30m	0,40m	0,50m	0,60m	0,68m
Meter.							
0,24	0,595						
0,22	0,594						
0,20	0,594	0,596					
0,18	0,594	0,595					
0,16	0,592	0,595					
0,14	0,592	0,593	0,603				
0,12	0,590	0,592	0,604	0,621			
0,10	0,591	0,593	0,604	0,621	0,631	0,644	0,657
0,08	0,592	0,595	0,606	0,620	0,632	0,644	0,656
0,06	0,595	0,604	0,610	0,622	0,632	0,645	0,656
0,05	0,597	0,611	0,616	0,626	0,633	0,644	0,656
0,04	0,604	0,619	0,623	0,632	0,636	0,645	0,656
0,03	0,618	0,624	0,631	0,636	0,642	0,651	0,660

Diese Resultate zeigen wieder, dass sich der Ausflusscoefficient weniger verändert, wenn man die Formel $\frac{2}{3}\mu b h_1\sqrt{2gh_1}$ anwendet, als wenn man sich des grösseren Ausdruckes $\frac{2}{3}\mu b\sqrt{2g}\,(h_1^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}})$ bedient, der ohnedies die nicht zu messende Depression h_2 des Wassers in der Mündung als bekannt voraussetzt. Auch bemerkt Castel, dass das Wasser in den Ecken zwischen der die Mündung enthaltenden Querwand und den Seitenwänden des Canales ohne messbare Depression ist, dass man also dort den Wasserstand messen kann, ohne nöthig zu haben, dass man sich von der Mündung entferne.

Aus der letzten Tabelle sieht man deutlich, dass der Coefficient bei einerlei Breite der Oeffnung wenigstens für grössere Druckhöhen über 0,08m beinahe ganz constant ist, dass er aber bei kleineren Druckhöhen wächst. Zugleich folgt aber auch das wichtige Ergebniss, dass der Ausflusscoefficient für verschiedene Breiten des Wandeinschnittes sehr verschieden ist, dass er nämlich bei weiteren Einschnitten auffallend grösserist als bei schmaleren.

D'Aubuisson unterscheidet daher und mit Berücksichtigung der verhältnissmässigen Breite des Wasserzuführungscanales folgende vier Fälle beim Ausfluss durch Ueberfälle.

1) Ist die Breite des Ueberfalles über $0{,}05^m$ und kleiner als ein Drittel von der Breite des Canales, insofern diese $0{,}3^m$ übertrifft, so hat der Ausflusscoefficient seinen kleinsten Werth und variirt nur zwischen 0,59 und 0,61, weswegen man ihn 0,60 und die Ausflussmenge

$$m = 1{,}77\, b \sqrt{h^3}$$

annehmen kann.

2) Hat der Ueberfall mit dem Canale einerlei Breite und ist der Wasserstand über der Schwelle noch unter ein Drittel von dem ganzen Wasserstande im Canale, so hat der Ausflusscoefficient seinen grössten Werth, im Mittel 0,665, weshalb man dann

$$m = 1{,}96\, b \sqrt{h^3}$$

setzen kann.

Bei der Canalbreite von $0{,}74^m$ und Höhe von $0{,}20^m$ bis $0{,}25^m$ fand Castel für die Wasserstände von $0{,}03^m$ bis $0{,}08^m$ den fast unveränderlichen Ausflusscoefficienten 0,662, wie aus der Tafel XXXIII. zu ersehen ist. War aber die Höhe des Wassers im Canale $0{,}256^m$ bis $0{,}299^m$, so ergab sich für die Wasserstände $0{,}031^m$ bis $0{,}074^m$ der Ausflusscoefficient 0,664 bis 0,666.

3) Ist die Breite des Ueberfalles kleiner als die des Canales und doch grösser als ein Drittel derselben, so hat man veränderliche Ausflusscoefficienten, welche in folgender Tabelle enthalten und in dem Ausdrucke

$$m = 2{,}95\, b \sqrt{h^3}$$

mit 2,95 zu multipliciren sind.

Tafel XXXII.

Ausflusscoefficienten bei verschiedenem Verhältniss der Breite des Ueberfalles zur Canalbreite nach Castel.

Relative Breite.	Ausflusscoefficient beim Canal von	
	$0{,}74^m$ Breite	$0{,}36^m$ Breite
1,00	0,662	0,667
0,90	0,656	0,659
0,80	0,644	0,648
0,70	0,635	0,635
0,60	0,626	0,623
0,50	0,617	0,613
0,40	0,607	0,609
0,30	0,598	0,600
0,25	0,595	0,598

Tafel XXXIII.

Ausflusscoefficienten bei verschiedener Breite des Canales und Ueberfalles und verschiedener Druckhöhe nach CASTEL.

Wasserstand über der Schwelle in Metern.	Ausflusscoefficienten bei dem Canale von 0,74m Breite. Breite des Ueberfalles in Metern.											
	0,74	0,68	0,60	0,50	0,40	0,30	0,20	0,10	0,05	0,03	0,02	0,01
0,24								0,595	0,615		0,639	
0,22								0,594	0,614		0,639	
0,20							0,596	0,594	0,614	0,629	0,640	0,670
0,18							0,595	0,594	0,613	0,628	0,641	0,672
0,16							0,595	0,592	0,613	0,628	0,642	0,674
0,14						0,603	0,593	0,592	0,612	0,628	0,643	0,675
0,12					0,621	0,604	0,592	0,591	0,612	0,628	0,645	0,678
0,10		0,657	0,644	0,631	0,621	0,604	0,593	0,591	0,612	0,627	0,648	0,687
0,08	0,662	0,656	0,644	0,632	0,620	0,606	0,595	0,592	0,612	0,627	0,652	0,698
0,06	0,662	0,656	0,645	0,632	0,622	0,610	0,604	0,595	0,612	0,628	0,658	0,713
0,05	0,662	0,656	0,644	0,633	0,626	0,616	0,611	0,597	0,613	0,629	0,663	
0,04	0,662	0,656	0,645	0,636	0,632	0,623	0,619	0,604	0,614		0,669	
0,03	0,663	0,660	0,651	0,642	0,636	0,631	0,624	0,618				

Wasserstand über der Schwelle in Metern.	Ausflusscoefficienten bei dem Canale von 0,36m Breite. Breite des Ueberfalles in Metern.									
	0,36	0,30	0,20	0,10	0,092	0,079	0,05	0,03	0,02	0,01
0,24				0,619			0,624	0,629	0,647	0,666
0,22				0,615	0,613	0,617	0,620	0,627	0,646	
0,20				0,611	0,608	0,614	0,618	0,626	0,645	0,667
0,18			0,633	0,608	0,606	0,610	0,616	0,626	0,644	
0,16			0,628	0,605	0,603	0,608	0,615	0,625	0,644	0,668
0,14		0,678	0,624	0,603	0,601	0,605	0,614	0,624	0,644	
0,12	0,700	0,666	0,620	0,600	0,599	0,603	0,614	0,623	0,647	0,674
0,10	0,684	0,656	0,617	0,598	0,598	0,600	0,614	0,624	0,648	
0,08	0,672	0,652	0,616	0,599	0,597	0,599	0,613	0,624	0,654	
0,06	0,669	0,652	0,617	0,600	0,597	0,600	0,613	0,626		
0,05	0,667	0,653	0,620	0,605	0,604		0,614			
0,04	0,668	0,653	0,624	0,613	0,611		0,613			
0,03	0,670	0,665	0,632	0,628	0,625					

4) Ist die Breite des Ueberfalles kleiner als der vierte Theil von der Breite des Canales und zugleich kleiner als $0{,}08^m$ bis $0{,}06^m$, so ist der Ausflusscoefficient von der Breite des Canales unabhängig und hat bei den Breiten $0{,}05^m$, $0{,}03^m$, $0{,}02^m$, $0{,}01^m$ folgende Werthe:

0,61, 0,63, 0,65, 0,67.

Die Formel

$$m = \tfrac{2}{3}\,\mu b h \sqrt{h + 0{,}115\,c^2}$$

in Nr. 71 der Hydraulik von D'AUBUISSON für den Fall, wenn das Wasser

mit der Geschwindigkeit c an dem Ueberfall ankommt, ist nicht richtig denn die Geschwindigkeit des Wassers in der Tiefe x ist

$$\sqrt{2g\left(x+\frac{c^2}{2g}\right)}=\sqrt{2gx+c^2},$$

daher die Wassermenge für das Element bdx der Mündung:

$$dm=bdx\sqrt{2gx+c^2}.$$

Das Integral hiervon ist

$$b\sqrt{2g}\int\left(x+\frac{c^2}{2g}\right)^{\frac{1}{2}}dx=\tfrac{2}{3}b\sqrt{2g}\left(x+\frac{c^2}{2g}\right)^{\frac{3}{2}}+\text{Const.}$$

Nimmt man nun das Integral innerhalb der Gränzen $x=h$ und $x=H$, so erhält man die Ausflussmenge einer rectangulären Oeffnung, deren obere Kante um h und deren untere um H vom Wasserspiegel absteht,

$$m=\tfrac{2}{3}b\sqrt{2g}\left[\left(H+\frac{c^2}{2g}\right)^{\frac{3}{2}}-\left(h+\frac{c^2}{2g}\right)^{\frac{3}{2}}\right].$$

Ist $h=0$, reicht also die Oeffnung bis zum Wasserspiegel, so hat man es mit einem Ueberfalle zu thun und bekommt

$$m=\tfrac{2}{3}b\sqrt{2g}\left[\left(H+\frac{c^2}{2g}\right)^{\frac{3}{2}}-\left(\frac{c^2}{2g}\right)^{\frac{3}{2}}\right]$$

oder annähernd:

$$m=\tfrac{2}{3}b\sqrt{2gH}\left(H+\tfrac{3}{2}\frac{c^2}{2g}\right)$$

$$=b\left(\tfrac{2}{3}H+\frac{c^2}{2g}\right)\sqrt{2gH};$$

wogegen nach D'Aubuisson

$$m=bH\sqrt{2g\left(\tfrac{4}{9}H+\frac{c^2}{2g}\right)}+\tfrac{2}{3}bH\sqrt{2g\left(H+\tfrac{9}{4}\cdot\frac{c^2}{2g}\right)}$$

oder annähernd

$$=b\left(\tfrac{2}{3}H+\tfrac{3}{4}\cdot\frac{c^2}{2g}\right)\sqrt{2gH}$$

zu setzen ist.

Die neuesten Versuche überzeugen uns vollständig, dass wir die Ausflussmenge

$$m=\tfrac{2}{3}\mu b\sqrt{2gh^3}$$

setzen und für ungefähre oder vorläufige Bestimmungen den Ausflusscoefficienten wie bei oben geschlossenen Mündungen $=0{,}62$ annehmen können.

Aus dieser Formel können wir aber auch umgekehrt, wenn die Wassermenge m bereits gegeben ist, die erforderliche Breite oder die Druckhöhe finden. Es ist nämlich

$$b = \frac{3m}{2\mu\sqrt{2gh^3}} \text{ und}$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{1}{2g}\left(\frac{3m}{2\mu b}\right)^2}.$$

Beschliessen wir nun die Abhandlung über den Ausfluss durch Ueberfälle durch ein paar Beispiele.

Beispiel 1. Welches Wasserquantum fliesst in einer Secunde durch einen vertikalen Wandeinschnitt von 2 Fuss rheinl. Breite, dessen horizontale Kante 0,25 Fuss unter der Oberfläche eines vor der Wand aufgestauten Sees sich befindet?

Für das preuss. oder rheinl. Mass ist $2g = 62{,}5$ Fuss, daher die theoretische Ausflussmenge

$$m = \tfrac{2}{3} b\sqrt{2gh^3} = \tfrac{2}{3}.2\sqrt{62{,}5\,(\tfrac{1}{4})^3}$$

$$= \frac{\sqrt{62{,}5}}{6} = \frac{7{,}9057}{6} = 1{,}3176 \text{ Cubikfuss.}$$

Nun ist aber in Metern $b = 0{,}632$ und $h = 0{,}079$, daher nach der letzten Tafel der erforderliche Ausflusscoefficient

$$\mu = 0{,}644 + \tfrac{1}{8}(0{,}656 - 0{,}644) = 0{,}644 + 0{,}0045$$
$$= 0{,}6485,$$

woraus sich nun die effective Wassermenge in einer Secunde

$$m = 1{,}3176\,.\,0{,}6485 = 0{,}85446 \text{ Cubikfuss}$$

und sonach stündlich

$$= 0{,}85446.60.60 = 3076 \text{ Cubikfuss ergibt.}$$

Beispiel 2. Welche Breite muss der Wandeinschnitt eines Wasserbehälters erhalten, damit aus demselben in jeder Secunde 2 Cubikfuss preuss. Wasser ausfliessen, vorausgesetzt, dass die untere Kante des Einschnittes selbst 8 Zoll preuss. unter dem Wasserspiegel stehen soll?

Hier ist

$$b = \frac{3.2}{2\mu\sqrt{62{,}5.(\frac{2}{3})^3}},$$

und darin vorläufig, da $h = 8$ Zoll $= \frac{2}{3}$ Fuss $= 0{,}209$ Meter ist, $\mu = 0{,}595$ anzunehmen.

Dies gibt nun

$$b = \frac{3.3}{\mu\sqrt{\frac{62{,}5.8}{3}}} = \frac{9}{0{,}595\sqrt{\frac{500}{3}}} = 1{,}1762 \text{ Fuss}$$
$$= 0{,}3696 \text{ Meter.}$$

Diese Breite liegt ausserhalb unserer Tafel, doch können wir aus ihr am sichersten einen Coefficienten $\mu = 0{,}621$ entnehmen, weshalb wir nun genauer

$$b = \frac{9}{0{,}621\sqrt{\frac{500}{3}}} = 1{,}1226 \text{ Fuss} = 0{,}3489 \text{ Meter}$$

erhalten. Dieser Werth möchte uns endlich bestimmen,

$$\mu = 0{,}604 + 0{,}35\,(0{,}621 - 0{,}604)$$
$$= 0{,}604 + 0{,}006 = 0{,}610$$

anzunehmen, und sonach

$$b = \frac{9}{0{,}610\sqrt{\frac{500}{3}}} = 1{,}143 \text{ Fuss zu setzen.}$$

Beispiel 3. Wie hoch wird sich das Wasser vor einem Ueberfalle von $1{,}75^m$ Breite aufstauen, wenn die durchfliessende Wassermenge in einer Secunde $= 1{,}25$ Cubikmeter ist? — Hier kann man $\mu = 0{,}66$ nehmen, erhält daher für die Höhe des Wasserspiegels über der Schwelle

$$h = \sqrt[3]{\frac{1}{19{,}6176}\left(\frac{31.1{,}25}{2.0{,}66.1{,}75}\right)^2} = \sqrt[3]{\frac{25}{19{,}6176.9{,}4864}}$$

$= 0{,}512$ Meter.

e) Ausfluss durch äusserlich eingefasste Mündungen und durch kurze Ansatzröhren (fr. *écoulement par des ajutages ou tuyaux additionnels extérieurs;* engl. *the efflux of water through short pipes*).

Wenn man die Ausflussmündung äusserlich ganz oder zum Theil einfasst, oder sie durch kurze Ansatzröhren gleichsam in die Länge zieht, so bewirkt man eine bedeutende Veränderung in der Geschwindigkeit und Menge des ausfliessenden Wassers. Es wird nämlich dadurch im Allgemeinen jene vermindert und diese vermehrt, die Contraction des Strahles aber überhaupt ganz oder zum Theil aufgehoben. Der Fall einer äusseren Bekleidung der Mündung tritt besonders häufig bei Schutzvorrichtungen ein, indem aussen an die Oeffnung ein Gerinne angestossen ist, dessen Umfassung sich an den Boden und an die Seiten der Schutzöffnung anschliesst. Nach den Versuchen von Bossut und denen von Poncelet und Lesbros ist der Einfluss, den ein Gerinne an der Mündung auf die Ausflussmenge hat, nur bei kleineren Druckhöhen bemerkbar und kann unbeachtet bleiben für Druckhöhen über

$0{,}50^m$ bis $0{,}60^m$ bei $0{,}15^m$ bis $0{,}20^m$ Oeffnungshöhe,
$0{,}30^m$ bis $0{,}40^m$ bei $0{,}10^m$ Oeffnungshöhe,
$0{,}20^m$ bei $0{,}05^m$.

Obgleich die Fälle, wo die Druckhöhe so klein ist, dass das Ansatzgerinne eine Veränderung in der Ausflussmenge zu bewirken vermag, nur selten sind, so ist es doch nicht unwichtig, die diesen Fällen entsprechenden Ausflusscoefficienten zu kennen. Wir entnehmen daher aus Morin's *Aide-mémoire* folgende Zusammenstellung, wie sie sich aus den (wahrscheinlich) nicht veröffentlichten Versuchen von Poncelet und Lesbros ergeben hat. Die Fälle selbst sind in *Fig.* 64 abgebildet und durch die Buchstaben *a*, *b*, *c*, *d*, *e*, *f* von einander unterschieden. Oben stehen die Auf- und unten die Grundrisse. Die in folgender Tabelle enthaltenen Ausflusscoefficienten beziehen sich auf diese 6 Fälle *a*, *b*, *c*, *d*, *e*, *f*. Die mit einem Sternchen versehenen Zahlen sind nur durch Interpolation gefunden worden.

Tafel XXXIV.

Ausflusscoefficienten beim Ausflusse durch rectanguläre Seitenöffnungen mit äusseren Gerinnen, nach Poncelet und Lesbros.

Höhe der Oeffnung in Metern.	Druckhöhe für die Mitte der Mündung in Metern.	Ausflusscoefficienten für folgende Fälle: a	b	c	d	e	f
0,20	0,40	0,591	0,580	0,582	0,577	0,603	0,597
	0,24	0,559	0,552	0,550*	0,548	0,576	0,573
	0,12	0,483	0,482	0,484	0,485	0,484	0,483*
0,10	0,16	0,590	0,580*	0,583*	0,585*	0,606*	0,604*
	0,11	0,562	0,560*	0,561*	0,562*	0,566*	0,564*
	0,09	0,523	0,522*	0,522*	0,517*	0,510*	0,510*
	0,06	0,464	0,463*	0,462*	0,462*	0,460*	0,460*
0,05	0,20	0,631	0,615	0,618*	0,622	0,636	0,628
	0,11	0,614	0,597	0,598	0,601	0,610	0,609
	0,05	0,495	0,493	0,486	0,490	0,462	0,501
	0,04	0,452	0,443	0,442*	0,442	0,417*	
0,03	0,20	0,632	0,631*	0,632*	0,635	0,650*	0,651*
	0,06	0,627	0,605*	0,602*	0,607	0,572*	0,594*

Auch für die Ueberfälle, wenn dieselben äusserlich mit einem Gerinne ausgerüstet sind, haben Poncelet und Lesbros einige Versuche angestellt. Sie haben 5 Fälle *a*, *b*, *d*, *e*, *f* unterschieden, deren Grundrisse mit denen in *Fig.* 64 übereinstimmen, und die entsprechenden Ausflusscoefficienten in folgender Tabelle zusammengestellt.

Es stellt sich aus allen diesen Versuchen als Ergebniss heraus, dass der Ausflusscoefficient mit der Druckhöhe abnimmt.

Tafel XXXV.

Ausflusscoefficienten für Ueberfälle mit äusseren Gerinnen, nach Poncelet und Lesbros.

Druckhöhe über der Schwelle in Metern.	Ausflusscoefficienten $\frac{2}{3}\mu$ für den Ausdruck $m = \frac{2}{3}\mu b h \sqrt{2gh}$. a	b	d	e	f
0,21	0,319	0,324	0,322	0,324	0,336
0,15	0,314	0,313	0,314		
0,10	0,305	0,303	0,303	0,308	0,315
0,06	0,283	0,281	0,280	0,271	0,287
0,04	0,272	0,259	0,257	0,246	0,260
0,03	0,227	0,227			

Bei den Gerinnen ist die obere Seite offen, es wird also das aus der Mündung in das Gerinne fliessende Wasser von demselben nur zum Theil umfasst, und deshalb ist auch der Einfluss des Gerinnes nur

unbedeutend und bei grösserer Geschwindigkeit des Wassers sogar nicht bemerkbar, weil sich hier das Wasser so zusammenzieht, als wenn das Gerinne gar nicht vorhanden wäre. Ganz anders aber sind die Erscheinungen, wenn ein bedeckter Canal oder eine sogenannte Ansatzröhre die Mündung äusserlich rings umschliesst. Diese Ansatzröhren sind, sowie das Wasser dieselben ganz ausfüllt, sowie also das Wasser mit vollem Querschnitte ausfliesst, Ursache einer Verminderung der Geschwindigkeit und einer Vermehrung der Ausflussmenge.

Wir setzen hier nur kurze Ansatzröhren voraus, nehmen nämlich an, dass dieselben nur 2 bis 3 mal so lang sind als die Oeffnung hoch oder weit ist, damit wir den Widerstand, welchen die Röhrenwand durch Friction oder Klebrigkeit entgegensetzt, ausser Acht lassen können. Uebrigens unterscheiden wir cylindrische, conisch-convergente und conisch-divergente Ansatzröhren, weil jede dieser drei Arten besondere Eigenthümlichkeiten darbietet.

Die eigenthümliche Wirkung der Ansatzröhren tritt jedoch nur dann hervor, wenn das Wasser mit vollem Querschnitte (fr. *à gueule-bée*) ausfliesst, denn ausserdem hat der Wasserstrahl seine gewöhnliche Contraction und die Röhre bleibt ganz ohne Wirkung. Aus diesem Grunde darf auch die Ansatzröhre nicht zu kurz sein; es muss ihre Länge wenigstens den Abstand des Querschnittes der grössten Zusammenziehung von der Mündung übertreffen. Ist aber die Röhre 2 bis 3 mal so lang als weit, so lässt sich der volle Ausfluss immer erreichen.

Sollte im Anfange das Wasser nicht mit vollem Querschnitte ausfliessen, so halte man die Oeffnung von aussen so lange zu, bis sich die Ansatzröhre ganz mit Wasser angefüllt und die vorher darin befindliche Luft in aufsteigenden Blasen aus derselben entfernt hat. Es fliesst dann nach dem Eröffnen des Wassers mit vollem Querschnitte aus.

Die Einwirkung einer kurzen cylindrischen Ansatzröhre auf die Bewegungsweise des Wasserstrahles lässt sich übrigens auch theoretisch ausmitteln, wie es Navier in Belidor's *Archit. hydraul.* (*p.* 290) zuerst gethan zu haben scheint.

Der zusammengezogene Wasserstrahl $EFGH$ *Fig.* 65 erleidet durch die ihn umgebende Ansatzröhre $EFKL$ eine Anziehung und bewirkt, dass er plötzlich seinen kleinsten Querschnitt GH in den grösseren Querschnitt MN der Röhre umändert, also seine Geschwindigkeit v momentan in eine kleinere Geschwindigkeit umsetzt. Ist nun die Druckhöhe über $GH = h$, so ist die Geschwindigkeit in GH: $v = \sqrt{2gh}$; setzen wir nun noch den Querschnitt $EF = KL = MN$ der Oeffnung und Röhre $= a$, sowie den Contractionscoefficienten $= \mu$, so erhalten wir für den Querschnitt der grössten Zusammenziehung $GH = \mu a$, und da nun bei einerlei Wassermenge die Geschwindigkeiten den Querschnitten umgekehrt proportional sind, so ist die Geschwindigkeit in den Querschnitten KL und MN

$$v_1 = \frac{\mu a}{a} v = \mu v$$

anzunehmen.

Nun gibt aber jede Geschwindigkeitsveränderung $v - v_1$ zu einem Verluste $\frac{(v-v_1)^2}{2g} m\gamma$ an mechanischer Wirkung oder zu einem Verluste

$\frac{(v-v_1)^2}{2g}$ an Druckhöhe Veranlassung; es ist daher der von der Ansatzröhre in Anspruch genommene Theil der Druckhöhe

$$= \frac{(v-\mu v)^2}{2g} = (1-\mu)^2 \frac{v^2}{2g},$$

und wir müssen folglich

$$h = \frac{v_1^2}{2g} + (1-\mu)^2 \frac{v^2}{2g} = [\mu^2 + (1-\mu)^2] \frac{v^2}{2g}$$

setzen, was nun

1) $v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{\mu^2 + (1-\mu)^2}}$ und

2) $v_1 = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \left(\frac{1}{\mu} - 1\right)^2}}$ gibt.

Während nun bei vollständiger Contraction die Wassermenge

$$m = \mu a \sqrt{2gh}$$

ist, so muss sie hier

$$m = \frac{a\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \left(\frac{1}{\mu} - 1\right)^2}}$$

angenommen werden.

Nehmen wir z. B. einmal den Contractionscoefficienten $\mu = 0{,}64$ an, so bekommen wir für die cylindrische Ansatzröhre

$$\sqrt{1 + \left(\frac{1}{\mu} - 1\right)^2} = \sqrt{1 + \left(\frac{1-0{,}64}{0{,}64}\right)^2} = \sqrt{1 + \left(\frac{9}{16}\right)^2} = \frac{\sqrt{256+81}}{16}$$

$$= \frac{\sqrt{337}}{16} = \frac{18{,}3575}{16} = 1{,}1474, \text{ daher}$$

$$m = \frac{a\sqrt{2gh}}{1{,}1474} = 0{,}871\, a\sqrt{2gh},$$

während die erste Formel

$$m = 0{,}64\, a\sqrt{2gh} \text{ gibt.}$$

Die Erfahrung gibt allerdings in beiden Fällen weniger, nämlich für kurze cylindrische Ansatzröhren

$$m = 0{,}82\, a\sqrt{2gh}$$

und für die Mündung in der dünnen Wand

$$m = 0{,}62\, a\sqrt{2gh};$$

es ist aber das Verhältniss zwischen beiden Wassermengen ziemlich nahe übereinstimmend mit dem berechneten.

Es kann nun die Frage vorgelegt werden: ist es zweckmässig, die Mündungen in einer dünnen Wand aussen mit einer cylindrischen Ansatzröhre zu versehen?

Kommt es nur darauf an, aus einer und derselben Mündung möglichst viel Wasser fliessen zu lassen, und ist es nicht Absicht, von dem ausfliessenden Wasser eine mechanische Leistung zu gewinnen, so lässt sich diese Frage bejahen, weil die Ansatzröhre eine Vermehrung der Ausflussmenge herbeiführt. Ganz anders ist es aber, wenn man die lebendige Kraft des ausfliessenden Wassers zum Umtriebe einer Maschine benutzen will; denn diese hängt nicht allein vom Wasserquantum, sondern auch von dem Quadrate der Geschwindigkeit des Wassers ab. Da nun aber durch Anwendung einer Ansatzröhre die Geschwindigkeit vermindert wird, so gibt hier eine und dieselbe Wassermenge weniger mechanische Wirkung, als wenn das Wasser durch die Oeffnung in der dünnen Wand ausflösse. Es ist also in ökonomisch-mechanischer Beziehung unzweckmässig, Ansatzröhren anzuwenden.

Bidone behauptet, dass man ausser dem Contractionscoefficienten μ noch einen Geschwindigkeitscoefficienten φ, welcher das Verhältniss der effectiven Geschwindigkeit zur theoretischen Geschwindigkeit ausdrückt, annehmen müsse, dass also φv statt v in Rechnung gebracht und

$$v_1 = \frac{\varphi\sqrt{2gh}}{\sqrt{1+\left(\frac{1}{\mu}-1\right)^2}}, \text{ sowie}$$

$$m = \frac{\varphi a\sqrt{2gh}}{\sqrt{1+\left(\frac{1}{\mu}-1\right)^2}}$$

angenommen werden müsse.

Setzt man nun noch

$$\frac{\varphi}{\sqrt{1+\left(\frac{1}{\mu}-1\right)^2}} = \mu_1,$$

so erhält man

$$v_1 = \mu_1\sqrt{2gh} \text{ und}$$

$$m_1 = \mu a\sqrt{2gh},$$

wo nun μ_1 nicht allein den Ausflusscoefficienten, sondern auch den Geschwindigkeitscoefficienten für kurze cylindrische Ansatzröhren bezeichnet, weil das Wasser ohne Contraction durch die Mündung der Röhre fliesst. Es versteht sich übrigens von selbst, dass in dem Falle, wenn der Querschnitt $AB = A$ des Gefässes nicht sehr gross gegen den Querschnitt a der Mündung ist, nach Nr. III.

$$m = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1-\left(\frac{a}{A}\right)^2+\left(\frac{1}{\mu}-1\right)^2}}$$

gesetzt werden müsse.

Was den Druck des durch eine cylindrische Ansatzröhre ausfliessenden Wassers betrifft, so ist dieser wieder nach VII. zu berechnen, nämlich

$$H = \frac{p}{\gamma} + h - \frac{v^2}{2g}\left(\frac{a^2}{A_2^2} - \frac{a^2}{A^2}\right)$$

zu setzen, worin A den Inhalt des Wasserspiegels, a den der Mündung, A_2 den Querschnitt bezeichnet, für welchen man die Pressung gerade bestimmen will. Will man sie z. B. für diejenige Stelle finden, wo die grösste Zusammenziehung statt hat, so muss man $A_2 = \mu a$, also, wenn man $\frac{a}{A}$ vernachlässigt, die Höhe der den Druck messenden Wassersäule

$$H = \frac{p}{\gamma} + h - \frac{1}{\mu^2}\cdot\frac{v^2}{2g}$$

$$= \frac{p}{\gamma} + h\left(1 - \frac{1}{\mu^2 + (1-\mu)^2}\right)$$

$$= \frac{p}{\gamma} - \frac{2\mu(1-\mu)h}{1 - 2\mu + 2\mu^2}$$

setzen. Hier drückt p den Druck auf den Wasserspiegel A aus; ist daher dieser der freien Luft ausgesetzt, so hat man für p den Atmosphärendruck $= 1{,}033$ Kilogr. und für $\frac{p}{\gamma} = 10{,}33$ Meter anzunehmen. Setzen wir nun noch $\mu = 0{,}64$, so bekommen wir für diesen Fall

$$H = 10{,}33 - \frac{2.0{,}64\,(1 - 0{,}64)\,h}{1 - 2.0{,}64 + 2\,(0{,}64)^2}$$

$$= 10{,}33 - 0{,}854\,h.$$

Man sieht hieraus, dass die Pressung des Wassers innerhalb der cylindrischen Ansatzröhre immer kleiner ausfällt, je grösser die Druckhöhe h ist. Ist endlich $h = \frac{10{,}33}{0{,}854} = 12$ Meter, so ist die Pressung Null.

Es lässt sich leicht erachten, dass das Phänomen bei cylindrischen Ansatzröhren nicht allein der Anziehung oder Capillarität der Röhrenwand beigemessen werden muss, sondern dass auch die innere Pressung H des Wassers, vermöge welcher das Wasser mit einer gewissen Kraft nach allen Seiten und also auch gegen die Röhrenwand drückt, zu dieser Erscheinung des vollen Ausfliessens bei vermehrter Wassermenge mit beirägt. Aus diesem Grunde steht daher zu erwarten, dass, wenn auch nicht gerade bei der angegebenen Druckhöhe, doch wenigstens bei grösseren Druckhöhen diese Erscheinung des vollen Ausflusses gänzlich aufhören oder wenigstens eine Verminderung der Ausflussgeschwindigkeit eintreten muss.

Dieser Werth für H kann aber auch bei kleineren Druckhöhen Null werden, wenn nämlich die Pressung $\frac{p}{\gamma}$ auf den Wasserspiegel vermindert, z. B. der ganze Apparat in einen luftverdünnten Raum gebracht wird. Wäre z. B. die Elasticität der Luft in diesem Raume nur noch

1 Meter, so würde eine Wasserdruckhöhe h von $\frac{1}{0{,}854} = 1{,}17$ Meter genügen, um den Druck innerhalb der Ansatzröhren bis auf Null herabzuziehen.

Endlich lässt sich aber auch noch dadurch, dass man die Ansatzröhre nahe bei der Mündung durchbohrt, der innere Druck und mit ihm die gewöhnliche Erscheinung des Ausflusses bei einer Ansatzröhre aufheben, weil dann die äussere Luft nach innen drückt und sonach im Ausdrucke

$$H = \frac{p}{\gamma} - 0{,}854h,$$

$\frac{p}{\gamma}$ verschwindet.

Man sieht leicht ein, dass es nicht einmal nöthig ist, dass das Innere der Röhre mit der atmosphärischen Luft communicire; denn wenn man ein in Quecksilber oder Wasser getauchtes Röhrchen abc *Fig.* 66 mit dem Innern der Ansatzröhre communiciren lässt, so muss die Flüssigkeit in demselben in die Höhe steigen, weil der Druck von innen nur $\frac{p}{\gamma} - 0{,}854h$, der von aussen auf die Oberfläche de der Flüssigkeit, in die das Röhrchen getaucht ist, aber $= \frac{p}{\gamma}$ ist. Wenn also das Wasser in dem Röhrchen auf die Höhe $0{,}854h$ oder das Quecksilber auf $\frac{0{,}854h}{13{,}598} = 0{,}059h$ steigt, so ist der Druck im Innern der Ansatzröhre Null, und es ist zu erwarten, dass dann das Anschliessen des ausfliessenden Wassers an die Röhrenwand ebenfalls aufhöre.

Alle diese Erscheinungen, welche wir aus theoretischen Gründen hier entwickelt haben, sind aber auch durch die Beobachtungen von Dan. Bernoulli, Poleni, Bossut, Venturi, Hachette und in neuern Zeiten von Buff bestätigt worden. Man hat daher hinreichend Ursache, das zu Grunde gelegte Princip über den Ausfluss durch cylindrische Ansatzröhren als richtig anzuerkennen.

Schon Dan. Bernoulli (*Hydrodynamica sect. III.*) zeigt, dass der Einfluss der Ansatzröhre auf die Vermehrung der Ausflussmenge aufhöre, wenn ein Loch in die Röhre, nahe bei der Mündung, gemacht wird, und erklärt auch schon (*sect. XII.*) die Erscheinungen des Ansaugens, wenn mit der Ansatzröhre das obere Ende eines Röhrchens verbunden wird, dessen unteres Ende unter Wasser steht, durch den Ueberschuss des äussern Luftdruckes über den innern Wasserdruck. Es sind also diese Erscheinungen durch diesen ausgezeichneten Mathematiker schon seit einem Jahrhundert bekannt.

Ausführliche Versuche hierüber wurden am Ende des vorigen Jahrhunderts von Venturi angestellt (s. dessen an anderem Orte citirten *Recherch. expér.*). Heben wir einige daraus hervor.

Venturi liess das Wasser aus einem Gefässe von 40 Zoll Weite fliessen, in welchem das Wasser auf einer constanten Druckhöhe von 32,5 Zoll über der Mitte der 18 Linien weiten kreisförmigen Oeffnung in der vertikalen Wand stand.

Setzte er an die Mündung eine cylindrische Röhre von 18 Linien Weite und 54 Linien Länge, so flossen bei vollem Querschnitte 4 Cubik-

fuss in 31 Secunden aus; öffnete er aber eines oder mehrere der 12 kleinen, 9 Linien von der Mündung abstehenden und rings um die Röhre herum gehenden, vorher mit Leder verstopften Löcher, so flossen bei ungefülltem Querschnitte 4 Cubikfuss Wasser erst in 41 Secunden aus, wie bei gänzlicher Wegnahme der Röhre.

Wurde an die übrigens undurchlochte cylindrische Ansatzröhre in 8 Linien Abstand von der Mündung das obere Ende einer Glasröhre angeschlossen, dessen unteres Ende in ein Gefäss mit gefärbtem Wasser getaucht war, so stieg dieses 24 Zoll hoch in dieser Röhre, und nun flossen die 4 Cubikfuss in 31 Secunden aus, als wenn die Ansatzröhre gar nicht mit dieser Glasröhre communicirte.

Als aber die Glasröhre bedeutend verkürzt war, stieg das gefärbte Wasser bis zur Ansatzröhre, strömte in dieselbe und floss mit dem ungefärbten Wasser durch die Mündung aus, so dass in Kurzem das Gefäss mit dem gefärbten Wasser ausgeleert war.

Fast dieselben Ergebnisse erhielt Venturi für vertikale Ansatzröhren mit auf- oder abwärts gehenden Mündungen; auch zeigte sich, dass unter dem Recipienten einer Luftpumpe, in welchem das Quecksilber nur noch 10 Linien hoch stand, dieselbe Wassermenge in einer gewissen Zeit ausfloss, die Mündung in der dünnen Wand mochte frei bleiben oder mit einer cylindrischen Ansatzröhre bekleidet sein. Es hörte also bei diesem geringen Luftdrucke die Wirkung der cylindrischen Ansatzröhre ganz auf.

Die Versuche Hachette's bestätigen im Ganzen das, was schon Venturi beobachtet hatte. Hachette machte diese Versuche (*Annal. de chim. et phys., tom. I. pag. 202; Traité élém. des machin. nr. 111*) mit Oeffnungen von 1 bis 41 Millimeter Weite und unter Druckhöhen von 135 bis 888 Millimeter. Er fand den grössten Contractions- oder Ausflusscoefficienten bei der engsten Mündung, nämlich $= 0{,}78$, und bemerkte, dass bei Mündungen über 10 Millimeter Weite der Contractionscoefficient beinahe constant, nämlich innerhalb der Gränzen 0,60 und 0,63 blieb, so lange nämlich die Mündung ohne Ansatzröhre war. Bei Anwendung von cylindrischen Ansatzröhren konnte Hachette zwei Fälle unterscheiden, es wurde nämlich entweder die Röhrenwand von dem Strahl nicht berührt, oder es fand Berührung statt, so dass das Wasser mit vollem Querschnitte ausfloss. Im ersteren Falle war der ausströmende Strahl durchsichtig wie ein Krystall, und die Sprungweite, sonach auch die Geschwindigkeit fast dieselbe, als wenn die Röhre nicht vorhanden gewesen wäre, wiewohl die Ausflussmenge kleiner ausfiel als in diesem Falle. Im zweiten Falle hatte der ausfliessende Strahl seine Durchsichtigkeit und einen grossen Theil seiner Geschwindigkeit verloren, es floss aber unter übrigens gleichen Umständen eine grössere Wassermenge aus als durch die Mündung in der dünnen Wand.

Wurde die Ansatzröhre in der Nähe des Gefässes mit der äusseren Luft in Communication gesetzt, so trat stets der erste Fall des Ausfliessens ein.

Zum Beweise, dass das Phänomen des Ausflusses durch Ansatzröhren der Adhäsion des Wassers an die Röhrenwand beigemessen werden muss, führt Hachette an, dass er durch Ausschmieren der Röhre mit Wachs den vollen Ausfluss des Wassers aus der Röhre verhindert habe und dass das Quecksilber durch eine mit Zinnamalgam überzogene

Röhre voll ausgeflossen sei, was vor der Ueberziehung nicht statt gefunden habe.

Endlich hat dieser Experimentator ebenfalls beobachtet, dass in verdünnter Luft das Phänomen des vollen Ausflusses aufhört. Das vorher durch eine Ansatzröhre voll ausfliessende Wasser berührte die Röhrenwand nicht mehr, als die Verdünnung der umgebenden Luft bis auf $0{,}23^m$ Barometerstand getrieben war.

In der neuesten Zeit hat Buff (Poggendorff's Annal. der Phys. und Chemie Bd. 46) durch seine schon an einem anderen Orte erwähnten Versuche dargethan, dass das Phänomen des vollen Ausflusses durch Ansatzröhren bei grossen Druckhöhen aufhört, was auch mit der gegebenen Theorie vollkommen im Einklang steht.

Der Apparat Buff's bestand, wie wir bereits gesagt haben, aus einem $1\frac{1}{2}$ Fuss hohen Blechkasten und aus einer 34 Fuss langen, 15 Linien weiten Röhre, deren oberes Ende an ein im Boden des Kastens befindliches rundes Loch angestossen wurde. Jetzt wurde in dieses Loch eine Bleiröhre von 18 Linien Länge und 3,75 Linien Weite eingesetzt, das untere Ende der langen Röhre aber unter Wasser gestellt und der ganze Apparat mit Wasser angefüllt. Der Barometerstand war 333,62 Linien, die Temperatur 7 bis 8° C., und der Stand des Manometers, welches am obern Ende mit dem Innern der langen Röhre communicirte, $= 7$ Linien. Das so durch die Bleiröhre in den beinahe luftleeren Raum am obern Ende der Röhre fliessende Wasser besass nun eine Druckhöhe von $333{,}62 - 7 = 326{,}62$ Linien Quecksilber $= 4442$ Linien Wasser. Aus dieser Druckhöhe und der beobachteten Ausflussmenge ergab sich der Ausflusscoefficient

$$\mu = 0{,}6493.$$

Wurde dieses Bleirohr durch eine 5,5 Linien lange und 3,875 Linien weite Messingröhre ersetzt, so ergab sich

$$\mu = 0{,}6424.$$

Wurde endlich eine Messingröhre von 4,3 Linien Länge und 2,79 Linien Weite in das untere Ende der 34 Fuss langen Röhre eingesetzt, so ergab sich bei einer Druckhöhe von 4971 Linien der Ausflusscoefficient

$$\mu = 0{,}8210,$$

wie ihn schon früher Bossut, Michelotti und Andere gefunden hatten.

Endlich beobachtete Buff noch den Ausfluss durch die nämliche conische Ansatzröhre bei kleinen, in dem 40 Zoll hohen Blechkasten erzeugten Druckhöhen, wobei er folgende Ausflusscoefficienten fand.

Tafel XXXVI.

Ausflusscoefficienten beim Ausflusse durch kurze cylindrische Ansatzröhren, nach Buff.

Druckhöhe in Paris. Zoll.	28 bis 38	20 bis 28	12 bis 20	5 bis 12	2 bis 5	1 bis 2
Ausflusscoefficient.	0,8255	0,8286	0,8404	0,8400	0,8608	0,8547

Es ist nicht nöthig, hier noch besonders von der Ausführung der Versuche anderer Physiker zu sprechen; daher geben wir nur die Ergebnisse derselben in folgender von Eytelwein gebildeten Tafel. In dieser Tafel

sind die Versuche von Bossut mit B., die von Venturi mit V. und die des Michelotti mit M. bezeichnet.

Tafel XXXVII.

Ausflusscoefficienten für den Ausfluss durch cylindrische Ansatzröhren nach Bossut (B.), Michelotti (M.) und Venturi (V.).

Beobachter.	Nr.	Durchmesser der Röhre. Zoll.	Länge der Röhre. Zoll.	Inhalt vom Querschnitt der Röhre. □Zoll.	Druckhöhe. Zoll.	Beobachtete Wassermenge in jeder Secunde. Cubikzoll.	Verhältniss der hypothetischen Wassermenge zur wirklichen.
B.	1.	0,500	2,00	0,1963	24,000	20,367	0,78672
B.	2.	0,500	2,00	0,1963	46,000	28,150	0,78541
B.	3.	0,833	2,00	0,5454	24,000	56,700	0,78828
B.	4.	1,000	2,00	0,5454	46,000	78,383	0,78713
B.	5.	1,000	1,50	0,7854	104,833	202,800	0,80826
B.	6.	1,000	2,00	0,7854	104,833	203,133	0,80957
B.	7.	1,000	4,00	0,7854	104,833	204,567	0,81530
V.	8.	1,500	4,75	1,7671	27,500	203,303	0,81495
V.	9.	1,500	4,50	1,7671	32,500	222,967	0,82218
V.	10.	1,500	5,00	1,7671	32,500	222,967	0,82218
M.	11.	3,000	8,00	8,9993	80,333	1768,979	0,81467
M.	12.	3,000	8,00	8,9993	140,250	2301,912	0,80232
M.	13.	3,000	8,00	8,9993	247,750	3059,503	0,80233

Es ist endlich noch von den Versuchen von Bidone über den Ausfluss durch innere Ansatzröhren (*par des tuyaux additionnels intérieurs*), welche im 40. Bande der Turiner Memoiren mitgetheilt werden, zu sprechen.

Bei dem Ausflusse durch innere Ansatzröhren unterscheidet auch Bidone den Fall, wo das Wasser, ohne die Röhrenwand zu berühren, ausfliesst, von dem, wo das Wasser dieselbe benetzt und mit vollem Querschnitte ausfliesst. Seine Ansatzröhre war aus Messing, ganz gut polirt, 18 Linien weit, 30 Linien lang und $\frac{1}{4}$ Linie dick. Er fand beim vollen Ausflusse den Ausflusscoefficienten

$$\mu = 0{,}7669,$$

wenn die Röhre innen angebracht war, und er war

$$\mu = 0{,}8125,$$

wenn die Röhre aussen angesetzt war. Lief aber das Wasser nicht an der Wand der innen angesetzten Röhre hin, so wurde bei einer Druckhöhe von 928 Linien der Ausflusscoefficient

$$\mu = 0{,}55463$$

gefunden.

Bei einer innern Ansatzröhre von 24 Linien Länge und 18 Linien Weite ergab sich unter einer Druckhöhe von 1622 Linien der Ausflusscoefficient

$$\mu = 0{,}55496,$$

also fast genau wie bei Anwendung der vorigen Ansatzröhre.

Bidone behauptet nun, dass dieser Coefficient von dem Verhältnisse der Röhrendicke zur Röhrenweite abhänge und dass er bei einer unendlich dünnen Röhre 0,5 sei.

Ist e die Röhrendicke und r der innere Halbmesser der Röhre, so entwickelt er für den Ausflusscoefficienten folgende Formel:

$$\mu = \frac{(r+e)^2}{2r^2} = \tfrac{1}{2}\left(1+\frac{e}{r}\right)^2,$$

die allerdings für $e = 0$, $\mu = \frac{1}{2}$ gibt.

Bei Borda (*Mém. de l'Acad. de Paris*, 1766) war die Röhre 6 Zoll lang und 14,1 Linien weit, der beobachtete Ausflusscoefficient

$$= \frac{500}{971} = 0{,}515,$$

daher muthmasst Bidone, dass die Wanddicke $e = 0{,}104$ Linie dick gewesen sei.

Um den Ausfluss ohne Berührung der Röhrenwand zu erzeugen, wurde das Rohr *EFGH Fig.* 67 erst innen bedeckt und das ganze Gefäss *AB* mit Wasser angefüllt. Zog man nun die Decke schnell ab, so gelang der Versuch allemal, insofern die Röhre nur 2 bis 3 mal so lang als weit war.

Sollte hingegen voller Ausfluss (wie *Fig.* 68 zeigt) erzeugt werden, so bedeckte man die Röhre von aussen so lange, bis sie ganz mit Wasser angefüllt war. Wenn so das Wasser mit vollem Querschnitte ausfloss, so konnte man den Wasserstrahl wieder von der Röhrenwand abwenden, so dass er ohne dieselbe zu benetzen ausfloss, wenn man mit einem Stäbchen am innern Umfange der Röhre einigemal herumstrich.

So lange die Röhrenwand nicht sehr dick ist, fliesst das Wasser, wie in *Fig.* 67 gezeichnet ist, um die innere Stirnfläche der Röhre herum, ohne sie zu berühren, und es tritt das seither kennen gelernte Phänomen einer innern Ansatzröhre ein; ist aber die Dicke der Wand gross, oder dieselbe gar mit einem breiten Kranze eingefasst, wie in *Fig.* 69, so läuft das Wasser an der Stirnfläche *EF* hin, und es tritt der gewöhnliche Fall der Contraction bei einer Mündung in der ebenen Wand oder der einer äusseren Ansatzröhre ein.

Bei 7 bis 8 Zoll Druckhöhe fand für $e = 1, 2, 3$ Linien und $r = 11{,}5;\ 10{,}5;\ 9{,}5$ noch keine Berührung der Stirnfläche statt, war aber $e = 4$ und $r = 8{,}5$ Linien, so trat dieselbe ein.

Aus der Formel

$$\mu = \tfrac{1}{2}\left(1+\frac{e}{r}\right)^2$$

folgert allerdings Bidone, da μ höchstens 1 sein kann, dass für

$$e > r(\sqrt{2}-1)$$

Berührung eintreten und die innere Ansatzröhre in eine äussere übergehen müsse.

Hiernach stellt nun Bidone folgende Tafel zusammen.

Tafel XXXVIII.

Ausfluss ohne Berührung der Röhre. Wassermenge: $m = \pi \frac{(r+e)^2}{2} \sqrt{2gh}$.	Ausfluss bei ausgefüllter Röhre. Wassermenge: $m = \pi r^2 \sqrt{\frac{2gh}{1+\left(\frac{1}{\mu}-1\right)^2}}$.

Wenn e klein ist:	Wenn $e > r(\sqrt{2}-1)$ ist:	Wenn e klein ist:	Wenn $e > r(\sqrt{2}-1)$ ist:
$m = 0{,}5\pi r^2\sqrt{2gh}$	$m = 0{,}61\pi r^2\sqrt{2gh}$	$m = 0{,}7071\pi r^2\sqrt{2gh}$	$m = 0{,}8125\pi r^2\sqrt{2gh}$

Endlich müssen wir noch erwähnen, dass auch Bidone den Ausflusscoefficienten (fr. *coëfficient de la dépense*) als ein Product vom Contractionscoefficienten (fr. *coëfficient de la contraction*) und vom Geschwindigkeitscoefficienten (fr. *coëfficient de la vitesse*) ansieht, und

$$m = \mu a v$$
$$= \alpha a \,.\, \varphi v$$

setzt. Wenn also beim Ausfluss durch eine Mündung in der dünnen Wand $\mu = 0{,}61$ gefunden worden ist, und der Contractionscoefficient sich $\alpha = 0{,}64$ durch Messung ergeben hat, so müsste nach ihm der Geschwindigkeitscoefficient

$$\varphi = \frac{0{,}61}{0{,}64} = 0{,}953$$

angenommen werden.

Zu der Annahme eines besonderen Geschwindigkeitscoefficienten haben ihn auch die Versuche mit einer nach innen erweiterten Ansatzröhre, dem Regulator des Tatini (*Del movimento e della misura etc. pag.* 136), berechtigt, denn weil hier eine Contraction nicht statt hat, also $\alpha = 1$ ist, so müsste μ auch $= 1$ sein, wäre eine Geschwindigkeitsverminderung nicht auch eingetreten. Da aber Bidone $\mu = 0{,}92400$ durch Beobachtung gefunden hat, so sieht er sich genöthigt, den Geschwindigkeitscoefficienten $\varphi = 0{,}92400$ anzunehmen.

Wir betrachten nun den Ausfluss durch conisch-convergente Ansatzröhren (fr. *par des ajutages coniques convergens*). Wenn man conische, nach aussen sich verengende Ansatzröhren an die Ausflussöffnung setzt, so kann man die Ausflussmenge noch mehr vermehren als durch gewöhnliche cylindrische Ansätze, wie folgende, schon von Poleni (*de castellis, Flor.* 1718) gemachte Erfahrungen beweisen.

Tafel XXXIX.

Ausflusscoefficienten für den Ausfluss des Wassers durch conisch-convergente Ansatzröhren, nach Poleni. (Die Masse sind paris. Fuss, Zoll und Linien).

Nr.	Länge der conischen Röhren.	Durchmesser der Einmündung.	Durchmesser der Ausmündung.	Druckhöhe. Fuss.	Druckhöhe. Zoll.	Druckhöhe. Linien.	Beobachtete Wassermenge in einer Minute.	Hypothetische Wassermenge in einer Minute.	Verhältniss der hypothetischen Wassermenge zur wirklichen.
	Linien.	Linien.	Linien.				Cubikzoll.	Cubikzoll.	
1.	92	118	26	1	9	4	23687	27527	0,8605
2.	92	60	26	1	9	4	24345	27527	0,8844
3.	92	42	26	1	9	4	24619	27527	0,8939
4.	92	33	26	1	9	4	24758	27527	0,8992

Die Einwirkung solcher Ansatzröhren erstreckt sich nicht allein auf eine Vermehrung der Ausflussmenge, sondern auch auf eine Vergrösserung der Ausflussgeschwindigkeit. Beides hängt aber wieder von dem Convergenzwinkel der Ansatzröhre, d. i. von dem Winkel ab, den zwei gegenüberstehende Seiten des den Ansatz bildenden abgekürzten Kegels gehörig verlängert, mit einander einschliessen.

Es sind demnach beim Ausflusse durch conische Ansatzröhren zwei Coefficienten zu berücksichtigen. Da nicht allein die theoretische Geschwindigkeit $v = \sqrt{2gh}$, sondern auch der Querschnitt a des Wasserstrahles beim Austritt verändert wird, so ist statt $v = \sqrt{2gh}$ eine effective Ausflussgeschwindigkeit $\varphi v = \varphi\sqrt{2gh}$, und statt des Querschnittes a der Röhrenmündung ein Querschnitt aa für den Querschnitt des Strahles einzuführen, also die Ausflussmenge

$$m = \mu a v = \mu a \sqrt{2gh}$$

$$= \varphi a a \sqrt{2gh}$$

zu setzen.

Die vorzüglichsten Versuche hierüber haben wir D'Aubuisson und Castel zu danken. Die ersten Versuche wurden schon 1832 vorgenommen und die Ergebnisse hiervon in den *Annal. des mines* (Bd. 3, Folge 3, 1833) veröffentlicht; auch hat sie D'Aubuisson in seiner Hydraulik (§. 45 und 46) aufgenommen. Da aber diese Versuche nur unter kleinen Druckhöhen von höchstens $0{,}30^{m}$ ausgeführt waren, so wurden sie 1835 wiederholt, und diesmal mit einer Ausdehnung und Genauigkeit, die nichts zu wünschen übrig lassen.

Wir übergehen deshalb die ersten Versuche von 1832 und sprechen nur von letzteren, wie sie in den *Annal. des Mines* Bd. 14, Folge 3 durch D'Aubuisson bekannt gemacht worden sind.

Der Ort dieser Versuche war der schon bei einer anderen Gelegenheit erwähnte Wasserthurm bei Toulouse. Das Reservoir, aus welchem das Wasser floss, war aus Gusseisen, $0{,}41^m$ lang und breit und $0{,}82^m$ hoch. Auf einer Seite dieses Gefässes floss das Wasser zu, und auf den drei übrigen Seiten waren kurze, $0{,}14^m$ weite und $0{,}10^m$ lange, wieder mit Gusseisenplatten verschlossene Röhren angeschlossen. Eine dieser Platten enthielt die Ausflussöffnung, an die nun noch die conische Ansatzröhre angeschlossen wurde. In dem Reservoir selbst konnte das Wasser nur $0{,}2^m$ über der Mündung stehen; um es aber höher aufstauen zu können, wurden mehrere Röhren von $0{,}2^m$ Weite aufgesetzt, so dass der Wasserstand auch auf $0{,}5^m$, 1^m, $1{,}5^m$, 2^m u. s. w. steigen konnte. Die Ansatzröhren waren aus Messing und wurden genau ausgebohrt. Man hatte deren zwei Reihen. Die Röhren der einen Reihe waren aussen $0{,}0155^m$ weit und $0{,}040^m$ lang, die der anderen $0{,}020^m$ weit und $0{,}050^m$ lang. Doch machte man auch noch mit einigen Röhren von anderen Längen Versuche. In allem hatte man aber 38 Ansatzröhren.

Diese Ansatzröhren hatten an ihrer grösseren Basis einen Kranz, mit dem sie an die $0{,}01^m$ dicke Platte über die $0{,}06^m$ weite Oeffnung befestigt wurden.

Durch diese Versuche sollte nun nicht allein der Ausflusscoefficient, sondern auch der Geschwindigkeitscoefficient ausgemittelt werden. Zur Bestimmung der Ausflussmenge diente aber ein Blechgefäss von $0{,}70^m$ Durchmesser und eben so viel Höhe, dessen Capacität bei verschiedenen Höhen durch ein Aichmass von 2 Decaliter vorher genau kennen gelernt wurde. Um aber die Ausflussgeschwindigkeit zu finden, wurde eine Messung der Coordinaten des ausfliessenden Wasserstrahles vorgenommen, welche wir schon beschrieben haben. Zu diesem Zwecke wurde unterhalb der Ausflussöffnung ein horizontaler Boden aus starken Pfosten gebildet und in denselben ein Längeneinschnitt von $0{,}1^m$ Breite gemacht, in welchen der Wasserstrahl aufschlug; auf einer Seite dieses Einschnittes war eine bis auf Millimeter gehende Eintheilung angebracht.

Nach der schon gegebenen Formel

$$v = 2{,}215 \frac{y}{\sqrt{x}}$$

konnte nun aus dem Vertikalabstande x der Mündung von der horizontalen Ansatzröhre und aus der (horizontalen) Sprungweite des Strahles die Geschwindigkeit des ausfliessenden Wassers berechnet werden.

Da sich bei diesen Versuchen herausgestellt hat, dass bei einerlei Ansatzröhre der Ausfluss- und der Geschwindigkeitscoefficient fast genau dieselben bleiben, die Druckhöhe mag von $0{,}2^m$ bis $3{,}0^m$ wachsen, so ist in der folgenden Tabelle auf die Verschiedenheit der Druckhöhe nicht Rücksicht genommen worden.

Tafel XL.

Ausfluss- und Geschwindigkeitscoefficienten beim Ausflusse des Wassers durch conische Ansatzröhren (nach CASTEL) bei Druckhöhen von 0,20^{m} bis 3,03^{m}. (Der Contractionscoefficient ist der Quotient von dem Ausfluss- und Geschwindigkeitscoefficienten; er ist also bei cylindrischen Ansatzröhren $= 1$, bei einer conischen Ansatzröhre mit einem Convergenzwinkel von 48° 50′ aber $= \frac{0{,}847}{0{,}984} = 0{,}861$.)

Durchmesser der Oeffnung.	Convergenzwinkel.	Mittlerer Ausflusscoefficient.	Mittlerer Geschwindigkeitscoefficient.	Durchmesser der Oeffnung.	Convergenzwinkel.	Mittlerer Ausflusscoefficient.	Mittlerer Geschwindigkeitscoefficient.
Ansatzröhre von 0,040^{m} Länge.				Ansatzröhre von 0,030^{m} Länge.			
0,01550^{m}	0°	0,829	0,829	0,01530^{m}	15° 44′	0,941	0,968
„	1° 36′	0,866	0,867				
„	3° 10′	0,895	0,894	Ansatzröhre von 0,025^{m} Länge.			
„	4° 10′	0,912	0,910				
„	5° 26′	0,924	0,919	0,01530^{m}	19° 14′	0,931	0,968
„	7° 52′	0,930	0,932				
„	8° 58′	0,934	0,942	Ansatzröhre von 0,050^{m} Länge.			
„	10° 20′	0,938	0,951				
„	12° 4′	0,942	0,955	0,02000^{m}	2° 50′	0,914	0,906
0,01555^{m}	13° 24′	0,946	0,963	„	5° 26′	0,930	0,927
„	14° 28′	0,941	0,966	0,02005^{m}	6° 54′	0,938	0,938
0,01550^{m}	16° 36′	0,938	0,971	0,02000^{m}	10° 30′	0,945	0,953
0,01545^{m}	19° 28′	0,924	0,970	„	12° 10′	0,950	0,957
0,01550^{m}	21° 0′	0,919	0,972	„	13° 40′	0,956	0,964
0,01553^{m}	23° 0′	0,914	0,974	0,01995^{m}	15° 2′	0,949	0,967
0,01550^{m}	29° 58′	0,895	0,975	0,02000^{m}	18° 10′	0,939	0,971
0,01560^{m}	40° 20′	0,870	0,980	0,01995^{m}	23° 4′	0,930	0,971
„	48° 50′	0,847	0,984	0,02000^{m}	33° 52′	0,920	0,979
Ansatzröhre von 0,035^{m} Länge.				Ansatzröhre von 0,100^{m} Länge.			
0,01540^{m}	9° 14′	0,929	0,940	0,02010^{m}	11° 52′	0,965	0,967
0,01555^{m}	10° 28′	0,945	0,953	0,01990^{m}	14° 12′	0,958	0,970
0,01550^{m}	14° 42′	0,951	0,961	0,02010^{m}	16° 34′	0,951	0,974
0,01553^{m}	16° 2′	0,940	0,967				
0,01550^{m}	19° 6′	0,926	0,974				

Durch Vergleichung der Zahlen in der vorstehenden Tabelle unter einander findet man:

1) Dass der Ausflusscoefficient anfänglich mit dem Convergenzwinkel wächst, dass er aber bei 13½° Convergenz sein Maximum 0,95 erreicht, und dass er von nun an wieder abnimmt, bei 20° Convergenz noch 0,92, bei 49° nur 0,84 und, wie bekannt, bei 180°, wo die coni-

sche Ansatzröhre in eine ebene Wand übergeht, gar nur 0,62 ist, während er sich bei 0° Convergenz, d. i. für eine cylindrische Ansatzröhre 0,83 ergeben hat.

2) Dass der Geschwindigkeitscoefficient mit dem Convergenzwinkel wächst, dass er bei 0° Convergenz, also bei einer cylindrischen Ansatzröhre 0,83 ist, und bei 40° Convergenz 0,98, sich also sehr bald der Einheit nähert, die er, streng genommen, erst bei 180°, d. i. beim Ausfluss durch die Mündung in der dünnen Wand erreicht. Durch Vergleichung der Geschwindigkeitscoefficienten mit den Ausflusscoefficienten findet man, indem man die ersteren in die letzteren dividirt, die Contractionscoefficienten, und es zeigt sich, dass diese bei Convergenzwinkeln von 0° bis 10° sehr wenig abnehmen, sich also von der Einheit nicht sehr entfernen.

Tafel XLI.

Die aus den Geschwindigkeits- und Ausflusscoefficienten berechneten Contractionscoefficienten.

Convergenzwinkel.	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	180°
Contractionscoefficient.	1	1	0,99	0,98	0,95	0,94	0,92	0,91	0,89	0,87	0,85	0,65

Vergleicht man endlich noch die Ausflusscoefficienten für Ansatzstücke von verschiedenen Längen, aber bei einerlei Convergenzwinkel und einerlei Durchmesser der Mündung, so findet man, dass innerhalb der Grenzen dieser Versuche der Ausflusscoefficient bei längeren Röhren grösser ist als bei kürzeren, wie aus folgender Tafel zu ersehen ist.

Tafel XLII.

Ausflusscoefficienten für Ansatzröhren von 14° bis 15° Convergenz.

Länge der Ansatzröhren.	0,035^m	0,040^m	0,050^m	0,100^m
Weite der Mündung.	0,01550^m	0,01550^m	0,01995^m	0,01990^m
Ausflusscoefficient.	0,951	0,941	0,949	0,958

Man sieht aus dieser Zusammenstellung, dass es nicht scheint, als wenn die grösste Ausflussmenge bei einer Röhre statt fände, die $2\frac{1}{2}$ mal so lang als ihre Mündung weit ist, wie es sich wenigstens bei cylindrischen Ansatzröhren ergeben hat, es folgt vielmehr, dass bei einer Röhre, welche 5 mal so lang ist als ihre Mündung weit, der Ausflusscoefficient grösser ist, als wenn der Durchmesser der Mündung nur $2\frac{1}{2}$ mal in der Röhrenlänge enthalten ist.

Als conische Ansatzröhren sind gewissermassen diejenigen Lutten oder Gerinne zu rechnen, welche die Formen abgekürzter vierseitiger Pyramiden haben, und dazu dienen, das Wasser aus einem Reservoir auf Wasserräder zu leiten. Die Versuche, welche hierüber Lespinasse in den Mühlen am Canal von Languedoc (*Anciens Mém. de l'Acad. de Toulouse. Tom. II.* 1784) angestellt hat, zeigen, dass solche Gerinne dem Wasser nur sehr wenig Hinderniss in den Weg legen. Die Gerinne, woran Lespinasse seine Versuche anstellte, waren 2,923^m lang,

an der grossen Grundfläche $0{,}975^{m}$ breit und $0{,}731^{m}$ hoch, an der kleinen Grundfläche aber $0{,}190^{m}$ breit und $0{,}135^{m}$ hoch, so dass die Seitenflächen 15° 18′ und 11° 38′ Neigung gegen einander hatten. Die Druckhöhe war $2{,}923^{m}$ und der Ausflusscoefficient ergab sich im Mittel = 0,88.

Es ist endlich noch von dem Ausflusse durch conisch-divergente Ansatzröhren (fr. *ajutages coniques divergens*) zu handeln.

Die vorzüglichsten Versuche über den Ausfluss durch conische Ansatzröhren, welche sich nach der Mündung zu erweitern, haben wir Venturi und Eytelwein zu danken.

Es ist eine schon den Römern bekannt gewesene Thatsache, dass durch Ansetzen von conisch-divergenten Röhren an gewöhnliche Ausmündungen der Ausfluss bedeutend vermehrt wird; auch hat schon Dan. Bernoulli die Einwirkung solcher Röhren auf den Ausfluss theoretisch untersucht und durch Versuche ausgemittelt.

Venturi hat seine Versuche in den schon mehrmals angeführten *Recherches expérimentales etc.*, wovon im 2. Bande der Gilbert'schen Annalen eine Uebersetzung enthalten ist, veröffentlicht, wir können aber nur das Wesentliche davon hier mittheilen. Die Ansatzröhren, deren sich Venturi bediente, hatten die Gestalt *ABDFEC Fig.* 70; sie bestanden nämlich aus zwei, mit ihren kleinen Grundflächen an einander gestossenen Kegeln *ABCD* und *EFCD*, von denen der kürzere ungefähr die Gestalt des zusammengezogenen Wasserstrahles hatte. Die grosse Grundfläche *AB* dieses kürzeren Theiles wurde mit der Seitenwand des das Wasser enthaltenden Gefässes verbunden, es bildete also dieselbe die Einmündung, während die grössere Basis *EF* des längeren Röhrentheiles die Ausmündung abgab. Das Mundstück *ABCD* von der Form des zusammengezogenen Wasserstrahles hatte folgende unveränderliche Dimensionen: Durchmesser *AB* = 18 Linien, Durchmesser *CD* = 15,5 Linien und Axenlänge *GH* = 11 Linien. Die längere conisch-divergente oder Hauptröhre hatte der Länge und Ausweitung nach verschiedene Dimensionen. Die Beobachtungen wurden bei einer unveränderlichen Druckhöhe von 32½ Zoll angestellt.

Die Ergebnisse hiervon sind in folgender Tabelle zusammengestellt.

Tafel XLIII.

Ausflusscoefficienten für den Ausfluss durch conisch-divergente Röhren, nach Venturi. Die Zeit des Ausflusses bezieht sich auf die Ausflussmenge von 4 Cubikfuss.

Dimensionen des divergenten Ansatzes.		Zeit des Ausflusses in Secunden.	Ausflusscoefficient.	Bemerkungen.
Durchmesser der Mündung in Linien.	Länge in Linien.			
"	"	41″	0,62	Für die Mündung ohne Ansatzröhre.
"	"	42″	0,61	Für den kurzen Ansatz von der Gestalt des zusammengezogenen Wasserstrahles.
18	49	27,5″	0,93	
23	78	25″	1,02	

Dimensionen des divergenten Ansatzes.		Zeit des Ausflusses in Secunden.	Ausflusscoefficient.	Bemerkungen.
Durchmesser der Mündung in Linien.	Länge in Linien.			
27	148	21″	1,21	Das Wasser floss unregelmässig aus.
27	204	19″	1,34	Damit der Wasserstrahl die Röhre ausfüllte, musste etwas Hervorragendes in die Röhre gesetzt werden.
36	117	28″	0,91	Der Strahl füllte die Röhre nicht ganz aus.
18	26	31″	0,82	
18	20	28″	0,91	
20	20	42″	0,61	Hier trennte sich der Strahl von der Röhre.

Das Hauptergebniss dieser Versuche ist nun, dass durch die 148 Linien lange Ansatzröhre mit der 27 Linien weiten Mündung und dem Divergenzwinkel von 4° 38′ die grösste Wassermenge (bei angefüllter Röhre) ausfliesst und dass hierbei der Ausflusscoefficient = 1,21 ist. Noch schloss Venturi daraus, dass es möglich sei, durch eine Röhre, welche 9 mal so lang als innen weit ist, und einen Divergenzwinkel von 5° 6′ hat, den Ausflusscoefficienten auf 1,46 erhöhen zu können.

Bei dem Versuche mit der 78 Linien langen Röhre *ABCDEF* *Fig.* 71 waren 3 Glasröhren *L*, *M*, *N* mit dem Innern der Röhre in Verbindung gesetzt, welche mit ihren unteren Enden in mit Quecksilber angefüllte Gefässe tauchten. Die erste Röhre *L* mündete in der Verengung *CD* ein, die zweite Röhre *M* war 26 Linien und die dritte 52 Linien weiter hinausgerückt. Es wurde nun beobachtet, dass das Quecksilber in der ersten 53, in der zweiten 20,5 und in der dritten 7 Linien hoch stand. Dieser verschiedene Stand entspricht der beim Eingang entwickelten Theorie vollständig, vermöge welcher nämlich die Pressung des Wassers im Innern der Röhre mit dem Querschnitte des Strahles abnimmt. Es muss also das Quecksilber in *L* am höchsten, das in *M* tiefer und das in *N* noch tiefer stehen, weil dort bei der grössten Zusammenziehung die grösste Geschwindigkeit statt hat, der Querschnitt in *M* aber grösser und der in *N* noch grösser ist.

Noch hat Venturi Versuche mit auf- und abwärtsgehenden, mit gekrümmten und aus Kegeln und Cylindern zusammengesetzten Röhren angestellt; die Ergebnisse sind in der mehrmals erwähnten Schrift nachzulesen.

Schliesslich müssen wir aber noch einem Irrthume vorzubeugen suchen, der leicht entstehen kann, wenn man die letzte Tafel über die Ausflusscoefficienten mit anderen Tafeln vergleicht. Während sich nämlich die seither gegebenen Ausflusscoefficienten immer nur auf die Mündung beziehen, durch welche das Wasser im eigentlichen Sinne aus-, nämlich in die Luft fliesst, beziehen sich die in dieser Tafel enthaltenen Coefficienten nur auf die innere Oeffnung von 18 Linien Weite, in welcher das Wasser aus dem Reservoir in die Röhre tritt.

Es darf daher gar nicht auffallen, dass denjenigen Röhren, welche Mündungen von 23 und 27 Linien Weite haben, Coefficienten zukom-

men, welche die Einheit übertreffen. Beziehen wir die Ausflusscoefficienten auf die Ausmündungen von 23 und 27 Linien, so müssen wir die dortigen Werthe mit $(\frac{18}{23})^2$ oder $(\frac{18}{27})^2$ multipliciren; es ist sonach für die 78 Linien lange und am äussersten Ende 23 Linien weite Röhre der eigentliche Ausflusscoefficient nur

$$(\tfrac{18}{23})^2 . 1{,}02 = 0{,}625,$$

und für die 148 Linien lange Röhre mit der 27 Linien weiten Röhrenmündung ist der Ausflusscoefficient gar nur

$$= (\tfrac{18}{27})^2 . 1{,}21 = 0{,}538.$$

Wenn also auch die Ausflussmenge durch conisch-divergente Ansatzröhren bedeutend vermehrt werden kann, so folgt jedoch daraus nicht, dass damit eine Vermehrung an Ausflussgeschwindigkeit verbunden sei; man sieht im Gegentheil aus den beiden gefundenen Ausfluss- oder Geschwindigkeitscoefficienten, dass bei Anwendung dieser Röhren eine Geschwindigkeitsverminderung und sonach auch eine Tödtung der lebendigen Kraft eintritt.

Die Schlüsse, welche Venturi aus seinen Beobachtungen gezogen hat, haben Eytelwein veranlasst, die Versuche Venturi's zu wiederholen und zu vervollständigen. Eytelwein handelt von diesen in §. 97, 98 und 99 seiner Hydraulik.

Zu diesen Versuchen diente ein 4 Fuss*) hoher parallelepipedischer Behälter, dessen horizontaler Durchschnitt 18,4 Zoll in die Länge und 14,4 Zoll in die Breite mass. Die Mündung bestand in einer messingenen Platte, die auf der schmalen Seite in einiger Entfernung vom Boden befestigt wurde, und an die sich noch einzelne Mundstücke von aussen anschrauben liessen. Diese Ansatzstücke waren von Messing und erhielten innen eine vollkommene Politur. Das Ansatzstück nach der Gestalt des zusammengezogenen Wasserstrahles, welches Eytelwein mit φ bezeichnet, war 8 Linien lang, 15 Linien weit in der Einmündung und und 12 Linien weit in der Ausmündung. Die conisch-divergente Röhre, welche zu diesen Versuchen angewendet und mit ψ bezeichnet wurde, war 105,75 Linien lang, in der Einmündung 12 Linien und in der Ausmündung 21,5 Linien weit. Ausserdem wurden aber noch cylindrische Ansatzstücke gebraucht, welche sämmtlich 12 Linien weit waren.

Die Versuche wurden ohne Zufluss, also bei abnehmender Druckhöhe, vorgenommen. Die anfängliche Druckhöhe war 36 Zoll und die Druckhöhe am Ende 15,6 Zoll, das der Senkung entsprechende Wasserquantum aber 4156 Cubikzoll.

Die Ergebnisse dieser Versuche enthält folgende Tafel. Es wurde entweder das Ansatzstück φ allein oder in Verbindung mit dem Ansatzstück ψ, oder in Verbindung mit einer cylindrischen Ansatzröhre, oder auch in Verbindung mit beiden, wobei sich aber die cylindrische Röhre in der Mitte befand, angewendet, auch wurden Versuche mit der letzteren Röhre allein gemacht.

*) Alle Abmessungen beziehen sich auf das preussische oder rheinländische Mass.

Tafel XLIV.

Ausflusscoefficienten für kurze cylindrische Ansatzröhren mit und ohne conisch-convergente Ein- und conisch-divergente Ausmündung, nach EYTELWEIN.

Nr.	Einmündung. φ	Länge der 1 Zoll (preuss.) weiten Röhre. Zoll.	Ausmündung. ψ	Beobachtete Zeit. Secunden.	Verhältniss der hypothetischen Wassermenge zur wirklichen.
1.		$2\frac{1}{4}$		$59\frac{1}{2}$	0,6176
2.	φ	0		40	0,9186
3.	φ	0		$37\frac{1}{2}$	0,9798
4.		0	ψ	$31\frac{1}{4}$	1,1758
5.	φ	0	ψ	$23\frac{3}{4}$	1,5526
6.		1		$59\frac{1}{2}$	0,6176
7.	φ	1		$38\frac{1}{4}$	0,9606
8.	φ	1	ψ	$27\frac{1}{2}$	1,3362
9.		3		$44\frac{3}{4}$	0,8211
10.	φ	3		$38\frac{1}{4}$	0,9482
11.		3	ψ	$33\frac{1}{6}$	1,1079
12.	φ	3	ψ	$27\frac{1}{2}$	1,3362
13.		12		48	0,7655
14.	φ	12		$42\frac{1}{2}$	0,8646
15.		12	ψ	$37\frac{3}{4}$	0,9755
16.	φ	12	ψ	$33\frac{1}{4}$	1,1051
17.		24		$50\frac{1}{2}$	0,7276
18.	φ	24		46	0,7988
19.		24	ψ	$40\frac{1}{2}$	0,8999
20.	φ	24	ψ	$37\frac{1}{2}$	0,9798
21.		36		54	0,6804
22.	φ	36		$49\frac{1}{2}$	0,7423
23.		36	ψ	44	0,8351
24.	φ	36	ψ	$40\frac{1}{2}$	0,9073
25.		48		58	0,6335
26.	φ	48		$53\frac{1}{4}$	0,6900
27.		48	ψ	48	0,7655
28.		60		61	0,6024
29.	φ	60		$56\frac{3}{4}$	0,6476
30.		60	ψ	52	0,7066

Beim dritten Versuche waren am Mundstück φ die Kanten der Ein- und Ausmündung sanft abgerundet. Beim sechsten Versuche floss das Wasser nicht mit vollem Querschnitte aus. Bei dem neunten Versuche folgte anfangs das Wasser nicht den Wänden, weshalb auch $59\frac{1}{2}$ Secunden Zeit zum Ausfluss nöthig waren. Als es aber den Wänden

folgte, d. i. mit vollem Querschnitte ausfloss, so strömte die bekannte Wassermenge in der angegebenen Zeit von $44\frac{1}{4}$ Secunden aus. Setzte man das nämliche Rohr innen ein, so war die Ausflusszeit 45 Secunden. Bei dem 23sten Versuche waren $52\frac{1}{2}$ Secunden zum Ausflusse nöthig, wenn das Wasser die Mündung nicht ausfüllte, wurde es aber genöthigt dieselbe auszufüllen, so war die Ausflusszeit 44 Secunden, wie in der Tabelle angegeben ist. Bei dem 30sten Versuche endlich folgte das Wasser den Wänden nur am Untertheil, es war aber durch keinen Kunstgriff dahin zu bringen, dass es die Röhre ψ ganz ausfüllte.

Unter allen in der Tabelle aufgeführten Versuchen ist wohl der fünfte, wo φ und ψ ohne Zwischenstück mit einander verbunden sind, der merkwürdigste; denn hier ist der Ausflusscoefficient zu der ausserordentlichen Grösse 1,5526 angewachsen. Wir müssen jedoch auch bei der Tabelle von Eytelwein erwähnen, dass die in ihr aufgeführten Ausflusscoefficienten sich auf die Ausmündung von 12 Linien des conisch-convergenten Mundstückes, d. i. auf den kleinsten Querschnitt des zusammengezogenen Wasserstrahles beziehen, nicht aber auf die eigentliche Ausmündung des Rohres ψ, dessen Weite ja 21,5 Linien ist. Wenn man aber den Ausflusscoefficienten auf diese 21,5 Linien weite Ausmündung bezieht, so bekommt man seinen Werth nur

$$\left(\frac{12}{21{,}5}\right)^2 . 1{,}5526 = 0{,}483.$$

Da die Contraction beim Austritt gewiss nicht sehr gross ist, so wird der Geschwindigkeitscoefficient nicht viel von diesem Ausflusscoefficienten abweichen und sonach mit der Anwendung dieser conisch-divergenten Röhre ein bedeutender Verlust an lebendiger Kraft verbunden sein.

Diese Bemerkung lässt sich auch in Ansehung aller conisch-divergenten Mundstücke machen, und wenn man die in der Tabelle enthaltenen Ausflusscoefficienten auf den Querschnitt der Ausflussmündung dieser Röhren reducirt, so werden alle diese Coefficienten um mehr als $\frac{3}{4}$ ihres angegebenen Werthes kleiner.

Es ist besonders folgende Behauptung Venturi's, die Eytelwein durch diese Versuche widerlegt. Nach Ersterem soll nämlich die Vermehrung des Ausflusses, welche eine conisch-divergente Ansatzröhre an dem conisch-convergenten Mundstücke bewirkt, dann noch statt haben, wenn man eine beliebig lange cylindrische Zwischenröhre einsetzt. Venturi stützt diese Behauptung auf einen Versuch (Nr. 14), wo er eine 3 Zoll lange Zwischenröhre angewendet hatte. Hätte er aber längere cylindrische Zwischenröhren angewendet, wie Eytelwein, so würde er gewiss eine andere Ansicht erhalten haben. Nach Frontinus (*de aquaeduct. art.* 205, 106 und 112) wurde den Privatpersonen in Rom, wenn sie sich das Recht, Wasser aus den öffentlichen Behältern in ihre Häuser abzuleiten, erkauft hatten, nicht gestattet, die Röhrenleitungen auf den ersten 50 Fuss Länge weiter zu machen als die Mündung im Behälter. Venturi schliesst daraus, dass den damaligen Gesetzgebern die Wirkung der ausgeweiteten Röhren bekannt sein musste, fügt aber die irrthümliche Behauptung hinzu, dass die Römer das Gesetz durch Anwendung von conisch-divergenten Röhren in der Entfernung von mehr als 50 Fuss hätten hintergehen können.

Die Versuche Eytelwein's beweisen aber das Gegentheil. Dieser Experimentator macht in dieser Absicht folgende Zusammenstellung.

1) Vergleichung der Ausflussmengen, welche cylindrische Ansatzröhren mit dem Mundstücke φ geben, mit denen, welche cylindrische Ansatzröhren allein bewirken.

Länge der Röhre.	Verhältniss der Ausflussmengen.
3 Zoll.	$44\frac{3}{4} : 38\frac{3}{4} = 1{,}154 : 1$
12 -	$48 : 42\frac{1}{2} = 1{,}129 : 1$
24 -	$50\frac{1}{2} : 46 = 1{,}098 : 1$
36 -	$54 : 49\frac{1}{2} = 1{,}091 : 1$
48 -	$58 : 53\frac{1}{4} = 1{,}089 : 1$
60 -	$61 : 56\frac{3}{4} = 1{,}075 : 1.$

Man sieht hiernach, dass die Wirkung des conischen Mundstückes mit der Länge der cylindrischen Ansatzröhren abnimmt und dass dessen Einfluss auf die Ausflussmenge bei noch längeren Röhren ganz aufhört.

2) Vergleichung der Ausflussmenge, welche einer Verbindung der cylindrischen Ansatzröhre mit dem Mundstücke entspricht, zu der Wassermenge bei der cylindrischen Röhre allein.

Länge der Röhre.	Verhältniss der Ausflussmengen.
3 Zoll.	$44\frac{3}{4} : 33\frac{1}{6} = 1{,}349 : 1$
12 -	$48 : 37\frac{3}{4} = 1{,}274 : 1$
24 -	$50\frac{1}{2} : 40\frac{5}{6} = 1{,}236 : 1$
36 -	$54 : 44 = 1{,}227 : 1$
48 -	$58 : 48 = 1{,}208 : 1$
60 -	$61 : 52 = 1{,}173 : 1.$

Also auch hier verbindet sich die Wirkung des conisch-divergenten Ausgussstückes mit der Einwirkung der Länge der damit verbundenen cylindrischen Röhre.

Zum Schluss führt Eytelwein an, dass er bei 3 Fuss Druckhöhe an einer 20 Fuss langen Röhre beobachtet habe, dass die Ausflussmenge dieselbe blieb, es mochte das conisch-divergente Ausgussstück an das Ende dieser Röhre angeschraubt sein oder nicht, auch fügt er hinzu, dass es ihm unmöglich gewesen ist, das Wasser zum vollen Ausfluss durch die Mündung zu bringen.

In einer theoretischen Untersuchung im *Tome XVII.* der *Annales des Mines* bestimmt Burdin die grösste Ausflussmenge, welche durch eine conisch-divergente Ansatzröhre ausströmt, indem er auf den mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wachsenden Röhrenwiderstand (die Reibung oder Klebrigkeit) Rücksicht nimmt. Wenn nun Venturi findet, dass durch eine conische Ansatzröhre von 5° 6′ Seitendivergenz und von einer Länge, welche den kleinsten Durchmesser 9 mal enthält, die Ausflussmenge 2,4 mal so gross ist als durch die Mündung in der dünnen Wand, so berechnet dagegen Burdin diese Vermehrung auf das 3,38 fache.

B. Vom Ausflusse bei veränderlicher Druckhöhe und vom Ausflusse aus sich leerenden Gefässen.

Erhält ein Gefäss, aus welchem das Wasser durch eine Mündung im Boden oder in der Seitenwand ausfliesst, von oben keinen Zufluss, so senkt sich der Wasserspiegel in demselben allmälig und das Gefäss leert sich endlich. Wenn ferner der Zufluss m am Wasserspiegel grösser

oder kleiner ist als der Abfluss durch die Mündung, wenn also jener grösser oder kleiner ist als $\mu a \sqrt{2gh}$, wobei a den Inhalt der Mündung, h die anfängliche Druckhöhe und μ den Ausflusscoefficienten bezeichnet, so erfolgt ein Steigen oder Sinken des Wasserspiegels, also eine Zu- oder Abnahme der Druckhöhe, welches so lange dauert, bis die Druckhöhe $h = \frac{1}{2g}\left(\frac{m}{\mu a}\right)^2$ ist.

Es ist nun zu untersuchen, wie dieses Sinken oder Steigen des Wassers in Beziehung auf die Zeit vor sich geht, in welcher Zeit namentlich sich ein Gefäss von gegebener Form beim gänzlichen Mangel an Zufluss leert, in welcher Abhängigkeit endlich überhaupt, wenn auch Zufluss statt hat, Zeit und Steig- oder Fallhöhe des Wassers im Gefässe zu einander stehen.

Am einfachsten werden diese Untersuchungen bei einem prismatischen Gefässe. Da sich aber diese Art von Gefässen in der Praxis am häufigsten darbietet, so können wir mit der Untersuchung des Ausflusses aus prismatischen Gefässen den Anfang machen. Der Ausflusscoefficient bleibt während des Ausflusses nicht ganz derselbe, wir müssen daher eigentlich bei der Berechnung auch auf dessen Veränderlichkeit mit Rücksicht nehmen; weil indessen diese Veränderlichkeit nur klein ist, und die Rechnung bei Berücksichtigung derselben viel complicirter ausfallen würde, so kann man einen mittleren Ausflusscoefficienten einführen, nämlich denjenigen, welcher dem arithmetischen Mittel aus der grössten und kleinsten Druckhöhe angehört.

Die Zeit zum Ausleeren eines prismatischen Gefässes haben wir schon früher gefunden, als von der Ausführung der Versuche überhaupt die Rede war. Ist daher die Druckhöhe über der Mündung $= h$, d. i. hat der Wasserspiegel bis zur völligen Ausleerung des Gefässes noch den Weg h zu durchlaufen, und sind a und A die Querschnitte der Mündung und des Gefässes, so ist die entsprechende Geschwindigkeit des Wasserspiegels

$$c = \frac{a}{A}\sqrt{2gh},$$

bei einem senkrecht in die Höhe geworfenen Körper ist aber die Geschwindigkeit, wenn er noch um h zu steigen hat, ehe er die grösste Höhe erreicht, $c = \sqrt{2gh}$; es ist daher die Bewegungsweise des Wasserspiegels dieselbe, wie die des senkrecht steigenden Körpers, nämlich eine gleichförmig verzögerte; nur ist die Verzögerung oder negative Beschleunigung nicht g, sondern $\left(\frac{a}{A}\right)^2 g$. Die Zeit zum Steigen oder Fallen eines Körpers ist aber doppelt so gross, als wenn der Körper mit der Anfangs- oder Endgeschwindigkeit gleichförmig fortgegangen wäre, also wenn der Raum $= h$ ist, ist diese Zeit

$$\tau = 2 \cdot \frac{h}{c} = \frac{2h}{\sqrt{2gh}} = 2\sqrt{\frac{h}{2g}};$$

daher die Zeit zum Ausleeren des Gefässes, indem man $\left(\frac{a}{A}\right)^2 g$ statt g setzt,

$$\tau = 2\sqrt{\frac{h}{2\left(\frac{a}{A}\right)^2 g}}, \text{ d. i.}$$

$$\tau = \frac{2A\sqrt{h}}{a\sqrt{2g}},$$

oder mit Berücksichtigung der Contraction:

$$\tau = \frac{2A\sqrt{h}}{\mu a\sqrt{2g}}.$$

Für einen anderen Wasserstand h_1 ist die Ausleerungszeit

$$\tau_1 = \frac{2A\sqrt{h_1}}{\mu a\sqrt{2g}},$$

daher ist die Zeit, während welcher in einem prismatischen Gefässe die Druckhöhe von h auf h_1 sinkt:

$$t = \frac{2A}{\mu a\sqrt{2g}}(\sqrt{h} - \sqrt{h_1}).$$

Um umgekehrt die Oeffnung zu finden, welche nöthig ist, damit das Wasser in einer gegebenen Zeit t um $h - h_1$ sinkt, so hat man die Formel

$$a = \frac{2A}{\mu t\sqrt{2g}}(\sqrt{h} - \sqrt{h_1})$$

anzuwenden.

Um endlich aus der gegebenen Zeit die Senkung $h - h_1$ zu finden, hat man

$$h_1 = \left(\sqrt{h} - \frac{\mu a t\sqrt{2g}}{2A}\right)^2$$

zu setzen, was auch

$$h - h_1 = \frac{\mu a t\sqrt{2g}}{A}\left(\sqrt{h} - \frac{\mu a t\sqrt{2g}}{4A}\right) \text{ gibt.}$$

Beispiel. In einem cylindrischen Gefässe von 2 Fuss Weite mit einer einen Zoll weiten kreisförmigen Oeffnung im Boden steht das Wasser 3 Fuss hoch; um wie viel wird der Wasserspiegel in 100 Secunden sinken?

Hier ist $h = 3$, $A = \pi\left(\frac{2}{2}\right)^2 = \pi$,

$$a = \frac{\pi}{(2.12)^2} = \frac{\pi}{576}, \quad t = 100,$$

g in paris. Fussen $= 30{,}1958$ und der Ausflusscoefficient $\mu = 0{,}618$; daher die Druckhöhe am Ende der Zeit von 100 Secunden

$$h_1 = \left(\sqrt{3} - \frac{0{,}618 \,.\, \pi \,.\, 100}{2 \,.\, \pi \,.\, 576} \sqrt{2 \,.\, 30{,}1958}\right)^2$$

$$= \left(\sqrt{3} - \frac{30{,}9}{576} \sqrt{60{,}3916}\right)^2 = (\sqrt{3} - 0{,}41689)^2 = 1{,}7295 \text{ Fuss},$$

und sonach die gesuchte Senkung des Wasserspiegels:

$$h - h_1 = 3 - 1{,}7295 = 1{,}2705 \text{ Fuss}.$$

Um dagegen die Zeit zu finden, während welcher der Wasserspiegel um 2 Fuss sinkt, bilden wir die Proportion:

$$\frac{t}{100''} = \frac{\sqrt{3} - \sqrt{1}}{\sqrt{3} - \sqrt{1{,}7295}},$$

woraus wir erhalten

$$t = \frac{73{,}205}{0{,}41689} = 175{,}59 \text{ Secunden}.$$

Endlich ist aber die Zeit zum Ausleeren des Gefässes

$$\tau = \frac{100\sqrt{3}}{0{,}41689} = 415{,}46 \text{ Secunden}.$$

Die nämliche Berechnung kommt auch vor bei Bestimmung der Zeit, in welcher sich ein gewisses Gefäss *ABCD Fig.* 72 anfüllt. Hierbei können aber wieder 2 Fälle unterschieden werden: entweder bleibt der Wasserstand im Gefässe *EFGH*, aus welchem das Wasser nach *ABCD* fliesst, auf unveränderlicher Druckhöhe, oder es nimmt dieser Wasserstand ab, während das Wasser in *ABCD* steigt.

Ist wieder die unveränderliche Druckhöhe IK im Reservoir $EFGH = h$, der Querschnitt der Mündung $K = a$ und der des Gefässes $ABCD = A$, so ist die Zeit zum Füllen des Gefässes

$$\tau = \frac{2A\sqrt{h}}{\mu a \sqrt{2g}}.$$

Steht aber das Wasser schon vorher bis LM und ist der Niveauabstand zwischen beiden Wasserspiegeln EF und $LM = h_1$, so folgt die Zeit zum Füllen:

$$\tau_1 = \frac{2A\sqrt{h_1}}{\mu a \sqrt{2g}};$$

dagegen die Zeit, in welcher der Wasserspiegel aus dem Stande LM in einen Stand NO tritt, wofern die anfängliche Druckhöhe $AL = h_1$ und die Druckhöhe AN am Ende $= h_2$ ist,

$$\tau = \frac{2A}{\mu a \sqrt{2g}} (\sqrt{h_1} - \sqrt{h_2}).$$

Wenn aber das Gefäss *EFGH Fig.* 73 keinen Zufluss erhält und sein Querschnitt A auch nicht als unendlich gross betrachtet werden kann in Beziehung auf den Querschnitt B des Gefässes, in welches das Wasser fliesst, so fällt die Zeitbestimmung etwas anders aus.

Es sei uv das Niveau, in welchem die Wasserspiegel in beiden Gefässen liegen, wenn der Ausfluss beendigt ist, und es stehe der Wasserspiegel LM in einem Gefässe um $LU = x$ über, sowie im anderen um $VO = y$ unter diesem Niveau; es sei also die diesen Wasserständen entsprechende Druckhöhe $x + y$. Hiernach ergibt sich die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser anfängt, aus einem Gefässe ins andere zu treten, $v = \sqrt{2g(x+y)}$, oder, da wegen der Gleichheit der Wassermenge, welche das eine Gefäss verliert und das andere gewinnt, $Ax = By$, also $y = \frac{A}{B}x$ ist,

$$v = \sqrt{2gx\left(1 + \frac{A}{B}\right)}.$$

Da dieser Ausdruck wieder eine gleichförmig verzögerte Bewegung anzeigt, so können wir die Zeit bis zu Ende des Ausflusses abermals

$$\tau = \frac{2Ax}{\mu a\sqrt{2g(x+y)}}$$

$$= \frac{2A\sqrt{x}}{\mu a\sqrt{2g\left(1 + \frac{A}{B}\right)}}$$

setzen. Weil aber in der Regel der Niveauabstand $x + y = h$ gegeben ist, so muss man $x\left(1 + \frac{A}{B}\right) = h$ setzen, was nun die Zeit

$$\tau = \frac{2A\sqrt{h}}{\mu a\left(1 + \frac{A}{B}\right)\sqrt{2g}} = \frac{2AB\sqrt{h}}{\mu a(A+B)\sqrt{2g}}$$

gibt. Um dagegen die Zeit zu finden, während welcher der Niveauabstand beider Wasserspiegel von h auf h_1 sinkt, hat man die Formel

$$\tau = \frac{2AB}{\mu a(A+B)\sqrt{2g}}\left(\sqrt{h} - \sqrt{h_1}\right)$$ anzuwenden.

Beispiel. Aus einem Gefässe von 0,3 Meter Breite und 0,7 Meter Länge fliesst das Wasser durch eine 0,05 Meter lange und breite quadratische Oeffnung in ein anderes Gefäss von 0,4 Meter Länge und Breite. Wenn nun anfänglich das Wasser im ersten Gefässe um 2 Meter höher steht als im zweiten, in welcher Zeit wird das Ausfliessen beendigt sein?

Hier ist $h = 2$, $A = 0{,}7 . 0{,}3 = 0{,}21$ □Meter,

$B = 0{,}4 . 0{,}4 = 0{,}16$ □Meter,

$a = 0{,}05 . 0{,}05 = 0{,}0025$ □Meter,

ferner $g = 9{,}8088$ Meter und $\mu = 0{,}603$ anzunehmen, daher die gesuchte Ausflusszeit

$$\tau = \frac{2 . 0{,}21 . 0{,}16\sqrt{2}}{0{,}603 . 0{,}0025 . 037\sqrt{19{,}6176}} = \frac{672\sqrt{2}}{5{,}57775\sqrt{19{,}6176}}$$

$= 38{,}47$ Secunden.

Hierbei sinkt der Wasserspiegel in A um

$$x = \frac{Bh}{A+B} = \frac{0{,}16 \cdot 2}{0{,}37} = 0{,}865 \text{ Meter},$$

und es steigt der Wasserspiegel B um

$$y = \frac{Ah}{A+B} = \frac{0{,}21 \cdot 2}{0{,}37} = 1{,}135 \text{ Meter}.$$

Erhält das prismatische Gefäss von oben Zufluss, so fällt die Abhängigkeit zwischen Steig- oder Fallhöhe und Zeit nicht so einfach aus.

Es sei die grössere Druckhöhe $= h$ und die kleinere $= h_1$, ferner die zufliessende Wassermenge in einer Secunde $= m$, der Querschnitt des Gefässes $= A$ und der Querschnitt der Mündung $= a$. Der höhere Calcül gibt

$$\tau = \frac{2A}{\mu a \sqrt{2g}} \left(\sqrt{h} - \sqrt{h_1} + \frac{m_1}{\mu a \sqrt{2g}} Ln \left(\frac{\mu a \sqrt{2gh} - m_1}{\mu a \sqrt{2gh_1} - m_1} \right) \right),$$

worin Ln den natürlichen Logarithmus bezeichnet.

Will man aber mit brigg. Logarithmen rechnen, so setze man

$$\tau = \frac{2A}{\mu a \sqrt{2g}} \left(\sqrt{h} - \sqrt{h_1} + \frac{2{,}3026 m_1}{\mu a \sqrt{2g}} - \text{Log} \left(\frac{\mu a \sqrt{2gh} - m_1}{\mu a \sqrt{2gh_1} - m_1} \right) \right).$$

Dieser Ausdruck für die Zeit gilt nicht allein, wenn das Wasser im Gefässe sinkt, also

$$m_1 < \mu a \sqrt{2gh}$$

ist, sondern auch, wenn sich dasselbe im Gefässe erhebt, also

$$m_1 > \mu a \sqrt{2gh},$$

insofern allemal h die anfängliche Druckhöhe und h_1 die am Ende der Zeit τ bezeichnet.

In dem ersteren Falle, wenn der Zufluss kleiner ist als die anfängliche Ausflussmenge, sinkt der Wasserspiegel nur so weit, bis

$$m_1 = \mu a \sqrt{2gh_1},$$

also die Druckhöhe

$$h_1 = \frac{1}{2g} \left(\frac{m_1}{\mu a} \right)^2$$

ist. Der Zeitpunkt, wenn dieser Beharrungszustand eintritt, erfolgt überdies sehr spät, denn mathematisch genommen ist τ für diesen Fall unendlich gross.

Beispiel. Ein Teich habe einen mittleren Querschnitt von 3600 □Meter und eine mittlere Tiefe von 3,50 Meter; er erhalte durch einen Bach in einer Secunde 0,95 Cubikmeter Zufluss, lasse aber sein Wasser durch eine 1,10 Meter weite und 0,60 Meter hohe Oeffnung abfliessen. Es ist die Frage nach der Zeit, innerhalb welcher sich der Wasserspiegel um 0,1 Meter senkt.

Reicht die untere Schwelle der rectangulären Oeffnung bis auf die Sohle des Teiches, so ist die Druckhöhe anfänglich

$$= 3{,}50 - \frac{0{,}60}{2} = 3{,}20 = h,$$

und die am Ende der gesuchten Zeit

$$= 3{,}20 - 0{,}10 = 3{,}10 = h_1;$$

es ist ferner der Inhalt $A = 3600$, der Inhalt $a = 1{,}10 . 0{,}60 = 0{,}66$, die Wassermenge $m_1 = 0{,}95$; setzen wir nun noch $\mu = 0{,}70$, so erhalten wir

$$\mu a \sqrt{2g} = 0{,}70 . 0{,}66 . \sqrt{19{,}6176} = 2{,}0463;$$

demnach die gesuchte Zeit:

$$\tau = \frac{2 . 3600}{2{,}0463}\left(\sqrt{3{,}2} - \sqrt{3{,}1} + \frac{2{,}3062 . 0{,}95}{2{,}0463}\operatorname{Log}\left(\frac{2{,}0463\sqrt{3{,}2} - 0{,}95}{2{,}0463\sqrt{3{,}1} - 0{,}95}\right)\right)$$

$$= 3518{,}6\left(1{,}788854 - 1{,}760682 + 1{,}0706 \operatorname{Log}\frac{2{,}71049}{2{,}65285}\right)$$

$$= 3518{,}6\ (0{,}02717 + 0{,}01000)$$

$$= 3518{,}6 . 0{,}03717 = 130{,}8 \text{ Secunden.}$$

Um die umgekehrte Frage zu beantworten, d. i. um aus der gegebenen Zeit die entsprechende Senkung $h - h_1$ des Wasserspiegels zu finden, muss man sich des Probirens bedienen, man muss nämlich annähernde Werthe für h_1 in die Gleichung einsetzen und danach die Fehler in den Zeiten berechnen; sind nun diese Fehler nicht gross, so muss man zwischen ihnen und den Differenzen zwischen dem wahren und den angenommenen Werthen für h_1 eine Proportion bilden, woraus sich dann der wahre Werth von h_1 und hieraus wieder $h - h_1$ berechnen lässt.

Fragt man z. B. im obigen Beispiele, wie viel sich der Wasserspiegel während einer Stunde $= 3600$ Secunden senkt, so bekommt man, indem man $h_1 = 1{,}20$ Meter annimmt, $\tau = 3651''$, und indem man $h_2 = 1{,}22$ Meter setzt, $\tau = 3595''$; es ist also im ersten Falle der Fehler $= 51''$ und im zweiten Falle $= 5''$, demnach setzt man

$$\frac{h_1 - 1{,}20}{h_1 - 1{,}22} = -\frac{51}{5},$$

woraus nun

$$h_1 = \frac{68{,}22}{56} = 1{,}218 \text{ Meter}$$

und die in Frage stehende Senkung

$$h - h_1 = 3{,}200 - 1{,}218 = 1{,}982 \text{ Meter}$$

sich ergibt.

Fliesst das Wasser durch einen Wandeinschnitt $EFGH$ *Fig. 74* oder Ueberfall aus einem prismatischen Gefässe, so muss man einen besondern Ausdruck für die Bestimmung der Zeit anwenden.

Bezeichnen wir wieder die Breite $EH = FG$ der Oeffnung mit b und den Wasserstand $EF = GH$ über der Schwelle mit h. Denken wir uns die Höhe in n (sehr viel) gleiche Theile getheilt, und bestim-

men wir die Zeiten, welche verfliessen, während welcher der Wasserspiegel um $\frac{h}{n}$, $\frac{2h}{n}$, $\frac{3h}{n}$ u. s. w. sinkt.

Aus der Wassermenge $m = \frac{2}{3}\mu b\sqrt{2gh^3}$ folgt die Zeit zum Sinken des Wasserspiegels bis zum ersten Theilpunkt, d. i. um $\frac{h}{n}$:

$$t_1 = \frac{A\frac{h}{n}}{\frac{2}{3}\mu b\sqrt{2gh^3}} = \frac{A}{\frac{2}{3}n\mu b\sqrt{2gh}};$$

ferner die Zeit des Sinkens vom ersten zum zweiten Theilpunkt, da nun die Höhe der Oeffnung nur noch $\left(\frac{n-1}{n}\right)h$ ist:

$$t_2 = \frac{A\frac{h}{n}}{\frac{2}{3}\mu b\sqrt{2g\left(\frac{n-1}{n}\right)^3 h^3}} = \frac{A}{\frac{2}{3}n\mu b\sqrt{2g\left(\frac{n-1}{n}\right)^3 h}};$$

die Zeit zum Sinken vom zweiten zum dritten Theilpunkt:

$$t_3 = \frac{A\frac{h}{n}}{\frac{2}{3}\mu b\sqrt{2g\left(\frac{n-2}{n}\right)^3 h^3}} = \frac{A}{\frac{2}{3}n\mu b\sqrt{2g\left(\frac{n-2}{n}\right)^3 h}} \text{ u. s. f.}$$

Durch Addition aller dieser Zeittheilchen folgt nun die ganze Ausflusszeit, während welcher der Wasserspiegel bis zur Schwelle herab sinkt,

$$\tau = \frac{3A}{2n\mu b\sqrt{2gh}}\left\{1 + \left(\frac{n}{n-1}\right)^{\frac{3}{2}} + \left(\frac{n}{n-2}\right)^{\frac{3}{2}} + \left(\frac{n}{n-3}\right)^{\frac{3}{2}} + \cdots + \left(\frac{n}{1}\right)^{\frac{3}{2}}\right\}$$

$$= \frac{3An^{\frac{1}{2}}}{2\mu b\sqrt{2gh}}\left\{\left(\frac{1}{n}\right)^{\frac{3}{2}} + \left(\frac{1}{n-1}\right)^{\frac{3}{2}} + \left(\frac{1}{n-2}\right)^{\frac{3}{2}} + \cdots + \left(\frac{1}{1}\right)^{\frac{3}{2}}\right\},$$

oder, indem man die Reihe umkehrt,

$$\tau = \frac{3An^{\frac{1}{2}}}{3\mu b\sqrt{2gh}}\left\{\left(\frac{1}{1}\right)^{\frac{3}{2}} + \left(\frac{1}{2}\right)^{\frac{3}{2}} + \left(\frac{1}{3}\right)^{\frac{3}{2}} + \cdots + \left(\frac{1}{n}\right)^{\frac{3}{2}}\right\}.$$

Da aber n sehr gross anzunehmen ist, so kann man

$$\left(\frac{1}{n}\right)^{\frac{3}{2}} = -2\left((n+1)^{-\frac{1}{2}} - n^{-\frac{1}{2}}\right)$$

setzen, weshalb auch die letzte Reihe

$$\left(\frac{1}{1}\right)^{\frac{3}{2}} + \left(\frac{1}{2}\right)^{\frac{3}{2}} + \left(\frac{1}{3}\right)^{\frac{3}{2}} + \cdots + \left(\frac{1}{n}\right)^{\frac{3}{2}} = k - 2n^{-\frac{1}{2}}$$

angenommen werden kann, wobei k unbestimmt gelassen werden möge.

Wir bekommen sonach:

$$\tau = \frac{3An^{\frac{1}{2}}}{2\mu b\sqrt{2gh}}(k - 2n^{-\frac{1}{2}})$$

$$= \frac{3A}{\mu b\sqrt{2gh}}\left(\frac{n^{\frac{1}{2}}k}{2} - 1\right).$$

Für einen andern Wasserstand h_1 über der Schwelle ist

$$\tau_1 = \frac{3A}{\mu b\sqrt{2gh}}\left(\frac{n^{\frac{1}{2}}k}{2} - 1\right);$$

daher ergibt sich die allgemeine Formel für die Zeit, innerhalb welcher der Wasserstand h über der Schwelle um $h - h_1$ sinkt, so dass er zuletzt nur noch h_1 ist:

$$T = \tau - \tau_1 = \frac{3A}{\mu b\sqrt{2g}}\left(\frac{1}{\sqrt{h_1}} - \frac{1}{\sqrt{h}}\right).$$

Für $h_1 = 0$ ist $T = \infty$, was anzeigt, dass der völlige Ausfluss nur erst in unendlicher Zeit beendigt ist.

Beispiel. In welcher Zeit sinkt der Wasserstand in einem Gefässe von 100 □Meter Querschnitt und mit einem 0,50 Meter breiten Ueberfalle um 0,60 Meter, wenn er anfänglich = 0,80 Meter ist?

Hier hat man $A = 100$, $b = 0{,}5$, $h = 0{,}8$, $h_1 = 0{,}8 - 0{,}6 = 0{,}2$, und nimmt man noch $\mu = 0{,}61$ an, so bekommt man die gesuchte Zeit

$$T = \frac{3.100\,(\sqrt{5} - \sqrt{1{,}25})}{0{,}61.0{,}5\sqrt{19{,}6176}} = \frac{600\,(2{,}23607 - 1{,}11803)}{0{,}61\sqrt{19{,}6176}}$$

$$= \frac{670{,}824}{0{,}61\sqrt{19{,}6176}} = 248{,}4'' = 4'\ 8{,}4''.$$

Findet während des Abflusses durch einen Ueberfall oder Wandeinschnitt zugleich noch Zufluss statt, so muss man mit folgender zusammengesetzter Formel rechnen, welche die höhere Rechnung gibt. Ist die Druckhöhe für den Beharrungszustand, d. i.

$$\left(\frac{m_1}{\frac{2}{3}\mu b\sqrt{2g}}\right)^{\frac{2}{3}} = k,$$

so kann man

$$t = \frac{Ak}{3m_1}\left[\mathrm{Ln}\frac{(\sqrt{h} - \sqrt{k})^2\,(h_1 + \sqrt{h_1 k} + k)}{(\sqrt{h_1} - \sqrt{k})\,(h + \sqrt{hk} + k)}\right.$$

$$\left. + \sqrt{12}\,\mathrm{arc}\left(\mathrm{tang} = \frac{(\sqrt{h} - \sqrt{h_1})\sqrt{12k}}{3k + (2\sqrt{h} + \sqrt{k})\,(2\sqrt{h_1} + \sqrt{k})}\right)\right]$$

setzen, und es bedeutet hierbei Ln (x) den natürlichen Logarithmen oder 2,3062 mal den briggischen Logarithmen von (x), sowie arc $(\mathrm{tang} = y)$ den Kreisbogen, welcher der Tangente (y) zugehört.

Diese Formel gilt sowohl für das Steigen als für das Fallen des Wasserspiegels, wenn nur h jedesmal den anfänglichen Wasserstand bezeichnet.

Ist das zufliessende Wasserquantum

$$m < \tfrac{2}{3}\mu b\sqrt{2gh^3},$$

so erfolgt ein Sinken, und ist

$$m > \tfrac{2}{3}\mu b\sqrt{2gh^3},$$

so entsteht ein Steigen des Wasserspiegels, es gibt also obige Formel die Zeit, innerhalb welcher sich die Druckhöhe h in h_1 umändert. Für $h_1 = k$ folgt $t = \infty$; es tritt also in beiden Fällen der Beharrungszustand erst unendlich spät ein.

Setzt man in dieser Formel $m_1 = 0$, also auch $k = 0$, so bekommt man den früheren Ausdruck

$$t = \frac{3A}{\mu b\sqrt{2g}}\left(\frac{1}{\sqrt{h_1}} - \frac{1}{\sqrt{h}}\right).$$

Setzt man dagegen $h = 0$, so ergibt sich die Zeit, innerhalb welcher das Wasser sich von 0 auf h_1 Höhe erhebt,

$$t = \frac{Ak}{3m_1}\left[\operatorname{Ln}\frac{h_1 + \sqrt{h_1}k + k}{(\sqrt{k} - \sqrt{h_1})^2} - \sqrt{12}\operatorname{arc}\left(\operatorname{tang} = \frac{\sqrt{3}h_1}{2\sqrt{k} + \sqrt{h_1}}\right)\right]\text{*)}.$$

Beispiel. In welcher Zeit steigt das Wasser in einem prismatischen Behälter von 4 Meter Länge und 2,75 Meter Breite von 0 Meter auf 0,5 Meter Höhe über der Schwelle eines 0,1 Meter breiten Wandeinschnittes, wenn in einer Secunde 0,3 Cubikmeter Wasser zufliessen?

Hier ist $A = 4.2{,}75 = 11$, $b = 0{,}1$, $\mu = 0{,}595$, $2g = 19{,}6176$ und $m = 0{,}3$; daher

$$k = \left(\frac{3.0{,}3}{2.0{,}595.0{,}1\sqrt{19{,}6176}}\right)^{\frac{2}{3}} = \sqrt[3]{\frac{81}{(1{,}19)^2.19{,}6176}}$$

$= 1{,}4286$ Meter, und

$$t = \frac{11.1{,}4286}{3.0{,}3}\left[\operatorname{Ln}\frac{0{,}5 + \sqrt{0{,}5.1{,}4286} + 1{,}4286}{(\sqrt{1{,}4286} - \sqrt{0{,}5})^2}\right.$$

$$\left. - \sqrt{12}\operatorname{arc}\left(\operatorname{tang} = \frac{\sqrt{3.0{,}5}}{2\sqrt{1{,}4286} + \sqrt{0{,}5}}\right)\right]$$

$$= 17{,}4607\left[\operatorname{Ln}\frac{2{,}77377}{(0{,}48814)^2} - \sqrt{12}.\operatorname{arc}\left(\operatorname{tang} = \frac{1{,}22474}{3{,}09760}\right)\right]$$

$$= 17{,}4607\left[2{,}3062\,(\operatorname{Log}2{,}77377 - 2\operatorname{Log}0{,}48814)\right.$$

$$\left. - \sqrt{12}.\operatorname{arc}\,(\operatorname{Log}\operatorname{tang} = 0{,}5970187 - 1)\right]$$

$$= 17{,}4607\,[2{,}3062.1{,}0660 - \sqrt{12}.\operatorname{arc}\,21^\circ\,34'\,23'']$$

$$= 17{,}4607\left(2{,}4584 - 3{,}4641.\frac{21{,}573^\circ.\pi}{180^\circ}\right)$$

$$= 17{,}4607\,(2{,}4584 - 1{,}3043)$$

$= 20{,}15$ Secunden.

*) Sammlung von aufgelösten Aufgaben aus dem Gebiete der angewandten Mathematik von Lehmus. Berlin 1828.

Die Zeitbestimmung für die Ausleerung und Anfüllung von Gefässen, welche von der prismatischen Form abweichen, ist noch weitläuftiger und oft sehr schwierig. Suchen wir jedoch ein paar einfache Fälle näher kennen zu lernen.

Es sei die Zeit zum Ausleeren des Gefässes ABD *Fig.* 75 zu finden, dessen Form mit einem Kugelsegmente übereinstimmt. Es sei die Druckhöhe DG anfänglich $= h$, der Halbmesser $CD = CF$ des Kugelsegmentes $= r$ und der Inhalt der Mündung bei $D = a$. Die höhere Analysis gibt die Zeit zum Ausleeren:

$$t = \frac{2\pi h^{\frac{1}{2}}}{\mu a \sqrt{2g}} (\tfrac{2}{3} r - \tfrac{1}{5} h).$$

Für die volle Kugel, die aber eine Oeffnung zum Nachtreten der äusseren Luft nöthig macht, ist $h = 2r$, daher

$$t = \frac{16\pi r^2 \sqrt{2r}}{15 \mu a \sqrt{2g}}.$$

Für die halbe Kugel hingegen ist $h = r$ und sonach

$$t = \frac{14\pi r^2 \sqrt{r}}{15 \mu a \sqrt{2g}}.$$

Beispiel. In welcher Zeit leert sich ein halbkugelförmiges Gefäss von 9 Zoll (rheinl.) Weite durch eine $\frac{1}{2}$ Zoll weite kreisförmige Oeffnung?

Hier ist $r = \frac{9}{2}$, $a = \pi (\frac{1}{4})^2 = \frac{\pi}{16}$, $2g = 750$ und $\mu = 0{,}682$ (nach Buff), daher die Zeit zum Ausleeren:

$$t = \frac{14.\pi.81.16\sqrt{9}}{15.0{,}682.4.\pi.\sqrt{2.750}} = \frac{84.27}{5.0{,}341\sqrt{1500}}$$

$$= \frac{2268}{1{,}705\sqrt{1500}} = \frac{2268}{66{,}03} = 34{,}3 \text{ Secunden.}$$

In der Praxis bieten sich sehr gewöhnlich Gefässe wie $ACEG$ *Fig.* 76 dar, welche von zwei rectangulären Grundflächen $ABCD$ und $EFGH$ und vier trapezoidalen Seitenflächen begränzt sind. Bestimmen wir deshalb eine Formel für die Zeit t, innerhalb welcher sich das Wasser in diesem Gefässe durch die Oeffnung k im horizontalen Boden $EFGH$ ausleert.

Es sei die obere Breite und Länge, oder vielmehr die Breite und Länge des Wasserspiegels, also AD und $AB = B$ und L, die Breite und Länge des Bodens aber, also EF und $EH = b$ und l; es sei ferner der Inhalt der Mündung $K = a$ und die Druckhöhe oder der anfängliche Wasserstand über dieser $= h$. Dann gibt der höhere Calcül die erforderliche Zeit zum Ausleeren:

$$t = \frac{2\sqrt{h}}{15 \mu a \sqrt{2g}} [8bl + 3BL + 2(Bl + bL)].$$

Diese Formel gilt auch für jeden Werth von B, L, b und l, also auch dann, wenn das Gefäss oben enger ist als unten am Boden.

Ist $\frac{B}{L} = \frac{b}{l}$, so bildet das Gefäss eine abgekürzte Pyramide, und setzt man dann die beiden Grundflächen $bl = A$ und $BL = A_1$, so nimmt die obige Formel folgende Gestalt an:

$$t = \frac{2\sqrt{h}}{15\mu a\sqrt{2g}}(8A + 3A_1 + 4\sqrt{AA_1}).$$

Diese Formel gilt für alle Pyramiden, sie mögen drei-, vier- oder vielseitige sein.

Will man die Zeit wissen, binnen welcher das Wasser in dem pyramidoidischen Reservoir um eine gewisse Tiefe sinkt, so hat man folgende Formel anzuwenden:

$$t = \frac{2}{15\mu a\sqrt{2g}}\Big[\big(8bl + 3BL + 2(Bl + bL)\big)\sqrt{h} - \big(8bl + 3B_1L_1 + 2(B_1l + bL_1)\big)\sqrt{h_1}\Big],$$

worin nun h der anfängliche und h_1 der Wasserstand am Ende der Zeit t ist, ferner

$$B_1 = b + \frac{(B-b)h_1}{h} \text{ und}$$

$$L_1 = l + \frac{(L-l)h_1}{h}$$

die Breite und Länge des Wasserspiegels an eben diesem Ende bezeichnen.

Beispiel. Ein Wasserkasten sei oben 2 Meter lang und 1 Meter breit, unten am Boden aber $1\frac{1}{2}$ Meter lang und $\frac{1}{2}$ Meter breit, und habe eine Höhe von $\frac{3}{4}$ Meter. Im Boden desselben befinde sich eine kreisförmige Oeffnung von 5 Centimeter Weite, welche aussen noch mit einer cylindrischen Ansatzröhre von 15 Centimeter Länge ausgerüstet ist; in welcher Zeit wird der Wasserstand um 0,5 Meter abgenommen haben?

Hier ist $b = \frac{1}{2}$, $l = \frac{3}{2}$, $B = 1$, $L = 2$, $h = \frac{3}{4}$,

$h_1 = \frac{3}{4} - \frac{1}{2} = \frac{1}{4}$, daher

$B_1 = \frac{1}{2} + \frac{1}{2}\cdot\frac{1}{3} = \frac{2}{3}$,

$L_1 = \frac{3}{2} + \frac{1}{2}\cdot\frac{1}{3} = \frac{5}{3}$; ferner

$$a = \frac{\pi(0{,}05)^2}{4} = 0{,}000625\,\pi,$$

μ (nach Venturi) $= 0{,}815$, daher

$$15\mu a\sqrt{2g} = 15 \cdot 0{,}815 \cdot 0{,}000625\,\pi\sqrt{19{,}6176} = 0{,}033846;$$ ferner

$$\big(8bl + 3BL + 2(Bl + bL)\big)\sqrt{h} = \Big(\frac{8\cdot 3}{4} + 3\cdot 2 + 2\cdot\frac{5}{3}\Big)\sqrt{\tfrac{3}{4}}$$

$$= \frac{17\sqrt{3}}{2} = 14{,}7224 \text{ und}$$

$$\big(8bl + 3B_1L_1 + 2(B_1l + bL_1)\big)\sqrt{h_1} = \Big(6 + 3\cdot\frac{10}{9} + 2\cdot\frac{11}{6}\Big)\sqrt{\tfrac{1}{4}}$$

$$= \frac{13}{2} = 6{,}5, \text{ woraus nun die gesuchte Zeit}$$

$$t = \frac{2\,(14{,}7224 - 6{,}5000)}{0{,}033846} = 485{,}8''$$

$= 8$ Minuten 5,8 Secunden folgt.

Ist die Ausflusszeit für ein anderes oder ungesetzmässiges Gefäss zu finden, so muss man sich einer Annäherungsmethode, z. B. der Simpson'schen Regel, bedienen.

In dieser Absicht denken wir uns die ganze Senkung $h_0 - h_4$ des Wasserspiegels in n, z. B. in 4 gleiche Theile getheilt, und berechnen die den Theilpunkten oder Druckhöhen h_0, h_1, h_2, h_3, h_4 entsprechenden Wasserspiegel, die wir, von oben herab gegangen, A_0, A_1, A_2, A_3, A_4 nennen wollen. Dann können wir die entsprechende Ausflusszeit

$$t = \frac{h_0 - h_4}{12\,\mu a\sqrt{2g}}\left(\frac{A_0}{\sqrt{h_0}} + \frac{A_4}{\sqrt{h_4}} + 4\left(\frac{A_1}{\sqrt{h_1}} + \frac{A_3}{\sqrt{h_3}}\right) + \frac{2A_2}{\sqrt{h_2}}\right) \text{ setzen.}$$

Genauer wird natürlich das Ergebniss, wenn man die Niveaudifferenz in 6 oder 8 oder noch mehr Theile theilt und eine entsprechende Anzahl Druckhöhen und Querschnitte oder Wasserspiegel einführt.

Bei 6 Niveauabständen geht die Formel in folgende über:

$$t = \frac{h_0 - h_6}{18\,\mu a\sqrt{2g}}\left(\frac{A_0}{\sqrt{h_0}} + \frac{A_6}{\sqrt{h_6}} + 4\left(\frac{A_1}{\sqrt{h_1}} + \frac{A_3}{\sqrt{h_3}} + \frac{A_5}{\sqrt{h_5}}\right) + 2\left(\frac{A_2}{\sqrt{h_2}} + \frac{A_4}{\sqrt{h_4}}\right)\right).$$

Die in dieser Zeit t ausgeflossene Wassermenge ist

$$mt = \frac{h_0 - h_4}{12}\left(A_0 + A_4 + 4\,(A_1 + A_3) + 2\,A_2\right), \text{ oder genauer}$$

$$= \frac{h_0 - h_6}{18}\left(A_0 + A_6 + 4\,(A_1 + A_3 + A_5) + 2\,(A_2 + A_4)\right).$$

Beispiel. In welcher Zeit sinkt der Wasserspiegel eines Teiches um 2 Meter, und wie gross ist die in dieser Zeit ausgeflossene Wassermenge, wenn die Oeffnung 0,5 Meter lang und 0,25 Meter hoch ist, die Wasserspiegel aber folgende sind:

Oberster Wasserspiegel A_0	bei 5	Meter	Druckhöhe	$= 200000$ □ Meter
Wasserspiegel A_1	- $4\frac{1}{2}$	-	-	$= 195000$ -
Wasserspiegel A_2	- 4	-	-	$= 186000$ -
Wasserspiegel A_3	- $3\frac{1}{2}$	-	-	$= 170000$ -
Unterster Wasserspiegel A_4	- 3	-	-	$= 150000$ -

Hier ist $a = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{4} = 0{,}125$ □ Meter, $\mu = 0{,}601$, daher

$12\,\mu a\sqrt{2g} = 12 \,.\, 0{,}601 \,.\, 0{,}125 \,.\, 4{,}429 = 3{,}9927$, ferner

$$\frac{A_0}{\sqrt{h_0}} = \frac{200000}{\sqrt{5}} = 89443,$$

$$\frac{A_1}{\sqrt{h_1}} = \frac{195000}{\sqrt{4{,}5}} = 91924,$$

$$\frac{A_2}{\sqrt{h_2}} = \frac{186000}{\sqrt{4}} = 93000,$$

$$\frac{A_3}{\sqrt{h_3}} = \frac{170000}{\sqrt{3,5}} = 90869,$$

$$\frac{A_4}{\sqrt{h_4}} = \frac{150000}{\sqrt{3}} = 86603,$$

daher die in Frage stehende Ausflusszeit

$$t = \frac{2}{3,9927}(176046 + 4.182793 + 2.93000)$$

$$= \frac{2.1093218}{3,9927} = 547610 \text{ Secunden}$$

$$= 6 \text{ Tage } 8 \text{ Stunden } 6 \text{ Minuten } 50 \text{ Secunden},$$

wofür man nun 6 Tage 8 Stunden ansetzen wird.

Die ausgeflossene Wassermenge ist

$$= \frac{2}{12}(360000 + 4.365000 + 2.186000)$$

$$= \frac{2192000}{6} = 365333 \text{ Cubikmeter.}$$

Beim Ablassen von Teichen ist es oft nöthig, in gleichen Zeiten gleiche Wassermengen abzulassen, weshalb man das Schutzbret nach und nach zu heben hat, um das, was an der Druckhöhe oder Geschwindigkeit abgeht, an der Grösse der Ausflussöffnung zu ersetzen.

Seither haben wir immer angenommen, dass wir die Gestalt und Dimensionen des Gefässes, aus dem das Wasser fliesst, kennen; ist dies aber nicht der Fall, so kann man doch eine Bestimmung der Ausflussmenge vornehmen, wenn man beobachtet, wie sich der Wasserstand in bestimmten Zeiten nach und nach ändert, während das Wasser durch eine bekannte Mündung ausfliesst.

Sind die in einerlei Zwischenzeit t beobachteten Druckhöhen über der Mündung $a = h_0$, h_1, h_2, h_3 und h_4, so ist nach der Simpson'schen Regel die entsprechende Ausflussmenge:

$$M = \frac{\mu a t \sqrt{2g}}{3}\left(\sqrt{h_0} + \sqrt{h_4} + 4(\sqrt{h_1} + \sqrt{h_3}) + 2\sqrt{h_2}\right).$$

Wenn man noch mehr Beobachtungen anstellt, also kleinere Zwischenzeiten annimmt, so wird natürlich das Ergebniss noch genauer.

Für Ueberfälle von der Breite b geht die Formel in folgende über:

$$M = \frac{2}{9}\mu b t \sqrt{2g}\left(\sqrt{h_0^3} + \sqrt{h_4^3} + 4(\sqrt{h_1^3} + \sqrt{h_3^3}) + 2\sqrt{h_2^3}\right).$$

Beispiel. Welche Wassermenge ist durch einen Ueberfall von 3 Meter Breite abgeflossen, wenn die beobachteten Druckhöhen folgende sind:

Anfangs $h_0 = 1{,}00^m$, nach $300''$ $h_1 = 0{,}80^m$, nach $600''$ $_2 = 0{,}62^m$, nach $900''$ $h_3 = 0{,}47^m$, am Ende nach $1200''$ $h_4 = 0{,}33^m$.

Hieraus folgt $\frac{2}{9}\mu b t \sqrt{2g} = \frac{2}{9} \cdot 0{,}657 \cdot 3.300 \cdot 4{,}429 = 581{,}96$, und sonach

$$M = 581{,}96\left[1^{\frac{3}{2}} + (0{,}33)^{\frac{3}{2}} + 4\left((0{,}80)^{\frac{3}{2}} + (0{,}47)^{\frac{3}{2}}\right) + 2\,(0{,}62)^{\frac{3}{2}}\right]$$
$$= 581{,}96\left[1 + 0{,}189 + 4\,(0{,}715 + 0{,}322) + 2.0{,}487\right]$$
$$= 581{,}96\,(1{,}189 + 4{,}148 + 0{,}974)$$
$$= 581{,}96.6{,}311 = 3673 \text{ Cubikmeter.}$$

C. Ausfluss des Wassers aus zusammengesetzten Gefässen. Es ist nicht selten, dass das Wasser aus einem Gefässe in ein anderes Gefäss strömt, oder dass ein Gefäss durch Scheidewände in einzelne Abtheilungen getheilt ist, so dass das Wasser bald in engeren, bald in weiteren Querschnitten strömen muss: wir müssen daher noch die hydraulischen Verhältnisse, welche hierbei obwalten, kennen lernen.

Befindet sich in dem Gefässe *ABCD Fig.* 77 eine Verengerung *GH*, welche das Gefäss gleichsam in zwei Theile theilt, so kann die Ausflussmenge durch *EF* allerdings eine andere sein, als wenn diese Verengerung nicht vorhanden ist. Eben so kann eine Erweiterung oder ein Bauch *GH* in dem Gefässe *ABCD Fig.* 78 zu einer solchen Veränderung in der Ausflussmenge beitragen.

So lange solche Verengerungen oder Erweiterungen (Bäuche) zu beiden Seiten ausgeweitet oder abgerundet sind, so dass das Wasser beim Durchfliessen durch dieselben eine plötzliche Veränderung in der Geschwindigkeit nicht erleidet, so lange ist der Einfluss derselben auf die Ausflussgeschwindigkeit unberechenbar klein; sind aber diese Ausweitungen oder Abrundungen nicht vorhanden, so geben sie zu Geschwindigkeitsverlusten Veranlassung, die wir im Folgenden kennen lernen wollen.

Setzen wir den oberen Querschnitt des ersten Gefässes $= A$, den des zweiten $= A_1$, den Inhalt der Verengerung $EF = a_1$ und den der Mündung $= a$, die Ausflussgeschwindigkeit aber $= v$ und die gesammte Druckhöhe $= h$.

In dem durch *Fig.* 79 repräsentirten Falle geht nur beim Uebergang aus a_1 in A eine plötzliche Geschwindigkeitsveränderung vor, indem das Wasser erst den kleinen Querschnitt a_1 und plötzlich den grösseren Querschnitt A annimmt. Die Geschwindigkeit in a_1 ist $\frac{a}{a_1}v$ und die in $A = \frac{a}{A}v$, daher die Differenz beider

$$= \left(\frac{a}{a_1} - \frac{a}{A}\right)v,$$

und der entsprechende Verlust an Druckhöhe

$$= \left(\frac{a}{a_1} - \frac{a}{A}\right)^2 \frac{v^2}{2g}.$$

Nun kommt aber das Wasser mit der Geschwindigkeit $\frac{a}{A}v$ oben an, daher ist

$$h + \left(\frac{a}{A}\right)^2 \frac{v^2}{2g} = \frac{v^2}{2g} + \left(\frac{a}{a_1} - \frac{a}{A}\right)^2 \frac{v^2}{2g}, \text{ oder}$$

$$h = \left[1 - \left(\frac{a}{A}\right)^2 + \left(\frac{a}{a_1} - \frac{a}{A}\right)^2\right] \frac{v^2}{2g},$$

woraus sich nun folgender Ausdruck für die Ausflussgeschwindigkeit ergibt:

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 - \left(\frac{a}{A}\right)^2 + \left(\frac{a}{a_1} - \frac{a}{A_1}\right)^2}}.$$

Sind A und A_1 sehr gross gegen a und a_1, so setzt man

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \left(\frac{a}{a_1}\right)^2}}.$$

Diese Formel zeigt deutlich, dass man durch solche Verengerungen im Querschnitte eines Gefässes oder dass man durch das Zuführen des Wassers aus einem Behältnisse in ein anderes an Geschwindigkeit verliert. Wäre z. B. $a = a_1$, so hätte man

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{2}} = 0{,}707\sqrt{2gh},$$

während dieselbe $= \sqrt{2gh}$ wäre ohne eine solche Scheidewand.

Noch grösser ist aber der Verlust, wenn, wie in dem *Fig.* 80 vorgestellten Falle beide Gefässe durch eine dünne Scheidewand getrennt sind, so dass die darin befindliche Oeffnung auch Contraction zulässt, denn in diesem Falle ist statt a_1 zu setzen αa_1, weil hier, wenn α den Contractionscoefficienten bezeichnet, der Querschnitt αa_1 plötzlich in A übergeht.

Es ist also in diesem Falle

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 - \left(\frac{a}{A}\right)^2 + \left(\frac{a}{\alpha a_1} - \frac{a}{A_1}\right)^2}}$$

oder für grosse A und A_1

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \left(\frac{a}{\alpha a_1}\right)^2}}$$

anzunehmen.

Besteht die Verbindung zwischen beiden Behältnissen in einer kurzen cylindrischen Röhre, so muss man statt des Contractionscoefficienten den Ausflusscoefficienten μ einführen, weil hier das Wasser mit dem Querschnitt μa_1 in das zweite Gefäss tritt.

Diese Verengerungen oder Scheidewände bringen nicht allein eine Verminderung an Geschwindigkeit, sondern auch an Druck hervor.

Es ist nämlich nach VII. die die Pressung messende Höhe der Wassersäule oberhalb der Verengerung GH:

$$H = k + x - \frac{v^2}{2g}\left(\left(\frac{a}{y}\right)^2 - \left(\frac{a}{A}\right)^2\right),$$

dagegen unterhalb der Verengerung, wo ein Verlust an lebendiger Kraft statt gefunden hat,

$$H_1 = k + x - \frac{v^2}{2g}\left(\left(\frac{a}{y}\right)^2 - \left(\frac{a}{A}\right)^2\right) + \left(\left(\frac{a}{\alpha a_1} - \frac{a}{A_1}\right)^2\right) \text{ oder}$$

$$= k - (h - x) + \frac{v^2}{2g}\left(1 - \frac{a^2}{y^2}\right),$$

wobei x die Druckhöhe an derjenigen Stelle bezeichnet, für welche der Druck H zu bestimmen ist, und y den Querschnitt an dieser Stelle, k aber die den Atmosphärendruck messende Höhe einer Wassersäule angibt. Man sieht aus diesen beiden Formeln für H und H_1, dass die hydraulische Druckhöhe in einem Punkte k im oberen Gefässe grösser sein kann als die in einem tieferen Punkte C des zweiten Gefässes, denn wenn auch in diesem Punkte die hydrostatische Druckhöhe grösser ist als in jenem Punkte, so ist dafür auch die in Abzug zu bringende Geschwindigkeitshöhe grösser als dort.

Man kann sich mit MARIOTTE *) durch folgendes Experiment von der Abnahme der hydraulischen Druckhöhe zwischen K und L überzeugen. Lässt man das Wasser durch die Mündung EF *Fig.* 81 vertikal aufwärts springen, so findet man, dass die Strahlhöhe noch lange nicht bis an das Niveau von AB reicht, nimmt man aber die Scheidewand heraus, so dass die Verengerung GH wegfällt, so steigt der Strahl weit höher und gelangt ziemlich bis AB. Lässt man ferner das Gefäss ausleeren, so sinkt zwar die Steighöhe des Strahles mit der Druckhöhe, so lange der Wasserspiegel noch im oberen Gefässe ist; tritt er aber in das untere Gefäss, so steigt der Strahl schnell wieder höher, und nimmt später wieder langsam an Höhe ab, bis endlich der Ausfluss ganz aufhört, wo auch die Steighöhe Null geworden ist.

Man benutzt das Princip solcher Verengerungen sehr oft in der praktischen Mechanik, wenn es darauf ankommt, den Ausfluss des Wassers oder einer anderen Flüssigkeit zu reguliren (s. CUBICIRUNG) oder die lebendige Kraft desselben zu mässigen. In solchen Fällen ersetzt man die Scheidewand durch einen Schieber, eine Drehklappe oder einen Hahn, durch deren Bewegung oder Umdrehung sich der Querschnitt der durch sie gebildeten Verengerung nach Bedürfniss abändern lässt. Die Aufgabe, welche man sich hierbei stellen kann, ist, dass man die Grösse a_1 der Verengerung bestimmen soll, welche bei bestimmten Dimensionen des Gefässes einer verlangten Ausflussmenge m entspricht.

Aus der Formel

$$m = \mu a v = \frac{\mu a \sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \left(\frac{a}{\alpha a_1}\right)^2}}$$

für die Ausflussmenge folgt durch Umkehrung der erforderliche Querschnitt der Verengerung:

*) Grundlehren der Hydrostatik und Hydraulik, deutsch von MEINIG, Theil IV, Seite 336.

$$a_1 = \frac{a}{a\sqrt{\left(2gh\left(\frac{\mu a}{m}\right)^2 - 1\right)}},$$

was allerdings voraussetzt, dass $m < \mu a \sqrt{2gh}$ sei.

Beispiel. Welchen Querschnitt darf eine innerhalb einer weiten Röhre angebrachte Drehklappe dem durchgehenden Wasser noch übrig lassen, damit bei einer Druckhöhe h von 3 Meter durch die 5 Centimeter weite kreisförmige Oeffnung im Boden in der Stunde nur 2,5 Cubikmeter Wasser ausfliessen?

Hier ist $a = \frac{(0{,}05)^2\pi}{4} = 0{,}000625\,\pi$, ferner $h = 3$,

$$m = \frac{12{,}5}{60.60} = 0{,}0034723,$$

nimmt man nun noch $\mu = \alpha = 0{,}62$ an, so bekommt man den erforderlichen Querschnitt

$$a_1 = \frac{0{,}000625\,\pi}{0{,}62\sqrt{6g\left(\frac{0{,}62\,.\,0{,}000625\,\pi}{0{,}0034723}\right)^2 - 1}}$$

$$= \frac{0{,}001008\,\pi}{\sqrt{7{,}234 - 1}} = 12{,}683 \text{ Quadratcentimeter.}$$

Befinden sich 2 Scheidewände oder 2 Verengerungen in einem Gefässe, oder besteht dasselbe aus 3 Abtheilungen, wie $ABCD$ *Fig.* 82, so findet auch ein doppelter Verlust an der Ausflussgeschwindigkeit statt.

Setzen wir die Querschnitte der Abtheilungen, von unten nach oben gegangen, $= A_1$, A_2, A, und die Querschnitte der Mündungen $EF = a$, $GH = a_1$ und $IK = a_2$, so haben wir für die ganze Druckhöhe h über der Ausmündung

$$h = \left[1 - \left(\frac{a}{A}\right)^2 + \left(\frac{a}{a_1 a_1} - \frac{a}{A_1}\right)^2 + \left(\frac{a}{a_2 a_2} - \frac{a}{A_2}\right)^2\right]\frac{v^2}{2g}, \text{ denn}$$

$$\left(\frac{a}{a_1 a_1} - \frac{a}{A_1}\right)\frac{v^2}{2g}$$

ist der Verlust an Druckhöhe beim Durchgange durch GH und

$$\left(\frac{a}{a_2 a_2} - \frac{a}{A_2}\right)^2$$

ist der Verlust beim Durchgange durch IK, insofern nämlich α_1 und α_2 die zugehörigen Contractionscoefficienten bezeichnen.

Wir erhalten sonach die Ausflussgeschwindigkeit

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 - \left(\frac{a}{A}\right)^2 + \left(\frac{a}{a_1 a_1} - \frac{a}{A_1}\right)^2 + \left(\frac{a}{a_2 a_2} - \frac{a}{A_2}\right)^2}},$$

welche für grosse A, A_1, A_2 übergeht in

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \left(\frac{a}{\alpha_1 a_1}\right)^2 + \left(\frac{a}{\alpha_2 a_2}\right)^2}}.$$

Wäre nun noch $a = a_1 = a_2$ und $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, so hätte man

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{3}} = 0{,}577\sqrt{2gh}.$$

Es ist nun leicht zu erkennen, welche Gestalt die Formel annimmt, wenn das Gefäss vier oder noch mehr Abtheilungen hat, auch ist leicht zu bemerken, dass die Ausflussgeschwindigkeit immer kleiner und kleiner ausfällt, je mehr man Scheidewände mit Durchgangsöffnungen in demselben anbringt.

Nicht allein Verengerungen durch Scheidewände, sondern auch plötzliche Verengerungen oder Erweiterungen im ganzen Gefässe bringen Geschwindigkeitsverluste hervor. Die Gefässe *ABCD Fig.* 83 und 84 bestehen aus zwei Abtheilungen; bei jenem ist die weitere Abtheilung oben, bei diesem aber unten. Der Inhalt der Ausflussöffnung *EF* sei bei beiden $= a$, der Inhalt des Wasserspiegels $= A$ und der Querschnitt der untern Abtheilung oder der Inhalt des Bodens $= A_1$; endlich sei der Wasserstand AG in der obern Abtheilung $= h_1$ und der Wasserstand GD in der untern $= h_2$, die ganze Druckhöhe AD aber $= h$, also $h = h_1 + h_2$.

Da beim ersten Gefässe *Fig.* 83 die zweite Abtheilung eine Ansatzröhre der oberen Abtheilung abgibt, so wird die Geschwindigkeit beim Uebergange aus der einen Abtheilung in die andere nach dem Gesetze für diese Röhren vermindert.

Ist die Ausflussgeschwindigkeit $= v$, so hat man die Geschwindigkeit in der untern Abtheilung $= \frac{a}{A_1} v$ zu setzen, und da dort das Wasser mit dem Querschnitte $\alpha_1 A_1$ eintritt, so ist die Geschwindigkeit beim Eintritt $= \frac{a}{\alpha_1 A_1} v$ und der der Geschwindigkeitsveränderung entsprechende Verlust an Druckhöhe

$$= \frac{1}{2g}\left(\frac{a}{\alpha_1 A_1} v - \frac{a}{A_1} v\right)^2 = \left(\frac{1}{\alpha_1} - 1\right)^2 \left(\frac{a}{A_1}\right)^2 \frac{v^2}{2g}.$$

Sonach hat man denn auch

$$h = \frac{v^2}{2g} + \left(\frac{1}{\alpha_1} - 1\right)^2 \left(\frac{a}{A_1}\right)^2 \cdot \frac{v^2}{2g}, \text{ d. i.}$$

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \left(\frac{1}{\alpha_1} - 1\right)^2 \left(\frac{a}{A_1}\right)^2}} \text{ zu setzen.}$$

Führen wir statt des Contractionscoefficienten α_1 den Ausflusscoefficienten

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{1}{\alpha_1} - 1\right)^2}}$$

ein, so bekommen wir

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 - \left(\frac{1}{\mu^2} - 1\right)\left(\frac{\alpha a}{A}\right)^2}}$$

als Ausdruck für die Ausflussgeschwindigkeit.

Beim zweiten Gefässe *Fig.* 84, wo das untere Gefäss das weitere ist, hat man den Verlust an Druckhöhe beim Uebergange aus dem einen Gefässe in das andere

$$= \left(\frac{\mu a}{A} - \frac{\mu a}{A_1}\right)^2 \frac{v^2}{2g}, \text{ daher}$$

$$h = \frac{v^2}{2g} + \left(\frac{1}{A} - \frac{1}{A_1}\right)^2 \mu^2 a^2 \frac{v^2}{2g}, \text{ was nun}$$

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \left(\frac{1}{A} - \frac{1}{A_1}\right)^2 (\mu a)^2}} \text{ gibt.}$$

Ist A_1 sehr gross gegen A, so kann man

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \left(\frac{\mu a}{A}\right)^2}} \text{ setzen.}$$

Beispiel. Welches Wasserquantum fliesst durch die Oeffnung $EF = a$ im Boden eines zusammengesetzten Behälters $ABCD$ *Fig.* 84, wenn die Druckhöhe $h = 6{,}4$ Fuss (rheinl.), die Weite der cylindrischen Abtheilung $ABGH = 1$ Fuss, und Länge und Breite der parallelepipedischen Abtheilung $CDGH = 1\frac{1}{2}$ und $1\frac{1}{4}$ Fuss ist, Länge und Breite der quadratischen Mündung EF aber 2 Zoll messen?

Hier hat man

$$\sqrt{2gh} = \sqrt{62{,}5 \cdot 6{,}4} = 20 \text{ Fuss},$$

$$\left(\frac{1}{A} - \frac{1}{A_1}\right)^2 = \left(\frac{4}{\pi} - \frac{8}{15}\right)^2 = 0{,}74^2 = 0{,}5476, \text{ ferner}$$

$$\alpha = \left(\frac{1}{6}\right)^2 = \frac{1}{36},$$

und nimmt man noch $\mu = 0{,}61$ an, so erhält man die gesuchte Ausflussmenge

$$m = \mu a v = \frac{\mu a \sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \left(\frac{1}{A} - \frac{1}{A_1}\right)^2 (\mu a)^2}}$$

$$= \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{\left(\frac{1}{\mu a}\right)^2 + \left(\frac{1}{A} - \frac{1}{A_1}\right)^2}}$$

$$= \frac{20}{\sqrt{\left(\frac{36}{0{,}61}\right)^2 + 0{,}5476}} = \frac{20}{\sqrt{3483{,}4}}$$

$$= 0{,}339 \text{ Cubikfuss.}$$

Wäre das Gefäss einfach, so würde m nur wenig grösser, nämlich $= 0{,}340$ Cubikfuss angenommen werden dürfen. Man sieht hieraus, wie auch die allgemeine Formel andeutet, dass bei weiten Gefässen oder in allen Fällen, wenn die Ausflussöffnung klein ist in Ansehung der Querschnitte der Abtheilungen, der Verlust an Geschwindigkeit sehr klein ist und $v = \sqrt{2gh}$ gesetzt werden kann.

Wenn das Wasser durch neben einander stehende oben offene Gefässe AC, EG und GH *Fig.* 85 (Taf. 34) fliesst, so sind die Wasserspiegel AB, EF und K nicht in einerlei Niveau, sondern da beim Durchgang durch jede der Oeffnungen M und N eine Verminderung der lebendigen Kraft statt hat, so muss der zweite Wasserspiegel EF unter dem ersten AB und der dritte K wieder unter dem zweiten stehen.

Nehmen wir an, dass die Behälter sehr weit seien in Ansehung der Oeffnungen, setzen wir den Inhalt der Oeffnung $O = a$ und die Druckhöhe derselben, d. i. den Niveauabstand zwischen ihr und dem ersten Wasserspiegel $AB = h$, setzen wir ferner den Inhalt der Mündung $M = a_1$ und den von $N = a_2$, sowie die Niveauabstände $BE = x$, $FK = y$ und $KO = z$, also $x + y + z = h$, so haben wir für die Wassermenge folgende drei Ausdrücke:

$$m = \alpha_1 a_1 \sqrt{2gx} = \alpha_2 a_2 \sqrt{2gy} = \alpha a \sqrt{2gz};$$

es folgt daher, wenn man hiermit die Gleichung $x + y + z = h$ verbindet,

$$x + \left(\frac{\alpha_1 a_1}{\alpha_2 a_2}\right)^2 x + \left(\frac{\alpha_1 a_1}{\alpha a}\right)^2 x = h, \text{ folglich}$$

$$x = \frac{h}{(\alpha_1 a_1)^2 \left\{\left(\frac{1}{\alpha a}\right)^2 + \left(\frac{1}{\alpha_1 a_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{\alpha_2 a_2}\right)^2\right\}},$$

$$y = \frac{h}{(\alpha_2 a_2)^2 \left\{\left(\frac{1}{\alpha a}\right)^2 + \left(\frac{1}{\alpha_1 a_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{\alpha_2 a_2}\right)^2\right\}} \text{ und}$$

$$z = \frac{h}{(\alpha a)^2 \left\{\left(\frac{1}{\alpha_1 a}\right)^2 + \left(\frac{1}{\alpha_1 a_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{\alpha_2 a_2}\right)^2\right\}}.$$

Auch wird die Wassermenge, in Uebereinstimmung mit der Formel für geschlossene Gefässe, durch folgenden Ausdruck bestimmt:

$$m = \alpha a \sqrt{2gz} = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{\left(\frac{1}{\alpha a}\right)^2 + \left(\frac{1}{\alpha_1 a_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{\alpha_2 a_2}\right)^2}}.$$

Sind die Mündungen a, a_1, a_2 ausgeweitet, so kann man die Contractionscoefficienten α, α_1, $\alpha_2 = 1$ annehmen, weshalb dann der Ausdruck folgende Form annimmt:

$$m = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{\left(\frac{1}{a}\right)^2 + \left(\frac{1}{a_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{a_2}\right)^2}}.$$

Beispiel. Welche Ausflussmenge gibt ein aus drei Abtheilungen bestehender Behälter, und welche Niveauunterschiede werden unter den Wasserspiegeln statt finden, wenn die ganze Druckhöhe (das Gefälle) = 1,34 Meter beträgt, die runde Ausmündung O 5 Centimeter Durchmesser hat, die Communicationsöffnungen aber 8 Centimeter weit sind?

In diesem Falle ist

$$\sqrt{2gh} = 4{,}429\sqrt{1{,}34} = 5{,}1269, \text{ ferner}$$

$$a = \frac{(0{,}05)^2\pi}{4} = 0{,}000625\,\pi,$$

$$a_1 = a_2 = \frac{(0{,}08)^2\pi}{4} = 0{,}0016\,\pi,$$

und nimmt man nun noch $\alpha = \alpha_1 = \alpha_2 = 0{,}619$ an, so bekommt man

$$\left(\frac{1}{\alpha a}\right)^2 + \left(\frac{1}{\alpha_1 a_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{\alpha_2 a_2}\right)^2 = \frac{1}{(0{,}619)^2}\left(\frac{1}{(0{,}000625\,\pi)^2} + \frac{2}{(0{,}0016\,\pi)^2}\right)$$

$$= \frac{2560000 + 781250}{(0{,}619\,\pi)^2} = \frac{3341250}{(0{,}619\,\pi)^2}.$$

Jetzt folgt nun die gesuchte Wassermenge

$$m = \frac{0{,}619 \,.\, 5{,}1269\,\pi}{\sqrt{3341250}} = 5{,}454 \text{ Cubikdecimeter.}$$

Es ist ferner der Niveauabstand zwischen dem ersten und zweiten Gefässe:

$$x = \frac{1{,}34 \,.\, 390625}{3341250} = 0{,}157 \text{ Meter.}$$

Eben so gross ist der Niveauabstand y zwischen dem Wasser im zweiten und dritten Behälter. Dagegen ist die Druckhöhe im letzten Gefässe oder die Tiefe der Mündung unter dem Wasserspiegel:

$$z = \frac{1{,}34 \,.\, 2560000}{3341250} = 1{,}026 \text{ Meter.}$$

Auch gibt wirklich $x + y + z = 0{,}157 + 0{,}157 + 1{,}026 = 1{,}34$ Meter die totale Druckhöhe h.

Die mechanischen Verhältnisse, welche obwalten, wenn das Wasser aus einem Gefässe in ein anderes fliesst und dieses dadurch ganz oder zum Theil anfüllt, haben wir schon kennen gelernt. Es bleibt nur noch übrig, eine Anwendung auf das Füllen und Leeren der Schleusen zu machen.

Wir müssen zweierlei Schleusen (Schiffahrtsschleusen) unterscheiden, nämlich einfache und doppelte.

Die einfache Schleuse besteht aus einer Kammer $ABCDE$ *Fig.* 86, welche durch das Oberthor AB vom Oberwasser und durch das Unterthor DE vom Unterwasser abgesperrt werden kann. Die doppelte Schleuse hingegen besteht aus zwei Kammern $ABCD$ und $BCEFG$ *Fig.* 87 mit dem Oberthor AD, Mittelthor BC und Unterthor FG.

Zuerst sei vom Füllen und Ausleeren der einfachen Schleusen die Rede. Ist A der mittlere (horizontale) Querschnitt der Schleusenkammer

$BCDE$, $AM = h_1$ die unveränderliche Druckhöhe im Oberwasser, vom Wasserspiegel bis zur Mitte der Schutzöffnung gemessen, $MB = h_2$ der Vertikalabstand des Unterwassers von eben dieser Mitte, und a der Querschnitt der Schutzöffnung; so ist die Zeit zum Anfüllen der Schleuse bis zur Mitte der Oeffnung:

$$t = \frac{A h_2}{\mu a \sqrt{2 g h_1}},$$

dagegen die Zeit zum weitern Anfüllen, wo nun eine Abnahme der Druckhöhe statt hat,

$$t = \frac{2 A h_1}{\mu a \sqrt{2 g h_1}}.$$

Durch Addition beider Ausdrücke bekommt man daher die ganze Anfüllungszeit

$$T = \frac{(2 h_1 + h_2) A}{\mu a \sqrt{2 g h_1}}.$$

Bei dem Ausleeren der Schleuse muss man zwei Fälle unterscheiden: entweder ist die Schutzöffnung N im Unterthore ganz unter dem Wasserspiegel des Unterwassers, oder sie ist es nur zum Theil.

Im ersteren Falle lässt sich der Niveauabstand h zwischen dem Wasserspiegel des Oberwassers (oder des in der angefüllten Schleuse) und dem des Unterwassers als Druckhöhe ansehen. Ist dann nun noch a_1 der Inhalt der Schutzöffnung N im Unterthore, so folgt die Zeit zum Ausleeren der ganzen Schleuse:

$$T_1 = \frac{2 A \sqrt{h}}{\mu a \sqrt{2 g}}.$$

Im zweiten Falle kann man sich vorstellen, dass durch den Wasserspiegel des Unterwassers die Oeffnung im Unterthore in zwei Theile getheilt ist, dass im untern Theile der Ausfluss wie im ersten Falle vor sich geht, und dass im oberen Theile der Ausfluss in freier Luft erfolgt. Ist demnach der Vertikalabstand der oberen Kante der Oeffnung im Unterthore über dem Wasserspiegel im Unterwasser $= e$, so muss man die Druckhöhe für den obern Theil dieser Oeffnung $= h_1 - \frac{1}{2} e$ setzen. Bezeichnen wir endlich die beiden Theile des Oeffnungsquerschnittes mit a und a_1, so erhalten wir die erforderliche Zeit zum Ausleeren:

$$T = \frac{2 A h}{\mu \sqrt{2 g} \left(a \sqrt{h} + a_1 \sqrt{h - \frac{e}{2}} \right)}.$$

Beispiel. Wie viel Zeit erfordert das Füllen und Leeren von folgender Schleuse:

Niveauabstand zwischen beiden Wasserspiegeln $h = 10$ Fuss (preuss.), Tiefe des Mittels der Oeffnung im Oberthore unter dem Wasserspiegel des Oberwassers $h_1 = 5$ Fuss, Länge der Schleuse $= 200$ Fuss, Breite derselben $= 24$ Fuss, Breite der Oeffnung im Oberthor $= 2\frac{1}{2}$ Fuss, Höhe derselben $= 4$ Fuss, Breite der ganz unter Wasser befindlichen Oeffnung im Unterthore $= 2\frac{1}{2}$ Fuss, Höhe $= 5$ Fuss?

Hier ist $A = 200.24 = 4800$, $a = 2\frac{1}{2}.4 = 10$, $a_1 = 2\frac{1}{2}.5 = 12{,}5$, ferner $\sqrt{2g} = 7{,}9057$; und nimmt man $\mu = 0{,}602$ an, so kann man die Zeit zum Füllen setzen:

$$T = \frac{(2.5+5)\,4800}{0{,}602.10.7{,}9057\sqrt{5}} = \frac{15.4800.\sqrt{5}}{5.2.0{,}301.79{,}057}$$

$$= \frac{3.2400\sqrt{5}}{2.3{,}796} = \frac{16091{,}7}{23{,}796} = 676 \text{ Secunden}$$

$$= 11 \text{ Minuten } 14 \text{ Secunden.}$$

Die Zeit zum Ausleeren ist

$$T_1 = \frac{2.4800\sqrt{10}}{0{,}602.12{,}5.7{,}9057} = \frac{16.48\sqrt{10}}{0{,}602\ 7{,}9057}$$

$$= \frac{384\sqrt{10}}{2{,}3796} = 510 \text{ Secunden}$$

$$= 8 \text{ Minuten } 30 \text{ Secunden.}$$

Etwas mehr zusammengesetzt sind die Formeln zur Berechnung der Zeit zum Füllen doppelter Schleusen. Hier bleibt die Druckhöhe in der vom Oberwasser abgeschlossenen Kammer $ABCD$ *Fig.* 87 während des Füllens der Kammer $BCEFG$ nicht dieselbe, sondern der Wasserspiegel AB sinkt immer mehr und mehr, je mehr Wasser abfliesst. Behalten wir die vorigen Bezeichnungen in Beziehung auf die anzufüllende Kammer $BCEFG$ bei, bezeichnen wir nur noch den Querschnitt der oberen Kammer $ABCD$ mit B.

Die Zeit für das Anfüllen der unteren Kammer bis zur Mitte M der Oeffnung im Mittelthore BC wird eben so wie in der frühern Formel bestimmt

$$t = \frac{2B}{\mu a\sqrt{2g}}\left(\sqrt{h_1} - \sqrt{x}\right),$$

worin x die Druckhöhe am Ende der Zeit t ist, die am Anfange derselben $= h_1$ war.

Nun ist aber das ausgeflossene Wasserquantum $B(h_1 - x)$ auch $= Ah_2$, demnach $x = h_1 - \frac{A}{B}h_2$ und die gesuchte Zeit

$$t = \frac{2}{\mu a\sqrt{2g}}\left(B\sqrt{h_1} - \sqrt{B\left(h_1 - \frac{A}{B}h_2\right)}\right) \text{ oder}$$

$$= \frac{2\sqrt{B}}{\mu a\sqrt{2g}}\left(\sqrt{Bh_1} - \sqrt{Bh_1 - Ah_2}\right).$$

Was aber die Zeit betrifft, welche nöthig ist, um die Schleuse von der Stelle an, wo der Wasserspiegel bis zur Mitte der Oeffnung steht, völlig zu füllen, so kann man hier genau eine früher gefundene Formel anwenden, indem hier der Ausfluss so lange erfolgt, bis beide Wasserspiegel in einerlei Niveau stehen. Diesemnach ist

$$t_1 = \frac{2AB\sqrt{x}}{\mu a (A+B)\sqrt{2g}}$$

$$= \frac{2A\sqrt{B}\sqrt{Bh_1 - Ah_2}}{\mu a (A+B)\sqrt{2g}}.$$

So folgt nun die ganze Zeit zum Anfüllen der Schleuse:

$$T = \frac{2\sqrt{B}}{\mu a \sqrt{2g}} \left(\sqrt{Bh_1} - \frac{B}{A+B}\sqrt{Bh_1 - Ah_2}\right).$$

Wäre die Schutzöffnung von allem Anfange an unter dem Wasserspiegel des Unterwassers gewesen, so hätte man h, d. i. den anfänglichen Vertikalabstand beider Wasserspiegel statt x, einzuführen.

Beispiel. Nach welcher Zeit steht das Wasser in beiden Kammern einer Doppelschleuse gleich hoch, wenn der Querschnitt der oberen 210 Quadratmeter und der Querschnitt der unteren 235 Quadratmeter ist, wenn ferner der Inhalt der Schutzöffnung = 1,25 Quadratmeter misst, der anfängliche Niveauunterschied beider Wasserspiegel 4,5 Meter und die Druckhöhe in der oberen Kammer über der Mitte der Schutzöffnung = 3,25 Meter ist?

Hier haben wir in der letzten Formel $A = 235$, $B = 210$, $a = 1{,}25$, $h_1 = 3{,}25$, $h_2 = 4{,}5 - 3{,}25 = 1{,}25$, $\sqrt{2g} = 4{,}429$ und $\mu = 0{,}602$ zu setzen, daher folgt die gesuchte Zeit:

$$T = \frac{2\sqrt{210}}{0{,}602 \cdot 1{,}25 \cdot 4{,}429}\left(\sqrt{3{,}25 \cdot 210} - \frac{210}{445}\sqrt{3{,}25 \cdot 210 - 1{,}25 \cdot 235}\right)$$

$$= \frac{16 \cdot 14{,}4914}{0{,}301 \cdot 44{,}29}\left(\sqrt{682{,}5} - \frac{42}{89}\sqrt{682{,}5 - 293{,}75}\right)$$

$$= \frac{231{,}86}{13{,}331}\left(\sqrt{6825} - \frac{42}{89}\sqrt{388{,}75}\right)$$

$$= 17{,}394\,(26{,}124 - 9{,}304)$$

$$= 293 \text{ Secunden} = 4 \text{ Minuten } 53 \text{ Secunden}.$$

D. Ausfluss des Wassers durch lange Röhren, Bewegung des Wassers in Leitungsröhren (fr. *mouvement de l'eau dans les tuyaux des conduits;* engl. *velocity of the water discharged through pipes*).

Vernachlässigt man den Einfluss, welchen die innere Röhrenwand auf die Bewegung des eingeschlossenen Wassers ausübt, so bleibt die Theorie über den Ausfluss durch Röhren dieselbe wie wir sie schon für den Ausfluss aus Gefässen im Allgemeinen gefunden haben. Wir haben daher in dem Falle, wenn das Wasser vermittels einer Röhre CDE *Fig.* 88 aus einem Gefässe A in ein Gefäss B fliesst, folgende Formel für das Ausflussgesetz:

$$h = \left[\left(\frac{a}{A_1}\right)^2 - \left(\frac{a}{A}\right)^2 + \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 + \left(1 - \frac{a}{A_2}\right)^2\right]\frac{v^2}{2g},$$

worin nämlich h den Niveauabstand FG beider Wasserspiegel von A und B, v die Geschwindigkeit in der Röhre, a den Querschnitt derselben, A den Flächenraum des Wasserspiegels vom oberen Gefässe, A_1 den

Flächenraum des Wasserspiegels vom unteren Gefässe, A_2 den Flächenraum des Bodens von diesem Gefässe, und α den Contractionscoefficienten für den Eintritt aus A in CD bezeichnet.

Es ist auch leicht zu erkennen, dass

$$\left(\frac{a}{A}\right)v,\ \left(\frac{a}{A_1}\right)v \text{ und } \left(\frac{a}{A_2}\right)v$$

die Geschwindigkeiten in den Wasserspiegeln beider und die Geschwindigkeit am Boden des zweiten Gefässes bezeichnen; dass also

$$\left(\frac{a}{A}\right)^2\frac{v^2}{2g}$$

die erst vorhandene,

$$\left(\frac{a}{A_1}\right)^2\frac{v^2}{2g}$$

die gewonnene Geschwindigkeitshöhe ist, dass ferner

$$\left(\frac{1}{\alpha}-1\right)^2\frac{v^2}{2g}$$

den Verlust an Druckhöhe beim Eintritt und

$$\left(1-\frac{a}{A_2}\right)^2\frac{v^2}{2g}$$

den Verlust an Druckhöhe beim Austritt aus der Röhre misst.

Aus obiger Formel folgt

$$v=\frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{\left(\frac{a}{A_1}\right)^2-\left(\frac{a}{A}\right)^2+\left(\frac{1}{\alpha}-1\right)^2+\left(1-\frac{\alpha}{A_2}\right)^2}}.$$

Sind beide Gefässe am Wasserspiegel sehr weit, so kann man A und $A_1=\infty$ setzen, bekommt daher

$$v=\frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{\left(\frac{1}{\alpha}-1\right)^2+\left(1-\frac{\alpha}{A_2}\right)^2}}.$$

Ist auch noch der Boden A_2 sehr weit, so bleibt

$$v=\frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{\left(\frac{1}{\alpha}-1\right)^2-1}},$$

wofür wir auch

$$v=\frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{\frac{1}{\mu^2}-1+1}}=\mu\sqrt{2gh}$$

setzen können, insofern μ den Ausflusscoefficienten durch cylindrische Ansatzröhren bezeichnet.

Ebenso wird der Druck, welchen das Wasser gegen die Röhre ausübt, durch die allgemeinen Formeln im Vorhergehenden bestimmt.

Es ist nämlich in einer Tiefe x unter dem Wasserspiegel des oberen Gefässes die hydraulische Druckhöhe

$$H = k + x - \frac{v^2}{2g}\left[1 - \left(\frac{a}{A}\right)^2 + \left(\frac{1}{a} - 1\right)^2\right].$$

Zieht man hiervon die den Atmosphärendruck messende Druckhöhe k ab, so erhält man den Ueberschuss des inneren Wasserdruckes über den äusseren Atmosphärendruck, nämlich

$$H - k = x - \frac{v^2}{2g}\left[1 - \left(\frac{a}{A}\right)^2 + \left(\frac{1}{a} - 1\right)^2\right].$$

Es ist sonach der Wasserdruck in einer Röhrenleitung am grössten, wenn das Wasser darin still steht, und er fällt um so kleiner aus, je schneller das Wasser darin fliesst.

Dies ist auch der Grund, weshalb man Röhren, worin das Wasser langsam fliesst, unter übrigens gleichen Umständen dickere Wände geben muss als Röhren, in denen das Wasser schnell läuft.

Die hier angeführten Gleichungen über die Bewegung und den Druck des Wassers in einer Röhrenleitung geben ganz unbrauchbare Resultate, wenn man nicht auch auf den Widerstand Rücksicht nimmt, den die Röhrenwand dadurch, dass sich das Wasser an derselben anhängt oder anklebt und gleichsam an derselben reibt und stösst, der Bewegung entgegenstellt. Um aber diesen Widerstand in die Rechnung einführen zu können, sind nicht allein besondere Versuche hierüber anzustellen, sondern es ist auch zu wissen nöthig, in welcher Art dieser Widerstand von den Dimensionsverhältnissen der Röhrenleitung abhängt.

Was nun die hierüber gemachten Versuche betrifft, so haben wir diese Couplet, Bossut, besonders aber Du Buat zu verdanken. Die Versuche von Couplet sind nicht allein in den Memoiren der Academie (1732) aufbewahrt, sondern auch in den Werken von Belidor und Bossut wiedergegeben. Belidor handelt in seiner *Architect. hydraul.* im II. Theile, Buch IV. Cap. II. von diesen Versuchen ausführlich. Die Versuche Bossut's sind in Cap. VIII. bis XI. des zweiten Bandes seines *Traité d'Hydrodynamique* niedergelegt. Am Ende des Cap. IX. ist von den Versuchen Couplet's an den Wasserleitungen von Marly nach Versailles die Rede.

Du Buat rapportirt die von ihm angestellten Versuche in den ersten drei Capiteln des zweiten Bandes seiner *Principes d'Hydraulique.*

Handeln wir zuerst von den Versuchen, welche Couplet zu Versailles angestellt hat. Dieser Experimentator drückt, wie Mariotte, die Wassermenge in Wasserzollen (fr. *pouces d'eau*) aus. Diese Einheit ist diejenige Wassermenge, welche während einer Minute durch eine einen Zoll weite kreisförmige Oeffnung in einer vertikalen ebenen dünnen Wand fliesst, falls der Wasserspiegel nur eine Linie über dem höchsten Punkt dieser Mündung steht, die Druckhöhe über dem Mittelpunkt also 7 Linien ist. Es zeigt aber derselbe, dass diese Einheit nur $13\frac{1}{3}$ Pinte, jede zu $\frac{1}{36}$ Cubikfuss, und nicht 14 Pinten (Pariser) ist, wie es Mariotte angenommen hat. Wir haben daher bei den folgenden Ergebnissen unter einem Wasserzoll eine Ausflussmenge in einer Minute von 0,37037 Cubikfuss (Pariser) zu verstehen.

Die Versuche wurden an 5 verschiedenen Röhrenleitungen unter verschiedenen Druckhöhen angestellt.

Die erste Röhrenleitung war 4 Zoll weit und 296 Toisen 5 Fuss 4 Zoll lang. Das Wasser floss aus einem parallelepipedischen Kasten von 2 Fuss 8 Zoll Höhe und 2 Fuss Länge und Breite in eine am Boden einmündende 6 Zoll weite 6 Fuss lange vertikal stehende Bleiröhre, die oben durch ein Ventil von ebenfalls 6 Zoll Durchmesser beliebig geöffnet und verschlossen werden konnte. An diese Röhre schloss sich eine andere nur 4 Zoll weite vertikalstehende Röhre von 17 Fuss 4 Zoll Länge an, von welcher aus eine eiserne Röhrentour von 4 Zoll Weite ihren Anfang nahm. Diese war nach dem Terrain erst ansteigend, dann fallend gelegt. An sie schloss sich endlich eine 6 Fuss 3 Zoll lange Steigröhre aus Blei von ebenfalls 4 Zoll Weite an, aus deren krummgebogenem Ende das Wasser frei und mit vollem Querschnitte (fr. *à gueule bée*) ausfloss.

Die Ergebnisse der Versuche an dieser Leitung waren folgende.

Bei der Druckhöhe (Niveauabstand des Wasserspiegels im Einfallkasten von der Mitte der Ausmündung) von 9 Fuss war die Ausflussmenge in einer Minute 2 Zoll 63 Linien.

Die Druckhöhe von 21 Zoll gab die Ausflussmenge von 4 Zoll in einer Minute.

Die Druckhöhe von 31 Zoll bewirkte eine Ausflussmenge von 5 Zoll 60 Linien. Die zweite Röhrenleitung war 6 Zoll weit und 285 Toisen 2 Fuss $9\frac{1}{2}$ Zoll lang; sie wurde an die Stelle der ersten gelegt. Sie fing in einer 23 Fuss 4 Zoll langen bleiernen Fallröhre an und endigte in einer 9 Fuss $2\frac{1}{2}$ Zoll langen bleiernen Steigröhre. Die zwischenliegende Röhre war von Eisen; sie hatte weniger Krümmungen als die vorhergehende und schloss sich auch in krummen Kniestücken an die Fall- und Steigröhre an.

Bei einer Druckhöhe von 3 Zoll war die Ausflussmenge 7 Zoll 44 Linien.

Der Druckhöhe von $5\frac{1}{4}$ Zoll entsprach eine Ausflussmenge von 10 Zoll 72 Linien.

Die dritte Röhrenleitung war 5 Zoll weit, 1170 Toisen 1 Fuss 7 Zoll lang und auf den ersten 50 Toisen von Stein, auf dem übrigen Theil aber aus Blei. Anfänglich hatte die Leitung ein sanftes Fallen, dann ein stärkeres Steigen, hierauf fiel sie wieder etwas, darauf stieg sie wieder an und zuletzt endigte sie in einer vertikalen Steigröhre von 25 Fuss 7 Zoll Länge. An dieser Leitung wurden folgende 6 Versuche angestellt.

Die Druckhöhe von 25 Zoll gab 9 Zoll 115 Linien Wasser.

Die Druckhöhe von 5 Zoll 7 Linien gab 3 Zoll 101 Linien Wasser.

Die Druckhöhe von $11\frac{1}{3}$ Zoll Druckhöhe gab 5 Zoll 116 Lin. Wasser.

Die Druckhöhe von 16 Zoll 9 Linien lieferte 7 Zoll 85 Lin. Wasser.

Die Druckhöhe von 21 Zoll 1 Linie gab 8 Zoll 122 Linien Wasser.

Die Druckhöhe von 24 Zoll bewirkte 9 Zoll 86 Linien Ausflussmenge.

Eine vierte Röhrenleitung bestand aus 5 einzelnen neben einander liegenden Strängen, welche sämmtlich in einerlei Reservoir einmündeten. Drei von diesen Röhrensträngen waren 1 Fuss und zwei davon $1\frac{1}{4}$ Fuss weit. Die ganze Länge eines Stranges mass circa 600 Toisen; der erste längere Theil fallend, der zweite kürzere steigend. Am Ende befand sich noch eine 53 Fuss $10\frac{1}{4}$ Zoll lange Steigröhre von Blei, aus deren oberem Ende der Ausfluss erfolgte. Bei einer Druckhöhe von 12 Fuss 1 Zoll 1 Linie gab die 18 Zoll weite Röhre eine Ausflussmenge von 934 Zoll 30 Linien, und die 12 Zoll weite Röhre nur 249 Zoll 17 Linien.

Endlich hat Couplet an einer Röhrenleitung Versuche angestellt, welche anfänglich auf 790 Toisen Länge $1\frac{1}{2}$ Fuss und nach dem Ende zu auf 2340 Toisen Länge nur 1 Fuss weit war. Zwischen beiden Theilen dieser Leitung befand sich ein Reservoir, und das Wasser aus dem ersten Theil floss aus dem Ende einer 31 Fuss 6 Zoll langen Steigröhre von Blei in dieses Reservoir, aus dem es dann in den zweiten Theil überging.

Bei einer Druckhöhe von 4 Fuss $7\frac{1}{2}$ Zoll war die Ausflussmenge aus dem 18 Zoll weiten Theile 345 Zoll 108 Linien; bei der Druckhöhe von 20 Fuss 3 Zoll hingegen gab der engere Theil der Leitung 168 Zoll Ausfluss.

Bossut hat Versuche an geradlinigen horizontalen und geneigten und an krummen Röhrenleitungen vorgenommen. Er drückt die ausgeflossene Wassermenge in Cubikzoll (fr. *pouces cubes*) aus. Wegen der Vergleichung dieser Versuche mit denen von Couplet ist es wichtig zu wissen, in welchem Verhältniss der von Couplet gebrauchte Wasserzoll zum Cubikzoll (paris. Mass) steht. Nach Couplet ist ein Wasserzoll $13\frac{1}{3}$ Pinten à $\frac{1}{36}$ Cubikfuss. Aber ein Cubikfuss enthält 1728 Cubikzoll; demnach ist ein Wasserzoll $= 13\frac{1}{3} \cdot \frac{1728}{36} = 640$ Cubikzoll.

Es darf aber nicht unerwähnt bleiben, dass Bossut den Wasserzoll noch kleiner gefunden hat als Couplet. Er berichtet in *nr.* 493 *Tom. II.*, dass er den Wasserzoll nur 628 Cubikzoll gefunden habe. Die Abweichung hat indessen auf die Vergleichung beider Messungen keinen Einfluss.

Dieser Experimentator bediente sich zu seinen Versuchen eines grossen Reservoirs von 25 bis 30 Cubiktoisen Inhalt und eines durch ein horizontales Rohr damit verbundenen kleineren Reservoirs von $4\frac{1}{2}$ Fuss Tiefe und nur 6 Cubiktoisen Inhalt. Aus diesem führte eine 8 bis 9 Zoll weite verzinnte horizontal liegende Blechröhre in einen parallelepipedischen Kasten ebenfalls aus verzinntem Eisenblech, und in diesen mündeten zwei Versuchsröhren aus dem nämlichen Materiale von 30 bis 180 Fuss Länge, die eine von 16 Linien und die andere von 24 Linien Weite, ein.

Durch eine Ventilvorrichtung konnte der Zufluss des Wassers aus dem grossen Reservoir in das kleine so regulirt werden, dass der Wasserstand in diesem während des Ausflusses durch die Röhrenleitung unverändert blieb. In der Leitung selbst waren von Distanz zu Distanz kleine Löcher eingebohrt, um die Luft im Innern ausströmen zu lassen. Während der Beobachtung selbst wurden sie aber mit Wachs zugeschmiert.

An den horizontal liegenden geradlinigen Röhren wurden Versuche mit 30, 60, 90, 120, 150 und 180 Fuss langen Röhren bei 1 und 2 Fuss Druckhöhe angestellt.

Die Ergebnisse hiervon enthält folgende Tabelle.

Tafel XLV.

Ausflussmenge durch horizontal liegende Röhren, nach Bossut.

Druckhöhe in Fuss.	Länge der Leitung in Fuss.	Ausflussmenge in einer Minute in Cubikzoll	
		für die 16 Linien weite Röhre.	für die 24 Linien weite Röhre.
1	30	2778	7680
1	60	1957	5564
1	90	1587	4534
1	120	1351	3944
1	150	1178	3486
1	180	1052	3119
2	30	4066	11219
2	60	2888	8190
2	90	2352	6812
2	120	2011	5885
2	150	1762	5232
2	180	1583	4710

Auch wurden Versuche mit gegen den Horizont geneigten Röhren angestellt und hierzu nur die 16 Linien weiten Röhren angewendet. Der Sinus des Neigungswinkels war $\frac{241}{2124}$, also der Neigungswinkel, unter welchem sich die Röhre nach der Ausmündung zu senkte, mass, 6° 30′ 54″.

Bei diesen Versuchen war die Druckhöhe über der Mitte der Einmündung 10 Zoll. Um aber die vollständige Druckhöhe zu erhalten, muss noch die sinuirte Länge d. i. die Vertikalprojection der Leitung hinzugenommen werden.

Die 177 Fuss lange Leitung gab 5795 Cubikzoll Wasser in der Minute. War dieselbe nur 118 Fuss lang, so gab sie 5801 Cubikzoll.

Bei 59 Fuss Röhrenlänge erhielt man endlich 5808 Cubikzoll Wasser.

Die Versuche über den Ausfluss durch gekrümmte Röhren wurden mit einer 50 Fuss langen, 1 Zoll weiten Bleiröhre angestellt.

War diese Röhre noch gerade, so gab sie in einer horizontalen Lage bei einer Druckhöhe von 4 Zoll 576 Cubikzoll Wasser in der Minute, dagegen bei der Druckhöhe von 12 Zoll 1050 Cubikzoll.

War die Röhre schlangenförmig gewunden, so dass sie 5 in einer horizontalen Ebene liegende Kniee bildete, so gab sie bei 4 Zoll Druckhöhe 540 Cubikzoll und bei 12 Zoll Druckhöhe 1030 Cubikzoll Wasser.

Dieselbe Röhre in eine Vertikalebene gebracht, so dass drei Kniee unten und zwei Kniee oben lagen, gab bei 4 Zoll Druckhöhe 520 Cubikzoll, bei 12 Zoll Druckhöhe 1028 Cubikzoll Ausflussmenge. Um das Ansammeln der Luft in den aufwärts gehenden Knieen zu verhüten, wurden Oeffnungen an diesen Stellen angebracht.

Wir übergehen die Reflexionen, welche Coupleт und Bossut über die Ergebnisse ihrer Beobachtungen angestellt haben, weil wir jetzt mit dem Einflusse der Einwirkung der Röhrenwand auf die Bewegung des Wassers bekannter sind als diese Beobachter.

Die Versuche Du Buat's dienen als Ergänzungen der Versuche von Couplet und Bossut.

Zuerst stellte dieser Physiker Beobachtungen über den Ausfluss verschiedenartiger Flüssigkeiten durch Glasröhren an, um besonders die Bewegungsgesetze bei stark geneigten und bei engen Röhren sowie bei verschiedenen Flüssigkeitsgraden zu erforschen. Der Apparat hierzu bestand aus einem cylindrischen Blechgefässe von 2 Zoll Weite und 14 Linien Höhe und aus daran angeschlossenen Glasröhren. Um diese Röhren mit dem Blechgefässe fest zu verbinden, war dasselbe sowohl am Boden selbst als auch in der Seitenwand 6 Linien über dem Boden mit einer 5 Linien weiten Ansatzröhre versehen und die mit Werg umwundenen Enden der Glasröhre waren in dieselbe gesteckt. Um aber beliebige Druckhöhen zu erzeugen, wurden noch andere Blechröhren von der nämlichen Weite wie das Blechgefäss auf dieses aufgesetzt. Das über oder durch die Fugen durchfliessende Wasser wurde in einem parallelepipedischen Blechgefässe von 4 Zoll Weite, welches das cylindrische vollkommen umschloss, aufgefangen, und um es aus diesem abzulassen, dienten vier, in den Ecken der gemeinschaftlichen Basis beider Blechgefässe angelöthete Röhrchen, die man nach Bedürfniss mit Korkstöpseln verschloss. Die Ergebnisse dieser Versuche mit vertikalen, horizontalen und geneigten Röhren von 3, 2 und $1\frac{1}{2}$ Linien Weite und mit Wasser von verschiedenen Temperaturen, Weingeist und Quecksilber sind in folgenden Tabellen zusammengestellt.

Tafel XLVI.

Ausfluss durch enge Röhren, nach den Versuchen Du Buat's.

Nr. der Beobachtungen.	Beobachtungen.	Druckhöhe im Gefässe in Zollen ausgedrückt.	Höhe der die Wassermenge in einer Minute messenden Wassersäule über einer kreisförmigen Basis des Aichmasses von 2,9443 Zoll Durchmesser.	Geschwindigkeit in Zollen ausgedrückt.	Geschwindigkeitshöhe in Zollen ausgedrückt.	Berechneter, durch Berücksichtigung der Contraction verminderter Abhang.
Horizontale Röhre von 2,9 Linien oder 0,24166 Zoll Durchmesser und 36,25 Zoll Länge.						
1.	Das Wasser floss nicht aus, es wurde durch die Attraction von der Mündung zurückgehalten.	0,2083	0,000	0,000	0,000	$\frac{1}{200}$
2.	Das Wasser floss nur tropfenweise aus.	0,3333	0,9584	2,371	0,01176	$\frac{1}{115,8}$

Nr. der Beobachtungen.	Beobachtungen.	Druckhöhe im Gefässe in Zollen ausgedrückt.	Höhe der die Wassermenge in einer Minute messenden Wassersäule über einer kreisförmigen Basis des Aichmasses von 2,9448 Zoll Durchmesser.	Geschwindigkeit in Zollen ausgedrückt.	Geschwindigkeitshöhe in Zollen ausgedrückt.	Berechneter, durch Berücksichtigung der Contraction verminderter Abhang.
Horizontale Röhre von 2,9 Linien oder 0,24166 Zoll Durchmesser und 36,25 Zoll Länge.						
3.	Grundlage für den Versuch Nr. 48.	0,8333	3,1249	7,577	0,141	$\frac{1}{52,36}$
4.	. . . . .	1,625	5,1249	12,680	0,3365	$\frac{1}{28,133}$
5.	Grundlage für die Versuche Nr. 43, 44 und 45. Die Temperatur des Wassers war 9 bis 10°.	2,0833	5,777	14,295	0,4274	$\frac{1}{21,891}$
6.	. . . . .	2,713	6,7222	16,631	0,5764	$\frac{1}{16,966}$
7.	. . . . .	3,7082	7,916	19,587	0,8009	$\frac{1}{12,468}$
8.	Die Ausflussmenge war dieselbe, die Röhre mochte horizontal liegen, oder 2 Zoll 9 Linien fallen, oder 3 Zoll steigen.	4,8333	9,1666	22,679	1,0759	$\frac{1}{9,647}$
9.	Grundlage für den Versuch Nr. 46. Das Wasser hatte $9\frac{1}{2}$° Wärme.	4,9166	9,2916	22,989	1,1054	$\frac{1}{9,5114}$
10.	Grundlage für den Versuch Nr. 47. Das Wasser hatte 12° Wärme.	5,0000	9,4583	23,401	1,1455	$\frac{1}{9,4045}$
11.	. . . . .	7,3611	11,5833	28,658	1,718	$\frac{1}{6,4237}$
12.	. . . . .	9,0833	13,5714	33,577	2,3584	$\frac{1}{5,4717}$
13.	. . . . .	20,166	21,0000	51,956	5,6469	$\frac{1}{2,4966}$

Nr. der Beobachtungen.	Beobachtungen.	Druckhöhe im Gefässe in Zollen ausgedrückt.	Höhe der die Wassermenge in einer Minute messenden Wassersäule über einer kreisförmigen Basis des Aichmasses von 2,9443 Zoll Durchmesser.	Geschwindigkeit in Zollen ausgedrückt.	Geschwindigkeitshöhe in Zollen ausgedrückt.	Berechneter, durch Berücksichtigung der Contraction verminderter Abhang.
	Die vorige Röhre geneigt um 27,8333 Zoll.					
14.	Druckhöhe im Gefässe . 9,6666 Druckhöhe in der Röhre 27,8333 Vollständige Druckhöhe 37,5000	9,6666	28,6250	70,822	10,492	$\frac{1}{1,34209}$
	Die vorige Röhre vertikal, mit verschiedenen Druckhöhen.					
15.	Druckhöhe in der Röhre 36,25 Druckhöhe im Gefässe 5,00 Vollständige Druckhöhe 41,25	5,0000	29,8333	73,811	11,400	$\frac{1}{1,2144}$
16.	desgl. 44,75	8,5000	30,7500	76,079	12,100	$\frac{1}{1,11026}$
17.	desgl. 47,916	11,6666	32,7500	81,027	13,734	$\frac{1}{1,0605}$
18.	desgl. 48,333	12,0833	33,0000	81,646	13,945	$\frac{1}{1,05414}$
19.	desgl. 50,25	14,0000	33,3333	82,471	14,227	$\frac{1}{1,0063}$
20.	desgl. 53,25	17,0000	34,3333	85,769	15,398	$\frac{1}{0,9576}$
	Horizontale Röhre von 2 Linien oder 0,16666 Zoll Durchmesser und 36,25 Zoll Länge.					
21.	. . . . .	2,0416	2,0416	10,620	0,2359	$\frac{1}{20,0753}$
22.	Grundlage für die Versuche Nr. 55 und Nr. 59. Das Wasser hatte ungefähr 14° Wärme.	5,292	3,8333	19,940	0,8327	$\frac{1}{8,129}$

Nr. der Beobachtungen.	Beobachtungen.	Druckhöhe im Gefässe in Zollen ausgedrückt.	Höhe der die Wassermenge in einer Minute messenden Wassersäule über einer kreisförmigen Basis des Aichmasses von 2,9443 Zoll Durchmesser.	Geschwindigkeit in Zollen ausgedrückt.	Geschwindigkeitshöhe in Zollen ausgedrückt.	Berechneter, durch Berücksichtigung der Contraction verminderter Abhang.
Horizontale Röhre von 2 Linien oder 0,16666 Zoll Durchmesser und 86,25 Zoll Länge.						
23.	Grundlage für die Versuche Nr. 51 und Nr. 56. Das Wasser hatte ungefähr 14° Wärme.	8,875	4,9166	25,430	1,3684	$\frac{1}{4,829}$
24.	Grundlage für die Versuche Nr. 52, 53 und 54.	15,2918	6,4166	33,378	2,331	$\frac{1}{2,788}$
Die vorige Röhre geneigt, bei 5 Zoll 8 Linien Druckhöhe im Gefässe.						
25.	Druckhöhe im Gefässe . 5,6666 Druckhöhe der Röhre . . 27,8333 Vollständige Druckhöhe . 33,5000	5,6666	9,8333	51,151	5,4741	$\frac{1}{1,2929}$
Die vorige Röhre vertikal, mit verschiedenen Druckhöhen im Gefässe.						
26.	Druckhöhe der Röhre . . 86,25 Druckhöhe des Gefässes . 2,50 Vollständige Druckhöhe . 88,75	2,5000	10,4166	54,186	6,14	$\frac{1}{1,1101}$
27.	desgl. 41,916	5,6666	11,0000	57,220	6,84	$\frac{1}{1,0342}$
28.	desgl. 45,25	9,0000	11,4587	59,605	7,432	$\frac{1}{0,9584}$
29.	desgl. 51,25	15,0000	12,475	64,373	8,67	$\frac{1}{0,8513}$

Nr. der Beobachtungen.	Beobachtungen.	Druckhöhe im Gefässe in Zollen ausgedrückt.	Höhe der die Wassermenge in einer Minute messenden Wassersäule über einer kreisförmigen Basis des Aichmasses von 2,9443 Zoll Durchmesser.	Geschwindigkeit in Zollen ausgedrückt.	Geschwindigkeitshöhe in Zollen ausgedrückt.	Berechneter, durch Berücksichtigung der Contraction verminderter Abhang.
Horizontale Röhre von 1,5 Linien oder 0,125 Zoll Durchmesser und 84,16666 Zoll Länge.						
30.	. . . . .	0,2083	0,0000	0,000	0,0000	$\frac{1}{170,43}$
31.	. . . . .	2,0833	0,7916	7,320	0,1116	$\frac{1}{17,043}$
32.	. . . . .	5,292	1,5833	14,642	0,4484	$\frac{1}{7,0539}$
33.	Grundlage für den Versuch Nr. 61. Das Wasser hatte ungefähr 14° Wärme.	9,292	2,2777	21,064	0,9394	$\frac{1}{4,0905}$
34.	. . . . .	14,5833	2,8333	26,202	1,4360	$\frac{1}{2,5987}$
Die vorige Röhre vertikal, bei verschiedenen Druckhöhen im Gefässe.						
35.	Totale Druckhöhe . 35,33	1,1666	4,500	41,614	3,622	$\frac{1}{1,0774}$
36.	desgl. 36,666	2,5000	4,5833	42,385	3,757	$\frac{1}{1,0382}$
37.	desgl. 38,333	4,1666	4,6666	43,156	3,89	$\frac{1}{0,99147}$
38.	desgl. 42,166	8,0000	5,250	45,468	4,323	$\frac{1}{0,9031}$
Vertikale Röhre von dem nämlichen Durchmesser, aber kürzer.						
39.	Druckhöhe der Röhre . . 19,00 Druckhöhe im Gefässe . 4,166 Vollständige Druckhöhe . 23,166	4,1666	4,6666	43,153	3,89	$\frac{1}{0,9856}$

Nr. der Beobachtungen.	Beobachtungen.	Druckhöhe im Gefässe in Zollen ausgedrückt.	Höhe der die Wassermenge in einer Minute messenden Wassersäule über einer kreisförmigen Basis des Aichmasses von 2,9443 Zoll Durchmesser.	Geschwindigkeit in Zollen ausgedrückt.	Geschwindigkeitshöhe in Zollen ausgedrückt.	Berechneter, durch Berücksichtigung der Contraction verminderter Abhang.
	Vertikale Röhre von dem nämlichen Durchmesser, aber kürzer.					
40.	Druckhöhe der Röhre . . 2,00 Druckhöhe im Gefässe . 4,166 Vollständige Druckhöhe . 6,166	4,1666	4,6666	43,153	3,89	$\frac{1}{0,878}$
	Vertikale Röhre von ungefähr $\frac{1}{3}$ Linie Durchmesser und 12 Zoll Länge.					
41.	. . . . .	4,1666	0,25	11,704	0,3	$\frac{1}{0,7563}$
42.	. . . . .	1,1250	0,2083	9,753	0,3	$\frac{1}{0,9302}$

Tafel XLVII.

Ergebnisse der Versuche über die Bewegung von verschiedenen Flüssigkeiten bei verschiedenen Temperaturen in Glasröhren.

Nr. der Beobachtungen.	Beobachtungen.	Namen der Flüssigkeiten.	Wärmegrade.	Druckhöhe im Gefässe in Zollen ausgedrückt.	Höhe der die Wassermenge in einer Minute messenden Wassersäule über einer Basis von 2,9443 Zoll Durchm.	Geschwindigkeit in Zollen ausgedrückt.
	Horizontale Röhre von 2,9 Lin. = 0,24166 Zoll Durchmesser und 36,25 Zoll Länge.					
43.	Siehe den Versuch Nr. 5. . . .	Regenwasser.	3	2,0833	5,2777	13,057
44.	desgl.	Salzwasser.	3	2,0833	5,1666	12,7823
45.	desgl.	desgl.	11	2,0833	5,2222	12,9197

Nr. der Beobachtungen.	Beobachtungen.	Namen der Flüssigkeiten.	Wärmegrade.	Druckhöhe im Gefässe in Zollen ausgedrückt.	Höhe der die Wassermenge in einer Minute messenden Wassersäule über einer Basis von 2,9443 Zoll Durchm.	Geschwindigkeit in Zollen ausgedrückt.
Horizontale Röhre von 2,9 Lin. = 0,24166 Zoll Durchmesser und 36,25 Zoll Länge.						
46.	Siehe den Versuch Nr. 9.	Salzwasser.	10 à 11	4,9166	9,25	22,8845
47.	Siehe den Versuch Nr. 10.	Weingeist.	12	5,0000	7,5833	18,7611
48.	Siehe den Versuch Nr. 3.	Quecksilber	10 à 12	0,8124	3,75	9,2775
49.	. . . . .	desgl.	10 à 12	0,9166	4,0833	10,1021
50.	. . . . .	desgl.	10 à 12	2,1944	6,6111	16,3558
Horizontale Röhre von 2 Lin. oder 0,16666 Zoll Durchmesser und 36,25 Zoll Länge.						
51.	Siehe den Versuch Nr. 23.	Regenwasser.	55	8,875	5,2777	27,455
52.	Siehe den Versuch Nr. 24.	desgl.	30	15,2916	6,9166	35,980
53.	desgl.	desgl.	36	15,2916	7,0833	36,847
54.	desgl.	desgl.	56	15,2916	7,2013	37,461
55.	Siehe den Versuch Nr. 22.	Weingeist.	12	5,292	2,50	13,005
56.	Siehe den Versuch Nr. 23.	desgl.	12	8,875	3,8333	19,941
57.	. . . . .	Quecksilber.	10 à 12	1,125	1,75	9,103
58.	. . . . .	desgl.	10 à 12	2,7082	3,0	15,606
59.	Siehe den Versuch Nr. 22.	desgl.	10 à 12	5,1666	4,25	22,108
60.	Das Wasser floss nicht aus.	desgl.	10 à 12	0,0555	0,000	0,000
Horizontale Röhre von 1,5 Lin. Durchmesser und 34,16666 Zoll Länge.						
61.	Siehe den Versuch Nr. 33.	Weingeist.	12	9,292	1,125	10,402

Man sieht aus diesen Tabellen, dass warmes Wasser schneller fliesst als kaltes, dass also die Klebrigkeit (fr. *viscosité*) des Wassers abnimmt, wenn dessen Wärme grösser wird. Auch ergibt sich, dass Salzwasser und Weingeist langsamer fliessen als Süsswasser bei gleicher Temperatur, dass dagegen Quecksilber schneller fliesst als dieses.

Da die Glasröhren, womit diese Versuche angestellt wurden, ziemlich enge waren, so musste bei dem Ausflusse durch dieselben die Ca-

pillarität einen wesentlichen Einfluss ausüben. Es lässt sich daher erwarten, dass die Ausflussgeschwindigkeiten bei weitern Röhren anderen Gesetzen unterliegen als bei solchen engen.

Aus Buff's Versuchen folgt, dass der Weingeist durch eine Oeffnung im dünnen Bleche schneller ausfliesst als Wasser, was mit diesen Versuchen nicht in Uebereinstimmung zu sein scheint, wenn man den Widerstand der Röhrenwand und die Contraction des Wasserstrahles einerlei Ursache zuschreiben wollte.

Wichtiger für die practische Mechanik sind folgende Versuche Du Buat's mit langen Blechröhren von 1 Zoll Weite.

Der ganze Apparat zu diesen Versuchen bestand in einem beständig voll erhaltenen Reservoir, in einer Röhrenleitung und in einem Bassin, in welches die Röhre ausmündete. Das Reservoir war aus 3 Zoll dicken Pfosten zusammengesetzt; es bildete ein Parallelepiped von 9 Fuss Länge, 17 Zoll Weite und eben so viel Höhe. Aus diesem Reservoir lief das Wasser erst in einen vollkommen umschlossenen Koffer von 4 Fuss Höhe und 17 Zoll Länge und Breite. Zwei Fuss von derjenigen Seite entfernt, welche der Einmündung in den Koffer entgegengesetzt lag, war eine bewegliche Scheidewand angebracht, die unten einen beliebig zu erhöhenden Spalt zum Durchfliessen des Wassers aus der dadurch abgeschnittenen kleineren Abtheilung in die grössere übrig liess. In dieser Abtheilung war noch ein Sieb angebracht, durch welches das Wasser fliessen musste, ehe es in den Koffer trat. Während jene Scheidewand dazu dienen sollte, dem Wasser seine, durch das Einströmen ertheilten unregelmässigen Bewegungen zu nehmen, sollte das Sieb verhindern, dass fremde Körper, wie Laub, Spähne u. s. w. in die Röhre übergingen.

In den Koffer mündeten Ansatzröhren von 1, 2 und 3 Zoll Weite und 4 Zoll Länge aus Weissblech 9, 18, 27 und 36 Zoll unterhalb des Deckels ein. An diese Ansatzröhren wurde die ebenfalls aus Weissblech gebildete Röhrenleitung angesteckt.

Das Bassin, in welches die Leitung ausmündete, war ein oben offener Holzkasten mit einer inneren Bekleidung von Weissblech, von 3 Fuss Länge, 1 Fuss Breite und 9 Zoll Tiefe. Von den 4 Seitenwänden des Bassins war diejenige, in welcher die Röhren ausmündeten, höher als die übrigen, über die die innere Blechbekleidung so herumgezogen wurde, dass sie eine Traufe bildete, durch die das zugeführte Wasser in das Aichmass lief. In der Regel war dieses Bassin gefüllt, so dass die Röhren während des Ausflusses unter Wasser ausmündeten. Nur dann, wenn das Wasser in freier Luft ausmünden sollte, floss das Wasser nicht oben über, sondern unten durch eine Röhre in einen der beiden Aichkästen. Diese Aichkästen waren 3 Fuss hoch, 1 Fuss breit und 1 Fuss lang, und hatten ebenfalls eine innere Bekleidung von Weissblech. Um die Druckhöhe zu erhalten, wurde erst der Wasserstand beobachtet, wenn die Röhre bloss gefüllt, das Wasser also ohne Bewegung war. Da in diesem Falle beide Wasserspiegel in einerlei Niveau waren, so konnte man an jedem Ende der Leitung einen Anfangspunkt bestimmen, von dem aus sich dann leicht der Wasserstand während des Ausflusses bestimmen liess.

Die Ergebnisse dieser Versuche sind in folgender Tabelle enthalten.

Tafel XLVIII.

Ausflussgeschwindigkeiten für gerade Röhren nach den Versuchen Du Buat's.

Druckhöhe der ganzen Leitung.	Ausflussmenge in einer Minute in Cubikzoll.	Mittlere Ausflussgeschwindigkeit in Zoll.	Geschwindigkeitshöhe in Zollen.	Abhang oder Verhältniss der Druckhöhe zur Länge der Leitung.	Ausmündung, entweder 4,56 Zoll unter Wasser oder in freier Luft.
Länge der Röhre 737 Zoll.					
0,15	74,9	1,589	0,005	$\frac{1}{5082,76}$	Unter Wasser.
0,50	170,79	3,623	0,027	$\frac{1}{1553,14}$	desgl.
4,20	492,02	10,436	0,2278	$\frac{1}{185,54}$	desgl.
5,93	627,48	13,315	0,37	$\frac{1}{135,55}$	desgl.
7,78	712,14	15,112	0,4773	$\frac{1}{100,86}$	desgl.
8,96	767,39	16,284	0,55	$\frac{1}{87,63}$	In der Luft.
8,96	783,43	16,625	0,58	$\frac{1}{87,94}$	Unter Wasser.
12,32	942,05	19,991	0,83	$\frac{1}{64,14}$	In der Luft.
13,70	988,21	20,970	0,92	$\frac{1}{57,66}$	desgl.
14,60	1029,95	21,856	1,00	$\frac{1}{54,2}$	desgl.
23,70	1351,00	28,669	1,76	$\frac{1}{33,59}$	Unter Wasser.
Länge der Röhre 138,5 Zoll.					
0,70	409,39	8,689	0,158	$\frac{1}{255,53}$	Unter Wasser.
6,00	1382,68	29,341	1,80	$\frac{1}{32,97}$	desgl.
20,95	2771,28	58,808	7,23	$\frac{1}{10,09}$	desgl.
Länge der Röhre 117 Zoll.					
18,0	2747,8	58,310	7,144	$\frac{1}{10,77}$	In der Luft.
$26\frac{2}{3}$	3360,0	71,301	10,62	$\frac{1}{7,294}$	desgl.
36,0	4002,93	84,945	15,095	$\frac{1}{5,596}$	desgl.

Druckhöhe der ganzen Leitung.	Ausflussmenge in einer Minute in Cubikzoll.	Mittlere Ausflussgeschwindigkeit in Zoll.	Geschwindigkeitshöhe in Zollen.	Abhang oder Verhältniss der Druckhöhe zur Länge der Leitung.	Ausmündung, entweder 4,56 Zoll unter Wasser oder in freier Luft.
Länge der Röhre 24 Zoll.					
9,0	2893,1	59,247	Unregelmässige Bewegung.		In der Luft.
18,0	4000,0	84,848			
27,0	5017,08	106,453			
36,25	5779,20	122,590			
Länge der Röhre 4 Zoll.					
27,083	5594,46	118,67	. . .	. . .	In der Luft.
Versuche mit einer 2 Zoll weiten und 255,25 Zoll langen Röhre.					
$16\frac{1}{3}$	11073,0	58,72	. . .	. . .	In der Luft.
36,35	16275,2	86,308	. . .	. . .	desgl.

Man ersieht aus der Tabelle, dass die Ausflussgeschwindigkeit unter übrigens gleichen Umständen und Verhältnissen fast dieselbe ist, die Röhre mag in freier Luft oder unter Wasser ausmünden. Das Ausfliessen unter Wasser war bei kleinen Druckhöhen über der Röhreneinmündung nothwendig, um das Wasser zum Ausfliessen mit vollem Querschnitt zu nöthigen. Du Buat räth überhaupt, dass man in diesen Fällen das Wasser durch Ausmünden in einem Gefässe mit Wasser oder durch Aufwärtsbiegen des Ausgussendes zum Ausfliessen mit gefülltem Querschnitte nöthigen möge, weil man dadurch in der Regel eine grössere Ausflussmenge erhält.

Um den Einfluss, den Krümmungen in der Röhrenleitung oder in dem Bette eines fliessenden Wassers auf die Bewegung des Wassers in denselben ausüben, kennen zu lernen, hat Du Buat noch folgende interessante Versuche mit krummen Röhren angestellt.

Zieht man in dem äussersten Punkte *C Fig.* 89 einer krummen Röhre *ACB* eine Berührungslinie *DE* und die beiden Axenlinien *CA* und *CB*, so bilden letztere mit ersteren die Winkel $ACD = BCE$, welche man Anprallungswinkel oder Bricolwinkel (fr. *angles des bricoles*) nennt. Man sieht leicht, dass beide Bricolwinkel zusammen den Ablenkungswinkel *BCF* oder Centriwinkel *AMB* geben, und dass dieser Winkel zu dem Krümmungswinkel *ACB* den Nebenwinkel bildet.

Du Buat hat in der Voraussetzung, dass der Krümmungswiderstand wie das Quadrat des Bricolwinkels wächst, Versuche mit dem Bricolwinkel von 24° 34′, 36° und 56° 14′ und deren Vielfachen angestellt, weil die Quadrate dieser Sinus (0,17285; 0,34558; 0,69105) sich wie die Zahlen 1, 2, 4 zu einander verhalten. Die meisten in Anwendung gekommenen Kniestücke sind in *Fig.* 90 abgebildet und mit den Nummern I., II., III. u. s. w. bezeichnet. Zehn von diesen Knieen gehören Röhren von 1 Zoll und fünf von ihnen Röhren von 2 Zoll innerer Weite an. Die geraden Theile dieser Röhren waren von Weissblech, die krummen Theile oder Kniee aber von Blei.

Die Ergebnisse dieser Versuche enthält folgende Tabelle; von den Folgerungen daraus wird aber später die Rede sein.

Tafel XLIX.

Ausflussgeschwindigkeiten für krumme Röhren, nach den Versuchen Du Buat's.

Nr. der Kniestücke.	Druckhöhe für die gerade Röhre in Zollen.	Druckhöhe für die gekrümmte Röhre in Zollen.	Vermehrung der Druckhöhe wegen der Krümmung in Zollen.	Geschwindigkeit für beide Röhren in Zollen.	Anzahl und Grösse der Bricolwinkel.	Krümmungshalbmesser der äusseren Wand in Zollen.
			Röhre von 1 Zoll Durchmesser und 24 Zoll Länge.			
VIII.	36,25	41,00	4,75	122,590	4 bric. von 36°.	2,618
VIII.	27,00	30,50	3,50	106,453	desgl.	2,618
VIII.	18,00	20,33	2,33	84,848	desgl.	2,618
VIII.	9,00	10,08	1,08	59,247	desgl.	2,618
			Röhre von 1 Zoll Durchmesser und 117 Zoll Länge.			
VII.	36,0	38,49	2,49	84,945	3 bric. von 36°.	2,618
VI.	36,0	37,50	1,50	84,945	2 desgl.	2,618
V.	36,0	36,75	0,75	84,945	1 desgl.	2,618
IV.	36,0	37,50	1,50	84,945	4 bric. von 24° 34'.	5,5245
III.	36,0	37,12	1,12	84,945	3 desgl.	5,5245
II.	36,0	36,75	0,75	84,945	2 desgl.	5,5245
I.	36,0	36,37	0,37	84,945	1 desgl.	5,5245
IX.	36,0	42,00	6,00	84,945	1 bric. von 56° 14'.	1,1257
X.	36,0	41,90	5,90	84,945	1unregelmäss. bric.	1,1257
VIII.	18,00	19,50	1,50	58,438	4 bric. von 36°.	2,618
VI.	18,00	18,75	0,75	58,438	2 bric. von 36°.	2,618
V.	18,00	18,37	0,37	58,438	1 bric. von 36°.	2,618
IV.	18,00	18,75	0,75	58,438	4 bric. von 24° 34'.	5,5245
IX.	18,00	19,50	1,50	58,438	1 desgl.	1,1257
VIII., VII., VI., V.	26,945	32,85	5,905	71,590	10 bric. von 36°.	2,618
			Röhre von 1 Zoll Durchmesser und 138,5 Zoll Länge.			
VIII.	20,95	22,59	1,64	58,808	4 bric. von 36°.	2,618
VIII.	6,00	6,41	0,41	29,330	desgl.	2,618
			Röhre von 1 Zoll Durchmesser und 737 Zoll Länge.			
VIII.	23,7	24,09	0,39	28,657	4 bric. von 36°.	2,618
			Röhre von 2 Zoll Durchmesser und 255½ Zoll Länge.			
XIV.	16,33	17,66	1,33	58,72	4 bric. von 36°.	5,236
XIV.	36,35	39,25	2,90	86,308	desgl.	5,236
XI. u. XII.	36,35	45,09	8,64	86,308	6 bric. von 24° 34'.	11,049
XIII. u. XIV.	36,35	45,09	8,64	86,308	5 bric. von 36°.	5,236
XV.	36,35	45,09	8,64	86,308	1 bric. von 56° 14'.	2,2514

Nachdem nun durch Couplet, Bossut und Du Buat eine grosse Anzahl von Fällen beim Ausfluss durch lange Röhren genau kennen gelernt wurden, musste es eine Hauptaufgabe der Hydrauliker sein, ein allgemeines Gesetz aus diesen Beobachtungen, d. i. eine Formel abzuleiten, durch welche man aus den Dimensionen und der Lage einer

Wasserleitung die ausfliessende Wassermenge oder aus dieser und den übrigen Verhältnissen die Weite oder das Gefälle der Leitung berechnen kann. Diese Formel stellte auch wirklich Du Buat zuerst auf. Obwohl sie mit den Erfahrungen gut übereinstimmte, so fehlte es ihr doch ganz an der für die Ausübung so sehr nöthigen Einfachheit. Soll mit Hülfe der Formel von Du Buat aus den übrigen Verhältnissen und Dimensionen einer Röhrenleitung die fehlende berechnet werden, so hat es seine grossen Schwierigkeiten, weil man dabei auf Gleichungen stösst, die direct nicht aufgelöst werden können.

Die Formel ist, wenn d die innere Weite oder den Durchmesser der Röhre, l die Länge derselben, h das Totalgefälle, vom Wasserspiegel des Einfallkastens bis zur Mitte der Ausmündung gemessen, und v die Ausflussgeschwindigkeit bezeichnet,

$$v = \frac{297\left(\sqrt{\frac{1}{4}d} - 0{,}1\right)}{\sqrt{\frac{l}{h - \frac{v^2}{478}}} - \text{Log nat}\sqrt{\frac{l}{h - \frac{v^2}{478}}} + 1{,}6} - 0{,}3\left(\sqrt{\frac{d}{4}} - 0{,}1\right),$$

wo alles auf paris. Zoll sich bezieht.

Man sieht nun leicht ein, welche Schwierigkeit es hat, wenn man die Ausflussgeschwindigkeit und Ausflussmenge berechnen will, denn es kommt v einfach, im Quadrat unter den Wurzelzeichen und überdies noch unter dem Logarithmus vor.

Schon Woltmann macht in seinen Beiträgen zur hydraulischen Architectur Bd. I. S. 151 u. s. w. Ausstellungen an der Formel von Du Buat; er gibt auch dafür folgende andere Formel:

$$v^{\frac{7}{4}} = 133{,}6\, g\, \frac{d}{4l}\left(h - \frac{v^2}{478}\right).$$

Allein auch diese Formel hat noch den Mangel an Einfachheit, und lässt sich, wiewohl Woltmann unter gewissen Voraussetzungen den Exponenten $\frac{7}{4}$ aus den Erfahrungen abgeleitet hat, nicht genügend begründen.

Glücklicher noch war Eytelwein bei der Auswahl einer Formel für die Ausflussgeschwindigkeit durch lange Röhren. Er gibt in seinen Zusätzen (Abschn. I., Cap. VIII.) zu der Kosmann'schen Uebersetzung der Hydraulik von Du Buat eine höchst einfache Formel, die er auf folgende Weise entwickelt.

Er denkt sich die ganze Druckhöhe h aus zwei Theilen bestehend, aus der der Ausflussgeschwindigkeit v entsprechenden Geschwindigkeitshöhe $\frac{v^2}{2g}$ oder mit Berücksichtigung der Contraction bei cylindrischen Ansatzröhren aus $\frac{v^2}{2g\mu^2}$ und aus der durch den Widerstand der Röhrenwand entstehenden Widerstandshöhe h_1 zusammengesetzt. Diese Widerstandshöhe setzt er nun der Länge l und dem Quadrate der Geschwindigkeit v direct und dem Durchmesser d der Leitung umgekehrt proportional, und findet nun aus 51 Versuchen von Couplet, Bossut und Du Buat, wobei er aber Röhren von der Weite unter 1 Zoll ausser

Acht lässt, einen gewissen Widerstandscoefficienten durch Umkehrung der Formel

$$h_1 = \frac{flv^2}{d}.$$

Das arithmetische Mittel aus den so erhaltenen 51 Werthen für

$$f = \frac{h_1 d}{lv^2}$$

gibt ihm nun für paris. Zollmass

$$f = \frac{1}{152{,}47},$$

weshalb er

$$h = \frac{v^2}{2g\mu^2} + fh_1 = \frac{v^2}{2g\mu^2} + \frac{flv^2}{d}$$

setzt, und woraus er

$$v^2 = \frac{h}{\frac{1}{2g\mu^2} + \frac{fl}{d}}$$

findet. Nun ist aber der Contractionscoefficient $\mu = 0{,}8125$ und $2g = 724{,}704$, demnach

$$v = \sqrt{\frac{h}{\frac{1}{478} + \frac{l}{152{,}47.d}}}$$

$$= \sqrt{\frac{478h}{1 + 0{,}0206\frac{l}{d}}}.$$

Eytelwein bemerkt nun noch, dass diese Formel nur bei kleinen und bei mittleren Geschwindigkeiten eine gute Uebereinstimmung mit der Erfahrung gibt, dass sie aber bei grossen Geschwindigkeiten merklich zu kleine Resultate liefert. Er setzt aus diesem Grunde statt der letzten Quadratwurzel eine Potenz mit dem Exponenten $\frac{18}{35}$, also

$$v = \sqrt[35]{\left(\frac{478h}{1 + 0{,}0206\frac{l}{d}}\right)^{18}},$$

oder für paris. Fussmass

$$v = \sqrt[35]{\left(\frac{45{,}73h}{1 + 0{,}0206\frac{l}{d}}\right)^{18}}.$$

In einer Tabelle (Seite 90) stellt Eytelwein die nach beiden Formeln berechneten Geschwindigkeiten mit den beobachteten zusammen.

Die erste von beiden Formeln führt Eytelwein auch wieder in seinem Handbuche der Hydraulik an; er formt dort dieselbe für rheinisches oder preussisches Fussmass um, und bekommt so

$$v = \sqrt{\left(\frac{41{,}22\,h}{1 + 0{,}02\,\frac{l}{d}}\right)} \text{ oder}$$

$$= 6{,}42\,\sqrt{\left(\frac{50\,h\,d}{l + 50\,d}\right)}.$$

Wäre z. B. die Länge einer Röhrenleitung 200 Fuss (rheinl.), die Weite derselben 2 Zoll und das Gefälle 5 Fuss, so gäbe die letzte Formel die Ausflussgeschwindigkeit

$$v = 6{,}42\,\sqrt{\frac{50 . 5 . \frac{1}{6}}{200 + 50 . \frac{1}{6}}} = 6{,}42\,\sqrt{\frac{250}{1200 + 50}}$$

$$= 6{,}42\,\sqrt{\tfrac{1}{5}} = 1{,}284\,\sqrt{5} = 2{,}87 \text{ Fuss},$$

woraus nun noch die Ausflussmenge in einer Minute

$$m = 60 . \frac{\pi d^2 v}{4} = \frac{15\pi . 2{,}87}{36} = \frac{28{,}7\,\pi}{24} = 3{,}75 \text{ Cubikfuss folgte.}$$

Eytelwein bemerkt noch, dass die letzte Formel besonders für Geschwindigkeiten von $\frac{1}{2}$ bis 2 Fuss mit der Erfahrung gut übereinstimme.

Die jetzt allgemein angenommene Formel für die Geschwindigkeit des Wassers in Röhren und Betten haben wir Coulomb zu danken. Dieser beweist nämlich in einer dem Nationalinstitut mitgetheilten Abhandlung (*Mémoires de l'Institut, classe des sciences, Tom. III.*) aus Erfahrungen und durch Schlüsse, dass der Widerstand, den die Röhrenwand dem Wasser entgegensetzt, aus zwei Theilen oder Gliedern zusammenzusetzen sei, von denen das erste Glied der einfachen und das zweite Glied dem Quadrate der Geschwindigkeit proportional gesetzt werden müsse*).

Dieses Coulomb'sche Gesetz wendete Girard (*essai sur le mouvement des eaux courantes*) auf die Bewegung des Wassers in natürlichen und künstlichen Betten an. Das Hauptverdienst aber, mit Hülfe dieses Gesetzes aus den bekannten Erfahrungen allgemeine Formeln für die Bewegung des Wassers in Röhren und offenen Betten abgeleitet zu haben, gebührt Prony. Er theilt seine Untersuchungen in dem Werke: *Recherches physico-mathématiques sur la théorie du mouvement des eaux courantes*, 1804, welches Langsdorf 1812 deutsch herausgegeben hat, mit. Um aus den 51 Versuchen von Couplet, Bossut und Du Buat die Erfahrungscoefficienten zu finden, welche den, den Röhrenwiderstand messenden Gliedern angehörigen, wendet Prony die letzte von den drei Methoden an, die La Place in seiner *Mécanique céleste, Tom. II.* §. 40. abhandelt, und worüber in diesem Werke der Artikel BEOBACHTUNG nachgesehen werden kann. Dem Werke von Prony sind noch mehrere Tabellen beigefügt. Unter diesen ist aber die zweite eine vollständige Zusammenstellung der durch die Formel gefundenen Geschwindigkeiten mit den von Couplet, Bossut und Du Buat beobachteten Werthen derselben. Auch sind die Differenzen zu diesen Geschwindigkeiten angeführt, und es ist daher sehr leicht, die Genauigkeit dieser Formel hiernach zu prüfen.

*) Newton hatte dasselbe Gesetz gefunden bei Versuchen über die Schwingungszeiten des Pendels im Wasser. Siehe *Philosophiae nat. principia, lib. II., sect. VI., propos. XXXI.*

Prony's Formel für das Metermass ist

$$v = -0{,}0248829 + \sqrt{0{,}000619159 + 717{,}857\frac{hd}{l}}.$$

Ist die Geschwindigkeit nicht sehr klein, so setzt er

$$v = 26{,}79\sqrt{\frac{hd}{l}}.$$

Beispiel. Welche Wassermenge gibt eine Röhrenleitung von 50 Meter Länge und 5 Centimeter Weite bei 0,3 Meter Druckhöhe?

Die Geschwindigkeit ist nach der ersten Formel

$$v = -0{,}02488 + \sqrt{0{,}000619159 + 717{,}857 \cdot \frac{0{,}3 \cdot 0{,}05}{50}}$$

$$= -0{,}02488 + \sqrt{0{,}2159762} = 0{,}4398 \text{ Meter.}$$

Die zweite, weniger genaue Formel gibt

$$v = 26{,}79\sqrt{\frac{3}{10000}} = 0{,}2679\sqrt{3} = 0{,}4640 \text{ Meter.}$$

Aus der erst gefundenen Geschwindigkeit folgt nun die Ausflussmenge in einer Minute

$$= 60 \cdot 0{,}4398 \cdot \frac{\pi}{4}(0{,}05)^2 = 0{,}0375 \cdot 0{,}4398\,\pi \text{ Cubikmeter}$$

$$= 37{,}5 \cdot 0{,}4398\,\pi \text{ Lit.} = 51{,}8 \text{ Litres.}$$

Später hat Eytelwein (s. seine Abhandlung in den Jahrbüchern der Berliner Academie der Wissenschaften über die Bewegung des Wassers) die Erfahrungscoefficienten aus den bekannten 51 Erfahrungsfällen von Neuem berechnet und dabei den Einfluss der Contraction des Wassers beim Eintritt in die Röhrenleitung mit in Rechnung gezogen, den Prony ausser Acht gelassen hatte.

Ehe wir von den Ergebnissen Eytelwein's handeln, wird es nöthig sein, die Herleitung der allgemeinen Formel vorzunehmen.

Wäre ein Widerstand in der Röhrenleitung nicht vorhanden, so würde die Ausflussgeschwindigkeit

$$v = \mu\sqrt{2gh}, \text{ also } h = \frac{v^2}{2g\mu^2}$$

sein, wenn h die ganze Druckhöhe und μ den kurzen cylindrischen Ansatzröhren angehörigen Ausflusscoefficienten $= 0{,}8125$ bezeichnet. Nun ist aber ein aus zwei Theilen bestehender Widerstand vorhanden, demnach können wir

$$h = \frac{v^2}{2g\mu^2} + x + y$$

setzen. Dieser Widerstand hängt von der physischen Beschaffenheit der Röhrenwand oder des Flussbettes nicht ab, wie vielfältige Erfahrungen gezeigt haben, denn er ist bei Röhren von Glas, Blei, Eisen, Zinn, Stein, Holz u. s. w. gleich gross gefunden worden, sondern nur die

Länge und Weite der Röhre, sowie die Geschwindigkeit des darin fliessenden Wassers bestimmt denselben.

Man kann sich diesen Umstand dadurch erklären, dass man annimmt, es bilde sich an der Canal- oder Röhrenwand ein dünner Ueberzug von Wasser, welcher durch die Anziehungskraft zwischen dem Wasser und der Materie der Wand festgehalten wird, und es reibe und stosse sich nun das fliessende Wasser an diesem Wasserüberzug. Der durch diese Reibung oder Adhäsion erzeugte Widerstand pflanzt sich nun auf das Innere des Wassers vermöge des, wenn auch nur kleinen, Zusammenhanges der Wassertheilchen unter einander fort und es erleidet so der ganze Wasserkörper einen Aufenthalt in seiner Bewegung.

Uebrigens hat sich ergeben, dass dieser Widerstand von dem Drucke ganz unabhängig ist. Es darf daher derselbe gar nicht verglichen werden mit der Reibung zwischen festen Körpern, denn diese ist gegentheils von dem Drucke und von der physischen Beschaffenheit der sich berührenden Flächen abhängig.

Es lässt sich leicht erachten, dass der Widerstand, welchen das Bette oder die Röhrenwand oder vielmehr deren Wasserüberzug dem fliessenden Wasser entgegensetzt, mit der Grösse der Berührungsfläche gleichmässig wächst, wenn das Gefälle h und die Wassermenge m, also die mechanische Wirkung dieselbe ist. Die Grösse dieser Fläche ist aber die Fläche der inneren Röhrenwand, also wenn l die Länge und d den Durchmesser dieser bezeichnet, $= l\pi d = \pi ld$; es ist daher anzunehmen, dass unter diesen Umständen der gedachte Widerstand mit πld proportional sei.

Es ist aber die Wassermenge ein Vielfaches vom Querschnitte $\frac{\pi d^2}{4}$, deshalb ist auch der einem Wasserelemente entgegengesetzte Widerstand um so kleiner, je grösser die Wassermenge oder $\frac{\pi d^2}{4}$ ist, d. i. es muss der Widerstand von jedem Wasserelemente überdies noch der Grösse $\frac{\pi d^2}{4}$ umgekehrt proportional gesetzt werden. Aus beiden Verhältnissen folgt nun, dass der Widerstand überhaupt dem Producte $\pi ld . \frac{4}{\pi d^2} = \frac{4l}{d}$ direct, also der Röhrenweite umgekehrt proportional zu setzen ist.

Ausserdem aber ist dieser Widerstand nach der einfachen Geschwindigkeit v und dem Quadrate v^2 derselben proportional, ersteres vielleicht darum, weil bei $m$facher Geschwindigkeit $m$mal so viel Wassertheilchen von der Wasserkruste loszureissen sind, und letzteres, weil bei $m$facher Geschwindigkeit $m$mal so viel Wassertheilchen $m$mal so schnell zu bewegen sind. Wenn sonach A und B noch auszumittelnde Erfahrungscoefficienten sind, so lassen sich die Widerstände durch die Widerstandshöhen

$$x = \frac{4Alv}{d} \text{ und}$$

$$y = \frac{4Blv^2}{d},$$

also das allgemeine Bewegungsgesetz durch

$$h = \frac{v^2}{2g\mu^2} + \frac{4Alv}{d} + \frac{4Blv^2}{d}$$

ausdrücken. Eytelwen findet nun aus den 51 Erfahrungen von Couplet Bossut und Du Buat durch das nämliche Verfahren, welches Prony angewendet hat, für paris. Zollmass

$$A = 0{,}000022357912 \text{ und}$$
$$B = 0{,}000007588182 \text{ *).}$$

Man hat sonach

$$h = \frac{v^2}{2g\mu^2} + 0{,}000089431648\frac{lv}{d} + 0{,}00030352728\frac{lv^2}{d}.$$

Hieraus findet nun Eytelweyn folgenden, für jedes Mass geltenden Ausdruck:

$$v = \frac{-l + \sqrt{\left[l^2 + (2750273.l + 189395917.d)\frac{hd}{\frac{1}{2}g}\right]}}{\frac{1}{\frac{1}{2}g}(122{,}98.l + 8469.d)} \text{ oder}$$

$$v = \frac{-l + \sqrt{\left[l^2 + (5500546\,l + 378791834\,d)\frac{hd}{g}\right]}}{\frac{1}{g}(245{,}96\,l + 16938\,d)}.$$

Hieraus folgt noch für das paris. Zollmass

$$v = \frac{-l + \sqrt{[l^2 + (15180l + 1045370\,d)\,hd]}}{0{,}6788\,l + 46{,}74\,d},$$

und für das preuss. Fussmass

$$v = \frac{-l + \sqrt{[l^2 + (176017\,l + 12121336.d)hd]}}{7{,}87\,l + 542\,d}.$$

Beispiel. Ist die Länge l der Röhrenleitung $= 200$ Fuss, die Weite $d = \frac{1}{6}$ Fuss und das Gefälle $h = 5$ Fuss, so folgt nach der letzten Formel die Geschwindigkeit:

$$v = \frac{-200 + \sqrt{[40000 + (176017.200 + 12121336.\frac{1}{6})\frac{5}{6}]}}{7{,}87.200 + 542.\frac{1}{6}}$$

$$= \frac{-200 + \sqrt{40000 + 31019685}}{1574 + 90{,}33}$$

$$= \frac{-200 + \sqrt{31059685}}{1664{,}33} = \frac{-200 + 5573{,}12}{1664{,}33} = 3{,}23 \text{ Fuss.}$$

Die einfachere Formel von Eytelwein gab v nur $= 2{,}87$ Fuss.
Die allgemeine Formel

$$h = \frac{v^2}{2g\mu^2} + \frac{4Alv}{d} + \frac{4Blv^2}{d}$$

kann besonders in drei Fällen benutzt, es kann nämlich durch dieselbe entweder die Druckhöhe oder die Röhrenweite, oder die Ausflussmenge bestimmt werden.

*) Vergl. hiermit die später folgende Bestimmung des Verfassers.

Fragt man, welches Gefälle man einer Röhrenleitung von gegebener Weite und Länge zu geben hat, damit sie ein bestimmtes Wasserquantum m in einer Secunde fortführe, so kann man die obige Formel unmittelbar benutzen, indem man darin $v = \frac{4m}{\pi d^2}$ setzt. Es ist sonach

$$h = \frac{16 A l m}{\pi d^3} + \left(\frac{1}{2g\mu^2} + \frac{4Bl}{d}\right)\frac{16m^2}{\pi^2 d^4}$$

$$= 5{,}093\,\frac{Alm}{d^3} + \left(\frac{1{,}5147}{2g} + \frac{4Bl}{d}\right)\frac{1{,}62114\,m^2}{d^4}.$$

Für das Metermass verwandelt sich der Eytelwein'sche Coefficient B in $0{,}000007588182 . 36{,}941328 = 0{,}0002803174$, weil ein Meter 36,941328 paris. Zoll enthält.

Es wird sonach die Formel für Metermass folgende:

$$h = 0{,}00011387\,\frac{lm}{d^4} + \left(0{,}12517 + 0{,}00181773\,\frac{l}{d}\right)\frac{m^2}{d^4}.$$

Ist ausser der Wassermenge m und Länge l das Gefälle h bestimmt, so lässt sich die entsprechende Röhrenweite d durch folgende Formel finden:

$$d^5 - 0{,}00011387\,\frac{lmd^2}{h} - 0{,}12517\,\frac{m^2 d}{h} - 0{,}00181773\,\frac{m^2 l}{h} = 0.$$

Um endlich für die gegebene Wasserleitung die Wassermenge m zu finden, hat man die Gleichung für v mit $\frac{\pi d^2}{4}$ zu multipliciren.

Es folgt hiernach

$$m = -\frac{0{,}031322 . ld^2}{l + 68{,}865\,d} + \sqrt{\left[\frac{550{,}14\,hd^5}{l + 68{,}865\,d} + \left(\frac{0{,}031322\,ld^2}{l + 68{,}865\,d}\right)^2\right]}.$$

Beispiel. Man will durch eine Röhrenleitung von 15 Decimeter Weite auf eine Länge von 250 Meter eine Wassermenge von 1000 Litres in einer Minute fortleiten, welches Gefälle wird man ihr zu geben haben?

Hier ist $d = 0{,}15$, $l = 250$ und $m = \frac{1000}{60.1000} = \frac{1}{60}$; daher das nöthige Gefälle

$$h = 0{,}00011387 . \frac{250}{60\,(0{,}15)^3} + \left(0{,}12517 + 0{,}00181773 . \frac{250}{0{,}15}\right)\frac{1}{60^2\,(0{,}15)^4}$$

$$= \frac{1{,}1387}{81} + \left(\frac{0{,}12517 + 3{,}02955}{729}\right)400$$

$$= 0{,}014 + \frac{1261{,}9}{729} = 0{,}014 + 1{,}731$$

$$= 1{,}745 \text{ Meter.}$$

Beispiel. Welche Weite muss man einer 350 Meter langen Röhrenleitung geben, die bei einem Gefälle von 1 Meter eine Wassermenge von 0,01 Cubikmeter in einer Secunde fortführt?

Hier ist $l = 350$, $h = 1$ und $m = 0{,}01$; demnach die aufzulösende Gleichung folgende:

$$d^5 - 0{,}00011387 . 3{,}5\, d^2 - 0{,}12517 . 0{,}0001\, d - 0{,}00181773 . 0{,}035 = 0,$$

oder

$$d^5 - 0{,}00039854 . d^2 - 0{,}000012517 . d - 0{,}0000636205 = 0.$$

Lässt man die mittleren Glieder ausser Acht, so bekommt man den Näherungswerth

$$d_1 = \sqrt[5]{0{,}0000636205} = 0{,}145 \text{ Meter.}$$

Um nun den genaueren Werth zu finden, benutzen wir folgende Formel:

$$x = \frac{4w^5 + 3aw^4 + 2bw^3 + cw^2 - e}{5w^4 + 4aw^3 + 3bw^2 + 2cw + d}$$

für die Auflösung folgender Gleichung:

$$x^5 + ax^4 + bx^3 + cx^2 + dx + e = 0$$

(s. Meier Hirsch's Beispielsammlung aus der Buchstabenrechnung und Algebra S. 154).

Für unseren Fall ist $a = 0$, $b = 0$, $c = -0{,}00039854$,
$d = -0{,}000012517$,
$e = -0{,}0000636205$.

Nehmen wir nun noch den Näherungswerth $w = d_1 = 0{,}15$ an, so bekommen wir den schärfern Werth für x oder für die Röhrenweite

$$d = \frac{4(0{,}15)^5 - 0{,}00039854(0{,}15)^2 + 0{,}0000636205}{5(0{,}15)^4 - 2 . 0{,}00039854 . 0{,}15 - 0{,}000012517}$$

$$= 0{,}14938 \text{ Meter,}$$

wofür wir der Sicherheit wegen 0,15 annehmen müssten.

D'Aubuisson nimmt die Erfahrungscoefficienten A und B etwas anders an als Eytelwein, indem er sich nach Prony richtet*). Er gibt

$$h = 0{,}051\, v^2 + 0{,}00137 \frac{l}{d}(v^2 + 0{,}055\, v),$$

und findet hieraus

$$v = -\frac{0{,}0275}{l + 37d} + \sqrt{\frac{730hd}{l + 37d} + \left(\frac{0{,}0275}{l + 37d}\right)^2},$$

wofür sich, ohne einen grossen Fehler zu begehen, setzen lässt

$$v = -0{,}0275 + 27\sqrt{\frac{hd}{l}}.$$

In gewöhnlichen Fällen, wo die Geschwindigkeit $0{,}5^m$ nicht übertrifft, setzt er

$$h = 0{,}051\, v^2 + 0{,}001435 \frac{lv^2}{d}, \text{ was}$$

$$v = 26{,}40 \sqrt{\frac{hd}{l + 36d}} \text{ Meter gibt.}$$

*) Vergl. die S. 584 angeführte Bestimmung des Verfassers.

Gerstner und Th. Young haben die Theorie über den Ausfluss durch Röhren noch etwas weiter verfolgt, auch hat Ersterer einige Versuche über den Ausfluss durch weitere Glasröhren angestellt. In folgender Tabelle sind die Ergebnisse derselben zusammengestellt.

Tafel L.

Versuche über den Ausfluss des Wassers durch Glasröhren, nach Franz Jos. v. Gerstner.

a. Röhre von 0,51 paris. Zoll Durchmesser.

Nr.	Durchmesser im Lichten d der Röhre.	Länge l der Röhre.	Beobachtete Druckhöhe h.	Beobachtete Geschwindigkeit v.
	Pariser Zolle.			
1.	0,51	63	45	89,0
2.	„	„	40	83,5
3.	„	„	35	78,0
4.	„	„	30	72,0
5.	„	„	25	65,0
6.	„	„	20	57,5
7.	„	„	15	49,0
8.	„	„	10	39,0
9.	„	„	5	26,0
10.	„	„	4	23,0
11.	„	„	3	20,0
12.	„	„	2	16,0

b. Röhre von 0,39 paris. Zoll Durchmesser.

Nr.	Durchmesser im Lichten d der Röhre.	Länge l der Röhre.	Beobachtete Druckhöhe h.	Beobachtete Geschwindigkeit v.
	Pariser Zolle.			
1.	0,39	63	45	77,0
2.	„	„	40	71,0
3.	„	„	35	65,7
4.	„	„	30	60,5
5.	„	„	25	55,0
6.	„	„	20	48,5
7.	„	„	15	41,3
8.	„	„	10	32,5
9.	„	„	5	21,6
10.	„	„	4	19,0
11.	„	„	3	16 0
12.	„	„	2	13,0

c. Röhre von 0,27 Zoll Durchmesser.

Nr.	Durchmesser im Lichten d der Röhre.	Länge l der Röhre.	Beobachtete Druckhöhe h	Beobachtete Geschwindigkeit v
	Pariser Zolle.			
1.	0,27	63	45	64,5
2.	„	„	40	60,4
3.	„	„	35	56,2
4.	„	„	30	51,5
5.	„	„	25	46,5
6.	„	„	20	41,0
7.	„	„	15	34,5
8.	„	„	10	26,8
9.	„	„	5	18,0
10.	„	„	4	16,0
11.	„	„	3	13,7
12.	„	„	2	11,0

Berechnet man die Coefficienten A und B für die weitesten Röhren nach COUPLET's Versuchen für sich, eben so dieselben für die weniger weiten Röhren nach BOSSUT u. s. w., so findet man auffallend verschiedene Ergebnisse; es wird nämlich der Coefficient A für die einfache Geschwindigkeit um so grösser, je enger die Röhre ist, während der Coefficient B für das Quadrat der Geschwindigkeit fast derselbe bleibt.

Aus diesem Grunde führt GERSTNER statt A den Werth $A_1 \sqrt{\frac{1}{d}}$ ein, setzt sonach

$$h = \frac{v^2}{2g} + \frac{4l}{d}\left(\frac{A_1 v}{\sqrt{d}} + Bv^2\right).$$

In folgender Tabelle sind diese Coefficienten für die einzelnen Beobachter zusammengestellt und in der letzten Columne sind auch die Werthe $A_1 = A\sqrt{d}$ aufgeführt. Wiewohl nun unter diesen Werthen noch eine grosse Verschiedenheit obwaltet, so ist sie doch noch lange nicht so gross als die unter den Werthen für A.

Tafel LI.

Erfahrungscoefficienten für die Bewegung des Wassers in Röhrenleitungen.

Nr.	Beobachter.	Durchmesser der Röhren in paris. Zollen.	Werth von B.	Werth von A.	Werth von $A\sqrt{d}$.
1.	COUPLET.	5	$\frac{1}{176} = 0{,}005682$	$\frac{1}{36355}$	$\frac{2{,}236}{36355} = \frac{1}{16259}$
2.	BOSSUT.	2,01	$\frac{1}{193} = 0{,}005181$	$\frac{1}{24249}$	$\frac{1{,}418}{24249} = \frac{1}{17101}$

Nr.	Beobachter.	Durchmesser der Röhren in paris. Zollen.	Werth von B.	Werth von A.	Werth von $A\sqrt{d}$.
3.	Bossut.	$\frac{4}{3}$	$\frac{1}{197}=0{,}005076$	$\frac{1}{17517}$	$\frac{1{,}155}{17517}=\frac{1}{15166}$
4.	Du Buat.	1	$\frac{1}{183}=0{,}005464$	$\frac{1}{20463}$	$\frac{1}{20463}=\frac{1}{20463}$
5.	F. Jos. von Gerstner.	0,51	$\frac{1}{187}=0{,}005343$	$\frac{1}{8578}$	$\frac{0{,}714}{8578}=\frac{1}{12014}$
6.	„	0,39	$\frac{1}{168}=0{,}015952$	$\frac{1}{7562}$	$\frac{0{,}624}{7562}=\frac{1}{12119}$
7.	„	0,27	$\frac{1}{167}=0{,}005988$	$\frac{1}{8248}$	$\frac{0{,}520}{8248}=\frac{1}{15862}$
8.	Du Buat.	$\frac{2{,}9}{12}=0{,}242$	$\frac{1}{162}=0{,}006173$	$\frac{1}{10298}$	$\frac{0{,}492}{10298}=\frac{1}{20931}$
		Mittelzahl	$\frac{1}{178{,}3}=0{,}005608$	Mittelzahl	$=\frac{1}{15645}$

Gerstner leitet aus dieser Zusammenstellung folgende allgemeine Formel ab:

$$h=\frac{v^2}{2g}=\frac{4l}{d}\left(\frac{1}{180}\cdot\frac{v^2}{2g}+\frac{v}{18000}\sqrt{\frac{1}{d}}\right),$$

wo alles auf paris. Zoll sich bezieht.

Hieraus findet er auch für

1 zollige Röhren $h=\frac{v^2}{2g}+\frac{4l}{180d}\left(\frac{v^2}{2g}+\frac{v}{100}\right)$,

2 - - $h=\frac{v^2}{2g}+\frac{4l}{180d}\left(\frac{v^2}{2g}+\frac{v}{141}\right)$,

3 - - $h=\frac{v^2}{2g}+\frac{4l}{180d}\left(\frac{v^2}{2g}+\frac{v}{173}\right)$,

4 - - $h=\frac{v^2}{2g}+\frac{4l}{180d}\left(\frac{v^2}{2g}+\frac{v}{200}\right)$,

5 - - $h=\frac{v^2}{2g}+\frac{4l}{180d}\left(\frac{v^2}{2g}+\frac{v}{224}\right)$.

Auch Thomas Young hat sich mit diesem Gegenstande beschäftigt. Seine Untersuchungen sind in den *Philosophical Transactions for* 1808 niedergelegt. Wir haben das Wesentlichste und die folgende Tabelle aus dem Artikel *WATER* im 38. Bande von *Rees Cyclopaedia or universal Dictionary* entlehnt.

Die Formel von Young gilt für die Bewegung des Wassers in Canälen und in Röhren zugleich; sie gründet sich übrigens auf die nämlichen Voraussetzungen wie die Formeln von Prony und Eytelwein, nur setzt dieselbe die Coefficienten A und B veränderlich voraus. Die For-

mel ist auf englische Zoll, deren 39,366 auf ein Meter gehen, bezogen, und hat folgende Form:

$$h = \frac{v^2}{586} + \frac{alv^2}{d} + \frac{2clv}{d},$$

woraus nun wieder, wenn $\frac{v^2}{586}$ vernachlässigt wird, was bei langen Röhren immer geht,

$$v = \sqrt{\frac{hd}{al} + \left(\frac{c}{a}\right)^2} - \frac{c}{a}$$

folgt. In dieser Formel ist, wie früher, v die Geschwindigkeit, h das Gefälle, l die Länge der Röhrenleitung und d der Durchmesser derselben (bei Canälen das Vierfache von dem Quotienten aus dem Inhalte des Quer- und dem Umfange des Wasserprofiles); a und c aber sind veränderliche Erfahrungscoefficienten, und zwar

$$a = 0{,}0000001\left(413 + \frac{75}{d} - \frac{1440}{d+12{,}8} - \frac{180}{d+0{,}355}\right) \text{ und}$$

$$c = \frac{900d^2}{d^2+1136} + \frac{1}{\sqrt{d}}\left(1085 + \frac{13{,}21}{d} + \frac{1{,}0563}{d^2}\right).$$

Zur Erleichterung der Rechnung sind diese Coefficienten oder vielmehr $\frac{d}{a}$, $\frac{c}{a}$ und $\left(\frac{c}{a}\right)^2$ für eine Reihe von Werthen für d berechnet und in folgender Tabelle neben einander gestellt worden.

Tafel LII.

Coefficienten $\frac{d}{a}$ und $\frac{c}{a}$ zur Berechnung der Geschwindigkeit des Wassers in Röhren und Canälen, nach Thom. Young.

Formel: Die mittlere Geschwindigkeit in englischen Zollen ist

$$v = \sqrt{\frac{hd}{al} + \left(\frac{c}{a}\right)^2} - \frac{c}{a}.$$

d	$\frac{d}{a}$	$\frac{c^2}{a^2}$	$\frac{c}{a}$	d	$\frac{d}{a}$	$\frac{c^2}{a^2}$	$\frac{c}{a}$
0,5	20410	41,477	6,441	10	295000	1,506	1,227
1,0	39840	19,171	4,379	11	321600	1,469	1,212
1,5	56820	11,486	3,386	12	347800	1,450	1,204
2,0	72730	7,922	2,815	13	373600	1,443	1,201
2,5	88030	5,972	2,444	14	398900	1,418	1,191
3	102700	4,729	2,157	15	423700	1,476	1,215
4	131600	4,363	2,089	16	449400	1,521	1,233
5	159700	2,624	1,620	17	474900	1,566	1,251
6	186900	2,153	1,467	18	500000	1,612	1,269
7	214100	1,885	1,373	19	524900	1,664	1,290
8	241000	1,701	1,304	20	549500	1,717	1,310
9	267900	1,570	1,253	25	673900	2,010	1,418

d	$\frac{d}{a}$	$\frac{c^2}{a^2}$	$\frac{c}{a}$	d	$\frac{d}{a}$	$\frac{c^2}{a^2}$	$\frac{c}{a}$
30	795800	2,508	1,584	76	1923000	4,915	2,217
35	918600	2,929	1,711	77	1947000	4,936	2,222
40	1042000	3,304	1,818	78	1971000	4,956	2,226
45	1163000	3,636	1,907	79	1996000	4,976	2,231
50	1285000	3,939	1,984	80	2020000	4,995	2,235
51	1310000	3,988	1,997	81	2044000	5,013	2,239
52	1334000	4,041	2,010	82	2068000	5,030	2,243
53	1359000	4,093	2,023	83	2093000	5,046	2,246
54	1383000	4,144	2,036	84	2117000	5,061	2,249
55	1408000	4,194	2,048	85	2141000	5,076	2,253
56	1433000	4,243	2,060	86	2165000	5,091	2,256
57	1457000	4,290	2,071	87	2189000	5,106	2,259
58	1482000	4,335	2,082	88	2213000	5,121	2,263
59	1506000	4,380	2,093	89	2237000	5,135	2,266
60	1531000	4,423	2,103	90	2261000	5,149	2,269
61	1556000	4,465	2,113	91	2285000	5,162	2,272
62	1580000	4,504	2,122	92	2309000	5,175	2,275
63	1605000	4,541	2,131	93	2333000	5,188	2,277
64	1629000	4,576	2,139	94	2357000	5,200	2,280
65	1654000	4,611	2,147	95	2381000	5,212	2,283
66	1679000	4,645	2,155	96	2405000	5,224	2,286
67	1703000	4,678	2,163	97	2429000	5,236	2,288
68	1728000	4,709	2,170	98	2453000	5,248	2,291
69	1752000	4,739	2,177	99	2477000	5,260	2,293
70	1777000	4,769	2,184	100	2501000	5,272	2,296
71	1801000	4,796	2,190	200	4950000	5,541	2,354
72	1826000	4,823	2,196	300	7371000	5,460	2,337
73	1850000	4,848	2,202	400	9780000	5,372	2,318
74	1875000	4,872	2,207	500	12200000	5,301	2,302
75	1899000	4,894	2,212	Infin.	—	4,749	2,179

Beispiel. Es sei das Gefälle einer Röhrenleitung 51 Fuss und die Länge 14637 Fuss, also

$$\frac{h}{l} = \frac{51}{14637} = 0{,}003484,$$

und die Weite der Leitung $4\frac{1}{2}$ Zoll, wie gross ist die Wassermenge?

In der Tabelle findet man nur Werthe für d von Zoll zu Zoll; man muss daher für halbe Zolle das Mittel aus beiden Gränzen nehmen.

Demnach ist

$$\frac{d}{a} = \frac{131600 + 159700}{2} = 145650, \text{ ferner}$$

$$\frac{c}{a} = \frac{2{,}089 + 1{,}620}{2} = 1{,}854, \text{ und}$$

$$\frac{c^2}{a^2} = \frac{4{,}363 + 2{,}624}{2} = 3{,}493.$$

Hieraus folgt die Ausflussgeschwindigkeit

$$v = \sqrt{0{,}003484 . 145650 + 3{,}493} - 1{,}854$$

$$= \sqrt{507{,}445 + 3{,}493} - 1{,}854$$

$$= \sqrt{510{,}938} - 1{,}854 = 20{,}755 \text{ Zoll (engl.)}.$$

Nun ist der Querschnitt

$$\frac{\pi (4{,}5)^2}{4} = \frac{81\,\pi}{16} = 15{,}9037 \text{ Quadratzoll},$$

demnach ist die Ausflussmenge in einer Secunde

$$m = 20{,}755 . 15{,}9037 = 330 \text{ Cubikzoll},$$

oder in einer Minute

$$= \frac{330 . 60}{1728} = \frac{55 . 5}{24} = 11{,}46 \text{ Cubikfuss}.$$

Auch Smeaton hat sich mit der Bestimmung der Ausflussmenge beschäftigt, eigene Erfahrungen darüber angestellt und eine Tabelle aus denselben berechnet. (S. Rees *Encyc.* Art. *WATER.*)

Wir kommen nun noch einmal auf Gerstner's Untersuchungen zurück. Es lässt sich erwarten, dass der Widerstand des Wassers in Röhren auch von dem Flüssigkeitsgrade abhängt, und da dieser wieder durch die Temperatur des flüssigen Körpers bedingt wird, so steht zu erwarten, dass das warme Wasser schneller durch Röhren fliesse als das kalte. Wir haben die Du Buat'schen Versuche hierüber erwähnt, und müssen nun von den Versuchen Gerstner's und den daraus zu ziehenden Folgerungen handeln. Gerstner hat diese Versuche schon 1796 angestellt und in den Abhandlungen der böhmischen Gesellschaft der Wissenschaften Band III., Prag 1798, bekannt gemacht. Sie sind aber auch in Gilbert's Annalen der Physik Band V. aufgenommen, und es ist auch das Wesentliche in Gerstner's Mechanik enthalten.

Gerstner bediente sich zu diesen Versuchen eines cylindrischen Gefässes aus verzinntem Eisenblech mit doppelten, einen $\frac{1}{4}$ Zoll weiten Zwischenraum bildenden Wänden. Die Höhe dieses Gefässes war $11\frac{1}{2}$ Zoll und die Weite $4\frac{1}{12}$ Zoll. In der Nähe des Bodens war eine blecherne Ansatzröhre zur Aufnahme der Glasröhren angebracht. Die Versuche wurden bei abnehmender Druckhöhe, also ohne Wasserzufluss, angestellt. Um das Wasser auf einer möglichst beständigen Temperatur zu erhalten, wurde der Zwischenraum zwischen den Gefässwänden mit Wasser angefüllt, welches mit dem Wasser im Innern einerlei Temperatur hatte, auch wurde das Zimmer, in welchem die Versuche vor sich gingen, nach Umständen mehr oder weniger erwärmt. Bei den Versuchen wurde das Gefäss mit einem Deckel verschlossen, der in der Mitte ein Loch hatte, durch welches ein vertikaler Stab ging, der unten auf einem Schwimmer aufsass und oben eine Eintheilung hatte, an der sich der Wasserstand im Gefässe ablesen liess.

Aus diesen Versuchen hat sich allerdings ergeben, dass die Wärme einen beträchtlichen Einfluss auf die Bewegung des Wassers ausübe, und dass dieser Einfluss besonders bei engen Röhren und kleinen Geschwin-

digkeiten merklich hervortrete. Am grössten war der Einfluss in der Nähe des Gefrierpunktes.

Mit Uebergehung der übrigen Versuche führen wir hier nur die bei grösseren Druckhöhen erhaltenen Ergebnisse an, aus denen GERSTNER folgende Formel abgeleitet hat:

bei 12° Reaum. $h = \frac{v^2}{2g} + \frac{4l}{d}\left(\frac{1}{156}\cdot\frac{v^2}{2g} + \frac{v}{8569}\right)$,

„ 20° „ $h = \frac{v^2}{2g} + \frac{4l}{d}\left(\frac{1}{161}\cdot\frac{v^2}{2g} + \frac{v}{9237}\right)$,

„ 28° „ $h = \frac{v^2}{2g} + \frac{4l}{d}\left(\frac{1}{164}\cdot\frac{v^2}{2g} + \frac{v}{10284}\right)$.

Hieraus schliesst nun noch GERSTNER, dass man in der practischen Anwendung, wo man eine mittlere Temperatur von 10° bis 15° R. annehmen kann,

$$h = \frac{v^2}{2g} + \frac{4l}{180d}\left(\frac{v^2}{2g} + \frac{v}{100\sqrt{d}}\right)$$

setzen könne.

In der folgenden Tabelle sieht man, wie die durch obige drei Formeln berechneten Werthe für die Druckhöhe von den beobachteten abweichen.

Tafel LIII.

Geschwindigkeit des Wassers in Röhren bei verschiedenen Temperaturen, nach v. GERSTNER.

Nr.	Durchmesser im Lichten d der Röhre.	Länge l der Röhre.	Beobachtete Druckhöhe h.	Beobachtete Geschwindigkeit v bei 12° R.	bei 20° R.	bei 28° R.	Berechnete Druckhöhe h bei 12° R.	bei 20° R.	bei 28° R.
	Pariser Zolle.								
1.	0,2	62	48	57,0	58,0	59,0	48,4	48,2	48,2
2.	„	„	45	54,9	55,9	57,0	45,2	45,0	45,3
3.	„	„	42	52,7	53,8	54,9	41,9	42,0	42,2
4.	„	„	39	50,5	51,6	52,8	38,8	38,9	39,3
5.	„	„	36	48,2	49,3	50,5	35,7	35,8	36,2
6.	„	„	33	45,9	47,0	48,1	32,7	32,8	33,1
7.	„	„	30	43,5	44,6	45,6	29,7	29,9	30,1
8.	„	„	27	41,0	42,0	42,9	26,7	26,8	26,9
9.	„	„	24	38,4	39,2	39,9	23,8	23,7	23,6
10.	„	„	21	35,6	36,2	36,7	20,8	20,6	20,3
11.	„	„	18	32,5	33,0	33,4	17,7	17,5	17,2
12.	„	„	15	29,2	29,7	30,0	14,8	14,6	14,2
13.	„	„	12	25,8	26,2	26,6	12,0	11,8	11,6
14.	„	„	10	23,4	24,0	24,3	10,2	10,1	9,9
15.	„	„	8	20,8	21,6	21,8	8,4	8,5	8,2
16.	„	„	6	18,0	18,7	19,0	6,6	6,7	6,6
17.	„	„	4	14,4	14,8	15,1	4,6	4,6	4,5
18.	„	„	2	9,0	9,8	10,2	2,3	2,5	2,5

Wir haben nun noch kennen zu lernen, welche Widerstände plötzliche Verengerungen, Erweiterungen und Krümmungen in den Röhrenleitungen hervorbringen. Die Widerstandshöhen, welche plötzliche Verengerungen oder Erweiterungen hervorbringen, kennen wir schon aus dem Frühern.

Ist in der Röhre *ABCD Fig.* 91 eine Verengerung *EF*, ist die Weite der Röhre $AB = D$, die Weite oder der Durchmesser der Oeffnung $EF = d$ und die Geschwindigkeit in der Röhre $= v$, so ist die Geschwindigkeit in der Verengerung $v_1 = \frac{D^2}{d^2} v$, und mit Berücksichtigung der Contraction hinter der Verengerung $= \frac{D^2}{\mu d^2} v$; daher der entsprechende Verlust an Druckhöhe oder die zugehörige Widerstandshöhe:

$$h_1 = \frac{1}{2g} \left(\frac{D^2}{\alpha d^2} v - v \right)^2 = \left(\frac{D^2}{\alpha d^2} - 1 \right)^2 \frac{v^2}{2g}.$$

Nimmt aber die Verengerung *EFGH* in der Röhre *ABCD Fig.* 92 eine Länge ein, welche die zwei- bis dreifache Weite *EF* übertrifft, so ist die Widerstandshöhe aus zwei Theilen zusammengesetzt, wovon der erste der Verengerung bei *EF* und der zweite der Erweiterung bei *GH* entspricht.

Der erste Theil ist

$$\left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right)^2 \frac{v_1^2}{2g},$$

weil hier die Geschwindigkeit $\frac{v_1}{\alpha}$ plötzlich in v_1 übergeht; der zweite Theil aber ist

$$\left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right)^2 \frac{v^2}{2g},$$

weil an diesem Orte die Geschwindigkeit v plötzlich in $\frac{D^2}{d^2} v$ sich verwandelt. Es ist sonach die vollständige Widerstandshöhe

$$h_2 = \left[\left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right)^2 \frac{D^4}{d^4} + \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right)^2 \right] \frac{v^2}{2g}.$$

Ganz auf ähnliche Weise ist auch der Widerstand einer Erweiterung wie *EFGH* in einer Röhre *ABCD Fig.* 93 zu berechnen, durch welche das Wasser mit einerlei Geschwindigkeit v ein- und ausfliesst. Die Geschwindigkeit in der erweiterten Stelle ist $\frac{D^2}{d^2} v$, daher der Verlust an Druckhöhe beim Eintritt

$$\frac{1}{2g} \left(v - \frac{d^2}{D^2} v \right)^2 = \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^2 \frac{v^2}{2g}.$$

Beim Austritt ist derselbe

$$= \frac{1}{2g}\left(\frac{v}{\alpha} - v\right)^2 = \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 \cdot \frac{v^2}{2g};$$

daher die ganze Widerstandshöhe

$$h_3 = \left[\left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2\right] \frac{v^2}{2g}.$$

In den letzten beiden Ausdrücken kann man statt

$$\left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 \text{ einführen } \frac{1}{\mu^2} - 1,$$

wo μ den Ausflusscoefficienten für kurze cylindrische Ansatzröhren bezeichnet.

Man sieht aus diesen Formeln, dass durch eine Verengerung die Widerstandshöhe beliebig vergrössert werden kann, dass dagegen dieselbe bei einer Erweiterung ihre Gränze hat. Machen wir im ersten Fall d sehr klein, so wird die Widerstandshöhe sehr gross; machen wir aber hier D sehr gross, so wird die Widerstandshöhe höchstens $= \frac{v^2}{2g\mu^2}$.

Fliesst das Wasser am Ende der Röhre durch eine Oeffnung in der dünnen Wand, und ist die Weite der Oeffnung $= d$, die der Röhre aber $= D$, so ist die Geschwindigkeit in der Mündung $= v$, also die in der Leitung $= \frac{\alpha d^2}{D^2} v$, und der entsprechende Verlust an Druckhöhe

$$= \left(1 - \frac{\alpha d^2}{D^2}\right)^2 \frac{v^2}{2g}.$$

Ist die Verengerung am Anfang der Röhre, so bleibt die erste Formel:

$$\left(\frac{D^2}{\alpha d^2} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g}$$

in Anwendung.

Versuche über die Wirkung von Scheidewänden oder Verengerungen in der dünnen Wand am Anfange, in der Mitte und am Ende der Röhrenleitungen hat Extelwein (Handbuch der Hydraulik §. 156) angestellt.

Die Versuche sind mit 1 Zoll (preuss.) weiten horizontal liegenden Röhren angestellt worden. Die Scheidewände waren $\frac{1}{24}$ Zoll dick und hatten $\frac{1}{4}$ oder $\frac{1}{2}$ Zoll weite Mündungen. Der Apparat war der schon früher beschriebene.

Die Ergebnisse dieser Versuche sind in folgenden sechs Tabellen *a*, *b*, *c*, *d*, *e* und *f*, aufgeführt.

Tafel LIV.

Versuche Eytelwein's an Röhren mit Scheidewänden.

a. Versuche mit einer Scheidewand, in der Einmündung der 1 Zoll weiten Röhren bei 3 Fuss anfänglicher Druckhöhe.

Nr.	Durchmesser der Einmündung.	Länge der Röhren.	Beobachtete Zeit.	Ausgelaufene Wassermenge.	Verhältniss zur hypothetischen Wassermenge.
	Zoll.	Zoll.	Secunden.	Cubikzoll.	
1.	1/4	0	174	845	0,616
2.	1/4	12	169	845	0,634
2.*	1/4	12	174	845	0,616
3.	1/4	24	167	845	0,641
4.	1/4	48	165	845	0,649
5.	1/2	0	85 1/2	1630	0,618
6.	1/2	12	73	1630	0,724
7.	1/2	24	73	1630	0,724
8.	1/2	36	75	1630	0,705
9.	1/2	48	76	1630	0,695

b. Versuche mit einer Scheidewand in der Ausmündung der 1 Zoll weiten Röhren, bei 3 Fuss anfänglicher Druckhöhe.

Nr.	Länge der Röhren.	Durchmesser der Ausmündung.	Beobachtete Zeit.	Ausgelaufene Wassermenge.	Verhältniss zur hypothetischen Wassermenge.
	Zoll.	Zoll.	Secunden.	Cubikzoll.	
1.	0	1/4	174	845	0,616
2.	12	1/4	173	845	0,619
3.	24	1/4	173	845	0,619
4.	36	1/4	173	845	0,619
5.	60	1/4	175	845	0,612
6.	0	1/2	85 1/2	1630	0,618
7.	36	1/2	84 1/2	1630	0,626
8.	60	1/2	85 1/2	1630	0,618

*) Das Wasser folgte nur dem Untertheile der innern Röhrenwand.

c. Versuche mit zwei Scheidewänden in 1 Zoll weiten Röhren, bei 3 Fuss anfänglicher Druckhöhe.

Nr.	Durchmesser der Einmündung.	Länge der Röhren.	Durchmesser der Ausmündung.	Beobachtete Zeit.	Ausgelaufene Wassermenge.	Verhältniss zur hypothetischen Wassermenge.
	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Secunden.	Cubikzoll.	
1.	1/4	1/4	1/4	173	845	0,619
2.	1/4	1	1/4	172	845	0,622
3.	1/4	12	1/4	230	845	0,465
4.	1/4	60	1/4	232	845	0,461
5.	1/2	1/4	1/2	84 1/2	1630	0,626
6.	1/2	1/2	1/2	85	1630	0,622
7.	1/2	1	1/2	86	1630	0,614
8.	1/2	2	1/2	93	1630	0,568
9.	1/2	3	1/2	104	1630	0,509
10.	1/2	5	1/2	100 1/2	1630	0,487
11.	1/2	12	1/2	110	1630	0,481
12.	1/2	24	1/2	110 1/2	1630	0,478
13.	1/2	36	1/2	111	1630	0,476
14.	1/2	60	1/2	112	1630	0,472
15.	1/2	12	1/4	176	845	0,609
16.	1/4	12	1/2	175	845	0,612

d. Versuche mit drei Scheidewänden in 1 Zoll weiten Röhren, bei 3 Fuss anfänglicher Druckhöhe, wenn jedesmal 845 Cubikzoll Wasser ausfliessen.

Nr.	Durchmesser der Einmündung.	Länge der ersten Zwischenröhre.	Durchmesser der mittleren Oeffnung.	Länge der zweiten Zwischenröhre.	Durchmesser der Ausmündung.	Beobachtete Zeit.	Verhältniss zur hypothetischen Wassermenge.
	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Secunden.	
1.	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	172	0,622
2.	1/4	2	1/4	12	1/4	285	0,376
3.	1/4	12	1/4	12	1/2	236	0,454
4.	1/4	12	1/2	12	1/4	230	0,465
5.	1/4	12	1/2	12	1/2	177	0,605
6.	1/2	12	1/4	12	1/2	175	0,612

e. Versuche mit vier Scheidewänden in 1 Zoll weiten Röhren, bei 3 Fuss anfänglicher Druckhöhe, wenn jedesmal 845 Cubikzoll Wasser abliefen.

Nr.	Durchmesser der Einmündung.	Länge der ersten Zwischenröhre.	Durchmesser der zweiten Oeffnung.	Länge der zweiten Zwischenröhre.	Durchmesser der dritten Oeffnung.	Länge der dritten Zwischenröhre.	Durchmesser der Ausmündung.	Beobachtete Zeit.	Verhältniss zur hypothetischen Wassermenge.
	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Secund.	
1.	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	172	0,622
2.	1/4	12	1/4	12	1/4	12	1/4	323	0,331
3.	1/4	24	1/2	12	1/2	24	1/4	237	0,452
4.	1/2	24	1/4	12	1/4	12	1/2	238	0,450

f. Versuche mit cylindrischen Röhren von ungleicher Weite, die Ein- und Ausflussröhre einen, die Mittelröhre 2 Zoll weit, bei 3 Fuss anfänglicher Druckhöhe, wenn jedesmal 4156 Cubikzoll Wasser abliefen.

Nr.	Länge der			Beobachtete Zeit.	Verhältniss zur hypothetischen Wassermenge.
	Einflussröhre.	Mittelröhre.	Ausflussröhre.		
	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Secunden.	
1.	3	12	12	60	0,612
2.	24	12	12	64 3/4	0,567
3.	24	12	36	70 1/4	0,523

Wir können nun unsere Theorie über die Wirkung der Verengerungen an diesen Versuchen erproben.

Aus der Tabelle *a.* ersieht man, dass der Ausflusscoefficient für die Mündung in der dünnen Wand $= 0{,}616$ bis $0{,}618$, dass er für eine cylindrische Röhre von 12 Zoll Länge und 1 Zoll Weite $= 0{,}724$ ist, wenn am Anfange derselben eine Scheidewand mit einer $\frac{1}{4}$ Zoll weiten Mündung angebracht ist, und dass er nur $0{,}634$ ausfällt, wenn diese Mündung nur $\frac{1}{4}$ Zoll misst. Auch wissen wir aus dem Frühern, dass er $= 0{,}7655$ wird, wenn die Scheidewand ganz fehlt. Vernachlässigen wir den Reibungswiderstand, so erhalten wir

$$h = \frac{v^2}{2g} + \left(\frac{D^2}{\alpha d^2} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g}, \text{ woraus}$$

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \left(\frac{D^2}{\alpha d^2} - 1\right)^2}}, \quad m = \frac{\pi D^2 \sqrt{2gh}}{4\sqrt{1 + \left(\frac{D^2}{\alpha d^2} - 1\right)^2}} \text{ folgt.}$$

Wäre aber die Röhre und Contraction nicht vorhanden, so würde

$$m = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2gh} \text{ sein.}$$

Es ist sonach das Verhältniss jener Wassermenge zu dieser

$$\mu = \frac{D^2}{d^2 \sqrt{1 + \left(\frac{D^2}{\alpha d^2} - 1\right)^2}}.$$

Für $\frac{D}{d} = 2$ und $\alpha = 0{,}618$ ist nun

$$\mu = \frac{4}{\sqrt{1 + \left(\frac{4}{0{,}618} - 1\right)^2}} = \frac{4}{\sqrt{1 + 29{,}948}} = 0{,}719,$$

während Eytelwein 0,724 fand.

Für $\frac{D}{2} = 4$ und $\alpha = 0{,}616$ ist

$$\mu = \frac{16}{\sqrt{1 + \left(\frac{16}{0{,}616} - 1\right)^2}} = \frac{16}{\sqrt{1 + 623{,}72}} = 0{,}640,$$

während Eytelwein's Tabelle 0,634 gibt.

Man hat sonach Ursache, mit der erwarteten Uebereinstimmung sehr zufrieden zu sein.

Ist die Verengerung am Ende der Röhre, so hat man

$$h = \frac{v^2}{2g\mu^2} + \left(1 - \frac{\alpha d^2}{D^2}\right)^2 \frac{v^2}{2g}, \text{ demnach}$$

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{\frac{1}{\mu^2} + \left(1 - \frac{\alpha d^2}{D^2}\right)^2}}.$$

Hiernach ist nun das Verhältniss der effectiven Wassermenge zur theoretischen rücksichtlich der nämlichen Mündung

$$= \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{\mu^2} + \left(1 + \frac{\alpha d^2}{D^2}\right)^2}}.$$

Für $\frac{d^2}{D^2} = \frac{1}{16}$, $\alpha = 0{,}616$ und $\mu = 0{,}7655$ folgt dieses Verhältniss

$$= \frac{1}{\sqrt{1{,}7065 + 1{,}0385^2}} = \frac{1}{\sqrt{2{,}785}} = 0{,}599.$$

Man ersieht aus der zweiten Tabelle, dass Eytelwein 0,619 gefunden hat.

In der sechsten Tabelle gibt Eytelwein noch die Resultate eines Versuches mit einer Ausweitung an. Die Formel für diesen Fall ist

$$h = \frac{v^2}{2g\mu^2} + \frac{v^2}{2g\mu^2} - 1 + \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right)^2 \frac{v^2}{2g},$$

woraus nun das Verhältniss der effectiven Wassermenge zur theoretischen sich ergibt

$$= \frac{1}{\sqrt{\frac{2}{\mu^2} - 1 + \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right)^2}}.$$

Hier ist aber $\frac{1}{\mu^2} = 1{,}7065$ und $\frac{d}{D} = \frac{1}{2}$, daher dieses Verhältniss

$$= \frac{1}{\sqrt{2{,}4130 + 0{,}5625}} = 0{,}580.$$

Eytelwein fand 0,612; 0,567 und 0,523.

Auch Venturi hat Versuche mit Erweiterungen oder bauchigen Zwischenstücken angestellt und durch dieselbe die Ausflussmenge bedeutend herabgezogen. Da indessen diese Bäuche sich conisch an die engere Hauptröhre anschliessen, so geben sie kein (reines) Resultat, was zur Vergleichung unserer Theorie dienen könnte.

Ueber den Ausfluss durch krumme Röhren hatte schon Venturi Versuche angestellt, auch fand Bossut, dass der Ausfluss durch krumme Röhren schwächer sei als durch gerade Röhren. Es gebührt indessen Du Buat das Hauptverdienst, den Krümmungswiderstand genau untersucht zu haben. Wir haben in der Tabelle XLIX. die Versuche Du Buat's vollständig wiedergegeben, und haben nur noch von dem algebraischen Ausdruck zu handeln, welchen Du Buat daraus abgeleitet hat.

Du Buat überzeugte sich bald, dass die Höhe, welche den Krümmungswiderstand misst, dem Quadrate der Geschwindigkeit und der Summe aus den Quadraten der Sinus der Anprallungswinkel proportional ist. Setzen wir die Geschwindigkeit $= v$ und die Sinus der Anprallungswinkel s_1, s_2, s_3 u. s. w., so erhalten wir aus den obigen Versuchen diese Widerstandshöhe

$$h = 0{,}0123\, v^2 (s_1^2 + s_2^2 + s_3^2 + \ldots),$$

oder mit Benutzung des Summationszeichens Σ einfacher ausgedrückt

$$h = 0{,}0123\, v^2 \Sigma (s^2) \text{ Meter}$$
$$= 0{,}00387\, v^2 \Sigma (s^2) \text{ rhein. Fuss.}$$

Die Grösse und Anzahl der Bricolwinkel lassen sich entweder durch Zeichnen oder durch Rechnen finden. Das Kniestück *Fig.* 94 hat 3 Anprallungen, nämlich in D, E und F, wie man sich durch die vier Linien BD, DE, EF und FK überzeugen kann, welche die Röhrenaxe $BGHK$ tangiren und in den Punkten D, E, F am Umfange auslaufen.

Setzen wir den Halbmesser $CA = CD$ eines Röhrenbogens $= R$ und den Halbmesser oder die halbe Weite AB der Röhre $= r$, so erhalten wir für den Anprallungswinkel $ACD = BDT = \alpha$:

$$\sin \alpha = \frac{BD}{CD} = \frac{\sqrt{r\,(2R - r)}}{R},$$

wofür wir oft $\sqrt{\frac{2r}{R}}$ setzen können.

Da nun die doppelte Summe der Anprallungswinkel dem ganzen Centriwinkel BCK oder dem Ablenkungswinkel KRS gleichgesetzt werden

kann, so ergibt sich mit der Berechnung der übrigen Bricolwinkel auch zugleich ihre Anzahl.

In der Regel ist die Röhrenaxe nur nach einem Halbmesser gekrümmt; ist demnach der Ablenkungswinkel $KRS = \varphi$, so ergibt sich die Anzahl der Bricolen $n = \frac{\varphi}{2\alpha}$, und sonach die den Krümmungswiderstand messende Höhe

$$h = 0{,}0123\, v^2 n \sin\alpha^2$$

$$= 0{,}0123\, v^2 \left(\frac{\varphi}{2\alpha}\right) \sin\alpha^2 \text{ Meter.}$$

Da α höchstens 90° werden kann, so fällt diese Widerstandshöhe um so kleiner aus, je kleiner der Winkel α oder dessen Sinus $\sqrt{\frac{2r}{R}}$, je grösser folglich der Krümmungshalbmesser R der Röhre ist.

Ist z. B. die Röhrenweite $2r = 0{,}06$, also $r = 0{,}03$ Meter, und der Krümmungshalbmesser derselben $R = 1{,}5$ Meter, so fällt

$$\sin\alpha = \sqrt{\frac{0{,}06}{1{,}5}} = \sqrt{\frac{1}{25}} = \frac{1}{5},$$

also $\alpha = 11\frac{1}{2}^\circ$ aus. Wäre nun noch der Ablenkungswinkel $\varphi = 115^\circ$, so ergäbe sich die Anzahl der Bricolen

$$n = \frac{115}{2 . 11\frac{1}{2}} = \frac{115}{23} = 5,$$

und sonach die in Frage stehende Widerstandshöhe

$$h = 0{,}0123 . 5 \left(\tfrac{1}{5}\right)^2 v^2 = 0{,}00246\, v^2,$$

also bei $v = 1$ Meter Geschwindigkeit:

$$h = 0{,}00246 \text{ Meter.}$$

Man ersieht hieraus, dass der Krümmungswiderstand bei grösseren Krümmungsradien sehr klein ausfällt.

Gerstner macht in §. 146 des II. Bandes seines Handbuches der Mechanik dieser Formel den unverdienten Vorwurf, dass dieselbe gleichviel gibt, es mag $\alpha = 90^\circ + \delta$ oder $90^\circ - \delta$ sein. Da α nie über 90° steigen kann und dieser Winkel von dem Ablenkungswinkel φ, der allerdings jeden Werth haben kann, gar nicht abhängt, so lässt sich in dieser Beziehung an der Du Buat'schen Formel nichts aussetzen.

Gerstner entwickelt deshalb aus der Theorie der Centrifugalkraft eine andere Formel, welche wir jedoch übergehen. Dafür geben wir aber noch eine andere Formel an, welche wir aus *Navier's Résumé des leçons etc.* entnommen und auch bei anderen französischen Schriftstellern gefunden haben.

Es sei $AC = BC = R$ der Krümmungshalbmesser der Röhrenaxe ADB *Fig.* 95 und b die Länge ADB des krummen Theiles der Röhrenaxe. Dann ist die entsprechende Krümmungswiderstandshöhe

$$h = (0{,}0039 + 0{,}0186\, R) \frac{v^2 b}{2gR^2}$$

$$= (0{,}0002 + 0{,}00095\, R) \frac{v^2 b}{R^2} \text{ für Metermass.}$$

Für unser voriges Beispiel war $r = 0{,}06$ und $R = 1{,}5$; hier aber ist $R = 1{,}5 - 0{,}06 = 1{,}44$ und

$$b = \frac{115^0 \pi R}{180^0} = \frac{23 . 1{,}44\,\pi}{36} = 2{,}89 \text{ Meter, daher}$$

$$h = (0{,}0002 + 0{,}00095 . 1{,}44) \frac{2{,}89\,v^2}{(1{,}44)^2}$$

$$= (0{,}0002 + 0{,}00137)\, 1{,}393\, v^2$$

$$= 0{,}00157 . 1{,}393\, v^2$$

$$= 0{,}0022\, v^2, \text{ also für } v = 1$$

$$= 0{,}0022 \text{ Meter.}$$

Die vorige Formel gab 0,0024.

Es bleibt nun noch einiges über den Druck, den das Wasser auf die Röhrenwand ausübt, zu sagen übrig.

Da durch die Reibung, durch Verengerungen, Erweiterungen und durch Krümmungen in der Röhre die Druckhöhe vermindert wird, so muss auch dadurch der Druck des Wassers gegen die Wand herabgezogen werden.

Wir haben schon angegeben, dass bei jeder Röhrenleitung *CDE Fig.* 96 der Druck des Wassers in einer Tiefe $HD = x$ durch eine Wassersäule

$$H = k + x - \frac{v^2}{2g}\left[1 - \left(\frac{a}{A}\right)^2 + \left(\frac{1}{a} - 1\right)^2\right]$$

gemessen wird, wofern k die den Atmosphärendruck messende Höhe einer Wassersäule (10,333 Meter), a den Querschnitt der Leitung und A den Querschnitt AB des Zuflussreservoirs, v aber die Geschwindigkeit in der Leitung bezeichnet. In der Regel kann man aber noch $\frac{a}{A}$ vernachlässigen, und da noch

$$\left(\frac{1}{a} - 1\right)^2 = \frac{1}{\mu^2} - 1 \text{ ist,}$$

$$H = k + x - \frac{v^2}{2g\mu^2} \text{ setzen.}$$

Es ist sonach der Ueberschuss des innern Wasserdruckes über den äusseren Luftdruck

$$H - k = x - \frac{v^2}{2g}\left(1 + \left(\frac{1}{a} - 1\right)^2\right)$$

$$= x - \frac{v^2}{2g\mu^2}.$$

Dieses schon von Dan. Bernoulli aufgefundene Gesetz (*Hydrodynamica, Sect. XII.*) über den Wasserdruck zeigt sonach, dass derselbe um so kleiner ist, je schneller das Wasser fliesst, dass also die hydraulische Druckhöhe gleich ist der hydrostatischen Druckhöhe x vermindert um den Verlust $\left(\frac{1}{a} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g}$ an Druckhöhe wegen der Contraction beim Eintritt, und um die Geschwindigkeitshöhe $\frac{v^2}{2g}$.

Wäre nun ein ferneres Hinderniss in der Röhrenleitung nicht enthalten, so würde für $\frac{v^2}{2g\mu^2} = x$ der innere Druck dem äusseren gleich sein müssen.

Da nun aber das Wasser bei seiner Bewegung von C nach D die Widerstandshöhe

$$\frac{4Alv}{d} + \frac{4Blv^2}{d}$$

zu überwinden hat, wofern l die Länge der Leitung CD bezeichnet, so ist diese Höhe ebenfalls noch in Abzug zu bringen, und sonach

$$H - k = x - \left(\frac{v^2}{2g\mu^2} + \frac{4Alv}{d} + \frac{4Blv^2}{d}\right)$$

zu setzen.

Wenn man folglich in D eine Röhre DK aufsetzt, so wird das Wasser in dieser auf eine von diesem Ausdrucke angegebene Höhe steigen. Auch wird man umgekehrt aus dem Wasserstande in dieser Röhre auf den Widerstand in der Leitung CD schliessen können, denn fände sich in dieser ein Hinderniss, wäre diese z. B. durch einen fremdartigen Körper verengert worden, so würde der Werth in der Parenthese sich vergrössern, und daher der Wasserstand in DK sinken müssen.

Hätte z. B. der fremdartige Körper den Querschnitt a der Röhre an einer Stelle um $a - a_1$ verengert, so würde der entsprechende Verlust an Druckhöhe

$$= \left(\frac{a}{\alpha a_1} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g},$$

hiernach also

$$H - k = x - \left(\frac{v^2}{2g\mu^2} + \left(\frac{a}{\alpha a_1} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g} + \frac{4Alv}{d} + \frac{4Blv^2}{d}\right) \text{ sein.}$$

Eben so würde es auch der Wasserstand in DK anzeigen, wenn die Röhre CD Wasser verlöre.

Eine solche, den Wasserdruck messende Röhre DK nennt man ein Piezometer ($\pi\iota\acute{\varepsilon}\sigma\iota\varsigma$ Druck, und $\mu\acute{\varepsilon}\tau\rho o\nu$ Mass). D'Aubuisson führt an, dass er ein solches Instrument von Glas habe für eine Röhrenleitung in Toulouse herstellen lassen. Dasselbe mündet in dem Büreau des Brunnencontroleurs aus und zeigt diesem zu jeder Zeit den Zustand der Röhrenleitung.

Für einen anderen Piezometer LM, der an der Stelle L aufsitzt, deren hydrostatische Druckhöhe $LN = x_1$ und krummlinige Entfernung von $C = l_1$ ist, ergibt sich der Wasserstand LM

$$H_1 - k = x_1 - \left(\frac{v^2}{2g\mu^2} + \frac{4Al_1v}{d} + \frac{4Bl_1v^2}{d}\right).$$

Setzt man nun die Piezometerstände $H - k = z$ und $H_1 - k = z_1$, ferner die Widerstandshöhen in der Leitung CD von der Länge $l = \varphi l$ und die in der Leitung $CL = \varphi l_1$, so hat man

$$\frac{x - z - \frac{v^2}{2g\mu^2}}{x_1 - z_1 - \frac{v^2}{2g\mu^2}} = \frac{\varphi l}{\varphi l_1} = \frac{l}{l_1},$$

d. i. die um die Piezometerstände und Geschwindigkeitshöhen verminderten hydrostatischen Druckhöhen verhalten sich zu einander wie die entsprechenden Längen der Röhrenleitungen.

Durch Subtraction erhält man

$$z_1 - z = x_1 - \varphi l_1 - (x - \varphi l)$$
$$= x_1 - x - (\varphi l_1 - \varphi l), \text{ oder}$$
$$\varphi l_1 - \varphi l = x_1 - x - (z_1 - z).$$

Man findet also den Widerstand einer Leitung DC zwischen zwei Piezometern, wenn man von dem Gefälle zwischen den Endpunkten die Differenz der Piezometerstände abzieht.

Bei den seitherigen Untersuchungen wurde immer vorausgesetzt, dass das Wasser den Querschnitt der Röhre vollkommen ausfülle; es bleibt daher noch zu untersuchen übrig, ob und unter welchen Umständen dies erfolge oder nicht.

Es sind hierbei zwei Fälle denkbar. Entweder ist die Röhre CDE *Fig.* 97 oben, z. B. in D mit Oeffnungen versehen, so dass Luft in dieselbe zu dringen vermag, oder sie ist vollkommen verschlossen und mündet der Sicherheit wegen bei E auch noch unter Wasser aus, so dass ein Zutritt von Luft in die Röhre oder eine Communication der äusseren Luft mit dem Inneren der Röhre nicht möglich ist.

Wir können annehmen, dass die ganze Druckhöhe $HE = h$ *Fig.* 97 und *Fig.* 98 aus zwei Theilen $HK = h_1$ und $KE = h_2$ bestehe, von denen der eine dem Zuflussreservoir und der andere der Röhre selbst zukommt. Auch können wir setzen:

$$h = h_1 + h_2 = \frac{v^2}{2g\mu^2} + \frac{4Alv}{d} + \frac{4Blv^2}{d}.$$

Damit nun aber das Gefäss ABC *Fig.* 97 Wasser in hinreichender Menge nach der Röhre drücke, so ist nöthig, dass

$$h_1 > \frac{v^2}{2g\mu^2}, \text{ also}$$

$$h_2 < \frac{4Alv}{d} + \frac{4Blv^2}{d} \text{ sein.}$$

Dies ist die unumgängliche Bedingung, denn es wird ausserdem Luft durch die Oeffnungen in die Röhre treten und dabei das Wasser in der Leitung nicht mit vollem Querschnitte fortfliessen können.

Diesem Umstand kann man aber begegnen, wenn man ein tieferes Zuflussgefäss anwendet oder die Röhre unter Wasser ausmünden lässt, denn in beiden Fällen kann man h_1 vermehren und h_2 herabziehen.

Ist der Zutritt der Luft in die Röhre CDE *Fig.* 98 verhindert, so tritt diese enge Einschränkung nicht mehr ein, denn dann ist die Druck-

höhe im Gefässe $h_1 + k$ und die in der Röhre $h_2 - k$; es erfordert also das Ausfliessen mit vollem Querschnitte, dass

$$h_1 + k > \frac{v^2}{2g\mu^2}, \text{ und sonach}$$

$$h_2 - k < \frac{4Alv}{d} + \frac{4Blv^2}{d}$$

sei, was in der Regel der Fall ist, denn die Atmosphäre allein gibt schon eine Geschwindigkeit

$$v = \mu\sqrt{2gk} = 0{,}815\sqrt{19{,}6176 . 10{,}333}$$
$$= 11{,}6 \text{ Meter},$$

welche bei Röhrenleitungen nicht so leicht vorkommt, wiewohl sich allerdings eine Röhrenleitung denken lässt, welche an einem steilen Abhange so herabgeht, dass das Wasser in derselben mehr Geschwindigkeit annehmen kann als der Druck im Gefässe zu erzeugen vermag. Eine Röhre von 100 Meter Länge und $\frac{1}{4}$ Meter Weite, in welcher das Wasser mit 12 Meter Geschwindigkeit fliesst, hat die Widerstandshöhe

$$\frac{4Blv^2}{d} = 4 . 0{,}0002803 . 100 . 4 . 144 = 65 \text{ Meter}.$$

Wenn also eine Röhre von dieser Art 65 Meter Gefälle besitzt, so wird sie, selbst wenn man sie unter Wasser ausmünden lässt, nicht mit vollem Querschnitte ausfliessen, sondern das Wasser wird in ihr eine beschleunigte Bewegung annehmen.

Zum Schluss über den Ausfluss durch lange Röhren müssen wir noch das Nöthigste über die springenden Wasserstrahlen (fr. *jets d'eau;* engl. *jets of water*) sagen.

Endigt sich eine Röhrenleitung in einer kleinen mehr oder weniger horizontalen Mündung (fr. *ajutage*), so fliesst das Wasser aus derselben mit einer grossen Geschwindigkeit, steigt vermöge derselben mehr oder weniger vertikal in die Höhe und bildet so einen springenden Wasserstrahl. Hätte das Wasser weder beim Zufliessen in der Leitröhre, noch beim Steigen in der Luft einen Widerstand zu überwinden, so müsste dasselbe auf eine eben so grosse Höhe springen, als es in der Leitröhre herabsinkt, es müsste sich also der Strahl bis zum Niveau des Wasserspiegels im Sammel- oder Einfallkasten (Zuflussreservoir) erheben. Beides tritt aber in der Wirklichkeit nicht ein; es steigt der Strahl nie bis zu dem anfänglichen Niveau, und es muss nun untersucht werden, auf welche Höhe derselbe unter gegebenen Umständen zu springen vermag.

Ist die Geschwindigkeit des durch die Mündung ausströmenden Wassers $= v$ und wäre ein Widerstand der Luft nicht vorhanden, so müsste sich das Wasser auf die Höhe

$$h_1 = \frac{v^2}{2g} = 0{,}050975\, v^2 \text{ Meter}$$

erheben; allein auch dieses tritt nicht ein; der Widerstand der Luft und besonders der des zurückfallenden Wassers setzt dem springenden Wasser

Hindernisse entgegen, vermöge welcher es diese Höhe nie erreichen kann.

Der Luftwiderstand ist bei kleinen Höhen dann, wenn der Strahl seine grösste Höhe erreicht, also gleichsam einen Beharrungszustand angenommen und keine Luft mehr aus dem Wege zu räumen hat, sehr klein; er wird aber grösser bei grossen Sprunghöhen und gibt hier zu einer bedeutenden Verminderung derselben Veranlassung, wie man aus der Vergleichung der Versuche von Mariotte und Bossut mit der Formeln sehen kann, welche den Widerstand der Luft unberücksichtigt lassen.

Den Widerstand des zurückfallenden Wassers kann man vermindern, wenn man den Strahl nicht ganz vertikal, sondern etwas schief springen lässt. So fand z. B. Bossut, dass ein und derselbe Strahl vertikal $3{,}42^m$ und etwas schief $3{,}47^m$ hoch stieg.

Auch hat sich aus den Versuchen von Mariotte und Bossut ergeben, dass unter übrigens gleichen Umständen starke Strahlen höher steigen als schwache. So fand Mariotte, dass bei einer Druckhöhe von $7{,}93^m$ und einer $0{,}0135^m$ weiten Oeffnung der Strahl $7{,}42^m$ stieg, und bei einer $0{,}0068^m$ weiten Oeffnung nur $7{,}20^m$. Eben so beobachtete Bossut bei $3{,}57^m$ Druckhöhe für einen Durchmesser von $0{,}018^m$ die Strahlhöhe $3{,}42^m$ und für die Oeffnungsweite $0{,}0045^m$ dieselbe $3{,}26^m$.

Da die Sprunghöhe von der Ausflussgeschwindigkeit abhängt, so muss man, um dieselbe möglichst gross zu erhalten, diejenige Art der Ausmündung anwenden, welche die grösste Ausflussgeschwindigkeit gewährt. Diese Mündung ist aber diejenige in der dünnen Wand, denn durch diese strömt das Wasser beinahe mit der theoretischen Geschwindigkeit aus, wogegen beim Ausflusse durch einen cylindrischen Ansatz die effective Geschwindigkeit nur 0,815 von der theoretischen ist. Man kann sonach annehmen, dass die Strahlhöhe bei einem cylindrischen Ansatze nur $(0{,}815)^2 = 0{,}664$, also ungefähr $\frac{2}{3}$ mal so gross ist als die Strahlhöhe beim Ausflusse durch die Mündung in der dünnen Wand.

Fliesst das Wasser durch conische Ansatzröhren, so ist die effective Geschwindigkeit von dem Convergenzwinkel abhängig. Ist dieser beiläufig 40°, so ist nach den Versuchen von Castel und D'Aubuisson der Geschwindigkeitscoefficient 0,98, daher in diesem Falle die effective Geschwindigkeit nur wenig kleiner als die theoretische, und sonach auch die Steighöhe beinahe dieselbe wie bei einer Mündung in der dünnen Wand.

Während der durch die Mündung in der dünnen Wand gegangene Strahl vollkommen durchsichtig und klar wie ein Krystall ist, fällt derselbe bei cylindrischen Ansatzröhren ganz und bei conischen Ansatzröhren mehr oder weniger trübe aus.

Ist h das Gefälle, d. i. die Tiefe der Mündung unter dem Wasserspiegel im Einfallkasten, l die Länge, d die Weite der Leitröhre und d_1 der Durchmesser der Oeffnung, so ist die Ausflussgeschwindigkeit für die Mündung in der dünnen Wand durch die Gleichung

$$h = \frac{v^2}{2g} + \frac{4\alpha A l d_1^2 v}{d^3} + \frac{4\alpha B l d_1^4 v^2}{d^5}$$

bestimmt, weil die Geschwindigkeit in der Leitung $\frac{\alpha d_1^2 v}{d^2}$ ist.

Fliesst hingegen das Wasser durch eine cylindrische Ansatzröhre, so ist die Gleichung folgende:

$$h = \frac{v^2}{\mu^2} + \frac{4Ald_1^2v}{d^3} + \frac{4Bld_1^4v^2}{d^5},$$

weil hier die Geschwindigkeit in der Leitung $\frac{d_1^2}{d^2}v$ ist.

Wenn man aus einer dieser Formeln die Ausflussgeschwindigkeit v bestimmt hat, so kann man die theoretische Sprunghöhe (fr. *hauteur du jet*) h_1 durch die Formel $h_1 = \frac{v^2}{2g}$ berechnen.

Die effective Sprunghöhe h_2 ist aber etwas kleiner und nach D'Aubuisson's Folgerungen aus Mariotte's und Bossut's Versuchen

$$h_2 = h_1 - 0{,}01\,h_1^2$$
$$= \left(1 - 0{,}01\,\frac{v^2}{2g}\right)\frac{v^2}{2g}$$
$$= (1 - 0{,}00051\,v^2)\,\frac{v^2}{2g}$$
$$= (0{,}051 - 0{,}000026\,v^2)\,v^2 \text{ Meter.}$$

Mariotte's Formel $h_2 = 10\,[\sqrt{3h + 225} - 15]$ für pariser Fuss gibt ungefähr dasselbe.

Bei den Versuchen von Mariotte und Bossut wurden so kurze und weite Röhren angewendet, dass die Reibungswiderstände ausser Acht gelassen werden können und bis auf wenige Centimeter genau $v = \sqrt{2gh}$ gesetzt werden kann.

Folgende Tabelle enthält eine Zusammenstellung dieser Versuche.

Tafel LV.

Strahlhöhen bei Springbrunnen mit Sprungöffnungen in der dünnen Wand nach den Versuchen Bossut's und Mariotte's.

Nr.	Versuche von	Länge der Leitröhre.	Durchmesser der Leitröhre.	Durchmesser der Mündung.	Druckhöhe.	Strahlhöhe nach der Erfahrung.	Strahlhöhe nach der Regel von Mariotte.
		Fuss.	Zoll.	Linien.	Fuss.	Fuss.	Fuss.
1.	Mariotte.	—	sehr weit	3	5,5	5,389	5,40
2.	„	—	sehr weit	4	5,5	5,396	5,40
3.	„	—	sehr weit	6	5,5	5,396	5,40
4.	Bossut.	5	0,792	2	11	9,917	10,62
5.	„	4	0,792	4	11	9,653	10,62
6.	„	2	0,792	8	11	7,833	10,62
7.	„	5,5	$3^2/_3$	2	11	10,012	10,62
8.	„	4,5	$3^2/_3$	4	11	10,486	10,62
9.	„	3,66	$3^2/_3$	8	11	10,542	10,62

Nr.	Versuche von	Länge der Leitröhre.	Durchmesser der Leitröhre.	Durchmesser der Mündung.	Druckhöhe.	Strahlhöhe nach der Erfahrung.	Strahlhöhe nach der Regel von MARIOTTE.
		Fuss.	Zoll.	Linien.	Fuss.	Fuss.	Fuss.
10.	MARIOTTE.	12	3	6	12,333	12,000	11,81
11.	„	24	3	2	24,417	22,167	23,27
12.	„	24	3	4	24,417	22,833	23,27
13.	„	24	3	6	24,417	22,833	23,27
14.	„	26	3	3	26,083	22,000	24,14
15.	„	26	3	6	26,083	24,208	24,14
16.	„	26	3	10	26,083	23,750	24,14
17.	„	35	3	3	34,958	28,000	31,62
18.	„	35	3	4	34,958	30,000	31,62
19.	„	35	3	6	34,958	31,708	31,62
20.	„	35	3	15	34,958	27,000	31,62
	Versuch mit einer kurzen cylindrischen Ansatzröhre.						
21.	BOSSUT.	1,33	3⅔	4	11	7,125	10,62

Die weitere Ausführung dieses Gegenstandes ist in den Artikeln RÖHRENLEITUNG und FEUERSPRITZE nachzusehen.

Ist der Wasserstrahl unter dem Winkel δ gegen den Horizont geneigt, so ist die Sprunghöhe

$$h = \frac{v^2 \sin \alpha^2}{2g},$$

und die Sprungweite

$$w = \frac{v^2 \sin 2\alpha}{g}$$

anzunehmen. Siehe Artikel BEWEGUNG (geworfener Körper).

Beispiel. Es sei die Druckhöhe h einer Röhrenleitung 10 Meter, die Länge l derselben 150 Meter, die Weite 0,1 Meter. Man sucht die Sprunghöhe des am Ende derselben durch eine 0,03 Meter weite kreisrunde Oeffnung in der dünnen Wand springenden Strahles?

Für die Ausflussgeschwindigkeit ist

$$10 = 0{,}051\, v^2 + 4 . 0{,}62 . 0{,}000022358 . 150 \frac{(0{,}03)^2}{(0{,}1)^3} v$$

$$+ 4 . 0{,}62 . 0{,}00028032 . 150 \frac{(0{,}03)^4}{(0{,}1)^5} v^2 \text{ oder}$$

$10 = 0{,}051\, v^2 + 0{,}00748\, v + 0{,}008446\, v^2$, oder

$0{,}059446\, v^2 + 0{,}00748\, v = 10$, woraus sich

$v = 12{,}90$ Meter ergibt.

Hieraus folgt wieder die Sprunghöhe

$$h_2 = \left(0{,}051 - 0{,}000026\,(12{,}9)^2\right)(12{,}9)^2$$

$$= 8{,}487 - 0{,}720 = 7{,}767 \text{ Meter.}$$

Schliesslich ist in Bezug auf die Bewegung des Wassers in Röhrenleitungen zu bemerken, dass der Verfasser dieser Abhandlung die Coefficienten A und B (s. S. 558) in der Formel

$$h = \frac{v^2}{25\mu^2} + \frac{4Alv}{d} + \frac{4Blv^2}{d}$$

mit Zugrundelegung derselben Versuche von Couplet, Bossut und Du Buat, nach welchen Prony und Eytelwein gerechnet haben, nach der Methode der kleinsten Quadrate ermittelt hat (vergl. Polyt. Centralblatt 1840. S. 863 — 878). Bei der Berechnung wurde ausser den 51 Versuchen, die Prony und Eytelwein benutzten, noch ein Versuch von Gueymard (*Annales des Mines. II. Série t. V.*) an der Wasserleitung zu Grenoble angewendet und der wahrscheinlichste Werth für A

$$A = 0{,}0000594923,$$

der wahrscheinlichste Werth für B aber

$$B = 0{,}00000614341$$

gefunden, wenn h, l, v und d in paris. Zollen angegeben sind. Der wahrscheinliche Fehler bei A beträgt $0{,}0547\,A$ oder ungefähr $\frac{1}{18}A$, der bei B aber $0{,}0176\,B$ oder ungefähr $\frac{1}{57}B$. Vorzüglich 3 der benutzten 52 Beobachtungen geben, wenn man sie nach der Formel mit Einsetzung der Werthe für A und B berechnet, Abweichungen von den beobachteten Verhältnissen, welche so beträchtlich sind, dass durch Uebergehung derselben eine viel schärfere Bestimmung von A und B möglich wird. Die Vernachlässigung der 3 Beobachtungen (Nr. 1, 44 u. 52 a. a. O.) kann um so eher geschehen, als bei denselben in der Praxis gewöhnlich nicht vorkommende Verhältnisse, nämlich eine ungewöhnlich kleine Druckhöhe, eine selten vorkommende Röhrenweite und eine sehr grosse Geschwindigkeit, statt finden. Durch die übrigen 49 Beobachtungen ergibt sich

$$A = 0{,}000057287,$$

$$B = 0{,}00000625232,$$

das erstere mit einem wahrscheinlichen Fehler von $0{,}04326\,A$ oder ungefähr $\frac{1}{23}A$, das letztere mit $0{,}014945\,B$ oder ungefähr $\frac{1}{67}B$.

Nach dieser letzteren genauesten Bestimmung wird für das Metermass folgende Formel erhalten:

$$h = 0{,}00022915\,\frac{lv}{d} + 0{,}00092627\,\frac{lv^2}{d} + 0{,}0774\,v^2$$

oder wenn statt v die fortzuleitende Wassermenge m in der Secunde gegeben ist:

$$h = 0{,}00029176\,\frac{lm}{d^5} + 0{,}00150161\,\frac{lm^2}{d^5} + 0{,}12549\,\frac{m^2}{d^4},$$

woraus sich ergibt:

$$v = -\frac{0{,}123695}{l + 83{,}569\,d} + \sqrt{\frac{1079{,}6\,hd}{l + 83{,}569\,d} + \left(\frac{0{,}123695}{l + 83{,}569\,d}\right)^2}$$ und

$$d^5 - 0{,}00029176\,\frac{lm}{h}d^2 - 0{,}12549\,\frac{m^2}{h}d - 0{,}00150161\,\frac{lm^2}{h} = 0.$$

Für ungefähre Bestimmungen ist

$$h = \left(0{,}0000309512\,\frac{l}{d} + 0{,}00209\right) v^2 \text{ in paris. Zollen oder}$$

$$= \left(0{,}0011463\,\frac{l}{d} + 0{,}0774\right) v^2 \text{ in Metern}$$

zu setzen, und man erhält dann:

$$v = 29{,}5\,\sqrt{\frac{hd}{l + 68d}} \text{ in Metern,}$$

$$m = 23{,}1\,\sqrt{\frac{hd^5}{l + 68d}} \text{ in Cubikmetern,}$$

und für längere Leitungen, wo $68d$ gegen l vernachlässigt werden kann,

$$d = 0{,}336\,\sqrt[5]{\frac{lm^2}{h}} \text{ Meter.}$$

E. Historisch-kritischer Ueberblick und Literatur über den Ausfluss des Wassers.

Die Erfindung des Grundgesetzes über den Ausfluss des Wassers aus Gefässen, nach welchem die Ausflussgeschwindigkeit wie die Quadratwurzel aus der Druckhöhe wächst, verdanken wir dem *Evangelista* TORRICELLI. Vor ihm (1640) hatte der Benedictiner DOM. BENEDICT CASTELLI von Monte Casino angenommen und glaubte auch durch Versuche nachgewiesen zu haben, dass die Ausflussgeschwindigkeit der Druckhöhe selbst proportional sei. Das Werk von CASTELLI ist folgendes: *Della misura dell' acque correnti*, in der *nuova raccolta d'autori, che trattano del moto dell' acque. Parma* 1766. *Vol. I.*

Die Schrift, in welcher TORRICELLI die Behauptung widerlegt, ist folgende: *Del moto dei gravi* 1644.

Bestätigung des von TORRICELLI aufgefundenen Ausflussgesetzes gaben die spätern Versuche von MARIOTTE, GULIELMINI, POLENI u. A. Die Versuche des ersteren sind in seinem *Traité du mouvement des eaux* beschrieben. Ueber die Versuche von GULIELMINI und POLENI handelt KÄSTNER in seiner Hydrodynamik. Die Werke von GULIELMINI sind folgende: *De mensura aquarum fluentium* und *De castellis* oder *delle pescaje.*

DAVIGNON, HERMANN und Andere suchten das bekannte Ausflussgesetz zu begründen. Man sehe nach: *Traité du mouvement et de la mesure des eaux coulantes et jaillissantes etc., tiré des Ouvrages Manuscrits de feu Mons. Varignon par M. l'Abbé Pujol; à Paris* 1725 *(Theorème XII.).* Ferner *Phoronomia, sive de viribus et motibus corporum solidorum et fluidorum, etc. auctore* JACOBO HERMANNO *Basil., Amstelodami* 1716 *(Propositio XXXII.).*

NEWTON selbst hatte eine unrichtige Vorstellung über den Ausfluss. In der ersten Ausgabe seiner an anderem Orte angeführten *princ. mathem.* gibt er an, dass er die Ausflussgeschwindigkeit gleich der Geschwindigkeit gefunden habe, welche ein freifallender Körper annimmt, wenn er von der halben Druckhöhe herabfällt. Da ihm aber später die Beobachtung an springenden Wasserstrahlen nöthigte, die ganze

Druckhöhe als Geschwindigkeitshöhe anzunehmen, so glaubte er in der zweiten Ausgabe das Verhältniss des Querschnittes vom contrahirten Wasserstrahle zu dem Querschnitte der Ausmündung $= \sqrt{\frac{1}{2}}$ setzen zu müssen, weshalb er die Wassermenge

$$m = a\sqrt{gh}$$

erhielt, während wir

$$m = \alpha a \sqrt{2gh}$$

gefunden haben.

Wäre nun der Contractionscoefficient

$$\alpha = \sqrt{\tfrac{1}{2}} = 0{,}707,$$

so würden beide Ausdrücke vollkommen übereinstimmen; da sich aber aus wiederholten Versuchen der mittlere Werth von $\alpha = 0{,}619$ ergeben hat, so findet allerdings eine Uebereinstimmung nicht statt.

Erläuterungen zu Newton's Theorie des Ausflusses gibt Mac Laurin in seinem *Treatise on Fluxions. Edinb.* 1742. *Book II. nr.* 537, wovon eine französische Uebersetzung von Pezenas vorhanden ist.

Die feste theoretische Begründung des Ausflussgesetzes haben wir Johann Bernoulli und dessen Sohne Daniel Bernoulli zu danken.

Von dem Werke des ersteren, *Hydraulica, nunc primum detecta ac demonstrata, directe ex fundamentis pure mechanicis, anno* 1732 handelt Kästner im dritten Abschnitte seiner Hydrodynamik ausführlich.

Das vorzüglichste alte Werk über die Hydraulik ist unstreitig folgendes: *Hydrodynamica, sive de viribus et motibus fluidorum commentarii, auct. Joh. Bernoulli, Argentorati* 1738.

Die in dem vorliegenden Artikel enthaltenen Grundformeln über den Ausfluss und über den Druck des Wassers während des Ausflusses findet man schon in diesem Werke entwickelt. Der berühmte Verfasser gründet auch seine Entwickelung auf das so fruchtbare und erst jetzt wieder in Aufnahme gekommene Princip von der Erhaltung der lebendigen Kräfte. Auch hat er nicht unterlassen, seine theoretischen Untersuchungen durch Experimente zu erläutern.

Ein sehr schätzbares Werk über die Hydraulik ist auch D'Alembert's *Traité de l'équilibre et du mouvement des fluides, Paris* 1744. Dieser grosse Gelehrte und vortreffliche Schriftsteller findet auf einem anderen Wege als Dan. Bernoulli die nämlichen Grundformeln für den Ausfluss. Es sind besonders zwei, noch jetzt allgemein gebrauchte Principien, welche D'Alembert bei seinen theoretischen Untersuchungen in Anspruch genommen hat. Nach dem ersten Gesetze besteht die Bewegung von jedem einzelnen Körper eines ganzen Systems aus zwei Theilen: der eine Theil wird von den übrigen Körpern aufgehoben, indem er zur Herstellung des Gleichgewichtes im ganzen System verwandt wird, und vermöge des zweiten Theiles bewegt sich der Körper als wenn er vollkommen frei wäre.

Aus diesem ersten Principe D'Alembert's lässt sich das Princip Bernoulli's von der Erhaltung der lebendigen Kräfte ableiten. Nach dem zweiten Principe D'Alembert's wird angenommen, dass das aus einem Gefässe fliessende Wasser aus auf der Richtung der Bewegung winkelrecht stehenden Schichten bestehe, in denen das Wasser einerlei Geschwindigkeit hat.

Die allgemeinere Formel für die Ausflussgeschwindigkeit

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1-\left(\frac{a}{A}\right)^2}}$$

hat vielen neueren Hydraulikern einen grossen Anstoss gegeben. Es sind deshalb mehrere neuere Theorien entstanden, deren Unrichtigkeiten wir hier kurz nachweisen müssen, um Practiker vor Anwendung derselben zu warnen, was um so nöthiger ist, da sie grösstentheils von Männern ausgegangen sind, die mehr den Practikern als den Theoretikern beizuzählen sind.

Die Schriftsteller, welche diese abweichenden Ansichten haben, sind Bernard, Langsdorf, Baader und Schitko.

Die betreffenden Schriften sind folgende:

1) *Nouveaux principes d'Hydraulique appliqués à tous les objets d'utilité etc. par* Bernard, *Paris* 1787.

Die Uebersetzung von Langsdorf ist unter dem Titel: Bernard's neue Grundlehren der Hydraulik 1790 in Leipzig und Frankfurt herausgekommen.

2) Lehrbuch der Hydraulik mit beständiger Rücksicht auf die Erfahrung von C. Ch. Langsdorf. Altenburg 1794.

3) Vollständige Theorie der Saug- und Hebepumpen von D. Jos. Baader. Baireuth 1797.

4) Beiträge zur Bergbaukunde, insbesondere zur Bergmaschinenlehre, von Jos. Schitko. Wien 1833. 1. Heft.

Den Vorwurf, welchen diese Schriftsteller der Bernoulli'schen Formel machen, besteht hauptsächlich darin, dass diese bei einer grösseren Ausflussöffnung a eine grössere Ausflussgeschwindigkeit gibt, als bei einer kleineren Mündung. Nach ihren Ansichten soll gerade das Gegentheil statt finden, also der gewöhnliche, für unendlich kleine Mündungen geltende Ausdruck $\sqrt{2gh}$ für v durch eine Zahl dividirt werden, die grösser als 1 ist. Dieser Ansicht sind selbst noch andere, sonst achtbare Schriftsteller, wie z. B. Vega, der sich im vierten Bande seiner Vorlesungen über die Mathematik, §. 94 gegen die Bernoulli'sche Formel ebenfalls ausspricht und sogar anräth, den Ausdruck mit $\sqrt{1-\frac{a^2}{A^2}}$ zu multipliciren, statt ihn dadurch zu dividiren.

Da die Bernoulli'sche Formel in dem Falle, wenn das prismatische Gefäss ohne Boden, also $a = A$ ist, $v = \frac{\sqrt{2gh}}{0} = \infty$ gibt, so sind jene Schriftsteller um so mehr von der Unrichtigkeit derselben überzeugt.

Gleichwohl ist diese Formel vollkommen richtig!

Zuerst muss man bemerken, dass A nicht allein den Inhalt des Bodens von einem prismatischen Gefässe, sondern allgemein den Inhalt des Wasserspiegels bezeichnet. Ist nun dieser sehr gross gegen die Mündung a, so kommt das zufliessende Wasser nur mit der kleinen Geschwindigkeit $\frac{a}{A}v$ an, und besitzt also auch nur die sehr kleine Geschwindig-

keitshöhe $\left(\frac{a}{A}\right)^2 \frac{v^2}{2g}$, die man bei sehr kleinem Verhältnisse $\frac{a}{A}$ allerdings vernachlässigen und weshalb man dann $h = \frac{v^2}{2g}$, also $v = \sqrt{2gh}$ setzen kann. Ist aber der Wasserspiegel A nicht sehr gross gegen a, so bewegt sich das Wasser im Gefässe sehr merklich, und es muss daher, um den Beharrungszustand nicht zu unterbrechen, das Wasser mit der messbaren Geschwindigkeit $\frac{a}{A}v$ zufliessen. Die Bernoulli'sche Formel setzt nun voraus, dass das Wasser in allen Punkten des Wasserspiegels gerade mit der Geschwindigkeit zufliesse, mit der das Wasser an der Oberfläche selbst sinkt. Da dann das Wasser mit einer gewissen Geschwindigkeit und also auch mit einer gewissen lebendigen Kraft eintritt und ein Stoss oder eine plötzliche Geschwindigkeitsveränderung bei diesem Eintritte nicht statt hat, so ist es natürlich, dass das Wasser schneller ausfliesst als bei einem sehr grossen Wasserspiegel, wo das Wasser mit sehr kleiner Geschwindigkeit eintritt.

Dass endlich für prismatische Gefässe ohne Boden $v = \infty$ (unendlich) ausfällt, ist natürlich, denn wenn wir einmal verlangen, dass das Wasser durch eine vertikale Röhre fallen soll, ohne sich zusammenzuziehen, so müssen wir das Wasser mit einer unendlich grossen Geschwindigkeit oben einströmen lassen, weil man nur dann annehmen kann, dass die Geschwindigkeit und somit der Querschnitt des Wasserstromes sich während des Falles durch die endliche Röhre nicht verändert hat.

Es ist also ein begründeter Einwand gegen die Richtigkeit der Bernoulli'schen Formel nicht zu machen. Wohl aber möchte es Schwierigkeit haben, das Wasser so in das Gefäss nachfliessen zu lassen, wie es die Bernoulli'sche Formel voraussetzt; in der Regel fliesst vielmehr das Wasser mit einer grösseren Geschwindigkeit zu, was besonders bei kleineren Wasserspiegeln eine Störung in der regelmässigen Bewegung des Wassers im Gefässe nach sich zieht und allerdings eine Verminderung der Ausflussgeschwindigkeit bewirken kann.

Fliesst das Wasser in einem Querschnitte A_1, also mit einer Geschwindigkeit $\left(\frac{a}{A_1}\right)v$ zu, so besitzt es bei seinem Eintritte in das Gefäss die Geschwindigkeitshöhe $\left(\frac{a}{A_1}\right)^2 \frac{v^2}{2g}$; da aber die Geschwindigkeit des sinkenden Wassers $\left(\frac{a}{A}\right)v$, also die Geschwindigkeitsdifferenz

$$\left(\frac{a}{A_1} - \frac{a}{A}\right)v$$

vorhanden ist, so ist mit dem Zusammentreffen der Verlust

$$\left(\frac{a}{A_1} - \frac{a}{A}\right)^2 \frac{v^2}{2g}$$

an Druckhöhe verbunden, und daher

$$h + \left(\frac{a}{A_1}\right)^2 \frac{v^2}{2g} = \frac{v^2}{2g} + \left(\frac{a}{A_1} - \frac{a}{A}\right)^2 \frac{v^2}{2g}$$

zu setzen, was nun die Ausflussgeschwindigkeit

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1+\left(\frac{a}{A_1}-\frac{a}{A}\right)^2-\left(\frac{a}{A_1}\right)^2}} \text{ oder}$$

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1-\left(\frac{2}{A_1}-\frac{1}{A}\right)\frac{a^2}{A}}} \text{ gibt.}$$

In der Regel ist A_1 kleiner als A, und deshalb bekommen wir eine Geschwindigkeit, die grösser als $\sqrt{2gh}$ ausfällt, während die genannten Schriftsteller eine kleinere Geschwindigkeit erwarten.

Da bei solchen Versuchen das Wasser eine schwankende Bewegung annimmt, so lässt sich, wie wir schon mehrmals bemerkt haben, die Druckhöhe h nicht gut messen, und es müssen daher dieselben sehr viel Unsicherheit zurücklassen.

Bernard's verkehrte Ansicht über den Ausfluss hat schon der Uebersetzer Langsdorf, besonders aber auch Woltmann im ersten Bande seiner Beiträge zur hydraulischen Architectur Seite 129 u. s. w. widerlegt.

Dieser anspruchsvolle Schriftsteller vergleicht den Ausfluss mit der Bewegung eines Körpers auf der schiefen Ebene, deren Länge A und Basis $A-a$, also Höhe $=\sqrt{A^2-(A-a)^2}$ ist. Hiernach ist die Beschleunigung auf dieser Ebene

$$= \frac{g\sqrt{A^2-(A-a)^2}}{A} = g\sqrt{1-\left(\frac{A-a}{A}\right)^2}.$$

Wenn nun von zwei Wassercylindern mit einerlei Basis der eine vertikal und der andere auf der schiefen Ebene herabfällt, so verhalten sich die in gleichen Zeiten durchlaufenen Räume wie $\sqrt{A^2-(A-a)^2}$ zu A. Deshalb setzt Bernard auch das Längenverhältniss beider Cylinder

$$= \sqrt{1-\left(\frac{A-a}{A}\right)^2},$$

und da nun der eine schief und der andere senkrecht ist, so setzt er das Inhaltsverhältniss

$$= \sqrt{1-\left(\frac{A-a}{A}\right)^2}\cdot\sqrt{1-\left(\frac{A-a}{A}\right)^2} = 1-\left(\frac{A-a}{A}\right)^2.$$

Wenn also die Wassermenge für eine kleine Mündung a

$$m = a\sqrt{2gh}$$

ist, so ist nach Bernard für grössere Mündungen

$$m = \left(1-\left(\frac{A-a}{A}\right)^2\right)A\sqrt{\frac{gh}{2}} \text{ anzunehmen.}$$

Für $\frac{a}{A}=0$ gibt diese Formel allerdings

$$m = 2a\sqrt{\frac{gh}{2}} = a\sqrt{2gh},$$

allein für $a = A$ gibt sie $m = a\sqrt{\frac{gh}{2}}$, d. i. nur halb so viel als vorher.

Langsdorf gibt in seiner Hydraulik und auch in dem Versuche einer neuen Theorie hydrodynamischer Lehren, Leipzig 1787, die Formel

$$m = \frac{a\sqrt{2gh}}{\sqrt{2 - \frac{a}{A}}},$$

wobei jedoch schon die Contraction eingeschlossen ist. Er geht bei der Entwickelung von der Newton'schen Catarakte aus, die er ein hyperbolisches Sphäroid nennt. Hätte das Gefäss die Gestalt der Catarakte, so würde es gar keinen Druck vom Wasser auszuhalten haben, ist es aber prismatisch, so nimmt der Boden einen Druck $(A - a)h\gamma$ auf. Langsdorf schliesst nun so: da für den Ausfluss im hyperbolischen Gefässe der ganze Druck $Ah\gamma$ auf den Ausfluss verwendet wird, so muss, um bei dem prismatischen Gefässe das nämliche Ausflussquantum zu erzeugen, der Druck $Ah\gamma + (A - a)h\gamma$ wirksam sein. Da man aber nur den Druck $Ah\gamma$ hat, so ist die Ausflussmenge auch nur

$$a\sqrt{2gh\left(\frac{Ah\gamma}{Ah\gamma + (A-a)h\gamma}\right)} = \frac{a\sqrt{2gh}}{\sqrt{2 - \frac{a}{A}}}.$$

Nach dieser Formel ist für $\frac{a}{A} = 0$:

$$m = \frac{a\sqrt{2gh}}{\sqrt{2}} = a\sqrt{gh},$$

wie schon Newton gefunden hatte.

Wir übergehen die weiteren Folgerungen Langsdorf's, fügen jedoch noch hinzu, dass dieser Hydrauliker die Richtigkeit der Bernoulli'schen Formel nicht ableugnet, sondern sie sogar noch gegen Bernard in Schutz nimmt. Kästner gibt im sechsten Hefte von Hindenburg's Archiv der reinen und angewandten Mathematik eine Recension über die Langsdorf'sche Hydraulik, und rügt darin die Fictionen, welche sich der Verfasser erlaubt, um seine Theorie zu begründen.

Baader findet §. 7 u. s. w. des angeführten Werkes die Ausflussgeschwindigkeit

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \left(\frac{a}{A}\right)^2 - \left(\frac{a}{A}\right)^3}}.$$

Diese Formel findet er durch folgendes Raisonnement. Man denke sich das prismatische Gefäss mit der Bodenmündung a oben durch einen Kolben geschlossen, der das Wasser während des Ausflusses von oben drückt. Es sei der äussere Druck auf den Kolben $= P$ und die Höhe der darunter befindlichen Wassersäule $= h$, also die Gesammtkraft $= P + Ah\gamma$. Diese Kraft wird aber verwendet, um das ausfliessende Wasser in die Geschwindigkeit v zu versetzen und um die Reaction

des gedrückten Wassers auf den Kolben aufzuheben. Die erste Kraft ist $\frac{v^2}{2g}a\gamma$. Die Reaction setzt er für den ruhenden Kolben

$$=\frac{v^2}{2g}(A-a)\gamma,$$

und da dieser mit der Geschwindigkeit $c=\frac{a}{A}v$ niedergeht, so nimmt er sie

$$=\left(\frac{c^2}{2g}+\frac{v^2}{2g}\right)(A-a)\gamma=\frac{v^2}{2g}\left(1+\left(\frac{a}{A}\right)^2\right)(A-a)\gamma$$

an. Er erhält sonach

$$P+Ah\gamma=\frac{v^2}{2g}a\gamma+\frac{v^2}{2g}\left(1+\left(\frac{a}{A}\right)^2\right)(A-a)\gamma$$

oder für den gewöhnlichen Fall, wo $P=0$ ist:

$$v^2\left(\frac{a}{A}+\left(1+\left(\frac{a}{A}\right)^2\right)\left(\frac{A-a}{A}\right)\right)=2gh, \text{ d. i.}$$

$$v=\frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1+\left(\frac{a}{A}\right)^2-\left(\frac{a}{A}\right)^3}}.$$

Es ist nicht nöthig, ein Wort über die fehlerhafte Bestimmung der Reaction zu sagen. Nach dieser Formel wäre für $a=A$ und $a=\frac{1}{\infty}$ die Geschwindigkeit eine und dieselbe, nämlich $=\sqrt{2gh}$; sie wäre hingegen für $\frac{a}{A}=\frac{2}{3}$ ein Minimum, nämlich

$$v=\sqrt{\frac{27}{31}}\cdot\sqrt{2gh}.$$

Wir müssen endlich noch eine in der neuesten Zeit aufgetauchte Ansicht über das Ausflussgesetz widerlegen. Schitko gibt §. 8 seiner Beiträge folgenden Ausdruck für die Ausflussgeschwindigkeit:

$$v=\frac{\sqrt{2gh}}{1+\frac{a}{A}}.$$

Durch Beobachtung an dem Wasserstande in einem Seitenrohre (Aequilibrirschenkel) bei der Wassersäulenmaschine im Leopoldschachte bei Schemnitz wird Schitko veranlasst, die gewöhnliche Theorie des Ausflusses für unrichtig anzuerkennen. Er beobachtete, dass das Wasser in diesem Schenkel 20 Fuss tiefer stand als im Einfallkasten, statt dass es nach der gewöhnlichen Theorie nur 6,38 Fuss tiefer stehen sollte. Bedenkt man aber, dass bei einer Wassersäulenmaschine das Wasser abwechselnd aus der Bewegung in Ruhe und aus der Ruhe in Bewegung übergeht, so kann es nicht auffallen, wenn hier eine Uebereinstimmung mit den gewöhnlichen Röhrenleitungen nicht statt hat. Auch hätte Schitko aus diesem Mangel an Uebereinstimmung nicht auf die Unrich-

tigkeit der Theorie des Ausflusses, sondern nur auf die Mangelhaftigkeit der Theorie der Bewegung des Wassers in Röhrenleitungen schliessen sollen. SCHITKO rechnete mit der mittleren und nicht mit der wirklichen Geschwindigkeit des Wassers in den Einfallröhren. Die letztere ist vertikal und kann im Maximum doppelt so grosss ein als die erstere, kann also einen vierfachen Verlust an Druckhöhe bewirken.

Noch beruft sich SCHITKO auf D'AUBUISSON's Angaben in den *Annales de chimie et de physique, Mars* 1830 oder DINGLER's Journal 1830. Er findet nämlich bei seinen Beobachtungen an den Röhrenleitungen zu Toulouse, dass die effective Ausflussmenge immer ein Viertel bis ein Drittel kleiner ist als die nach der PRONY'schen Formel berechnete Menge. Allein D'AUBUISSON zieht daraus andere Folgerungen. Er misst nämlich (s. §. 170 seiner Hydraulik) diesen Verlust der Unvollkommenheit der Röhrenleitungen bei, denn die Formeln gründen sich auf Versuche an Röhren mit glatten Wänden. Sind aber diese rauh, haben sie Vertiefungen und Hervorragungen oder sind dieselben gar mit einer Kalkkruste überzogen, so muss natürlich ein bedeutender Verlust an lebendiger Kraft hervorgehen. Zu dieser Annahme berechtigt uns noch besonders die Beobachtung von GUEYMARD an einer von ihm sehr sorgfältig construirten Röhrenleitung zu Grenoble. Man kann hierüber nachsehen *Annales des mines, 2. série, Tome V.* 1829. *Mémoire sur la conduite des eaux dans les tuyaux métalliques.* Bei der Anlage der ersten Leitung, welche auf 3200 Meter Länge 954 Liter Wasser fortführen sollte, rechnete GUEYMARD, in der Voraussetzung, dass er nur $\frac{2}{3}$ von der berechneten Wassermenge wirklich erhalte, so, als wenn die Leitung 1431 Liter fortzuführen hätte, allein er fand zu seinem Erstaunen, dass die Leitung 1431 Liter gab, wenn er die Druckhöhe um 0,157^m verminderte. Es gab also die PRONY'sche Formel sogar noch etwas zu wenig.

Die Ableitung seiner Formel macht SCHITKO aus einer vollkommen unrichtigen Ansicht. Weil das Wasser im Gefässe während des Ausflusses eine gewisse Geschwindigkeit annimmt, und deswegen nicht so stark drückt, als wenn es in Ruhe wäre, so glaubt er, dass auch das Wasser aus einem engern Gefässe langsamer ausfliesse als aus einem sehr weiten, worin das Wasser beinahe mit seiner vollen hydrostatischen Druckhöhe pressen kann; allein er vergisst, dass das aus einem engeren Gefässe fliessende Wasser auch weniger Druck nöthig hat als das aus einem weiteren Gefässe strömende, weil dort das Wasser schon mit einer grösseren Geschwindigkeit an der Oeffnung ankommt.

Aus der der hydrostatischen Druckhöhe h zukommenden Geschwindigkeit $c = \sqrt{2gh}$ und der Geschwindigkeit $v_1 = \frac{a}{A}v$ des Wassers im Gefässe bestimmt nun SCHITKO

$$\frac{(c - v_1)^2}{2g} = \frac{v^2}{2g}, \text{ d. i.}$$

$$c - v_1 = v, \text{ oder}$$

$$v + v_1 = c, \text{ oder}$$

$$\left(1 + \frac{a}{A}\right)v = \sqrt{2gh},$$

woraus sich nun die Geschwindigkeit

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{1 + \frac{a}{A}}$$

ergibt. Da diese Formel bei den weiteren hydraulischen Untersuchungen von SCHITKO zum Grunde gelegt wird, so sind auch sämmtliche Ergebnisse derselben als unrichtig zu verwerfen.

Ich habe nur noch hinzuzufügen, dass gründliche Schriftsteller diese abweichenden und ganz unbegründeten Ansichten von BERNARD, LANGSDORF, BAADER und SCHITKO nicht theilen, und beziehe mich besonders auf die an einem anderen Orte citirten Werke von KÄSTNER, KARSTEN, EYTELWEIN, GERSTNER, NAVIER, D'AUBUISSON u. s. w.

Die Contraction des Wasserstrahles ist bis jetzt auf ein genügendes mathematisches Gesetz noch nicht zurückgeführt worden. Die mathematischen Formeln, wodurch Einige die Grösse der Contraction haben ausdrücken wollen, sind auf nicht hinreichend motivirte Voraussetzungen gegründet und geben auch für einerlei Druckhöhe einerlei Contraction, wogegen die Versuche nachgewiesen haben, dass der Contractionscoefficient bei verschiedenen Druckhöhen verschieden ist. LANGSDORF und SCHITKO haben beide den Contractionscoefficienten durch eine Formel ausgedrückt. Der Letztere glaubte, dass die Contraction mit dem Verhältnisse $\frac{a}{A}$ der Mündung zur Bodenfläche wachse, und setzte deshalb den Contractionscoefficienten

$$\alpha = \sqrt{0{,}38 + 0{,}62\,\frac{a}{A}}.$$

Die Unstatthaftigkeit dieser Annahme ist jedoch durch die Ergebnisse der Versuche BIDONE's hinreichend nachgewiesen. NAVIER führt in seinem *Résumé des leçons etc.* die folgenden beiden mathematischen Ausdrücke für den Contractionscoefficienten an.

Ist die Oberfläche des Wasserspiegels sehr gross, die Bodenfläche aber $= A$ und die Mündung $= a$, so ist die Geschwindigkeit des an der Mündung ankommenden Wassers $= \frac{a}{A}v$. Geht diese in der Mündung plötzlich in v über, so entsteht folgender Verlust an Druckhöhe:

$$\frac{\left(v - \frac{a}{A}v\right)^2}{2g} = \left(1 - \frac{a}{A}\right)^2 \cdot \frac{v^2}{2g},$$

und es ist sonach

$$\frac{v^2}{2g} + \left(1 - \frac{a}{A}\right)^2 \frac{v^2}{2g} = h$$

zu setzen, weshalb

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \left(1 - \frac{a}{A}\right)^2}} \text{ und}$$

$$m = \frac{a\sqrt{2gh}}{\sqrt{1+\left(1-\frac{a}{A}\right)^2}}$$

folgt. Diesemnach könnte man also den Ausflusscoefficienten

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1+\left(1-\frac{a}{A}\right)^2}}$$

setzen. Ist nun $\frac{a}{A}$ sehr klein, so erhält man allerdings mit NEWTON

$$\mu = \sqrt{\tfrac{1}{2}} = 0{,}707.$$

Da beim Ausflusse durch eine dünne Wand eine Geschwindigkeitsverminderung nicht statt hat, sondern nur Contraction eintritt, so steht dieses Ergebniss mit der Erfahrung nicht in Uebereinstimmung.

Weit mehr stimmt folgende Formel mit den Versuchen zusammen.

Man denke sich die kreisförmige Bodenfläche AB *Fig.* 99 durch concentrische Ringe in lauter gleiche Elementarringe F zertheilt, durch die das Wasser in schiefen Richtungen hindurchströmt. Ist nun DE die Breite eines solchen Elementarringes, FD die Richtung des durch ihn hindurchgehenden Wassers und $KCZ = \alpha_1$ der Winkel, welchen dieser Wasserstrahl mit der Axenrichtung der Mündung einschliesst, so ergibt sich der Querschnitt des Strahles $EH = DE\cos\alpha_1$, und sonach die Wassermenge für einen Ring:

$$m_1 = F\cos\alpha_1 . v.$$

Eben so ist für einen folgenden Ring:

$$m_2 = F\cos\alpha_2 . v,$$

für einen dritten u. s. w.

$$m_3 = F\cos\alpha_3 . v \text{ u. s. w.},$$

und daher die ganze Wassermenge für die kreisförmige Mündung πr^2:

$$M = \Sigma(m) = Fv\,\Sigma(\cos\alpha).$$

Nimmt man aber an, dass der Winkel α von 0 bis $\frac{\pi}{2}$ (90°) genau so wachse wie die Kreisfläche von 0 bis πr^2, so kann man

$$\frac{F}{\pi r^2} = \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{\frac{1}{2}\pi}, \text{ sonach}$$

$$F = 2(\alpha_2 - \alpha_1) r^2$$

setzen. Deshalb folgt nun

$$M = 2v(\alpha_2 - \alpha_1) r^2 \Sigma(\cos\alpha) \text{ oder auch}$$

$$= 2vr\,\Sigma[r(\alpha_2 - \alpha_1)\cos\alpha_1].$$

Aber $r(\alpha_2 - \alpha_1)$ ist = Bogen KL, und die Horizontalprojection von KL ist $LO = KL\cos\alpha$, daher

$$M = 2vr\,\Sigma(LO) = 2vr . CA = 2vr^2.$$

Die theoretische Wassermenge ist aber $M_1 = v \cdot \pi r^2$, demnach das Verhältniss beider oder der Ausflusscoefficient:

$$= \frac{2vr^2}{\pi v r^2} = \frac{2}{\pi} = 0{,}637.$$

Dieser Werth stimmt mit der Erfahrung gut überein; man kann daher annehmen, dass die gemachten Annahmen nicht sehr von der Wahrheit abweichen.

In der neuesten Zeit hat Buff in den schon an einem anderen Orte angeführten Aufsatze eine neue Methode zur Bestimmung des Ausflusscoefficienten bekannt gemacht. Die ihr zu Grunde liegende Voraussetzung, dass das Wasser in parallelen Strahlen und nach dem Umfange zu mit verminderter Geschwindigkeit ausströme, stimmt aber mit den Versuchen nicht überein, weshalb es auch nicht auffallen darf, wenn der gefundene Coefficient $\mu = 0{,}74$ sehr von der Wahrheit abweicht. Buff denkt sich den Wasserstrahl aus zwei Theilen, einem innern Kernstrahl und einem diesen umhüllenden Strahl, bestehend. Der Kernstrahl hat die halbe Mündung $\frac{a}{2} = \frac{\pi r^2}{2}$ zur Basis und folgt dem gewöhnlichen Ausflussgesetze, er gibt also die Wassermenge:

$$m = \frac{\pi r^2}{2} \sqrt{2gh}.$$

In der äusseren Strahlhülle aber nimmt die Geschwindigkeit nach dem äusseren Umfange allmälig bis Null ab; es bildet sonach das entsprechende Ausflussquantum gleichsam einen abgekürzten Kegel *CDEF Fig.* 100, dessen grosse Basis die Mündung πr^2, kleine Basis $\frac{\pi r^2}{2}$ und Höhe $AD = BC = \sqrt{2gh}$ ist. Der Inhalt dieses Kegels ist aber

$$\pi \left(\frac{r^2 + r.r\sqrt{\frac{1}{2}} + (r\sqrt{\frac{1}{2}})^2}{3} \right) \sqrt{2gh} = \pi r^2 \frac{(1 + \sqrt{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2})}{3} \sqrt{2gh}$$

$$= 0{,}735 \cdot \pi r^2 \sqrt{2gh},$$

folglich der Ausflusscoefficient $\mu = 0{,}735$.

Eine andere theoretische Bestimmung gibt Bidone in einem besondern Aufsatze in dem 34. Bande der Memoiren der Turiner Academie unter dem Titel: *Mémoire sur la Détermination théorique de la section contractée des veines liquides.*

Es ist schon an einem anderen Orte gesagt worden, dass Bidone annimmt, der Ausflusscoefficient sei ein Product des Contractions- und des Geschwindigkeitscoefficienten, welcher letztere selbst beim Ausflusse durch die Mündung in der dünnen Wand nicht ganz Eins gesetzt werden darf. Er findet hingegen, dass in diesem Falle der Contractionscoefficient $= \frac{2}{3}$ ist, dass daher, wenn der Ausflusscoefficient $= 0{,}62$ gefunden wird, der Geschwindigkeitscoefficient $= \frac{0{,}62 \cdot 3}{2} = 0{,}93$ angenommen werden muss.

Da sich die äusseren Fäden des Wasserstrahles an der innern Wand des Gefässes und an dem Umfange der Mündung hin bewegen, so ist eine Verminderung der Geschwindigkeit derselben eine natürliche Folge von der zu überwindenden Reibung, Klebrigkeit oder Adhäsion; es muss

also die Geschwindigkeit des Wasserstrahles von der Axe nach dem Umfange zu etwas kleiner werden und die effective oder mittlere Geschwindigkeit des Wasserstrahles von der theoretischen etwas abweichen.

Da diese Abweichung aber nur durch Beobachtungen auszumitteln ist, so entwickelt nun Bidone nicht den Geschwindigkeits-, sondern den Contractionscoefficienten. Er beruft sich bei seiner Entwickelung auf folgende, mir unbekannt gebliebene italienische Werke von Venturoli: *Ricerche geometriche ed idrometriche fatte nella Scuola degli Ingegneri Pontificii d'acque e strade, l'anno* 1821. *Milano* 1822. und: *Elementi di Meccanica e d'Idraulica, 3. edizione, Milano* 1818.

In einem Gefässe *ABUV Fig.* 101 in Form eines sich nach unten verjüngenden Kegels mit der Kreismündung *AB* beschreiben die ausfliessenden Wasserelemente nach der Spitze *M* des Kegels gerichtete gerade Linien, wie *PM*, *QM*, *GM* u. s. w., sowie sie aber aus dem Gefässe heraustreten, nehmen sie eine schwächere Convergenz an und bilden endlich im Querschnitt *DE* der grössten Contraction Parallelismus. Denkt man sich aus *M* eine Calotte *APGB* beschrieben, und nimmt man an, dass die Weite der Mündung sehr klein ist in Ansehung der Druckhöhe, so erhält man Wasserelemente *A*, *B*, *G*, *P*, *Q* u. s. w., die alle mit einerlei Geschwindigkeit v nach *M* strömen, und es lässt sich auch annehmen, dass die Geschwindigkeit v noch die nämliche sei, wenn diese Wasserelemente durch den Querschnitt *DE* des zusammengezogenen Wasserstrahles gehen. Ist nun der Halbmesser $\frac{1}{2}AB$ der Mündung $= r$ und der Contractionscoefficient $= \alpha$, so kann man die Wassermenge $m = \alpha . \pi r^2 v$ setzen.

Dieselbe Wassermenge fliesst aber auch durch die Mündung. Zerlegen wir deshalb die Geschwindigkeit $PK = v$ in zwei Seitengeschwindigkeiten *PL* und *PO* parallel und winkelrecht zur Axe *MG* der Mündung, und suchen wir die Horizontalprojection von einem einen schmalen Ring von der Breite *PQ* bildenden Elemente der Calotte, so können wir durch Multiplication der Geschwindigkeit *PL* mit dieser horizontalen Projection die Ausflussmenge, durch ein Element und durch Summirung der Ausflussmengen aller Elemente die totale Wassermenge m finden. Ist nun der Halbmesser $MA = MG = MP$ der Calotte $= R$, die in der Axenrichtung gemessene Abscisse *MR* des Elementarringes $= x$, der Halbmesser *PR* dieses Ringes $= y$ und die Vertikalprojection $PT = RS$ von der Breite *PQ* desselben $= \left(\frac{x}{n}\right)$, so erhalten wir

$$\frac{QT}{PT} = \frac{MR}{RP}, \text{ d. i. } QT = \frac{x}{y}\left(\frac{x}{n}\right),$$

und der Inhalt der Horizontalprojection des Ringes

$$2\pi . RP . QT = 2\pi y . \frac{x}{y}\left(\frac{x}{n}\right) = 2\pi x\left(\frac{x}{n}\right).$$

Die Geschwindigkeit *PL* ist aber bestimmt durch die Proportion

$$\frac{PL}{PK} = \frac{MR}{MP}, \text{ d. i. } \frac{PL}{v} = \frac{x}{R};$$

es folgt demnach die ausfliessende Wassermenge für einen Elementarring:

$$2\pi x\left(\frac{x}{n}\right)\frac{xv}{R} = \frac{2\pi v}{R}\left(\frac{x}{n}\right)x^2.$$

Setzt man nun nach und nach $x = \frac{x}{n}$, $2\left(\frac{x}{n}\right)$, $3\left(\frac{x}{n}\right)$ u. s. w. bis $n\left(\frac{x}{n}\right)$, so bekommt man durch die Summe der erhaltenen Werthe die Ausflussmenge für die Oeffnung XY in der ebenen Wand, nämlich:

$$m = \frac{2\pi}{R}\left(\frac{x}{n}\right)\left(\left(\frac{x}{n}\right)^2 + 4\left(\frac{x}{n}\right)^2 + 9\left(\frac{x}{n}\right)^2 + \ldots + n^2\left(\frac{x}{n}\right)^2\right)$$

$$= \frac{2\pi v}{R}\left(\frac{x}{n}\right)^3 (1 + 4 + 9 + \ldots + n^2).$$

Für ein unendlich grosses n ist aber die Summe der Quadrate

$$= 1 + 4 + 9 + \ldots + n^2 = \frac{n^3}{3};$$

demnach ist

$$m = \frac{2\pi v x^3}{3R}.$$

Da hier $x = R$ ist, so folgt $m = \frac{2\pi R^2 v}{3}$ und es gibt die Vergleichung mit dem zuerst gefundenen Werthe von $m = \pi R^2 v$:

$$\alpha = \frac{\frac{2}{3}\pi R^2 v}{\pi R^2 v} = \frac{2}{3}.$$

Ist aber die Mündung ein Ring $AXBY$, so hat man

$$x = \sqrt{\overline{AM}^2 - \tfrac{1}{4}\overline{AB}^2} = \sqrt{R^2 - r^2}$$

zu setzen, weshalb man

$$m = \frac{2\pi v\,(R^2 - r^2)^{\frac{3}{2}}}{R}$$

erhält. Zieht man endlich diese Wassermenge von der ersten ab, so bekommt man die Ausflussmenge für die Mündung AB:

$$m = \frac{2\pi v\left(R^3 - (R^2 - r^2)^{\frac{3}{2}}\right)}{R},$$

und demnach den Contractionscoefficienten

$$\alpha = \frac{2\pi v\left(R^3 - (R^2 - r^2)^{\frac{3}{2}}\right)}{\pi r^2 R v}$$

$$= \frac{2}{3}\left(\frac{R^3 - (R^2 - r^2)^{\frac{3}{2}}}{Rr^2}\right).$$

Setzt man den halben Convergenzwinkel der Gefässwand

$$AMG = BMG = \tfrac{1}{2}AMB = \beta,$$

so erhält man

$$R = \frac{r}{\sin\beta} \quad \text{und}$$

$$\alpha = \frac{2}{3}\left(\frac{1 - \cos\beta^3}{\sin\beta^2}\right).$$

Hiernach lässt sich also für jedes conische Gefäss der Contractionscoefficient finden. Ist $\beta = 0$, also das Gefäss bei der Mündung ausgeweitet (*evasé*), so ist

$$\alpha = \frac{2}{3}\frac{(1-\cos\beta^3)}{(1-\cos\beta^2)}$$

$$= \frac{2}{3}\frac{(1-\cos\beta)(1+\cos\beta+\cos\beta^2)}{(1-\cos\beta)(1+\cos\beta)} = \frac{2}{3}\frac{(1+\cos\beta+\cos\beta^2)}{(1+\cos\beta)}$$

$$= \frac{2}{3}\cdot\frac{3}{2} = 1,$$

wie sich von selbst versteht.

Ist aber $\beta = 90^0$, also die Mündung in einer dünnen Wand, so folgt:

$$\alpha = \frac{2}{3}\cdot 1 = \frac{2}{3},$$

wie wir schon gefunden haben.

Bidone lehrt noch, den Contractionscoefficienten für beliebig gestaltete Mündungen im ebenen Boden theoretisch zu bestimmen. Wenn man durch die Axe der Mündung Vertikalebenen legt, so erhält man eine Zerlegung der Mündung in Dreiecke mit einer gemeinschaftlichen Spitze, deren Ausflussmengen man nach dem Vorhergehenden berechnen kann. Das Product aus der theoretischen Geschwindigkeit und der ganzen Mündung dividirt in die Summe jener Ausflussmengen gibt den Contractionscoefficienten.

Es ist hier nicht der Ort, die Voraussetzung, welche der Bidone'schen Formel zum Grunde liegt, einer genauen Prüfung zu unterwerfen. Wir haben nur noch hinzuzufügen, dass Poncelet in seinen, an anderem Orte angeführten *Expériences hydrauliques nr.* 151 u. s. w. diese Theorie einer scharfen Kritik unterzogen hat, und dass dieser der zweiten Formel von Navier den Vorzug gibt. Auch erwähnt Poncelet einer mir unbekannten Theorie von Rudberg.

Besondere Erscheinungen beim Ausflusse des Wassers aus Gefässen sind die Bildung von Strudeln und Wirbeln. Beide sind trichterförmige Vertiefungen des Wasserspiegels oberhalb der Mündung im Boden des Gefässes. Der Trichter ist nichts weiter als eine Senkung, welche aus der Bewegung des Wassers von oben nach unten entspringt, wie wir sie z. B. auffallend bei jedem Ueberfalle beobachten können. Besonders in die Augen fallend wird diese Senkung bei kleinen Druckhöhen und bei weiten Oeffnungen. Der Wirbel ist eine trichterförmige Vertiefung, welche der drehenden Bewegung des ausfliessenden Wassers ihre Entstehung zu danken hat.

Schon ältere Schriftsteller, wie z. B. Belidor in seiner *Architecture hydraul. nr.* 527 u. s. w. haben dem Strudel ihre Aufmerksamkeit geschenkt. Kästner spricht in nr. 183 seiner Anfangsgründe der Hydrodynamik von dieser Erscheinung beim Ausfluss, und führt auch Belidor's theoretische Entwickelung an, die ungefähr in Folgendem besteht.

Durch die kreisförmige Oeffnung vom Halbmesser r fliesst unter einer Druckhöhe h die Wassermenge

$$m = \pi r^2 \sqrt{2gh}$$

aus. Sieht man den Umfang eines vertikalen Cylinders über der Mündung πr^2 als den Querschnitt eines Ueberfalles an, so erhält man für diesen die Wassermenge:

$$m = \tfrac{2}{3} . 2\pi r \sqrt{2gh^3}.$$

Soll nun durch diesen, gleichsam eine hohle Röhre bildenden Ueberfall eben so viel Wasser zu- als durch die Mündung abfliessen, so muss

$$\tfrac{4}{3}\pi r \sqrt{2gh^3} = \pi r^2 \sqrt{2gh}, \text{ d. i.}$$

$$\tfrac{4}{3}h = r, \text{ folglich } h = \tfrac{3}{4}r \text{ sein.}$$

So lange also die Druckhöhe mehr als $\frac{3}{4}$ vom Halbmesser oder $\frac{3}{8}$ von der Weite der Mündung beträgt, fliesst durch die eingebildete Röhre hinreichend Wasser zu; ist aber die Druckhöhe kleiner, so entsteht eine Verminderung in der Ausflussmenge und mit ihr der Strudel oberhalb der Mündung.

Belidor und Bossut haben aber auch bei grösseren Wasserständen den Strudel schon entstehen sehen, z. B. der Erstere bei Druckhöhen von 5 bis 6 Zoll über einer 1 Zoll weiten Mündung. Durch Auflegung eines Bretes konnte Belidor der Entstehung des Strudels vorbeugen.

Von der Entstehung des Wirbels handelt Venturi im 11. Satz seiner *Recherches expérimentales etc.* Befindet sich eine grosse Ausmündung nicht in der Mitte eines symmetrischen Gefässes und fliesst das Wasser mit einer nicht sehr kleinen Geschwindigkeit zu, so nimmt dasselbe um die Axe der Mündung herum eine drehende Bewegung an, und diese gibt in Vereinigung mit der niedergehenden Bewegung des Wassers Gelegenheit zur Entstehung eines Wirbels.

Venturi nimmt nun an, dass die Umdrehungsgeschwindigkeit u sich umgekehrt wie der Halbmesser oder die Entfernung y von der Axe der Mündung verhalte, dass also $u = \frac{rc}{y}$ gesetzt werden könne, wenn nämlich c die bekannte Umdrehungsgeschwindigkeit für einen bekannten Halbmesser r bezeichnet. Ist nun das Gewicht eines Wasserelementes $= m\gamma$, so folgt dessen Centrifugalkraft

$$p = \frac{u^2}{gy} . m\gamma = \frac{r^2c^2}{gy^3} m\gamma.$$

In *Fig.* 102 ist der Wirbel $RSUT$, dessen Axe $= GH$, das oben betrachtete Element $= P$ und dessen Entfernung y von der Axe $= MP$.

Setzen wir den Querschnitt des Elementes $= a$ und die Länge des radialen Wasserfadens $OP = MP - MO = y - z$, so erhalten wir durch den höheren Calcül die Centrifugalkraft von diesem

$$= \frac{r^2c^2a\gamma}{2g}\left(\frac{1}{z^2} - \frac{1}{y^2}\right).$$

Diese Centrifugalkraft wird aber mit dem Drucke der vertikalen Wassersäule PS im Gleichgewichte sein; demnach kann man, indem man die Höhe $MH = PS = x$ setzt, annehmen:

$$ax\gamma = \frac{r^2c^2a\gamma}{2g}\left(\frac{1}{z^2} - \frac{1}{y^2}\right), \text{ d. i.}$$

$$x = \frac{r^2 c^2}{2g}\left(\frac{1}{z^2} - \frac{1}{y^2}\right),$$

woraus nun der Radius des Trichters

$$s = \frac{rcy}{\sqrt{2gxy^2 + r^2c^2}}$$

folgt. Aus dieser Formel ersieht man, dass der Trichter nach unten zu immer enger und enger wird, ohne ganz zu verschwinden.

Da bei kleineren Druckhöhen das Wasser mit mehr Convergenz nach der Mündung hinströmt als bei grösseren, so entsteht der Wirbel bei jenen eher als bei diesen. Es kommt deshalb sehr oft am Ende des Ausflusses eine Vereinigung von Wirbel und Strudel vor, wodurch die Ausflussmenge bedeutend vermindert wird. Wenn nun Bossut (s. dessen Hydrodynamik, II. Bd. nr. 450 bis 458) behauptet, dass die Entstehung des Strudels durch die kleinste fremdartige Bewegung herbeigeführt werden kann, so verwechselt er offenbar diesen mit dem Wirbel.

Uebrigens fand Bossut beim Ausflusse aus einem conischen Gefässe von $3\frac{1}{3}$ Fuss Höhe, $4\frac{1}{6}$ Fuss oberer und 4 Fuss unterer Weite, dass mit dem Wasserstande von 5 bis 6 Zoll der Trichter einmal entstand, wenn die Oeffnung 1 Fuss, und ein anderes Mal, als dieselbe nur 3 Zoll weit war.

Für die theoretische Hydraulik, sowie für die theoretische Mechanik überhaupt haben sich Euler und La Grange verdient gemacht. Euler's Untersuchungen sind aus den *novis Comment. acad. Petropol. Tom. XIII.* u. *XVI.* von Brandes mit Zusätzen in das Deutsche übersetzt und unter folgendem Titel erschienen: Die Gesetze des Gleichgewichtes und der Bewegung flüssiger Körper, dargestellt von L. Euler. Leipzig 1806.

La Grange's Untersuchungen findet man in seiner *mécanique analytique*, die auch von Murhard 1797 deutsch herausgegeben worden ist.

Als vorzügliche ältere Werke sind zu nennen: Kästner's Anfangsgründe der Hydrodynamik, welche von der Bewegung des Wassers besonders die practischen Lehren enthalten. Göttingen 1797. Karsten's Lehrbegriff der gesammten Mathematik, 5r. Theil. Greifswald 1770.

Durch ihre practische Tendenz zeichnen sich aus: *Principes d'Hydraulique, verifiés par un grand nombre d'Expériences, par Du Buat. II Tom. Paris* 1786. Von dem ersten Theile dieses Werkes sind 2 deutsche Uebersetzungen, eine von Kosmann und die andere von Lempe, vorhanden. *Traité théorique et expérimental d'Hydrodynamique, par Charles Bossut*, auch deutsch von Langsdorf.

Vorzügliche neuere Werke sind folgende: Handbuch der Mechanik von Franz Joseph von Gerstner, Prag 1833. (Ausfluss des Wassers: Bd. II. §. 101 u. s. w.) Handbuch der Mechanik fester Körper und der Hydraulik von Eytelwein. (Ausfluss des Wassers §. 88 u. s. w.) *Traité d'Hydraulique à l'usage des Ingénieurs, par D'Aubuisson de Voisins, Paris* 1834; ins Deutsche übersetzt von Fischer. Eine zweite Auflage des Originales ist 1840 erschienen. *Aide-mémoire de Mécanique pratique, par Arthur Morin, Metz et Paris* 1837, *deux. édit.* 1839; deutsch von Holzmann. Dieses Werk gibt eine gute Zusammenstellung von Formeln, Tabellen und Regeln über die Hydraulik für Practiker. *Résumé des leçons sur l'application de la mécanique, par Navier, Paris* 1834. Die erste Hälfte des zweiten Bandes enthält eine vortreffliche gedrängte

Darstellung der Hydraulik, setzt aber die Kenntniss des höheren Calcüls voraus.

Noch müssen wir folgende Werke nennen, welche wir bei Bearbeitung dieses Artikels benutzt haben: Darstellung der mechanischen Wissenschaften von Olinth Gregory, deutsch von Dietlein. (Ausfluss des Wassers: I. Bd., §. 438 u. s. w.) *Traité élémentaire des machines, par Hachette*, zweite Ausgabe von 1819. Die neueste ist von 1828. *Architecture hydraulique, par Belidor. Nouvelle édit. avec des notes et additions par M. Navier. Prem. Partie, tome prem., Paris* 1819. Man sehe das Vorwort des Herausgebers *pag. IX., X.* u. s. w.; im Texte aber *Livre I., Chap. III.*, die sämmtlichen Zusätze zu §. 1, §. 2. u. s. w., von Seite 285 an. Neue *Architectura hydraulica* von Herrn von Prony, aus dem Französischen übersetzt von Langsdorf. Leipzig 1795. Thl. I. §. 697 u. s. w.

Auch dürfen wir nicht unerwähnt lassen: *Leupold's Theatrum machinarum generale*, oder Schauplatz des Grundes der mechanischen Wissenschaften. Leipzig 1724. Cap. XX. §. 472 u. s. w. handelt vom Ausflusse des Wassers aus Gefässen. *Oeuvres de M. Mariotte. Tom. II., Leyde* 1717. *Traité du mouvement des eaux*, 1686 nach dem Tode des Verfassers herausgegeben. Die deutsche Uebersetzung von Meinig hat folgenden Titel: Des weyland vortrefflichen Herrn Mariotte Grundlehren der Hydrostatik und Hydraulik, Leipzig 1723. *Philosophiae naturalis principia mathematica, auctore Isaaco Newtono. Amstelodami*, 1723, *Sectio VII., Propos. XXXVI.*

Folgende von Anderen empfohlene Werke habe ich nicht kennen gelernt: *Elementi di Meccanica e d'Idraulica, di Venturoli. Milano III. ediz., tom. II.*, 1818. *Dr. Thomas Young's Elements of Natural Philosophy*, 2 *Vol. London* 1807. *Dr. Robison's System of Mechanical Philosophy.*

Von einzelnen Abhandlungen, und Wörterbüchern und Zeitschriften angehörigen Aufsätzen sind folgende benutzt worden: *Michelotti, Sperimenti idraulichi;* deutsch von Zimmermann mit Anmerkungen von Eytelwein unter dem Titel: *Franciscus Dominicus Michelotti's* hydraulische Versuche, nebst einem Anhange über die neueren Versuche von Joseph Therese Michelotti. Berlin 1808. *Recherches expérimentales sur le principe de la communication latérale du mouvement des fluides etc. par. I. B. Venturi, Paris* 1797. Uebersetzt und erläutert in Gilbert's Annalen der Physik, Bd. II. und III., Halle 1799. Dieser Abhandlung gehen auch noch voraus: Bemerkungen über die Bewegung und den Widerstand flüssiger Körper von Sam. Vince, ausgezogen aus den *Philosoph. Transact. of the Roy. Soc. of London*, 1795. *Expériences hydrauliques sur les lois de l'écoulement de l'eau, par Poncelet et Lesbros, Paris* 1832.

Folgende Abhandlungen von Bidone sind in den Memoiren der Turiner Academie der Wissenschaften (*Memorie della Reale Accademia delle scienze di Torino*) enthalten: *Expériences sur divers cas de la contraction de la veine fluide, et remarque sur la manière d'avoir égard à la contraction dans le calcul de la dépense des orifices. Tomo XXVII.* 1823. *Expériences sur la dépense des reversoirs et sur l'accélération de la courbure qu'ils occasionnent à la surface du courant. Tomo XXVIII.* 1824. *Expériences sur la forme et sur la direction des veines et des courans d'eau. Tomo XXXIV.* 1830. *Recherches expérimentales et théoriques sur*

les contractions parallèles des veines d'eau et sur l'écoulement par des tuyaux additionnels. Tomo XL. 1838.

Von D'Aubuisson und Castel sind folgende Versuche bekannt gemacht worden: *Expériences sur l'écoulement des eaux par des orifices rectangulaires allongées. Ann. de chim. et phys.* 1830. *Tom. XLIV. Expériences faites au Château d'Eau de Toulouse sur l'écoulement de l'eau par les déversoirs.* Zu finden in den *Annales de chim. et phys. Tom. LXII.*, 1836, und auch in den *Annales de ponts et chaussées*, 1re série, 1er semestre, 1837. *Nouvelles expériences sur l'écoulement de l'eau par des ajutages coniques convergentes*, in den *Annales des mines*, 3me série, *Tom. XIV.* 1838.

Ueber das Phänomen der Contraction bei der Bewegung flüssiger Körper durch enge Oeffnungen der Gefässe, von H. Buff, in Poggendorff's Annalen der Physik und Chemie Bd. XLVI. 1839.

Von Hachette sind zwei Abhandlungen über den Ausfluss in den *Annales de chim. et physique, tom. I. pag.* 202 und *tom. III. pag.* 78 abgedruckt, welche derselbe 1815 und 1816 der Academie der Wissenschaften zu Paris vorgelesen hat.

Gerstner's Versuche über die Flüssigkeit des Wassers bei verschiedenen Temperaturen sind in Gilbert's Annalen Bd. V. S. 160 u. folgg. abgedruckt.

Die Versuche vom Marchese Johann Poleni sind unter dem Titel: *Delle Pescaje (de castellis)* in der *Raccolta Vol. III.* zu finden.

Ausserdem ist noch nachzusehen: *Joannis Poleni de motu aquae mixto, Patavii* 1697.

Von Gulielmini hat man zu beachten: *Dom. Gulielmini opera omnia*, italienisch in der *Nuova raccolta*, mit Manfredi's Anmerkungen. Ferner: *La misura dell' acque correnti*, auch: *Della Natura dei Fiumi. Bologn.* 1697, vorzüglich aber: *De Fluviis et castellis aquarum.*

Ferner sind noch folgende Werke benutzt worden: *The Cyclopaedia, or universal Dictionary of arts, sciences and litterature, by Abraham Rees, etc. Vol. XXXVIII, Art. Water. Rules for measuring the Quantity of Water flowing through sluices or apertures.* Untersuchungen über den Effect einiger in Rheinland-Westphalen bestehenden Wasserwerke, von P. N. C. Egen. Abtheilung I. und II. Berlin 1831. S. 12 bis 40. Versuch einer auf Theorie und Erfahrung gegründeten Darstellung der wichtigsten Lehren der Hydrotechnik, von F. E. Funk. Berlin 1820. S. 122 u. s. w. *Mémoires sur les roues hydrauliques à aubes courbes, mues par-dessous, par Poncelet. Metz* 1827. Nr. 17 bis 20, nr. 33 bis 49.

Endlich sind noch von Andern empfohlen: *Histoire du Canal du Midi ou de Languedoc, par Andreossi. Tom. I.* enthält Versuche von Pin und Lespinasse über den Ausfluss durch Schutzöffnungen. *Del moto e della misura dell' acque di Leonardo da Vinci*, enthalten im 10. Bande der vierten Ausgabe von der Sammlung (*Raccolta*) der italienischen Schriftsteller, welche über Hydraulik geschrieben haben. Das Manuscript war schon 1500 aufgesetzt, ist aber 1828 neu gedruckt worden. Bidone empfiehlt dieses Werk sehr, und behauptet, dass es viel zum Fortschreiten der Hydraulik beigetragen haben würde, wäre es eher bekannt geworden. *Del movimento e della misura delle acque correnti, di Antonio Tadini. Milano* 1816. *pag.* 224 *etc. Ricerche geometriche*

ed idrometriche fatte nella scuola degli ingegneri pontificii d'acque e strade, l'anno 1820. *Mil.* 1822.

Ueber die Bewegung des Wassers durch Röhren sind folgende Schriften nachzusehen. Das älteste Werk ist: *Julius Frontinus, de aquaeductibus urbis Romae Commentarius;* es ist dieses um das Jahr 100 geschriebene Werk abgedruckt in *Graevii Thesaurus Antiquitatum Romanorum.* *Couplet, des recherches sur les mouvemens des eaux dans les tuyaux des conduits,* in den Memoiren der Pariser Academie 1723, auch in *Belidor's Arch. hyd.* *Dr. Thomas Young's Hydraulic Investigations on the Friction and Discharge of Fluides running in Pipes, and of the Velocity of Rivers. Phil. Trans.* 1808. *Girard, Essai sur le mouvement des eaux courantes.* *Coulomb, Mémoires de l'Inst., classe des sciences, Tom. III.* enthält Erfahrungen über den Zusammenhang und über die Gesetze des Widerstandes flüssiger Körper. Theoretisch-practische Abhandlung über die Leitung des Wassers in Canälen und Röhrenleitungen, von Prony, aus dem Französischen mit vielen Anmerkungen und Erläuterungen von Langsdorf. Giessen 1812. *Recueil de cinq tables pour faciliter et abréger les calculs de formules, relatives au mouvement des eaux etc. publié* 1825, *par M. de Prony. Histoire de l'établissement des fontaines à Toulouse, nouv. Mémoires de l'Acad. de Toulouse Tom. III.* 1830. *Essai sur les moyens de conduire, d'élever et de distribuer les eaux, par M. Genieys, ingén. des eaux de Paris. Traité du mouvement de l'eau dans les tuyaux des conduits, à l'usage des ingénieurs, par D'Aubuisson de Voisins. Paris* 1836. 2 *édit.* *Gueymard sur la conduite des eaux dans des tuyaux cylindriques, Ann. des mines Tom. V.* 1829. Eytelwein Untersuchungen über die Bewegung des Wassers u. s. w. in den Jahrbüchern der Berliner Academie der Wissenschaften von 1814 bis 1815. Französich in den *Annales des mines Tome XI.* 1825.

Kürzlich ist erschienen: *Expériences sur les roues hydrauliques à axe vertical, et sur l'écoulement de l'eau dans les coursiers et dans les buses de forme pyramidale, par Piobert et Tardy. Paris* 1840.

II. Ausfluss der Luft aus Gefässen.

Es sei *ABCD Fig.* 106 ein prismatisches Gefäss und darin *EF* ein genau hineinpassender Kolben, welcher ein gewisses Luftquantum *CDEF* von der äusseren Luft absperrt. Hat nun diese eingeschlossene Luft eine Elasticität oder Pressung, welche von dem äusseren Luftdrucke abweicht, so wird der Kolben durch den Ueberschuss der einen Pressung über die andere in Bewegung gesetzt werden; er wird steigen, wenn die innere Luft die grössere Expansivkraft hat, und sinken, wenn die äussere Luft mehr Druck ausübt. Während dieser Bewegung des Kolbens erfolgt aber auch eine Veränderung in der Dichtigkeit der eingeschlossenen Luft, und es hängt damit wieder eine Ab- oder Zunahme in der Elasticität der eingeschlossenen Luft zusammen. Deshalb erstreckt sich die Bewegung des Kolbens nur bis zu einer gewissen Gränze, und diese tritt, bei vollkommener Beweglichkeit des Kolbens, dann ein, wenn die Expansivkraft der eingeschlossenen Luft der Elasticität der äusseren Luft gleich ist.

Wird der Kolben *EF* durch die Elasticität der inneren Luft auswärts geschoben, so nimmt er von der eingeschlossenen Luft eine gewisse mechanische Leistung auf, und schieben wir umgekehrt den Kolben zurück, so muss er der Luft eine eben so grosse mechanische Wirkung mittheilen. Diese mechanische Wirkung, welche die Luft bei ihrer Aus-

dehnung ausübt und bei ihrer Zusammendrückung in Anspruch nimmt, wollen wir jetzt ausmitteln.

Es sei die Kolbenfläche EF der Flächeneinheit gleich, der anfängliche Druck der innern Luft auf dieselbe $= p$ und die anfängliche Höhe DE des Raumes $= h$. Wenn der Kolben nach PQ gekommen ist und der Luftraum die Höhe $DP = H$ angenommen hat, so ist die Pressung auf denselben, dem MARIOTTE'schen Gesetze zufolge,

$$y = \frac{h}{H} p.$$

Während der Durchlaufung des kleinen Weges $PR = QS = x$, wo die abnehmende Pressung y als unveränderlich angesehen werden kann, gewinnt der Kolben die mechanische Wirkung

$$xy = \frac{hpx}{H},$$

die man auch, der Lehre von den Logarithmen zufolge,

$$= hp \operatorname{Log\,nat}\left(1 + \frac{x}{H}\right)$$

$$= 2{,}3026\, hp \operatorname{Log}\left(1 + \frac{x}{H}\right)$$

setzen kann. Nun ist aber auch

$$\operatorname{Log}\left(1 + \frac{x}{H}\right) = \operatorname{Log}\left(\frac{H+x}{H}\right)$$

$$= \operatorname{Log}\left(\frac{H+x}{h} \cdot \frac{h}{H}\right) = \operatorname{Log}\left(\frac{H+x}{h} : \frac{H}{h}\right)$$

$$= \operatorname{Log}\left(\frac{H+x}{h}\right) - \operatorname{Log}\left(\frac{H}{h}\right),$$

demnach kann man auch die mechanische Wirkung bei Durchlaufung des Weges x setzen

$$= 2{,}3026\, hp \left[\operatorname{Log}\left(\frac{H+x}{h}\right) - \operatorname{Log}\left(\frac{H}{h}\right)\right].$$

Um nun aber die mechanische Wirkung bei Durchlaufung des ganzen Weges $EP = nx$ zu finden, darf man nur die obige Gleichung nach und nach für $H = h,\ h + x,\ h + 2x,\ h + 3x \ldots h + nx$ einführen und sämmtliche Werthe addiren. Dies gibt aber die gesuchte Wirkung:

$$= 2{,}3026 . hp \left\{ \begin{array}{l} \operatorname{Log}\left(\frac{h+x}{h}\right) - \operatorname{Log}\left(\frac{h}{h}\right) \\ + \operatorname{Log}\left(\frac{h+2x}{h}\right) - \operatorname{Log}\left(\frac{h+x}{h}\right) \\ + \operatorname{Log}\left(\frac{h+3x}{h}\right) - \operatorname{Log}\left(\frac{h+2x}{h}\right) \\ \quad \vdots \qquad\qquad \vdots \\ + \operatorname{Log}\left(\frac{h+nx}{h}\right) - \operatorname{Log}\left(\frac{h-(n-1)x}{h}\right) \end{array} \right\}$$

$$= 2{,}3026 \,.\, hp \left(\text{Log}\left(\frac{h+nx}{h}\right) - \text{Log}\left(\frac{h}{h}\right)\right)$$

$$= 2{,}3026 \,.\, hp \,\text{Log}\left(\frac{H}{h}\right),$$

weil sich in der Parenthese das erste Glied mit dem vierten, das dritte mit dem sechsten, das fünfte mit dem achten u. s. w. hebt und

$$\text{Log}\left(\frac{h}{h}\right) = \text{Log}\,1 = 0 \text{ ist.}$$

Setzen wir den durchlaufenen Weg $EP = s$ und den mittleren Druck auf den Kolben $= P$, so können wir die mechanische Wirkung auf den Kolben auch Ps setzen und demnach annehmen

$$Ps = 2{,}3026 \,.\, hp \,\text{Log}\left(\frac{H}{h}\right),$$

oder wenn wir die Pressung am Ende des Weges $p_1 = \frac{h}{H} p$ einführen:

$$\text{I.} \quad Ps = 2{,}3026 \,.\, hp \,\text{Log}\left(\frac{p}{p_1}\right).$$

Nehmen wir noch $h = 1$ an, setzen also voraus, dass sich die Raumeinheit (der Cubikmeter) ausgedehnt habe und aus der Pressung p in die Pressung p_1 übergegangen sei, so erhalten wir:

$$Ps = 2{,}3026 \,.\, p \,\text{Log}\left(\frac{p}{p_1}\right).$$

Wenn man z. B. ein Cubikmeter atmosphärische Luft von gewöhnlicher Dichtigkeit auf das halbe Volumen zusammendrückt, so hat man $\frac{p}{p_1} = 2$, und demnach:

$$Ps = 2{,}3026 \,.\, p \,\text{Log}\,2 = 0{,}6931\, p.$$

Nun ist aber der Druck p_1 der atmosphärischen Luft auf ein Quadratcentimeter 1,0333 Kil., also der auf ein Quadratmeter $= 10333$ Kil., demnach $p_1 = 2 \,.\, 10333$ und die erforderliche mechanische Wirkung zum Zusammendrücken:

$$Ps = 0{,}6931 \,.\, 20666 = 14325 \text{ Kil. Met.}$$

Ist die Differenz zwischen den Pressungen p und p_1 nicht sehr gross, so kann man sich der einfachen Simpson'schen Regel bedienen und

$$Ps = \frac{s}{6}(p + p_1 + 4p_2)$$

setzen, wo p_2 die Pressung der eingeschlossenen Luft beim halben Kolbenhube bezeichnet.

Nun ist aber $\frac{p_2}{p} = \frac{h}{h + \frac{1}{2}s}$ und $\frac{p_1}{p} = \frac{h}{h+s}$, daher

$$s = \frac{(p - p_1)h}{p_1}, \quad p_2 = \frac{2pp_1}{p + p_1},$$

und die gesuchte mechanische Wirkung (nach Poncelet)

$$P_s = \frac{s}{6}\left(p + p_1 + \frac{8pp_1}{p+p_1}\right), \text{ oder}$$

$$\text{II.} \quad P_s = \frac{hp}{6}\left(\frac{p}{p_1} + \frac{8(p-p_1)}{p+p_1} - \frac{p_1}{p}\right).$$

Für unser voriges Beispiel ist $h = 1$ und $p = 2p_1 = 20666$ Kil., daher

$$P_s = \frac{p}{6}\left(2 + \frac{8}{3} - \frac{1}{2}\right) = \frac{25}{36}p = \frac{25.20666}{36}$$

$$= 14352 \text{ Kil. Met.},$$

während wir durch die logarithmische Formel 14325 Kil. Met. gefunden haben.

Dieses Gesetz über die mechanische Leistung der Luft beim Ausdehnen und Zusammendrücken ist nun auf die Theorie des Ausflusses der Luft aus Gefässen auf folgende Weise anzuwenden.

Es sei die Pressung der Luft im Gefässe $= p$, die der äusseren Luft $= p_1$, ferner die Geschwindigkeit der durch eine kleine Oeffnung ausströmenden Luft $= v$, die Ausflussmenge derselben in Rücksicht der inneren Pressung $= m$ und die Dichtigkeit, d. i. das Gewicht der Raumeinheit (des Cubikmeters) der innern Luft $= \gamma$. Dann ist die mechanische Wirkung, welche dieser ausfliessenden Luft- oder Gasmenge beiwohnt, $\frac{v^2}{2g} m\gamma$.

Nach dem vorausgeschickten Gesetze ist sie aber auch

$$= mp \operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right);$$

es gibt daher das Gleichsetzen beider Ausdrücke:

$$\frac{v^2}{2g}\gamma = p \operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right), \text{ d. i.}$$

$$\text{III.} \quad v = \sqrt{2g\frac{p}{\gamma}\operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)},$$

oder nach der Poncelet'schen Formel:

$$\text{IV.} \quad v = \sqrt{2g\frac{p}{6\gamma}\left[\frac{p}{p_1} + \frac{8(p-p_1)}{p+p_1} - \frac{p_1}{p}\right]}.$$

Da $\frac{p}{p_1} = 1 + \frac{p-p_1}{p_1}$, so kann man für kleine Differenzen, wenn z. B. $\frac{p-p_1}{p_1}$ unter $\frac{1}{10}$ ist,

$$\operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right) = \frac{p-p_1}{p_1}$$

setzen, weshalb man bekommt:

$$\text{V.} \quad v = \sqrt{2g\frac{p(p-p_1)}{\gamma p_1}}.$$

Ist der den Ueberschuss der innern Pressung über die Pressung der äusseren Luft messende Manometerstand $= h$ und der Barometerstand der äusseren Luft $= b$, so hat man:

$$\frac{p - p_1}{p_1} = \frac{h}{b},$$

daher auch

$$\text{VI.} \quad v = \sqrt{2g\frac{p}{\gamma}\,\text{Log nat}\left(\frac{b+h}{b}\right)},$$

oder annähernd:

$$\text{VII.} \quad v = \sqrt{2g\frac{p}{\gamma}\cdot\frac{h}{b}}.$$

Drückt p die Pressung der innern Luft auf ein Quadratcentimeter und nicht auf ein Quadratmeter aus, wie in diesen Formeln vorausgesetzt wird, und zeigt t die Temperatur der eingeschlossenen Flüssigkeit an, so kann man für die atmosphärische Luft

$$\gamma = \frac{1{,}2572\,.\,p}{1 + 0{,}00364\,.\,t}$$

und für Wasserdampf

$$\gamma = \frac{0{,}7827\,.\,p}{1 + 0{,}00364\,.\,t}$$

setzen, weshalb man für die erste Flüssigkeit

$$\frac{p}{\gamma} = \frac{1 + 0{,}00364\,.\,t}{0{,}00012572} = 7954{,}2\,(1 + 0{,}00364\,.\,t)$$

und für die zweite

$$\frac{p}{\gamma} = \frac{1 + 0{,}00364\,.\,t}{0{,}00007827} = 12776{,}3\,(1 + 0{,}00364\,.\,t)$$

erhält. Man kann daher setzen: für atmosphärische Luft

$$v = 395{,}02\sqrt{(1 + 0{,}00364\,.\,t)\,\text{Log}\left(\frac{b+h}{b}\right)},$$

oder bei kleinem h:

$$v = 395\sqrt{(1 + 0{,}00364\,.\,t)\,\frac{h}{b}};$$

für Wasserdämpfe:

$$v = 500{,}64\sqrt{(1 + 0{,}00364\,.\,t)\,\text{Log}\left(\frac{b+h}{b}\right)},$$

oder bei kleinem h:

$$v = 500\sqrt{(1 + 0{,}00364\,.\,t)\,\frac{h}{b}}.$$

Mit der Geschwindigkeit v kommt die sich während des Ausströmens allmälig ausdehnende Luft aussen an, wo sie mit dieser einerlei Elasti-

cität besitzt. Ist daher a der Inhalt der Mündung, so ergibt sich die in jeder Secunde ausströmende (theoretische) Luft- oder Windmenge von der äusseren Spannung

$$m_1 = av = a\sqrt{2g\frac{p}{\gamma}\,\text{Log nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)}.$$

Diese (theoretische) Luftmenge auf die innere Spannung reducirt gibt aber

$$m = \frac{p_1}{p}m_1 = a\sqrt{2g\frac{p_1^2}{p\gamma}\,\text{Log nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)}.$$

Beispiel. Es sei der Manometerstand der in einem grossen Behälter eingeschlossenen atmosphärischen Luft $= 0{,}15$ Meter (Quecksilber) und die Temperatur dieser Luft $= 20°$, der Barometerstand der äusseren Luft aber 0,75 Meter; welche Luftmenge wird in der Secunde durch eine kreisrunde 0,05 Meter weite Oeffnung strömen?

Hier ist nach der genauen Formel die Ausflussgeschwindigkeit

$$v = 395\sqrt{(1+0{,}00364.20)\,\text{Log nat}\left(\frac{0{,}75+0{,}15}{0{,}75}\right)}$$

$$= 395\sqrt{1{,}0728\,\text{Log nat}\frac{6}{5}} = 174{,}69 \text{ Meter};$$

die weniger scharfe Formel gibt hingegen

$$v = 395\sqrt{1{,}0728\left(\frac{0{,}15}{0{,}75}\right)} = 395\sqrt{0{,}21456}$$

$$= 182{,}97 \text{ Meter},$$

also zu viel. Nun ist der Inhalt der Mündung

$$\frac{0{,}05^2\pi}{4} = \frac{0{,}0025.\pi}{4} = 0{,}0019635 \,\square\text{Meter},$$

daher die in der Secunde ausfliessende (theoretische) Luftmenge, unter dem äusseren Luftdrucke gemessen:

$$m_1 = 174{,}69.0{,}0019635 = 0{,}34301 \text{ Cubikmeter},$$

und unter dem inneren Drucke gemessen:

$$m = \tfrac{5}{6}.\,0{,}34301 = 0{,}28585 \text{ Cubikmeter}.$$

Man ersieht aus den gefundenen Formeln, dass die Ausflussgeschwindigkeit unter übrigens gleichen Umständen der Quadratwurzel aus der Dichtigkeit der Flüssigkeit (γ) umgekehrt proportional ist, dass z. B. die Flüssigkeit von der vierfachen Dichtigkeit die halbe Ausflussgeschwindigkeit hat. Auch ist ersichtlich, dass die Ausflussgeschwindigkeit bei unveränderlicher Pressung mit der Temperatur zunimmt, dass also heisse Luft schneller ausfliesst als kalte Luft.

Will man die ausgeflossene Luftmenge auf 0° Temperatur reduciren, so muss man m noch durch $1 + 0{,}00364\,t$ dividiren. Man bekommt sonach die auf 0° reducirte Luftmenge:

$$m_2 = \frac{395\,a\sqrt{(1+0{,}00364\,t)\,\mathrm{Log}\,\frac{b+h}{b}}}{1+0{,}00364\,t}$$

$$= 395\,a\sqrt{\frac{\mathrm{Log}\,(b+h)-\mathrm{Log}\,b}{1+0{,}00364\,t}}\ \text{Cubikmeter.}$$

Aus dieser Formel ersieht man, dass die unter dem äussern Drucke gemessene und auf 0° Wärme reducirte Luftmenge abnimmt, wenn die Temperatur wächst, und zunimmt, wenn dieselbe niedriger wird.

Soll also aus zwei verschiedenen Mündungen a und a_1 unter einerlei Spannung einerlei Luftquantum ausströmen, so muss unter diesen das Verhältniss

$$\frac{a}{a_1} = \sqrt{\frac{1+0{,}00364\,t}{1+0{,}00364\,t_1}}\ \text{statt haben.}$$

Wenn hiernach aus der Mündung a_1 Luft von $t_1 = 10°$ und aus a Luft von $t = 200°$ Wärme ausströmt, so muss sein:

$$\frac{a}{a_1} = \sqrt{\frac{1+0{,}00364.200}{1+0{,}00364.10}} = \sqrt{\frac{1{,}7280}{1{,}0364}} = 1{,}291,$$

also die Mündung der heissen Luft 1,291 mal so gross als die der kälteren.

Bei der vorigen Entwickelung haben wir vorausgesetzt, dass das Gefäss, aus welchem der Ausfluss erfolgt, sehr weit sei, so dass die Luft ohne messbare Geschwindigkeit nachströme. Jetzt wollen wir aber ein engeres Gefäss voraussetzen und die Geschwindigkeit berücksichtigen, mit welcher sich die Luft im Gefässe selbst bewegt.

Ist der Querschnitt des Gefässes, winkelrecht gegen die Axenrichtung der Mündung gemessen, $= A$, so kommt die Luft schon mit einer Geschwindigkeit $c = \frac{a}{A}\cdot\frac{p_1}{p}v$ vor der Oeffnung an, oder es strömt die Luft schon mit dieser Geschwindigkeit nach; denn das ausströmende Luftquantum, in Gewicht ausgedrückt, ist sowohl $av\gamma_1$ als auch $Ac\gamma$, und es ist das Verhältniss zwischen der Dichtigkeit der Luft beim Anfange und beim Ende des Ausströmens, d. i. $\frac{\gamma}{\gamma_1} = \frac{p}{p_1}$, daher

$$\gamma_1 = \frac{\gamma p_1}{p} \text{ und } Ac\gamma = av\gamma_1 = \frac{ap_1}{p}v\gamma.$$

Der Geschwindigkeit c entspricht aber die mechanische Wirkung

$$\frac{c^2}{2g}m\gamma = \left(\frac{ap_1}{Ap}\right)^2\frac{v^2}{2g}m\gamma,$$

daher setzt man

$$\frac{v^2}{2g}m\gamma = \left(\frac{ap_1}{Ap}\right)^2\frac{v^2}{2g}m\gamma + mp\,\mathrm{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right),$$

woraus die Ausflussgeschwindigkeit

VIII. $$v = \frac{\sqrt{2g\left(\frac{p}{\gamma}\right) \text{Log nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)}}{\sqrt{1-\left(\frac{ap_1}{Ap}\right)^2}}$$ sich ergibt.

Ist an einer Stelle im Gefässe der Querschnitt y, die Pressung q und die Dichtigkeit φ, so hat man, indem man y mit A, q mit p und φ mit γ vertauscht:

$$\frac{v^2}{2g}\varphi = \left(\frac{ap_1}{yq}\right)^2 \frac{v^2}{2g}\varphi + q \,\text{Log nat}\left(\frac{q}{p_1}\right),$$

welche Gleichung in Verbindung mit der vorigen gibt, da $\frac{q}{\varphi} = \frac{p}{\gamma}$ ist:

IX. $$\frac{\text{Log nat}\left(\frac{q}{p_1}\right)}{\text{Log nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)} = \frac{1-\left(\frac{ap_1}{yq}\right)^2}{1-\left(\frac{ap_1}{Ap}\right)^2}.$$

Aus dieser Gleichung lässt sich die Pressung q finden, welche die ausströmende Luft an derjenigen Stelle hat, wo der Querschnitt y ist. Ist das Gefäss sehr weit, so kann man

$$\frac{\text{Log nat}\left(\frac{q}{p_1}\right)}{\text{Log nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)} = 1-\left(\frac{ap_1}{yq}\right)^2 \text{ annehmen.}$$

Wäre z. B. $\frac{p}{p_1} = \frac{6}{5}$ (wie im vorigen Beispiele) und $\frac{a}{y} = \frac{1}{4}$, so würde man setzen können:

$$\frac{\text{Log nat}\left(\frac{q}{p_1}\right)}{\text{Log nat}\left(\frac{6}{5}\right)} = 1-\left(\frac{p_1}{4q}\right)^2.$$

Setzt man vorläufig auf der rechten Seite der Gleichung $\frac{q}{p} = \frac{11}{10}$, so bekommt man:

$$\text{Log nat}\left(\frac{q}{p_1}\right) = \left(1-\left(\frac{10}{4.11}\right)^2\right) \text{Log nat}\left(\frac{6}{5}\right), \text{ oder}$$

$$\text{Log}\left(\frac{q}{p_1}\right) = \left(1-\left(\frac{10}{44}\right)^2\right)(\text{Log}\,6 - \text{Log}\,5)$$

$$= (1 - 0{,}05165) \,.\, 0{,}07918$$

$$= 0{,}07409, \text{ woraus}$$

$$\frac{q}{p_1} = 1{,}186 \text{ folgt.}$$

Wenn also der äussere Druck $p_1 = 1$ und der innere $p = \frac{6}{5} = 1{,}2$ ist, so wird der Druck an einer Stelle, wo der Querschnitt viermal so gross ist als die Mündung, $= 1{,}186$ sein.

Die theoretisch bestimmte Ausflussmenge

$$m_1 = a\sqrt{2g\frac{p}{\gamma}\operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)},$$

die wir bei kleinen Differenzen für p und p_1 auch

$$= a\sqrt{2g\frac{p}{\gamma}\left(\frac{p-p_1}{p_1}\right)}$$

$$= a\sqrt{2g\left(\frac{p-p_1}{\gamma_1}\right)}$$

setzen können, wo γ_1 die auf die äussere Pressung reducirte Dichtigkeit des ausströmenden Fluidums bezeichnet, wird in dem Falle, wenn die Mündung in einer dünnen ebenen Wand sich befindet, durch die Contraction des ausströmenden Luftstrahles ansehnlich vermindert. Es ist daher diese Luftmenge m noch mit einem gewissen Erfahrungscoefficienten, dem Ausflusscoefficienten μ, welcher vielleicht hier dem Contractionscoefficienten α gleich gesetzt werden kann, zu multipliciren, um die effective Luftmenge m_2 zu erhalten.

Versuche, welche die Bestimmung dieses Coefficienten bezwecken, sind von den Deutschen Schmidt und Koch, von dem Schweden Lagerhjelm und von dem Franzosen D'Aubuisson de Voisins angestellt worden.

Die Schmidt'schen Versuche sind im sechsten Bande (1820) von Gilbert's Annalen der Physik veröffentlicht. Wiewohl diese Versuche sehr im Kleinen ausgeführt worden sind, so führen sie doch schon zu sehr brauchbaren Ergebnissen. Die vorzüglichsten im Grossen ausgeführten Versuche sind aber von Koch. Man findet dieselben im ersten Bande (1824) von den Studien des göttingischen Vereines bergmännischer Freunde aufgezeichnet. Da dieser Experimentator nicht von richtigen Principien ausgegangen ist, so bedurften seine Ergebnisse noch einer besondern Berechnung, weshalb sie folgende Abhandlungen hervorgerufen haben.

Schmidt's Bemerkungen zu Koch's Versuchen findet man im zweiten Bande (1824) von Poggendorff's Annalen der Physik und Chemie.

Gerstner legt bei seinen Untersuchungen §. 331 u. s. f. im dritten Bande seines Handbuches der Mechanik Koch's Versuche zu Grunde; da er aber hierbei das in Hanover übliche kalenberger Mass mit dem rheinländischen verwechselt hat, so können die von ihm gefundenen Coefficienten nicht gebraucht werden. Nach diesem unterwarf Buff die Koch'schen Versuche einer neuen Berechnung, wovon das Nähere im vierten Bande (1837) von den Studien des göttingischen Vereines oder im XXXVII. Bande (1836) von Poggendorff's Annalen nachgesehen werden kann.

Die Methoden, nach welchen Schmidt und Koch experimentirt haben, waren wesentlich übereinstimmend. Der hierbei in Anwendung gekommene Apparat bestand aus zwei communicirenden Gefässen *ABCD* und *EFGH* *Fig.* 107, von denen das eine oben verschlossen und mit Luft angefüllt, das andere aber oben offen und mit Wasser angefüllt war. Durch die

Wassersäule $EFGH$ in diesem Gefässe wurde die Luft in jenem comprimirt und zum Ausflusse durch eine Mündung L genöthigt. Wenn das Ausströmen der Luft eine Zeit lang statt gefunden hatte, wurde der Wasserstand gemessen und daraus die Pressung und das ausgeflossene Luftquantum berechnet; die Division dieses durch die theoretisch bestimmte Luftmenge gab endlich den Ausflusscoefficienten. Durch Wiederholung dieser Beobachtungen unter anderen Umständen wurde eine Reihe von Erfahrungscoefficienten geliefert. Man sieht, dass diese Versuche bei veränderlicher Pressung vorgenommen worden sind; es muss daher vorher noch gezeigt werden, wie die Ausflussmenge in diesem Falle zu bestimmen ist. Zugleich muss aber auch noch eine Berichtigung angegeben werden, welche an den Formeln von Schmidt, Buff und D'Aubuisson vorzunehmen ist.

Diese Gelehrten nehmen an, dass die Luft unter der inneren Pressung mit der Geschwindigkeit

$$v = \sqrt{2g\left(\frac{\Delta}{\delta}\right)h}$$

durch die Mündung ströme, wobei Δ die Dichtigkeit der Flüssigkeit, welche den Manometerstand h angibt, und δ die Dichtigkeit der zum Ausfluss gelangenden Flüssigkeit bezeichnet.

Nach dieser Formel für die Ausflussgeschwindigkeit, die ohnedies nur bei kleineren Differenzen zwischen der Pressung der inneren und äusseren Luft giltig sein kann, bestimmen nun jene Gelehrten die Ausflussmenge unter dem inneren Drucke:

$$m = av = a\sqrt{2g\left(\frac{\Delta}{\delta}\right)h},$$

und dieselbe auf den äusseren Druck reducirt:

$$m_1 = \left(\frac{b+h}{b}\right)m_1 = a\left(\frac{b+h}{b}\right)\sqrt{2g\left(\frac{\Delta}{\delta}\right)h}.$$

Wie stimmen diese Formeln mit den von uns gefundenen Ausdrücken überein?

Unsere Formel gibt für kleine Manometerstände:

$$m_1 = a\sqrt{2g\frac{p}{\gamma}\,\text{Log nat}\left(1+\frac{h}{b}\right)}, \text{ oder, da}$$

$$\text{Log nat}\left(1+\frac{h}{b}\right) = \frac{h}{b} - \frac{h^2}{2b^2} = \frac{h}{b}\left(1-\frac{h}{2b}\right)$$

gesetzt werden kann,

$$m_1 = a\sqrt{2g\frac{p}{\gamma}\cdot\frac{h}{b}\left(1-\frac{h}{2b}\right)} \text{ und}$$

$$m = a\left(\frac{b}{b+h}\right)\sqrt{2g\frac{p}{\gamma}\cdot\frac{h}{b}\left(1-\frac{h}{2b}\right)}.$$

Nun ist aber $\frac{p}{b+h}$ das Gewicht der Raumeinheit der Flüssigkeit, womit das Manometer gefüllt ist, also $\frac{p}{(b+h)\gamma} = \frac{\Delta}{\delta}$ das Verhältniss

zwischen den Dichtigkeiten der Flüssigkeit des Manometers und der Flüssigkeit, welche zum Ausflusse gelangt; es folgt daher

$$m = a\sqrt{2g\left(\frac{b-\frac{1}{2}h}{b+h}\right)\left(\frac{\Delta}{\delta}\right)h}, \text{ oder}$$

$$= a\sqrt{\frac{b-\frac{1}{2}h}{b+h}}\cdot\sqrt{2g\left(\frac{\Delta}{\delta}\right)h}.$$

Da endlich $\frac{b}{h}$ ein kleiner Bruch ist, so kann man

$$\sqrt{\frac{b-\frac{1}{2}h}{b+h}} = 1-\frac{3h}{4b}$$

setzen, weshalb auch

$$m = a\left(1-\frac{3h}{4b}\right)\sqrt{2g\left(\frac{\Delta}{\delta}\right)h}$$

folgt, während nach Schmidt und Anderen

$$m = a\sqrt{2g\left(\frac{\Delta}{\delta}\right)h} \text{ ist.}$$

Es gibt also unsere, zuerst von Navier (*Annales de chimie et physique, tome XXXIV.*) angegebene Formel eine kleinere Ausflussmenge als die Formel von Schmidt und Anderen, und wir erhalten aus diesem Grunde auch einen grösseren Ausflusscoefficienten als Jene, weshalb auch dadurch, wie wir weiter unten sehen werden, die grosse Veränderlichkeit in den von Buff aus den Koch'schen Versuchen bestimmten Ausflusscoefficienten verschwindet und überhaupt die Theorie mit der Erfahrung in grössere Uebereinstimmung gebracht wird.

Es beruht aber auch die Formel von Schmidt und Anderen auf einer Annahme, welche mit dem Hauptprincipe der Mechanik in Widerstreit steht. Nach dem Principe von der Erhaltung der lebendigen Kräfte muss, insofern wir plötzliche Veränderungen in der Geschwindigkeit und Nebenhindernisse, wie Reibung u. s. w. als nicht vorhanden annehmen, die ausfliessende Luftmenge nicht mehr und nicht weniger mechanische Wirkung in sich einschliessen, als sie beim Verdichten in Anspruch genommen hat.

Um ein Luftvolumen m_1 auf das Volumen m zusammenzudrücken und dadurch die Pressung p in p_1 umzusetzen, ist die mechanische Arbeit

$$mp \operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)$$

nöthig, welche wir bei kleinen Pressungen auch

$$mp\left(\frac{p-p_1}{p_1}\right) = mp\,\frac{h}{b}$$

setzen können. Die ausfliessende Luftmenge kann vermöge ihrer Geschwindigkeit die mechanische Wirkung $\frac{v^2}{2g}m\gamma$ hervorbringen.

Wäre nun die ausströmende Luft comprimirt, so würde sie ausserdem noch die mechanische Wirkung $mp\frac{h}{b}$ hervorzubringen vermögen; es würde also die von ihr hervorzubringende Wirkung

$$\frac{v^2}{2g}m\gamma + mp\frac{h}{b}$$

grösser als die Wirkung $mp\frac{h}{b}$ sein, welche aufzuwenden ist, um die Luft in diesen Bewegungszustand zu setzen, was unter den gemachten Voraussetzungen nicht möglich ist.

Aus der Annahme, dass die Luft mit der inneren Pressung ausströme, folgt ohnedies noch, dass man dem Luftstrahl eine grössere Pressung beimessen müsse als der umgebenden Luft, was eine Ausbreitung desselben nach allen Richtungen zur Folge haben würde, sich aber in der Erfahrung nicht bestätigt.

Wir haben aus diesem Grunde die Formeln von Schmidt, Buff u. s. w. auf die Seite gestellt, oder vielmehr an denselben eine Correction vorgenommen, nämlich die unter dem inneren Drucke gemessene Ausflussmenge m nicht

$$= a\sqrt{2g\left(\frac{\Delta}{\delta}\right)h}, \text{ sondern}$$

$$\text{X.} \quad m = a\sqrt{\left(\frac{b-\frac{1}{2}h}{b+h}\right)}\sqrt{2g\left(\frac{\Delta}{\delta}\right)h}$$

oder annähernd

$$= \left(1-\frac{3h}{4b}\right)a\sqrt{2g\left(\frac{\Delta}{\delta}\right)h}$$

gesetzt. Uebrigens ist für den Wasserbarometer- und Manometerstand

$$\frac{\Delta}{\delta} = \frac{770\,(1+0{,}00364\,t)\,b_0}{b+h}$$

und für den Quecksilberbarometer- und Manometerstand

$$\frac{\Delta}{\delta} = \frac{10470\,(1+0{,}00364t)\,b_0}{b+h}$$

zu nehmen, wofern t die Temperatur (in Cent. Graden) und b_0 den mittleren Barometerstand von 0,76 Meter Quecksilber oder 10,333 Meter Wasser bezeichnet.

Beispiel. Welche Luftmenge strömt durch eine kreisrunde Mündung von $0{,}075^m$ Durchmesser, wenn die Temperatur der eingeschlossenen Luft $t = 13°$, der Quecksilbermanometerstand $0{,}03^m$ und der Quecksilberbarometerstand $0{,}76^m$ ist?

Hier ist

$$\frac{\Delta}{\delta} = \frac{10470\,(1+0{,}00364.13)\,0{,}76}{0{,}76+0{,}03}$$

$$= \frac{7957\,(1+0{,}04732)}{0{,}79} = \frac{7957.1{,}04732}{0{,}79} \text{ und}$$

$$a = \frac{\pi\,(0{,}075)^2}{4} = 0{,}00140625\,\pi,$$

daher nach der Formel von Schmidt und Anderen

$$m = 0{,}00140625\,\pi \sqrt{19{,}6176 \,.\, \frac{7957\,.\,1{,}04732}{0{,}79} \,.\, 0{,}03}$$

$$= 0{,}3473 \text{ Cubikmeter},$$

und nach der unsrigen:

$$m = \left(1 - \frac{3h}{4b}\right) 0{,}3473 = \left(1 - \frac{3\,.\,0{,}03}{4\,.\,0{,}76}\right) 0{,}3473$$

$$= (1 - 0{,}0296)\; 0{,}3473 = 0{,}3370 \text{ Cubikmeter}.$$

Die Differenz zwischen beiden Luftmengen fällt, wie aus der Formel leicht zu ersehen ist, bei hohen Pressungen weit grösser aus.

Die Formel für die unter abnehmendem Drucke ausfliessende Luftmenge weicht von den für den nämlichen Zweck bestimmten Formeln von Schmidt und Buff ebenfalls ab und ist weit einfacher als diese.

Es sei A der Querschnitt des mit Luft angefüllten Gefässes $ABCD$, B der Querschnitt des Wasserreservoirs $EFGH$ *Fig.* 107, ferner a der Querschnitt der Mündung, h der anfängliche und h_1 der Manometerstand nach τ Secunden. Setzen wir dann noch

$$\frac{2AB}{A+B} = F \quad \text{und} \quad \frac{A}{\delta} = \frac{K}{b+h},$$

wo K entweder

$$= 770\,(1 + 0{,}00364\,t)\,b_0, \text{ oder}$$

$$= 10470\,(1 + 0{,}00364\,t)\,b_0$$

ist, je nachdem die Pressung durch eine Wasser- oder durch eine Quecksilbersäule gemessen wird, so gibt der höhere Calcül

$$\tau = \frac{F(\sqrt{h} - \sqrt{h_1})}{a\sqrt{2gbk}} \left(b + \tfrac{5}{12}\,(h + \sqrt{hh_1} + h_1)\right),$$

wofür man allerdings bei kleinen Differenzen zwischen h und h_1 setzen kann

$$\tau = \frac{F(\sqrt{h} - \sqrt{h_1})}{a\sqrt{2gbk}} \left(b + \tfrac{5}{8}\,(h + h_1)\right).$$

Wenn man nun noch den Ausflusscoefficienten μ einführt, also μa statt a setzt, so erhält man

$$\tau = \frac{F(\sqrt{h} - \sqrt{h_1})}{\mu a\sqrt{2gbk}} \left(b + \tfrac{5}{12}\,(h + \sqrt{hh_1} + h_1)\right),$$

daher folgt die Formel für den Ausflusscoefficienten

$$\mu = \frac{F(\sqrt{h} - \sqrt{h_1})\left(b + \tfrac{5}{12}\,(h + \sqrt{hh_1} + h_1)\right)}{a\sqrt{2gbk}\,.\,\tau},$$

oder annähernd

$$\mu = \frac{F(\sqrt{h} - \sqrt{h_1})\left(b + \tfrac{5}{8}\,(h + h_1)\right)}{a\sqrt{2gbk}\,.\,\tau}.$$

Bei den Koch'schen Versuchen war

$$A = 19{,}63500,\quad B = 11{,}98196 \text{ □Fuss (kalenberger), daher}$$

$$F = \frac{2AB}{A+B} = \frac{19{,}63500 \,.\, 11{,}98196}{15{,}80848} = 14{,}8823.$$

Es war ferner bei dem ersten dieser Versuche der Inhalt der Mündung $a = 0{,}00033185$ □Fuss, der Quecksilberbarometerstand $b = 27$ Zoll 4,5 Linien (paris.), die Temperatur $t = 9°$ R. $= 11°$, 25 C., der anfängliche Manometerstand $h = 6{,}28989$ Fuss und der nach 41,459 Secunden $h_1 = 5{,}79371$ Fuss. Da ein kalenberger Fuss $= 0{,}9$ pariser Fuss ist, so ist die Beschleunigung der Schwere $g = 9{,}8088 \,.\, \frac{10}{9} \,.\, 3{,}07844$ und $2g = 2 \,.\, 9{,}8088 \,.\, 3{,}4205 = 67{,}102$ Fuss.

Es ist ferner der Wasserbarometerstand

$$b = \frac{27{,}375}{12} \,.\, \frac{10}{9} \,.\, 13{,}598 = 34{,}467 \text{ Fuss (kalenb.)}$$

und der Coefficient

$$\begin{aligned} k &= 770 \,.\, (1 + 0{,}00364 \,.\, 11{,}25)\, 10{,}333 \,.\, 3{,}4205 \\ &= 770 \,.\, 1{,}0409 \,.\, 10{,}333 \,.\, 3{,}4205 \\ &= 28328. \end{aligned}$$

Hieraus folgt nun der Ausflusscoefficient

$$\mu = \frac{14{,}8823\,(\sqrt{6{,}28989} - \sqrt{5{,}79371})\left(34{,}467 + \frac{5}{8}(6{,}28989 + 5{,}79371)\right)}{0{,}00033185\,\sqrt{67{,}102 \,.\, 34{,}467 \,.\, 28328 \,.\, 41{,}459}}$$

$$= \frac{14{,}8823\,(2{,}50796 - 2{,}40701)\,(34{,}467 + 7{,}55325)}{0{,}00033185\,\sqrt{67{,}102 \,.\, 34{,}467 \,.\, 28328 \,.\, 41{,}459}}$$

$$= 0{,}5668.$$

Buff gibt dafür $\mu = 0{,}5044$ an.

Wenn man aber diesen Werth mit

$$\left(1 + \frac{3 \,.\, 6{,}0418}{4 \,.\, 34{,}467}\right) = (1 + 0{,}13147)$$

multiplicirt, bekommt man 0,570, was unserem Werthe für μ nahe gleich ist.

Es ist nun über die Versuche von Schmidt und Koch das Nöthige zu sagen.

Zuerst machte Schmidt mit einer gläsernen Glocke von 12 par. Zoll Höhe und 7,075 Zoll Durchmesser, welche oben mit einer Fassung und einem Hahne aus Messing versehen war, auf den sich Mundstücke von verschiedenen Oeffnungen aufschrauben liessen, Versuche. Diese Glocke wurde in einen 9,7 Zoll weiten und 12,4 Zoll hohen gläsernen Cylinder gesetzt, die eingeschlossene Luft durch Wasser zusammengedrückt und der Wasserstand an einer Scale abgelesen. Das aufgeschraubte conische Mundstück war 9,6 Linien lang, am einen Ende 0,84 Linien und am anderen 0,38 Linien weit, die Wasserdruckhöhe aber 2 bis 6 Zoll. Diese einleitenden Versuche gaben den Ausflusscoefficienten $\mu = 0{,}6176$, wenn

die enge Mündung nach aussen, und $\mu = 0{,}7175$, wenn dieselbe nach innen gerichtet war.

Um aber unter grösseren Druckhöhen Versuche anstellen zu können, wendete SCHMIDT einen anderen Apparat an. Derselbe bestand aus zwei cylindrischen Blechgefässen von 10 Zoll Durchmesser und 12 Zoll Höhe und einer einen Zoll weiten vertikalen Röhre, welche beide Gefässe, von denen das untere übrigens luftdicht verschlossen war, mit einander in Verbindung setzte. Diese Communicationsröhre konnte durch einen Hahn beliebig geöffnet und verschlossen, und die durch das von oben zufliessende Wasser im untern Gefässe zusammengedrückte Luft konnte durch einen Hahn mit verschiedenen Mundstücken abgelassen werden. Um den Ausflusscoefficienten für Mündungen in der dünnen Wand zu bestimmen, wurden mit kreisrunden Mündungen von 0,274; 0,420; 0,645 Linien Durchmesser Versuche angestellt.

Die Ergebnisse dieser Versuche haben wir in folgender Tabelle LVI. neben einander gestellt. Man ersieht aus dieser Tabelle, dass der Ausflusscoefficient von der Weite der Mündung nicht abzuhängen, dass er bei grösseren Druckhöhen etwas grösser zu sein scheint als bei kleineren, und dass man ihn im Mittel $= 0{,}53$ annehmen könne.

Tafel LVI.

Ausflusscoefficienten der Luft beim Ausflusse durch Mündungen in dünner Wand, nach SCHMIDT.

A. Für grössere Druckhöhen, mit dem Cylinderapparate bestimmt. Barometerstand: 27 Zoll $4\frac{1}{2}$ Linien; Thermometerstand: 16° R.

Durchmesser der Mündung.	Wasserdruckhöhe am		Zeit des Ausströmens.	Ausflussmenge		Ausflusscoefficient	
	Anfang.	Ende.		berechnet von SCHMIDT.	beobachtet.	nach SCHMIDT.	corrigirt.
Linien.	Zoll.	Zoll.	Secunden.	Cubikzoll.	Cubikzoll.		
0,274	37,9	31,7	252	465,7	243,35	0,5225	0,559
0,420	37,6	31,4	109	460,3	243,35	0,5285	0,564
0,645	37,7	31,02	51	507,0	262,00	0,5172	0,552

B. Für kleinere Druckhöhen, mit dem Glockenapparate bestimmt. Barometerstand und Temperatur wie oben.

0,244	5	2,3	252	150,6	78,9	0,5238	0,527
0,420	5	2,3	108	151,7	78,9	0,5202	0,524
0,645	5	2,3	46	152,3	78,9	0,5179	0,522

Wir wollen nun sehen, welche Coefficienten aus den KOCH'schen Versuchen sich ergeben.

Der KOCH'sche Apparat bestand aus einem gusseisernen Cylinder von ungefähr 80 Cubikfuss Inhalt, in welchem die Luft durch eine Wassersäule zusammengedrückt wurde, welche in einer mit einem Hahne ausgerüsteten Röhre befindlich war, die oben mit einem hölzernen Gefässe in Communication stand. Die obere Grundfläche des Cylinders war flach

gewölbt, die untere aber wurde durch eine ebene, luftdicht aufgeschraubte Platte gebildet. Nahe unter der Wölbung war ein luftdicht eingeschmirgelter Hahn von $1\frac{1}{2}$ Zoll Weite angebracht, in welchen wieder verschiedene Mundstücke eingesetzt werden konnten. Am Boden war noch ein Loch zum Ablassen des Wassers eingebohrt, was durch einen Holzstöpsel verschlossen werden konnte. In der knieförmig gebogenen Eisenröhre, welche von dem etwas höher stehenden Wassergefässe nach dem Boden des Cylinders führte, war ein eiserner dicht abschliessender Hahn angebracht. Zur Seite des Wasserbehälters, der 60 Cubikfuss Wasser fassen konnte, war eine 7 Linien weite Glasröhre mit einer Scale befindlich, woran der Wasserstand in diesem Gefässe beobachtet werden konnte. Die Beobachtungen wurden auf folgende Weise angestellt. Nachdem man alle Oeffnungen im Cylinder verschlossen hatte, wurde das Fass mit Wasser angefüllt und nun der Hahn im Communicationsrohre geöffnet, worauf das Wasser aus dem Behälter in den Cylinder floss und die Luft darin zusammendrückte. War nun Ruhe eingetreten, so wurde der Wasserstand im Behälter gemessen und die Luftmündung während einer gewissen Zeit (gewöhnlich 100 Chronometerschläge, wovon 1206 = 1000 Secunden) geöffnet. Nachdem man nun die Ausflussöffnung wieder verschlossen hatte, so mass man den Wasserstand im Gefässe noch einmal und berechnete mit Hülfe der bekannten Querschnitte beider Gefässe den Wasserstand im Cylinder, woraus sich wieder die Wasserdruckhöhe oder der Niveauabstand beider Wasserspiegel ergab.

Diese Beobachtungen wurden bei abnehmender Druckhöhe so oft wiederholt, bis endlich dieselbe = Null, also beide Wasserspiegel in einerlei Niveau gekommen waren. Bei jedem Versuche wurde auch noch der Barometer- und der Thermometerstand beobachtet und aufgezeichnet.

Man wiederholte diese Versuche an Oeffnungen in der dünnen Wand mit kurzen und langen cylindrischen und mit conischen Röhren.

Die Mündungen in der dünnen Platte waren kreisförmig und hatten Nr. 1. 2,96 Linien Durchmesser, also 0,00033185 □Fuss im Querschnitt, Nr. 2. 6,153 Linien Durchmesser, also 0,0014339 □Fuss im Querschnitt.

Uebrigens hatte der Luftcylinder 19,63498 □Fuss und das Wassergefäss 11,98196 □Fuss (kalenb. Mass) im Querschnitt.

Da Koch, allerdings aus einer irrigen Ansicht, die theoretische Formel von Schmidt verwirft, so nimmt er zur blossen Empirie seine Zuflucht; er trägt die Druckhöhen als Abscissen und die Ausflusszeiten als Ordinaten auf und findet nun, dass sich die dadurch bestimmte Curve der Hyperbel sehr nähert. Hiernach findet er folgende Gleichung:

$$\tau = f\sqrt{(a+h)\,h},$$

worin a und f auszumittelnde Erfahrungscoefficienten, h aber die Druckhöhe und τ die Ausflusszeit bezeichnet. Durch einiges Probiren findet er nun, dass $a = 28$ gesetzt werden müsse und für die Mündung Nr. 1. $f = 72{,}5873$, für die Mündung Nr. 2. $f = 16{,}6053$ ist.

Aus dieser Formel findet er endlich folgenden Ausdruck für die Ausflussgeschwindigkeit durch Mündungen in der dünnen Wand:

$$v = 750\,\frac{\sqrt{(28+h)\,h}}{28+2h} \text{ in kal. Fuss.}$$

Diese empirische Formel trifft übrigens bei dem nämlichen Barometer- und Thermometerstande mit der Erfahrung sehr gut überein,

weswegen sie zur Bestimmung der effectiven Ausflussmenge, unter dem inneren Drucke gemessen, bequem dienen, also

$$m = 750\, a \frac{\sqrt{(28+h)\,h}}{28+2h}$$

gesetzt werden kann.

Die Tabellen über die Ausflusscoefficienten, welche GERSTNER aus den KOCH'schen Versuchen (s. dessen Handbuch der Mechanik Bd. III. §. 337 u. s. w.) berechnet hat, sind deshalb unbrauchbar, weil GERSTNER bei Anfertigung derselben den kalenberger Fuss mit dem pariser Fuss verwechselt hat, dieser aber $\frac{10}{9}$ mal so gross als jener ist.

Aus diesem Grunde hat BUFF die KOCH'schen Versuche von Neuem durchgerechnet, die erhaltenen Ausflusscoefficienten in Tabellen zusammengestellt und auch gut mit der Erfahrung übereinstimmende Formeln zur Berechnung derselben gefunden.

Wir haben schon früher davon gesprochen, dass auch BUFF annimmt, die Luft ströme bei der innern Pressung mit der Geschwindigkeit

$$v = \sqrt{2g\left(\frac{\Delta}{\delta}\right)h} = \sqrt{2g\frac{kh}{b+h}}, \text{ wo}$$

$$k = 770\,(1 + 0{,}00364\,t)\,b_0$$

ist, aus, weshalb er auch die Ausflussmenge

$$m = \mu a \sqrt{2g\frac{kb}{b+h}}$$

erhält. Aus dieser Formel findet er für die KOCH'schen Versuche mit veränderlicher Druckhöhe die Ausflusszeit

$$\tau = \frac{F(\sqrt{h} - \sqrt{h_1})\sqrt{b + \frac{h+h_1}{2}}}{\mu a \sqrt{2gk}},$$

woraus nun der Ausdruck für den Ausflusscoefficienten

$$\mu = \frac{F(\sqrt{h} - \sqrt{h_1})\sqrt{b + \frac{h+h_1}{2}}}{a\sqrt{2gk}\,.\,\tau}$$

folgt. Im vorigen Beispiele war $F = 14{,}8823$, $a = 0{,}00033185$, $k = 28328$, $b = 34{,}467$, $h = 6{,}28989$, $h_1 = 5{,}79371$, $\tau = 41{,}459$; daher ist nach dieser Formel

$$\mu = \frac{14{,}8823\,(\sqrt{6{,}28989} - \sqrt{5{,}79371})\sqrt{34{,}467 + \frac{6{,}28989 + 5{,}79371}{2}}}{0{,}00033185\,\sqrt{67{,}102.28328.41{,}459}}$$

$$= 0{,}5044,$$

während wir $\mu = 0{,}5464$ gefunden haben.

In der folgenden Tabelle sind die Ergebnisse der KOCH'schen Versuche in Betreff des Ausflusses der Luft durch dünne Mündungen nach

den Berechnungen von Buff neben einander gestellt und auch unsere Correction hinzugefügt. Buff findet auch folgenden übrigens gut mit der Erfahrung übereinstimmenden Ausdruck für den Ausflusscoefficienten:

$$\mu = \mu_0 (1 - n\sqrt{h}), \text{ wo } \mu_0 = 0{,}626 \text{ und } n = 0{,}079, \text{ also}$$
$$\mu = 0{,}626 (1 - 0{,}079\sqrt{h}).$$

Tafel LVII.

Ausflusscoefficienten für den Ausfluss der Luft durch Mündungen in dünner Wand, nach Koch.

A. Mündung von 2,96 Linien Durchmesser oder 0,0003185 □Fuss Inhalt. Barometerstand 27″ 4,5‴. Temperatur 9° R.

Zeit in Chronometerschlägen.	0	50	100	100	100	100	98	100	100	100
Wasserdruckhöhe in kalenb. Fussen.	6,28989	5,79371	4,83904	3,94728	3,12960	2,37063	1,71509	1,14202	0,67230	0,32007
Ausflusscoefficient nach Buff.		0,5044	0,5159	0,5213	0,5269	0,5498	0,5568	0,5667	0,5806	0,5906
Corrigirter Ausflusscoefficient.		0,570	0,576	0,570	0,567	0,583	0,582	0,583	0,591	0,596

B. Die vorige Mündung. Barometerstand 27″ 4‴. Temperatur 7° R.

Zeit in Chronometerschlägen.	0	50	100	100	100	100	100	100	100	0	100
Wasserdruckhöhe in kal. Fussen.	6,10689	5,61904	4,67697	3,80198	2,98848	2,25326	1,60560	1,04560	0,60103	0,41102	0,14684
Ausflusscoefficient nach Buff.		0,5044	0,5155	0,5216	0,5363	0,5463	0,5571	0,5758	0,5789		0,6014
Corrigirter Ausflusscoefficient.		0,569	0,573	0,570	0,577	0,577	0,581	0,592	0,589		0,605

C. Mündung von 6,158 Linien Durchmesser oder 0,0014339 □Fuss Inhalt. Barometerstand 27″ 2,75‴. Temperatur 7° R.

Zeit in Chronometerschlägen.	0	40	40	40	40	0	40	40	40	40
Wasserdruckhöhe in kalenb. Fussen.	6,08025	4,43368	2,94057	1,73042	0,79113	6,05239	4,39204	2,92913	1,69276	0,77003
Ausflusscoefficient nach Buff.		0,5087	0,5410	0,5433	0,5702		0,5143	0,5313	0,5572	0,5666
Corrigirter Ausflusscoefficient.		0,566	0,584	0,570	0,591		0,572	0,573	0,585	0,582

Vergleicht man die in dieser Tabelle enthaltenen Ausflusscoefficienten mit denen in der ersten Tabelle, so stellt sich Folgendes heraus. Bei der Druckhöhe von 2 bis 3 Fuss geben beide den Ausflusscoefficienten von 0,54 bis 0,55. Nach der zweiten Tabelle wachsen aber diese Coefficienten, wenn die Druckhöhe sich vermindert, und es nehmen dieselben ab, wenn die Druckhöhe eine grössere wird. Es scheint also hiernach bei grossen Pressungen eine stärkere und bei kleinen eine schwächere Contraction statt zu finden. Nach der ersten Tabelle scheint aber gerade das Gegentheil einzutreten, denn die Werthe in der Abtheilung *B* für kleinere Druckhöhen sind kleiner als die Werthe in *A* für grössere Druckhöhen. Da aber die Werthe in *B* durch den kleinen Glockenappa-

rat gefunden worden sind, so lässt sich erwarten, dass diese Abweichung in der Unvollkommenheit der Beobachtung ihren Grund hat.

Lagerhjelm und D'Aubuisson haben den Ausfluss der Luft unter constantem Drucke beobachtet. Sie haben sich zu diesem Zwecke eines gewöhnlichen Gasometers bedient. Eine solche Vorrichtung besteht aus einem feststehenden, mit Wasser angefüllten Gefässe *ABCD Fig.* 108 und einem darin umgestürzten, wenig engeren Gefässe *EFGH.* Die in diesem Gefässe eingeschlossene und durch das Wasser abgesperrte Luft wird durch Gewichte *KK*, welche man auf den Deckel des zweiten Gefässes stellt, während des Ausflusses durch eine Mündung *L* in eben diesem Deckel in einer gewissen Pressung erhalten.

Bei den Versuchen Lagerhjelm's, die ich nur aus D'Aubuisson's Hydraulik (§. 431) und aus den *Annales de chimie et de physique Tom. XXI.* kenne, war die Mündung nicht in dem Deckel angebracht, sondern es war ein Rohr durch den Boden des feststehenden Gefässes in den Luftraum geführt, an dessen äusseres Ende verschiedene Mundstücke angeschraubt wurden. D'Aubuisson gibt an, dass bei den Versuchen Lagerhjelm's die Durchmesser der Mündungen $0{,}012^m$, $0{,}024^m$ und $0{,}033^m$ und die Wassermanometerstände $0{,}058^m$ bis $0{,}479^m$ gemessen haben, dass aber den gefundenen Ausflusscoefficienten 0,58 bis 0,70 deshalb wenig Zutrauen zu schenken sei, weil die einzelnen Beobachtungen nur wenige Secunden gewährt haben.

Der Gasometer, welchen D'Aubuisson bei seinen Versuchen (*Annal. des mines tome XIII.*, 1826) angewendet hat, war aus Weissblech gefertigt und hatte innerlich $0{,}650^m$ im Durchmesser und $0{,}800^m$ Höhe. In seinem Deckel befanden sich zwei Oeffnungen, eine zur Aufnahme eines mit gefärbtem Wasser gefüllten Hebermanometers, die andere zur Aufnahme der verschiedenen Mundstücke. Es war zu dem letzteren Endzwecke diese Oeffnung mit einem hervorstehenden Rande ausgerüstet und an diesem ein die Oeffnung oder das Ansatzrohr enthaltender Deckel angeschoben, über die Fuge aber ein Lederstreifen gelegt und dieser mit Bindfaden umwickelt, um allen Luftverlust zu vermeiden.

Damit dieser Gasometer während seines Sinkens im Wasser im aufrechten Stande verharre, erhielt er eine aus 4 Stäben bestehende Leitung. Um endlich die Senkung selbst zu beobachten, war eine mit einem Zeiger versehene Scale angebracht, die aussen an dem Gasometer herabging.

Um verschiedene Pressungen zu erzeugen und verschiedene Ausflussgeschwindigkeiten zu erhalten, wurde der Deckel des Gasometers mit Gewichten von 8, 16, 24, 32, 40 Kilom. belastet, zuweilen aber auch nur mit Gewichten von 2, 4, 6 und 12 Kil. Da der Gasometer während der Beobachtung immer tiefer und tiefer in das Wasser sinkt, so verliert er dabei mehr und mehr von seinem Gewichte; es mussten daher zur Ausgleichung während des Sinkens nach und nach kleine Gewichte aufgesetzt werden. Der mittlere Barometerstand war zur Zeit der Beobachtung $0{,}75^m$ und der Thermometerstand 19° C.

Die Versuche selbst bestanden in der Beobachtung des Manometerstandes und in der Messung des vertikalen Weges, welchen der Zeiger am Umfange des Gasometers in einer gewissen Zeit durchläuft.

In der folgenden Tabelle sind die Ergebnisse über die Versuche mit Oeffnungen im dünnen Blech zusammengestellt. Da bei diesen Ver-

suchen der grösste Manometerstand nur $0{,}144^m$ gefunden wurde, so ist die grösste Correction des Ausflusscoefficienten nur

$$\frac{h}{2b} = \frac{0{,}144}{2.10{,}333} = 0{,}007$$

noch innerhalb der Gränze der Beobachtungsfehler, weshalb ich es nicht für nöthig gefunden habe, eine Correction an den Ausflusscoefficienten von D'Aubuisson vorzunehmen.

Tafel LVIII.

Ausflusscoefficienten für den Ausfluss der Luft durch Mündungen in dünner Wand, nach D'Aubuisson de Voisins.

Durchmesser der Mündung in Metern.	Wassermanometerhöhe in Metern.	Grösse der Senkung in Metern.	Zeit zum Sinken in Secunden.	Coefficienten. einzelne.	Coefficienten. mittlere.
0,01	0,0286	0,60	187	0,623	0,647
0,015	0,0280	0,60	82	0,643	
0,02	0,0270	0,60	46	0,665	
0,03	0,0270	0,60	20	0,656	
0,01	0,050	0,60	141	0,629	0,640
0,015	0,050	0,60	60	0,660	
0,02	0,050	0,60	$34\frac{3}{4}$	0,636	
0,03	0,050	0,60	$14\frac{1}{4}$	0,664	
0,01	0,073	0,60	117	0,628	0,637
0,015	0,072	0,60	51	0,647	
0,01	0,098	0,60	102	0,623	0,643
0,015	0,098	0,45	32	0,664	
0,01	0,120	0,55	82	0,642	0,645
0,015	0,122	0,55	36	0,648	
0,01	0,144	0,55	76	0,634	0,634
0,02	0,038	0,60	39,5	0,642	
0,02	0,060	0,60	31,5	0,641	
0,03	0,032	0,60	18	0,686	
0,03	0,038	0,60	16,5	0,683	
0,03	0,044	0,60	15,5	0,675	

Aus der Vergleichung der in dieser Tabelle befindlichen Ausflusscoefficienten ergibt sich ein bestimmtes Ergebniss in Hinsicht auf die Verschiedenheit der Druckhöhen und der Durchmesser der Mündungen nicht; man muss daher für Wasserdruckhöhen von $0{,}0286^m$ bis $0{,}144^m$ und für Mündungen von $0{,}01^m$ bis $0{,}03^m$ Durchmesser den mittleren Ausflusscoefficienten $\mu = 0{,}65$ annehmen.

Woher aber die grosse Abweichung von den aus den Schmidt'schen und Koch'schen Versuchen abgeleiteten Ausflusscoefficienten? Den grössten Ausflusscoefficienten 0,60 geben die Koch'schen Versuche bei dem Manometerstand von 0,15 bis 0,3 Fuss oder 0,05 bis 0,1 Meter, während unserer Tafel zufolge derselbe nach D'Aubuisson $= 0{,}64$ ist. Es gibt

also der Letztere die Ausflusscoefficienten mindestens um 0,04 grösser an als Buff.

Wenn auch die aus den Koch'schen Versuchen abgeleiteten Coefficienten von einander eben so viel abweichen als die Coefficienten von D'Aubuisson, so muss man ihnen doch aus dem Grunde mehr Zutrauen schenken, weil sie eine ununterbrochene Reihe bilden, während die Coefficienten von D'Aubuisson die Zusammenstellung in einer steigenden oder abnehmenden Reihe nicht zulassen. Man möchte hiernach versucht werden, anzunehmen, dass der Coefficient für den Ausfluss durch Mündungen in der dünnen Wand nur bei sehr schwacher Pressung (kleinem Manometerstande) dem Ausflusscoefficienten 0,62 des Wassers gleich sei, und dass derselbe um so kleiner ausfalle, je grösser die Druckhöhe ist. Durch neue, im höchsten Grade genau ausgeführte Versuche, wird man hierin auf das Reine kommen.

Wichtiger für den Practiker ist der Ausfluss durch cylindrische und conische Ansatzröhren, weil in solchen der Metallurg den zum Schmelzen nöthigen Wind in den Ofen führt. Hierin weichen die Ergebnisse der Versuche Koch's und D'Aubuisson's noch mehr von einander ab.

Schmidt wendete zu seinen Versuchen über den Einfluss durch kurze Ansatzröhren Mundstücke aus Messing von 0,6 paris. Zoll Länge an. Von diesen war bei

Nr. 1.	der grössere	Durchmesser:	0,55‴,	der	kleinere:	0,5‴,
„ 2.	„	„	0,8‴,	„	„	0,5‴,
„ 3.	„	„	1,06‴,	„	„	0,536‴,
„ 4.	„	„	1,30‴,	„	„	0,566‴,
„ 5.	„	„	1,06‴,	„	„	0,5634‴.

Der mittlere Barometerstand war 27 Zoll 9 Linien, der Wassermanometerstand zwischen 30 und 38 Zoll und der Thermometerstand 14° R. bis 17° R.

Die Resultate sind in folgender Tabelle enthalten.

Tafel LIX.

Ausflusscoefficienten für den Ausfluss der Luft durch kurze Ansatzröhren, nach Schmidt.

Mundstücke.	Nr. 1., das weite Ende aussen.	Nr. 2., das weite Ende aussen.	Nr. 2., das enge Ende aussen.	Nr. 3., das weite Ende aussen.	Nr. 3., das enge Ende aussen.	Nr. 4., das weite Ende aussen.	Nr. 4., das enge Ende aussen.	Nr. 5., das enge Ende aussen.
Ausflusscoefficient nach Schmidt.	0,6651	0,8481	0,7274	0,8733	0,6736	0,8710	0,6764	0,6867
Corrigirter Ausflusscoefficient.	0,711	0,907	0,778	0,934	0,720	0,932	0,723	0,734

Man ersieht aus dieser Tabelle, dass der Coefficient für den Ausfluss durch eine kurze cylindrische Ansatzröhre nahe 0,7 ist, dass derselbe aber bei conischen Ansatzröhren grösser ausfällt, und dass die Ausflussmenge bei diesen grösser ist, wenn man die weite Mündung nach

aussen richtet, als wenn man sie innen anbringt, was mit dem Ausflusse des Wassers vollkommen in Uebereinstimmung steht.

Ausserdem hat SCHMIDT noch Versuche mit gläsernen Ansatzröhren angestellt und damit folgende Ergebnisse gewonnen.

Eine 1,3 Zoll lange Glasröhre von 0,69 Linien Weite mit einer 0,3 Zoll langen und 0,385 Linien weiten Spitze gab nach SCHMIDT $\mu = 1{,}1225$, wenn die Spitze nach aussen gestellt war.

Nachdem von dem cylindrischen Theile 0,7 Zoll abgeschnitten worden war, erhielt man $\mu = 1{,}136$, und wurde von diesem Stücke die enge Oeffnung nach aussen gekehrt, so ergab sich $\mu = 0{,}7712$. Nebst anderen Versuchen mit Glasröhren stellte SCHMIDT auch noch Versuche über den Ausfluss durch Röhren bei kleinen Druckhöhen (1,3 bis 5 Zoll) an. Er fand hierbei, dass der Ausflusscoefficient bei grossen Druckhöhen grösser ausfällt als bei kleinen Druckhöhen, was aber durch die Theorie und durch die KOCH'schen Versuche nicht bestätigt wird.

Die Ergebnisse der KOCH'schen Versuche über den Ausfluss durch cylindrische Ansatzröhren sind in der Tabelle LX. enthalten. Nach den BUFF'schen Rechnungen sind die entsprechenden Ausflusscoefficienten innerhalb der weiten Grenzen 0,63 bis 0,74 enthalten; es ist nämlich der Ausflusscoefficient beim Wasserdruck von 6 Fuss = 0,63 und der beim Wasserdruck von etwa $\frac{1}{2}$ Fuss = 0,74. Nach unserer Correction liegen diese Coefficienten, wie aus Tabelle LX. ebenfalls zu sehen ist, zwischen 0,71 und 0,76, wogegen BUFF für die ältere Formel

$$\mu = 0{,}79\,(1 - 0{,}79\,\sqrt{h})$$

anzunehmen sich genöthigt sieht.

Tafel LX.

Ausflusscoefficienten für den Ausfluss der Luft durch kurze cylindrische Ansatzröhren, nach KOCH.

A. Cylindrische Ansatzröhre von 4,655 Linien Durchmesser und der 2,58 fachen Länge. Barometerstand 27″ 7‴. Temperatur 3° R.

Wasserdruckhöhe.	6,53594	5,02915	3,66493	2,47403	1,47603	0,70726
Ausflusscoefficient nach BUFF.		0,6430	0,6600	0,6755	0,6978	0,7204
Corrigirter Ausflusscoefficient.		0,724	0,722	0,721	0,728	0,737

B. Cylindrische Ansatzröhren von 2,974 Linien Durchmesser und der vierfachen Länge. Barometerhöhe 26″ 9,75‴. Temperatur 5° R.

Wasserdruckhöhe.	6,15306	4,94251	3,81311	2,79272	1,89816	0,57030	0,01398
Ausflusscoefficient nach BUFF.		0,6469	0,6629	0,6803	0,6997	0,7308	0,7376
Corrigirter Ausflusscoefficient.		0,724	0,726	0,729	0,735	0,750	0,743

C. Die vorige Röhre. Barometerstand 27″ 6,5‴. Temperatur 2,5° R.

Wasserdruckhöhe.	6,52466	5,28065	4,13727	3,08895	2,15255	1,35863	0,72963	0,28236
Ausflusscoefficient nach Buff.		0,6446	,6538	0,6753	0,7000	0,7184	0,7346	0,7465
CorrigirterAusflusscoefficient.		0,727	0,721	0,728	0,740	0,746	0,751	0,754

D. Cylindrische Ansatzröhre von 4,19 Linien Durchmesser und der 5,7 fachen Länge. Barometerhöhe 27″ 6,5‴. Temperatur 3° R.

Wasserdruckhöhe.	6,46045	5,25279	4,14576	3,13099	2,22245	1,44529	0,81629	0,35503
Ausflusscoefficient nach Buff.		0,6326	0,6383	0,6449	0,6773	0,6935	0,7108	0,7265
CorrigirterAusflusscoefficient.		0,713	0,703	0,696	0,716	0,721	0,728	0,736

E. Cylindrische Ansatzröhre von 3,1 Linien Durchmesser und der 5,8 fachen Länge. Barometerstand 27″ 7‴. Temperatur 3° R.

Wasserdruckhöhe.	6,53596	5,18851	3,95848	2,85424	1,88419	1,08747	0,49202
Ausflusscoefficient nach Buff.		0,6455	0,6568	0,6737	0,7014	0,7215	0,7396
CorrigirterAusflusscoefficient.		0,728	0,722	0,724	0,743	0,744	0,759

Tafel LXI.

Ausflusscoefficienten für den Ausfluss der Luft durch cylindrische Ansatzröhren nach D'Aubuisson de Voisins.

Ansatzröhre.		Wassermanometerstand.	Senkung in Metern.	Zeit zum Sinken in Secunden.	Ausflusscoefficient.	
Durchmesser in Metern.	Länge in Metern.				einzelne.	mittlerer.
0,01	0,04	0,027	0,60	132	0,910	0,931
0,01	0,04	0,050	0,60	97	0,912	
0,01	0,04	0,072	0,60	79¾	0,925	
0,01	0,04	0,095	0,60	68	0,947	
0,01	0,04	0,120	0,55	61	0,920	
0,01	0,04	0,141	0,55	51½	0,940	

Ansatzröhre.		Wasser-manometerstand.	Senkung in Metern.	Zeit zum Sinken in Secunden	Ausflusscoefficient.	
Durchmesser in Metern.	Länge in Metern.				einzelne.	mittlere.
0,015	0,045	0,027	0,60	59	0,923	
0,015	0,045	0,050	0,60	43½	0,922	
0,015	0,045	0,072	0,60	36	0,930	0,924
0,015	0,045	0,096	0,55	29	0,917	
0,015	0,045	0,120	0,55	26	0,916	
0,02	0,06	0,028	0,60	33	0,896	
0,02	0,06	0,050	0,60	24,2	0,915	0,916
0,02	0,06	0,072	0,60	19	0,934	
0,02	0,06	0,096	0,55	16	0,919	
0,03	0,08	0,025	0,60	14	0,964	
0,03	0,08	0,031	0,60	13⅓	0,934	0,933
0,03	0,08	0,039	0,60	12	0,902	

Da man durch die Uebereinstimmung der Versuche von Koch mit denen von Schmidt sehr zufrieden gestellt wird, so muss die Abweichung der Resultate D'Aubuisson's, welche in Tafel LXI. zusammengestellt sind, um so mehr überraschen. Während wir den Ausflusscoefficienten für kurze cylindrische Ansatzröhren aus den Koch'schen Versuchen 0,71 bis 0,76 berechnet haben, gibt D'Aubuisson denselben 0,92 bis 0,93 an.

Da diese Coefficienten für kleine Druckhöhen gefunden worden sind, so ändert die von mir mit den Buff'schen Coefficienten vorgenommene Correction dieselbe nicht merklich, weswegen ich sie auch ganz unterlassen habe. Sollte die Anwendung des Gasometers, dessen sich D'Aubuisson bei seinen Versuchen bediente, nicht diejenige Schärfe gewähren, welche für solche Versuche unentbehrlich ist? Sollte vielleicht die aus vier Stangen bestehende Leitung des Gasometers demselben in seinem Sinken ein Hinderniss in den Weg gelegt haben? Bei den so niedrigen Pressungen, unter welchen D'Aubuisson seine Versuche angestellt hat, konnte ein kleines Hinderniss schon einen merklichen Einfluss auf die Richtigkeit der Ergebnisse haben.

Die Muthmassung über die Unrichrigkeit der D'Aubuisson'schen Formel wird aber durch die neuern Versuche von Buff fast zur Gewissheit.

Diese Versuche hat der Experimentator im XL. Bande von Poggendorff's Annalen der Physik und Chemie bekannt gemacht. Da weder der Koch'sche noch der Apparat von D'Aubuisson dazu geeignet sind, genaue Resultate über den Ausfluss der Luft unter sehr kleinen Pressungen zu erzielen, so wendete Buff folgenden Apparat an. Zwei Fässer, jedes von ungefähr 5 Cubikfuss Inhalt, waren in der Mitte ihrer Höhe mit 6 Zoll weiten Oeffnungen versehen, und an diese waren trichterförmige Blechröhren angesetzt, die mit ihren 15 Linien weiten Mündungen so zusammenstiessen, dass noch Oeffnungen in der dünnen Wand oder kurze cylindrische Ansatzstücke luftdicht eingeschraubt werden konnten. In das eine Fass mündete die Düse eines Schmiedebalges ein und in das andere Fass wurden die verschiedenen Mundstücke zum Ausströmen der Luft eingesetzt. Um die Pressungen in beiden Fässern zu

beobachten, waren Wassermanometer mit diesen in Verbindung gesetzt, und um deren Stand genau ablesen zu können, war auf der vorderen Seite der Glasröhre eine bis auf paris. Linien gehende Eintheilung und auf der hinteren Seite derselben ein Spiegel angebracht, welcher die Theilstriche noch einmal zeigte, um eine Parallaxe zu vermeiden.

Bei den Versuchen selbst wurde auf folgende Weise verfahren. Nachdem man den Blasebalg der gewünschten Pressung entsprechend belastet hatte, trieb man denselben in die Höhe und liess ihn dann selbst niedergehen und ausblasen. Während dieser Zeit beobachtete man die beiden Manometer, wartete die Periode ab, wo die Manometerstände einige Augenblicke lang stationär waren, sperrte nun durch besonders dazu bestimmte Hähne die Manometer von den Gefässen ab und las die Stände derselben ab.

Aus dem Barometerstand b der äusseren Luft, dem Manometerstand H des ersten Gefässes, in welches die Luft eingeblasen wurde, und dem Manometerstande h im zweiten Gefässe, aus dem die Luft ausströmte, sowie aus dem Durchmesser d_1 des Mundstückes zwischen beiden Gefässen und dem Durchmesser d der Mündung in dem zweiten Gefässe, ergibt sich nach Buff das Verhältniss der entsprechenden Ausflusscoefficienten

$$\frac{\mu}{\mu_1} = \left(\frac{d_1}{d}\right)^2 \sqrt{\frac{(H-h)(b+H)}{h(b+h)}}.$$

Nach unserer Formel würden wir die Ausflussmenge des zweiten Gefässes

$$= 395\,\mu\pi\frac{d^2}{4}\sqrt{(1+0{,}00364\,t)\,\text{Log nat}\left(\frac{b+h}{b}\right)}$$

und die des ersten, auf den äusseren Druck ebenfalls reducirt,

$$= 395\,\mu_1\pi\frac{d_1^2}{4}\cdot\frac{b+h}{b}\sqrt{(1+0{,}00364\,t)\,\text{Log nat}\left(\frac{b+H}{b+h}\right)}$$

setzen müssen, weswegen wir durch Gleichsetzen beider Ausdrücke erhalten:

$$\frac{\mu}{\mu_1} = \left(\frac{d_1}{d}\right)^2\cdot\frac{b+h}{b}\sqrt{\text{Log nat}\left(\frac{b+H}{b+h}\right):\text{Log nat}\left(\frac{b+h}{b}\right)}.$$

Setzen wir nun noch

$$\text{Log nat}\left(\frac{b+h}{b}\right) = \frac{h}{b}\left(1-\frac{h}{2b}\right) \text{ und}$$

$$\text{Log nat}\left(\frac{b+H}{b+h}\right) = \frac{H-h}{b}\left(1-\frac{H-h}{2b}\right),$$

so bekommen wir:

$$\frac{\mu}{\mu_1} = \left(\frac{d_1}{d}\right)^2\left(1-\frac{H-4h}{4b}\right)\sqrt{\frac{H-h}{h}}.$$

Wenn man nun den Ausflusscoefficienten μ_1 aus anderen Versuchen kennt, so kann man hiernach, ohne die Ausflussmenge gemessen zu haben, den Coefficienten μ berechnen.

Ist z. B. $H = 65{,}2$ Lin., $h = 2$ Lin., $b = 13{,}598 . 332{,}4 = 4520$ Lin., $d = 4{,}848$ Lin., $d_1 = 2{,}084$ Lin. und $\mu_1 = 0{,}600$, so folgt

$$\mu = 0{,}6 \cdot \left(\frac{2{,}084}{4{,}848}\right)^2 \left(1 - \frac{57{,}2}{4.4520}\right) \sqrt{\frac{63{,}2}{2}}$$
$$= (1 - 0{,}00316) \cdot 0{,}11087 \cdot 5{,}6214$$
$$= 0{,}617,$$

wogegen man mit Buff nach dessen Formel

$$\mu = 0{,}6 \left(\frac{2{,}084}{4{,}848}\right)^2 \left(1 + \frac{63{,}2}{2.4520}\right) \sqrt{\frac{63{,}2}{2}}$$
$$= 0{,}622 \text{ findet.}$$

Man sieht leicht ein, wie man durch den Apparat im Stande ist, die Ausflusscoefficienten für beliebig kleine Pressungen zu finden, denn es wird offenbar h bei einem bestimmten H um so kleiner, je kleiner $\frac{d_1}{d}$ ist; wenn man also beide Gefässe durch eine kleine Mündung verbindet, so erzeugt man im zweiten Gefässe einen kleinen Druck. Um aber die Rechnung ausführen zu können, muss man im ersten Gefässe eine solche Pressung erzeugen, dass man einen Ueberschuss $H - h$ erhält, für den man schon durch andere Versuche den Ausflusscoefficienten μ_1 kennt. Buff hat hierzu die Koch'schen Versuche benutzt, und wir haben die Hauptergebnisse der Buff'schen Versuche in Tafel LXII. wiedergegeben, eine Correction der darin zusammengestellten Ausflusscoefficienten aber wegen ihrer Kleinheit nicht vorgenommen.

Tafel LXII.

Ausflusscoefficienten für den Ausfluss der Luft unter niedrigem Drucke, nach Buff.

A. Kreisförmige Mündung von 4,848 Linien Durchmesser in der dünnen Wand. Barometerstand 332,4 paris. Linien.

Wassermanometerstand im ersten Gefässe in paris. Linien.	65,2	81	98	123,7	133,6
Wassermanometerstand im zweiten Gefässe in paris. Linien.	2	2,47	3	3,7	4
Ausflusscoefficient.	0,622	0,621	0,615	0,619	0,618

B. Kreisförmige Mündung in der dünnen Wand von 3,661 Linien Durchmesser. Barometerstand 327 Linien.

Wassermanometerstand im ersten Gefässe in paris. Linien.	49	64	72	90	124	138
Wassermanometerstand im zweiten Gefässe in paris. Linien.	4,45	5,8	6,5	8,05	10,95	12,18
Ausflusscoefficient.	0,618	0,611	0,615	0,613	0,613	0,613

C. Cylindrische Röhre von 5,5 Linien Länge und 3,875 Linien Weite. Barometerstand 334,5 Linien.

Wassermanometerstand im ersten Gefässe in paris. Linien.	30	72	78	98	118	143
Wassermanometerstand im zweiten Gefässe in paris. Linien.	18,5	44,5	48,4	61	73	88,5
Ausflusscoefficient.	0,756	0,746	0,742	0,737	0,738	0,736

D. Cylindrische Ansatzröhre von 3,875 Linien Durchmesser, bei verschiedenen Längen. Barometerstand 330 paris. Linien.

Verhältniss der Länge des Rohres zum Durchmesser.	10	7,5	6	4,5	3	2	1,4	1,36	1	$\frac{1}{2}$
Wassermanometerstand im zweiten Gefässe in paris. Linien.	26	25,3	25	24,8	24,6	24,5	23,9	24	24,4	27
Ausflusscoefficient.	0,676	0,703	0,715	0,723	0,731	0,735	0,760	0,756	0,739	0,637

Vergleicht man nun die in dieser Tafel angegebenen Ausflusscoefficienten mit denen von Buff und von D'Aubuisson, so wird man durch die Uebereinstimmung mit den ersteren vollkommen zufrieden gestellt, und man hat deshalb doppelt Ursache, die, namentlich für kurze cylindrische Ansatzröhren, von D'Aubuisson gefundenen Ausflusscoefficienten mit Misstrauen zu betrachten. Die gute Uebereinstimmung der aus den Koch'schen und Buff'schen Versuchen abgeleiteten Ausflusscoefficienten mit den Ausflusscoefficienten für tropfbare Flüssigkeiten, zumal bei niedrigen Pressungen, ist ein Grund mehr für die Richtigkeit dieser und gegen die Richtigkeit der Coefficienten von D'Aubuisson. In der vierten Abtheilung der Tabelle LXII. sieht man noch, welchen Einfluss die Länge der Ansatzröhre auf den Ausflusscoefficienten hat, und bemerkt auch, dass in dem Falle, wenn die Länge $\frac{3}{2}$ mal so gross ist als die Weite, der Ausflusscoefficient am grössten (0,76) ist, was allerdings auch schon D'Aubuisson gefunden hatte.

Was endlich noch den Umstand anlangt, dass die Ausflusscoefficienten für kleinere Druckhöhen grösser sind als für grössere, so lässt sich dieser für cylindrische Ansatzröhren durch Folgendes vollkommen motiviren.

Ist vor einer Mündung vom Querschnitte a eine cylindrische Ansatzröhre vom nämlichen Querschnitte und ist der Contractionscoefficient $= \alpha$, so können wir, wie beim Ausflusse des Wassers, annehmen, dass der Querschnitt des Luftstrahles kurz hinter der Mündung αa sei und plötzlich in a übergehe. Ist nun ferner die äussere Pressung p_1 und die Pressung an der Stelle der grössten Zusammenziehung $= q$, die Ausflussgeschwindigkeit aber $= v$, so können wir die Geschwindigkeit im kleinsten Querschnitte setzen:

$$v_1 = \frac{a p_1 v}{\alpha a q} = \frac{p_1 v}{\alpha q},$$

und demnach den Verlust an Druckhöhe in Folge der plötzlichen Aenderung in v:

$$\frac{(v_1 - v)^2}{2g} = \left(\frac{p_1}{\alpha q} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g},$$

weswegen wir setzen müssen:

$$1) \quad \frac{v^2}{2g} = \frac{p}{\gamma} \text{ Log nat} \left(\frac{p}{p_1}\right) - \left(\frac{p_1}{\alpha q} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g},$$

und sonach

$$v = \sqrt{\frac{2g\frac{p}{\gamma}\,\text{Log nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)}{1+\left(\frac{p_1}{\alpha q}-1\right)^2}}, \quad \text{oder}$$

$$v = \mu\sqrt{2g\frac{p}{\gamma}\,\text{Log nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)},$$

wenn man unter

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1+\left(\frac{p_1}{\alpha q}-1\right)^2}}$$

den Ausflusscoefficienten für kurze cylindrische Ansatzröhren versteht. Nun ist aber noch

$$2)\quad \frac{v^2}{2g} = \left(\frac{p_1}{\alpha q}\right)^2\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma}\,\text{Log nat}\left(\frac{p}{p_1}\right) - \left(\frac{p_1}{\alpha q}-1\right)^2\frac{v^2}{2g},$$

es gibt daher die Subtraction von Nr. 1.:

$$3)\quad \frac{p}{\gamma}\,\text{Log nat}\left(\frac{p}{q}\right) = \left(\frac{p_1}{\alpha q}\right)^2\frac{v^2}{2g},$$

weshalb man durch Division durch Nr. 1. erhält:

$$\frac{\text{Log}\left(\frac{p}{q}\right)}{\text{Log}\left(\frac{p}{p_1}\right)} = \frac{\left(\frac{p_1}{\alpha q}\right)^2}{1+\left(\frac{p_1}{\alpha q}-1\right)^2}.$$

Sind die inneren Pressungen p und q nicht sehr von der äusseren Pressung p_1 verschieden, wie in der Anwendung auf Gebläse und Windleitungen, so kann man

$$\frac{\text{Log}\left(\frac{p}{q}\right)}{\text{Log}\left(\frac{p}{p_1}\right)} = \frac{p-q}{p-p_1}$$

setzen, weshalb man zunächst

$$(p-q)\left[\left(\frac{\alpha q}{p_1}\right)^2 + \left(\frac{\alpha q}{p_1}-1\right)^2\right] = p - p_1$$

erhält. Annähernd ergibt sich

$$q = p - \frac{p-p_1}{\alpha^2+(\alpha-1)^2},$$

oder, $\alpha = 0{,}6$ angenommen,

$$q = p - \frac{p-p_1}{0{,}36+0{,}16} = p - 1{,}92\,(p-p_1)$$
$$= p_1 - 0{,}92\,(p-p_1),$$

woraus nun folgender Ausflusscoefficient abgeleitet wird:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{1}{0{,}6\left(1 - 0{,}92\left(\frac{p - p_1}{p_1}\right)\right)} - 1\right)^2}}.$$

Man ersieht aus dieser Formel, dass der Ausflusscoefficient kleiner wird, wenn die Pressung p wächst, was mit der Erfahrung vollkommen übereinstimmt.

Ist z. B. $\frac{p}{p_1} = \frac{40}{34}$, so erhält man

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{1}{0{,}6 . 0{,}84} - 1\right)^2}} = 0{,}707;$$

ist aber $\frac{p}{p_1} = \frac{69}{68}$, so folgt

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{1}{0{,}6 . 0{,}986} - 1\right)^2}} = 0{,}823.$$

Die Erfahrung gibt im ersten Falle $\mu = 0{,}72$ und im zweiten $\mu = 0{,}76$.

Die aus den Koch'schen Versuchen berechneten Ausflusscoefficienten für den Ausfluss der Luft durch conisch-convergente Ansatzröhren sind in den folgenden Tafeln LXIII. und LXIV. enthalten.

Tafel LXIII.

Ausflusscoefficienten für den Ausfluss der Luft durch conisch-convergente Ansatzröhren, nach Koch.

A. Conisches Rohr von 1 Zoll 0,5 Linien Länge bei 3° 5′ 34″ Convergenz. Durchmesser der Einmündung 3,715 Linien. Durchmesser der Ausmündung 3,04 Linien. Flächeninhalt der Ausmündung (engern Oeffnung) 0,00035003 □ Fuss. Barometerstand 27″ 4‴. Temperatur 9° R.

Wasserdruckhöhe in kal. Fuss.	6,39338	4,94809	3,63998	2,48522	1,50958	0,74920	0,24320
Ausflusscoefficient nach Buff.		0,7139	0,7323	0,7502	0,7782	0,8026	0,8159
Corrigirter Ausflusscoefficient.		0,802	0,801	0,800	0,812	0,822	0,824

B. Conisches Rohr von 11 Linien Länge bei 5° 21′ 40″ Convergenz. Durchmesser der Einmündung 4,04 Linien. Durchmesser der Ausmündung 3,01 Linien. Inhalt der Ausmündung 0,00034316 □ Fuss. Barometerstand und Temperatur wie vorher.

Wasserdruckhöhe in kal. Fuss.	6,40176	4,94809	3,62021	2,44609	1,46207	0,70447	0,20967
Ausflusscoefficient nach Buff.		0,7352	0,7597	0,7868	0,8122	0,8363	0,8551
Corrigirter Ausflusscoefficient.		0,825	0,820	0,839	0,846	0,856	0,864

C. Conisches Rohr von 35,5 Linien Länge bei 5° 49′ 28″ Convergenz. Durchmesser der Einmündung 6,42 Linien. Durchmesser der Ausmündung 2,725 Linien. Inhalt der Ausmündung = 0,00028125 □ Fuss. Barometerstand 26″ 9‴. Temperatur 2° R.

Wasserdruckhöhe in kal. Fuss.	6,32917	5,70856	4,54001	3,47771	2,50477	1,66052	0,97283	0,45286	0,12580
Ausflusscoefficient nach Buff.		0,7504	0,7580	0,7701	0,8054	0,8285	0,8429	0,8655	0,8735
Corrigirter Ausflusscoefficient.		0,849	0,842	0,837	0,858	0,866	0,867	0,879	0,879

D. Conisches Rohr von 18,6 Linien Länge und 6° 0′ 10″ Convergenz. Durchmesser der Einmündung 4,66 Linien. Durchmesser der Ausmündung 2,72 Linien. Inhalt der Ausmündung = 0,00028022 □ Fuss. Barometerstand 26″ 10‴. Temperatur 4,5° R.

Wasserdruckhöhe in kal. Fuss.	6,12504	4,95369	3,85785	2,86682	1,99182	1,24402	0,63975	0,25160
Ausflusscoefficient nach Buff.		0,7335	0,7607	0,7759	0,7972	0,8273	0,8383	0,8538
Corrigirter Ausflusscoefficient.		0,821	0,833	0,833	0,839	0,856	0,856	0,862

E. Conisches Rohr von 18,5 Linien Länge und 11° 36′ 18″ Convergenz. Durchmesser der Einmündung 6,39 Linien. Durchmesser der Ausmündung 2,63 Linien. Inhalt der Ausmündung 0,00026198 □ Fuss. Barometerstand 26″ 10,5‴. Temperatur 5° R.

Wasserdruckhöhe in kal. Fuss.	6,21447	5,09447	4,06750	3,13098	2,28115	1,54313	0,92252	0,45288
Ausflusscoefficient nach Buff.		0,7445	0,7465	0,7615	0,7858	0,8040	0,8175	0,8478
Corrigirter Ausflusscoefficient.		0,836	0,821	0,821	0,832	0,837	0,830	0,861

F. Conisches Rohr von 6,5 Linien Länge bei 30° 45′ 8″ Seitenconvergenz. Durchmesser der Einmündung 6,39 Linien. Durchmesser der Ausmündung 2,63 Linien. Inhalt der Ausmündung = 0,00028125 □ Fuss. Barometerhöhe 26″ 10,5‴. Temperatur 5° R.

Wasserdruckhöhe in kal. Fuss.	6,40748	3,30163	2,42939	1,67178	1,03154	0,53394	0,19280
Ausflusscoefficient nach Buff.		0,6972	0,7417	0,7535	0,7704	0,7894	0,8030
Corrigirter Ausflusscoefficient.		0,770	0,788	0,787	0,793	0,803	0,809

Tafel LXIV.

Ausflusscoefficienten für den Ausfluss der Luft durch conisch-convergente Ansatzröhren, nach D'Aubuisson. Durchmesser der Ausmündung 0,015‴.

Ansatzrohr.		Wassermanometerstand.					Mittlerer Ausflusscoefficient.
Convergenzwinkel.	Länge in Metern.	0,028‴	0,050‴	0,072‴	0,096‴	0,120‴	
		Einzelne Ausflusscoefficienten.					
6° 26′	0,045	0,939	0,939	0,940	0,933	—	0,938
11° 24′	0,025	0,946	0,939	0,949	0,960	0,951	0,947
18° 54′	0,045	0,912	0,916	0,915	0,927	0,916	0,917
28° 4′	0,010	0,888	0,877	0,881	0,881	0,874	0,880
53° 8′	0,045	0,786	0,810	0,797	0,803	0,794	0,798

Nach Tafel LXIII. liegen die Coefficienten für conisch-convergente Ansatzröhren zwischen 0,77 bis 0,88, nach Tafel LXIV. aber sind sie zwischen den Gränzen 0,78 und 0,96 enthalten. Man hat jedoch vollkommen Ursache, jenen Coefficienten mehr Zutrauen zu schenken als diesen. Aus jenen folgt, dass einer Röhre von 6° Seitenconvergenz und einer Länge, welche die Weite 10 bis 12mal enthält, der grösste Ausflusscoefficient zugehört.

In der folgenden Tafel haben wir endlich einige Ergebnisse über den Ausfluss durch conisch-divergente Röhren angeführt. Die dort zu findenden Ausflusscoefficienten sind auch hier wie beim Ausflusse des Wassers grösser als die für conisch-convergente Röhren. Dies hat jedoch seinen Grund darin, dass sie auf die engere Einmündung bezogen sind; bezieht man sie auf die grössere Ausmündung, so sinken sie, wie zu erwarten ist, unter jene herab.

Tafel LXV.

Ausflusscoefficienten für den Ausfluss der Luft durch conisch-divergente Ansatzröhren, nach Koch.

A. Conisches Rohr von 35,5 Linien Länge und 5° 57′ 28″ Divergenz. Durchmesser der Einmündung 2,725 Linien. Durchmesser der Ausmündung 6,42 Linien. Flächeninhalt der Ausmündung 0,0015611 □ Fuss. Barometerstand 26″ 9‴. Temperatur 2° R.

Wasserdruckhöhe in kal. Fuss.	6,13854	4,89776	3,72364	2,65575	1,70807	0,93371	0,36901
Ausflusscoefficient nach Buff.		0,7922	0,8229	0,8582	0,9104	0,9494	0,9904
Corrigirter Ausflusscoefficient.		0,887	0,900	0,917	0,953	0,977	1,004

B. Conisches Rohr von 18,5 Linien Länge und 11° 36′ 18″ Divergenz. Durchmesser der Einmündung = 2,63 Linien. Durchmesser der Ausmündung = 6,39 Linien. Flächeninhalt der Ausmündung = 0,0015465 □ Fuss. Barometerhöhe 26″ 9,5‴. Temperatur 4,5° R.

Wasserdruckhöhe in kal. Fuss.	6,29353	5,30033	4,37501	3,50838	2,71724	1,99321	1,35862	0,82747	0,41793	0,14257
Ausflusscoefficient nach Buff.		0,6546	0,6655	0,6822	0,6923	0,7324	0,7452	0,7683	0,7847	0,7979
Corrigirter Ausflusscoefficient.		0,737	0,735	0,741	0,741	0,770	0,772	0,785	0,795	0,803

Nach den das meiste Vertrauen verdienenden Versuchen von Koch können wir uns in vorkommenden Fällen folgender Ausflusscoefficienten bedienen.

1) Für den Ausfluss durch Mündungen in der dünnen Wand:

$$\mu = 0{,}57 \text{ bis } 0{,}62.$$

2) Für den Ausfluss durch kurze cylindrische Ansatzröhren, bei denen die Weite höchstens 6mal in der Länge enthalten ist:

$$\mu = 0{,}72 \text{ bis } 0{,}76.$$

3) Für den Ausfluss durch kurze conische Röhren mit 6° Seitenconvergenz:

$$\mu = 0{,}85 \text{ bis } 0{,}89.$$

Es gelten die kleineren Werthe für Pressungen, welche den Atmosphärendruck um ein Sechstel übertreffen, die grösseren aber für ganz kleine Pressungen, die den Atmosphärendruck nur um ein bis zwei Hundertheile übersteigen; es lassen sich also für mittlere Pressungen die entsprechenden Ausflusscoefficienten durch eine einfache Proportion berechnen. So wird man z. B. für Pressungen von $\frac{1}{12} = 1 + \frac{1}{12}$ Atmosphären den Ausflusscoefficienten für den Ausfluss durch cylindrische Ansatzröhren $\mu = 0{,}74$ setzen müssen.

Durch Multiplication eines dieser Ausflusscoefficienten mit der theoretischen Ausflussmenge

$$m_1 = 395\, a \sqrt{(1 + 0{,}00364\, t)\, \text{Log nat}\left(\frac{b+h}{b}\right)}$$

bekommt man die effective Ausflussmenge unter dem äusseren Luftdrucke b gemessen.

Beispiel 1. Es werde aus dem Regulator eines Gebläses der Wind durch eine kurze conische Ansatzröhre (Düse) mit einer 5 Centimeter weiten kreisförmigen Mündung in einen Schmelzofen geführt; es sei der Quecksilberbarometerstand $b = 0{,}74^m$, der Quecksilbermanometerstand $h = 0{,}10^m$ und die Temperatur des Windes $t = 150°$; man soll die in der Secunde ausströmende Luft- oder Windmenge finden.

Hier ist

$$a = \frac{(0{,}05)^2 \pi}{4} = 0{,}0019635 \,\square\text{Meter},$$

$$1 + 0{,}00364\, t = 1 + 0{,}00364 . 150 = 1{,}546 \text{ und}$$

$$\text{Log nat}\left(\frac{b+h}{b}\right) = 2{,}3026 \text{ Log } \left(\frac{84}{74}\right) = 0{,}12675;$$

daher die theoretische Ausflussmenge

$$m_1 = 395 . 0{,}0019635 \sqrt{1{,}546 . 0{,}12675}$$
$$= 0{,}3355 \text{ Cubikmeter},$$

und die effective, indem man $\mu = 0{,}86$ annimmt:

$$m_2 = 0{,}86 . 0{,}3355 = 0{,}2885 \text{ Cubikmeter}.$$

Unter dem inneren Drucke gemessen würde diese Ausflussmenge nur $\frac{74}{84} . 0{,}2885 = 0{,}2541$ Cubikmeter betragen.

Auf den mittleren Barometerstand $b = 0{,}76^m$ und 0° Wärme reducirt ist endlich diese Ausflussmenge

$$= \frac{74}{76} \cdot \frac{2{,}885}{1{,}546} = 0{,}1817 \text{ Cubikmeter}.$$

Beispiel 2. Welche Grösse hat man der Düsenöffnung zu geben, um bei einer inneren Pressung von 0,12 Kil. auf ein Quadratcentimeter (Ueberschuss über den Atmosphärendruck), bei 10° Wärme und unter dem äusseren Barometerstande von $0{,}72^m$ eine auf 0° Wärme und $0{,}76^m$ Barometerstand reducirte Ausflussmenge von 15 Cubikmeter in einer Minute zu erhalten?

Hier ist

$$1 + 0{,}00364\, t = 1{,}0364,$$

$$m_1 = \frac{15}{60} \cdot \frac{76}{72} \cdot 1{,}0364 = 0{,}2735 \text{ Cubikmeter},$$

$$\frac{b+h}{b} = \frac{72.1{,}0333 + 0{,}12.76}{72.1{,}0333} = \frac{83{,}5376}{74{,}3976},$$

$$\text{Log nat}\left(\frac{b+h}{b}\right) = 2{,}3026 \text{ Log}\left(\frac{83{,}5376}{74{,}3976}\right) = 0{,}11587;$$

setzen wir endlich noch $\mu = 0{,}86$, so bekommen wir den gesuchten Querschnitt der Düsenöffnung:

$$a = \frac{m_1}{395\,\mu\sqrt{(1 + 0{,}00364\,t)\,\text{Log nat}\left(\frac{b+h}{b}\right)}}$$

$$= \frac{0{,}2735}{395.0{,}86\sqrt{1{,}0364.0{,}11587}}$$

$$= \frac{0{,}2735}{339{,}7\sqrt{0{,}12009}} = 0{,}0023233 \text{ Quadratmeter},$$

welchem der Durchmesser 5,439 Centimeter entspricht.

Anmerkung. Da die Düsenmündung nicht immer kreisrund ist, so kann man am besten deren Inhalt finden, wenn man den Rand dieser Mündung nach vorgängiger Schwärzung auf Papier abdrückt, diesen Abdruck durch ein System paralleler und gleichweit von einander abstehender Ordinaten in schmale Streifen zertheilt und nun die Simpson'sche Regel anwendet.

Sind die einzelnen Ordinaten folgende: $y_0, y_1, y_2, y_3 \cdots y_{2n}$, und ist der Abstand von zwei benachbarten Ordinaten $= x$, so hat man nach dieser Regel den Inhalt der Fläche

$$= \frac{x}{3}[y_0 + y_{2n} + 4(y_1 + y_3 + \cdots + y_{2n-1}) + 2(y_2 + y_4 + \cdots + y_{2n-2})].$$

Ein Manometer, woran man den Ueberschuss des in einem Reservoir eingeschlossenen Windes abliest, ist in *Fig.* 109 abgebildet. *ABCD* ist ein mit Quecksilber oder Wasser zum grössten Theil angefülltes Gefäss, *E* ein Rohr, welches mit dem Windreservoir communicirt, und *FG* eine eingetauchte, oben mit der äusseren Luft communicirende Röhre. Die comprimirte Luft drückt auf die Oberfläche der Flüssigkeit im Gefässe und trägt deshalb eine gewisse Flüssigkeitssäule in der Röhre, deren Höhe $HK = h$ den Ueberschuss des inneren Druckes über den äusseren misst und die Manometerhöhe (h) genannt wird.

Es ist nun vom Ausflusse der Luft durch lange Röhren oder von der Bewegung der Luft in Röhrenleitungen zu handeln.

Ueber den Ausfluss der Luft durch längere Röhren hatte schon Schmidt (s. Gilbert's Annalen Bd. VI.) Versuche angestellt. Da indessen Schmidt zu diesen Versuchen nur $\frac{3}{4}$ Linie weite und höchstens 37 Zoll lange Glasröhren anwendete, so konnten diese Versuche auf sichere Ergebnisse über die Bewegung der Luft in Röhren noch nicht führen. Von grösserer Ausdehnung sind aber die Versuche, welche Koch (s. Studien des göttingischen Vereines Bd. I.) hierüber angestellt hat. Die Röhren, welche hierzu angewendet wurden, waren aus Messingblech gelöthet,

ausgebohrt und polirt. Sie waren zwar 3,1 Linien und 4,19 Linien weit, aber höchstens nur $33\frac{1}{2}$ Zoll lang, weshalb sichere Ergebnisse über den Widerstand der Luft in Röhrenleitungen aus diesen Versuchen ebenfalls nicht zu folgern sind und dieselben auch unberücksichtigt bleiben müssen. Ausgedehntere Versuche hat Girard in Verbindung mit Cagniard de Latour angestellt. Die Resultate derselben sind in den *Annales de Chimie et Physique Bd. XVI.* und im zweiten Bande von Poggendorff's Annalen der Physik und Chemie bekannt gemacht worden. Es wurde hierzu der für die Erleuchtung des Saint-Louis-Hospitals errichtete Steinkohlengas-Apparat benutzt und sowohl Steinkohlengas als auch atmosphärische Luft unter dem Drucke einer 0,03383^m hohen Wassersäule einmal durch 0,08121^m weite, 129^m bis 622^m lange, und ein anderes Mal durch 0,01579^m weite und 37^m bis 126^m lange Leitungen fortgeführt. Auch diese Versuche sind nicht in derjenigen Ausdehnung und mit derjenigen Gründlichkeit und Genauigkeit ausgeführt worden, welche nöthig ist, um brauchbare Erfahrungscoefficienten aus denselben abzuleiten. Die Hauptresultate dieser Versuche sind folgende:

1) Das Steinkohlengas und die atmosphärische Luft bewegen sich in Röhrenleitungen vollkommen nach gleichen Gesetzen, es ist also der Röhrenwiderstand bei gleicher Pressung in einerlei Röhrenleitung vollkommen derselbe und unabhängig von dem specifischen Gewichte der Gase.

2) Es wächst der Widerstand mit dem Quadrate der mittleren Geschwindigkeit und mit der Länge der Leitung in gleichem Masse. Ueber den Einfluss der Röhrenweite konnte ein sicheres Resultat nicht gewonnen werden.

Die Hauptexperimentatoren, welche die Gesetze der Bewegung der Luft in Röhren aus Erfahrungen abzuleiten gesucht haben, sind aber D'Aubuisson und Buff. Ueber die Versuche des Ersteren ist im dritten Bande von der zweiten Reihe der *Annales des Mines* oder in dessen Handbuch der Hydraulik nachzusehen, die Versuche des Zweiten sind aber im vierten Bande der Studien des göttingischen Vereines bergmännischer Freunde niedergelegt.

Die erste gründliche Theorie über die Bewegung der Luft in Röhren haben wir Navier (s. *Ann. de chim. et phys. Tom. XXIV.* oder *Annales des mines,* 2me *série Tom. VI.,* oder *Résumé des leçons sur l'application de mécanique Tom. II. nr.* 152 *etc.*) zu danken. Nächstdem hat aber auch Combes vieles zur Begründung der Theorie dieser Bewegung beigetragen, worüber in den *Annales des mines,* 3me *série tom. XII.* und Combes *Traité de l'aërage des mines* nachzusehen ist.

Es ist nöthig, ehe wir von den Versuchen D'Aubuisson's und Buff's handeln können, die Theorie dieser Bewegung in ihren Grundzügen elementar abzuhandeln und hier vorauszuschicken.

Es sei die Pressung im Innern des Luftreservoirs $= p$, die äussere Pressung $= p_1$, die Pressung am Anfang der Leitung $= q$ und die am Ende $= q_1$, ferner die Weite der Leitung $= d$, die Weite oder der Durchmesser der Mündung $= d_1$ die Länge der ganzen Röhre $= l$.

Dann ist die Geschwindigkeit, mit welcher die Luft in der Röhre anfängt fortzufliessen:

$$v = \mu \sqrt{2gk \operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{q}\right)} \quad \text{oder}$$

$$1) \quad k \operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{q}\right) = \frac{v^2}{2g\mu^2}.$$

Da nun die Luft durch die Bewegung an der Röhrenwand ein Hinderniss findet, so wird sie auch einen Verlust an Druck erleiden, und es muss sonach der Druck q_1 am Ende der Röhre kleiner sein als am Anfang derselben. Ist ohnedies noch die Röhre nicht horizontal, sondern steigend oder fallend gelegt, so wird die darin fliessende Luft auch durch ihr eigenes Gewicht eine Veränderung in ihrer Pressung erleiden, es wird nämlich dieselbe grösser werden, wenn die Röhre fällt, und abnehmen, wenn dieselbe steigt.

Ist nun die Geschwindigkeit, mit welcher die Luft das Ende der Röhre erreicht oder an der Ausmündung ankommt, $= v_1$, so hat man den in der Röhre erhaltenen Verlust an Geschwindigkeitshöhe zu setzen

$$\frac{v_1^2 - v^2}{2g}.$$

Sind ferner A und B Erfahrungscoefficienten und ist u die mittlere Geschwindigkeit der Luft in der Röhre, so lässt sich der durch den Röhrenwiderstand herbeigeführte Verlust an Geschwindigkeitshöhe setzen

$$\frac{Alu^2}{d} + \frac{Blu^2}{d}.$$

Steigt endlich noch die Röhre auf die senkrechte Höhe s oder senkt sie sich um eine solche Höhe herab, so muss man diese Grösse ebenfalls als Verlust oder Gewinn bei der Geschwindigkeitshöhe in Rechnung bringen. Da die Luft in der Röhre bei Umänderung ihrer Pressung q in q_1 die Geschwindigkeitshöhe $k \operatorname{Log nat}\left(\frac{q}{q_1}\right)$ erzeugt, so müssen wir setzen:

$$2)\quad k \operatorname{Log nat}\left(\frac{q}{q_1}\right) = \frac{v_1^2 - v^2}{2g} + \frac{Alu}{d} + \frac{Blu^2}{d} \pm s.$$

Da endlich die Luft am Ende der Mündung beim Austritte aus der Pressung q_1 in die Pressung p_1 übergeht, so wird für die Ausflussgeschwindigkeit w folgender Ausdruck hinzukommen:

$$3)\quad k \operatorname{Log nat}\left(\frac{q_1}{p_1}\right) = \frac{w^2 - v_1^2}{2g\mu_1^2},$$

worin μ_1 den der Mündung entsprechenden Ausflusscoefficienten bezeichnet.

Zu diesen drei Gleichungen kommen aber noch folgende:

$$4)\quad qv = q_1 v_1,$$

$$5)\quad u = \frac{v + v_1}{2} \text{ (annähernd)},$$

$$6)\quad qvd^2 = q_1 v_1 d_1^2 = p_1 w d_1^2;$$

und es lassen sich aus diesen die Unbekannten q, q_1, v, v_1, u und w bestimmen.

Da aber diese Bestimmung direct nicht vorgenommen werden kann, so lässt sich folgender Weg einschlagen.

Die Addition der ersten drei Gleichungen gibt

$$k \operatorname{Log nat}\left(\frac{p}{p_1}\right) = \left(\frac{1}{\mu^2} - 1\right)\frac{v^2}{2g} - \left(\frac{1}{\mu_1^2} - 1\right)\frac{v_1^2}{2g} + \frac{w^2}{2g\mu_1^2} + \frac{Al}{d}u + \frac{Bl}{d}u^2 \pm s,$$

in welchem Ausdrucke nur die vier Unbekannten v, v_1, u und w vorkommen.

Innerhalb der gewöhnlichen Luft- oder Windleitungen kommen aber in der Regel bedeutende Veränderungen in der Pressung nicht vor, man kann daher auch $v = v_1 = u = \left(\frac{d_1}{d}\right)^2 w$ setzen und bekommt so

$$k \operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right) = \left(\frac{1}{\mu^2} - \frac{1}{\mu_1^2}\right)\left(\frac{d_1}{d}\right)^4 \frac{w^2}{2g} + \frac{w^2}{2g\mu_1^2} + \frac{Al}{d}\cdot\left(\frac{d_1}{d}\right)^2 w + \frac{Bl}{d}\left(\frac{d_1}{d}\right)^4 w^2 \pm s.$$

Vernachlässigt man endlich noch A, d. i. nimmt man an, dass der Röhrenwiderstand nur mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wachse, so bekommt man

$$k \operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right) \mp s = \left(\frac{1}{\mu^2} - \frac{1}{\mu_1^2}\right)\left(\frac{d_1}{d}\right)^4 \frac{w^2}{2g} + \frac{w^2}{2g\mu_1^2} + \frac{Bl}{d}\left(\frac{d_1}{d}\right)^4 w^2,$$

woraus sich folgende Formel für die Ausflussgeschwindigkeit ergibt:

$$w = \sqrt{\frac{2g\left(k \operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right) \mp s\right)}{\left(\frac{1}{\mu^2} - \frac{1}{\mu_1^2}\right)\left(\frac{d_1}{d}\right)^4 + \frac{1}{\mu_1^2} + 2g\frac{Bld_1^4}{d^5}}}.$$

Hiernach folgt endlich die Ausflussmenge, unter dem äusseren Drucke p_1 gemessen:

$$\text{XI.}\quad m_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2 . w = \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{2g\left(k \operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right) \mp s\right)}{\left(\frac{1}{\mu^2} - \frac{1}{\mu_1^2}\right)\frac{1}{d^4} + \frac{1}{\mu_1^2 d_1^4} + 2g\frac{Bl}{d^5}}}.$$

In den meisten Fällen ist die Steig- oder Fallhöhe s der Röhrenleitung gegen $k \operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)$ so klein, dass man sie, ohne einen ansehnlichen Fehler zu begehen, weglassen kann.

Geht die Windleitung durch einen Feuerheerd, wodurch die durchströmende Luft erhitzt wird, so dass sie unter einer höhern Temperatur ausströmt als sie in die Röhre eintritt, so muss eine Modification an obiger Formel vorgenommen werden.

Es sei die Temperatur der einströmenden Luft $= t$, die der ausströmenden aber T, es werde also die Temperatur der Luft durch den Erwärmungsapparat um $T - t$ erhöht. Es sei ferner die Länge der Leitung, welche Luft von der Temperatur t enthält, $= l$, sowie ihre Weite $= d$, und die Länge und der Durchmesser von dem Theil der Leitung, in welchem Luft von der Temperatur T fortströmt, $= L$ und D, wobei zu berücksichtigen ist, dass man in dem Falle, wenn der Erwärmungsapparat aus Röhren besteht, den einen Theil von der Länge dieser dem l und den andern dem L beizählen muss.

Für das Ein- und Fortströmen der Luft in dem ersten Theile der Leitung gelten die ersten zwei Gleichungen:

$$1)\ k\,\mathrm{Log\,nat}\left(\frac{p}{q}\right)=\frac{v^2}{2g\mu^2}\ \text{und}$$

$$2)\ k\,\mathrm{Log\,nat}\left(\frac{q}{q_1}\right)=\frac{v_1^2-v^2}{2g}+\frac{Alu}{d}+\frac{Blu^2}{d}.$$

Durch den Erwärmungsapparat wird aber die Pressung q_1 in q_2 und die Geschwindigkeit v_1 in v_2 verwandelt, und es ist aus Gründen des höhern Calcüls:

$$3)\ k_1\,\mathrm{Log\,nat}\left(\frac{q_1}{q_2}\right)=\frac{v_2^2-v_1^2}{2gf(T)},\ \text{wo}$$

$$\frac{k_1}{k}=\frac{1+0{,}00364\,T}{1+0{,}00364\,t}$$

ist und $f(T)$ einen unbekannten Werth bezeichnet, welcher grösser als 1 und kleiner als $\frac{1+0{,}00364\,T}{1+0{,}00364\,t}$ ist.

Wird nun im zweiten Theile der Leitung q_2 in q_3 und v_2 in v_3 umgeändert und ist die mittlere Geschwindigkeit in diesem $=u_1$, so gilt folgendes Gesetz:

$$4)\ k_1\,\mathrm{Log\,nat}\left(\frac{q_2}{q_3}\right)=\frac{v_3^2-v_2^2}{2g}+\frac{AL}{D}u_1+\frac{BL}{D}u_1^2.$$

Endlich ist für den Ausfluss selbst folgende Gleichung gültig:

$$5)\ k_1\,\mathrm{Log\,nat}\left(\frac{q_3}{p_1}\right)=\frac{w^2-v_3^2}{2g\mu_1^2}.$$

Die Addition dieser fünf Gleichungen gibt nun:

$$\mathrm{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)=\frac{v^2}{2gk\mu^2}+\frac{v_1^2-v^2}{2gk}+\frac{Alu}{kd}+\frac{Blu^2}{kd}$$
$$+\frac{v_2^2-v_1^2}{2gk_1f(T)}+\frac{v_3^2-v_2^2}{2gk_1}$$
$$+\frac{ALu_1}{k_1D}+\frac{Blu_1^2}{k_1D}+\frac{w^2-v_3^2}{2gk_1\mu_1^2}.$$

Um nun einen geschlossenen Ausdruck für die Ausflussgeschwindigkeit w zu erhalten, der von der Wahrheit nur wenig abweicht, wenn bedeutende Veränderungen in der Pressung innerhalb der Windleitung nicht statt haben, setzen wir

$$\frac{k_1}{k}=\frac{1+0{,}00364\,T}{1+0{,}00364\,t}=\tau,\ \text{und nehmen annähernd,}$$

$$f(T)=\frac{1+0{,}00364\left(\frac{T+t}{2}\right)}{1+0{,}00364\,t}=\vartheta;\ \text{ferner}$$

$$v=v_1=u,$$

$$v_2 = v_3 = u = \left(\frac{d_1}{D}\right)^2 w, \text{ endlich}$$

$$\frac{v}{v_2} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \cdot \frac{1 + 0{,}00364\,t}{1 + 0{,}00364\,T} = \frac{1}{\tau}\left(\frac{D}{d}\right)^2,$$

und nehmen noch $A = 0$ an.

Hiernach bekommen wir

$$\text{Log nat}\left(\frac{p}{p_1}\right) = \frac{v^2}{2gk\mu^2} + \frac{Blv^2}{kd} + \frac{v_2^2 - v^2}{2gk_1\vartheta} + \frac{BLv_2^2}{k_1 D} + \frac{w^2 - v_2^2}{2gk_1\mu_1^2}$$

$$= \frac{1}{2gk}\left(\frac{1}{\mu\tau}\right)^2\left(\frac{D}{d}\right)^4 v_2^2 + \frac{Bl}{kd}\left(\frac{1}{\tau}\right)^2\left(\frac{D}{d}\right)^4 v_2^2$$

$$+ \left(1 - \left(\frac{1}{\tau}\right)^2\left(\frac{D}{d}\right)^4\right)\frac{v_2^2}{2gk_1\vartheta} + \frac{BLv_2^2}{k_1 D} + \frac{w^2 - v_2^2}{2gk_1\mu_1^2}, \text{ oder}$$

$$k_1\,\text{Log nat}\left(\frac{p}{p_1}\right) = \frac{1}{2g}\cdot\frac{1}{\tau\mu^2}\left(\frac{D}{d}\right)^4 v_2^2 + \frac{Bl}{d}\cdot\frac{1}{\tau}\left(\frac{D}{d}\right)^4 v_2^2$$

$$+ \left(1 - \frac{1}{\tau^2}\left(\frac{D}{d}\right)^4\right)\frac{v_2^2}{2g\vartheta} + \frac{BLv_2^2}{D}$$

$$+ \left(\left(\frac{D}{d_1}\right)^4 - 1\right)\frac{v_2^2}{2g\mu_1^2}.$$

Diese Gleichung gibt nun:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2gk_1\,\text{Log nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)}{\frac{1}{\tau\mu^2}\left(\frac{D}{d}\right)^4 + \frac{1}{\mu_1^2}\left(\left(\frac{D}{d_1}\right)^4 - 1\right) + \frac{1}{\vartheta}\left(1 - \frac{1}{\tau^2}\left(\frac{D}{d}\right)^4\right) + 2gB\left(\frac{l}{\tau d}\left(\frac{D}{d}\right)^4 + \frac{L}{D}\right)}};$$

sonach folgt die Ausflussgeschwindigkeit:

$$w = \left(\frac{D}{d_1}\right)^2 v_2$$

$$= \sqrt{\frac{2gk_1\,\text{Log nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)}{\frac{1}{\tau\mu^2}\left(\frac{d_1}{d}\right)^4 + \frac{1}{\mu_1^2}\left(1 - \left(\frac{d_1}{D}\right)^4\right) + \frac{1}{\vartheta}\left(\left(\frac{d_1}{D}\right)^4 - \frac{1}{\tau^2}\left(\frac{d_1}{d}\right)^4\right) + 2gB\left(\frac{l}{\tau d}\left(\frac{d_1}{d}\right)^4 + \frac{L}{D}\left(\frac{d_1}{D}\right)^4\right)}},$$

und endlich die Ausflussmenge:

$$m_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2 w \quad \text{oder}$$

$$\text{XII.}\quad m_1 = \frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{2gk_1\,\text{Log nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)}{\frac{1}{\tau\mu^2 d^4} + \frac{1}{\mu_1^2}\left(\frac{1}{d_1^4} - \frac{1}{D^4}\right) + \frac{1}{\vartheta}\left(\frac{1}{D^4} - \frac{1}{\tau^2 d^4}\right) + 2gB\left(\frac{l}{\tau d^5} + \frac{L}{D^5}\right)}}\ *).$$

Die unter dem Drucke p gemessene und auf die Temperatur t reducirte Luftmenge ist dagegen:

$$m = \frac{p_1 m}{p\tau}.$$

*) Die von Combes gefundene Formel weicht hiervon etwas ab.

Befinden sich in der Röhrenleitung plötzliche Verengerungen oder Erweiterungen, so entstehen neue Hindernisse, wodurch die Ausflussmenge herabgezogen wird.

Ist der Querschnitt der Röhre $=a$, der Querschnitt einer Verengerung in derselben $=a_1$, geht ferner die Luft unter einer Pressung q mit der Geschwindigkeit v in der Röhre fort, und strömt die Luft unter einer Pressung q_1 mit der Geschwindigkeit v_1 durch die Verengerung, so hat man $avq = a_1 v_1 q_1$, demnach $v_1 = \frac{aq}{a_1 q_1} v$, und den Verlust an Druckhöhe, welchen das Durchströmen durch die Verengerung herbeiführt,

$$\frac{(v_1 - v)^2}{2g} = \left(\frac{aq}{a_1 q_1} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g}.$$

Ist α der dieser Verengerung entsprechende Contractionscoefficient, so muss man αa_1 statt a_1, also jenen Verlust

$$= \left(\frac{aq}{\alpha a_1 q_1} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g}$$

setzen, weshalb wir nun folgende Gleichung erhalten:

$$k \operatorname{Log\,nat}\left(\frac{q}{q_1}\right) = \frac{v_1^2 - v^2}{2g} + \frac{(v_1 - v)^2}{2g}$$

$$= \left[\left(\frac{aq}{\alpha a_1 q_1}\right)^2 - 1 + \left(\frac{aq}{\alpha a_1 q_1} - 1\right)^2\right] \frac{v^2}{2g},$$

woraus sich q_1 berechnen lässt.

Gehen wir nun zu den Versuchen über, welche zu dem Zwecke angestellt worden sind, die Widerstandscoefficienten A und B auszumitteln.

Die Formel

$$m_1 = \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{2gk \operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)}{\left(\frac{1}{\mu^2} - \frac{1}{\mu_1^2}\right)\frac{1}{d^4} + \frac{1}{\mu_1^2 d_1^4} + 2g\frac{Bl}{d^5}}}$$

für die Ausflussmenge lässt sich in dem Falle, wenn die Röhre am Ende unverengert ausläuft, also $d_1 = d$ ist, so vereinfachen:

$$m_1 = \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{2gk \operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)}{\frac{1}{\mu^2 d^4} + 2g\frac{Bl}{d^5}}},$$

und ist nun noch die Röhre sehr lang, also l sehr gross, so kann man auch setzen:

$$m_1 = \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{kd^5}{Bl} \operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)}.$$

Hat man es endlich mit mässigen Pressungen zu thun, so lässt sich noch

$$\operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right) = \frac{p - p_1}{p_1}, \text{ also}$$

$$m_1 = \frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{kd^5(p-p_1)}{Blp_1}}$$

setzen. Nun ist $k = \frac{p}{\gamma}$, also

$$\frac{k(p-p_1)}{p_1} = \frac{p}{p_1}\frac{(p-p_1)}{\gamma};$$

setzt man daher $\frac{p}{p_1} = 1$, so bekommt man

$$\frac{p}{p_1}\frac{(p-p_1)}{\gamma} = \frac{p-p_1}{\gamma}$$

= der Höhe h einer Flüssigkeitssäule von der Pressung p, welche den Druck $p - p_1$ hervorzubringen vermag. Es folgt sonach

$$m_1 = \frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{hd^5}{Bl}},$$

und umgekehrt

$$B = \left(\frac{\pi}{4m_1}\right)^2 \frac{hd^5}{l}.$$

Hat man nun die Ausflussmenge m_1, den Manometerstand h, die Röhrenweite d und ihre Länge l gemessen, so lässt sich mit Hülfe dieser Formel der Widerstandscoefficient B berechnen.

Führt man mit NAVIER statt B den Coefficienten $\beta = \frac{gB}{4}$ ein, so erhält man nach diesem aus den Versuchen GIRARD's folgende Werthe für β.

Tafel LXVI.

Widerstandscoefficienten der Luft in Röhrenleitungen, nach GIRARD.

Durchmesser der Röhre.	Länge der Röhre.	Werthe von β	Mittlere Werthe von β.
0,01579^m	36,91	0,003307	
	55,91	0,002804	0,003126
	88,06	0,002977	
	111,24	0,003317	
	37,53	0,003279	
	56,84	0,002992	
	85,06	0,002879	0,003246
	109,04	0,003430	
	126,58	0,003362	
	6,58	0,003486	
	37,53	0,003182	
	56,84	0,003032	
	85,06	0,003067	0,003219
	109,04	0,003503	
	126,58	0,003314	

Das Mittel dieser Coefficienten ist 0,0032 und gibt unseren Coefficienten

$$B = \frac{4\beta}{g} = \frac{4.0{,}0032}{9{,}81} = 0{,}00130,$$

ein Werth, der von dem Coefficienten für die Bewegung des Wassers in Röhrenleitungen nicht viel abweicht.

Die Experimentatoren D'Aubuisson und Buff haben den Coefficienten B auf anderen Wegen gefunden, sie haben nämlich die Manometerstände am Anfange und am Ende der Röhrenleitung beobachtet und daraus allein, ohne Kenntniss der Ausflussmenge, den Röhrenwiderstand gefunden. Die Formel, welche man bei dieser Bestimmung anzuwenden hat, lässt sich aus dem Vorhergehenden auf folgende Weise entwickeln.

Addirt man die Gleichungen 1 und 2 und dividirt man den Rest durch die Gleichung 3 (S. 637), so bekommt man folgenden Ausdruck:

$$\frac{\text{Log nat}\left(\frac{p}{q_1}\right)}{\text{Log nat}\left(\frac{q_1}{p_1}\right)} = \frac{\frac{v^2}{2g\mu^2} + \frac{v_1^2 - v^2}{2g} + \frac{Blv^2}{d}}{\frac{w^2 - v_1^2}{2g\mu_1^2}}.$$

Setzt man nun noch $v = v_1$ und $w = \left(\frac{d}{d_1}\right)^2 v$, so bekommt man:

$$\frac{\text{Log nat}\left(\frac{p}{q_1}\right)}{\text{Log nat}\left(\frac{q_1}{p_1}\right)} = \frac{\frac{1}{2g\mu^2} + \frac{Bl}{d}}{\frac{1}{2g\mu_1^2}\left(\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 - 1\right)}$$

$$= \frac{\left(\frac{\mu_1}{\mu}\right)^2 + 2g\mu_1^2\frac{Bl}{d}}{\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 - 1}.$$

Insofern man es aber mit kleinen Pressungen zu thun hat, kann man

$$\text{Log nat}\left(\frac{p}{q_1}\right) = \frac{p - q_1}{q_1} \text{ und}$$

$$\text{Log nat}\left(\frac{q_1}{p_1}\right) = \frac{q_1 - p_1}{p_1}$$

setzen; bezeichnet man daher den Manometerstand im Reservoir, aus dem die Luft in die Leitung tritt, mit H und den am Ende der Leitung mit h, so kann man

$$\frac{\text{Log nat}\left(\frac{p}{q_1}\right)}{\text{Log nat}\left(\frac{q_1}{p_1}\right)} = \frac{(p - q_1)p_1}{(q_1 - p_1)q_1} = \frac{H - h}{h}$$

annehmen, und bekommt so folgenden Ausdruck:

$$\frac{H-h}{h} = \frac{\left(\frac{\mu_1}{\mu}\right)^2 + 2g\mu_1{}^2 B\frac{l}{d}}{\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 - 1},$$

oder für lange Leitungen:

$$\frac{H-h}{h} = \frac{2g\mu_1{}^2 B\frac{l}{d}}{\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 - 1}$$

$$= \frac{2g\mu_1{}^2}{1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^4} B\frac{l d_1{}^4}{d^5}.$$

Ist endlich die Mündung eng rücksichtlich der Röhrenweite, so kann man $\left(\frac{d_1}{d}\right)^4$ vernachlässigen und mit D'Aubuisson

$$H-h = 2g\mu_1{}^2 B\frac{h l d_1{}^4}{d^5}$$

setzen. Hat man nun die Manometerstände H und h beobachtet, so bestimmt sich der Widerstandscoefficient durch folgenden Ausdruck:

$$B = \frac{1}{2g\mu_1{}^2}\left(1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^4\right)\left(\frac{H-h}{h}\right)\frac{d^5}{l d_1{}^4},$$

oder für enge Mündungen (kleine d_1):

$$B = \frac{1}{2g\mu_1{}^2}\left(\frac{H-h}{h}\right)\frac{d^5}{l d_1{}^4}.$$

Die Versuche, wodurch D'Aubuisson die zur Bestimmung von B nöthigen Hülfsgrössen erhielt, wurden in den Eisengruben zu Rancié im Departement de l'Arriége (1820) unternommen. Es diente hierzu ein Wassertrommelgebläse, welches den Zweck hatte, einem Stollen auf eine Erstreckung von 387 Meter Wetterlosung zu verschaffen. Diese Wettermaschine bestand aus einer 8 Meter langen und 0,216^m weiten Einfallröhre von Tannenholz und einer 1 bis 1,25^m weiten und 1,325^m hohen Trommel oder Tonne, welche unten offen war, in einem Wasserreservoir 0,85^m tief im Wasser stand und einen Tisch einschloss, auf den sich das Einfallwasser stürzte. Die mit dem Wasser eingeführte Luft wurde durch ein im Deckel der Trommel befindliches Kniestück in die Windleitung geführt. Ausserdem ging durch diesen Deckel noch das Ende eines Manometers, welches den Zweck hatte, die Pressung in dem obern als Windreservoir dienenden Theil der Trommel anzugeben. Die Leitung war 0,10^m weit und bestand aus einzelnen Weissblechröhren von 20 Meter Länge. Sie war weder ganz gerade, noch ganz horizontal, sondern sie machte am Anfange einige Bogen und stieg auch im Ganzen auf die Länge von 387,14^m um 11,5^m an. Am Ende der Leitung wurde eine conische Düse von 0,5^m Länge angeschlossen, welche an dem einen Ende 0,10^m und am anderen 0,05^m weit war. An dieses Ende kamen endlich die verschiedenen conischen Mundstücke, nämlich:

eines von 0,065^{m} Länge und 0,04^{m} Mundweite,
„ „ 0,100^{m} „ „ 0,03^{m} „
„ „ 0,125^{m} „ „ 0,02^{m} „

Auf die Wassertrommel wurden die Wassermengen 0,015, 0,022 und 0,028 Cubikmeter aufgeschlagen, wodurch verschiedene, wiewohl unbekannte Windmengen zum Ausflusse kamen.

Um den Einfluss des Durchmessers auf den Röhrenwiderstand kennen zu lernen, wurden noch an zwei kürzeren Röhren von 56^{m} Länge, die eine von 0,05^{m} Weite und die andere von 0,0235^{m} Durchmesser, Versuche angestellt.

Die Beobachtungen wurden an dem in der Trommel einmündenden Manometer und an einem am Ende der Leitung in die Düse eingesetzten Manometer angestellt, es ergab sich also dadurch H und h. Es wurden so mehr als tausend Beobachtungen angestellt. Die Ergebnisse von 325 dieser Beobachtungen sind in den *Annal. des mines*, zweite Reihe, Bd. III. aufgezeichnet; wir geben hier nur die Resultate von 10 Versuchen wieder, welche D'Aubuisson in seiner Hydraulik aufführt.

Tafel LXVII.

Widerstandscoefficienten für die Bewegung der Luft in Röhrenleitungen, nach D'Aubuisson.

A. Leitung von 0,10^{m} Durchmesser.

Länge der Leitung in Metern.	Mündung von 0,05^{m} Durchmesser.			Mündung von 0,03^{m} Durchmesser.		
	Quecksilbermanometerstand.		Coefficient n nach D'Aubuisson.	Quecksilbermanometerstand.		Coefficient n nach D'Aubuisson.
	Am Anfang, in Met. (H).	Am Ende, in Metern (h).		Am Anfang, in Metern.	Am Ende, in Metern.	
100,60	0,0193	0,0076	0,0247	0,0334	0,0271	0,0285
120,10	0,0221	0,0076	0,0248	0,0320	0,0253	0,0272
139,50	0,0226	0,0076	0,0226	0,0443	0,0271	0,0235
159,95	0,0180	0,0054	0,0233	0,0284	0,0221	0,0220
179,70	0,0181	0,0050	0,0233	0,0239	0,0185	0,0200
199,50	0,0226	0,0059	0,0227	0,0325	0,0239	0,0223
219,51	0,0224	0,0067	0,0193	0,0338	0,0239	0,0233
239,15	0,0253	0,0063	0,0202	0,0347	0,0248	0,0206
258,96	0,0275	0,0063	0,0208	0,0365	0,0255	0,0206
279,71	0,0284	0,0059	0,0218	0,0370	0,0244	0,0228
300,00	0,0280	0,0054	0,0223	0,0365	0,0239	0,0217
321,93	0,0306	0,0059	0,0208	0,0401	0,0262	0,0204
344,28	0,0307	0,0050	0,0239	0,0397	0,0253	0,0204
366,74	0,0410	0,0060	0,0254	0,0537	0,0320	0,0228
387,14	0,0428	0,0059	0,0258	0,0401	0,0239	0,0216
		Mittel:	0,0223		Mittel:	0,0225

B. Leitung von 0,05^{m} Durchmesser.

Mündung von 0,03^{m} Durchmesser.

Länge der Leitung, in Metern.	Quecksilbermanometerstand. Am Anfang der Leitung, in Metern.	Quecksilbermanometerstand. Am Ende der Leitung, in Metern.	Coefficient n nach D'Aubuisson.
9,35	0,0370	0,0336	0,0244
19,50	0,0397	0,0316	0,0242
30,30	0,0384	0,0271	0,0206
40,20	0,0370	0,0262	0,0238
50,05	0,0352	0,0215	0,0248
55,53	0,0406	0,0240	0,0226
		Mittel:	0,0234

C. Leitung von 0,0235^{m} Durchmesser.

Mündung von 0,02^{m} Durchmesser.

Länge der Leitung, in Metern.	Quecksilbermanometerstand. Am Anfang der Leitung, in Metern.	Quecksilbermanometerstand. Am Ende der Leitung, in Metern.	Coefficient n nach D'Aubuisson.
8,90	0,0540	0,00900	0,0252
17,58	0,0590	0,00605	0,0223
25,11	0,0564	0,00393	0,0238
32,62	0,0610	0,00347	0,0227
40,20	0,0505	0,00203	0,0266
50,55	0,0510	0,00267	0,0262
		Mittel:	0,0247

Die in dieser Tabelle enthaltenen Widerstandscoefficienten sind aber nicht unser B, sondern ein Werth

$$n = \frac{H-h}{h} \cdot \frac{d^5}{l d_1^4},$$

da wir aber

$$B = \frac{1}{2g\mu_1^2}\left(1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^4\right)\left(\frac{H-h}{h}\right)\frac{d^5}{l d_1^4}$$

gefunden haben, so können wir aus n den Coefficienten B berechnen, indem wir

$$B = \frac{1}{2g\mu_1^2}\left(1-\left(\frac{d_1}{d}\right)^4\right) n \text{ setzen.}$$

Navier nimmt für μ_1 den von D'Aubuisson gefundenen Ausflusscoefficienten 0,94 an, wir glauben jedoch mit grösserer Sicherheit dafür

den aus den Koch'schen Versuchen berechneten Coefficienten 0,862 für conische Röhren von 6° Seitenconvergenz annehmen zu müssen und erhalten sonach:

$$\frac{1}{2g\mu_1^2} = \frac{1}{2.9{,}8088.(0{,}862)^2} = 0{,}0686.$$

Wenn nun D'Aubuisson für die $0{,}10^m$ weite Röhre und $0{,}05^m$ weite Mündung im Mittel $n = 0{,}0228$ findet, so erhalten wir für denselben Fall:

$$B = 0{,}0686\left(1 - \left(\frac{0{,}05}{0{,}10}\right)^4\right).0{,}0228$$
$$= 0{,}0686\,(1 - 0{,}0625).0{,}0228$$
$$= 0{,}06431\,.\,0{,}0228 = 0{,}001466.$$

Ist dagegen die Mündung $0{,}03^m$ weit, also $\frac{d_1}{d} = 0{,}3$, und $\left(\frac{d_1}{d}\right)^4 = 0{,}0081$, so gibt die Tabelle den mittleren Werth von $n = 0{,}0225$, weswegen man erhält:

$$B = 0{,}0686\,(1 - 0{,}0081)\,0{,}0225$$
$$= 0{,}06807\,.\,0{,}0225 = 0{,}00153.$$

Die Leitung von $0{,}05^m$ Durchmesser mit einer $0{,}03^m$ weiten Mündung gibt ferner ein Mittel $n = 0{,}0254$, daher

$$B = 0{,}0686\left(1 - (0{,}6)^4\right)0{,}0254$$
$$= 0{,}0686\,(1 - 0{,}1296)\,.\,0{,}0254$$
$$= 0{,}0607\,.\,0{,}0254$$
$$= 0{,}00154.$$

Die Leitung von $0{,}0235^m$ Durchmesser mit einer $0{,}02^m$ weiten Ausmündung gibt endlich den mittleren Werth von $n = 0{,}0247$, und daher:

$$B = 0{,}0686\,(1 - 0{,}5258)\,0{,}0247$$
$$= 0{,}03253\,.\,0{,}0247 = 0{,}00803.$$

Dieser letzte Werth von B weicht von dem vorher gefundenen viel ab, was seinen Grund darin hat, dass die Mündung nur wenig enger ist als die Röhre, also h sehr klein ist und der geringste Fehler in dieser Grösse einen grossen Fehler in der Bestimmung von B gibt.

Das arithmetische Mittel von den vier mittleren Werthen von n ist 0,0238, weshalb D'Aubuisson

$$\frac{H - h}{h} = 0{,}0238\,\frac{l\,d_1^4}{d^5}$$

setzt. Navier findet $\beta = 0{,}00324$, woraus

$$B = \frac{4\beta}{g} = \frac{4.0{,}00324}{9{,}8088} = 0{,}00132$$

folgt. Lassen wir das zuletzt gefundene B unbeachtet, so finden wir durch das arithmetische Mittel aus den übrigen drei Werthen $B = 0{,}00151$, während wir für Wasser $B = 0{,}00000625232$ (s. S. 584) gefunden haben.

Buff wendete zu seinen Versuchen über den Röhrenwiderstand den schon beschriebenen Apparat zur Ausmittelung der Ausflusscoefficienten bei kleinen Pressungen an, nur wurde hier nicht eine kurze, sondern

die lange Röhre, deren Widerstand man eben kennen lernen wollte, zwischen beide Gefässe gebracht. Die durch einen Balg in das erste Gefäss eingeblasene Luft ging durch diese Röhre in das zweite Gefäss und trat aus diesem durch eine Mündung in der dünnen Wand in die freie Luft. Mit jedem der beiden Gefässe war ein Wassermanometer in Verbindung und aus der Differenz der Manometerstände konnte auf die Grösse des Röhrenwiderstandes geschlossen werden.

Um nun aber durch solche Versuche die reine Widerstandshöhe zu finden, musste vorher derjenige Verlust an Druck bekannt sein, den die Luft gleich beim Eintritt in die Röhre erleidet. Aus diesem Grunde hat Buff vor jedem Versuche einen Versuch mit einer kurzen cylindrischen Röhre vorausgehen lassen. War nun der unveränderliche Manometerstand im zweiten Gefässe h, dagegen im ersten Gefässe h_1, wenn das kurze, und H, wenn das lange Rohr als Communication zwischen beiden Gefässen diente, so war unbedingt die Differenz $H - h_1$ als der Verlust anzunehmen, welcher dem Widerstande der Röhrenwand allein angehört.

Ist nun aber wieder l die Länge, d die Weite der Röhre und v die mittlere Geschwindigkeit der durchströmenden Luft, so können wir auch jenen Verlust

$$H - h_1 = \frac{Alv}{d} + \frac{Blv^2}{d}$$

setzen, wo A und B die in Frage stehenden Erfahrungscoefficienten sind, deren Bestimmung nun aber die Kenntniss von v voraussetzt.

Da die Versuche von Buff nur unter kleinen Pressungen angestellt worden sind, so können wir die Ausflussmenge durch die Mündung von der Weite d_1 im zweiten Gefässe

$$m = 395\,\mu\,\frac{\pi d_1^2}{4}\sqrt{(1 + 0{,}00364\,t)\,\frac{h}{b}}$$

setzen, wo h, b und t die schon oft gebrauchten Bedeutungen haben.

Bezeichnet man dagegen die Geschwindigkeitshöhe $\frac{v^2}{2g}$ mit h_2, so können wir die Luftmenge, welche durch das Communicationsrohr aus dem ersten Gefässe in das zweite tritt, setzen:

$$m = 395\,\pi\,\frac{d^2}{4}\sqrt{(1 + 0{,}00364\,t)\,\frac{h_2}{b}};$$

es ist demnach durch die Gleichsetzung beider m

$$\mu d_1^2 \sqrt{h} = d^2 \sqrt{h_2}, \text{ d. i.}$$

$$h_2 = \mu^2 h \left(\frac{d_1}{d}\right)^4$$

bestimmt, und es folgt hiernach

$$v = \sqrt{2gh_2} = \left(\frac{d_1}{d}\right)^2 \mu \sqrt{2gh} \text{ und}$$

$$H - h_1 = \frac{Ald_1^2}{d^3}\,\mu\sqrt{2gh} + \frac{Bld_1^4}{d^5}\,2g\mu^2 h.$$

Wenn man nun mittels der Versuche H, h, h_1 beobachtet und d, d_1, l gemessen hat, auch μ schon aus andern Versuchen kennt, so lassen sich aus dieser Gleichung die Coefficienten A und B berechnen. Die Ergebnisse dieser Versuche haben zur Genüge dargethan, dass der Röhrenwiderstand wirklich wie die Länge (l) der Leitung und wie die Weite (d) derselben umgekehrt wächst, dass dagegen derselbe nicht vollkommen mit dem Quadrate der Geschwindigkeit, sondern in einem wenig kleineren Verhältnisse wächst. Es nimmt aus diesem Grunde Buff an, wie in der eben gegebenen Formel vorausgesetzt wird und wie sich auch bei der Theorie von der Bewegung des Wassers in Röhren ergeben hat, dass der Widerstand, welchen die Röhrenwand der durchströmenden Luft entgegensetzt, mit der einfachen Geschwindigkeit v und mit dem Quadrate derselben gleichmässig wachse. Nebenbei hatte Buff aber auch noch untersucht, welchen Einfluss die Temperatur und die Krümmungen auf den Reibungswiderstand an den Röhrenwänden ausüben, und allerdings gefunden, dass derselbe nur insofern von der Temperatur abhängig ist, als diese die Spannung der Luft verändert, dass aber bei einerlei Spannung und verschiedenen Temperaturen dieser Widerstand derselbe bleibt.

Um den Einfluss der Biegungen einer Röhre auf die Bewegung der Luft kennen zu lernen, hat Buff ein 380 Linien langes und 3,75 Linien weites Rohr um 90° unter Halbmessern von ½ bis 10 Zoll gekrümmt und eine wesentliche Verminderung in der Pressung nicht gefunden, wie aus folgender Tabelle zu ersehen ist.

Tafel LXVIII.

Manometerstand H am Anfang in Linien.	Manometerstand h am Ende, in Linien.						
	Gerades Rohr.	Gebogenes Rohr bei einem Krümmungshalbmesser von					
		10 Zoll.	5 Zoll.	3 Zoll.	2 Zoll.	1 Zoll.	½ Zoll.
107,0	17,9	17,5	17,45	17,45	17,37	17,3	17
54,5	8,7	8,5	8,5	8,5	8,4	8,4	8,25

Wiewohl dieser Tabelle zufolge der Manometerstand am Ende bei kleineren Krümmungshalbmessern etwas kleiner ausfällt als bei grösseren, so möchte dennoch aus dem Grunde nicht darauf zu achten sein, weil bei diesen eine kleine Verminderung des Querschnittes statt hatte.

Noch weniger Differenz zeigen aber die Versuche mit verschiedenen Krümmungswinkeln, wovon wir einen mit einer 1611 Linien langen und 3,75 Linien weiten Röhre in folgender Tabelle wiedergeben.

Tafel LXIX.

Manometerstand H am Anfang.	Manometerstand h am Ende.			
	Gerades Rohr.	Bei einer Biegung von		
		360°.	2.360°.	3.360°.
133	7,3	7,25	7,1	7,15
115	6,2	6,2	6	6,1
107	5,7	5,7	5,62	5,7
84	4,4	4,4	4,38	4,4
64	3,2	3,25	3,2	3,2
46	2,2	2,25	2,18	2,2

Es folgt hiernach, dass man in gewöhnlichen Fällen der Anwendung, namentlich bei niedrigen Pressungen, den Einfluss der Krümmungen einer Windleitung auf die Bewegung des Windes unbeachtet lassen kann, wenn sonst dieselben weder zu Anprallungen noch zu Verengerungen Veranlassung geben.

D'Aubuisson hat ebenfalls Versuche über den Krümmungswiderstand angestellt und ist dadurch ebenfalls nur zu sehr unsicheren Ergebnissen gelangt. Er glaubt zwar gefunden zu haben, dass der Krümmungswiderstand, wie bei der Bewegung des Wassers, mit dem Quadrate der Geschwindigkeit und mit dem Quadrate vom Sinus des Anprallungswinkels wachse, glaubt aber auch wahrgenommen zu haben, dass dieser Widerstand mit der Zahl der Anprallungen nicht gleichmässig zunehme, ja dass derselbe über eine gewisse Anzahl von Anprallungen hinaus wieder kleiner werde, z. B. bei 15 Anprallungen kleiner sei als bei sieben Anprallungen.

Die vorzüglichsten Versuche über den Röhrenwiderstand stellte Buff mit gezogenen Bleiröhren von 3,75, 5,605 und 7,74 paris. Linien Weite an. Er fand für dieselben $2gB = 0{,}0263$, also für das Metermass:

$$B = \frac{0{,}0263}{2.9{,}8088} = 0{,}00134$$

und $A\sqrt{2g}$ für paris. Linienmass $= 0{,}76.0{,}0263 = 0{,}02$, also für das Metermass:

$$A = \frac{0{,}02}{\sqrt{2.9{,}8088.443{,}28}} = 0{,}000214.$$

Die Hauptergebnisse der Versuche mit bleiernen Röhren sind in folgender Tabelle zusammengesetzt. Die in der sechsten Columne enthaltenen Werthe für $2gB$ setzen voraus, dass $A\sqrt{2g}$ unveränderlich $= 0{,}02$ sei. In der letzten Columne ist aber $2gB$ unter der Voraussetzung berechnet, dass $A = 0$ sei. Sie gibt also die Widerstandscoefficienten für den Fall, wenn wir annehmen, dass der Röhrenwiderstand nur mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wachse. Das arithmetische Mittel aus diesen Werthen für $2gB$ gibt uns den Coefficienten

$$B = \frac{0{,}0372}{2.9{,}8088} = 0{,}00189.$$

Tafel LXX.

Widerstand der Luft in Röhrenleitungen, nach Buff.

Nummer der Versuchsreihe.	Länge des Rohres l.	Durchmesser d.	Geschwindigkeitshöhe h_2.	Reibungshöhe $H-h_1$.	Reibungscoefficient $2gB$.	$\frac{d}{l}\left(\frac{H-h_1}{h_2}\right)$
1.	4800	3,75	2,288	114,7	0,0263	0,039
2.	....	....	1,301	71,8	0,0260	0,043
	....	....	1,851	97,7	0,0269	0,041
	....	....	2,166	113,0	0,0269	0,042
3.	....	....	0,773	44,6	0,0242	0,045
	....	....	1,430	81,2	0,0271	0,044
4.	2390	3,75	2,135	51,4	0,0251	0,038
	....	....	2,630	61,9	0,0255	0,037
	....	....	3,104	70,8	0,0252	0,036
	....	....	3,950	88,5	0,0257	0,035
5.	....	....	0,727	20,8	0,0240	0,045
	....	....	2,137	54,7	0,0267	0,041
	....	....	4,053	95,5	0,0271	0,039
6.	....	....	1,070	29,0	0,0251	0,043
	....	....	2,000	51,2	0,0262	0,040
7.	770	3,75	2,620	22,1	0,0281	0,041
	....	....	3,200	26,4	0,0284	0,040
	....	....	6,130	47,0	0,0286	0,037
	....	....	9,040	65,8	0,0284	0,036
	....	....	9,450	68,8	0,0284	0,036
	....	....	10,000	72,0	0,0284	0,035
8.	....	....	11,300	76,0	0,0269	0,033
	....	....	12,900	85,85	0,0271	0,033
9.	360	3,75	12,930	40,1	0,0267	0,032
	....	....	16,000	47,8	0,0263	0,031
	....	....	17,400	51,6	0,0261	0,031
	....	....	20,600	61,6	0,0267	0,030
	....	....	21,560	62,2	0,0258	0,031
10.	1600	3,75	1,097	19,1	0,0251	0,041
	....	....	2,180	35,8	0,0255	0,039
	....	....	4,000	60,2	0,0268	0,038
	....	....	7,820	109,4	0,0258	0,033
11.	1600	5,605	2,400	25,6	0,0251	0,037
	....	....	5,203	50,0	0,0253	0,034
	....	....	8,083	73,5	0,0252	0,032
12.	1600	7,74	1,770	13,5	0,0235*	0,037
	....	....	3,504	25,2	0,0248*	0,035
	....	....	4,610	31,7	0,0246*	0,033

Die mit (*) bezeichneten Werthe von $2gB$ beziehen sich auf ein Rohr, dessen innere Wand bei weitem glätter war als die der andern Röhren.

Ausser diesen Versuchen stellte Buff noch andere mit Röhren von Glas und von Eisenblech an, und untersuchte auch noch den Widerstand, wenn die Eisenblechröhre inwendig mit einer Cämentkruste überzogen war.

Für Glasröhren fand er nun:

$$B = \frac{0{,}0266}{2.9{,}8088} = 0{,}00135,$$

$$A = \frac{0{,}0266}{\sqrt{8696{,}3}} = 0{,}000285;$$

für Eisenblechröhren:

$$B = \frac{0{,}0281}{19{,}6176} = 0{,}00143,$$

$$A = \frac{0{,}01405}{\sqrt{8696{,}3}} = 0{,}000151;$$

für inwendig mit Cäment überzogene Röhren:

$$B = \frac{0{,}037}{19{,}6176} = 0{,}00184 \text{ und}$$

$$A = \frac{0{,}00925}{\sqrt{8696{,}3}} = 0{,}0000992.$$

Für die Praxis möchte es, so lange nicht neuere Versuche im Grossen vorliegen, genügend sein, den Widerstandscoefficienten A zu vernachlässigen und nach D'Aubuisson $B = 0{,}0015$ zu setzen.

Beispiel I. An dem Regulator eines Gebläses steht das Quecksilbermanometer auf $0{,}08^m$, während der äussere Barometerstand $0{,}73^m$ und die Temperatur 10° C. ist, und der darin befindliche Wind wird durch eine 70 Meter lange und $0{,}18^m$ weite Röhre in die Nähe eines Schmelzofens geführt und durch eine Düse mit einer $0{,}045^m$ weiten kreisförmigen Mündung in den Schmelzraum geleitet; es ist nun die Frage nach der auf diese Weise dem Schmelzraume zugeführten Windmenge.

Hier ist die Formel XI. anzuwenden, wonach

$$m_1 = \frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{2gk \operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)}{\left(\frac{1}{\mu^2} + \frac{1}{\mu_1^2}\right)\frac{1}{d^4} + \frac{1}{\mu_1^2 d_1^4} + 2g\frac{Bl}{d^5}}}$$

ist, und worin folgende Zahlenwerthe einzusetzen sind:

$2g = 19{,}618,$

$t = 10,$ folglich

$k = 7954{,}2\,(1 + 0{,}00364\,.\,t) = 7954{,}2\,(1 + 0{,}0364)$

$= 8243{,}7;$ ferner

$$\frac{p}{p_1} = \frac{0{,}73 + 0{,}08}{0{,}73} = \frac{81}{73},$$ daher

$$\operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right) = \operatorname{Log\,nat}\,81 - \operatorname{Log\,nat}\,73 = 0{,}10399.$$

Den Ausflusscoefficienten μ für den Eintritt in die Röhrenleitung können wir $= 0{,}75$ und den Ausflusscoefficienten μ_1 für den Austritt durch die conische Düse $= 0{,}86$ annehmen; deswegen erhalten wir, da $d = 0{,}18^m$ ist,

$$\left(\frac{1}{\mu^2} - \frac{1}{\mu_1^2}\right)\frac{1}{d^4} = (1{,}777 - 1{,}352)\left(\frac{1}{0{,}18}\right)^4$$

$$= \frac{0{,}425}{(0{,}0324)^2} = \frac{0{,}425}{0{,}00105} = 405.$$

Da ferner $d_1 = 0{,}045^m$ zu setzen ist, so wird

$$\frac{1}{\mu_1^2 d_1^4} = \frac{1{,}352..}{(0{,}045)^4} = 329730$$

ausfallen. Endlich ist $B = 0{,}0015$ und $l = 70$, daher

$$2g\frac{Bl}{d^5} = 19{,}618.\frac{0{,}0015.70}{(0{,}18)^5} = 10900.$$

Es folgt nun die unter dem äusseren Luftdrucke von $0{,}73^m$ gemessene Windmenge in einer Secunde

$$m_1 = \frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{19{,}618.8243{,}7.0{,}10399}{405 + 329730 + 10900}}$$

$$= 0{,}7854\sqrt{\frac{19{,}618.8243{,}7.0{,}104}{341035}}$$

$$= 0{,}1744 \text{ Cubikmeter},$$

oder in einer Minute

$$= 10{,}464 \text{ Cubikmeter}.$$

Beispiel 2. Wenn aber unter übrigens gleichen Umständen und Verhältnissen die vorige Windleitung einem Erwärmungsapparat angehört, wodurch der durchströmende Wind von 10^0 auf 150^0 erwärmt wird, welches wird dann die Ausfluss- oder Windmenge sein?

Hier ist $t = 10°$ und $T = 150°$, daher

$$\tau = \frac{1 + 0{,}00364.T}{1 + 0{,}00364.t} = \frac{1 + 0{,}00364.150}{1 + 0{,}00364.10}$$

$$= \frac{1{,}546}{1{,}0364} = 1{,}492,$$

$$\vartheta = \frac{1 + 0{,}00364\left(\frac{T+t}{2}\right)}{1 + 0{,}00364} = \frac{1 + 0{,}00364.80}{1{,}0364}$$

$$= \frac{1{,}2912}{1{,}0364} = 1{,}246,$$

$$k_1 = 7954{,}2\,(1 + 0{,}00364.150)$$

$$= 7954{,}2\,.\,1{,}546 = 12297.$$

Hat nun die Röhrenleitung ununterbrochen die Weite $d = D = 0{,}18^m$, und setzt man voraus, dass der Wind in den ersten 10 Metern der Röh-

renlänge die Wärme von 10°, in den übrigen 60 Metern aber 150° Wärme habe, so müssen wir in der hier anzuwendenden Formel Nr. XII.

$$m_1 = \frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{2gk_1 \operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)}{\frac{1}{\tau\mu^2 d^4} + \frac{1}{\mu_1^2}\left(\frac{1}{d_1^4} - \frac{1}{D^4}\right) + \frac{1}{\vartheta}\left(\frac{1}{D^4} - \frac{1}{\tau^2 d^4}\right) + 2gB\left(\frac{l}{\tau d^5} + \frac{L}{D^5}\right)}}$$

$l = 10$ und $L = 60$ setzen.

$\operatorname{Log\,nat}\left(\frac{p}{p_1}\right)$ ist, wie im vorigen Beispiel, $= 0{,}104$,

$$\frac{1}{\tau\mu^2 d^4} \text{ ist } = \frac{1{,}777}{1{,}492 \,.\, 0{,}00105} = 1136,$$

$$\frac{1}{\mu_1^2}\left(\frac{1}{d_1^4} - \frac{1}{D^4}\right) = 1{,}352\,(243860 - 953)$$

$$= 328410,$$

$$\frac{1}{\vartheta}\left(\frac{1}{D^4} - \frac{1}{\tau^2 d^4}\right) = 1{,}246\left(953 - \frac{953}{(1{,}492)^2}\right)$$

$$= 1{,}246 \,.\, 953\,(1 - 0{,}449)$$

$$= 1187{,}4 \,.\, 0{,}551 = 654,$$

$$2gB\left(\frac{l}{\tau d^5} + \frac{L}{D^5}\right) = \frac{19{,}618 \,.\, 0{,}0015}{(0{,}18)^5}\left(\frac{10}{1{,}492} + 60\right)$$

$$= \frac{19{,}618 \,.\, 0{,}0015 \,.\, 66{,}7}{0{,}18^5} = 10377.$$

Diese Werthe in die angegebene Formel gesetzt geben nun die auf den äusseren Druck reducirte Ausflussmenge in einer Secunde

$$m_1 = 0{,}7854\sqrt{\frac{19{,}618 \,.\, 12297 \,.\, 0{,}104}{1136 + 328410 + 654 + 10377}}$$

$$= 0{,}7854\sqrt{\frac{19{,}618 \,.\, 12297 \,.\, 0{,}104}{340577}}$$

$$= 0{,}2131 \text{ Cubikmeter,}$$

also in einer Minute

$$= 12{,}786 \text{ Cubikmeter.}$$

Auf die äussere Temperatur von 10° reducirt ist diese Windmenge

$$m_2 = \frac{m_1}{\tau} = \frac{0{,}2131}{1{,}492} = 0{,}143 \text{ Cubikmeter.}$$

Literatur zu dem Artikel: „Ausfluss der Luft."

1) Versuche über die Gesetze, wonach gasförmige Flüssigkeiten aus engen Oeffnungen u. s. w. ausströmen, von G. G. Schmidt; in den Annalen der Physik und physikalischen Chemie von Gilbert, Band VI. 1820.

2) Versuche und Beobachtungen über die Geschwindigkeit und Quantität verdichteter atmosphärischer Luft, welche aus Oeffnungen von

verschiedener Construction und durch Röhren ausströmt, von Fr. K. L. Koch; in den Studien des göttingischen Vereines bergmännischer Freunde. Band I. 1824.

3) Bemerkungen zu dieser Schrift von G. G. Schmidt; in den Annalen der Physik und Chemie von Poggendorff. Band II. 1824.

4) *Sur l'écoulement uniforme de l'air atmosphérique et du gaz hydrogène carboné, dans des tuyaux des conduite, par Girard;* in den *Annales de chimie et de physique, Tome XVI.* 1821. Deutsch in den Annalen der Physik und Chemie von Poggendorff. Band II. 1824.

5) *Sur un Mémoire de M. Lagerhjelm, relativement à l'écoulement de l'air par des orifices, par M. Girard,* in den *Annales de chimie et de physique, Tome XXI. Paris* 1822.

6) *Observations sur les machines soufflantes à piston des usines à fer etc. par D'Aubuisson* in den *Annales des mines, Tome XI.* 1825.

7) *Expériences gazométriques, à l'effet de déterminer la dépense réelle d'un orifice d'où sort un courant d'air, par D'Aubuisson, Annales des mines, Tome XIII.* 1826.

8) *Expériences sur la résistance que l'air éprouve dans des tuyaux de conduits, faites aux mines de Rancié, par D'Aubuisson; Annales des mines IIme série, Tome III.* 1828, auch *Annales de chimie et de physique, Tome XXXIV.* 1827.

9) *Mémoire sur l'écoulement des fluides élastiques dans les vases et les tuyaux de conduite, par Navier,* in den *Annales des mines, IIme série,* 1829 und

10) *Sur le mouvement d'un fluide élastique qui s'écoule hors d'un réservoir ou gazomètre, par Navier,* in den *Annales de chimie et de physique, tome XXXIV.* 1827.

11) Einige Versuche und Beobachtungen über die Bewegung verdichteter atmosphärischer Luft in langen Röhrenleitungen, sowie

12) Bemerkungen über Berechnung der Windquantitäten bei Gebläsen von Fr. K. L. Koch, in den Studien des göttingischen Vereines bergmännischer Freunde, Band III. 1833.

13) Ueber die Ausströmungsgesetze atmosphärischer Luft von H. Buff, in den Studien des göttingischen Vereines bergmännischer Freunde, Band IV. 1837 oder

Neue Berechnung der Versuche von Koch über das Ausströmen verdichteter Luft aus Oeffnungen von verschiedener Gestalt, von Buff, in den Annalen der Physik und Chemie von Poggendorff. Band XXXVII. 1836.

14) Versuche über den Widerstand ausströmender Luft bei Oeffnungen in dünnen Wänden und kurzen cylindrischen Ansätzen, von H. Buff; Annalen der Physik und Chemie von Poggendorff. Band XL. 1837.

15) Ueber den Widerstand der Luft an den Wänden der Leitungsröhren, von H. Buff, in den Studien des göttingischen Vereines bergmännischer Freunde, Band IV. 1838.

16) *Mémoire sur le mouvement de l'air dans les tuyaux des conduite, par Combes* in den *Annales des mines, Troisième série, Tome XII.* 1837.

17) *Traité complet de l'aérage des mines, par Combes.* Nachdruck: *Liège* 1839.

Ferner ist nachzusehen:

18) *Traité d'Hydraulique, à l'usage des Ingénieurs, par D'Aubuisson de Voisins, article* 427 *etc.*

19) *Résumé des leçons sur l'application de mécanique, par* NAVIER, *deuxième partie, article* 141 *etc.*

In KARSTEN's Eisenhüttenkunde, Bd. II., ferner BAADER's Beschreibung und Theorie des englischen Cylindergebläses wird ebenfalls von dem Ausflusse der Luft gehandelt. GERSTNER handelt im dritten Bande (§. 331 u. s. w.) seines Handbuches der Mechanik vom Ausflusse der Luft. C. H. A. KAYSER, Handbuch der Mechanik, §. 622 ff. Ein besonderer Aufsatz über die Berechnung der Geschwindigkeit und Quantität der erhitzten Gebläseluft von W. SCHULZE ist im Archiv für Mineralogie, Geognosie, Bergbau und Hüttenkunde von KARSTEN, Band IX. 1835 enthalten. *Weisbach.*

Auspressmaschinen. In den Bleichereien, Färbereien und Kattundruckereien müssen die vom Waschen oder Spülen durchnässten Stoffe durch mechanische Gewalt erst grösstentheils vom Wasser befreit werden, bevor man sie zum Trocknen aufhängt, weil ohne eine solche vorbereitende Arbeit nicht nur das Trocknen ausserordentlich lange dauern, sondern auch das dabei in Menge abtropfende Wasser viele Unbequemlichkeit verursachen würde. Das zu jenem Zwecke sehr allgemein übliche Auswinden oder Ausringen (engl. *wringing*, fr. *tordre*) aus freier Hand, an hölzernen Auswindstöcken, führt zwei Hauptnachtheile mit sich: es ist nämlich sehr zeitraubend und setzt zarte, fein und lose gearbeitete Gewebe der Gefahr einer Beschädigung aus. In der Absicht diesen Unvollkommenheiten mehr oder weniger zu begegnen, werden in gut eingerichteten Fabriken mancherlei Vorrichtungen angewendet. Dahin gehört z. B. folgender Apparat, der zu einfach ist, um eigentlich den Namen einer Maschine zu verdienen. Eine ovale hölzerne Wanne von $4\frac{1}{2}$ bis 5 Fuss Länge, $2\frac{1}{4}$ bis $2\frac{1}{2}$ Fuss Breite und $1\frac{1}{4}$ bis $1\frac{1}{2}$ Fuss Tiefe, welche auf gewöhnliche Art aus Dauben zusammengesetzt und mit eisernen oder kupfernen Reifen gebunden ist, wird mittels einiger eiserner Winkel auf dem Fussboden unbeweglich befestigt. Von ihren Dauben sind die zwei, welche sich an den Enden des grossen Durchmessers einander gegenüber befinden, aus Eichenholz gemacht, und länger und dicker als die übrigen, welche aus Tannenholz bestehen können. Jene zwei End-Dauben haben nämlich 3 Zoll Dicke (bei 4 Zoll Breite) und ragen um 15 Zoll über den oberen Rand der Wanne empor. Jede derselben ist mit einem grossen eisernen, gut verzinnten und sehr glatten Haken dergestalt versehen, dass diese beiden Haken dem Innern der Wanne zugekehrt sind und ihre Schäfte gerade über dem grössten Durchmesser des Gefässes, mit demselben parallel laufend, sich befinden. Der eine Haken ist fest angeschraubt; der andere geht durch ein metallenes Lager in seiner Daube, und ist ausserhalb derselben mit einer Kurbel versehen, durch welche er um sich selbst gedreht werden kann. Der Boden der Wanne ist doppelt, und zwischen beiden Böden befindet sich ein Raum von etwa 3 Zoll Höhe, aus welchem das dahin gelangende Wasser durch eine Rinne fortgeleitet wird. Der obere Boden enthält eine Anzahl Löcher, durch welche das Innere der Wanne mit jenem Zwischenraume in Verbindung steht. Um die Vorrichtung zu gebrauchen, wird das auszuwindende Zeugstück in die Wanne geworfen; man schlägt es dann, mässig angespannt, um beide Haken hin und her, so oft dies angeht, steckt die beiden Enden in der Mitte ein, damit sie nicht herabhängen, und dreht hierauf den beweglichen Haken um, bis kein Wasser mehr aus dem Zeuge abfliesst. Das Wasser fällt in die Wanne und

läuft sogleich durch den Löcherboden ab. Gibt man sodann der Kurbel einen Schwung rückwärts, so dreht sich das zusammengewundene Stück hinlänglich auf, um zum Ausbreiten oder Ausschütteln von den Haken abgenommen zu werden. Zarte Gewebe, welche dem unmittelbaren Zusammendrehen nicht ohne Gefahr unterworfen werden könnten, schlägt man in ein Netz ein, welches über die Haken gehängt wird; das übrige Verfahren bleibt in diesem Falle ungeändert. — Ein Arbeiter ist im Stande, mit diesem einfachen und nicht kostspieligen Apparate eben so viel auszuwinden, als zwei oder drei Personen mittels der gewöhnlichen eingemauerten oder an Säulen befestigten Auswindstöcke.

Manchmal bedient man sich statt des Auswindens der einfachen Verfahrungsart, dass man die Zeugstücke mit einem Ende durch ein gehörig enges rundes Loch in einem Brete steckt und dann der ganzen Länge nach mit den Händen allmälig durchzieht. Das Bret ist, auf der Kante stehend, befestigt, und enthält mehrere Löcher von verschiedenem Durchmesser, welche sämmtlich auf das sorgfältigste mit Messingblech gefüttert und fein geglättet sind. Bei dieser Behandlung falten sich die Stoffe bloss zusammen, ohne gedreht zu werden, was den doppelten Vortheil gewährt, dass sie weniger Gewalt leiden und sich nachher viel leichter und schneller wieder ausschütteln (auffachen) lassen.

Eben diese beiden Umstände finden im höchsten Grade, und noch dazu vereinigt mit grossem Zeitgewinn und Ersparung von Handarbeit, statt, wenn man sich einer eigentlichen Auspressmaschine (engl. *squeezer*, *squeezing machine*) bedient, in welcher mehrere Zeugstücke zugleich einem Drucke zwischen Walzen ausgesetzt werden. Das Wesentlichste der Construction bleibt bei allen diesen Maschinen (die man jetzt z. B. in grossen Kattundruckereien allgemein anwendet) gleich; im Einzelnen finden Verschiedenheiten statt, wie aus dem Folgenden hervorgehen wird.

Fig. 1 auf Tafel 35 ist der Seitenaufriss einer Auspressmaschine; *Fig.* 2 der Aufriss von hinten, wo die gepressten Stoffe zwischen den Walzen heraustreten; *Fig.* 3 ein senkrechter Durchschnitt; *Fig.* 4 der Aufriss eines Theils des Gestelles von vorn, wo der Arbeiter steht, welcher die Zeuge zwischen die Walzen führt. Drei Personen sind an der Maschine zu beschäftigen: eine zum Drehen der Kurbel, welche das Ganze in Bewegung setzt; eine zum Einlassen der Zeuge; die dritte (ein Knabe), um letztere bei ihrem Austritte in Empfang zu nehmen und in dazu bestimmte Körbe zu leiten. Die ersteren zwei Arbeiter lösen einander von Zeit zu Zeit ab, weil sie in sehr ungleichem Grade angestrengt werden. In Fabriken, welche eine Wasserkraft oder eine Dampfmaschine besitzen, wird der Kurbeldreher erspart, indem man die Maschine mittels einer Riemenscheibe an die erwähnte bewegende Kraft anhängt.

Das Hauptgestell, welches übrigens auch mit Vortheil und Raumersparniss aus Eisen gefertigt werden kann, besteht aus vier Ständern *A*, *B*, *C*, *D*, welche von den Schwellen *E*, *E* sich erheben. Letztere sind mit einander durch vier Riegel *F*, *F*, *F*, *F* verbunden. Die Ständer sind oben paarweise durch die Köpfe *G*, *G* vereinigt, welche ihrerseits wieder durch einen Riegel *H* *Fig.* 3 und *N* *Fig.* 2 zusammengehalten werden. Vier Streben wie *N*, *N* dienen zu besserer Befestigung der Ständer auf den äusseren Schwellen. *I* und *K* sind die beiden, aus hartem Holze verfertigten Walzen, deren eiserne Zapfen in mit Metall gefütterten Lagern sich

drehen. Diese Lager sind in senkrechte Nuthen auf den innern Seiten der Ständer eingeschoben, und von solcher Beschaffenheit, dass die Lager der Walze *I* (man sehe *a* in *Fig.* 3) deren Zapfen nur von unten umschliessen, während die Lager *b* der Walze *K* (s. *Fig.* 1 und 3) nur die obere Hälfte des Umkreises der Zapfen bedecken. Die unteren Zapfenlager sind unbeweglich, die oberen werden durch zwei Druckhebel *df*, *df* mittels der Unterlage *c* herabgepresst, so dass die Walze *K* mit einer diesem Drucke entsprechenden Kraft auf der Walze *I* lastet, nöthigenfalls aber sich etwas heben kann. Die genannten Hebel sind zweiarmig mit Armen von sehr ungleicher Länge; sie haben nämlich ihre Stützpunkte nahe an *d* in verstählten oder stählernen Schneiden, welche sich von unten gegen die Pfannen lehnen, die in einem Balken *e* angebracht sind (s. besonders *Fig.* 3). Gegen das Ende *f* hin ist auf jedem Hebel ein Gewicht *g* verschiebbar, welchem man seinen Platz so anweist, wie es die Stärke des erforderlichen Druckes verlangt.

An einer Seite der Maschine, ausserhalb des Gestelles, trägt die verlängerte Achse der Walze *I* ein Zahnrad *i*, in welches der mit Schwungrad *M* und Kurbel *l* versehene, in dem Nebengestelle *L* gelagerte Trilling *k* eingreift.

Zum Auflegen der in die Maschine zu bringenden Zeugstücke ist ein muldenartig vertiefter, aus Latten zusammengesetzter Tisch *m* (*Fig.* 3) vorhanden, der eine Einfassung von zwei Seitenbretern *n* besitzt und sich an das aufrecht vor den Walzen stehende Einlassbret *o* anschliesst. Letzteres, dessen Gestalt man aus *Fig.* 4 vollständig erkennt, enthält in seinem obern Rande vier halbrunde Ausschnitte *p*, durch welche eben so viele zusammengefaltete Zeugstücke nach den Walzen hingeleitet werden. Trifft es sich etwa, dass nur zwei Stücke gleichzeitig ausgepresst werden, so legt man diese, um keine schiefe Stellung der Walze *K* zu veranlassen, entweder in die beiden äussersten oder in die beiden mittleren Ausschnitte. An Stellen, welche nicht auf, sondern zwischen die Ausschnitte *p* des Einlassbretes fallen, besitzt die untere Walze fünf rings herum laufende Furchen *h*, deren Bestimmung ist, dem aus den Zeugen gepressten Wasser einen freieren Ablauf zu gestatten (s. *Fig.* 2). Ein schräges Bret *q* (*Fig.* 3) ist vorhanden, um die aus den Walzen austretenden Zeuge darüber herabgleiten zu lassen. Dieses Bret ist, der Deutlichkeit halber, in *Fig.* 2 weggelassen, sowie der Lattentisch *m* in *Fig.* 4. Das von den Walzen und durch die Oeffnungen des Tisches *m* abfliessende Wasser wird in einem Ableitungscanale *Q* unter der Maschine (s. *Fig.* 3) aufgefangen; die Breterwände *O*, *P*, welche den untern Theil des Gestelles zu einer Art von verschlossenem Kasten machen, schützen die Arbeiter vor herumspritzendem Wasser, und die bei *P* verhindert zugleich das Wiedernasswerden der ausgepressten Zeuge, welche hier in untergesetzten Körben aufgefangen werden.

Beim Gebrauche der Maschine ist darauf zu sehen, dass gleichzeitig nur Stücke von einerlei Dicke ausgepresst werden; widrigenfalls würden die dünneren zu wenig Druck erleiden. Findet man, dass das erste Auspressen einer Waare dieselbe noch nicht genugsam entwässert hat, so lässt man sie abermals durchgehen, indem man dabei die Gewichte *g* weiter gegen die Enden *f* der Hebel herausschiebt, um den Druck zu verstärken. Sehr dicke Zeuge werden sogar drei oder vier Mal ausgepresst.

Der skizzirte Durchschnitt *Fig.* 5 erläutert eine etwas abgeänderte Einrichtung der Auspressmaschine und wird hier statt einer vollständigen Abbildung gegeben, weil die Nebentheile (das Gestell, der Druckhebel-Apparat, die Bewegungs-Vorrichtung) nach dem Vorausgegangenen keiner Erklärung mehr bedürfen. Die Walzen *a* und *b* sind beide glatt (ohne Furchen); *a* ist von Messing, *b* von hartem Holze. Ein dünner hölzerner Cylinder *c* dient zur Leitung der Zeugstücke, welche durch die Oeffnungen eines gitterartigen Rahmens *d e* zwischen die Walzen gelangen. Dieses Gitter, welches sich über die ganze Breite der Maschine erstreckt, ist in *Fig.* 6 bei *A* im Aufrisse und bei *B* im horizontalen Durchschnitte gezeichnet. Es ist dadurch gebildet, dass in einen länglich viereckigen Rahmen sieben senkrechte hölzerne, um Zapfen drehbare Frictionswalzen *f* eingesetzt sind. Zwischen diesen kleinen Walzen bleiben also sechs schmale Oeffnungen wie *i*, *i*, welche bewirken, dass die durchgehenden Zeugstücke in gleichen Abständen von einander und zusammengefaltet bleiben. *g* ist ein Trog zur Aufsammlung des ausgepressten Wassers; *h h* bezeichnet den Lauf der Stoffe, welche durch die Maschine gehen. Bei einer nur 30 Zoll betragenden Länge der Walzen können hier sechs Zeugstücke auf einmal ausgepresst werden.

Karmarsch.

Aus- und Einrückzeug s. GANGBARES ZEUG.

Ausschlagmaschine. Kartenlochmaschine, Stechmaschine, Dessinirungsmaschine (fr. *machine à piquer;* engl. *punching machine, reading and stamping machine*). Mit diesen Namen pflegt man gewöhnlich diejenige Maschine zu bezeichnen, mittels welcher man schmale Pappstreifen oder Karten für den Bedarf der Jacquard- oder Musterweberei gesetzmässig so mit Löchern zu versehen im Stande ist, wie es das zu webende Muster nöthig macht.

Sollen nämlich mit Hülfe der Jacquardmaschine (s. JACQUARDMASCHINE) Figuren nach bestimmten Zeichnungen in irgend einem Stoffe gewebt werden, so ist vor allem nöthig, dass man zweckmässig anordnet, wie viel Ketten- oder Schussfäden auf ein Quadrat von bestimmter Seitenlänge des Stoffes genommen werden müssen. Ist dies geschehen, so theilt man ein Papier (Musterpapier, Patronenpapier, fr. *papier à patron, papier rayé, carte;* engl. *design paper, point paper, rule paper*) durch Zeichnung von horizontalen und vertikalen Linien in Quadrate (Dizainen, fr. *dizaines;* engl. *designs*, verderbt: Schenien), sodann jedes derselben wieder durch Parallelen zu den entsprechenden Seiten in so viel kleinere Quadrate oder Rechtecke (Augen, Bundaugen), als dies die vorhandene Zeichnung und daraus entnommene Zahl der Ketten- und Schussfäden nöthig macht. Die sodann von den Vertikallinien gebildeten schmalen, streifenförmigen Zwischenräume sind als Fäden oder Theile der Kette (Korden, fr. *cordes;* engl. *cords*) und die Zwischenräume der Horizontallinien als Fäden oder Theile des Schusses (Fache, Schussfache, Latzen, engl. *lashes*) anzusehen.

Ist z. B. ein Stoff zu weben, der in seiner Breite 3600 Kettenfäden haben soll, hat man ferner das Verhältniss von 8 Kettenfäden auf 14 Schussfäden für eine Dizaine als zweckmässig befunden, und wiederholt sich die einzuwebende Zeichnung 9 mal in der Breite der Kette, so ist erstens eine Jacquardmaschine von $\frac{3600}{9} = 400$ Platinen oder Aushebetheilen nothwendig, jede Platine hat 9 Kettenfäden in 9 gleichen Abstän-

den der Breite des Stoffes zu heben, und die Zahl der in horizontaler Richtung des Papieres vorkommenden oder zu zeichnenden Dizainen ist $\frac{400}{8} = 50$, wovon jedes wieder, wie bemerkt, in 8 vertikale und 14 horizontale gleiche Theile oder Augen zu theilen ist.

Auf dieses so getheilte Papier dupft man nun das Muster, d. h. füllt die entsprechenden kleinen rectangulären Theile dermassen aus, wie es *Fig.* 5[a] Tafel 35 zeigt, welches ein Stück eines ganzen in 15 Dizainen der Breite nach getheilten Papieres ist.

So viel nun hierbei ausgefüllte Elemente oder Dupfen in eine der kleineren horizontalen Abtheilungen fallen, so viel Kettenfäden werden durch den Mechanismus der Jacquardmaschine gehoben, während die andern ruhig liegen bleiben. So sind in der ersten Horizontale des vorstehenden Papiertheiles 10 kleine Rectangel ausgefüllt und demnach 10 Kettenfäden auszuheben, in der zweiten Horizontale 12 solche Rectangel, und folglich 12 Kettenfäden zu heben u. s. f.

Um aber mit Hülfe der Jacquardmaschine die Kettenfäden in dieser Ordnung zu bewegen, sind Pappen (Musterpappen, Karten, fr. *cartons;* engl. *cards*) zu schneiden, auf welchen so viel gleich grosse Löcher in einerlei Abstand angebracht werden können, als in der Breite des Musters Kettenfäden vorkommen. Ist die Zahl der Kettenfäden, wie im vorigen Beispiele, 400, so theilt man den gedachten Raum so ein, dass horizontal 50, vertikal 8 Reihen Löcher zu liegen kommen. Eine solche Pappe hat sodann überhaupt die Gestalt wie *Fig.* 6[a] und zwar ist dieselbe in $\frac{1}{4}$ der natürlichen Grösse der üblichen Theilung gezeichnet.

Die grösseren Löcher in der Mitte der Breite an beiden Enden dienen zur Befestigung der Pappe auf dem Prisma der Jacquardmaschine und heissen Warzenlöcher, die an den vier Ecken stehenden aber dienen zum Aneinanderreihen der Pappen und werden Bindelöcher genannt.

Befinden sich in einer Musterbreite 200 Kettenfäden, so vertheilt man die Löcher in 4 Horizontalreihen, jede zu 50, bei 600 Kettenfäden in 12 Horizontalreihen zu 50, bei 800 Kettenfäden in 16 Horizontalreihen u. s. f.*).

Wären alle kleine Rechtecke oder Augen einer Horizontalabtheilung des Musterpapiers ausgefüllt oder bedupft, so müssten auch alle Löcher der hierzu gehörigen Pappe ausgeschlagen werden. Da dies jedoch sehr selten der Fall ist, vielmehr, wie auch aus unserm Papierstück erhellt, dies nur von einzelnen dieser Rechtecke gilt, so dürfen auch nur diese in der Pappe durchlocht vorkommen.

In der ersten Zeit nach der Erfindung der Jacquardmaschine bedruckte man mittels Holzformen eine solche Pappe mit eben so viel kleinen Kreisen von der Grösse der zu bildenden Löcher, als die Musterbreite Kettenfäden enthielt, und schlug dann diejenigen mittels Handausschlageisen durch, welche ausgefüllten Stellen in derselben Horizontalreihe des Musterpapieres entsprachen.

Dass auf solche Weise die Herstellung aller zu einem Muster gehörigen Pappen ungemein langsam gehen und besonders theuer zu stehen kommen musste, ist sehr natürlich, weshalb man denn auch bald darauf bedacht war, Maschinen für den Zweck dieser Arbeiten zu construiren.

*) In manchen Gegenden macht man die Theilung auch so, dass immer 10 Löcher in der Vertikalreihe vorkommen, die Karte also um so breiter wird, je grösser die Löcherzahl ist.

So viel uns bekannt ist, wurde die erste derartige Maschine 1821 in England von Wilson eingeführt und patentirt *), sie war jedoch so unvollkommen, dass sie fast nirgends eine rechte Anwendung fand, und ihre Beschreibung mag deshalb hier übergangen werden. Nichtsdestoweniger war es jedenfalls gerade diese Maschine, welche die Ideen zur Construction der Einrichtung gegeben hat, die wir jetzt in so grosser Vollkommenheit besitzen.

Eine der einfachsten unter den gebräuchlichen Pappenausschlagmaschinen ist die auf Tafel 36 dargestellte wiener, und zwar zeigt *Fig.* 7 die Vorderansicht, *Fig.* 8 die Seitenansicht und *Fig.* 9 den Grundriss **) der Maschine, alle übrigen Figuren sind entsprechende Details derselben.

A A ist ein fester Holztisch, der als Träger aller Maschinentheile dient, auf dessen Platte sich zunächst ein eiserner Rahmen *a a* bewegt und den *Fig.* 10, nach vergrössertem Massstabe gezeichnet, in der obern Ansicht, *Fig.* 11 aber im Durchschnitt nach der Richtung 1, 1 von *Fig.* 10 zeigt. Der Zweck dieses Rahmens ist die Aufnahme der auszuschlagenden Pappstreifen. In jedem der durch Schrauben befestigten Querstücke *b b* befindet sich eine Rolle *c*, mit welcher der Rahmen auf einer in der Tischplatte befestigten Eisenschiene aufliegt und die zugleich den Rollen als Bahn dient.

Das Festhalten der Pappen geschieht mittels Klappen *d d*, wovon eine *Fig.* 12 im Grundriss und zwar in umgekehrter Lage gezeichnet ist. An dem einen Ende drehen sich diese Klappen in Charnieren *e e* und an dem andern Ende sind sie mit prismatischen Vorsprüngen oder Köpfen versehen, mittels welcher sie über das am Rahmen feste Querstück *f* weggreifen und sich an dessen innere vertikale Fläche genau anschliessen. *i i* ist ein dünnes, gleichsam die untere Charnierfläche bildendes Blättchen, welches am äussersten Ende den Kopf der Deckplatte nicht ganz berührt, sondern einen kleinen Zwischenraum *g* lässt, um die Pappe einklemmen zu können. Der Druck, welcher hierzu auf die Klappe *d d* ausgeübt werden muss, wird durch einen Schieber *k* bewirkt, der sich in einem verlängerten Schlitze des Blättchens *i* hin- und herziehen lässt; dieser Schieber steht deshalb nach unten zu mit einem Riegel *l* in Verbindung, der zwischen Führungen *m m* geht und an dem Knöpfchen *n* von einer Feder *o* so angezogen wird, dass dadurch der Riegel fest auf die Klappe *d* drückt. *h h* ist eine zweite Feder, die mit einem an ihrem freien Ende angebrachten Stifte *p* fortwährend gegen die untere Fläche der Klappe *d* drückt und diese aufzuschlagen strebt.

Soll daher die Pappe aus dem Rahmen *a a* entfernt werden, so darf man nur den Schieber *k* auswärts ziehen, wodurch zugleich der Riegel *l* bewegt, die Feder *o* ausgedehnt wird und die Feder *h* durch ihren Stift *p* das Aufspringen der Klappe *d* bewirkt.

Von den übrigens ganz gleichen Schlössern ist das links auf dem Rahmen befindliche fest, das rechts angebrachte beweglich. Letzteres ruht deshalb auf dem Stege *q*, der sich in den nach dem Rahmenquerschnitt durchlochten Hülsen endigt und daselbst Schrauben *s s* zum Festhalten des ganzen Schlosses trägt. Endlich ist *t t* eine schmale auf der Tischplatte aufgeschraubte Eisenschiene, die genau zwischen die Ränder

*) Dingler's polyt. Journal. Band XIV. S. 33.

**) Bei dieser und den beiden folgenden Tafeln sind in den Grundrissen die Schatten oben und nicht wie auf den übrigen Tafeln unten angesetzt.

der Rollen *c c* passt und folglich letzteren oder dem Rahmen *a* als Bahn dient.

Die Bewegung des Rahmens geschieht auf folgende Weise. Eine gleichfalls auf der Bahn *t t* verschiebbare und mit kreisförmigen Löchern versehne Schiene *u*, die man *Fig.* 13, im Durchschnitte nach der Richtung 4, 4 *Fig.* 9 genommen, sieht, ist mit dem linken Querstücke *b* des Rahmens *a*, wie aus *v Fig.* 10 und *Fig.* 11 erhellt, fest verbunden. Gleichfalls links auf der Tischplatte *A* ist ein Ständer *w* aufgeschraubt, der einem Bolzen oder Riegel *x* mit kugelförmigem Gewicht *y* zur Führung dient und dessen verjüngtes unteres Ende *z* genau in die Oeffnungen der Schiene *u u* passt. *B C Fig.* 7 ist ein doppelarmiger Hebel, dessen Drehpunkt in *C* liegt und der einen zwischen *B* und *C* an einem Stifte beweglichen Arm *D* trägt, dessen oberes Ende *E Fig.* 13 zu einem Bolzen verjüngt ist und mit diesem genau in die Löcher der Schienen *t* und *u* passt. Das rechte Ende *B* des Hebels trägt die mit dem Tritte *F* verbundene Zugstange *G*, das linke ein entsprechendes Gegengewicht *H*.

Im ruhigen Zustande der Maschine nimmt der Arm *D* in einer zweckmässigen Durchlochung der Tischplatte *A* die Stellung von *Fig.* 13 ein, d. h. sein Ende greift in ein Loch der Schiene *u*. Wird dagegen der Tritt *F* mit dem Fusse abwärts gedrückt, so sinkt der Arm *D* nieder und er erhält die punktirte Stellung von *Fig.* 13. Lässt sodann der Fuss den Tritt frei, so steigt der Arm *D* wieder aufwärts, sein verjüngtes Ende *E* trifft die untere Fläche des Bolzens *x*, hebt diesen völlig aus dem Loche der Schiene, und da endlich der Arm die in *Fig.* 13 ausgezogene Stellung einzunehmen strebt, so schiebt er die Schiene *u* nach rechts in der Richtung des Pfeiles fort, der Bolzen *x* fällt in das links unmittelbar darauf folgende Loch der Schiene und hindert so zugleich nebst dem bolzenförmigen Ende *E* jede weitere Fortbewegung des Rahmens. Da die Zahl der in der Schiene *u* befindlichen Löcher genau für die ganze Länge der vorkommenden Pappstreifen ausreicht, so erklärt sich die weitere Fortbewegung des letztern von selbst. Hat der Rahmen die nöthige Lage durchlaufen, so löst man den Bolzen *x* mit der Hand aus, drückt den Arm *D* herab und schiebt die Schiene nach links in die erste Stellung zurück, nimmt die ausgeschlagene Pappe heraus, wiederholt das angegebene Verfahren durch Einlegung einer neuen Pappe u. s. f.

Das Ausschlagen oder Durchstossen der Pappen geschieht mittels stählerner Ausschlageisen (Stösser, engl. *punches*), wie solche *Fig.* 14 mit α, β, γ bezeichnet vorkommen. Dabei dient α zum Ausschlagen der Warzenlöcher, β eben so für die Bindelöcher und γ für die Löcher des Musters.

Das Schlagwerk, in welchem sich die eben beschriebenen Ausschlageisen befinden und bewegen, ist *Fig.* 15 bis mit *Fig.* 18 im vergrösserten Massstabe besonders gezeichnet, und zwar zeigt *Fig.* 15 die Seitenansicht desselben (rechts von *Fig.* 7), *Fig.* 16 eben diese Ansicht von der linken Seite, *Fig.* 17 die obere Ansicht und *Fig.* 18 den Vertikaldurchschnitt in der Richtung 2, 2 von *Fig.* 15 und 16 genommen.

Dabei ist *I I* ein Gehäuse, welches zur eigentlichen Aufnahme und Führung der Ausschlageisen in vertikale Fächer durch Scheidewände getheilt und an seiner Bodenfläche eben so durchlocht ist, um die Ausschlageisen durchgehen zu lassen. Mit *I I* ist ein zweites ausserhalb zu beiden Seiten des ersteren angebrachtes *K K* fest vereinigt, dessen untere

horizontale schmale Platte nach den äusseren Kanten mit 3 Löchern versehen ist, um 3 sowohl rechts als links stehende Ausschlageisen α und β für die Warzen und Bindelöcher aufnehmen zu können.

Mit beiden Gehäusen zu einem Ganzen verbunden ist die Deckplatte L, an deren Enden die cylindrischen Zugstangen $M\,M$ mittels Schrauben gehörig befestigt sind. Mit diesen Zugstangen ist der ganze eben beschriebene Apparat vertikal auf- und abwärts verschiebbar, welche Bewegung durch einen Hebel NOP *Fig.* 7 hervorgebracht wird, dessen Drehpunkt O in einer am Tische A angeschraubten Schiene Q liegt. R, S und T sind starke parallel über einander und fest auf der Tischplatte liegende Metallplatten, wovon R wieder in eben der Ordnung durchlocht ist, wie die Bodenplatte im Gehäuse I, ferner ausserdem zu beiden Seiten der Maschine, in dem bei *Fig.* 18 sichtbaren Vorsprunge, mit 3 Löchern versehen ist, um den Enden sämmtlicher Ausschlageisen als nochmalige Führungen und der sogleich zu beschreibenden eigentlichen Schlagplatte oder dem Unterlagstücke $S\,S$ als Gegenplatte zu dienen. Die Löcher des Unterlagstückes S correspondiren genau mit den Oeffnungen der Platte R, so dass die Ausschlageisen, nachdem sie die in dem Zwischenraume δ durchgehende Pappe durchlocht haben, in die Löcher der Platte S treten können. Die Platte T dient zur blossen Unterlage für die Ausschlagplatte S und die Seitenrahmen des Wagens a. $U\,U$ sind cylindrische Leit-Ständer, die fest in dem Körper R eingelassen sind, durch die Deckplatte L hindurchgehen und dem ganzen Stossapparat eine bestimmtere Führung geben.

So weit jetzt die ganze Beschreibung reicht, müssen sich mit dem Auf- und Abgehen der Zugstangen M, M sämmtliche Ausschlageisen α, β und γ mit auf- und abbewegen, hierbei könnten jedoch letztere ein Durchlochen der in dem Zwischenraume δ durchgehenden Pappe gar nicht zu Stande bringen, indem alle Ausschlageisen in den über ihren Köpfen befindlichen freien Räumen beim Niedergehen des Schlagwerkes nach dem Auftreffen auf die Pappe ungehindert aufsteigen würden, ohne auf letztere gewirkt zu haben. Es wird demnach noch ein Mechanismus nothwendig, welcher denjenigen Ausschlageisen, die, nach der Ordnung des zu webenden Musters, eine Pappe durchlochen sollen, beim Niedergange des Schlagwerkes das freie Aufsteigen in den Fächern von I und K unmöglich macht, zugleich aber den übrigen, die keine Wirkung auszuüben haben, letztgedachte freie Bewegung lässt.

Diesen Mechanismus stellt im vergrösserten Massstabe *Fig.* 19 in der vordern, *Fig.* 20 in der obern Ansicht und *Fig.* 21 im Durchschnitte dar, letzteren nach der Linie 3, 3 von *Fig.* 19 und *Fig.* 20 genommen.

Dabei sind a_1, a_1 eiserne Stäbe, deren Anzahl gleich der der Musterausschlageisen, nämlich zwölf ist, und die an ihren rechten Enden um ziemlich das Doppelte breiter werden oder mit Köpfen b_1, b_1 versehen sind. Der Kopf eines jeden solchen Stabes passt, wie aus *Fig.* 18 erhellt, so genau in die Fächer des Gehäuses I, dass er, in letzteres eingeschoben, scharf über das entsprechende Ausschlageisen hinweggeht. Wird sodann beim Niedergange des Schlagwerkes der eingeschobene Kopf a_1 nicht zurückgezogen, so kann das Ausschlageisen bei seinem Treffen auf die Pappe in δ_1 nicht aufwärts steigen, sondern muss beim fortgesetzten Niederzuge letztere durchlochen und in die correspondirende Oeffnung der Unterlagsplatte S treten.

Den eben beschriebenen ähnlich sind andere Schieber d_1 d_1 rechts und links des Schlagwerkes (*Fig.* 9, 15 und 17) vorhanden, die ebenfalls über die Köpfe der Ausschlageisen α und β geschoben werden können, beim Niedergange des Schlagwerkes deren Aufwärtssteigen verhindern und das Durchstossen der Warzen und Bindelöcher möglich machen. Wie die Bewegung aller dieser Schieber in entsprechender Ordnung zu Stande gebracht wird, mag zunächst von den a_1 a_1 für die Musterausschlageisen nachgewiesen werden. Jeder der letztgenannten Schieber ist mit seinem linken Ende c_1 an dem Arme eines Winkelhebels c_1 f_1 g_1 befestigt, dessen Drehung um einen Bolzen f_1 geschieht, der durch zwei, auf den trapezförmigen Rahmen h_1 h_1 befestigte Backen, die in *Fig.* 22 besonders gezeichnet sind, hindurchgeht; der erwähnte Rahmen h_1 h_1, auf welchem sich also sämmtliche gedachte Winkelhebel befinden, liegt auf den Ständern i_1 i_1, die fest auf dem Tische A stehen, auf, und ist an ersteren durch Schrauben k_1 k_1 befestigt. Mit dem Ende g_1 jedes der Winkelhebel sind wieder durch Bolzen l_1 die horizontal gebogenen Theile der Stange m_1 m_1 *Fig.* 21 in Verbindung gebracht, die durch eine gehörige Oeffnung n_1 des Tisches A hindurch nach den doppelarmigen Hebeln o_1 p_1 q_1 hingehen und an diesen durch Schrauben p_1 p_1 befestigt sind. Die Drehpunkte der letztgenannten Hebel liegen sämmtlich in einer Stange r_1 r_1, die mittels Träger an dem Gestelle A befestigt ist; an dem rechten Ende eines jeden Hebels sitzen Tasten s_1 s_1 (s. *Fig.* 9) und jedes linke Ende trägt ein zweckmässiges Gegengewicht o_1. Uebt man daher auf eine solche Taste mit dem Finger einen niederwärts gerichteten Druck aus, so muss der Punkt p_1, mit ihm die Stange m_1 und der Punkt g_1 in die Höhe gehen, ferner eine Fortbewegung des Schiebers a_1 in der Richtung der Pfeile in *Fig.* 18 und 19 erfolgen und endlich der Kopf b_1 des letzteren zwischen die Fächer in I über das betreffende Ausschlageisen geschoben werden.

Zur Bewegung der Schieber d_1 d_1 für die Ausschlageisen α und β sind besondere Hebel vorhanden, die mit den Füssen in Bewegung gesetzt werden, wie vorzüglich aus *Fig.* 8 zu entnehmen ist. Drückt nämlich der Fuss den Tritt t_1 nieder, so wird das Aufwärtssteigen der Stange u_1, die Bewegung des Winkelhebels v_1 und so die des Schiebers erfolgen; dass übrigens zu beiden Seiten des Schlagwerkes solche Schieber vorhanden sein müssen, versteht sich wohl nach dem Vorhergehenden von selbst.

In *Fig.* 7 und 8 bezeichnet V einen Blechkasten zur Aufnahme der ausgeschlagenen Pappteile und WW einen Rahmen, um das Musterpapier, nach welchem gearbeitet wird, aufstecken zu können.

Die Arbeit mit der jetzt beschriebenen Maschine erfolgt aber in nachstehender Ordnung und Weise.

Die gehörig geschnittene Pappe wird in den Rahmen $a\,a$ wie beschrieben eingespannt und ersterem die entsprechende Stellung für das Ausschlagen des rechten Warzenloches und der Bindelöcher gegeben. Hierauf drückt man den Tritt t_1 *Fig.* 7 nieder, damit der Schieber d_1 die Ausschlageisen α und β sperrt, und bewegt sodann das Schlagwerk durch den Tritt F, wodurch die beabsichtigte Durchlochung erfolgt; letztere Ausschlageisen werden hierauf durch das Zurückgehen des Schiebers d_1 wieder frei und kommen bei derselben Karte erst am andern Ende wieder in Thätigkeit. Nach dem Loslassen des Trittes F wird, wie früher angegeben, der Rahmen $a\,a$ durch den Arm D gerade so viel nach rechts geschoben,

als der Abstand der Bindelöcher von der ersten Vertikalreihe der Musterlöcher beträgt. Um aber Musterlöcher durchschlagen zu können, werden zuerst diejenigen der Tasten s_1 s_1 mit den Fingern niedergedrückt, welche zu den Ausschlageisen gehören, die in Wirksamkeit gesetzt werden sollen, hierauf tritt der Fuss den Tritt *F* rasch nieder und bewegt überhaupt das Schlagwerk wie bei den Binde- nnd Warzenlöchern. Das Zurückkehren jeder bewegten Taste oder Stange m_1 in ihre ursprüngliche Lage geschieht von selbst durch die Wirkung der Gegengewichte. Ist auf diese Weise die ganze Länge der Pappe durchgeschlagen, so folgt zuletzt das Ausschlagen der linken Bindelöcher und des Warzenloches, eben so wie es vorher für die rechts liegenden angegeben wurde. Da die beschriebene Arbeit vor der Maschine sitzend verrichtet wird, ein Arbeiter aber leicht so viel Fertigkeit erlangt, dass er beim Ablesen des auf den Rahmen *W* gesteckten Musters nicht von diesem weg jedesmal auf seine die Tasten *s s* bewegenden Finger zu sehen braucht, so kann er seine ganze Aufmerksamkeit auf das Muster richten und daher leicht völlig fehlerfreie Karten liefern.

Ein fleissiger Arbeiter ist übrigens mit der Maschine täglich 300 bis 400 Stück Karten auszuschlagen im Stande und in den Chemnitzer Maschinenbauwerkstätten verfertigt man dieselben für den Preis von circa 70 Thaler.

So einfach und zweckmässig die so eben beschriebene Maschine im Ganzen ist, eben so wenig ist dieselbe da zu empfehlen, wo von einem und demselben Muster mehrere Exemplare der zugehörigen Karten gefertigt werden sollen oder ein ganzes Muster vielleicht nur Karten von drei-, vier- oder fünferlei Arten erfordert. Vortheilhafter ist dann die Ausschlagmaschine, welche von Herrn Willmann in Wien zuerst erbaut wurde und wovon sich vollständige Zeichnungen auf Tafel 37 befinden.

Es stellt dabei *Fig.* 23 die Vorderansicht und *Fig.* 24 die Seitenansicht der Maschine dar. *Fig.* 25 ist ein Vertikaldurchschnitt durch die Haupttheile von *Fig.* 24 und namentlich den sogenannten Platinenkasten oder den Einsatz, *Fig.* 26 ist derselbe Durchschnitt von der entgegengesetzten Seite genommen, *Fig.* 27 dessen hintere Ansicht, alle übrigen Figuren bis mit *Fig.* 37 sind Theile der Maschine.

In *Fig.* 23 und 24 ist *A A* das hölzerne Gestelle der Maschine, *B B* ein Rahmen von Eisen, der durch Bolzen und Schrauben fest mit dem Gestelle verbunden ist. *C C* sind vertikale an den Rahmen *B* genietete Ständer, in welchen sich Führungen für das bewegliche Stück *D*, den sogenannten Wagen, befinden. Letzterer ist ebenfalls ein viereckiger eiserner Rahmen, dessen Vordertheil die *Fig.* 37 besonders gezeichnete Schlagplatte *E* trägt*) und was am besten aus *Fig.* 24 zu entnehmen ist. Die Schlagplatte *E* ist gewöhnlich aus Messing, zuweilen auch aus Stahl gefertigt, in welche meistentheils und wie bei der gegenwärtigen Maschine 600 Musterlöcher nebst den zugehörigen Warzen und Bindelöchern mathematisch genau gebohrt sind; übrigens ist die Schlagplatte in dem Rahmen *F F* befestigt, der durch Querwände *G* zusammengehalten wird. *H H* ist eine der Schlagplatte ganz gleiche Platte, die sogenannte Stehplatte, die mit ersterer völlig übereinstimmende Theilung

*) In *Fig.* 37 sind *α α* die Oeffnungen für die Ausschlageisen der Warzenlöcher, *β β* die für die Bindelöcher, *γ γ* für die Kartenhalter und *δ δ* sind theils Führungslöcher, theils Löcher für Schrauben zum Befestigen der Platte.

und Löcherzahl hat und den Ausschlageisen zur Führung dient, so dass dieselben beim Heraustreten aus den Löchern der Stehplatte und nach dem Durchlochen der Pappe in die correspondirenden Oeffnungen der Schlagplatte treten können. In dem Rahmen *I* sitzt die Platte *H* fest, welche letztere beim Spiele der Maschine eine kleine rückwärtsgehende Bewegung zu machen hat und deshalb in den auf *C* befestigten Platten *a a* verschiebbar ist. *K K* sind die Seitenwände zweier ganz gleicher viereckiger rostförmiger, ungefähr in der Höhe der Stehplatte über einander liegender Rahmen, von denen *Fig.* 29 die eine Hälfte in der oberen Ansicht zeigt und die durch 13 parallel neben einander liegende Schienen verbunden sind; mittels der Träger *b b* und der Schrauben *c c* sind beide Rahmen auf den Platten *a a* und somit auf dem Gestellstücke *C* befestigt.

Der Zweck dieser Einrichtung ist die Aufnahme, gehörige Trennung und Führung der vertikalen Blechstreifen, Hebetheile oder Platinen *L L*, welche überdies auf dem Brete *M M* ruhen und oberhalb mit Löchern versehen sind, um Schnüre zu ihrem Aufziehen aufnehmen zu können. *d*, *e* sind Eisenstäbchen, gewöhnlich Nadeln genannt, zwischen denen die Platinen in 51 Horizontalreihen parallel neben und in 12 Vertikalreihen eben so über einander liegen, und wovon *Fig.* 30 zwei derselben in vergrössertem Massstabe zeigt. Bei *e* sind dieselben verjüngt, welcher Theil aus gutem angeschweissten Stahl besteht und hohle meiselartige Ausschlageisen bildet. *f* sind Warzen oder Zäpfchen, mit welchen sie im ruhigen Zustande der Maschine, wie in *Fig.* 26 vor den Einschnitten *g* der Platinen stehen oder bei der Bewegung eine in *Fig.* 30 angegebene Stellung einnehmen; an dem andern Ende der Nadel sind hakenförmige Einschnitte *d d* angebracht, die zur Begränzung der horizontal gerichteten Bewegungen derselben dienen.

Aus allem wird man aber jetzt folgern können, dass die Zusammenstellung der Platinen und Nadeln ganz dem sogenannten Einsatze der Jacquardmaschine gleich kommt. *N N* ist ein Blechgehäuse, welches auf dem Querstücke *h h* mittels Schrauben *i i* befestigt ist und in dessen breiten Seitenwänden rechtwinklig auf die Ansicht *Fig.* 26 zwölf Messingstäbchen *k k*, in einerlei Ebene liegend, eingeschoben sind; über diese Stäbchen greifen die Einschnitte *d d* der Nadeln weg und bestimmen so die Grösse der nöthigen Horizontalbewegungen derselben. *l l* ist eine Blechplatte, die sich beliebig in dem beschriebenen Gehäuse vor- und zurückschieben lässt. Parallel vor der letztern Platte findet sich eine etwas breitere *O O*, die an Backen *m m* durch Schrauben *P P* befestigt ist, welche Backen wieder durch einen Bolzen oder Stift mit der Seitenschiene des Wagens *D* verbunden sind, so dass mit der Bewegung des letztern auch ein Fortrücken der Platte *O* statt hat. *Q*, *Q* sind durch letztere Platte gehende Bolzen, in deren Mitte einige Schraubengänge eingeschnitten sind und durch deren Stellung die Grösse der rechts gehenden Verschiebungen der Platte *l* erreicht wird.

Im ruhigen Zustande der Maschine nehmen Platinen und Nadeln, wie schon bemerkt, die Stellung in *Fig.* 26 ein, wobei zugleich alle Nadeln mit den Enden, welche die Ausschlageisen bilden, in die Löcher der Stehplatte so weit geschoben sind, dass sie an der offenen Seite der letzteren noch nicht heraustreten können.

Alle Platinen derjenigen Nadeln, welche, nach Verhältniss des Musters, die zwischen die Platten *E* und *H* gebrachte Pappe durchlochen sollen,

müssen an Schnuren aufgezogen werden, so dass sie zu den Nadeln die Stellung annehmen, welche die obere Nadel von *Fig.* 30 zeigt. Hierbei legen sich die Warzen *f* der Nadeln an die Platinenkanten und das durch den Wagen erzeugte Rückwärts- oder Linksschieben derselben wird unmöglich, während die Warzen der nicht thätigen Nadeln in die Einschnitte *g g* treten oder der links gehenden Bewegung des Wagens folgen können.

Die Bewegung des Wagens kommt durch nachbemerkte Theile zu Stande.

R ist eine Kurbel, *S* ein an deren Axe steckendes Getriebe, *T* ein Rad, welches sich an der Welle *U* befindet, *V V* sind Steckengetriebe, die in dem Mantel der Welle *U* angebracht sind. (S. in *Fig.* 31 und 32 diese Theile im vergrösserten Massstabe.) *W W* sind Streben, die zur Aufnahme der Welle *U* und als Stützen für den Rahmen *B* dienen, auf welchem der Wagen läuft. *X X* sind gebogene doppelarmige Hebel, deren Drehpunkte *o o* in dem Rahmen *B* liegen, an deren untern Enden die verzahnten Bogen *Y Y* aufgeschraubt sind und die durch die an ihren oberen Enden angebrachten rectangulären Einschnitte *p p* und durch Bolzen *q* mit der Seitenschiene des Wagens *D* verbunden werden. Der verzahnte Bogen bewegt sich innerhalb eines concentrischen Mantels *z z*, an dessen Enden Schrauben *r r* die Grösse des Weges bestimmen, den er durchläuft.

Wird daher die Kurbel umgedreht, und zwar z. B. in der Richtung, wie es der Pfeil bei *Fig.* 23 angibt, so wird das Getriebe *S* und das Rad *T*, mit letztern das Steckengetriebe und so weiter der verzahnte Bogen aufwärts bewegt, dabei aber der Bolzen *q* und somit auch der Wagen *D* von links nach rechts oder nach der Stehplatte *H* hinbewegt. *s* und *u* ist ein doppelarmiger Hebel, dessen Drehpunkt in *t* liegt und an welchem bei *u* ein Gewicht angebracht ist, sowie eine Schubstange *v*, die ihn mit dem zweiten Hebel *w y* verbindet; an letzterem Hebel befindet sich bei *y* eine Stange *z*, die, wie aus *Fig.* 24 u. 36 zu ersehen, mit dem Rahmen *a*, zu dessen Bewegung verbunden ist. An diesem Rahmen sind zur Führung hohle Röhren $b_1 b_1$ angebracht, die sich über die auf dem Gestelle *B* befestigten Stäbe $c_1 c_1$ auf- und abwärts schieben lassen. Der horizontale Theil des Rahmens bildet einen Rost $d_1 d_1$, hier Rechen genannt, dessen Zweck ist, die aufwärts gehenden Platinen wieder herabzudrücken, sowie zugleich den Schnuren eine Leitung darzubieten. Am linken Ende des Hebels *s u* *Fig.* 23 und 28 ist eine schmale Schiene $e_1 e_1$ aufgeschraubt, gegen welche der Arm f_1 schlägt, der mit der Welle *U* fest verbunden ist und am freien Ende eine Frictionsrolle g_1 trägt.

Wird nun die Welle *U* und mit ihr der Arm f_1 in der Richtung des Pfeiles in *Fig.* 28 umgedreht, so schlägt letzterer von oben herab auf die Schiene e_1, drückt diese nieder, macht den Punkt *u* aufsteigend, bewegt endlich die Stange *z* und mit dieser den Rechen d_1 niederwärts.

Als zu dem Principe der eben beschriebenen Maschine unbedingt gehörig sind überdies noch folgende Einrichtungen und Theile zu betrachten.

$A_1 A_1$ *Fig.* 23 bildet gleichsam eine Fortsetzung des Maschinengestelles *A A*, wovon der mittlere Theil der Levirrahmen (der Rahmen zum Einlesen des Musters) genannt wird und dessen Vorderansicht in *Fig.* 38 besonders gezeichnet ist. Auf dem Gestelle A_1 befinden sich die Ständer B_1 und C_1, welche über die ganze Breite *Fig.* 24 der Maschine

reichen und das pultartige sogenannte Tafelbret, Glasbret (fr. *cassin*; engl. *case*) D_1 tragen. Dieses Tafelbret ist ein Einsatz von so vielen horizontal in parallelen Ebenen über einander liegenden Glasstäbchen, als an einer Seite der Maschine, wie *Fig.* 26, Platinen hinter einander stehen, über welche die aus gutem Bindfaden gebildeten Platinenschnuren E_1, E_1 hinweggezogen sind, wodurch diesen eine leichte Bewegung gestattet wird.

Bei F_1, F_1 ist an jeder Platinenschnur eine Schlinge G_1 angebracht, welche einzeln durch die Löcher der dünnen Holzplatte (dem Schnürbret, Halsbret, Colle-Bret) H_1 H_1 gezogen sind, weshalb zugleich die Zahl der genannten Löcher der Zahl der vorhandenen Platinen gleich ist. An den untern Enden der Schlingen sind die Einlass- oder Zampelschnuren I_1, I_1 angebunden oder mittels Drahthäckchen (Karbiner) angehangen, die nach Erforderniss ausgewechselt werden können; die Gesammtzahl aller dieser Schnuren nennt man Zampel oder Sempel. K_1 ist der Kordenstab, wegen der Beziehung so genannt, in welcher derselbe zu den Korden auf dem früher beschriebenen Musterpapiere steht. In der Länge dieses Stabes sind kammähnliche Zähne oder Warzen L_1, L_1 angebracht, wo zwischen je zwei immer so viel Zampelschnüre gelegt werden, als eine Dizaine des Musterpapieres horizontale Elemente hat. M_1 M_1 ist ein Deckbret, um die eingelegten Zampelschnuren zwischen den Warzen zu erhalten. N_1 und O_1 sind Holzstäbe (Kreuzstäbe), die in den am Levirgestelle befestigten Frosch Q_1 eingeschoben werden können und deren Zweck die Bildung eines sogenannten Faches ist, wie es die am Frosche punktirten Linien anzeigen. P_1 ist eine dritte Holzschiene, die zu beiden Seiten des Levirrahmens von Holzschrauben Q_2 festgehalten wird und höher und tiefer zu stellen ist. R_1 sind quer durch die Zampelschnuren gezogene starke gezwirnte Fäden (Latzen, fr. *lacs;* engl. *lashes, leashes*), deren Zweck ist, die Schnuren der zu hebenden Platinen von den übrigen des Zampels zu trennen; sämmtliche Querschnuren R_1 sind mit beiden Enden an zwei starke und gespannte Schnuren (Latzenschnuren, Garacinieren fr. *garacinières;* engl. *gut cords*) S_1 S_1 geschlungen, wovon in *Fig.* 23 nur eine gezeichnet ist und an welchen erstere beliebig auf- und abwärts geschoben werden können.

Bevor das eigentliche Ausschlagen der Pappen geschieht, ist das Leviren oder Einlesen des Musters (fr. *lire, sisage;* engl. *reading*) vorzunehmen.

Zunächst ist einleuchtend, dass die Zahl der Zampelschnuren genau der der Platinen gleich, d. i. bei unserer Maschine gleich 612 ist *). Sollen nun durch die Maschine 400 Karten ausgeschlagen werden, so bedarf man auch nur 400 Platinen, weshalb zunächst die erste Seitenreihe der Platinen zu 12, sowie die zwei ersten und zwei letzten Querreihen derselben, nach der Ansicht *Fig.* 24 gerechnet, d. i. $50.2 + 50.2 + 12 = 212$ Platinen ausser Thätigkeit gesetzt werden. Dies geschieht dadurch, dass man die Schnuren dieser Platinen im Levirrahmen gehörig aufsucht, von den übrigen völlig trennt und an der Hinterseite des Gestelles *A* anbindet. Nachdem sodann die verbliebenen 400 Schnuren in den Kordenstab, wie bereits beschrieben, eingelegt wurden, bildet man aus den beiden Hälften der Schnuren das am Frosche Q_1 punktirte Fach oder Kreuz und beginnt mit dem eigentlichen Einlesen des Musters.

*) Für das Ausschlagen 600ter Karten sind auch eben so viel Platinen nöthig, die noch übrigen 12 benutzt man nur in den Fällen, wo der zu webende Stoff zu beiden Seiten Franzen u. s. w. erhalten soll.

Man liest deshalb von den in eine Ebene ausgebreiteten Schnuren I_1 I_1 alle diejenigen aus, welche ausgefüllten oder bemalten Elementen in einer Horizontallinie oder Schusslinie des Musterpapiers entsprechen, und trennt diese sodann mittels Herüberziehens einer an der Latzenschnur S_1 S_1 angebundenen Latze so von den übrigen Schnuren, dass die, welche die bemalten Felder enthalten, vorn, die übrigen oder leeren rückwärts zu liegen kommen. Hierauf schlingt man die Latze auf der rechten Seite an die Latzschnur, damit dieselbe nicht unwillkürlich herausgezogen werden kann, und schiebt sie hinunter bis an den Stab, an welchen die Zampelschnuren angebunden sind, und diese macht einen Latz, Schuss oder eine Karte aus. Ist man auf gleiche Weise mit allen Horizontalreihen des Musterpapiers verfahren, so ist das Muster eingelesen und das Ausschlagen oder Auspressen der entsprechenden Karten kann beginnen.

Zur Arbeit des Ausschlagens werden zwei Personen erfordert, die eine zum Ziehen der eingelesenen Schnuren oder Latze, die andere zum Einlegen der leeren Karten und Bewegen der Maschine. Zuerst ergreift sodann der Latzenzieher (fr. *tireur de lacs;* engl. *draw boy*) die oberste Latze und zieht diese so gegen sich, dass sich die darüber liegenden oder eingelesenen Schnuren von den übrigen trennen. Erstere werden nun mit beiden Händen gefasst und weiter so abwärts gezogen, dass die ihnen entsprechenden Platinen L L beinahe an den Rechen d_1 d_1 hinaufsteigen. Hierauf stellt der an der Kurbel stehende Arbeiter die auszuschlagende Pappe auf die Enden eines dünngebogenen Drahtes, der zu beiden Seiten der Schlagplatte *Fig.* 37 durch eine der Oeffnungen $\gamma\gamma$ gesteckt ist, und dreht sodann die Kurbel in der Richtung des Pfeiles *Fig.* 23 um, wodurch das Getriebe S, das Rad T und zugleich das Getriebe V bewegt wird. Hierdurch geht der verzahnte Bogen aufwärts und schiebt den Wagen D rückwärts, wodurch zugleich die Stossplatte E gegen die Stehplatte H hin bewegt wird. Trifft nun erstere Platte die zweite, so gehen zuerst beide Platten in der Richtung der Bewegung der Stossplatte fort. Die Nadeln oder Ausschlageisen der nicht aufgezogenen Platinen werden, indem sie an die eingelegte Karte treffen, in die Stellung gebracht, wie sie die untere Platine und Nadel von *Fig.* 30 zeigt, d. h. die Nadeln treten in die Ausschnitte g g der Platine; die Nadeln aller aufgezogenen Platinen nehmen die obere der in *Fig.* 30 gezeichneten Stellungen ein, gehen durch die rückgängige Bewegung der Stehplatte zu deren Löchern heraus, durchlochen die Pappe und treten in die correspondirenden Oeffnungen der Schlagplatte. Die zurückgegangenen Platinen erhalten dabei aber durch die ebenfalls rückgängige Bewegung der Platte O Spielraum genug, um die Platte l zurückdrängen zu können. Stösst bei fortgesetzter Umdrehung der Kurbel endlich der verzahnte Bogen Y an die obere Schraube r, so hört die Bewegung in dieser Richtung auf und die Kurbel muss entgegengesetzt umgedreht werden. Hierdurch geht der verzahnte Bogen abwärts, der Wagen D vorwärts, die Schlagplatte trennt sich von der Stehplatte, und die Platte O drückt die Platte L und mittels dieser die zurückgeschobenen Nadeln in die Löcher der Stehplatte. Zu gleicher Zeit hat der Latzenzieher die herabgezogenen Schnuren losgelassen, die eben thätige Latze herausgezogen und die nächstfolgende ergriffen. Kurz vorher, ehe der Wagen D seine Bewegung völlig vollendet und die Schlagplatte die ursprüngliche Stellung eingenommen hat, schiebt der kleine Arm k_1 die Stehplatte noch um so viel vorwärts, dass auch diese die erste Stellung gegen die Schlagplatte wieder einnimmt, wodurch auch

zugleich sämmtliche vorgeschobene Nadeln mit ihren äussersten Enden oder den Ausschlageisen in die Stehplatte zurücktreten. In derselben Zeit bewegt sich der Arm f_1 in der Richtung des Pfeiles *Fig.* 28, schlägt auf die Schiene e_1, schiebt die Punkte u und w aufwärts und drückt endlich mittels der Zugstange z den Rechen d_1 d_1 auf die aufgezogenen Platinen, damit jede derselben beim Ausschlagen der folgenden Pappe in ihre ursprüngliche Lage zurückgekehrt ist. Endlich wird der Draht, worauf die Pappe gestellt wurde, aus den Oeffnungen γ γ der Stossplatte gezogen, wodurch die vollendete Karte unten durchfällt.

Mit dieser zweiten Schlagmaschine ist man im Stande, täglich viele Tausende von Karten auszuschlagen, wenn das Muster einmal eingelesen ist. Ein fleissiges Mädchen kann täglich circa 400 Karten einlesen, und da, wo in der Arbeit gar keine Pausen eintreten sollen, bringt man mehrere Levirrahmen hinter einander an, damit immer in dem einen eingelesen werden kann, während das eingelesene Muster des andern ausgeschlagen wird.

Der Preis einer solchen Maschine mit 612 Platinen ist 300 Thaler, wofür sie sowohl in Wien und Chemnitz, als auch wahrscheinlich an andern Orten erbaut wird.

Mit einer grössern Zahl von Platinen, als die angegebene, wird sie selten construirt, indem man, wenn ein zu webender Stoff mehr als 612 Platinen nöthig macht, lieber zwei Jacquardmaschinen zugleich arbeiten lässt.

Sehr oft macht man die zuletzt beschriebene Maschine zu einer Karten-Copirmaschine, indem man nämlich, wenn sämmtliche zu einem und demselben Muster gehörige Karten ausgeschlagen sind, diese, wie zum eigentlichen Gebrauche bei der Musterweberei, an einander reiht, auf eine über den Einsatz der Schlagmaschine gesetzte Jacquardmaschine bringt und deren Platinenschnuren mit den Schnuren der zur Schlagmaschine gehörigen Platinen verbindet. Auf diese Weise kann man die Karten eines und desselben Musters in jeder beliebigen Zahl von Exemplaren ohne grossen Zeitaufwand herstellen.

Ausser den beiden bis jetzt beschriebenen Ausschlagmaschinen verdient noch eine dritte Art angeführt zu werden, welche die Mechaniker Queva in Berlin und Tidow in Hannover zuerst erbauten. Diese Maschinen haben mit der Tastenmaschine gemein, dass das Muster nicht eingelesen zu werden braucht, dass immer nur eine Vertikalreihe von Löchern ausgeschlagen werden kann und dass die Karte unter dem Schlagwerke in dem Masse fortgerückt wird, als das Ausschlagen fortschreitet. Mit der zweiten oder der wiener Maschine haben sie das Verfahren gemein, die Wirkung der Ausschlageisen durch Ziehen von Schnuren vorzubereiten.

Da man die Queva'sche Maschine vollständig gezeichnet und ausführlich beschrieben in den Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleisses in Preussen, Jahrg. 1838. S. 42, vorfindet, die Tidow'sche Maschine aber, der grösseren Einfachheit und des billigern Preises (70 Thaler) wegen, den Vorzug verdienen möchte, so ist nur diese hier noch aufgenommen worden.

Auf Tafel 38 ist die Tidow'sche Maschine dargestellt. *Fig.* 39 zeigt die Vorderansicht derselben, *Fig.* 40 den Grundriss, *Fig.* 41 und 42 die beiden Seitenansichten des Schlagwerkes in doppelter Grösse von *Fig.* 39 und 40, *Fig.* 43 den Vertikaldurchschnitt nach der Linie $\alpha\alpha$

von *Fig.* 40, *Fig.* 44 den Vertikaldurchschnitt des Schlagwerkes und des Bewegungsmechanismus nach der Richtung $\beta\beta$ *Fig.* 40 genommen. Die übrigen Figuren zeigen entsprechende einzelne Theile der Maschine.

Das Gestelle *A A* und die Theile zur Aufnahme der Karten sind ganz wie bei der Tastenmaschine gestaltet; so der Rahmen *a a*, die Querstücke *b, b* mit den Rollen *c, c*, welche auf den Schienen *d, d* laufen, ferner die Schlösser *e, e* u. s. f.

Ganz verschieden dagegen ist die Art der Fortbewegung des Wagens, und zwar wird dieselbe wie nachstehend angegeben zu Stande gebracht.

An dem Wagen ist an einer der Längenseiten eine gezahnte Stange *g g* festgeschraubt. *h* und *i* sind Sperrklinken, wovon die erstere mit einem doppelarmigen Hebel *l* so verbunden ist, dass sie sich um den Endpunkt *m* desselben drehen kann; die zweite *i* hat ihren Drehpunkt in einem auf dem Maschinengestelle festen Ständer *k*. Beide Klinken werden durch Federn fortwährend so gegen die gezahnte Stange gedrückt, dass sie im ruhigen Zustande der Maschine die Stellung von *Fig.* 45 einnehmen. An der Stelle des Drehpunktes *n* vom Hebel *l* ist ein Stahlplättchen *p* befestigt, dessen Fortsetzung gleichsam die Feder *o* bildet, und dessen freies Ende *q* gegen den unteren Endpunkt des Hebels *l*, in der Richtung von links nach rechts der *Fig.* 45, drückt.

Das untere Hebelende trägt ausserdem noch einen Zahn *r*, gegen welchen ein anderer an der Betriebswelle *B* sitzender Zahn *s* stossen kann.

Dreht man daher die Welle *B* mittels der Kurbel *C Fig.* 39, 40 und 42 in der Richtung des Pfeiles *Fig.* 45 um, so wird durch das Zusammentreffen der Zähne *r* und *s* das untere Ende des Hebels *l* nach links, das obere aber und mit diesem zugleich die Klinke *h* nach rechts geschoben werden. Hierdurch wird aber auch der Wagen nach links von *Fig.* 39, 40 und 43 fortrücken und zwar um die Entfernung eines Zahnes der Stange *g*, da, wie aus *Fig.* 45 erhellt, die Klinke *i* die Bewegung nach der gedachten Richtung nicht hindern kann, wohl aber mit *h* zugleich jede schädliche Bewegung, die nach der Richtung des Zahnes *s* eintreten könnte, verhütet. Die Feder *o* strebt dabei immer den Hebel *l* in die ursprüngliche Lage zurückzuführen und darin zu erhalten. Die gezahnte Stange hat übrigens eine solche Zahl von Zähnen, dass sie der Anzahl Löcher entspricht, die man der Karte nach der Richtung ihrer Länge zu geben beabsichtigt.

Um nach vollendetem Ausschlagen einer Karte oder nach Umständen in der Zwischenzeit den Wagen zurückschieben, die Sperrklinken also ausser Thätigkeit setzen zu können, ist nahe den Klinken ein doppelarmiger Hebel *u v* so angebracht, dass dessen breites Ende *u* *Fig.* 40 gegen die Klinken, von unten nach oben, drückt, wenn man das andere Ende *v* herabzieht. Zu letzterem Zwecke ist bei *v* eine Schnur *x* befestigt und durch das Gestelle *A* nach dem Standpunkte des Arbeiters geleitet, wo sie von diesem entsprechend gehandhabt werden kann.

Das Schlagwerk *D* gleicht in der Hauptgestalt wieder ganz dem bei der Tastenmaschine angegebenen. *E* ist der Kasten mit Fachwerk, um den Köpfen der Ausschlageisen oberhalb als Führung zu dienen oder vermittels Schieber *K Fig.* 43 deren Aufsteigung zu verhindern.

Die Gestalt der Ausschlageisen *F, F* ist dieselbe, welche bereits auf Tafel 36 *Fig.* 14, in grösserem Massstabe gezeichnet, angegeben wurde.

G G ist ein auf der Gestellplatte festliegender Messingkörper, dessen entsprechende Durchlochungen den Ausschlageisen als Leiter dienen, damit dieselben in die correspondirenden Oeffnungen der zum Ausschlagen nöthigen Gegenplatte treten.

Aus *Fig.* 43 erhellt, wie es mittels des Schiebers *K* möglich wird, die Ausschlageisen nach Belieben zu sperren oder diese auf die Karte wirken zu lassen.

Am linken Ende jedes Schiebers ist nämlich eine Schnur *y* befestigt, am rechten aber ist jeder mit einer Feder *s* in Verbindung gebracht, die ihm fortwährend das Bestreben ertheilt, die Stellung von *Fig.* 43 einzunehmen. Die gedachten Schnuren aller Schieber sind, wie aus *Fig.* 40 erhellt, vermittels der auf einem Stege *N* befestigten Rollen (*Fig.* 48 zeigt eine Rolle in vergrössertem Massstabe) nach einem an dem Gestelle angebrachten schmiedeeisernen Rahmen *L* geleitet und an die daselbst vertikal ausgespannten Fäden *M* festgeknüpft. Greift man sodann mit den Fingern zwischen die Vertikalfäden, so werden diese die Horizontalschnuren eben so anziehen, wie dies bei der wiener Schlagmaschine mit den Zampelschnuren durch die Latzen geschah.

Die Bewegung des Schlagwerkes vertikal auf- und abwärts längs der auf der Gestellplatte feststehenden Stäbe *P, P* kommt wie nachstehend angegeben zu Stande.

Auf Zapfen, welche sich an den Enden des oberen Querstückes *D* befinden, sind die oberen Oeffnungen *Q* der Lenk- oder Leitstangen *R, R*, welche *Fig.* 47 besonders zeigt, geschoben und daselbst durch Stifte am Herabgleiten gesichert. Die unteren Oeffnungen *S, S* der Leitstangen werden von Zapfen *T, T* der Welle *B* aufgenommen, welche excentrisch zur Wellaxe stehen (*Fig.* 45 im Durchschnitte), während letztere selbst mit den Zapfen *U, U* in den Lagern *V, V* liegt. Wie auf diese Weise durch Umdrehung der Welle *B* mittels der Kurbel *C* die Leitstangen auf- und absteigen und das Schlagwerk bewegen, wird jedenfalls von selbst klar.

Das Muster, nach welchem die Karten ausgeschlagen werden sollen, wird an einem Holzrahmen *W W Fig.* 39 befestigt, der sich zwischen Ständern *X* vermittels einer Schraube auf- und abschieben und in eine solche Stellung bringen lässt, wie sie für das Auge am zweckmässigsten ist. Ein eisernes Lineal *Y* dient ausserdem dazu, die Horizontalstreifen des Musterpapiers so zu begränzen, dass dadurch das Ablesen erleichtert wird.

Zur Controle mit den Linien des Musterpapiers ist an dem Rahmen *a* ein Zeiger *Z* angebracht, der sich in dem Masse längs einer Scale hinbewegt, als das Ausschlagen der Karte fortschreitet.

Was nun in Betreff der Vorzüge von dem einen oder dem andern der drei Systeme von Schlagmaschinen zu sagen sein möchte, könnte vielleicht in Folgendem bestehen.

Ist das Muster bei der wiener Schlagmaschine einmal eingelesen, so lassen sich täglich viele Tausende von Karten ausschlagen, was namentlich dann als sehr vortheilhaft erscheint, wenn diese Maschine dazu benutzt wird, für Fabrikanten oder Weber ums Lohn Karten zu schlagen, wo von einem und demselben Muster gewöhnlich mehrere Exemplare anzufertigen sind und die Maschine fortwährend zu arbeiten hat.

Eben so muss dieser Maschine vor allen andern der Vorzug dann gegeben werden, wenn, wie schon früher einmal bemerkt, bei einem

Muster von vielleicht 500 Karten nur etwa 5 von einander verschiedene Formen vorkommen. Während sodann mit den andern Maschinen, ungeachtet der Gleichheit von je 100 Karten, dennoch jede einzeln wie gewöhnlich zu schlagen ist, hat man in den Levirrahmen nur 5 einzulesen. Das Ausschlagen von 500 Karten erfolgt aber nach dem Einlesen binnen einer Stunde, wohl in noch kürzerer Zeit.

Für den Bedarf des einzelnen Fabricanten oder Webers, wo man selten mehr als 1 Exemplar Karten desselben Musters bedarf, wohl auch die Maschine oft längere Zeit still steht, ist jedenfalls einer der Maschinen der beiden anderen Systeme der Vorzug zu geben.

Was endlich den Vergleich zwischen den zuletzt bemerkten Systemen betrifft, so würde die Tastenmaschine vielleicht deshalb mehr zu empfehlen sein, weil bei ihr der Arbeiter die Augen unausgesetzt auf das Muster richten und Fehler beim Ausschlagen leicht vermeiden kann, während bei der QUEVA-TIDOW'schen Maschine das abwechselnde Ziehen der Schnuren und Drehen der Kurbel dies nicht so ganz gestatten möchte. Indess kann wohl Gewohnheit und Uebung auch zum Umgehen von Fehlern bei letzterer Maschine viel beitragen.

Noch scheint es uns hier am Ende der Beschreibungen und Bemerkungen über Ausschlagmaschinen zweckmässig, eine Maschine aufzuführen, welche sehr vortheilhaft zum Schneiden der Pappstreifen verwendet wird.

Die entsprechenden Zeichnungen dieser, aus einer Verbindung von Kreisscheeren bestehenden Maschine finden sich auf Tafel 35 von *Fig.* 1ª bis mit *Fig.* 4ª.

Das Gestell der Maschine bildet ein fester Holztisch *A A*, auf dessen Platte das Auflager *B B* angebracht ist, welches zur Aufnahme der zu zerschneidenden Pappbogen dient, die überdies durch Leisten *C C* in entsprechender Richtung gehalten werden.

Ein auf dem Tische aufgeschraubter schmiedeeiserner Rahmen *D D* trägt die Wellen *E E*, an welchen Muffe mit den Scheeren *F F*, Räder *G G* und die Kurbel *H* angebracht sind.

Fig. 1ª zeigt einen messingenen Muff *1* der oberen, *Fig.* 2ª einen der unteren Welle. Der erstere endigt sich zur Aufnahme des einen stählernen Scheerenblattes *L* in eine besondere Scheibe *K*, der andere etwas grössere Muff empfängt das zweite stählerne Scheeren- oder Gegenblatt unmittelbar.

Weder das Spiel der Maschine noch das Arbeiten mit derselben bedarf einer besonderen Auseinandersetzung. *M. Rühlmann.*

Automat ist eigentlich jeder an sich leblose, aber durch eine verborgene, in ihm selbst liegende Kraft Bewegungen mit dem Scheine der Willkürlichkeit ausführende Körper. Eine grosse Anzahl von Maschinen entspricht ganz diesen Bedingungen. Practisch hat man aber die Benennung Automat beschränkt auf solche Vorrichtungen, deren Bewegungen irgend etwas Ungewöhnliches haben, und insbesondere solche, welche die willkürlichen Bewegungen lebender Wesen nachahmen, daher auch äusserlich die Gestalt solcher zeigen. Es ergibt sich hieraus, dass man gegenwärtig keine zu irgend einem practisch-nützlichen Zwecke construirte Vorrichtung, komme sie auch in den angewendeten Principien mit den meisten Automaten überein, zu den Automaten rechnet, und dass dieselben nur als mechanische Kunst- und Spielwerke anzusehen

sind. Die Automaten haben daher auch von jenem hohen Interesse, welches sie in der Mitte des vorigen Jahrhunderts erreichten, wo man Vaucanson's und der Gebrüder Droz Schöpfungen in diesem Gebiete bewunderte, sehr viel verloren, um so mehr, als unter den wirklichen, besonders den sogenannten selbstwirkenden Maschinen der neuern Zeit viele sind, die dem Scharfsinne der Mechaniker mindestens eben so viel Ehre machen und dabei doch die Befriedigung der practischen Brauchbarkeit gewähren. Es würde daher dem Zwecke der Maschinenencyclopädie nicht entsprechen, wenn wir uns hier weitläufig auf die Beschreibung einzelner Automaten oder die Geschichte derselben einlassen wollten. Man findet diese sammt der zugehörigen Literatur sehr vollständig in Gehler's Wörterbuch Bd. I. S. 649 — 660 und im dritten Bande von Poppe's Geschichte der Technologie, Göttingen 1810.

Die besondern Schwierigkeiten in der Ausführung von Automaten liegen nicht sowohl in der Anbringung der bewegenden Kraft, welche in den meisten Fällen eine Spiralfeder sein wird, als besonders darin, dass hier alle zu Fortpflanzung und Abänderung der Bewegung dienenden Theile innerhalb eines kleinen, nach aussen auf bestimmte Weise begränzten Raumes anzubringen sind. Diese Begränzung des Raumes ist aber, wenn lebende Wesen vorgestellt werden sollen, oft eine höchst unbequeme. Da nun gerade jene Bedingung und die auszuführenden Bewegungen selbst für jeden Fall andre sind, so können auch keine allgemeinen Regeln angegeben werden. In Bezug auf die bewegende Kraft, die Spiralfeder, selbst, die Regulirung des Ganges durch Windfänge u. dergl., die durch die Kleinheit und erforderliche Accuratesse gebotene Wahl der Materialien zur Construction u. s. w. wird hier ganz dasselbe gelten, was überhaupt von den UHREN gilt, mit denen man bekanntlich sehr häufig, neuerdings fast ausschliesslich, kleine Automaten zu verbinden pflegt. Was andrerseits die Abänderung und Fortpflanzung der Bewegung anlangt, so sind hier natürlich andere als die in den allgemeinen hierauf bezüglichen Artikeln angegebenen Mittel ebenfalls nicht denkbar, ja man kommt meistens lediglich mit Schnuren (am besten Darmsaiten) oder Gelenkkettchen, welche über Rollen gehen, aus. Da aber die Form häufig eine grosse Vervielfachung der Rollen und Biegungen erfordert, so geht hieraus die Nothwendigkeit hervor, durch genaue Arbeit und sorgfältige Auswahl des Materials die Reibung möglichst zu vermindern. Die äussern Umhüllungen der Automaten erfordern insofern Aufmerksamkeit, als ihre Starrheit durch Gelenke und biegsame Stellen unterbrochen werden muss, ohne dadurch eckig zu werden oder die Täuschung zu vernichten. Schlangenförmig biegsame Theile, wie Elephantenrüssel, Schwanenhälse u. dergl. lassen sich aus Metallringen oder Spiraldrähten und biegsamen Schläuchen sehr vollkommen herstellen. Eine Erläuterung dieser allgemeinen Sätze durch einzelne Beispiele würde zu nichts führen, auch kaum nöthig sein, da sich nicht leicht Jemand mit Anfertigung von Automaten befassen wird, dem nicht durch längere Beschäftigung mit verwandten Gegenständen jene allgemeinen Regeln geläufig geworden sind. Drei durch Figuren erläuterte Beispiele hat Altmütter in Prechtl's Encyclopädie Bd. I. S. 408 — 417 gegeben.

Von ganz besonderer Art sind die mit musicalischen Instrumenten verbundenen Automaten, wie z. B. der Flötenspieler von Vaucanson und der Trompeter von Kaufmann in Dresden. Bei dem ersten kommt indessen nur wenig Acustisches ins Spiel, da hier durch den Mund des Flötenspielers ein stetiger

Luftstrom mittels eines im Körper angebrachten Gebläses in die Flöte getrieben und durch die automatische Bewegung der Finger auf den Löchern der Flöte die Tonfolge erzeugt wird. Bei dem zweiten aber gelangt der zu Erzeugung des Trompetentones ausserordentlich stark comprimirte Luftstrom bereits in der zu Hervorbringung verschiedener Töne erforderlichen Weise abgeändert in die Trompete, welche sich der Automat selbst an den Mund setzt. Die Construction der im Kopfe des Automaten befindlichen, durch Klappen verschliessbaren Ansatzröhren für die verschiedenen Töne beruht daher allein auf acustischen Principien. Was sich über Automaten dieser Art von mechanischer Seite sagen lässt, wird in den Artikel SPIELUHREN aufgenommen werden, wo auch von der, einer automatischen Bewegung sehr ähnlichen Art die Rede sein wird, dem Tacte und der Stärke des Tones bei Spieluhren ganz dieselben Schwankungen zu ertheilen, wie sie der lebende Musiker bei Ausführung eines Tonstückes nicht vermeiden kann. *A. Weinlig.*

B.

Backmaschinen (fr. *machines de boulangerie;* engl. *baking engines*). Wir fassen in diesem Artikel alle mechanischen Vorrichtungen zusammen, welche in der Bäckerei Anwendung gefunden haben oder vorgeschlagen worden sind. Das Backen besteht aus einer Reihe mechanischer und chemischer Processe, deren Zusammenhang ein solcher ist, dass die Ausführung der ersteren zum Theil das Gelingen der letzteren bedingt. Dies gilt ganz besonders von der Operation des Knetens (fr. *pétrissage;* engl. *kneading*), d. h. der innigen Vermengung aller den Teig (fr. *pâte;* engl. *dough*) bildenden Bestandtheile. Es handelt sich dabei nicht allein darum, das Wasser (und die etwa darin auflöslichen salzigen Zusätze) und das Mehl an allen Punkten der Teigmasse gleich zu vertheilen, so dass alle Mehlklümpchen vermieden werden und kein Mehltheilchen aus Mangel der nöthigen Feuchtigkeit sich dem nachfolgenden Zersetzungsprocesse entziehen könne, sondern es muss eben so gleichförmig der Sauerteig oder die Hefe in allen Theilen der Masse verbreitet werden, damit die katalytische Wirkung dieser Substanzen, deren Folge die Gährung oder das sogenannte Aufgehen des Teiges ist, überall gleichmässig Statt finde. Sind sonach die Verhältnisse der Bestandtheile und die Temperatur richtig getroffen, so wird das Gelingen der Gährung nur noch von dem mehr oder minder vollkommenen Kneten abhängen. Das Kneten ist aber auch diejenige Operation, welche nicht allein die grösste Sorgfalt und Geschicklichkeit, sondern auch die bedeutendste Kraftentwickelung erheischt, daher den meisten Arbeitslohn verursacht, — Gründe genug, warum man vorzugsweise für diese Arbeit seit 1810 eine grosse Anzahl von Maschinen vorgeschlagen hat.

Eine zweite mechanische Operation des Backens, die dem Kneten unmittelbar nachfolgt, ist das Eintheilen und Formen des Teiges. Sie ist auf den Gährungsprocess von keinem oder nur geringem Einfluss, lässt sich auch begreiflicher Weise nur da füglich mit Maschinen verrich-

ten, wo sehr grosse Quantitäten Teig in eine und dieselbe Form zu bringen sind. Man hat daher Maschinen zu diesem Zwecke nur in den grossen Schiffszwiebackbäckereien eingeführt, wo sie mit dem vollständigsten Erfolge wirken.

Bei den nachfolgenden Operationen des Gährens und Backens kann natürlich mechanisch nicht geholfen werden, höchstens würde man das Ein- und Ausschiessen des Gebäckes durch mechanische Vorrichtungen am Ofen erleichtern können.

Alle Backmaschinen zerfallen daher von selbst in Teigknetmaschinen und Teigformmaschinen. Anhangsweise kann Einiges über mechanische Vorrichtungen an Backöfen erwähnt werden. Eine allgemeine Literatur der Backmaschinen lässt sich nicht geben, da bis jetzt kein Werk existirt, welches dieselben nur einigermassen übersichtlich und vollständig behandelt. Obgleich schon um 1790 von Ziborghi und Baracco in Genua und Venedig, von Montferrand in Holland unvollkommene Knetmaschinen ausgeführt (ja sogar angeblich schon 1787 durch Kaiser Joseph in Wien Versuche mit Knetmaschinen, über deren Art uns indessen nichts Näheres bekannt geworden ist, veranlasst) wurden, so machte doch erst 1810 der Lembert'sche Backtrog einiges Aufsehen, und zu einem gewissen Grade practischer Ausbildung ist eigentlich das Backmaschinenwesen erst in den letzten zehn Jahren gelangt. Von allen grösseren Schriften über Bäckerei ist es daher nur die zweite 1839 erschienene Ausgabe von Leuchs Brodbackkunde, welche eine umfassendere Rücksicht auf Knetmaschinen nimmt; doch sind die Abbildungen darin nicht brauchbar. Da das ganze Backmaschinenwesen noch auf einer Stufe steht, wo sich schwer ein allgemeines Urtheil fällen lässt, da besonders nur wenige practische Versuchsreihen über Backmaschinen bekannt geworden sind, so ist auch der Zweck dieses Artikels weniger, das Vorzüglichste und practisch Bewährteste umfassend zu erörtern, als zunächst durch übersichtliche Zusammenstellung der bekannt gewordenen Vorrichtungen, so weit dies die vorhandenen Nachweisungen zulassen, eine fühlbare Lücke auszufüllen. Die Quellen sollen bei den einzelnen Maschinen angeführt werden.

I. Teigknetmaschinen (Knetmaschinen, fr. *pétrins mécaniques;* engl. *kneading mills or machines*). Zum Verständniss dieser Maschinen und zur Bildung eines allgemeinen Urtheils über ihre Anwendbarkeit ist es unerlässlich, eine kurze Beschreibung des Knetens mit der Hand vorauszuschicken, wie es in der Brodbäckerei statt findet. Auf die besonderen Verfahrungsarten bei der Zubereitung feinerer Gebäcke ist darum keine Rücksicht zu nehmen, weil dieselben theils nie in sehr grossen Quantitäten auf einmal zubereitet werden, theils ein Individualisiren der Behandlung in zu hohem Grade erheischen, als dass hier jemals von Anwendung der Knetmaschinen die Rede sein könnte. Ob man als Gährungsmittel Sauerteig (fr. *levain;* engl. *leaven*) anwendet, oder Hefe (fr. *levure;* engl. *yeast*), bewirkt keine wesentliche Veränderung des mechanischen Verfahrens. Dagegen ist das Kneten der ungesäuerten Teige, wo blos Mehl und Wasser vermischt wird, wie z. B. bei den Schiffszwiebacken, weit einfacher, da es nur aus der Operation des eigentlichen Knetens besteht.

Die Backtröge (fr. *pétrins;* engl. *kneading-troughs, hutches or brakes*), worin das Kneten mit der Hand geschieht, sind von Nuss-, Birnbaum-, Ahorn- oder Buchenholz angefertigt, muldenförmig oder

prismatisch gestaltet, oben offen und je nach der Grösse des Betriebes 5—10 Fuss lang, 18—30″ oben, 12—20″ unten weit, 9—10″ hoch. Bei vielen Backtrögen ist die Einrichtung so getroffen, dass durch eine einzuschiebende senkrechte Scheidewand (fr. *fontaine*) ein Theil abgeschieden werden kann. Oft bildet man aber auch diese Scheidewand blos aus Mehl. In dem so gebildeten Abschnitte des Troges, besser aber in besonderen kleineren Gefässen, wird nun bei allen Gebäcken, welche Sauerteig oder Hefe erhalten, der sogenannte Vorteig (fr. *levain de tous points*) bereitet, d. h. der Sauerteig oder die Hefe vorläufig mit Wasser und einem Theil (etwa $\frac{1}{3}$) der ganzen Mehlquantität zu einem dünnen Teige angeknetet (angefrischt und eingesäuert). Meist wird diese Operation in mehrere Abschnitte zerspalten, zwischen denen man allemal den Vorteig an einem warmen Orte etwas gähren lässt. Jedenfalls muss aber der fertige Vorteig etwas gähren. — Die zweite Operation ist die des eigentlichen Knetens, wobei man den Vorteig mit der ganzen nöthigen Menge von Wasser (in dem das Salz aufgelöst ist) und Mehl zusammenarbeitet. Sie zerfällt in mehrere Abschnitte. Zuerst das Einmachen (fr. *delayage*), welches damit beginnt, dass man den Vorteig in den Backtrog schüttet oder die Scheidewand entfernt, worauf man das ganze Wasser zugiesst und mit dem Vorteige mengt. Dann kommt das Einkneten (fr. *frasage* und *contre-frasage*), d. h. das Einrühren des Mehles, welches allmälig hinzugesetzt wird. In beiden Abschnitten ist die Bewegung mehr ein Rühren als ein eigentliches Kneten. Zuletzt folgt nun das Durchwirken (fr. *pétrissage*) der ganzen Masse, wobei nur noch wenig Wasser und Mehl zugesetzt, die Masse erst in kleinere Portionen getheilt und jede derselben in den Händen durch Drücken, wiederholtes Ausdehnen und Zusammenschlagen bearbeitet, dann der Teig in grössere Klumpen vereinigt und eben so behandelt, und dieses Verfahren 2—3 mal von einem Ende des Troges zum andern wiederholt wird, bis Alles eine gleichmässige Masse von der erforderlichen Consistenz bildet. Besonders die letztere Arbeit muss schnell und kraftvoll ausgeführt werden, damit nicht während des Knetens schon in dem warmen Backraume eine ungleichmässige Gährung der Masse eintrete. Das zweite Durchkneten des Teigs mit einem kleinen Wasserzusatze (fr. *bassinage*) wird in Frankreich meist weggelassen, aber nicht zum Vortheil des Products. Als wesentlich wird zuweilen beim Kneten die Incorporation von Luft angesehen, insofern man glaubt, dass dadurch ein besseres Gehen des Teiges bewirkt werde. Man soll also durch geeignete Manipulationen diese Lufteinschliessung befördern. Gaultier de Claubry hat indessen gezeigt (*Annales d'Hygiène publique* 1839, Janv.; polytechn. Centralbl. 1839, S. 881), dass die Luftabsorption beim Kneten nicht bedeutend ist; er fand nämlich, dass beim Kneten in kleinen Knetmaschinen, welche luftdicht geschlossen und mit einer durch Wasser gesperrten Röhre versehen wurden, das Sperrwasser nicht in der Röhre stieg; als man den so erhaltenen Teig vergleichungsweise mit gewöhnlichem, durch die Hand in offnen Behältern bearbeiteten Teige in Glocken unter Wasser malaxirte, bis keine Luftblasen mehr aufstiegen, zeigte sich, dass bei beiden der Luftgehalt in $\frac{1}{2}$ Kilogr. 9—20 Cubikcentimeter betrug. Es ergibt sich hieraus, dass man aus der geringern Luftabsorption keinen Grund gegen diese oder jene Knetmaschine herleiten kann. Das richtige Gehen und die gleichmässige Vertheilung der Poren des Brodes hängt vielmehr im vorliegenden Falle von der guten Vertheilung des

Gährungsmittels ab (vorausgesetzt, dass dieses gut, in richtigem Verhältnisse zugesetzt und die Temperatur die richtige war); bei ungesäuertem Brode immer auch vorzüglich von dem vollkommenen Kneten. Schon die Betrachtung der Operation des Knetens zeigt, dass eigentlich immer einerseits wieder eben so viel Luft herausgedrückt wird, als andrerseits aufgenommen wurde. Weit wichtiger für die Bildung der Poren ist die Entwickelung von Wasserdämpfen im Innern der Masse beim Backen; also auch in dieser Beziehung hängt die gleichförmige Vertheilung der Poren von dem vollkommenen Kneten ab. — Der fertige Teig muss nun noch einige Zeit gähren (zukommen, fr. *arriver*), worauf er in die gehörige Form ausgewirkt (fr. *tourner*) wird, dann nochmals gährt (geht, steigt, fr. *pousse*) und endlich in den Ofen kommt. — Bei den ungesäuerten Schiffszwiebacken fällt natürlich die Bereitung eines Vorteiges weg, und da hier ein eigentliches Gehen des Teiges nicht statt findet*), so folgen die Operationen des Formens und Abtheilens dem Kneten unmittelbar nach. Hier lassen sich also alle mechanischen Operationen zu einer continuirlichen Reihe verbinden, und es gibt auch mehrere Knetmaschinen, welche zu diesem Ende continuirlich wirken, während in der Regel die Knetmaschinen die Handarbeit darin nachahmen, dass sie eine bestimmte Quantität auf einmal bearbeiten und dann geleert werden müssen.

Es ergibt sich aus obiger Darstellung von selbst, dass besonders die einen grossen Kraftaufwand erheischende Operation des eigentlichen Knetens geeignet ist, durch Maschinen ausgeführt zu werden, und wenn auch von einigen Knetmaschinen behauptet worden ist, dass sie selbst zu Bereitung der Vorteiges geeignet seien, so kann man doch als eigentliche Bestimmung der Knetmaschinen nur die oben genannte angeben. Einen besondern Fall gibt es nun noch, wo Handarbeit nicht einmal anwendbar sein würde; wenn man nämlich, nach dem Vorschlage Einiger, eine besondere Porosität ungesäuerter Gebäcke durch künstliche Incorporation von Kohlensäuregas erreichen will. Diese Operation, deren Nutzen und Erfolg indessen nach dem, was oben über die Luftabsorption gesagt wurde, ziemlich zweifelhaft ist, lässt sich füglich nur mittels besonders construirter Knetmaschinen ausführen, von denen wir zwei im Verlaufe des Artikels aufführen werden.

Es wird am zweckmässigsten sein, vorerst die verschiedenen Knetmaschinen ihrer Einrichtung nach zu beschreiben, dann aber die Erfahrungen, welche über die practische Anwendbarkeit derselben bekannt geworden sind, zusammenzustellen.

A. Beschreibung der verschiedenen Knetmaschinen. Die im Folgenden gewählte Anordnung macht keinen Anspruch auf strenge Systematik, dürfte aber eine Uebersicht hinreichend erleichtern. Es ist Sorge getragen worden, die vorzüglichern und bewährtesten Maschinen nach einem übereinstimmenden Massstabe abzubilden, nämlich in $\frac{1}{15}$ der natürlichen Grösse. Hierher gehören die Maschinen von Fontaine, Grant, Rothgeb, Cavalier und Ferrand. Alle andern Abbildungen

*) Die nur geringe Porosität der Schiffszwiebacke, an denen grosse Dichtigkeit ein Haupterforderniss ist, hängt theils von dem geringen Grade der Gährung ab, welchen der Teig auch ohne Säuerung oder Hefenzusatz von selbst erleidet, besonders im Anfange des Backens, theils von der Entwickelung von Wasserdämpfen.

sind meist ohne Massstab gegeben und sollen nur zu Erläuterung des Princips dienen, wo dieses von besonderem Interesse ist, wenn es auch keinen practischen Nutzen verspricht. Viele Maschinen, die in keiner Beziehung besonderes Interesse darbieten, wurden nicht abgebildet, sondern nur kurz beschrieben. Weggelassen wurde keine Maschine, die uns bekannt geworden ist, um wenigstens einmal eine vollständige Uebersicht dieses Theils der Maschinenkunde zu geben. Diejenigen Knetmaschinen, welche continuirlich wirken und nur in unmittelbarer Verbindung mit den darauf folgenden Teigformungsmaschinen anwendbar sind, wurden in einer besondern Abtheilung vereinigt, ohne Rücksicht auf die Verschiedenheit der etwa darin angewendeten Principe. Die Anordnung der andern hat zugleich den Vortheil, gerade mehrere der ältesten Maschinen voranzustellen, doch soll zum Schlusse noch eine chronologische Uebersicht gegeben werden.

1. Knetmaschinen ohne Trog. Hierher gehört zunächst die schon lange für die Bearbeitung sehr festen Teiges angewendete Breche (fr. *pétrissoir*), wahrscheinlich deutschen Ursprungs. Sie ist ein sehr unvollkommenes Instrument und besteht aus einem niedrigen festen Tische, auf dessen Mitte zwei kurze hölzerne Ständer errichtet sind, welche zwischen sich das eine Ende eines langen, um einen durchgesteckten Bolzen drehbaren hölzernen Hebels aufnehmen. Auf die eine Hälfte des Tisches unter den Hebel wird der Teig gelegt und bearbeitet, indem 2 — 4 Mann das Hebelende abwechselnd heben und niederdrücken. Auf der andern Hälfte sitzt ein Arbeiter, welcher den Teig unter die Stange schiebt und überhaupt die Operation dirigirt. (Vergl. Leuchs a. a. O. S. 296; auch *Lasteyrie, Collect. de Machines etc. T. II. p.* 72.) Lasteyrie (a. a. O.) bildet auch eine in der Gegend von Boulogne unter dem Namen Gramola bekannte, zum Kneten des Brodteiges von den dortigen Bauern angewendete Breche ab, wo der knetende Hebel durch einen andern in Bewegung gesetzt wird (*à double levier*). Etwas zusammengesetzter ist die 1789 zu Venedig von Ziborghi erbaute, auch in einer dortigen Bäckerei benutzte, seitdem verschollene Knetmaschine. Ueber einem festen Tische dreht sich (in den an den Tisch befestigten Lagern) eine horizontale vierkantige Welle, an deren beiden verlängerten Zapfen Rollen aufgezogen sind. Mittels endloser Schnuren werden diese Rollen von einem Tretrade aus in Umdrehung versetzt. Ein Arbeiter schiebt den Teig auf dem Tische unter die Welle und hilft mit den Händen beim Kneten nach. (Leuchs a. a. O. S. 298.)

Hierher ist nun auch die einfache Maschine zu rechnen, deren Rees (1819) im Artikel *Bisket, sea*, seiner Encyclopädie Erwähnung thut und welche die erste in den englischen Schiffszwiebackbäckereien eingeführte Maschine, seitdem aber auch durch bessere verdrängt ist. Rees sagt darüber Folgendes: *A man rides a machine, which is called a horse. This machine is a long roller, apparently* 4 — 5″ *wide and* 7 — 8′ *long; it has a play to a certain extension by means of a staple in the wall, to which is inserted a kind of eye, making its action like the machine by which they cutt choff for horses. The lump of dough being placed exactly on the centre of a raised platform, the man sits upon the end of the machine and rides up and down throughout its whole circular direction, till the dough is equally intented. At the time by the different position of the lines large or small circles are described.*

2. Knetmaschinen mit Trog und horizontaler Axe. *a*) Maschinen mit geschlossenem, drehbarem Troge, ohne alle Rührwerkzeuge oder mit losen Kugeln oder einem feststehenden Schabmesser. Die erste der hier zu nennenden Maschinen ist zugleich die, welche zuerst grössere Aufmerksamkeit erregte, daher man sie wohl auch fälschlich überhaupt für die erste gehalten hat. Es ist die 1810 von Lembert in Paris erfundene und von der *Société d'encouragement* mit einem Preise von 1500 Fr. belohnte, aber nie in allgemeine Aufnahme gekommene, in der That auch noch ziemlich unvollkommene Maschine. Dieselbe besteht aus einem von starken Eichenbohlen verfertigten vierseitigen Troge, dessen eine Seite sich als Deckel aufklappen und wieder fest schliessen lässt. Der Trog ist ungefähr 3′ lang, $1\frac{1}{2}$′ hoch und breit. Er ist mit eisernen Zapfen versehen, welche sich in den Lagern der beiden starken Ständer des Gestelles drehen; an dem einen Zapfen ist ein eisernes Zahnrad von 60 Zähnen aufgezogen; in dieses greift ein 8stäbiges Getriebe, mit welchem die Kurbel verbunden ist. Man bringt 30 ℔ Mehl und 10 ℔ Wasser hinein, bewirkt das Einmachen durch eine 5 Minuten lang fortgesetzte oscillirende Bewegung und dann das Kneten durch wirkliches Umdrehen, welches man 15 Minuten fortsetzt. Nach dieser Zeit soll der Teig fertig sein. Nach andern Angaben bearbeitet ein Trog von 9′ Länge und 18″ Breite und Höhe 6—700 ℔ Teig in 30—35 Minuten bei 8 Umdrehungen in einer Minute. Doch scheint sich dies auf die sogleich zu erwähnende Abänderung zu beziehen. (Neues Magazin der Erfindungen II. 285. *Ann. des Arts T.* 42. *p.* 207 und *T.* 45. *p.* 106. Leuchs a. a. O. S. 299. Baiersches Kunst- und Gewerbebl. 1820. S. 551. *Lond. Journ. of Arts, old Series IV. p.* 219). Eine Abänderung dieser Maschine, nämlich mit cylindrischem Troge (was jedenfalls vortheilhafter ist), von welcher erzählt wird, dass sie der Gegenstand einiger Versuche in Lausanne gewesen sei, s. *Gibbs technical Repository* 1822. Nov. Dingl. Journ. IX. 494. Mit einer ähnlichen Maschine wurden die Versuche von Wepfer und Wimmer angestellt, welche ein sehr vortheilhaftes Resultat gaben. (Wochenbl. des landw. Vereins XV. 833). Auch Prechtl (Encyclop. III. 149.) spricht von einer Lembert'schen Maschine mit cylindrischem Troge. Diese veränderte Form des Trogs rührt also wahrscheinlich auch von Lembert selbst her.

Zur grössten Vollendung ist das Lembert'sche Princip in der neuesten pariser Knetmaschine von Fontaine gebracht, welche, wenn sich die Angaben über ihre Wirkung bestätigen, wegen ihrer Einfachheit und Stabilität den Vorzug vor den meisten andern verdienen dürfte. Zwei dieser Apparate sind in der Bäckerei der Gebrüder Mouchot in Paris (*Petit-Montrouge Nr.* 112, *route d'Orleans*) in Thätigkeit und werden daselbst durch ein für zwei Hunde eingerichtetes Tretrad, dessen Construction nichts Besonderes darbietet, in Bewegung gesetzt. Die Hunde arbeiten den ganzen Tag und ruhen nur, während der Trog entleert und gefüllt wird. *Fig.* 1—9 (Taf. 39) stellen die Maschine so dar, wie sie sich bei Mouchot findet, und zwar *Fig.* 1 von vorn, *Fig.* 2 in der Endansicht, *Fig.* 3 in einem Querdurchschnitt, von dem der *Fig.* 2 entgegengesetzten Ende gesehen, *Fig.* 4 in einem vertikalen Längendurchschnitt, der *Fig.* 1 entsprechend; *Fig.* 5 ist der horizontale Längendurchschnitt des einen Endes im Niveau des Deckels (die übrigen zwei Abtheilungen sind der abgebildeten gleich), *Fig.* 6—9 endlich stellen

einzelne Theile dar. *A* ist ein aus starken Holzdauben zusammengesetzter Cylinder, 2,30^{m} lang, 0,673^{m} weit. Die Endböden *B B* und die Scheidewände *C C* sind in die Dauben eingelassen und jede Daube durch mehrere Nägel mit ihnen verbunden. Unter einander sind die Dauben auf die aus *Fig.* 3 ersichtliche Art befestigt. Das obere Drittheil dieses Cylinders ist abgeschnitten und bildet den Deckel *D*, welcher an der Rückseite durch einige Charnierbänder *E* (in *Fig.* 8 und 9 besonders zu sehen) an dem übrigen Theile drehbar befestigt ist. In gleicher Höhe sind natürlich auch die Böden und Scheidewände zerschnitten, so aber, dass am obern Stücke eine Feder stehen bleibt, welche beim Schliessen des Deckels in eine Nuth des untern Stückes sich einsenkt (*Fig.* 4). Auf gleiche Weise vereinigen sich die beiden Dauben, welche beim Schliessen des Deckels sich berühren (*Fig.* 3). Der feste Schluss des Deckels wird bewirkt durch ein Schloss *F*, welches ganz wie ein Charnier gebildet ist, nur dass der Bolzen *a* erst nach dem Schliessen des Deckels durchgesteckt wird. Zu beiden Seiten sind an dem Untertheile Ringe *b b*, an dem Obertheile aber die um die Ringe *c c* drehbaren, als Klammern dienenden Winkelhebel *d d* angebracht. Beim Schliessen drückt man die langen Enden der Hebel herab, so dass die Haken der Hebel in die Ringe *b b* greifen, und bewegt dann die Hebelenden unter die am Deckel befestigten Haken *e e*. Während des Knetens, gleich nach Einführung des Inhaltes, werden in die durch die Scheidewände *e e* gebildeten, nicht unter einander communicirenden Abtheilungen *A*, *A'* und *A''* des Troges die starken Hölzer *G G* eingebracht. Diese haben den innern Durchmesser des Cylinders zur Länge, werden an beiden Enden gegen Knaggen *F F* fest angestemmt und haben dann die gegenseitige sich kreuzende Lage, welche aus Vergleichung der *Fig.* 3, 4 und 5 hervorgeht (nur in 5 sind sie ganz sichtbar, in 3 und 4 natürlich in der Hälfte ihrer Länge schräg abgeschnitten). Diese Hölzer sollen dienen, den Teig mehr zu zertheilen und zu verarbeiten. Sie sind an der Kreuzungsstelle 0,16^{m} von einander entfernt. An die Böden *B B* sind eiserne Scheiben *g g* angeschraubt, an welche die Zapfen *H I* angegossen sind. Diese Zapfen drehen sich in den auf die Querstücke der beiden Ständer *K L* (die unter einander durch Eisenstangen *h* befestigt sind) aufgeschraubten messingenen Lagern *i i*. Der Zapfen *H* ist aber über dieses Lager hinaus verlängert und trägt an seinem Ende ein grosses eisernes Zahnrad *M* von 80 Zähnen. Auf die ebenen Querhölzer der Ständer *L* und *N* sind ebenfalls Zapfenlager aufgeschraubt (*k k*), in welchen sich eine eiserne Axe dreht, an der folgende Theile sitzen: innerhalb der Ständer *L* und *N* das Getriebe *O* von 6 Zähnen, welches in das Rad *M* eingreift, und die Rolle *P*, welche den vom Tretrade kommenden Laufriemen aufnimmt; ausserhalb aber das eiserne Schwungrad *Q*. Am Ende findet diese Axe noch einen Unterstützungspunkt in einem Lager *l*, welches an der Stange *m* sitzt. Diese Stange ist unten gebogen, um dem Schwungrade Platz zu lassen und ihr breiter, Lappen *n* mittels Schrauben an das untere Querstück des Ständers *N* befestigt. Der ganze Raum zwischen den Ständern *L* und *N* ist durch Breter verschlagen (*Fig.* 1 und 5) und an der Wand dieses Verschlages sitzen der Zählapparat und die Haupttheile des Hemmungsapparates. Der Hemmungsapparat besteht in einem gekrümmten Stücke Holz *R* (*Fig.* 2), welches sich mittels eines angeschraubten Lappens um *o* dreht und für gewöhnlich durch sein eignes Gewicht herabsinkt. Am andern Ende

trägt es die horizontale Stange *p*, diese wieder die vertikale *q*, an deren oberem Ende ein horizontaler Hebel *r* sitzt, dessen Drehpunkt der an das Bretergehäuse festgeschraubte Theil *s* bildet. Will man hemmen, so drückt man auf den für gewöhnlich schräg stehenden Hebel *r*, bringt ihn in die horizontale Lage und hält ihn fest, indem man ihn unter das hakenförmige Ende der ebenfalls am Breterverschlage festgeschraubten Feder *t* bringt. (Vergl. *Fig.* 1, 6 und 7). *R* ist dann gegen das Schwungrad gepresst (*Fig.* 2). Um das Schwungrad wieder zu lösen, braucht man nur die Feder *t* an ihrem Griffe zurückzudrücken. — Der Zählapparat (*Fig.* 1) besteht aus einem Sperrrade *u* von 32 Zähnen, der federnden Sperrklinke *v*, welche durch ein an der Peripherie des Troges sitzendes gebogenes Eisenstück *w* bei jeder Umdrehung einmal so weit vorgerückt wird, dass sie das Rad um einen Zahn weiter schiebt, und einer im Innern des Bretergehäuses befindlichen, nicht abgebildeten Glocke, welche durch einen Stift an der Axe des Sperrrades angeschlagen wird, sobald das Rad eine ganze Umdrehung, der Trog also 32 Umdrehungen gemacht hat. Da nun in der Minute 4 Umdrehungen geschehen, so klingt die Glocke alle 8 Minuten. — Das Tretrad für die Hunde hat 3,24^{m} Durchmesser, das Flugrad 1,46^{m}. Im Rade arbeiten gleichzeitig zwei starke Hunde. Uebrigens kann der Trog noch durch eine Kurbel umgedreht werden, die man dann, mit Weglassung der Rolle *P*, an dem Ende der Schwungradaxe aufzieht. Ein Mann reicht zur Bewegung hin, doch ist die Arbeit anstrengend. — Bei Mouchot werden die Fontaine'schen Maschinen zu Bereitung von Weissbrod gebraucht; man bringt daher in jede der drei Abtheilungen des Troges 200 Kilogr. Teig, im Ganzen 600 Kilogr. Diese 600 Kilogr. bestehen aus 367 Gr. Hefen, 500 Gr. Salz, 200 Kilogr. Teig vom vorigen Tage, 240 Kilogr. Mehl und 60 Kilogr. Wasser. Nach dem Einbringen der Masse setzt man die erwähnten Querhölzer *G G* ein, schliesst den Deckel und lässt den Trog 32 Umdrehungen machen; dann klingt die Glocke des Zählapparates, auf deren Ton die Hunde im Tretrade sogleich still halten; der Arbeiter hemmt das Flugrad, öffnet den Trog, kratzt das Mehl ab, welches sich etwa in den Ecken festgesetzt hat, schliesst den Trog wieder, pfeift den Hunden und lässt nochmals 32 Umdrehungen machen; nun wiederholt sich das Vorige, aber der Arbeiter nimmt aus dem geöffneten Troge jetzt die Querhölzer und den fertigen Teig heraus, um ihn Andern zum Auswirken zu übergeben, worauf der Trog von Neuem gefüllt und die Arbeit von vorn begonnen wird. Es sind also zur Bereitung von 600 Kilogr. Teig 16 — 18 Minuten Zeit nöthig. (*Bulletin de la Société d'Encouragement* 39 *ème année p.* 28 — 32. *Pl.* 785.)

Andere Maschinen, welche im Wesentlichen das Princip der vorigen beibehalten, versuchen die Wirkung durch lose schwere Körper, die sie in das Innere der Tröge bringen, zu erhöhen. Hieher gehören die Maschinen von Leuchs und Dumoustier.

Die Knetmaschine von I. C. Leuchs (Leuchs Handb. für Fabricanten VI. 285) besteht aus einem cylindrischen Troge, ohne Scheidewände im Innern, welcher, hievon abgesehen, wie der Fontaine'sche eingerichtet werden kann. Während des Knetens werden aber einige stählerne oder hölzerne und mit Blei ausgegossene Kugeln hinein gebracht. Der Erfinder hat auch die Anbringung von Messern oder losen schneidenden Vielecken vorgeschlagen, sich aber über die specielle Ausführung nicht weiter geäussert.

Die Maschine von Dumoustier besteht aus einem vierseitigen prismatischen, durch Bänder zusammengehaltenen, inwendig durch Scheidewände in mehrere Abtheilungen getheilten Troge, der sich horizontal um seine Zapfen drehen lässt und dessen eine Seite als Thür aufgeklappt werden kann. In jeder Abtheilung befindet sich eine schwere Metallkugel und ist durch eine Kette an einer der Wände befestigt. Ausser diesem Knettroge ist noch ein besonderer Weichtrog zur Bereitung des Vorteigs vorhanden, welcher so angebracht ist, dass man den Inhalt unmittelbar in den Knettrog abfliessen lassen kann. Derselbe ist natürlich kleiner, cylindrisch, mit einem Deckel versehen, steht aber fest. Dagegen dreht sich in ihm eine horizontale mit schaufelartigen Armen versehene Welle. (Baiersches Kunst- und Gewerbebl. 1834. Heft 2. S. 49; in Baiern patentirt.)

Endlich gehören hierher noch die kleinen Maschinen von L. Hebert und Lahore, welche mit einer hohlen Axe versehen sind, um Gasarten während des Knetens einströmen lassen zu können.

Die Vorrichtung von Hebert (patent. in England d. 24. Jan. 1833) ist in einem Durchschnitte, der Alles hinlänglich erläutert, durch *Fig.* 50 (Taf. 42) repräsentirt. Sie ist so eingerichtet, dass man sie eben so gut auch zu gewöhnlichem Kneten benutzen kann, in welchem Falle man den Trog fest mit der Axe verbindet und letztere mittels der Kurbel umdreht. Das Gestelle *a a* der Maschine besteht aus zwei dreieckigen Seitentheilen von durchbrochenem Eisenguss, welche mit der breiten Basis auf den Boden festgeschraubt, in der halben Höhe aber unter einander durch eiserne Schraubenbolzen *b* verbunden sind. An seiner Spitze trägt jeder dieser dreieckigen Böcke ein geschlossenes Lager *c* für die Axe. Die Lager sind, wenn man den Trog auch wie gewöhnlich brauchen will, von Messing; sie sind dann von oben nach unten durchbohrt, so dass man durch einen Bolzen die Axe feststellen kann, indem man denselben durch die entsprechenden Löcher des Lagers und der Axe hindurchsteckt. Die Axe *d* ist von Eisen, an dem einen Ende massiv, an dem andern aber bis auf ziemlich $\frac{2}{3}$ ihrer Länge der Länge nach ausgebohrt. Die Bohrung endigt blind; so weit aber die Axe im Troge liegt, sind unterhalb senkrecht auf die Bohrung kleine radiale Löcher gebohrt, welche das Innere der Bohrung mit dem Raume des Troges in Verbindung setzen. Die Axe selbst verjüngt sich nach beiden Enden zu conisch; diese Verjüngung ist aber nicht gleichmässig vertheilt, sondern fällt nur auf die Stellen, wo die Seitentheile oder Böden des eisernen Cylinders *e* mit ihren angegossenen Muffen *f* von der umgekehrt conischen Form (die die Stelle von Stopfbüchsen vertreten) aufgeschoben werden. Axe sowohl als Muffe sind so abgedreht, dass sich letztere ohne grossen Widerstand um erstere bewegen lassen, ohne doch undicht zu werden. Die Böden des flachen Teigcylinders sind an den Rändern ringsum aufgebogen und daselbst mit dem Umfange *h* auf die aus der Figur ersichtliche Weise durch Schrauben verbunden. An einer Stelle hat der Umfang eine Thüre, welche am besten durch einen Bügel und Pressschrauben während der Arbeit verschlossen wird. An den einen der beiden Böden ist ein kreisförmiger Vorsprung *i* angegossen oder sonst befestigt und mit diesem die auch nur ringförmige, mit einem Schnurlaufe versehene Rolle *k* verbunden. Ueber letztere geht die von der Bewegungsmaschine kommende Schnur und so wird der Cylinder umgedreht, während die Axe durch die erwähnten Bolzen festgestellt ist. Mit dem Ende der Axe

bei *l* kann nun luftdicht die Röhre verbunden werden, welche von einem Apparate herkommt, wo man kohlensaures Wasser fabricirt oder auch nur Kohlensäuregas entwickelt, je nachdem man in den Cylinder nur Mehl und reines Wasser bringen und während des Knetens alle Kohlensäure incorporiren, oder den Teig gleich mit gesättigtem kohlensauren Wasser anmachen will. Im letzteren Falle thut man blos Mehl in den Trog, schliesst ihn, öffnet den vom Wasserreservoir kommenden Hahn, lässt das kohlensaure Wasser einströmen und beginnt dann erst mit dem Umdrehen. Nach Bedürfniss kann man nun auch während der Arbeit durch Oeffnung des Hahnes allmälig und fortwährend oder auch nur von Zeit zu Zeit neue Mengen kohlensaures Wasser oder Kohlensäuregas in den Cylinder lassen. Es würde sehr leicht sein, einen Apparat so zu construiren, dass er nach Belieben kohlensaures Wasser oder kohlensaures Gas liefert, wenn man verschiedene Hähne öffnet. Man wird darüber in dem Artikel MINERALWÄSSER, KÜNSTLICHE, wo die zu künstlicher Sättigung von Wasser mit Gasarten dienlichen Maschinen erörtert werden, Auskunft finden. — Das Kneten selbst wird nun in diesem Apparate nur durch das stete Aufsteigen des Teiges an den Wänden und Wiederherabfallen bewirkt. Man erleichtert dieses Herabfallen, indem man an der Axe zwei Arme *g g* anbringt, die am Ende durch eine ziemlich dicht an der Cylinderfläche hinstreifende Klinge verbunden sind. Diese Schabklinge (engl. *scraper*) lässt es nicht zu, dass Teig ganz mit herumgeführt werde und sich dauernd an der Wand festsetze. An einem Theile einer der Seitenwände befindet sich ein durch einen Schraubendeckel verschlossenes Loch, durch welches man Proben des Teigs entnehmen und danach entweder den nöthigen Wasser- und Gaszusatz oder die Beendigung des Knetens beurtheilen kann. Zuletzt wird der Cylinder mit der Eintragsthür nach unten gestellt und entleert. (*London Journal conj. Ser. Vol. XI. p.* 280—281. *Plate XII.*)

Der zu gleichem Zwecke dienende weniger einfache Apparat von LAHORE (patent. in Frankreich, unter dem Namen *pétrin-bassineur à tambour*, auf zehn Jahre den 25. Juli 1829; *déchu par ordonnance du roi* den 27. Dec. 1833) ist *Fig.* 19 und 20 (Taf. 40) in zwei auf einander rechtwinklig stehenden vertikalen Durchschnitten abgebildet. Die Trommel *A*, deren Höhe (d. h. die Entfernung der Böden) hier ebenfalls noch nicht dem Durchmesser gleichkommt, hat folgende Einrichtung: die Böden sind von Eisen, und zwar, der Leichtigkeit wegen, nicht massiv, indem nur das durchbohrte Mittelstück, der Kranz und acht Radien aus einem Stücke gegossen, die Zwischenräume aber durch eine innen aufgeschraubte Blechlatte geschlossen sind. An die Mittelstücke sind die hohlen Naben *a a* angegossen und an diese wieder unmittelbar die Zahnräder *b b*. Von den Zahnrädern ab verjüngen sich die Naben conisch und gehen in die durchbohrten Zapfen *c c* über. Letztere drehen sich in mit Kupfer gefütterten Löchern des Gestelles *B B*. Ueber die Ränder der Böden sind hölzerne Dauben *d* gelegt und über diese allemal an den Fugen eine eiserne Schiene *e*, welche mit den benachbarten Dauben und den Kränzen der Böden verschraubt wird. Vorher wird jedoch auf jeder Seite ein Reifen um die Trommel gelegt, über welchen die Schienen mit einer Ausbiegung weggreifen. Eben solche Schienen werden über die Thüren gelegt, wenn die Trommel geschlossen werden soll. Der Thüren sind drei, eine grössere zum Einfüllen und zwei kleinere zum Entleeren (*f f*). Durch die Bohrung der Zapfen und Naben

der Trommel gehen die Arme des knieförmig gebogenen Eisenstabes *ghhhg*; dieser ist bei *gg* am dicksten und cylindrisch abgedreht, so dass er gerade in die centrale Oeffnung der Böden passt; der Raum zwischen ihm und der Nabenwand ist hier mit Holz ausgefüttert. Die äusseren Enden sind aber quadratisch und passen in vierseitige Löcher der an der äussern Fläche der Gestellbäume anliegenden Schienen *ii*, welche durch Vorstecker *kk* unbeweglich festgestellt werden. Im letztern Falle kann, wie man sieht, der gebogene Eisenstab der Trommel als feststehende Axe dienen. Der mittlere Theil *hhh* ist platt und an ihn werden Schienen *lll* so angeschraubt, dass sie die Wände der Trommel fast berühren. Die Schenkel *gg* sind übrigens durchbohrt (wenigstens einer von ihnen), so dass man die äussere Oeffnung mit einem Gasentwickelungsapparate oder Gebläse verbinden und bei *m* Luft in das Innere der Trommel einströmen lassen kann. — Die Bewegung der Trommel wird vermittelt durch die an der Axe C angebrachten Theile, nämlich die Kurbeln *nn*, das Schwungrad *o* und die grossen Zahnräder *pp*, welche in die kleinern der Naben eingreifen. Die eiserne Axe *C* dreht sich in den Lagern *qqq*, welche auf das Gestell aufgeschraubt sind. Wenn nicht über 500 ℔ Teig bearbeitet werden, reicht die eine Kurbel und ein Mann aus. In diesem Falle würde die Entfernung der Böden circa 4′, der Durchmesser der Trommel 5′ sein. — Die Theile *D* und *E* sind überflüssig. *D* ist ein prismatischer, unten offener, elastisch aufgehangener Rumpf, in welchem sich ein dreifacher Rechen *r* mittels des Hebels *s* zitternd auf und nieder bewegt; er soll zu bequemerem Einfüllen des Mehles dienen, doch wird dies jedenfalls schneller unmittelbar geschehen. — *E* besteht aus folgenden Theilen: der kleine Rumpf *t* nimmt den aus den nach unten gestellten Oeffnungen *f* der Trommel herausfallenden fertigen Teig auf, lässt ihn auf die mit vorstehendem Rande versehene Trommel *u* (fr. *détireur* genannt) gleiten, welche ihn mit herum nimmt, bis die Klinge *v* denselben abkratzt und zum Herabfallen in den Trog *w* nöthigt. — Die Wirkung des Apparates und die Anwendungsart ist sehr klar. Wenn das Kneten vorüber ist, stellt man die Trommel fest, mit den Oeffnungen *ff* nach unten; und befördert die Entleerung dadurch, dass man die Vorstecker *kk* herauszieht und den Schabapparat *ghl* einigemal nach rechts und links in der Trommel herumgehen lässt. (*Brevets d'Invent. XXVII. p.* 300. *Pl.* 36.)

b) Maschinen mit (in der Regel) feststehendem geschlossenem Troge und drehbarer, mit Rührwerkzeugen u. s. w. besetzter horizontaler Axe.

Unter diesen Maschinen ist vor allen die von GRANT zu erwähnen, deren man sich in der Schiffzwiebackbäckerei des *Royal Clarence victualling yard* zu Gosport bedient. Dieselbe ist im 16ten Theile der natürlichen Grösse auf Taf. 40 in *Fig.* 10—12 abgebildet, und zwar ist *Fig.* 10 ein Längendurchschnitt, *Fig.* 12 ein Querdurchschnitt, *Fig.* 11 eine Ansicht mit aufgehobenem Deckel. In Nuthen *aa* des gusseisernen Gestelles *AA* lässt sich die dünn aus Eisen gegossene untere Hälfte des Troges *B* mittels der umgebogenen Ränder hin und her schieben; sollte er auf der einen Seite etwas über das Gestelle hinausgeschoben werden, so dient das auf der Schiene *c* laufende, in einem angeschraubten Lappen des einen Bodenstückes befestigte Rad *b* zur Stütze. Die andere Hälfte des Troges wird durch einen halbcylindrischen Deckel *C* gebildet, dessen Seitentheile (Böden) von Gusseisen sind, während der Umfang nur aus

Blech besteht. Dieser Umfang ist zur Hälfte der Länge nach getheilt und beide Hälften durch Charniere verbunden (*Fig.* 12), so dass man die eine zurückschlagen kann (*Fig.* 11, wo die zurückgeschlagene Deckelhälfte abgebrochen gezeichnet ist). Durch den ganzen Cylinder hindurch geht die horizontale eiserne Welle *D*, welche sich in den an die Bodenstücke des Deckels geschraubten Büchsen *f f* und dem Zapfenlager *g* dreht. An dieser Welle sind zwei rechenförmige Flügel befestigt, welche aus 19—20 *S*förmig gekrümmten, 2—2½″ von einander entfernten, durch die Welle gesteckten und darin verkeilten Stangen *d d* (*Fig.* 12) und den mit den freien Enden derselben vernieteten Querschienen *e e* bestehen. In der Richtung der Drehung der Welle — wohin auch die Biegung der Stangen gerichtet ist — sind die Ränder der Stangen etwas zugeschärft. Die Umdrehung der Welle wird bewirkt durch das Winkelrad *E*, welches lose sitzt und mittels der Kuppelung *F* beliebig mit der Welle verbunden oder von ihr gelöst werden kann. Das Winkelrad *E* greift in das Winkelrad *G* der stehenden Welle *H*, welche letztere ihre Bewegung von der Hauptwelle des Etablissements aus durch Winkelräder oder Schnurscheiben erhält. Behufs der Füllung öffnen sich in den Trog die mit dem Hahne *K* verschlossene Wasserröhre *L* und der vom Mehlboden herabführende, durch einen Schieber verschliessbare hölzerne Schlot *I*. — Die oben erwähnte Seitwärtsbewegung des ganzen Trogs wird auf folgende Weise bewirkt. Unten an den Trog ist die Zahnstange *h* geschraubt; in diese greift das Getriebe *i* (welches an einer Welle aufgezogen ist, deren Anbringungsweise aus *Fig.* 12 erhellt); an der Welle des Getriebes *i* ist aber auch das Zahnrad *k* befindlich, welches mittels des zweiten Getriebes *l* und der Kurbel *m* in Umdrehung versetzt wird. — Man bringt in den Trog erst das Wasser durch Oeffnung des Hahnes *l* und dann das Mehl durch Oeffnung des Schiebers in *I* und setzt dann die Welle auf die angegebene Art in Bewegung; bei 15—20 Umdrehungen in der Minute knetet man dann in 2½—3 Minuten ein Teigquantum von circa 500 ℔, worauf die angegebenen Dimensionen berechnet sind, fertig. Der Deckel braucht dabei nicht geschlossen zu werden, da der Rechen nichts herauswirft, höchstens etwas Mehlstaub zu Anfange. Uebrigens kann man den Deckel auch schliessen, da er zwei Glasfenster *n n* zur Beobachtung des Innern hat. Nach Beendigung des Knetens wird der Trog zur Seite bewegt und entleert. (Verhandlungen des Vereines für Beförderung des Gewerbfleisses in Preussen 1836. S. 297. Taf. XXIX. — *Mechan. Magaz. Nr.* 504. — Dingler's Journ. Bd. XLVIII. S. 420.)

Mit rechenartigem Rührwerkzeuge ist ferner versehen die Maschine von Haize, *Fig.* 17. Dieselbe besteht ebenfalls aus einem cylindrischen Troge, der aber hier von Holz ist. Der Trog besteht aus zwei Hälften, dem Deckel *a* und der auf dem Gestelle fest ruhenden Mulde *b*. An dem Deckel sind die Zapfenlager für die horizontale Welle *c* so angeschraubt, dass beim Oeffnen des Trogs der ganze Rührapparat mit in die Höhe geschlagen wird, beim Schliessen aber die Welle sich zur Hälfte in die halbrunden Einschnitte der feststehenden Troghälfte einsenkt und so gerade in die Axe des Troges zu stehen kommt. Die Welle ist, so wie die daran befindlichen Flügel und der leicht verständliche Bewegungsapparat, von Eisen. Die Flügel sind theils gerade Schienen *e e*, theils rechteckige Rahmen *d d* von verschiedener Grösse. Gaultier de Claubry bemerkt, dass die Arme der Axe sehr stark sein müssen, wenn sie nicht

brechen sollen. Man kann übrigens die Axe entfernen und sich dann des Trogs als Handbacktrogs bedienen. (*Brev. d'Inv. XXX. p.* 65. *t.* 13.)

Nach einer Angabe von Gaultier de Claubry ist die neueste Maschine von Novère, von der mir eine Abbildung nicht bekannt geworden ist, der Haize'schen sehr ähnlich.

c) Maschinen mit drehbarem geschlossenem cylindrischem Troge und feststehenden Rührwerkzeugen an einer horizontalen Axe.

Hierher gehören die Knetmaschinen von Rothgeb und Frank.

Die ursprüngliche, 1826 in Baiern patentirte Maschine Rothgeb's bestand aus einem nur 3′ langen, aber 8′ weiten hölzernen Cylinder, dessen Böden und Umfang wie Böttcherarbeit hergestellt waren. An einer Stelle war in dem Umfange ein Deckel angebracht. Der Trog war in einem Gestelle mittels zweier Zapfen drehbar aufgehangen, die Zapfen waren aber durchbohrt, um die Enden einer horizontalen Axe durchzulassen, deren Umdrehung durch vorgesteckte Bolzen oder auf ähnliche Weise verhindert wurde. An dieser Axe waren in radialer Richtung vier gerade zweischneidige Klingen befestigt. Wir verweisen in Bezug auf das Weitere auf das baiersche Kunst- und Gewerbeblatt 1830. S. 275. (S. auch ebendas. 1827. S. 745.)

Die mannichfachen Unvollkommenheiten dieser ersten Maschine Rothgeb's scheinen später zum Theil von dem Erfinder selbst beseitigt worden zu sein, namentlich ist aber hier die durch Frank in Berlin vorgenommene Umgestaltung der Rothgeb'schen Knetmaschine zu erwähnen, die besser als eine ganz neue Maschine angeführt wird. Wir bilden sie auf Taf. 41 in *Fig.* 21—25 ausführlich ab, da sie Gegenstand gründlicher Versuche gewesen ist. *Fig.* 21 ist eine Ober-, *Fig.* 23 eine Seitenansicht, *Fig.* 22 ein Längen-, *Fig.* 24 ein Querdurchschnitt, *Fig.* 25 eine obere Ansicht des Knetrahmens nach einem über der Mitte genommenen horizontalen Durchschnitte. *a a* ist der Trog, 4½′ lang, 2½′ weit, von Ahornholz aus 6″ breiten, 1¼″ dicken Stäben gefertigt, die mit den Böden fassartig durch Verkämmung (so dass die Dauben etwas über die Böden hinausragen), unter einander aber durch Diebel oder Feder und Nuth und ausserdem durch eiserne Reifen *b b* verbunden sind. 15—16″ Länge des Umfanges sind offen geblieben und die so gebildete Oeffnung *c c* ist fast ganz so breit wie die lichte Weite des Troges; da aber die Dauben etwas über die Böden hinaus stehen, so hindert die Oeffnung nicht das Binden des Troges an den Enden mit eisernen Reifen. In die Oeffnung (deren Ränder durch gekrümmte, von den Reifen festgehaltene Hölzer gebildet werden) passt der dem Cylinderumfange entsprechend gekrümmte Deckel *d*, welcher ebenfalls aus Dauben und zwei Hirnleisten *e e* besteht und durch die aufgeschraubte Mittelschiene *g* noch mehr Halt gewinnt. Die kleinen Platten *i* verhindern das zu tiefe Einsinken des Deckels. Der Deckel ist nicht durch Charniere mit dem Cylinder verbunden, sondern wird nur durch 4 eiserne Vorreiber oder Drehriegel *h*, welche unter die Bügel am Cylinder greifen, befestigt. Beim Oeffnen dienen die ringförmigen Handgriffe dieser Vorreiber, um den ganzen Deckel an die Haken 8 des von zwei an des Fussgestell angeschraubten Stangen 7 getragenen Querriegels 6 aufzuhängen. — Die Böden *k* des Cylinders sind von Gusseisen, 1½″ dick mit angegossenen abgedrehten Wellzapfen k_1, welche in gusseisernen, durch Schraubenbolzen auf ihre Unterlagen befestigten, ausgebohrten Pfannen *l* laufen. Die Wellzapfen sind durchbohrt und durch die Oeff-

nung hindurch gehen abgedrehte Bolzen *m*, an denen ausserhalb eiserne, in Löchern der Unterlage *o* ruhende Arme *n* sitzen und die Umdrehung hindern. Innen haben die Bolzen *m* gabelförmige Köpfe *p*, welche den Knetrahmen halten. Die Böden sind innerhalb $\frac{1}{2}''$ stark, mit Holz plattirt, was bei blosser Verarbeitung von Roggenmehl, wo die geringe Färbung durch etwa abgehende Eisenoxydpartikelchen nicht schaden kann, nicht einmal nöthig ist. Der Knetrahmen *r s* ist von Schmiedeeisen. Er besteht aus einem untern, nach beiden Seiten abgeschrägten, den Teig durchschneidenden, $2 - 2\frac{1}{2}''$ von der Wand des Troges abstehenden Theile *r*, und einem obern, flachen, nur $\frac{1}{16}''$ von den Wänden entfernten, den Teig abstreichenden Theile *s*. Beide sind bei *p p*, wo sie zusammenstossen, durch Nieten vereinigt und werden hier durch die Gabelköpfe der Bolzen festgehalten. Der untere Theil *r* hat abgerundete Ecken und ist stets aus dem Ganzen, am obern können die senkrechten Arme *s'* für sich geschmiedet und dann die flache Schiene *s* bei *t* durch Winkel und Schraubenbolzen damit verbunden werden. Der ganze Rahmen kann durch 2 Mann herausgehoben werden. — Die rotirende Bewegung des Troges wird auf folgende Weise bewirkt. An dem einen Boden, bei grössern Maschinen an beiden Böden, sind 67 eiserne, nach einwärts gerichtete Zähne *n n* angegossen, in welche ein Getriebe *w* von 19 Zähnen eingreift. Die Zähne des Bodens und das Getriebe sind durch diese Stellung sehr stabil gemacht und vor Beschädigung gesichert, sie werden ausserdem noch durch die Backen *v v* des Fussgestelles gedeckt. Die Welle *x*, an deren einem Ende das Getriebe *w*, am andern die Kurbel *y* sitzt, dreht sich in dem gusseisernen Gestelle *z*, dessen beide Theile durch die Bolzen 1 vereinigt, durch vier andere Bolzen aber auf der Unterlage *o* befestigt sind. Die Unterlage *o* bildet sammt den Seitenwänden 2 und der Schwelle 3 ein Fussgestelle und die Fussgestelle sind durch Schrauben 4 auf der Bodentafel 5 befestigt. Ausserdem sind an dieselben noch die schon oben erwähnten Stangen 7 mit dem Querriegel 6 zum Aufhängen des Deckels befestigt. — Die Maschine wird beim Gebrauche bis zur Axe mit den Ingredienzien gefüllt, fasst also bei den obigen Dimensionen 5 Scheffel. Dann reichen aber zwei Mann zu anhaltendem Betriebe nicht hin. — Die eben beschriebene, in Berlin ausgeführte und in der dortigen Militärbäckerei geprüfte Maschine kostete 186 Thaler. (Verhandl. des Vereines für Beförd. des Gewerbfl. in Preussen 1831. S. 182. Taf. XVI.)

d) Maschinen mit geschlossenem drehbarem Troge und in entgegengesetzter Richtung gleichzeitig drehbarem Knetrahmen. Von dieser Art sind nur die beiden zu verschiedenen Zeiten Clayton in England patentirten Maschinen. Wir bilden nur die neuere in einem Durchschnitte (*Fig.* 18 Taf. 40) ab; sie ist im *Lond. Journal and Rep. of Arts etc. conj. Series Nr. XLIV. p.* 202. *pl. VIII.* beschrieben und abgebildet. Die ältere Maschine Clayton's (*Rep. of pat. Inv.* 1831 *Mai;* Dingl. Journ. Bd. XLI. S. 255) unterscheidet sich von der neueren wesentlich nur durch die andere Gestalt des Knetrahmens. — *a a* ist der Trog der Maschine, den man jedenfalls am besten ganz wie den der vorigen anfertigen würde; an die Böden sind ebenfalls hohle Wellzapfen *c d* angegossen oder angeschraubt, welche sich in entsprechenden Lagern *e* des Gestelles *b b* drehen. Durch die Wellzapfen gehen Bolzen *g h*, mit deren innern Enden die durch diagonale schneidende Klingen *i i* (statt deren in der ältern Vorrichtung nur zwei die

Enden geradezu verbindende, aber noch mit einigen rechenartigen gekrümmten Zähnen besetzte vorhanden sind) verbundenen Flügelarme *f f* verschraubt sind. Der Bolzen *h* verlängert sich unmittelbar in eine Welle, welche in h_1 ein Lager hat und mit der Kurbel *o* verbunden ist. Statt eines Bolzens *g* ist in dem vorliegenden Falle nur ein in der Bohrung des Wellzapfens *d* sich drehender Zapfen vorhanden, da mit dem Wellzapfen *d* unmittelbar eine Kurbel *p* verbunden ist. An dem Zapfen *c* sitzt ein Winkelrad *l* fest, an dem Bolzen *h* das Winkelrad *m*; letzteres kann jedoch mittels der Schraube *n* gelöst werden; *m* und *l* greifen in das horizontale Winkelrad *k*. — Dreht man die Kurbel *b* bei gelöstem Rade *m*, so rotirt nur der Trog und der Knetrahmen (*kneading frame*) bleibt stehen; dreht man die Kurbel *o* bei ebenfalls gelöstem Rade *m*, so dreht sich nur der Knetrahmen und der Trog bleibt stehen; dreht man endlich die Kurbel *o*, schraubt aber das Rad *m* fest, so rotiren Trog und Knetrahmen, aber, wie aus der Verbindung der Winkelräder erhellt, in entgegengesetztem Sinne.

e. Maschinen mit offenem, feststehendem Troge und horizontaler, mit Rührwerkzeugen versehener, drehbarer Welle. Diese Abtheilung wird blos von französischen Maschinen gebildet. Die einfachste darunter ist die von Duguet, von der uns jedoch nur einige unvollständige Angaben ohne Abbildungen vorliegen. (Dubrunfaut in der Beschreibung der *boulangerie mécanique rue Bercy-St. Antoine à Paris* im *Industriel t. VII. p.* 97 und Gaultier de Claubry im Eingange seiner später ausführlich zu erwähnenden Abhandlung in den *Ann. d'Hyg. publ.* 1839. *p.* 1.) Die Maschine kommt sehr mit der von Haize überein, wenn man sich den Deckel wegdenkt. Auf einem halbcylindrischen oben offenen Troge von Holz liegt nämlich — mit der Axe des Cylinders zusammenfallend — eine 8′ lange, $2\frac{1}{2}$″ starke eiserne Welle, die durch Rad, Getriebe und Kurbel umgedreht wird. An der Welle sitzen ein ganzes und ein halbes Zahnrad und man kann beliebig das eine oder das andere in Eingriff mit dem an der Kurbelwelle befindlichen Getriebe setzen, jenachdem man nur eine oscillirende oder eine rotirende Bewegung der Rührwerkzeuge hervorbringen will. Erstere soll dazu dienen, um auch den Vorteig mittels der Maschine bereiten zu können. An den mittleren 6′ der Wellenlänge befinden sich die Rührwerkzeuge, nämlich 20 eiserne, 14″ lange, 1″ starke, auf die Axe perpendiculäre, in einer Ebene liegende, $2\frac{1}{2}$″ abstehende Arme, deren freie Enden durch ein $3\frac{1}{2}$″ breites Messer verbunden sind. Nach Dubrunfaut erfordert ein solcher Trog $\frac{1}{4}$ Pferdekraft, in der erwähnten Pariser Bäckerei werden indessen 6 derselben durch eine 6pferdige Dampfmaschine bewegt. — Die schwere eiserne Axe kann durch zwei Seile, welche über Rollen an der Decke der Backstube gehen, in die Höhe gehoben werden, wenn man den Trog entleeren oder reinigen will. Dem Fortschleudern von Teig wird dadurch vorgebeugt, dass man in der Richtung der Drehung der Axe einen vertikalen Bretschirm am Troge anbringt; dieser Schirm kann durch Scharniere mit dem Troge verbunden werden und zugleich nach ausgehobenem Rührapparate als Deckel dienen. Wegen des grossen Gewichts und der ungleichen Lastvertheilung des Rührapparates wird es von Vortheil sein, die Kurbelwelle mit einem Schwungrade zu versehen.

Diese letztern Bemerkungen gelten ganz besonders von der Maschine Maugeret's (*Brev. d'Inv. XXVII. p.* 236. *pl.* 36), welche sich von der

vorigen dadurch unterscheidet, dass die Axe mit drei Reihen radialer, aber nicht in geraden, sondern in spiralförmigen $\frac{1}{2}$mal um die Axe gewundenen Ebenen liegender Arme versehen ist, deren Enden nicht durch ein Messer verbunden, sondern mit kurzen Querstücken gekrönt sind. MAUGERET nennt seinen Trog deshalb *pétrin à vis d'Archimède.*

Den grössten Ruf unter den hierher gehörigen Maschinen haben sich die von FERRAND und von LASGORSEIX erworben. Beide sind sich in den Hauptsachen so ähnlich, dass hier nur die erstere abgebildet worden ist (eine gute Abbildung der Maschine von LASGORSEIX ist mir nicht einmal bekannt). *Fig.* 35 und 36 (Taf. 42) geben eine Vorder- und Endansicht der FERRAND'schen Maschine (in Frankreich auf 5 Jahre patentirt den 8. Juli 1829, s. *Brev. d'Inv. XXVIII. p.* 204. *pl.* 27; HERPIN's Bericht darüber: im *Bull. de la Soc. d'Enc.* 1833. *p.* 76; DINGLER's Journ. Bd. XLIX. S. 371). Auf dem Gestelle *A A* ruht der etwas mehr als halbcylindrische oben etwas ausgeschweifte eichene Trog *B*, dessen innere Oberfläche gut abgerundet und in einer Breite von 18″ (am Boden) mit verzinnten Eisenblechplatten, mittels Schraubenstiften, ausgekleidet ist. Aussen ist der Trog im Abstande von etwa 2″ mit einem Blechmantel versehen und der Raum zwischen Trog und Mantel kann durch *a a* mit heissem Wasser gefüllt, durch *b b* wieder entleert werden — eine Einrichtung, die für die Regulirung der Temperatur, besonders im Winter, sehr gut ist. Die Seitenwände des Troges haben Einschnitte *c c*, die mit Metall gefüttert, abgerundet und so tief sind, dass die darin liegende und durch Vorstecker *d* zurückgehaltene Welle gerade in die Axe des Troges fällt. Bei den grösseren FERRAND'schen Apparaten ist der Trog in der Mitte mit einem Falze versehen, in den man eine Scheidewand (*fontaine*) *e* nach Belieben einschieben kann. Der Knetapparat besteht aus der starken schmiedeeisernen Welle *C*, um welche ein schneidendes, 2″ breites Blatt *f f* in einigem Abstande spiralförmig herumgewunden ist. Die je dritte Windung ist durch einen senkrecht auf der Welle stehenden Arm *g* unterstützt. Bei den Apparaten mit Scheidewand ist auf jeder Hälfte der Welle eine Spirale befestigt und beide stossen in der Mitte nicht ganz zusammen, wie die Abbildung zeigt. Man kann natürlich drei und mehr Abtheilungen und eben so viel getrennte Spiralen anbringen. Die Wirkung dieses Knetapparates ist sehr klar; der Teig wird zerschnitten und zugleich in der Richtung der Spirale nach einer Seite und bei umgekehrter Drehung wieder zurückgeführt. Die Zapfenlager der Welle *C* befinden sich nicht im Troge selbst, sondern an zwei einarmigen Hebeln *D*, die ihre Drehpunkte bei *h* am Gestelle haben; an den vordern Enden dieser Hebel befinden sich Haken und von diesen gehen Seile *i* aus, die sich über Rollen *k* in säulenförmigen Verlängerungen *l* des Gestelles schlagen und hinten wieder herabgehen, um sich auf die Enden der quer durch den hintern Theil des ganzen Gestelles gehenden Walze *m n* aufzuwinden. An einem Ende trägt diese Walze das Zahnrad *o* und dieses greift in das mit einem Sperrrade *p* versehene Getriebe *q*, an dessen Welle die kleine Kurbel *r* sitzt. Man kann so nach Belieben den Knetapparat in die Einschnitte des Troges herablassen und wieder zu jeder beliebigen Höhe hinaufwinden. — An der einen Seite ist die Welle des Knetapparates etwas über das Lager hinaus verlängert und daselbst das Zahnrad *s* aufgezogen, welches, wenn die Welle im Troge liegt, durch ein Getriebe mit Kurbel und Schwungrad in Umdrehung versetzt werden kann. — Nach HERPIN's Angabe

kostet eine Maschine von den angegebenen Dimensionen, in welcher ein (?) Mann binnen 20 Minuten 500 Kilogr. Teig bearbeiten kann, 2000 Fr. Uebrigens hat Ferrand seine Maschine nicht allein zum eigentlichen Kneten, sondern auch zur Bereitung des Vorteiges bestimmt. Für die ersten Operationen wird der Knetapparat weniger tief eingelassen als für die folgenden. 4—5 Minuten reichen für den Vorteig hin; dann wird der Knetapparat ausgehoben, das übrige Mehl und Wasser vorläufig im Troge ausgebreitet, der Knetapparat ganz niedergelassen, 5—6 Minuten lang geknetet (bei 82 Umdrehungen in der Minute, von denen je 6 hintereinanderfolgende für die abgebildete Maschine nach der einen oder der andern Richtung geschehen), dann Wasser auf den Teig gegossen, noch 4—5 Minuten lang geknetet, und nun nach Entfernung der Vorstecker der Knetapparat ganz ausgehoben und der daran hängengebliebene Teig mittels zweier Schabeisen entfernt. Das Schabeisen wird dabei so an die beiden Flächen der Spirale gehalten, dass die Schärfe abwärts sieht, und nun die Welle von einem zweiten Arbeiter in entgegengesetzter Richtung umgedreht; dabei muss sich natürlich alles hängengebliebene ablösen und in den Trog zurückfallen.

Die Knetmaschine von Lasgorseix (*Annales de l'Ind.* 1830. *No. III.*; Gaultier de Claubry a. a. O.; *Maison rustique du XIX. Siècle Vol. III. p.* 443; Dingl. Journ. Bd. XXXVII. S. 174) kann, was den Trog und die Welle, sammt den auf Bewegung u. s. w. bezüglichen Theilen anlangt, gerade wie die vorige oder einfacher, etwa wie die Maschinen von Duguet, construirt sein. Um die Axe sind aber hier keine Spiralen gewunden, sondern einzelne, schräg gestellte, durch radiale Arme mit der Welle verbundene Reifen, welche den Teig, so lange er noch dünn ist, zerschneiden und zerrühren, später aber mit in die Höhe nehmen und in Bändern herabfallen lassen.

3. Maschinen mit feststehendem, oblongem Troge und longitudinalen Knetwalzen. Hier bietet sich uns vor allen die vielfach und, wie es scheint, mit Recht gerühmte, 1828 von den Gebrüdern Guy erfundene, später an die Herren *Cavalier frères et Co.* in Paris übergegangene (in England Poole patentirte), nach diesen benannte und von ihnen noch jetzt vorzugsweise (in Deutschland von Leuchs & Comp. in Nürnberg) gebaute und verkaufte Knetmaschine dar, welche wir in *Fig.* 13—16 (Taf. 40) abgebildet finden. *Fig.* 14 ist eine Vorderansicht, *Fig.* 13 die eine, *Fig.* 15 die andere Endansicht, *Fig.* 16 ein den Endansichten paralleler Durchschnitt. Der Trog *A A* ist von starken eichenen Bohlen zusammengesetzt und die vier Wände unter einander und mit dem Boden durch Schrauben *a a* verbunden; der Längen-Vertikalschnitt des Troges bildet ein Oblong, der Querschnitt verjüngt sich aber nach unten und die zwischen den Seitenwänden und dem Boden entstehenden Ecken sind noch durch der Länge nach eingelegte Winkelstücke *b b* abgerundet. Bis *c c* ist die innere Oberfläche des Troges mit starkem Eisenblech verkleidet. Der ganze, auf niedrigen Böcken *d d* ruhende Trog kann durch einen geraden Holzdeckel *B* auf die aus *Fig.* 16 ersichtliche Weise geschlossen werden. Die Endwände des Troges haben von oben bis nahe zum Boden niedergehende Schlitze *C*. In diese passen die eisernen Schieber *e e*, welche nach aussen mit einem kleinen Umschlage übergreifen, an der innern Seite aber seitlich mit Backen versehen sind, zwischen denen der Streicher *E* sich auf und nieder schieben kann. Die untern Enden dieser Schieber bilden die Zapfenlager für den

Zapfen *f* der hohlen gusseisernen Walze *D*. Ueber diesem Zapfenlager trägt jeder Schieber nach aussen einen starken Stift *g*; dieser wird durch das Loch des Hebels *h* gesteckt, welcher seitwärts bei *i* seinen Drehpunkt hat, und durch einen Vorstecker befestigt. Der andere Arm des Hebels *h* kann innerhalb eines als Kreisbogen gekrümmten, mit einer Reihe von Löchern versehenen Bügels *k* auf und nieder bewegt und mittels der Schraube *l*, welche man in ein Loch des Bügels und in das im Hebelarme angebrachte Loch steckt, an jeder Stelle fixirt werden. Man muss nun die Länge der Hebelarme und die Entfernung der Löcher im Bügel kennen, um genau zu wissen, um wie viel man den Abstand der Walzenoberfläche vom Boden des Troges verändert, sobald man den Hebel um ein Loch nach oben oder unten verstellt, d. h. also die ganzen Schieber *e* mit allen daran befindlichen Theilen hebt oder senkt. Die Regulirung dieses Abstandes ist natürlich für den Knetprocess wesentlich. Während nun die Walze *D* fortwährend den Teig zu Platten auswalzt und zwischen sich und dem Trogboden durchführt, dient der Streicher *E* dazu, die mit herumgeführten Teigmassen oben von der Knetwalze abzustreichen. Er besteht deshalb aus einer eichenen, unten zugeschärften und mit Eisenblech beschlagenen Bohle von der ganzen Länge des Troges, so dass sich die Enden zwischen den Backen der Schieber *e* auf und nieder schieben können. Auf dem Rücken des Streichers sind zu beiden Seiten die Lappen *m* aufgeschraubt, durch deren freie Enden die mit Köpfen *o* versehenen Schrauben *n* gehen, welche sich mit den untern Enden auf die Zapfenlager der Knetwalze stemmen. Mittels dieser Schrauben regulirt man den Abstand des Streichers von der Knetwalze. Diese sowohl, als die vorhin erwähnte Regulirung, müssen natürlich allemal gleichzeitig an beiden Enden vorgenommen werden. Der Bewegungsmechanismus, der begreiflicherweise mit dem einen Schieber *e* fest verbunden sein muss, besteht aus dem Zahnrade *F*, welches an dem verlängerten Walzenzapfen sitzt, dem Getriebe *G* und dem Schwungrade *H* mit der Kurbel *I*. — Aus der beschriebenen Einrichtung geht hervor, dass man mit dieser Maschine das Kneten so ausführt, dass der Teig durch Bewegung der Walze nach einer Richtung aus der einen Hälfte des Troges in die andere und dann durch Umdrehung im entgegengesetzten Sinne wieder zurückgeführt wird u. s. f. Man fängt dabei mit der höchsten Stellung der Walze an und vermindert sie immer mehr, wie die Mischung vorschreitet. Man bringt zuerst den Sauerteig, dann das ganze Wasser und hierauf allmählig den grössten Theil des Mehles in den Trog und vermehrt während der Arbeit die Consistenz nach Erforderniss durch Mehlzusatz; gegen das Ende wird der Teig mit Wasser öfters besprützt. Die Dauer der Operation lässt sich natürlich nicht im Allgemeinen bestimmen. Wenn die eine Seite des Troges leer geworden ist, kratzt man, ehe man in entgegengesetzter Richtung zu drehen anfängt, mit einem Handkratzer den Teig von den Wänden. Das Wasser muss, weil die metallene Walze viel Wärme ableitet, etwas wärmer als gewöhnlich angewendet werden. Man könnte übrigens leicht auch hier die Vorrichtung von Ferrand zum Erwärmen des Backtroges (s. oben) in Anwendung bringen. — Man bemerke übrigens, dass die Erfinder ihre Maschine nicht blos zum eigentlichen Kneten, sondern auch zur Bereitung des Vorteiges angewendet wissen wollen. In den angegebenen Dimensionen fasst die Maschine 600 ℔ Teig. Man kann, wenn es wünschenswerth sein sollte, den Trog leicht so einrichten, dass er durch hölzerne

Scheidewände (aus zwei Theilen mit Ausschnitten für die Knetwalze) in mehrere Abtheilungen getheilt werden kann. Der Eisenbeschlag des Bodens scheint überflüssig, dagegen der Mangel von Kratzern für die Seitenwände, welchen man gerügt hat, nicht erheblich und nicht ohne unnöthige Complication der Maschine zu heben. (*Annales de l'Industr.* 1830. *Nr. III. et IV. Register of Arts* 1830. *Juni p.* 17. *Bull. de la soc. d'encour.* 1830. *p.* 307. *Dict. technol. art. pétrin.* DINGL. Journ. Bd. XXXVII. S. 166 ff.)

An die eben beschriebene Maschine schliesst sich unmittelbar die Walzenknetmaschine von DUMOUSTIER (s. baiersches Kunst- und Gewerbebl. 1834. Heft 2. S. 49) an. Der Knettrog ist ganz dem von CAVALIER ähnlich, nur die Ecken nicht abgerundet; die Knetwalze scheint nicht verstellbar zu sein; der Streicher ist von Holz, aber an seinem untern Rand sind zwei Arme angeschraubt, welche die obere Walzenhälfte umfassen; dadurch werden also zwei abstreichende Kanten für die beiden Seiten gebildet und der Teig eher abgestrichen, als bei CAVALIER; ein Vorzug dieser Einrichtung ist nicht recht klar. DUMOUSTIER bestimmt seinen Trog nur zum Kneten, da er noch einen besondern mit Flügelwelle versehenen Weichtrog hat, der im Wesentlichen mit dem übereinkommt, welcher zu seiner eben beschriebenen Knetmaschine mit Kugeln gehört.

Endlich ist hier zu erwähnen die Knetmaschine von GOBBELSCHROY (*Industriel belge* 1829. *Sept. p.* 239; *Férussac bulletin* 1830, *Août p.* 361; DINGL. Journ. Bd. XLI. S. 155). Der Trog derselben ist halbcylindrisch; am Boden desselben drehen sich aber zwei parallele, cannelirte, hölzerne (oder noch besser verzinnte eiserne) Knetwalzen, deren gegenseitige Entfernung und deren Abstand vom Boden auf ähnliche Weise regulirt werden kann, wie bei CAVALIER. Sie werden mit ungleicher Geschwindigkeit in entgegengesetzten Richtungen umgedreht, und zu dem Ende sind an ihren verlängerten Axen Zahnräder mit ungleicher Zähnezahl befestigt, welche durch ein Getriebe an der Kurbelwelle umgedreht werden. Der Boden des Troges ist nicht eben, sondern zeigt zwei halbcylindrische Rinnen mit einem Grathe dazwischen, der in den Zwischenraum der Knetwalze hineinragt. Der ganze Boden lässt sich aufklappen. Die Seitenwände des Troges sind mit Bretern bekleidet, die ihrerseits mit Eisenblech überzogen sind und die man durch Schrauben den Walzen etwas nähern kann.

4. Knetmaschinen mit vertikaler Axe. *a*) Mit drehbarem Troge und Knetwerkzeugen. Hierher gehört vorzüglich die Knetmaschine von DAVID (in Frankreich patentirt den 30. Juni 1830; s. *Brevets d'Inv. XXIX. p.* 176 *pl.* 20), welche auf Taf. 42 *Fig.* 37 im vertikalen Durchschnitte, *Fig.* 38 in der obern Ansicht dargestellt ist. *Fig.* 39 — 44 stellen einzelne Theile dar. *a a* ist das hölzerne Gestelle der Maschine; zwischen den untern und mittleren Querbalken desselben dreht sich der hölzerne, umgekehrt conische Trog *p* mittels der vertikalen Welle p_1, welche unterhalb eine Rolle p_2 für den Laufriemen trägt, innerhalb des Troges aber von dem Conus *z* umgeben ist, dessen Neigungswinkel dem der Trogwand entspricht, so dass ein kreisförmiger nach unten verjüngter Raum entsteht. Senkrecht auf der Mitte des Troghalbmessers steht die vertikale Axe *n* (deren Lager in dem obern und mittlern Querbalken des Gestelles sich befinden), an deren unteres Ende das in *Fig.* 44 für sich in grösserem Massstabe dargestellte Holzkreuz *s s* aufgeschoben und durch Bolzen festgehalten wird. Die Arme dieses Kreuzes haben Schlitze *y*; in diese schiebt man die horizontalen Lappen *u*

der Streicher (*palettes*) *o* ein und befestigt sie durch Pressschrauben *v*. Diese in *Fig.* 39 und 40 für sich dargestellten Streicher bestehen aus den hölzernen, an die eisernen Arme *t* festgeschraubten Blättern *x*; ihre schräge Kante entspricht der Abschrägung der Trogwände. An diese Kanten kann man die in *Fig.* 41 und 42 für sich abgebildeten Rechen (*rateau*) *q* festschrauben, deren Zinken bei Umdrehung des Kreuzes zwischen den Zinken des feststehenden, oben an den Querbalken des Gestelles festgeschraubten und mit dem Rücken fest an der äussern Trogwand anliegenden Rechens *r* hindurchgehen. Diese Rechen wirken nur bei Bereitung des Vorteiges, beim eigentlichen Kneten werden sie entfernt. Im Anfange kann man auch gegitterte Rahmen *Fig.* 43 an die Arme des Kreuzes befestigen. — Die vertikale Axe *n* erhält ihre Bewegung durch die Winkelräder *m* und *l*, von denen letzteres zugleich mit den Zahnrädern *i* und *h* an der horizontalen Welle *k* aufgezogen ist. Parallel der Welle *k* liegt die Welle *g*, welche an einem Ende das Schwungrad *f*, am andern die Kurbel *b* trägt und an welcher die Zahnräder *d* und *c* aufgezogen sind; in der Grösse entsprechen sich *d* und *h*, *c* und *i*; man lässt daher entweder *c* und *h* in einander greifen, wenn man Geschwindigkeit, oder *d* und *i*, wenn man Kraft haben will. Die Aus- und Einrückung dieser Zahnräder wird bewirkt durch die Klaue *e*. — Man kann auch zwei Systeme von Rührwerkzeugen in demselben Troge anbringen, wie sich von selbst ergibt. — Man kann dieser Maschine mit Recht den Vorwurf zu grosser Complication und daher zu häufiger und schwieriger Reparaturen machen.

Dem David'schen Instrumente in der Wirkung sehr ähnlich ist *Lahore's pétrin fraseur* (patentirt in Frankreich den 25. Juli 1829; s. *Brev. d'Inv. XXVII. p.* 298*ff. pl.* 35). Der Trog ist bei Lahore ebenfalls ein umgekehrter, entweder stark abgestumpfter oder vollkommener Kegel, auf dem Ende einer vertikalen Welle sitzend und drehbar. Der Kegel besteht aus einem Mantel von Eisenblech, der innen mit Holzdauben verkleidet, unten, wo er an der Welle sitzt, mit einem gusseisernen Schuh versehen ist. An einem Arme des obern Gestellbalkens ist eine mit der innern Kegelfläche parallele, verstellbare Streichklinge unveränderlich befestigt; in der Axe ist dagegen an einer von oben herab reichenden vierseitigen Axe entweder eine an den Enden abgeschrägte Klinge, oder, wenn man den abgestumpften Trog braucht, eine mit Stäben versehene Laterne angebracht, die sich höher und tiefer stellen lässt. Die Laterne erhält mittels eines über Rollen gehenden Seiles und einer Hebelverbindung eine auf und nieder oscillirende Bewegung. Am tiefsten Punkte ist der Trog mit einer verschliessbaren Abflussöffnung versehen, durch welche man, wenn der Teig für feinere Gebäcke bestimmt ist, denselben in den untergestellten *fileur-batteur* gelangen lässt. Dies ist eine feststehende oben offene Tonne, durch deren Boden, von einem Rohre umschlossen, sich eine vertikale, drehbare Welle erhebt, auf deren Ende ein Holzkegel mit der Spitze nach oben aufsitzt. Dieser 4 — 5″ hohe Holzkegel ist von einem ebenfalls conischen, abgestumpften Mantel umgeben, dessen Wände weniger geneigt sind als die Fläche des Kegels und der durch Spreitzen so mit dem Kegel verbunden ist, dass der obere Rand des Mantels ziemlich weit von der Kegelspitze absteht, und so eine Mündung bildet, in welche der Teig einfällt, während zwischen den untern Rändern des Kegels und Mantels nur eine 3 — 4‴ weite Spalte bleibt, durch welche der Teig vermöge der Centrifugalkraft ausgetrieben

und in die Tonne geschleudert wird. — Bei den für Schiffszwieback- und Militärbäckereien bestimmten Apparaten kann dieser letztere Theil ganz wegbleiben.

Ein Mittelding zwischen den Walzenknetmaschinen und den vorigen ist die für Schiffszwiebackbäckereien bestimmte Maschine von Bruce (patentirt in England den 14. August 1834; s. *Rep. of pat. Inv. Juli* 1835 *p.* 14. Dingl. J. LVIII. S. 154), welche auf Taf. 42 in *Fig.* 38 von der Seite, in *Fig.* 39 von oben abgebildet ist. Statt des Troges ist hier nur eine ebene hölzerne Tafel vorhanden, der Knettisch *b*, dessen vertikale Welle *c* sich in den Zapfenlagern *d d* des Gestelles *a a* umdreht. An der unteren Fläche des äussern Randes ist dieser starke kreisförmige Tisch mit einer Verzahnung *e* versehen, in welche das Getriebe *f* eingreift. Letzteres ist an der in den Lagern *g* und *h* liegenden horizontalen Welle aufgezogen, die zugleich das Schwungrad *i* und die Kurbel *j* trägt. Durch die Streben *k k* erlangt der Tisch noch mehr Festigkeit. Ueber diesem Tische sind nun folgende feststehende Werkzeuge angebracht: Erstens zwei hölzerne Kegel, ein glatter *l* und ein cannelirter *m*, beide mit ihren Zapfen in den Rahmen *u*, *o* aufgehangen; die Rahmen gleiten in Schlitzen des Gestelles und können durch die Hebel *p*, an welchen Laufgewichte hängen, gehoben und gesenkt werden, so dass sich dadurch der Abstand der Kegel vom Tische und der Druck genau reguliren lassen; zweitens die gebogenen Streicher von Eisenblech, der grössere *q*, welcher an das Gestelle angeschraubt ist, und der kleinere *r*, welcher an den vorigen durch die Spreitzen *s s* befestigt wird; sie sammeln den durch die Walzen ausgebreiteten Teig wieder. — Man bringt das Gemenge aus Mehl und Wasser auf den Knettisch zwischen die Streicher und setzt dann die Maschine in Bewegung. Der Teig gelangt erst unter den glatten, dann unter den cannelirten Kegel, wird von den Streichern wieder gesammelt und so fort, bis die Operation beendet ist.

b) Mit feststehendem Troge und drehbaren Knetwerkzeugen. Unter diese Rubrik gehören viele ältere Maschinen. Diese Abtheilung hat eine gemeinschaftliche Aehnlichkeit mit den für die Zubereitung des Thones für Ziegel-, Porcellan-Fabriken u. s. w. üblichen Maschinen; diese Aehnlichkeit ist in der Uebereinstimmung des Zweckes begründet und mit wenig Abänderungen wird man daher die zunächst für den einen Zweck bestimmten auch für den andern benutzen können; man vergleiche daher die Artikel, welche die zur Ziegelfabrication und Thonwaarenfabrication dienenden Maschinen abhandeln, wo die betreffenden Vorrichtungen beschrieben werden. Vorzüglich gross ist diese Aehnlichkeit bei denjenigen Knetmaschinen, welche zwar dem Principe nach hierher gehören, aber wegen ihrer continuirlichen Wirkung (indem sie stets neue Materialien an einem Ende aufnehmen und fertigen Teig am andern ausliefern) in einem besondern Abschnitte zusammengestellt werden. Besonders auffallend ist z. B. die Uebereinstimmung zwischen Hebert's continuirlicher Knetmaschine und der Knetvorrichtung an Terrasson-Fougère's Ziegelstreichmaschine. Hier werden wir jetzt nur einige speciell für das Brodbacken bestimmte, nicht continuirlich wirkende Maschinen mit feststehendem Troge und vertikaler Axe beschreiben.

Wenn man das Plateau als Trog gelten lassen will, gehört eigentlich auch die oben nach Rees unvollkommen beschriebene ältere Vorrichtung der englischen Zwiebackbäckereien hierher. Ferner die älteste der genauer bekannten Knetmaschinen, die von einem unbekannten Erfinder

herrührende, schon 1789 in einigen Bäckereien von Genua eingeführte genuesische Knetmaschine, von der freilich keine vollkommene Abbildung bekannt ist. (S. bei Nicholson p. 162 pl. 18; ferner Geissler's Instrumente VI. 52; Magazin aller neuen Erfind. I. 208; Leuchs a. a. O. S. 297.) Die Maschine besteht aus einem starken, nach dem Boden zu in der Wandstärke zunehmenden, innen jedoch rein cylindrischen Troge von etwa gleicher Höhe und Weite, in welchem sich eine an einer vertikalen Welle befestigte Laterne von 4 Stäben umdreht. Die vertikale Welle wurde von der horizontalen Welle eines ausserhalb des Backraumes befindlichen Tretrades in Bewegung gesetzt. — Ferner gehört hierher die Maschine von Baracco (*Atti della Società patroitica di Milano*), 1811 dem Joseph Baker in England patentirt (s. Nicholson a. a. O.; vergl. auch Poppe Encycl. Bd. VIII. Art. Knetmaschine). Diese Maschine besitzt einen horizontalen kreisförmigen Trog, in welchem ein an dem Arme einer vertikalen Welle aufgezogener 3′ hoher, 14″ breiter Mühlstein herumgeführt wird; hinter dem Steine gehen Streicher her, die ebenfalls an horizontalen Armen der vertikalen Welle befestigt sind.

Von neueren Vorrichtungen ist hier nur die Knetmaschine von Neuhaus-Maisonneuve (patentirt in Frankreich den 28. Nov. 1829; s. *Brev. d'Inv. XXVII. p.* 334. *pl.* 37) zu erwähnen. Sie besteht aus einem aufrecht stehenden cylindrischen Troge von Holz; auf dem Boden ist ein aus 4 oder 8 eisernen Armen bestehendes Kreuz befestigt, dessen Arme kurze nach oben gerichtete Zinken haben; auf dem Kreuzungspunkte befindet sich ein sphärischer Zapfen, auf dem die am untern Ende einer vertikalen, vierseitigen Welle angebrachte Pfanne ruht. Die vierseitige Welle trägt sechs über einander liegende, aus Eisenstäben gebildete Kreuze, deren Enden durch vier vertikale, dicht an der Trogwand hinstreichende Schienen verbunden sind. Das oberste Kreuz dient nur als Halt, die vier folgenden haben vierseitige, mit den Kanten nach unten gestellte Stäbe, das unterste hat flache Stäbe, welche nach unten Zinken tragen, die zwischen den Zinken des Bodens durchgehen. Am obersten Kreuze können noch besondere Metallplättchen (*batteurs*) und Streichbreter befestigt werden. Oben trägt die vertikale Welle ein Holzkreuz mit langen Armen; an diese sind unterhalb Rollen angebracht, welche auf dem oberen Rande des Troges laufen, und daneben an vertikalen in die Arme geschraubten Zapfen horizontale Rollen, die sich gegen die äussere Fläche des Troges anlegen So wird die vertikale Stellung des Rührapparates gesichert, ohne dass es eines obern Zapfenlagers bedarf. Das Holzkreuz hat ferner noch eiserne Bügel, durch welche man den Hebel Behufs der Umdrehung des Rührapparates, die je nach der Localität eine continuirliche oder eine hin und hergehende sein kann, durchsteckt.

5. Knetmaschinen mit geradlinig gleitender Bewegung des Troges oder der Knetwerkzeuge. Diese Maschinen haben sich, schon der hin und her gehenden Bewegung halber, keines besondern Beifalls zu erfreuen gehabt; sie sind zum Theil sehr complicirt. Wir bilden von allen nur die Knetmaschine von Corrège (patentirt in Frankreich den 18. Mai 1830; s. *Brev. d'Inv. XXIX. p.* 173. *pl.* 19) ab, und zwar in *Fig.* 45 (Taf. 42) von der Seite, in *Fig.* 46 von oben. An die vertikalen Seitenwände eines mit kahnförmigem Boden versehenen hölzernen Troges *m* sind oben Schienen an der äussern Fläche befestigt, welche auf $\frac{2}{3}$ der Länge ihrer obern Ränder mit Verzahnungen *l* ver-

sehen sind; die Zähne stehen noch nicht ganz gleich mit den obern Rändern der Seitenwände, welche mit Schienen *h h* belegt sind. Der aus vier eisernen Stangen zusammengesetzte Wagen *f f* gleitet mittels der an seinen vier Ecken befindlichen Rollen *g g* auf den Schienen *h h* hin und her; an einem Ende trägt der Wagen zwei Docken, in denen sich die Zapfenlager für eine horizontale Welle *b* befinden, welche an einem Ende die Kurbel *c*, am andern das Getriebe *d* und das Schwungrad *e* trägt. Der Knetrahmen, welcher dem oben beschriebenen CLAYTON'schen ganz ähnlich ist, nur dass die die Kreuze verbindenden zu beiden Seiten schneidenden Klingen auch nach innen noch Zinken tragen, ist an der horizontalen Axe *a* befestigt, welche mittels der Getriebe *k k* an ihren Enden frei auf den Verzahnungen *l l* des Troges aufliegt, an der einen Seite aber verlängert ist, um das Zahnrad *i* aufzunehmen, welches vom Getriebe *d* seine Bewegung empfängt. Es ist klar, dass, sowie man die Kurbel dreht, nicht allein der Knetrahmen um seine Axe gedreht, sondern zugleich der ganze Wagen nach der einen oder andern Seite fortgerollt wird. Daraus geht hervor, dass die Bewegung an der Kurbel eine hin und her gehende sein muss, wenn man kein Wechselrad anwenden will. Der Erfinder hat durch diese von einem Ende des Troges nach dem andern hin und her gehende Bewegung des Knetrahmens offenbar gewählt, um das, was beim Kneten mit der Hand in oblongen Trögen statt findet, möglichst genau nachzuahmen. Indessen scheint dieses Hin- und Hergehen der Bewegung für das Gelingen des Processes an sich nicht wesentlich zu sein.

Eine ähnliche, vorzüglich zu Bereitung des flüssigeren Vorteiges bestimmte Vorrichtung hat auch der schon mehrmals erwähnte LAHORE angegeben (a. a. O.). Der Querschnitt des feststehenden Troges ist hier ein Dreieck (daher der Erfind. seine Maschine *pétrin délayeur à auge triangulaire* nennt); in ihm bewegt sich ein dreieckiger Rechen hin und her, welcher an einem Wagen hängt, der auf Schienen zur Seite des Troges mit Rollen läuft; die Schienen befinden sich nicht am Troge selbst, sondern auf dem Boden des Locales, der Wagen ruht daher auf vier sich nach unten verlängernden und am Ende die Rollen tragenden Säulen. Der Wagen wird durch eine Kette bewegt, welche um eine Rolle geschlagen ist, die mit einem Wechselrade nach Art der bei den englischen Wäschmangeln angebrachten *) aus einem Stücke besteht. Dieses Wechselrad wird durch eine Räderverbindung von einer Kurbel aus auf eine Weise in Bewegung gesetzt, die sich ohne Abbildungen nicht ganz deutlich machen lässt. Das Getriebe an der Kurbel (deren Welle mit einem Schwungrade versehen ist) greift nämlich in ein Zahnrad; zwei Löcher in diesem letztern nehmen das Gabelende einer schräg liegenden Stange auf, deren anderes Ende das in das Wechselrad eingreifende Getriebe trägt. Man würde sich natürlich eben so gut und besser des bei den englischen Wäschmangeln gebräuchlichen Mechanismus bedienen können. Ist die Mengung des Sauerteigs mit Wasser und Mehl durch eine etwa fünf Minuten fortgesetzte hin und her gehende Bewegung des Rechens vollendet, so wird statt des Rechens ein dreiseitiges Blech angebracht und der ganze Inhalt zu einem an dem einen Ende

*) S. den Artikel: ABAENDERUNG DER BEWEGUNG S. 80. Taf. 5. *Fig.* 162.

des Bodens angebrachten Loche hinaus befördert; er fällt dann auf den sogenannten *batteur*. Dieser ist ein Bret, am Ende des vertikalen Armes einer horizontal umgehenden, mit Schwungrad und Kurbel versehenen Welle angebracht. Auf dieses fällt der Teig und wird mit herumgenommen, bis das Bret gegen ein gespanntes Seil stösst, welches den Teig abstreift und in eine untergestellte Kufe fallen lässt.

David hat ausser seiner oben beschriebenen runden Knetmaschine noch eine ovale angegeben, welche hieher gehört (s. a. a. O.). Der Trog ist oval und ruht mittels vier Rollen auf einer Schienenbahn; in ihm drehen sich neben einander zwei Rührapparate von ganz derselben Einrichtung wie bei der beschriebenen Maschine von David. Eine der vertikalen Wellen trägt ein Excentricum, welches durch eine Zugstange die den Wagen hin- und herziehende Hebelverbindung in Thätigkeit setzt.

Brown's sehr unvollkommene Maschine (Magaz. aller neuen Erfind. IV. 202) besteht aus einem Troge, der sich der Länge nach fortschiebt, und einem feststehenden, quer in dem Troge liegenden, durch Hebel oder eine Krummzapfenwelle auf- und niederbewegten Holzstücke. Sie erscheint also als eine Verbindung der Principe der alten Breche und der Tabaks- oder Häckselschneidemaschine. Endlich gehört noch hieher die Knetmaschine von Wege in Hoogesand (*Ferussac bull. V.* 566; Leuchs a. a. O. S. 305). Der auf Rollen stehende längliche Backtrog steigt mittels einer gezahnten Stange eine schiefe Ebene hinauf; wenn er oben angelangt ist, wird der Sperrhaken ausgehoben und der Trog gleitet wieder herab. Das Knetwerkzeug ist ein gekrümmtes Holzstück, dem durch eine Hebelverbindung nur eine gerade auf- und niedergehende Bewegung ertheilt wird.

6. Knetmaschinen mit oscillirenden Trögen. Von dieser Art ist nur eine einzige Maschine bekannt, welche von Selligue herrührt (patentirt in Frankreich den 2. Juni 1829. S. *Brev. d'Inv. XXVIII. p.* 87. *pl.* 16. *Agriculteur-manufacturier* 1831. *Sept.* Dingl. J. XLV. 113). Da sie unter allen vorgeschlagenen ziemlich die complicirteste und daher nicht practisch ist, so begnügen wir uns, durch einen Aufriss *Fig.* 47 Taf. 42 das Princip zu erläutern, auf dem sie beruht. Die parallelepipedischen Tröge *a a* sind an einem Ende, bei *b*, mit einer Welle versehen, die sich in dem Gestelle *m m* dreht; an dieser Welle sitzen zugleich die gezahnten Bogen *c d* fest, welche in einander greifen; *d* hängt wieder mit dem Kammbogen *g* zusammen, welcher durch ein Getriebe, das mit Schwungrad *h* und Kurbel an einer auf dem Gestelle *n* ruhenden Welle sitzt, in hin- und hergehende Bewegung versetzt wird. Es ist klar, dass durch die Bewegung des Kammbogens die Tröge in Schwingungen von 60—100°, wie dies durch punktirte Linien angedeutet ist, versetzt werden. Die Tröge haben bei *e* Eintrags-, bei *f* Austragsöffnungen, welche durch Deckel verschlossen werden Im Innern der Tröge kann man nun entweder feststehende Rechen, oder transversale cannelirte Knetwalzen, oder Laternen anbringen, die sich leicht gleichzeitig in drehende Bewegung versetzen lassen und die Knetarbeit unterstützen. Ist die Operation vollendet, so dreht man die Tröge so, dass sie durch *f* ihren Inhalt in den Rumpf f_1 entleeren, setzt den Kammbogen ausser Eingriff mit der Hauptwelle und rückt dagegen die Winkelradverbindung *g* (in der Figur nur angedeutet) ein. Diese dreht in einem Hohlkegel *p* einen mit tiefen gewundenen Furchen (nach Art der Kaffeemühlen) versehenen umgekehrten Kegel *l* herum; in den Zwischenraum beider fällt

der Teig und wird in Bandform durch die Röhre in das Gefäss r entleert. — Das Princip der Maschine ist sinnreich und es lässt sich eine sehr gute Wirkung von ihr erwarten, wie auch Versuche gezeigt haben; aber sie ist theuer (eine doppelte Maschine, die in 20 Minuten 500 ℔ Teig fertig knetet, kostet 2500 Fr., grössere für 2000 ℔ 4000 Fr., einfache, wo nur ein Trog und ein Kammbogen vorhanden ist, 1200 Fr., ganz kleine Hausknetmaschinen 400 Fr.) und erfordert viele nicht immer leicht zu bewirkende Reparaturen. Die zur Bewegung nöthige Kraft ist nicht sehr bedeutend.

7. Continuirlich wirkende Knetmaschinen. Bei allen bisher beschriebenen Maschinen wurde eine bestimmte Quantität Teig auf einmal verarbeitet und auf einmal entleert; die Arbeit mit diesen Maschinen zerfiel daher in lauter einzelne Abschnitte. Dies kann auch nicht anders sein, wo auf eine tüchtige Durcharbeitung des Teiges gesehen werden muss; selbst für Schiffszwiebackbäckereien sind meist noch Maschinen dieser Art in Gebrauch. Neuerdings hat man jedoch, aber nur für Schiffszwieback, dessen Teig bekanntlich nur aus Mehl und Wasser ohne Gährungsmittel besteht, das Princip der continuirlichen Arbeit einzuführen und somit das gesammte zur Fertigung der Zwiebacke nöthige Maschinensystem den für die Ziegelfabrication vorgeschlagenen ähnlich zu machen gesucht; ja Clark, Nash und Langbottom haben sich geradezu eine Reihe von Maschinen sowohl für die Zwieback- als für die Ziegelfabrication patentiren lassen. Man lässt hier fortwährend Mehl und Wasser in den geeigneten Verhältnissen in den Knetapparat eintreten, während andrerseits das fertige Gemenge austritt, um in die Maschinen zum Auswalzen, Formen und Zerschneiden zu gelangen. Die Knetmaschinen dieser Art bewirken daher weniger ein eigentliches Kneten, — welches zum Theil erst beim Auswalzen des Teiges geschieht, — als ein inniges Mengen, und dieser Zweck lässt sich bei continuirlicher Arbeit allenfalls erreichen. Ein vollkommener Teig wird auf diese Art nie erlangt werden können. Die vorzüglichsten bekannt gewordenen Maschinen dieser Art, die wir übrigens nur dem Principe nach durch kleine Figuren erläutern, sind folgende:

Die Maschine von Hebert (patentirt in England den 24. Jan. 1833; s. *Lond. Journ. conj. Ser. Vol. XI. p.* 283. Dingl. Journ. LXVIII; S. 173) ist in *Fig.* 66 (Taf. 43) dargestellt; sie bildet daselbst den ersten Theil der Figur, die folgenden gehören der später zu beschreibenden Formung und Eintheilung des Teiges an. Der Trog *a a*, hier Rumpf (*hopper*) genannt, hat eine oben cylindrische, unten conisch verjüngte Gestalt; er ist durch einen convexen Deckel geschlossen und endigt sich unten in einen gekrümmten Abzugscanal. Durch den Deckel hindurch geht die vertikale mit Messerklingen besetzte Welle *b*, deren unterer Zapfen sein Lager in einem durch den Trog gehenden Querbalken hat. Die Welle empfängt ihre Bewegung durch eine Rolle. Durch das Rohr *c* fällt continuirlich Mehl auf das im obern Theile des Troges angebrachte Sieb *d* und wird, da dieses Sieb durch die excentrische Scheibe *e* in rüttelnde Bewegung versetzt wird, gleichmässig im Troge verstreut. Gleichzeitig gelangt das Wasser durch die durchlöcherte Röhre *g* hinein; sein Zufluss wird durch den Hahn *f* regulirt. Auf diese Art gelangen fortwährend oben Mehl und Wasser in den geeigneten Verhältnissen in den Trog, während unten fertiger Teig herausgeschoben wird.

Einfacher noch ist die Maschine von Cowderoy (patentirt in England den 14. Oct. 1831; s. *Lond. Journ. conj. Ser. Vol. VII. p.* 278); sie ist dargestellt in *Fig.* 51 (Taf. 42). In dem Fasse *a* befindet sich das reine oder mit der Hefe vorläufig gemengte Wasser; sein Ausfluss wird durch den Hahn *b* regulirt. Unterhalb dieses Hahnes befindet sich eine schiefe Ebene *d*, von drei Seiten durch Wände begränzt, die sich nach oben verlängern und den Mehlkasten *c* tragen, welcher mit einem Siebboden versehen ist. Unmittelbar über dem Siebboden dreht sich der Bürstencylinder *e* und befördert auf diese Art das Mehl gleichförmig durch den Sieb, indem er zugleich die Maschen desselben offen erhält. Auf der Ebene *d* kommen also Wasser und Mehl zusammen; auf derselben Ebene bewegt sich der Rechen *f* hin und her, indem er mit den Enden des Querbalkens *h* in den Leitungen *g g* gleitet. Seine Bewegung wird durch eine Hebelverbindung vermittelt. Der vorläufig gemengte Teig fällt von der schiefen Ebene in einen untergestellten langen Trog, in welchem sich ein zweiter Rechen *i* bewegt und den Knetprocess vollendet. Nach Cowderoy soll indessen der Teig nochmals auf die schiefe Ebene gehoben, abermals durchgearbeitet und von da in längliche auf Rollen stehende Kästen entleert werden, die ihn wieder zur Teigpresse befördern.

In dem Maschinensysteme, welches sich Clark, Nash und Langbottom am 13. April 1832 in England patentiren liessen, und welches ohne Zweifel besser für Ziegel als für Zwiebacke passt, besteht der Knetapparat aus einem vertikalen Cylinder, in welchen man oben die Ingredienzien einschüttet und in dem sich eine mit Messerklingen besetzte vertikale Welle umdreht. Die Klingen können unter verschiedenen Winkeln eingesetzt werden; sie sind auf der oberen Fläche wieder mit kürzeren aufrecht stehenden Klingen verbunden. Nach unten setzt sich der Cylinder in einem Trichter fort, der durch eine vertikale Scheidewand in zwei Theile getheilt ist und den Teig an den Formungsapparat abgibt. (S. *Lond. Journ. conj. Ser. Vol. VI. p.* 13; auch Dingler Journ. Bd. LVI. S. 423).

Endlich hat auch Overton sich am 3. April 1839 in England ein System von Maschinen zur Zwiebackbäckerei patentiren lassen (*Lond. Journ. conj. Ser. Vol. XV. p.* 350), dessen erster Theil ein nicht ganz continuirlich wirkender Walzenknetapparat ist, den man auf Taf. 41 *Fig.* 26 im Aufriss, *Fig.* 27 im vertikalen Durchschnitte abgebildet sieht. Derselbe besteht aus einem äusserlich vierseitigen, innerlich aber einen nach unten verjüngten Rumpf bildenden Troge *a*; unter demselben drehen sich die tiefgefurchten Walzen *b b* so, dass kein anderer Ausweg aus dem Troge nach unten statt findet, als zwischen ihnen hindurch. Die Walzen sind mit Zahnrädern *c c* versehen, die in einander eingreifen; an der Axe der einen sitzt noch das grössere Zahnrad *d*, welches von dem Getriebe *e* an der Kurbelwelle in Bewegung gesetzt wird. Der Teig wird unten von dem Behälter *g* aufgenommen, und indem er auf die schiefe Ebene *f* auffällt, nach dem Walzenapparate fortgeleitet. *f* wird jedoch erst eingesetzt, wenn der einmal durch die Walzen gegangene Teig wieder oben aufgegeben worden ist und das zweite Mal heraus kommt, weil er dann erst die nöthige gleichförmige Beschaffenheit und Consistenz hat, um als zusammenhängende Schicht fortgeschoben zu werden.

Ehe wir nun zur Zusammenstellung der Erfahrungen gehen, welche über den practischen Effect und die Vortheile verhältnissmässig nur

weniger unter den 40 angeführten Vorrichtungen bekannt geworden sind, und daran ein Urtheil über die Anwendbarkeit derselben zu knüpfen suchen, geben wir als Beitrag zur Geschichte dieses Theiles des Maschinenwesens folgende

Chronologische Uebersicht der bekannt gewordenen Knetmaschinen. Das Kneten ist bis auf die neuesten Zeiten bei allen Völkern fast ausschliesslich durch die Hände oder im grössern Massstabe mit den Füssen ausgeführt worden; nur für sehr steife Teige bedient man sich in verschiedenen Gegenden mehrerer Modificationen der Brecche (S. 679).

1787 soll Kaiser Joseph Versuche mit Knetmaschinen haben anstellen lassen, deren Erfinder und Einrichtung aber nicht näher bekannt geworden sind; um dieselbe Zeit hört man in Holland von einer Maschine von Montferrand, deren Construction uns ebenfalls nicht bekannt geworden ist.

1789. Genuesische Knetmaschine (S. 696).

1790. Ziborghi in Venedig (S. 679).

1803. Brown in England (S. 698).

1810. Lembert's Knetmaschine (S. 680), die erste, welche sich etwas weiter verbreitete und Aufmerksamkeit erregte. Maschine in Lausanne.

1811. Baracco (Baker; S. 669).

1815. Wege in Holland (S. 698).

1819. Rees erwähnt eine Maschine für Schiffszwiebackbäckereien, die jedenfalls älter ist (S. 679).

1826. Rothgeb in Baiern (S. 687).

1828. Gobbelschroy in Belgien (S. 693); Maugeret (S 689) und Duguet (S. 689) in Frankreich.

1829. Lahore (S. 694), Haize (S. 686), Ferrand (S. 690), Selligues (S. 698), Neuhaus (S. 696) in Frankreich.

1830. Frères Guy und Cavalier (S. 691), Lasgorseix (S. 691), Corrège (S.696), David (S. 693) in Frankreich; Grant (S. 685) und Clayton (S. 688) in England.

1831. Frank in Berlin (S. 687) und Cowderoy in England (S. 700).

1832. Clark, Nash und Langbottom (S. 700).

1833. Hebert in England (S. 699).

1834. Dumoustier in München (S. 693); Bruce in England (S. 695).

1839. Overton in England (S. 700).

1840. Fontaine in Paris (S. 680).

Allgemeinere Verbreitung haben bis jetzt nur die continuirlich wirkenden und die Maschinen von Grant und Bruce in der Schiffszwiebackbäckereien und die Knetmaschinen von Cavalier, Fontaine, Duguet, Ferrand, Lasgorseix, David in pariser Bäckereien gefunden; sonst finden sich nur einzelne in den grössern städtischen Bäckereien Frankreichs, Belgiens, Englands und Deutschlands (auch in Kopenhagen) zerstreut, so dass man weder von einer besondern Maschine noch von den Knetmaschinen überhaupt behaupten kann, dass die Zeit ihres Ueberganges in die allgemeine Praxis gekommen sei. Wir werden alsbald sehen, dass eine solche allgemeine Verbreitung wahrscheinlich überhaupt

nur für Bäckereien von bedeutender Ausdehnung des Betriebes erwartet werden kann.

B. Ueber den Effect und die practischen Vortheile und Nachtheile der Knetmaschinen. Nicht leicht sind gegen die practische Anwendbarkeit einer Gattung von Maschinen hartnäckigere und anscheinend begründetere Einwürfe gemacht worden, als dies, besonders in Deutschland, in Bezug auf die Knetmaschinen geschehen ist. Haben nun unleugbar an diesem Widerstande die Zunft-Vorurtheile, denn es handelt sich hier um Einführung von Maschinen in den Kreis eines eigentlichen, bisher fast nirgends fabrikmässig betriebenen Gewerbes, grossen Antheil, und geht dieser Antheil schon aus der einfachen Betrachtung hervor, dass man in Frankreich sich weit weniger als in Deutschland gegen die Knetmaschinen sträubt und dass es noch Niemand eingefallen ist, den Nutzen der Knetmaschinen in Schiffszwiebackbäckereien, die niemals Gegenstand des Betriebes durch einzelne Bäckermeister sein können, zu bestreiten; — ist ferner nicht zu verkennen, dass Anstellung von Versuchen mit unvollkommenen Apparaten (wie z. B. gewiss in den durch Kaiser Joseph in Wien 1787 veranlassten Proben), Unkenntniss der eigentlichen Wirkung der Maschinen und selbstgefällige Ueberschätzung der Handarbeit (wie in den Worten eines Bäckermeisters in Dingler's Journ. XXXVI. 111 und den als Muster kenntnissloser Beurtheilung aufzustellenden Bemerkungen eines Ungenannten zu der Maschine von Cavalier in Dingler's Journ. XXXVII. 166 ff.) ihren weitern Einfluss auf die erfolgten abfälligen Urtheile geäussert haben; — sind endlich durch neuere Versuche mit mehreren Maschinen und durch ihre wirkliche, nun mehrere Jahre fortgesetzte, practische Benutzung in den grösseren pariser Bäckereien jene Einwürfe in ihrer Allgemeinheit als widerlegt und die Vortheile guter Knetmaschinen als zweifellos festgestellt zu betrachten; — so werden wir uns doch der Verpflichtung nicht überheben können, die vorzüglichsten Einwürfe, denen immerhin etwas Wahres zum Grunde liegen muss, gegenüber den gerühmten Vortheilen näher ins Auge zu fassen. Wir werden auf diese Art zu einem unpartheiischen Urtheile über diese Angelegenheit zu kommen suchen. Dieser Versuch hat jedoch vor der Hand noch seine Schwierigkeiten, die einestheils darin, dass es in Deutschland an Gelegenheit fehlt, über die practischen Vorzüge der Knetmaschinen Beobachtungen zu sammeln, anderntheils aber in der noch verhältnissmässig geringen Anzahl der bekannt gewordenen brauchbaren Versuche über die Wirkung von Knetmaschinen liegen. Ausser den für die Kenntniss der Einwürfe der Bäcker wichtigen oben genannten Abhandlungen in Dingler's Journal und einigen Bemerkungen in der zweiten Auflage von Leuchs Brodbackkunde haben wir in dieser Beziehung nur den vorzüglichen Bericht von Gaultier de Claubry über die von einer Commission in Paris angestellten officiellen Versuche über die Maschinen von Cavalier, Lasgorseix, Ferrand, Selligue, David und Haize (*Annales d'Hygiene publique* 1839. *Janv. p.* 1 — 88 und *Oct. p.* 303) und die zum Theil sehr unvollständigen Versuche, welche Herpin mit Ferrand's, Payen mit Fontaine's, die Commission des preussischen Vereins für Beförderung des Gewerbfleisses mit Frank's Maschine angestellt haben und welche sich an den bei den erwähnten Maschinen bereits aufgeführten Orten finden. Im Folgenden kann daher auch zunächst nur auf die in diesen Arbeiten speciell berücksichtigten Maschinen sich bezogen werden, was insofern von

keinem Nachtheile ist, als sich unter denselben Repräsentanten der vorzüglichsten Principe finden und die Anwendung auf analoge Maschinen nicht schwer sein wird.

Betrachten wir zunächst, abgesehen von allen andern Umständen, die zum Betriebe der Knetmaschinen nöthige mechanische Kraft, so sind directe Versuche darüber noch gar nicht angestellt worden. Die vorhandenen Angaben sind folgende:

mit	Frank's	Maschine	kneten	2	Mann	340 ℔	Teig.
„	Lembert's	„	„	1	„	50 ℔	„
„	Lasgorseix	„	„	1	„	1000 ℔	„
„	Ferrand's	„	„	1	„	1200 ℔	„
„	Cavalier's	„	„	1	„	1200 ℔	„
„	Fontaine's	„	„	2	Hunde	1200 ℔	„
„	Duguet's	„	„	½	Pferdekraft	1000 ℔	„

Bei der grossen Maschine von Selligue wird von Selligue selbst im gefüllten Zustande die Summe der Widerstände = 20 Kilogr. angegeben. Diese Angaben entbehren aber jeder Vergleichbarkeit, da sie 1) auf unsichere Mannes- und Hundekräfte zurückgeführt sind; 2) die Verhältnisse zwischen den Längen der Kurbelarme, den Halbmessern der Räder und Getriebe, die Zähnezahl der letztern u. s. w., wie sie statt fanden, als man die Beobachtung machte, nirgends angegeben sind. Es ist aber sehr klar, dass man je nach der Einrichtung dieser letztern Verhältnisse unter sehr ungleichen Umständen mit einer Manneskraft auskommen kann, und dass man, wenn Räder und Getriebe zum Auswechseln vorhanden sind, mit derselben Maschine und demselben Arbeiter bald mehr, bald weniger, bald leichter, bald schwerer zu bearbeitenden Teig vornehmen kann. Man findet ferner nirgends eine Angabe über das eigene Gewicht der Maschine. Wir werden daher leichter zu einer ungefähren Beurtheilung der vergleichungsweise nöthigen Kraft gelangen, wenn wir die verschiedenen Hauptarten der Knetmaschinen näher ins Auge fassen und die bei ihnen statt findenden Widerstände aufzählen:

Bei den Maschinen mit cylindrischem, drehbarem Troge (Lembert, Fontaine u. s. w. S. 680) hängt die nöthige Kraft ab von dem Gewichte des Troges und der darin vorhandenen Teigmenge, und der sich daraus und den Zapfenstärken ergebenden Zapfenreibung. Insoweit liesse sich die erforderliche Kraft *a priori* bestimmen; da aber der Teig nicht den ganzen Trog füllt, sondern in demselben herumbewegt wird, so ergibt sich die Unmöglichkeit einer nur ungefähren Bestimmung des Hebelarmes, an dem man sich die herumbewegte Teigmasse wirkend denken soll. Uebrigens ist es hierbei nicht ganz gleichgültig, ob der Trog innen ganz leer, oder mit Knetkugeln, oder mit Querbalken wie bei Fontaine versehen ist; letztere Apparate vermehren die Masse der Maschine, aber auch in anderen Beziehungen den der Umdrehung entgegenwirkenden Widerstand. Wenn nämlich die ganze Teigmasse bald Theil an der Geschwindigkeit des Troges nähme, so würde sie bei leeren Trögen sich an den Wänden anlegen und mit herumgeführt werden, als wenn sie ein Theil des Troges selbst wäre; dadurch würde aber der Zweck des Knetens nicht erreicht werden. Daher dreht man leere Tröge, z. B. den Lembert'schen, langsam um, damit die mit dem Troge nach oben geführte Teigmasse Zeit habe, ihrer Schwere zu folgen und wieder herabzufallen. Dieses stete Emporheben und Wiederherabfallen des

Teiges bewirkt das Kneten, macht aber eben eine genaue Vorausberechnung der mechanischen Kraft nicht möglich, weil die Arbeit eine offenbar ungleichmässige ist. Bei FONTAINE's Maschine sollen die Querbalken den erwähnten Zweck noch besser befördern; sie thun dies einestheils, indem sie den herabfallenden Teig brechen, was auf die mechanische Leistung der Maschine ohne Einfluss ist, anderntheils aber, indem sie die Geschwindigkeit des Troges selbst haben und daher die Teigmasse, welche diese Geschwindigkeit immer wieder erst annehmen muss, fortwährend überholen und durchschneiden, und dadurch muss jedenfalls der Widerstand vermehrt werden. Aber so gross wird dieser Widerstand nie sein, als wenn sich Rührwerkzeuge mit gleicher Geschwindigkeit durch den ruhenden oder gar in entgegengesetzter Richtung bewegten Teig bewegten. Wir finden daher, mit obigen Betrachtungen in Uebereinstimmung, stets als Vorschrift bei dem Gebrauche dieser Art von Knetmaschinen eine langsame Umdrehung (4 — 5 in einer Minute), dann aber auch eine vergleichungsweise nicht sehr grosse Kraft als erforderlich angegeben.

Bei allen Maschinen mit feststehendem Troge, sei dieser nun liegend oder stehend, aber drehbaren Werkzeugen, kommt natürlich das Gewicht des Troges und der Teigmasse gar nicht in Betracht; der einzige zu überwindende Widerstand findet statt beim Durchgehen der Knetwerkzeuge durch den Teig. Von der Construction dieser Werkzeuge wird daher allein die hier nöthige Kraft abhängen und es ist klar, dass man durch klingenförmige, mit der Schneide in die Richtung der Bewegung gestellte Form derselben den Widerstand ungemein vermindern kann (wie FRANK in seiner Abänderung der ROTHGEB'schen Maschine vorgeschlagen hat und bei HEBERT's continuirlichem Knetapparat vorkommt). Da indessen der Zweck der Operation durch reines Zerschneiden der Masse nur unvollständig erreicht werden kann, so muss man entweder die vorausgehenden Theile der Knetwerkzeuge als Flächen bilden — wie bei HAIZE, GRANT, ROTHGEB, BARACCO, NEUHAUS, MAUGERET, COWDEROY, der genueser Maschine u. s. w. — oder man stellt die Schneide schief und an das Ende schiefer Flächen, welche eine Fortbewegung des Teiges selbst bewirken, indem sie sich hindurchschieben, wie bei FERRAND und LASGORSEIX. Im erstern Falle wird der Widerstand sehr bedeutend, um so mehr, je steifer der Teig wird, im letztern kommt zu dem Widerstande noch der zur Fortbewegung der Teigmasse an der schiefen Ebene nöthige Kraftaufwand. Kein Wunder also, dass die Knetmaschinen dieser Abtheilung im Allgemeinen schon mehr Kraft erfordern als die der vorigen. Dies wird noch bedeutender, wenn ausser den drehbaren Rührern auch der Trog selbst drehbar ist, wie bei CLAYTON und DAVID; es summiren sich dann beide Classen von Widerständen und es ist klar, dass DAVID, welcher nur eine stehende Zapfenreibung am Troge hat, gegen CLAYTON im Vortheile ist.

Mit der letztern Art kommen ziemlich überein die Maschinen mit hin- und hergehenden Rührwerkzeugen, aber feststehenden Trögen von LAHORE und von CORRÈGE.

In allen diesen Fällen wird die erforderliche Kraft immer grösser, je dichter der Teig wird.

Sehr vortheilhaft in mechanischer Hinsicht wirken die Knettröge von SELLIGUE, sobald das Gewicht der gefüllten Tröge durch die Zahn-

bogen balancirt wird; es sind dann effectiv nur die Zapfenreibungen und die Reibung der Zähne zu überwinden und die Angabe von Selligue über die geringe erforderliche Kraft erscheint nicht als übertrieben.

Die Walzenknetmaschinen, bei welchen die allgemeinen Bedingungen der Walzwerke eintreten, gehören rücksichtlich der erforderlichen Kraft jedenfalls zu den vortheilhaftesten, da nur die Bewegung der Walze selbst und die Reibung, die sie hierbei von dem Teige erfährt und die eben den Teig fortbewegt, in Betracht kommen.

Man wird finden, dass die vorhandenen allgemeinen Angaben diesen aus der Construction der verschiedenen Maschinen *a priori* gezogenen Folgerungen wenigstens nicht widersprechen.

Ziehen wir nun ferner in den Kreis unserer Betrachtungen die Zeit, deren es, vergleichungsweise mit Handarbeit, bedarf, um mittels der Knetmaschinen eine gewisse Teigmenge zu bearbeiten, so findet man, dass

mit	Frank's	Maschine	geknetet	werden	340 ℔	Teig	in	18	Minuten
„	Lembert's	„	„	„	50 „	„	„	20	„
„	Cavalier's	„	„	„	1000 „	„	„	30	„
„	Lasgorseix's	„	„	„	1000 „	„	„	15	„
„	Ferrand's	„	„	„	1200 „	„	„	20	„
„	Fontaine's	„	„	„	1200 „	„	„	16	„
„	Grant's	„	„	„	500 „	„	„	3	„

Lassen wir letztere Angabe weg, da Grant's Maschine nur Zwiebackteig bearbeitet, der einer besondern Sorgfalt nicht bedarf, und nehmen wir an, dass ein guter Arbeiter in der Stunde nicht wohl mehr als 400 ℔ Teig kneten kann, so ergibt sich für die meisten Maschinen eine 5 — 10fache Leistung. — Dennoch wird die daraus hervorgehende Ersparung an Arbeitslohn keineswegs hoch in Anschlag gebracht werden können, aus dem einfachen Grunde, weil alle übrigen Arbeiten der Bäckerei dieselben bleiben wie früher, und übrigens ein Gesell zwar nur kürzere Zeit beim Kneten zu verweilen braucht, aber dafür entweder ein gewöhnlicher Handarbeiter zum Drehen der Maschine, oder eine andere (Thier- oder Elementar-) Kraft erforderlich ist. — Da sich ferner, wie man sich leicht überzeugt, die zum Kneten mit Maschinen erforderliche Zeit ziemlich gleich bleibt, man mag nun weniger oder mehr Teig auf einmal bearbeiten, so ergibt sich als Resultat, dass die Knetmaschinen ihre mechanischen Vortheile nur da vollständig entwickeln, wo man grosse Teigquantitäten zu bearbeiten hat, also in den grösseren Bäckereien grosser Städte und in den Schiffszwiebackbäckereien, ganz besonders, wenn zugleich eine Elementarkraft disponibel ist. Die Erfahrung hat diesen Satz bis jetzt vollkommen bestätigt.

Eine weitere Bestätigung dieses Satzes liegt darin, dass die Anschaffungskosten der Maschine nicht in demselben Verhältnisse sich mindern, als die zu verarbeitenden Quantitäten, dass aber, mit Ausnahme der Maschinen mit leeren Trögen, sowie der Walzenmaschinen, die Wirkung jeder Knetmaschine nur bei der Teigquantität, für welche die Maschine berechnet wurde, die erwünschte sein kann. Es ergibt sich hieraus abermals eine Superiorität der beiden genannten Arten von Maschinen. — Was eben über die Progression der Anschaffungskosten gesagt wurde, wird bewiesen durch folgende Preiscourante patentirter französischer Maschinen:

Es kostet nämlich eine Maschine

von Cavalier	für	1000 ℔	1800	Fr.
„ „	„	600 „	1200	„
„ „	„	150 „	500	„
von Lasgorseix	„	1000 „	2000	„
„ „	„	500 „	1200	„
„ „	„	50 „	500	„
von Ferrand	„	1000 „	2000	„
„ „	„	500 „	1200	„
von Selligue	„	2000 „	4000	„
„ „	„	1000 „	2500	„
„ „	„	50 „	400	„
von Fontaine	„	1200 „	900	„
von Frank	„	350 „	186	Thlr.

Man wird die Preise, wie die Gegner der Knetmaschinen hervorzuheben nicht unterlassen haben, ziemlich hoch finden. Doch rührt dies theils von Patentverhältnissen her, erleidet also eine nicht unbedeutende Minderung, theils ist es in der That den oben erörterten mechanischen Leistungen gegenüber nicht so extravagant, wie man hat finden wollen. Es dürfte nicht schwer sein, die Zinsen dieser Preise durch die Ersparniss an Arbeitslohn, wenn sie auch nicht sehr bedeutend ist, zu decken.

Ehe wir endlich die rein mechanische Betrachtung der Knetmaschinen verlassen, müssen wir noch einen Blick auf die mehr oder minder leichte Behandlung verschiedener Vorrichtungen, sowie auf die an denselben zu erwartenden Reparaturen werfen.

In ersterer Beziehung ergibt sich aus dem, was bei den einzelnen Maschinen über die Arbeit mit ihnen gesagt wurde, dass abermals die Maschinen mit Knetwerkzeugen die schwierigste Behandlung erfordern, insofern bei ihnen allein das oft mit vieler Kraft, ja wohl, wie bei der Ferrand'schen, mit einiger Gefahr für die Glieder des Arbeiters verbundene Ausheben und Einheben der Knetapparate, sowie das ebenfalls viel Aufmerksamkeit und Vorsicht erfordernde Reinigen der Theile von hängenbleibendem Teige während der Umdrehung vorkommt. Die letztere Arbeit ist aber gerade sehr wichtig, da durch das Anhäufen der Teigmassen an und zwischen den Knetwerkzeugen der Gang der Maschine gehemmt und das Gelingen des Knetens überhaupt gefährdet werden kann, insofern sich dadurch Antheile der Masse den Einwirkungen der Knetwerkzeuge entziehen. Die Walzenmaschinen und die Maschinen mit rotirenden Trögen ohne Knetapparat verdienen auch in dieser Beziehung den Vorzug. — Dies ist gewiss auch in Bezug auf die Reparaturen der Fall; abgesehen nämlich von den an Rädern und Getrieben vorkommenden, die allen Maschinen gemeinschaftlich und durch vorhandene Ersatzstücke leicht und schnell zu bewirken sind, haben wir an diesen Maschinen nur wenige, und da nur Holz und Eisen und keine besonders schwierig geformten Theile vorkommen, meist leicht und von dem Bäcker selbst — bei den Walzenmaschinen oft nur durch Auswechselung der Walze — auszuführende Reparaturen zu erwarten. Ganz anders verhält es sich bei den übrigen Maschinen, welche ihrer Bauart und Wirkung nach zu häufigen Reparaturen der Knetwerkzeuge (bei Selligue besonders der Zahnbogen) Gelegenheit geben müssen, die selten oder nie vom Bäcker selbst und ohne bedeutende Kosten auszuführen sind. Am häufigsten wird bei

den Laternenmaschinen, denen von Haize und ähnlichen ein Bruch der von der Welle ausgehenden Arme eintreten, wenn man diese nicht zu dick und schwer anfertigen will; weniger sind schon die Maschinen von Lasgorseix und Ferrand, sofern sie nur von vorn herein mit der erforderlichen Solidität hergestellt sind, solchen Brüchen ausgesetzt; dafür sind aber auch gerade bei ihnen die Reparaturen am schwierigsten.

Haben wir nun gesehen, dass vom rein mechanischen Gesichtspunkte aus die Knetmaschinen allerdings Vortheile vor der Handarbeit bieten, dass diese, unter Berücksichtigung aller Umstände, am bedeutendsten bei den Walzenknetmaschinen und den Maschinen der ersten Abtheilung statt finden, dass sie aber überhaupt nur in grösseren Etablissements vollkommen empfunden werden können, so wenden wir uns nun zu der zweiten Hauptfrage, ob die Knetmaschinen auch wirklich das Kneten eben so gut verrichten, als es durch Handarbeit geschieht. Diese Frage ist von den Gegnern der Knetmaschinen geradezu verneint worden, während im Gegentheile die Berichte glaubwürdiger Personen über Versuche mit Knetmaschinen, wobei auch Bäcker concurrirt haben, von sehr verschiedenen Knetmaschinen die Vorzüglichkeit und besonders die vollkommene Gleichförmigkeit des Teiges loben und darauf hinweisen, dass diese grosse Gleichförmigkeit der Mischung auch eine Vermehrung der Brodausbeute, mit andern Worten eine vollkommnere Brodgährung zur Folge habe. Man vergl. besonders Frank a. a. O., Payen über Fontaine's Maschine a. a. O. und Gaultier de Claubry a. a. O. Die Erfahrung scheint demnach die Gegner der Knetmaschinen widerlegt zu haben. Die Verneinung der letztern trägt auch ganz das Gepräge eines Ausspruches *a priori*, gegründet auf die unrichtige Meinung, dass eine vollständige Mischung eines flüssigen Stoffes mit einem die Feuchtigkeit absorbirenden Pulver — und das, nichts Anderes, ist das Wesen des Knetprocesses — nur auf eine einzige Weise und zwar durch die Hände eines Menschen möglich sei. Bedenkt man aber, dass zu einer solchen Mengung weiter nichts erforderlich ist, als eine Bewegung der Gemengtheile nach verschiedenen Richtungen, so zwar, dass wo möglich kein Theilchen dieser die Veränderung seiner Lage bezweckenden Einwirkung entgehe, so scheint der Schluss viel näher zu liegen, dass dieser Zweck erstens durch sehr verschiedene Mittel erreicht werden kann, sobald nur die erste Bedingung einer steten gegenseitigen Lageveränderung der Theilchen erfüllt wird, und zweitens, dass eine sich vollkommen gleichmässig bewegende Maschine viel grössere Wahrscheinlichkeit biete, dass alle Theile successiv der Einwirkung unterliegen, als die Handarbeit. Und in der That finden wir es auch durch Gaultier de Claubry ganz besonders hervorgehoben, dass der Maschinenteig weit seltner Mehlklümpchen und schliffige Partieen darbiete, als der mit der Hand geknetete. Da aber alle Maschinen mit Rührwerkzeugen bei nicht fortwährender Nachhülfe sehr leicht durch Ansammlung von Teig an den Axen und in den Zwischenräumen der Klingen u. s. w. ganze Teigpartieen der ferneren Einwirkung entziehen, so werden sie leicht einen weniger vollkommenen Teig liefern *); ja es gibt bei den meisten

*) Dieser Uebelstand tritt natürlich bei den einfacheren Maschinen weniger hervor, so wird z. B. in dem Berichte über die mit der Frank'schen Maschine in der Berliner Militärbäckerei angestellten Versuche ganz besonders angegeben, dass nach Beendigung des Knetens der Teig sich vollkommen gut abgelöst

dieser Maschinen, da die Rührwerkzeuge nicht an alle Stellen des Troges gelangen können, mehr oder minder bedeutende todte Räume, so z. B. bei David's Maschine der Raum zunächst über dem Boden. Solche Räume finden sich weder bei Fontaine noch bei Cavalier. — Der letzteren Maschine hat man insbesondere den Vorwurf gemacht, dass sie nicht eigentlich knete, sondern nur wie ein „Nudelwalger" wirke. Abgesehen davon, dass die Verschiedenheit der Arbeit mit der Cavalier'schen Maschine von dem Nudelwalgen mit der Handwalze, wie es in den Haushaltungen vorkommt, nur von dem Vorurtheile übersehen werden kann, wird man selbst zugeben müssen, dass wiederholtes Auswalzen einer immer wieder in sich selbst zurückgeschlagenen Masse ein sehr wirksames Mittel zu Erzeugung guter Mischungen ist. Man muss es daher gewiss zum Theil Nebenumständen zuschreiben (z. B. der ausdrücklich angeführten schlechten Bedienung), wenn in Gaultier de Claubry's Versuchen der Teig mit der Cavalier'schen Maschine zwar sehr gut und brauchbar, aber das Brod etwas weniger porös ausfiel, als bei den andern geprüften Maschinen. Mehr Gewicht hat der Einwurf, wenn er so modificirt wird, dass nicht jedes Gebäck eine ganz gleiche Bearbeitung des Teiges verlange, und dass selbst beim Brodteige verschiedene Stadien des Knetens vorkommen, für welche alle unmöglich dieselbe Maschine passen könne; dass endlich die Maschine den Teig der gehörigen Beaufsichtigung während des Knetens entziehe, somit also die gehörige Abmessung des nöthigen und von der, bekanntlich veränderlichen, Qualität des Mehles bedingten Wasserzusatzes während der Operation, sowie die richtige Bestimmung der Dauer des Knetens erschwere.

Es soll nun zuvörderst zugegeben werden, und ist schon aus den über die in Gebrauch gekommenen Knetmaschinen vorhandenen Angaben zu ersehen, dass die Knetmaschinen für feines Gebäck, welches, um uns so auszudrücken, ein gewisses Individualisiren in der Behandlung des Teiges erfordert, nicht passen, sondern dass sie namentlich in der Brodbäckerei Platz ergreifen, obgleich es bei genauerer Betrachtung scheinen will, dass die Consistenzgrade des Teiges bei vollkommen egaler Mischung nur von den Bestandtheilen der Ingredienzien abhängen, daher auch feine Teige recht wohl durch Maschinen bereitet werden könnten. Der eigentliche Grund und der practisch durchgreifende, warum die Knetmaschinen auf die Brodbäckerei beschränkt bleiben dürften, liegt also darin, dass der reelle Vortheil bei so kleinen Knetmaschinen, wie sie für feinere Gebäcke nur in Anwendung kommen könnten, weit unbedeutender ist als bei grossen, ja dass in jenen Fällen, wo die Schwere der Teigmassen selbst beim Kneten wesentlich mitwirkt, ganz kleine Apparate völlig unpractisch sein würden. Wenn man indessen für gewisse Fälle die durch Maschinen unzweifelhaft gebotene grosse Reinlichkeit und Egalität der Arbeit sehr hoch anschlagen sollte, würde für alle Maschinen mit Knetwerkzeugen und die Walzenknetmaschinen der Anwendung kleiner Apparate ein practisches Hinderniss gewiss nicht entgegenstehen.

Was die verschiedenen Stadien beim Kneten des Brodteiges anlangt, so ist die Arbeit bei dem Ansäuren und der Bereitung des Vorteiges eigentlich von dem wahren Kneten nur durch die Consistenz der zu

---

und als zusammenhängende Masse auf dem Boden des Troges gelegen habe; er war vollkommen gut geknetet, wie die Qualität des daraus gebackenen Brodes bewies.

behandelnden Massen verschieden, und es lässt sich daher erwarten, dass viele unter den angegebenen Maschinen für alle Stadien gleich gut passen; darunter gehören namentlich die Maschinen von Fontaine und ein Theil der Maschinen mit Rührwerkzeugen, besonders die von Ferrand und Lasgorseix. Doch haben letztere schon den Nachtheil, dass sich ihre Bewegung mit dem Dickerwerden des Teiges unverhältnissmässig erschwert. Die andern Maschinen mit Rührwerkzeugen scheinen gerade die Operation des Einsäurens u. s. w. besser ausführen zu können als das eigentliche Kneten, weil die grössere Consistenz der Eigenthümlichkeit ihrer Wirkung weniger entspricht. Dagegen dürften die Walzenknetmaschinen vorzugsweise bei grösserer Consistenz passen. Dumoustier hat dies eingesehen und daher seinem Walzentroge eine Vorteigmaschine mit Laterne beigegeben. Indessen behauptet Gaultier de Claubry, dass Cavalier's Maschine auch zu Bereitung des Vorteiges geeignet sei. — Als practischer Vorzug einer Knetmaschine kann es gelten, wenn sie so eingerichtet ist, dass sie sich durch Scheidewände theilen lässt und somit bei jeder Operation die gleichzeitige Bereitung des Vorteiges für die folgende zulässt. Wir haben gesehen, dass Fontaine und Ferrand ganz besonders auf diesen Umstand Rücksicht genommen haben; aber auch bei Lasgorseix, Haize, Duguet, Cavalier u. s. w. würde das Einsetzen einer sogenannten Fontaine gar keine Schwierigkeiten haben.

Was endlich die angeblich erschwerte Beurtheilung des Ganges der Operation anlangt, so ist dieser Einwurf von keinem grossen Belange; er findet erstens bei den Maschinen mit offenen Trögen gar nicht statt, weil hier der Teig weder dem Auge entzogen, noch das Entnehmen von Proben gehindert wird; zweitens ist ja auch bei den Maschinen mit geschlossenen Trögen eine Unterbrechung der Arbeit keineswegs verboten, sondern wir finden in den Angaben über die Leitung der Arbeit bei diesen Maschinen in der Regel solche Unterbrechungen Behufs der Prüfung des Productes ausdrücklich erwähnt; drittens endlich mag wieder für feinere Gebäcke eine sehr scrupulöse Innehaltung gewisser Mischungsverhältnisse von grosser Wichtigkeit sein, bei dem Brode aber wird sehr bald die Erfahrung die passenden Verhältnisse zwischen Mehl und Wasser und den richtigen Zeitpunkt für den Zusatz des einen oder andern an die Hand geben, und die etwaigen Differenzen in der Qualität derselben Mehlgattung — die bei grossen Etablissements sich durch Herstellung einer mittleren Mehlsorte durch Mengung fast ganz umgehen lassen — sind nicht von derjenigen practischen Bedeutung, die man ihr beilegen will. Von Verfälschungen des Mehles im Grossen ist natürlich nicht die Rede und eine ganz gleichförmige Mischung wird vorausgesetzt. Endlich kann man ganz sicher gehen, wenn man, wie es auch für den Gang der Maschine am vortheilhaftesten ist, den Teig eher etwas zu nass als zu trocken hält und den sich etwa zum Schlusse der Operation ergebenden Wasserüberschuss durch kurze Zeit fortgesetzte Bearbeitung des Teiges bei offenem Troge entfernt, was bei der in den Kneträumen herrschenden Temperatur nicht so schwierig ist. — Man kann daher nicht einmal den Maschinen mit offenen Trögen nur dieses Umstandes wegen einen Vorzug zugestehen. Eher könnte man diesen darin erblicken, dass der Trog dieser Maschinen sich während etwa nöthiger Reparaturen der Knetwerkzeuge auch als Handbacktrog benutzen lässt, wenigstens in den meisten Fällen. — Für Zwiebackbäckereien fallen alle diese zuletzt erwähnten Einwürfe weg.

Ehe wir nun zu der Erzählung der von Gaultier de Claubry über die Brodausbeute beim Kneten mit Maschinen angestellten Versuche übergehen, haben wir nur noch einiger Einwürfe von geringerer Bedeutung zu gedenken und dieselben zu beseitigen.

Man hat gemeint, die Handarbeit sei darum vorzüglicher, weil sie dem Teige mehr Luft incorporire als die Arbeit mit Maschinen. Dieser Einwurf gründet sich auf die ganz falsche Ansicht, dass das Gehen des Teiges von mechanisch beim Kneten eingeschlossener Luft abhänge. Da die Unrichtigkeit dieser Ansicht völlig erwiesen ist, bedarf eigentlich auch jener Einwurf keiner Widerlegung. Indessen hat sich Gaultier de Claubry doch die Mühe gegeben, diese Widerlegung direct zu führen. Er liess sich zwei kleine für 16—20 ℔ Teig berechnete Maschinen nach Ferrand und Cavalier verfertigen, versah an beiden die Axenlager mit Stopfbüchsen und schloss die Deckel der Tröge durch einen Kitt von Brodteig und aufgesetzte Gewichte luftdicht, nachdem in beide Tröge die gehörigen Quantitäten Mehl und Wasser gebracht waren. Eine heberförmig gekrümmte, mit dem einen Ende in ein Wassergefäss tauchende Glasröhre stand luftdicht mit dem innern Raume des Troges in Verbindung. Man knetete nun und fand, dass bei keiner von beiden Maschinen das Wasser in der Röhre stieg. — Als Controle bestimmte man vergleichsweise die in mehreren Proben von gewöhnlichem Teig und Maschinenteig enthaltene Luftmenge dadurch, dass man die abgewogenen Proben unter Wasser malaxirte, bis keine Luftblasen mehr entwickelt wurden, und die Luft unter einer Glocke auffing. 1 ℔ durch Menschenhände bereiteter Teig gab in 7 Versuchen 9,8—19,4 (im Mittel 13,6) Cubikcentim. Luft, Teig von Ferrand's Maschine in 8 Versuchen 9,0—20,2 (im Mittel 13,0) Cubikcentim., endlich Teig von Cavalier's Maschine in 8 Versuchen 9,9—19,8 (im Mittel 14,5) Cubikcentim. Luft. — Es ergibt sich eigentlich von selbst, dass, wenn auch das Kneten einerseits mechanischen Lufteinschluss bedingt, es doch anderseits eben so viel Luft wieder auspresst.

Man hat ferner auf den Einfluss der thierischen Wärme der Arme des Arbeiters grossen Werth gelegt und darin (ohne zu bedenken, dass der Arbeiter immer nur eine kleine Teigportion berührt) ein Beförderungsmittel der Brodgährung gesehen. Ist dies nun auch fast lächerlich, so könnte man doch von Knetmaschinen, in denen viel Metall mit dem Teige in Berührung kommt, eine schnellere Abkühlung des Teiges fürchten. Gaultier de Claubry hat auch diesen Einwurf der experimentellen Prüfung unterworfen und dabei zugleich einen andern Umstand berücksichtigt, nämlich die Quantität von Eisen, welche im höchsten Falle aus einer solchen Maschine in den Teig übergehen könne. Wenn man in letzterer Beziehung annähme, dass bei der Maschine von Cavalier, wo das meiste Eisen mit dem Teige in Berührung kommt, sich bei jeder Operation etwa 10 Gr. Eisen und Eisenoxydul ablösten, so würde dies bei einem jährlichen Gebrauche der Maschine schon eine Gewichtsverminderung der Eisentheile um mehr als 30 ℔ bedingen, woran aber in der That, wie die Erfahrung gezeigt hat, nicht zu denken ist. Und doch würden 10 Gramm Eisen auf ein Teigquantum von 1000 ℔ oder 500000 Gramm nur einen Eisengehalt von $\frac{1}{5000}$ Procent bedingen, einen Gehalt, der lange noch nicht den natürlichen Eisengehalt der meisten Nahrungsmittel erreicht und weder durch Färbung noch durch Geschmack des Brodes bemerkbar, viel weniger aber schädlich werden kann. Messing und Kupfer

dürfte freilich nicht an den Knetwerkzeugen angebracht werden. — Was nun die behauptete Abkühlung des Teiges durch die Maschinen anlangt, so wird diese durch folgende Versuchsreihen von Gaultier de Claubry vollständig widerlegt, worin die Temperaturverhältnisse bei der Arbeit mit Maschinen und gleichzeitig fortgeführter Handarbeit verglichen wurden.

Maschine von Selligue.

	Einsäuren.		Vorteigkneten.		Eigentl. Kneten.	
Lufttemperatur	15,5°		17°		20°	
	Masch.	Handarb.	Masch.	Handarb.	Masch.	Handarb.
Temper. des Teiges vorher	17,5°	17°	17°	16°	17,5°	17°
Temperatur des Wassers	15,5°	15°	21°	22,75°	22,75°	22,75°
Temper. des Teiges zu Ende	17,5°	15,5°	18°	17,5°	16,5°	18°

Maschine von Lasgorseix.

	Einsäuren.		Vorteigkneten.		Eigentl. Kneten.	
Lufttemperatur	17,25°		17°		16,5°	
	Masch.	Handarb.	Masch.	Handarb.	Masch.	Handarb.
Temper. des Teiges vorher	15,5°	14,5°	16°	13,5°	16,5°	17,5°
Temperatur des Wassers	29,5°	24,5°	21°	28°	27°	24°
Temper. des Teiges nachher	16,5°	15,5°	17,75°	16,5°	17°	18,5°

Maschine von Cavalier.

	Einsäuren.		Vorteigkneten.		Eigentl. Kneten.	
Lufttemperatur	16,5°		17°		16,5°	
	Masch.	Handarb.	Masch.	Handarb.	Masch.	Handarb.
Temper. des Teiges vorher	18,5°	17,5°	19,5°	17,5°	19°	18,5°
Temperatur des Wassers	27,5°	22°	35°	22,25°	29°	23°
Temper. des Teiges nachher	18,75°	13,5°	17,5°	17,5°	19°	17,5°

Es ist dabei zu bemerken, dass in diesen Versuchen die Maschinen erst kurze Zeit vor Beginn der Versuche in den geheizten Arbeitsraum gebracht wurden, worin die Handbacktröge Tag und Nacht standen. — Man sieht also, dass die Abkühlung, wenn sie wirklich statt findet, nie so weit geht, dass sie dem Gährungsprocesse nachtheilig werden könnte. Sollte sie ja bei einer oder der andern Maschine etwas auffallender sein, so würde sie leicht durch Anwendung etwas wärmeren Wassers oder durch eine Erwärmung des Backtrogs, wie sie Ferrand vorgeschlagen hat, zu compensiren sein; in der That dürfte dies aber kaum jemals nöthig werden und man könnte darin leicht zu weit gehen, da zu grosse Erwärmung ein eigentliches Gehen des Teiges schon während des Knetens hervorrufen würde, was niemals von Vortheil ist.

Wir wenden uns nun zu den Versuchen von Gaultier de Claubry, welche mit den Maschinen von Selligue, Lasgorseix, Cavalier, David und Haize angestellt wurden, um vergleichungsweise mit der Handarbeit die dadurch erlangte Brodausbeute festzustellen, wobei zugleich auch das bei beiden Arten der Arbeit in den Teig eingehende Wasserquantum bestimmt wurde, theils um dem oben schon berührten Einwurfe der schwierigeren Beurtheilung des Wasserzusatzes zu begegnen, theils um den Vorwurf zu beseitigen, der auch schon erhoben worden ist, dass die Knetmaschinen unnöthiges Wasser dem Teige incorporiren. Vor Betrachtung der Resultate dieser Versuche muss man sich indessen vergegenwärtigen, dass allerdings die vollkommene Knetung eine Hauptbedingung

guter Ausbeute ist, dass diese aber doch noch von mannichfachen andern Umständen abhängt. Diese sind vorzüglich: 1) die Qualität des Mehles und dessen Verfälschungen; 2) der mechanische Verlust durch Stäuben vor und während des Knetens, so lange noch nicht alles Mehl nass ist; 3) die Feuchtigkeit des Mehles, welche sowohl durch Verdampfung des vorher mitgewogenen Wassers, als durch angehende Zersetzung des Mehles Verluste bedingt; 4) der Grad der Gährung; je mehr nämlich die Gährung vor dem Backen vorgeschritten ist, desto mehr haben sich Alkohol, Essigsäure und Kohlensäure gebildet, welche sich im Backofen verflüchtigen; 5) die Wassermenge; je mehr Wasserüberschuss im Teige, desto grösserer Verlust durch Verdampfung; 6) die an verschiedenen Stellen des Ofens verschiedene Temperatur, wodurch bei nicht ganz gefüllten Oefen ungleiche Verluste bedingt werden; 7) die Leitung des Backprocesses selbst und endlich 8) die Form und Grösse der Brode. Schon vor dem Backen kann also der Teig nicht genau die Summe der consumirten Mehl- und Wassermengen betragen, viel weniger nach dem Backen. Der Verlust während des Backens, welcher bei Bestimmung der Brodtaxen von Wichtigkeit ist, wurde von Gaultier de Claubry durch 8 Versuche bestimmt. Man wirkte die Brode zum Gewicht von 2,32 Kil. aus, damit sie nach dem Backen 2 Kil. wiegen sollten:

1)	102	Brode	.	.	.	wogen	unmittelbar	nach	dem	Backen 206,250 Kil.
2)	104	„	+ 1,125	Kil.	„	„	„	„	„	210,720 „
3)	104	„	+ 1,186	„	„	„	„	„	„	210,312 „
4)	100	„	+ 1,180	„	„	„	„	„	„	209,874 „
5)	106	„	+ 6,750	„	„	„	„	„	„	208,875 „
6)	102	„	+ 1,186	„	„	„	„	„	„	207,687 „
7)	106	„	+ 1,0	„	„	„	„	„	„	208,500 „
8)	106	„	+ 0,750	„	„	„	„	„	„	209,635 „

Während des Abkühlens findet aber ein weiterer Verlust statt; es wogen nämlich 10 Brode:

	heiss.	kalt.	Differenz.
1)	20,556	20,375	0,187
2)	20,343	20,050	0,293
3)	19,375	18,406	0,969
4)	19,530	19,250	0,280

Bei den vergleichenden Versuchen musste man nun die aufgeführten Bedingungen für alle Versuche gleich zu machen suchen. Dies wurde *ad* 1), nämlich die Qualität des Mehles anlangend, dadurch erreicht, dass man von allen in Paris gebräuchlichen Mehlsorten möglichst gleiche Mengen ankaufte, Alles durch einander mengte und dann in ganz gleich schwere Säcke à 156,5 Kil. vertheilte, von denen bei jedem Versuche gleichzeitig einer mit der Hand, einer mit der Maschine bearbeitet wurde; die beiden Säcke wurden durch das Loos gezogen und nochmals gewogen. Da man somit von der Quantität des Mehles unmittelbar vor dem Kneten ausging, war auch die Verlustquelle Nr. 2) zum Theil vermieden; im übrigen aber war ja der während des Knetens stattfindende Mehlverlust mit Gegenstand der Vergleichung (insofern er unter die den Einfluss der Methode auf die Ausbeute bedingenden Umstände gehört), konnte und durfte also nicht egalisirt werden. Die übrigen Verlustquellen musste man blos durch ganz gleiches Verfahren in allen Versuchen ihres Ein-

flusses auf das Resultat berauben. — Man legte allemal die Nacht vor dem Versuche den Sauerteig bei Seite und wog ihn früh bei Ankunft der Commission; man wählte für die Handarbeit sowohl als für die Bedienung der Maschine die geübtesten Arbeiter, nahm beide Operationen in demselben Raume und gleichzeitig vor, wirkte nach dem Kneten beide Teigportionen in Brode von gleicher Form und einem Gewichte von 2,3 Kil. aus, indem man das dazu nöthige Mehl zurückbehielt und einen etwa bleibenden Ueberschuss wog und besonders notirte, beim Auswirken aber eine dem Gewichte des angewendeten Sauerteigs entsprechende Teigmenge bei Seite that; endlich bezeichnete man die Brode genau und brachte von jeder Sorte gleich viel und unter möglichst gleicher Vertheilung in den Backofen. Die Brode wurden nach der Abkühlung gewogen. Die nöthige Wassermenge anlangend stellte man zwei Versuchsreihen an, indem man bei den Versuchen der ersten Reihe die Wassermenge für beide Parallelversuche gleich bestimmte, bei denen der zweiten Reihe dagegen diese Bestimmung dem Ermessen des Arbeiters überliess. In der folgenden Tabelle sind die Versuche der ersten Reihe mit einem Sterne bezeichnet. Der Kochsalzzusatz betrug in jedem Versuche 375 Gramm.

Versuchszahl.	Name d. Maschine.	Mehl.	Wasser.	Teigquant.	Brodquantität.
1.*	Selligue	156,5 Kil.	77 Kil.	233,5	200,762*)
	Handarbeit	—	77 „	233,5	205,750
2.*	Lasgorseix	—	81,66 „	238,16	210,031
	Handarbeit	—	82,00 „	238,5	210,720
3.	Lasgorseix	—	83,0 „	239,5	209,813
	Handarbeit	—	86,0 „	242,5	209,874
4.	Ferrand	—	80,0 „	236,5	207,897**)
	Handarbeit	—	91,0 „	247,5	208,875
5.	Haize	—	81,5 „	238,0	204,992
	Handarbeit	—	81,5 „	238,0	208,635
6.	David	—	78 „	234,5	207,749
	Handarbeit	—	78 „	234,5	208,500
7.*	Cavalier	—	82,5 „	239,0	208,688
	Handarbeit	—	82,5 „	239,0	210,310
8.	Cavalier	—	71 „	227,5	207,874
	Handarbeit	—	76 „	232,5	207,687

Man muss nur nicht ausser Augen lassen, dass die Handarbeit stets den vorzüglichsten Arbeitern anvertraut war, also ein besseres Resultat gegeben hat als das mittlere, während die Maschinen die angeführten Resultate immer, höchstens bei grösserer Uebung in ihrer Behandlung noch bessere liefern können. Man kann daher die Resultate dieser Versuche, was die Maschinen von Lasgorseix, Ferrand, David und Cavalier anlangt, nur für vollkommen genügend halten.

Somit wäre denn gezeigt, dass die den Knetmaschinen gemachten Vorwürfe in ihrer Allgemeinheit sämmtlich nicht stichhaltig sind; dass gute Knetmaschinen in der That für die Brodbäckerei vollkommen dasselbe leisten als Handarbeit, und dass

*) Die Maschine stand zu nahe am Ofen, daher der excessive Verlust.

**) Ein längerer Privatversuch ergab für Maschine und Handarbeit ganz gleiche Resultate.

für einen grossen Betrieb der Vortheil unleugbar auf der Seite der Knetmaschinen ist, weil sie schneller, egaler und zuverlässiger arbeiten und weniger Kraft consumiren; dass aber eine Ersparung an Handarbeit und Zeit nur bei grossem Betriebe sehr merklich werden kann, insofern alle andern, dem Kneten vorausgehenden und ihm nachfolgenden in jeder Beziehung dieselben bleiben.

Die Knetmaschinen ergreifen daher mit vollem Rechte Platz in den Schiffszwiebackbäckereien, wo die nach dem Princip der Thonknetmaschinen gebauten Vorrichtungen, sowie die Maschine von GRANT die Erfahrung für sich haben (weniger passend scheint die Maschine von COWDEROY zu sein), und in den grösseren städtischen Bäckereien, wo Tag für Tag grosse Quantitäten gleichartiger Gebäcke, z. B. Schwarz- und Weissbrod, gebacken werden. Für den letztern Fall dürften als die zweckmässigsten, zugleich aber einfachsten und daher die wenigsten Anschaffungs- und Reparaturkosten verursachenden Maschinen zu empfehlen sein die Maschine von FONTAINE, die von CAVALIER und die Verbesserung der ROTHGEB'schen durch FRANK; die meisten andern sind zu complicirt *).

Wenn übrigens eine gute Knetmaschine in höchstens 30 Minuten 1200 ℔ fertige Teigmasse, also, da circa $\frac{1}{3}$ von jeder Operation für die folgende zurückbehalten oder eben so viel gleichzeitig nur als Vorteig behandelt wird, in 16 Arbeitsstunden $32.800 = 25600$ ℔ Teig zu liefern im Stande ist, so ergibt sich daraus, dass eine einzige Knetmaschine schon für eine Bäckerei hinreichen würde, welche täglich circa 160 Ctr. Mehl verbäckt und 220 Ctr. fertiges Brod verkauft. — Bei MOUCHOT in Paris versorgt eine Maschine von FONTAINE zwei Backöfen nach JAMETEL, welche notorisch alle Stunden einmal zu backen gestatten und jedesmal 250 ℔ Brod liefern. Die gesammte Brodproduction bei Tag und Nacht fortgesetzter Arbeit beträgt also 12000 ℔ täglich, d. h. die Hälfte dessen, was die Maschine zur Noth liefern könnte. In der *Boulangerie mécanique* der *rue Bercy St. Antoine* zu Paris versorgten 6 Knetmaschinen von DUGUET 18 Backöfen. In der Schiffszwiebackbäckerei des *Royal Clarence victualling yard* zu Gosport reicht sogar eine einzige GRANT'sche Knetmaschine hin, um den ganzen andern Apparat von 4 ersten, 4 zweiten Auswalzmaschinen, 4 Formpressen und 10 Backöfen mit Material zu versorgen.

Schliesslich erfordert es die Vollständigkeit, auch einen Blick auf die gesundheitspolizeiliche Seite der Knetmaschinen zu werfen. Es ist nämlich — die Gegner der Knetmaschinen mögen darin auch eine Verläumdung der Bäcker finden — die Arbeit mit Knetmaschinen auf jeden Fall reinlicher und für die Gesundheit der Arbeiter zuträglicher als das Kneten mit der Hand. Das Kneten ist die anstrengendste Arbeit des Bäckers und zugleich diejenige, bei welcher die erhitzten Lungen der Einwirkung des Mehlstaubes anfänglich am meisten ausgesetzt sind. Es ist zwar richtig, wenn man meint, dass ein guter Bäcker stets auf Reinlichkeit sehe und dass die Handarbeit gerade das Entfernen fremdartiger in den Teig gefallener Theile leichter möglich mache als die Maschinen-

*) Auch für die älteren Maschinen von LEMBERT und ROTHGEB sind durch Versuche von WEPFER (Wochenbl. des landw. Vereins XV. 833 und XVII. 121) gute Resultate erhalten worden.

arbeit. Aber das Schwitzen der Arbeiter an den Händen und Armen ist bei der grössten Gewissenhaftigkeit nicht zu vermeiden und wenn man auch in solchen Dingen leicht die „Ziererei zu weit treiben kann", wie sich der Uebersetzer in DINGLER's Journ. a. a. O. ausdrückt, so ist es doch sicherlich kein Tadel für die Knetmaschinen, dass sie die Vermengung des Schweisses mit dem Teige ganz umgehen. Was das Herauslesen hineingefallener Körper anlangt, so wird es besser sein, durch geeignete Reinigung des Mehles und sorgsame Aufbewahrung das Hineinfallen zu verhüten, also das Auslesen beim Kneten ganz überflüssig zu machen. Ganz besonderer Berücksichtigung werth ist aber die Schonung der Arbeiter selbst.

II. Maschinen zum Formen des Teiges für Schiffszwiebackbäckereien. Während in den gewöhnlichen Fällen mit Beendigung des Knetens alle Maschinenthätigkeit in der Bäckerei aufhört und das Auswirken und Formen der Gebäcke u. s. w. der Handarbeit überlassen bleibt (wie dies auch in der Regel gar nicht anders sein kann), die Betrachtung der Backmaschinen also, da wir die in grossen Bäckereien vorhandenen Aufzüge und sonstigen Vorrichtungen zu Beförderung von Mehl und Gebäcke in verschiedene Theile des Gebäudes, sowie in und aus demselben nicht wohl zu den Backmaschinen rechnen können, hier ihr Ende findet*), — so reihen sich in der Schiffszwiebackbäckerei nun die Maschinen an, welche den Teig in bestimmte Formen bringen und für den Ofen fertig machen. Von diesen Maschi-

*) Es wird indessen nicht ohne Interesse sein, beispielsweise die in der Musterbäckerei von MOUCHOT zu Paris (*petit Montrouge*) getroffene Disposition kurz zu beschreiben. Der Raum für die Knetmaschinen, deren zwei vorhanden sind, obgleich nur eine fortwährend thätig ist, sowie die Backöfen befinden sich im Souterrain. Die Backöfen sind zwei *fours aërothermes* von LEMARE und JAMETEL und ein gewöhnlicher zur Aushülfe. Es ist bereits oben erwähnt, dass die beiden Oefen von LEMARE in 24 Stunden (stündlich ein Ofen voll) circa 12000 ℔ Brod backen, wozu der Teig von der einzigen FONTAINE'schen Knetmaschine geliefert wird. Ausserdem befindet sich im Souterrain der Raum für das Tretrad, vom Knetraume so getrennt, dass man den Hunden wohl pfeifen kann, letzteren aber der Zutritt in die übrigen Theile versperrt ist, und der Kohlenraum, in welchen von der Strasse herein ein Schlot führt, so dass die Kohlen aus dem Wagen sogleich in denselben geschüttet werden können. An einer Seite des Knetraumes befindet sich der Mehlkasten und über einem der Backöfen ein mit Schwimmer versehener Wasserwärmer, von dem aus durch mit Hähnen versehene Röhren das warme Wasser in die Nähe der Knetmaschinen u. s. w. geleitet wird. Eine gleiche Röhrenleitung vertheilt aus einem Reservoir kaltes Wasser in die Räume. Die Reservoirs werden durch eine Pumpe gefüllt, die von einem Pferdegöpel bewegt wird und das Wasser aus einem sehr tiefen Brunnen holt. Unmittelbar über dem Knetraume befindet sich ein Mehlmagazin im ersten Stocke und aus diesem führt ein weiter Schlauch bis in den Mehlkasten. Ueber dem Zimmer dagegen, welches mit beiden Backöfen in Verbindung steht, befindet sich das Brodmagazin. Die Decke zwischen beiden hat ein viereckiges Loch, von dessen vier Ecken Pfosten herabgehen, die den vierseitigen Brodkörben als Leitung dienen, wenn man sie mittels eines im obern Zimmer befindlichen Haspels emporwindet. Diese Brodkörbe stehen auf Rädern und können mittels einer Schienenbahn durch die nach der Strasse führende Thür unmittelbar auf die Transportwagen geschoben werden, da die Höhe des Fussbodens so eingerichtet ist, dass eine angebrachte Fallbrücke sich unmittelbar auf die Plateform des Wagens auflegen kann. Die obern Stockwerke sind ebenfalls Magazine; sie stehen unter einander durch schiefe Ebenen in Verbindung, auf denen man die Mehlsäcke herabgleiten lässt. Neue Zufuhren werden mittels eines Krahnes in die oberste Abtheilung gehoben. (S. *Bull. de la Soc. d'Encour.* 1841. *p.* 28*ff.*)

nen gilt im Allgemeinen das, was oben von den continuirlich wirkenden Knetmaschinen gesagt wurde; sie haben nämlich die grösste Aehnlichkeit mit den zu gleichem Ende in der Ziegelfabrication gebräuchlichen und in der Regel sind die für den einen Zweck empfohlenen Apparate mit geringen Abänderungen auch für den anderen brauchbar; wir müssen daher hier abermals den Artikel ZIEGELSTREICHMASCHINEN zur Vergleichung empfehlen.

Obgleich die Teigformmaschinen äusserlich sehr verschieden sind, stimmen sie doch darin sämmtlich überein, dass sie zwei verschiedenen Operationen genügen, die sich folgen müssen, die aber allerdings bald unmittelbar an einander hängen, sich *in continuo* an einander schliessen, wie bei HEBERT, BRUCE und zum Theil bei OVERTON, bald auf verschiedene, auch räumlich getrennte Maschinen vertheilt sind, wie in der Bäckerei zu Gosport. Diese beiden Operationen sind: 1) das Auswalzen des Teiges zu einer Platte von bestimmter Dicke und Breite. Dieses geschieht meist nicht auf einmal (wie z. B. bei OVERTON), sondern allmälig, und zwar entweder so, dass eine ganze Reihe von Walzenpaaren hinter einander angebracht ist, wie bei HEBERT, oder wieder in zwei ganz getrennten Walzwerken von verschiedenen Dimensionen, wie zu Gosport. 2) Das Zerschneiden der Teigplatte in einzelne Stücke; dieses geschieht in den jetzt bestehenden Etablissements nie durch Drähte, wie dies bei Ziegeln am gewöhnlichsten ist, sondern entweder durch auf- und niedergehende Ausschlagmaschinen (wie zu Gosport) oder durch mit Schneiden besetzte Cylinder (wie z. B. bei HEBERT). Mit dem Zerschneiden ist entweder das Einstechen der bekannten Löcher in die Zwiebacke (und das Aufdrücken des Stempels) unmittelbar verbunden, wie fast überall, oder beide Operationen folgen einander, so dass das Stechen (wie bei HEBERT) oder das Zerschneiden (wie bei OVERTON) den Anfang macht. Unwesentlich ist die Verschiedenheit dieser Maschinensysteme, welche davon abhängt, ob ihnen eine continuirliche Knetmaschine vorarbeitet, oder eine gewöhnliche. Insofern übrigens das Walzen des Teiges eine nicht blos formende, sondern auch in gewissem Grade knetende Operation ist, erklärt sich dadurch wieder zum Theil der Umstand, dass die Knetmaschinen für Zwiebackbäckereien nicht so vollkommen zu sein brauchen und der Teig in der Regel nur kürzere Zeit bearbeitet wird als bei der Brodbäckerei. Da ausserdem in Schiffszwiebackbäckereien stets eine kräftige Maschine für Wasser- oder Dampfkraft zum Betriebe aller Apparate vorhanden sein muss, braucht man daselbst bei der Wahl der Knetmaschine nicht so viel Rücksicht darauf zu nehmen, ob sie eine etwas bedeutendere Umtriebskraft verlangt, wenn sie nur sonst dem Zwecke entspricht. So ist z. B. in Gosport die GRANT'sche Maschine gewählt worden, welche ihrer Natur nach viel Bewegungskraft erheischt, man hat aber Kraft genug, sie in so energischen Umtrieb zu setzen, dass die Teigbearbeitung in 3 Minuten vollendet ist.

Wir wenden uns nun zu der Aufzählung und Beschreibung der bekannt gewordenen Maschinensysteme für Schiffszwiebackbäckereien, indem wir von den weniger wichtigen, zum Theil gar nicht abgebildeten beginnen und mit der ausführlichen Beschreibung des zu Gosport eingeführten Systems schliessen.

1. Das Maschinensystem von HEBERT (*Lond. Journ. conj. Ser. Vol. XI. p.* 283), von welchem der Durchschnitt *Fig.* 66 (Taf. 43) eine genügende Idee geben wird, ist folgendes. Der Teig, welcher zu dem trichterförmi-

gen untern Ende der bereits oben beschriebenen continuirlichen Knetmaschine hervortritt, gelangt zwischen zwei endlose Tücher. Diese sind über die hohlen Cylinder *h h h h* und *i i i i*, deren Distanz sich bei jedem Paar verringert, wie die Figur zeigt, und über die Walzen *k* und *l* gespannt, welche von beschwerten Hebeln getragen werden und dadurch die Spannung der Tücher bewirken. Nur einer der zusammengehörigen Cylinder empfängt durch Laufriemen die Umdrehung von der Walze *s*, den folgenden wird durch interponirte kleinere Walzen die Bewegung mitgetheilt. Hat auf diese Weise die Teigplatte die erforderliche Dicke angenommen, so gelangt sie zwischen zwei ganz parallele, von den Walzen *m m* und *p p* gespannte Tücher, und während sie diesen Weg zurücklegt, wird sie von den Stachelwalzen *n n* durchstochen und von den mit kreisförmigen Messern versehenen Walzen *o o* in parallele Streifen von Zwiebackbreite zerschnitten. Nun fällt die Teigplatte auf die eisernen Tafeln *q q*, welche auf den Rollen *r r r* vorwärts geschoben werden (dem Schiesser zu, der sie auf den Schiessrahmen bringt und in den Ofen befördert), dadurch aber die Teigplatte unter der mit transversalen Klingen versehenen Walze *t* hinwegführen, wo sie in einer auf die Längenschnitte rechtwinkligen Richtung quer zerschnitten, d. h. vollends in einzelne viereckige Zwiebacke zertheilt wird. Auch die übrigen Walzensysteme erhalten ihre Bewegung durch Laufriemen von *s* aus.

2. Overton's System (*Lond. Journ. conj. Ser. Vol. XV. p.* 351) ist durch die *Fig.* 28 (Taf. 41) im Aufriss, *Fig.* 29 im vertikalen Durchschnitt, *Fig.* 30 in der obern Ansicht gegebenen Darstellungen erläutert. Der zum zweiten Male aus der oben beschriebenen Walzenknetmaschine von Overton bereits als Platte kommende Teig wird auf die zwischen den Seitenwänden *a a* der Maschine befindliche Plateform *b* geschoben, so dass er mit dem Anfange zwischen das erste Walzenpaar *f e* reicht. Es sind zwei solcher Walzenpaare vorhanden; die untern Walzen *e e* drehen sich in Schlitzen der Plateform bei *c*, so dass ihre Peripherie nicht über die Ebene der Plateform hervorragt; sie dienen nur zur Fortbewegung. Darüber sind die Druckwalzen *f f*, welche in Zapfenlagern sich drehen, die in Fenstern des Gestelles verschiebbar sind und mittels der Schrauben *l l* beliebig gestellt werden können. — Derselbe Stellungsapparat findet auch bei der Schneidwalze und Stachelwalze statt. Wie übrigens diese Walzen mittels der an ihren Zapfen aufgezogenen Zahnräder $f_1 f_1$ und $e_1 e_1$ von dem Getriebe *k* und Zahnrade *m* aus in Bewegung gesetzt werden, ist aus *Fig.* 28 leicht ersichtlich. Die Teigplatte, welche der Breite nach durch die Seitenwände beschränkt wird, hat nun ihre gehörige Dicke erlangt und kommt unter die Walze *g*, welche mit Schneiden in der Art besetzt ist, dass die Schneiden lauter Sechsecke einschliessen. Der Abstand dieser Walze wird so regulirt, dass die Schneiden die einzelnen Zwiebacke nicht völlig trennen, sondern nur durch hinreichend tiefe Einschnitte so markiren, dass nach dem Backen die einzelnen Stücke leicht aus einander gebrochen werden können. Endlich gelangt die markirte Teigplatte unter die mit Spitzen besetzte Walze *h* und wird hier mit den erforderlichen Löchern versehen. Ueber dieser Stachelwalze ist ein Streichkamm *i* (besonders dargestellt in *Fig.* 31) so angebracht, dass er, indem seine Zinken die Spitzen der Walzen gerade zwischen sich durchlassen, die ganze Teigmasse ablöst und auf der geneigten Ebene *d* herabzugleiten veranlasst. Hier wird der Teig in Empfang genommen, um in den Ofen befördert zu werden. —

Overton hat auch eine Abänderung der Maschinerie beschrieben, welche in *Fig.* 32 und 33 dargestellt ist; hier schliesst sich die schiefe Ebene unmittelbar an die Rollwalzen *f f*, *e e* an, so dass *g* und *h* ganz wegfallen. Die Arbeit dieser letztern Walzen wird durch einen Model *m* versehen (*Fig.* 34 zeigt denselben von unten), welcher mittels einer steil geschnittenen Schraube *n*, ganz nach Art eines Durchschlages, gegen die Teigplatte bewegt wird und dieselbe gleichzeitig zerschneidet und mit Löchern versieht. Der Model besteht aus einem zusammengeschraubten Rahmen, welcher die Platten festhält, in welche die Schneiden und Spitzen eingesetzt sind. Zwischen den Schneiden befinden sich bewegliche Plättchen, welche die abgeschnittenen Stücke herausstossen. Aus der Patentbeschreibung sind die Details nicht recht klar, doch wird die Vergleichung mit den Vorrichtungen von Bruce und besonders der zu Gosport üblichen Ausschlagmaschine bald zeigen, was der Verfasser will. Ueberhaupt ist diese letzte Abänderung des Overton'schen Systems von dem zu Gosport eingeführten eigentlich nur durch die unmittelbare Verbindung der Walzen und der Ausschlagmaschine auf einem Gestelle und durch die, wie es übrigens scheint, nicht gerade zureichend begründete schiefe Stellung der Ausschlagmaschine verschieden.

3. Bruce's System (patentirt in England 1834, s. *Rep. of pat. Inv.* 1835. *July p.* 14) ist *Fig.* 62 im Aufrisse, *Fig.* 63 im Grundrisse dargestellt. *A A* ist das gusseiserne Gestelle, dessen Seitentheile an ihren höchsten Punkten die Zapfenlager für die Welle *B* tragen, an welcher ausserhalb des Gestelles das Zahnrad *C*, innerhalb der Gestellwinde die platte Walze *D* aufgezogen ist. Die Zapfenlager von *B* müssen eigentlich so eingerichtet sein, dass sich die Walze *D* durch Schrauben etwas höher und tiefer stellen lässt, wenn nicht ein für allemal dieselbe Dicke der Teigplatte beibehalten werden soll. Parallel mit der Welle *B* und unterhalb derselben dreht sich die Welle *F* mit dem Zahnrade *G* und der Walze *E*. Die Zapfenlager von *F* befinden sich auf Querriegeln des Gestelles. Die Walze *E* ist breiter als die Walze *D* und an beiden Enden mit einem vorstehenden Rande versehen, so dass *D* zwischen diesen Rändern läuft. Dadurch wird der Teig abgehalten, an der Seite auszuweichen. Zwischen diese Walzen gelangt der bereits in plattenförmigen Stücken unter dem glatten Kegel der S. 695 beschriebenen Knetmaschine hervorkommende Teig auf der schiefen Ebene *H*. Er geht durch die Walzen und wird so zu einer Platte gebildet, deren Dicke vom Abstande der Walzen *D* und *E* abhängt. Diese Platte (welche durch eine gegen den Umfang von *D* gerichtete Schabklinge von der obern Walze gerade da losgelöst wird, wo sie den engsten Punkt passirt hat) gelangt nun an der äussern Fläche von *E* herab und zwischen *E* und den nun zu beschreibenden Cylinder, welcher die Zwiebacke aussticht. Wie die Walze *D* und *E*, ist auch der an der Welle *I* aufgezogene Cylinder *K* hohl und mit durchbrochenen, radartigen Böden versehen, aber seine Oberfläche bildet nicht der zusammenhängende glatte Mantel, sondern über diesem befindet sich ein System beweglicher Theile. Diese Theile sind die Model *L L* und die Zwischenstücke *P P*. Die Model, von denen einer in *Fig.* 64 von oben, in *Fig.* 65 im Durchschnitte zu sehen ist, bestehen aus einem feststehenden, auf den Cylindermantel aufgeschraubten kreisförmigen Stücke mit schneidendem Rande *L* und aus der das Innere dieses Kreises erfüllenden beweglichen Scheibe *O*. Auf dieser Scheibe sind mehrere Spitzen *M M* zum Durchlöchern der

Zwieback befestigt; einige dieser Spitzen sitzen aber auf dem festen Boden und gehen nur durch die Scheibe hindurch, ihr zugleich als Leiter dienend (was am besten mit allen Spitzen der Fall wäre, da sonst leicht ein Zwieback an den Spitzen hängen bleibt). Die Scheibe *O* sitzt auf dem Stiele *N*, welcher durch ein centrales Loch in dem Cylindermantel in den innern Cylindermantel dringt und dort in einem Kopfe endet, der die Gestalt eines flachen Kugelsegmentes hat. — Die Räume zwischen diesen Modeln sind durch bewegliche Platten *PP* geschlossen, welche durch Federn immer so weit nach aussen gedrückt werden, dass sie im Niveau mit den schneidenden Rändern der Model stehen. — Gelangt nun die Teigplatte zwischen *E* und *K*, so werden die Platten *PP* sowohl, als die Scheiben der Model nachgeben und der Teig in alle Vertiefungen eindringen; andrerseits wird er durch eine Klinge von *E* abgelöst. Sowie der Druck nachlässt, gehen die Platten *PP* wieder vor, stossen die auf ihnen ruhenden Teigstücke wieder heraus und lassen sie in einen untergestellten Trog fallen, um von Neuem verarbeitet zu werden. Die in die Model eingedrungenen Teigportionen aber oder die eigentlichen Zwiebacke, welche dabei zugleich von den Spitzen der Model durchlöchert werden, bleiben in den Modeln sitzen, bis sie an den untern Theil von *K* gelangen. Hier ist im Innern an der Welle die Walze *V* aufgehangen; gegen diese stossen die flachrunden Knöpfe der Stiele *N* und die Folge ist ein Heraustreten der Scheiben und das Ausstossen der Zwiebacke aus den Modeln. Sie fallen dann auf das endlose Tuch *Q*, welches über die Walzen *S* und *R* gespannt ist und dieselben dem Schiesser zuführt, der sie in den Ofen befördert. Gelangt die Walze *K* wieder herum, so fallen die Scheiben der Model wieder durch ihre eigene Schwere auf den Boden der Model; sie dürfen aber nicht so schwer sein, dass sie bei gefüllten Modeln in der Stellung nach unten die Zwiebacke ohne Zuthun der Walze *V* herausstossen. Der Cylinder *K* empfängt übrigens seine Bewegung von *G* aus durch das Zahnrad *I* und dieses setzt wieder mittels des Rades *T* an der Axe der Walze *R* das endlose Tuch in Bewegung. — Der Haupteinwand, der sich gegen diese Maschine machen lässt, ist der, dass der Schneidecylinder nicht die ganze Teigplatte in Zwiebacke theilt, sondern viele Zwischenstücke fallen lässt — offenbarer Verlust an Zeit und Arbeit. Dies würde sich durch sechseckige Gestaltung der Model beseitigen lassen, da man dann die ganze Cylinderfläche mit Modeln ohne Zwischenräume besetzen könnte. Die übrige Einrichtung würde dieselbe bleiben. Uebrigens ist die Einrichtung der Model zwar sehr sinnreich, aber es können sehr leicht einzelne Zwiebacke an den Spitzen der Modelscheiben hängen bleiben (was sich, wie erwähnt, beseitigen lässt) und andrerseits bei etwas vorgeschrittener Abnutzung leicht die Zwiebacke vor dem bestimmten Punkte von selbst herausfallen. — Bei dieser, wie überhaupt bei allen Teigformmaschinen ist ein wiederholtes Besieben der Walzen u. s. w. mit Mehl unerlässlich, um das Ankleben des Teiges zu verhüten. Ein ganz ähnliches Princip ist bei der übrigens zunächst für Ziegelfabrication bestimmten und hier nur vorübergehend zu erwähnenden Maschine von Clark, Nash und Langbottom (s. deren Knetmaschine oben S. 699) in Anwendung gebracht. Es wurde oben erwähnt, dass die vertikal stehende Knetmaschine, welche einen Theil dieses Systems bildet, sich nach unten in eine Art Trichter mit einer vertikalen Scheidewand endigt. Zu beiden Seiten dieser Wand drehen sich Cylinder, die an ihrem Umfange mit Vertiefungen versehen

sind (welche die Gestalt der zu bildenden Ziegel u. s. w. haben). In diesen Vertiefungen oder Formen befinden sich ebenfalls Stempel mit kurzen, in den innern Cylinderraum reichenden Stielen, deren Enden Reibungsröllchen tragen. Bei einem bestimmten Punkte treffen diese Reibungsröllchen ebenfalls auf ein Hinderniss, welches die Stempel und mit ihnen die Ziegel herausstösst. Die Aehnlichkeit ist also sehr schlagend und wir bilden daher diese Vorrichtung um so weniger ab, als die vorliegenden Beschreibungen und Abbildungen des englischen Originals (daraus auch DINGLER Bd. LVI. S. 423 ff.) sehr unvollkommen sind. Auswalzmaschinen kommen bei CLARK, NASH und LANGBOTTOM gar nicht vor, daher diese Maschine nicht einmal für Zwiebacke besonders passen würde.

4. Das System, welches sich COWDEROY 1831 in England patentiren liess (*Lond. Journ. conj. Ser. Vol. VII. p.* 279) und von dem die oben beschriebene Knetmaschine den ersten Theil bildet, ist, so weit sich aus der wenig deutlichen und von Abbildungen, was die Formmaschine anlangt, nicht begleiteten Patentbeschreibung ersehen lässt, in manchen Stücken ganz eigenthümlich, wenn auch nicht besonders practisch. COWDEROY bedient sich zuvörderst statt der Teigwalzen einer Teigpresse (engl. *dough press*). Der Teig kommt nämlich aus der Knetmaschine, welche er zweimal passirt hat, auf einen Tisch, der auf Rollen steht und an eine schiefe Ebene gefahren wird, auf die er den Teig entleert. Der Teig gleitet in einen hölzernen Cylinder (*box*), der mit einem gut passenden hölzernen Stempel versehen ist, welcher durch Zahnstock und Getriebe auf und nieder bewegt werden kann. Man presst hier den Teig fest zusammen (wobei ohne Zweifel auch ein Theil des bei der Einrichtung von COWDEROY's Knetmaschine nicht wohl vermeidlichen Wasserüberschusses herausgequetscht wird), öffnet dann eine Spalte im Boden und presst den Teig in Gestalt einer Platte heraus. Das breite Band gelangt auf eine Plateform, die auf Schienen unter die erste flache Ausschlagmaschine kommt, d. h. eine durch Zahnstock und Getriebe bewegliche auf der untern Seite mit sich kreuzenden vorspringenden Rippen versehene Platte, welche sich herabbewegt und die Zwiebacke markirt (d. h. nur halb einschneidet). Die markirte Teigplatte geht weiter und wird mit einem andern flachen Brete bedeckt, dann das Ganze um einen Zapfen so gedreht, dass die frühere Unterseite der Teigplatte zur Oberseite wird. Man nimmt nun die bedeckende Platte (die frühere Unterlage) ab und schlägt mittels einer zweiten Ausschlagmaschine die Zwiebacke vollends durch. Endlich wird die ganze Platte bis in den Ofen geschoben und dann die Unterlage langsam hinweggezogen, so dass die Zwiebacke in der gehörigen Ordnung auf der Ofensohle liegen bleiben. — Wir unternehmen nicht, die mannichfachen noch dunkeln Partieen dieser Beschreibung aufzuhellen.

5. Das zu Gosport im *victualling yard* eingeführte Maschinensystem ist auf Taf. 43 *Fig.* 52 — 61 im 16ten Theile der natürlichen Grösse abgebildet. Hier sind Auswalzen und Zerschneiden des Teiges zwei ganz getrennte Operationen und die Auswalzmaschinen, deren es zweierlei nur in den Dimensionen verschiedene gibt, um die Verdünnung und Streckung des Teiges allmäliger zu erzielen, sind von den Ausschlagmaschinen ganz getrennt. Wir werden zunächst die Walz- und Ausschlagmaschinen beschreiben, dann aber an eine kurze Beschreibung der räumlichen Ver-

hältnisse der grossartigen Maschinenbäckerei zu Gosport die Aufeinanderfolge der Operationen knüpfen.

Die Walzmaschinen sind in Gosport doppelt, d. h. es liegen zwei Cylinder auf einem Tische neben einander; in der vorderen Ansicht *Fig.* 52 (Taf. 43) ist indessen nur die eine Hälfte (die linke) dargestellt, da die rechte vollkommen damit übereinstimmt. *Fig.* 53 ist eine Seitenansicht. *A* ist ein an der Decke des Raumes hinlaufender Balken von Eisen, an welchen die oberen Hälften der Pfannenlager *a a* angegossen sind; die Gestalt dieses Balkens im Querschnitte ist aus *Fig.* 53 ersichtlich. Die unteren Hälften der Pfannenlager sind durch Schrauben mit den oberen verbunden, wie sich dies von selbst versteht. In diesen Zapfenlagern hängen mit ihren Zapfen die eisernen Arme *B* (in den Figuren aus Mangel an Platz doppelt abgebrochen; die Distanzen von *A* bis zu a_1 und von a_1 bis a_2 sind $= 9'$), unter einander durch Querriegel a_1 und a_2 zu einem Ganzen verbunden, so dass sie zusammen pendelartig schwingen können. In den untern Enden der Hebel *B* sind ovale, mit Messingschienen *b b* gefütterte Fenster, welche die Zapfen der hohlen gusseisernen Walze *E*, die am Ende mit einem vorspringenden Kopfe versehen werden, aufnimmt. Die Zapfen der Walze *E* müssen schon darum einen Spielraum haben, damit die Walze während der pendelartigen Schwingungen der Arme *B* immer der Ebene des Tisches folgen kann. Der Tisch *D D* besteht aus Gusseisenplatten und ruht auf dem gleichfalls gusseisernen Gestelle *C*. Zu beiden Seiten der Tischplatten sind die Schienen *c c* angegossen, auf deren oberem umgebogenen Rande die Walze *E* mit ihren abgedrehten Hälsen *F F* läuft; dadurch wird sowohl die Dicke der Teigplatte regulirt, insofern die Walze nicht beliebig weit zwischen die Schienen *c c* einsinken kann, als auch der Teig an der Ausbreitung nach der Seite zu verhindert. An beiden Seiten der Walze *E* sind Schabklingen *d d* angebracht (*Fig.* 53); dieselben sind an beiden Enden in Armen befestigt, die in die Enden der Arme *B B* eingeschraubt sind, und werden durch beschwerte Hebel gegen die Walze gedrückt. Die Hin- und Herbewegung der Walze *E* auf dem Tische geschieht durch gabelförmig endigende Bläuelstangen, welche die Zapfen *e e* der Arme *B B* umfassen und am andern Ende mit Krummzapfen einer Welle verbunden sind, die von der Hauptwelle aus ihre Bewegung empfängt. Diese Bläuelstangen bieten in ihrer Form keine Abweichung von der allgemeinen Construction solcher Theile dar. Um Unregelmässigkeiten der Bewegung vorzubeugen, ist ihr bedeutendes Gewicht durch Ketten, welche über Rollen gehen und an denen Gewichte hängen, compensirt; sie können durch dieselben Ketten auch beliebig ausser Eingriff mit den Krummzapfen gesetzt werden. — Die Bewegungslänge der Walze ist $4 - 5'$ und die Walze geht in der Minute 14 — 15 Mal hin und her. Der Teig wird aus der Knetmaschine in Klumpen auf den Tisch gebracht und bis zur bestimmten Dicke ausgewalzt. Man sieht dann nach, ob er frei von Rissen und Knoten ist; ist dies nicht der Fall, so wird die Platte in sich zurückgeschlagen und abermals ausgewalzt, bis das Product fehlerfrei ist.

Die von der ersten Walzmaschine gelieferten Platten werden der zweiten vorgelegt, welche ganz eben so construirt ist wie die erste, nur haben die Walzen kleinere Dimensionen und sind leichter. Es liegen daher auch drei Walzen statt zweier in einer Ebene neben einander. Der Tisch ist ebenfalls anders construirt; er besteht nicht aus fest-

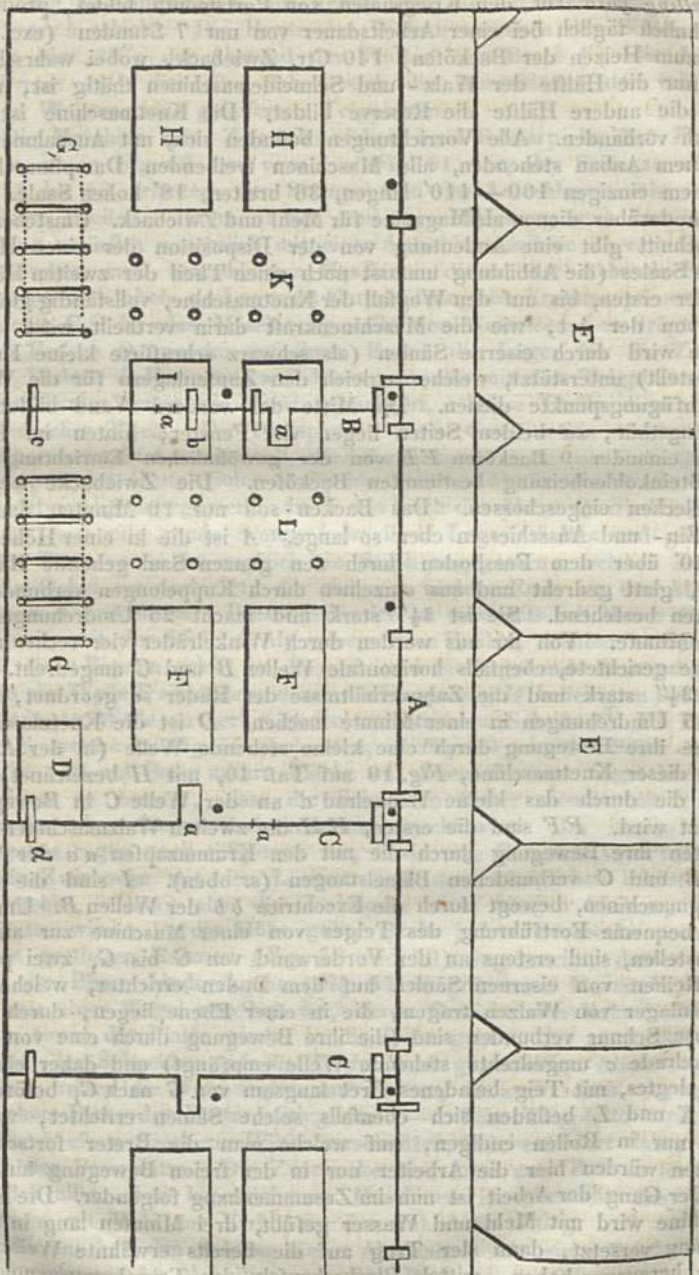
liegenden Platten, sondern in dem Gestelle sind mehrere parallele Walzen *a* (*Fig.* 54) aufgezogen, auf welche man die mit dem Teige bedeckten Breter *b* schiebt. Die Breite der Walzen zwischen den Schienen *c c* beträgt hier 30″, der Abstand der Walzen vom Brete $\frac{1}{8}$″, die Länge des Bretes $4\frac{1}{2}$′; dies sind daher auch die Dimensionen der von der zweiten Walzmaschine gelieferten Teigplatten.

Die Maschine zum Zerschneiden und Stempeln der Zwiebacke ist in *Fig.* 60 von vorn, in *Fig.* 61 von der Seite zu sehen; *Fig.* 55 bis 59 erläutern den Stempel und das Ausschlageisen in seinen einzelnen Theilen. Ihrem Wesen und ihrer Wirkung nach kommt die Maschine natürlich wesentlich mit einer Ausschlagmaschine überein. *A* ist die zwischen zwei benachbarten Maschinen dieser Art stehende Säule, in welcher sich oben ein Lager zu Unterstützung der Krummzapfenwelle *B* befindet. *C C* ist das Maschinengestelle von Gusseisen; es trägt drei starke Federn *D*, welche auf ihren Enden die Lager für die Zapfen zweier Walzen *E E* tragen, auf denen man die mit den Teigplatten bedeckten Breter unter die Maschine schiebt. Diese Theile dienen also als elastischer Tisch. Die Pressplatte, deren Construction nachher ausführlicher betrachtet werden soll, wird zur Seite durch die mit ihren Rinnen auf Rippen der Gestellsäulen laufenden Rollen *a a*, in der Mitte durch die rechtwinklig angegossene, durch ein Loch des obern Querbalkens am Gestelle reichende runde Stange *b* in ihrer Lage erhalten und geleitet. An der Basis von *b* ist zugleich ein Stück angegossen, welches Zapfen für die Gabel *c c* darbietet, die sich am andern Ende an den kleinen Balancier *I* anschliesst. Dieser Balancier ist einerseits mit dieser Gabel, andrerseits mit der Säule *A*, als seinem fixen Punkte, drehbar verbunden. Durch einen Riemen erhält er die auf- und niedergehende Bewegung von der an der Welle *B* sitzenden, durch die Kuppelung *H* beliebig zu lösenden oder mit der Welle zu verbindenden excentrischen Scheibe *G*. Die Pressplatte *F*, welche in *Fig.* 55 von unten, in *Fig.* 56 von der Seite dargestellt ist, ist auf ihrer untern Fläche mit einem Systeme angeschraubter Schneiden so besetzt, dass die Schneiden lauter zusammenhängende Sechsecke ohne leeren Zwischenraum einschliessen. Im Innern jedes Sechseckes ragen noch 8 Spitzen vor, sowie eine Schneide von Pfeilform, um die Zwiebacke mit den Löchern und dem königlichen Pfeilstempel zu versehen. Damit aber die Zwiebacke nicht hängen bleiben, wenn die Platte wieder in die Höhe geht, ist in jedem Sechsecke noch ein kleiner gestielter Rahmen (*Fig.* 58 und 59) angebracht, dessen Stiel durch die Platte hindurchgeht (*Fig.* 57 in grösserem Massstabe) und oben mit einer Kugel versehen ist, deren Gewicht den Rahmen herabdrückt, sowie die Platte wieder in die Höhe geht. Um zu starke Einwirkung der Schneiden auf die Breter und gegenseitige Abnutzung zu verhüten, ruhen die Walzen eben auf Federn, die auch schon wegen der ungleichen Dicke der Breter nöthig sind. — Eine Teigplatte wird allemal durch einen Stoss zur Hälfte zerschnitten, jede erfordert daher zwei Spiele der Pressplatte. Die Zwiebacke sind dann zum Backen fertig.

Bei allen oben beschriebenen Maschinen ist ebenfalls das öftere Bestreuen mit Mehl zur Verhütung des Anklebens nöthig.

Wir machen den Schluss dieses Abschnittes mit einer Beschreibung der Anordnung des Arbeitsraumes der Bäckerei in Gosport, um ein practisches Beispiel für die Zusammenstellung eines vollständigen Backmaschinensystems auch in räumlicher Beziehung zu geben.

Diese Bäckerei, welche einen Theil des grossartigen *Royal Clarence victualling yard* für den Kriegshafen von Portsmouth bildet, producirt gewöhnlich täglich bei einer Arbeitsdauer von nur 7 Stunden (excl. der Zeit zum Heizen der Backöfen) 140 Ctr. Zwieback, wobei wahrscheinlich nur die Hälfte der Walz- und Schneidemaschinen thätig ist, während die andere Hälfte die Reserve bildet. Die Knetmaschine ist nur einfach vorhanden. Alle Vorrichtungen befinden sich, mit Ausnahme der in einem Anbau stehenden, alle Maschinen treibenden Dampfmaschine, in einem einzigen 100—110′ langen, 36′ breiten, 18′ hohen Saale. Die Böden darüber dienen als Magazine für Mehl und Zwieback. Umstehender Holzschnitt gibt eine Andeutung von der Disposition der einen Hälfte dieses Saales (die Abbildung umfasst noch einen Theil der zweiten Hälfte, die der ersten, bis auf den Wegfall der Knetmaschine, vollständig gleicht) und von der Art, wie die Maschinenkraft darin vertheilt wird. Die Decke wird durch eiserne Säulen (als schwarz schraffirte kleine Kreise dargestellt) unterstützt, welche zugleich den Zapfenlagern für die Welle als Anfügungspunkte dienen. Die Mitte der vordern Wand bildet die Eingangsthür, zu beiden Seiten liegen vier Fenster; hinten im Fond neben einander 9 Backöfen *EE* von der gewöhnlichen Einrichtung der für Steinkohlenheizung bestimmten Backöfen. Die Zwiebacke werden auf Blechen eingeschossen. Das Backen soll nur 10 Minuten dauern, das Ein- und Ausschiessen eben so lange. *A* ist die in einer Höhe von 9—10′ über dem Fussboden durch den ganzen Saal gehende Hauptwelle, glatt gedreht und aus einzelnen durch Kuppelungen verbundenen Stücken bestehend. Sie ist $4\frac{1}{2}''$ stark und macht 25 Umdrehungen in einer Minute. Von ihr aus werden durch Winkelräder vier rechtwinklig auf sie gerichtete, ebenfalls horizontale Wellen *B* und *C* umgedreht. Sie sind $3\frac{1}{2}''$ stark und die Zahnverhältnisse der Räder so geordnet, dass sie 15 Umdrehungen in einer Minute machen. *D* ist die Knetmaschine, welche ihre Bewegung durch eine kleine stehende Welle (in der Abbildung dieser Knetmaschine, *Fig.* 10 auf Taf. 40, mit *H* bezeichnet) erhält, die durch das kleine Winkelrad *d* an der Welle *C* in Bewegung gesetzt wird. *FF* sind die ersten, *HH* die zweiten Walzmaschinen; sie erhalten ihre Bewegung durch die mit den Krummzapfen *a a* der Wellen *B* und *C* verbundenen Bläuelstangen (s. oben). *I* sind die Ausschlagmaschinen, bewegt durch die Excentrica *b b* der Wellen *B*. Um nun eine bequeme Fortführung des Teiges von einer Maschine zur andern herzustellen, sind erstens an der Vorderwand von *G* bis G_1 zwei parallele Reihen von eisernen Säulen auf dem Boden errichtet, welche die Zapfenlager von Walzen tragen, die in einer Ebene liegen, durch eine endlose Schnur verbunden sind (die ihre Bewegung durch eine von dem Winkelrade *c* umgedrehte stehende Welle empfängt) und daher ein auf sie gelegtes, mit Teig beladenes Bret langsam von *G* nach G_1 befördern. Bei *K* und *L* befinden sich ebenfalls solche Säulen errichtet, welche aber nur in Rollen endigen, auf welche man die Breter fortschiebt. Walzen würden hier die Arbeiter nur in der freien Bewegung hindern. — Der Gang der Arbeit ist nun im Zusammenhang folgender. Die Knetmaschine wird mit Mehl und Wasser gefüllt, drei Minuten lang in Umdrehung versetzt, dann der Trog auf die bereits erwähnte Weise zur Seite herausgeschoben, mittels Blechschaufeln der Teig herausgenommen und auf einen fahrbaren Tisch gebracht, welcher an drei Seiten der Platte mit einem vorstehenden Rande und an zweien seiner Füsse (den


H
H
K
E
G
I
a
b
c
B
L
F
F
A
E
D
d
C
a
a
G
c

hinteren) mit Rollen versehen ist; man hebt ihn vorn etwas in die Höhe und rollt ihn vor sich her. So schiebt man den Teig in die Nähe der ersten Auswalzmaschinen, auf deren Tischplatten man ihn bringt und auf die angegebene Art auswalzt; sind die Teigplatten ganz gleichförmig, so legt man sie stückweise auf Breter, und die Breter auf die Walzen $G\,G_1$, von denen sie langsam in die Nähe der zweiten Auswalzmaschinen geführt werden. Hier legt man, wie gesagt, die ganzen Breter unter die Walzen, zieht sie, mit einer gleichförmigen Teigplatte bedeckt, wieder hervor und lässt sie dann auf den Rollen K unter die Ausschlagmaschinen gleiten. Die mit den zerschnittenen Teigplatten bedeckten Breter kommen nun auf die Rollen L; hier schiebt man Blechplatten unter die Zwiebacke und stellt diese Bleche auf leiterartigen Rahmen über einander auf, bis sie vom Schiesser übernommen und in die Oefen gebracht werden. (Verhandlungen des Vereins für Beförderung des Gewerbfleisses in Preussen 1836. S. 293 ff.)

Anhangsweise sei noch Einiges über sogenannte mechanische Backöfen erwähnt. Der Natur der Sache nach könnten an einem Backofen nur zweierlei mechanische Vorrichtungen angebracht werden, nämlich Vorrichtungen zum Ein- und Ausschiessen der Brode (Backöfen mit mobilen Schiessrahmen), oder eine bewegliche rotirende Ofensohle, um die Brode während des Backens allmälig an verschiedene Stellen des Ofens zu bringen. Man hat in beiden Beziehungen Vorschläge gethan, von denen jedoch noch keiner wirklich in die Praxis übergegangen oder wenigstens durch detaillirte Beschreibungen und Abbildungen genauer bekannt geworden ist. Die letztere Art mechanischer Vorrichtungen dürfte indessen ganz überflüssig und auf weit practischere Weise ersetzt werden, wenn man die Bedingung ihrer Existenz, nämlich ungleiche Erwärmung verschiedener Stellen der Ofensohle durch Einführung vervollkommneter Backöfen mit Luftheizung u. s. w. beseitigte. Solche Oefen, wie z. B. der von Lemare und Jametel oder der Marinebackofen von Sochet, deren Betrachtung natürlich nicht hierher gehört, würden wohl auch in der Regel die Anwendung einer beweglichen Backsohle nicht gut möglich machen.

Weit anwendbarer sind Vorrichtungen zum Ein- und Ausschiessen der Brode. Dieselben sind ihrer Natur nach so einfach, dass wenige Worte darüber hinreichen werden. Es gehören dazu Rahmen, welche auf Rollen oder in seitlichen Falzen über der Backofensohle hin und her bewegt und auf einer Schienenleitung ganz zum Ofen, dessen Mundloch hier die ganze Breite der Sohle haben muss (was als Uebelstand anzusehen ist), herausgeschoben werden können. Auf diese Rahmen legt man die mit den Broden bedeckten Bleche oder Platten oder hebt sie mittels eines kleinen Krahns darauf, schiesst sie dann in den Ofen ein, was mittels einer Kette und einer kleinen Winde geschehen kann, und wiederholt nach Beendigung des Backens diese Operationen in umgekehrter Ordnung. Das Ein- und Ausschiessen als letztes Glied einer Reihe continuirlicher Arbeiten zu behandeln geht natürlich nicht, da das Backen selbst eine nur periodisch wiederkehrende Operation ist. Man könnte aber sehr leicht bei grossen Etablissements die Sache so einrichten, dass die mit dem Gebäcke bedeckten Platten auf einer Walzenreihe vor der Fronte der neben einander liegenden Backöfen hinbewegt würden, dass der Krahn und die Winde zum Ein- und Ausschiessen auf einer Schienenbahn oberhalb dieser Bewegung zu folgen im Stande wären

und man auf diese Weise ohne Unterbrechung einen Ofen nach dem andern bediente. Es scheint aber nicht, als ob sich auf diese Weise eine Ersparung an Arbeitslohn erzielen liesse, da kein Mann überflüssig, wenn auch die Arbeit erleichtert wird. Dies ist auch der Grund, warum man selbst in den grossen englischen Etablissements bis jetzt von solchen Vorrichtungen ganz abgesehen hat und warum wir es bei dieser kurzen Notiz darüber bewenden lassen können.

A. Weinlig.

Balancier, Wagebaum, Wagebalken (fr. *balancier;* engl. *balance*). Unter einem Balancier versteht man eine mechanische Vorrichtung, durch welche zwei, sich geradlinig oder bogenförmig hin und her bewegende Kräfte oder kraftausübende Körper dergestalt mit einander verbunden werden, dass während der Hinbewegung oder des Aufsteigens des einen der andere sich herbewegt oder niedersinkt, und umgekehrt. Von dieser Art der Verbindung sowie der dabei statt findenden wiegenden, auf und nieder schwankenden Bewegung der Vorrichtung hat dieselbe den Namen Wagebalken oder Balancier erhalten.

Der Zweck des Balanciers kann ein doppelter sein. In der einen und ersten Art der Anwendung dient derselbe zur unmittelbaren Uebertragung einer wirkenden Betriebskraft auf eine zu überwindende Last; so bei Dampf-, Wassersäulen-, selbst auch bei anderen Umtriebsmaschinen, jedoch vornehmlich bei solchen, bei denen die Kraft ursprünglich eine geradlinig wiederkehrende Bewegung erzeugt, und bei dieser Anwendung wird die bezeichnete Vorrichtung vorzugsweise mit dem Namen Balancier belegt. In einer andern Art der Anwendung dient aber derselbe zur Unterstützung einer Kraft, welche eine Last hin und zurück bewegt, und zwar um die zu verschiedenen Zeiten und in verschiedenen Ständen statt findende Ungleichheit der Grösse und des Momentes der Last oder der Kraft oder beider auszugleichen.

Die zu solchen Unterstützungen dienenden Balanciers gehören fast durchgängig in die Classe der Gegengewichte — Gegengewichtbalanciers; — und diese Unterstützung der zu bewegenden Last wird bei ihnen durch eine andere blos deshalb besonders hinzugefügte bewirkt, sofern nicht die Gesammtlast getheilt und der eine Theil durch den anderen selbst ausgeglichen, wenigstens gegenseitig ein Theil der Hindernisslast übertragen wird.

Der Art der Ausführung nach hat man 1) mechanische Balanciers, durch feste unbiegsame Verbindungen dargestellt; sie sind die gewöhnlichsten und in der Anwendung unbeschränktesten, sowohl für eigentliche Balanciers als auch für Gegengewichte; 2) hydraulische, durch Wasser dargestellt; sie können lediglich zur Unterstützung und Ausgleichung, nicht aber zur unmittelbaren Uebertragung der Umtriebskraft dienen.

I. Der eigentliche oder mechanische Balancier, (fr. *balancier mécanique;* engl. *beam, loggerhead, working-beam, rocking-beam, lever*).

Die erste Bestimmung des mechanischen Balanciers ist, wie eben bemerkt worden, die Uebertragung der Umtriebskraft auf eine zu bewegende Last, sei es dass diese, und so am häufigsten, wie bei Dampf-, Wassersäulen- und ähnlichen Maschinen, ursprünglich eine geradlinig wiederkehrende Bewegung erzeugt, die eben so auf eine Last übergetragen werden soll, oder dass erstere Bewegung in eine kreisförmige umgesetzt werden

soll, oder endlich selbst dass die erste Bewegung an der Umtriebsmaschine eine kreisförmige ist, aber in eine geradlinig wiederkehrende, oder, was am seltensten, wieder in eine kreisförmige umgesetzt werden soll.

Balanciers dieser Classe bestehen im Wesentlichen aus einem doppelarmigen, mit seiner Axe aufgelagerten Hebel, mit dessen einem Ende die bewegende Kraft, mit dem andern die zu bewegende Last verbunden ist. In der Ausführung wird dieser Hebel von Holz oder von Eisen dargestellt, früher fast durchgängig von Holz, in neuerer Zeit häufiger von Eisen.

Hölzerne Balanciers. Man wendet dazu am liebsten Stein- und zwar Rasen- oder Randeiche als die festere, übrigens natürlich möglichst astfreies und sonst gesundes Holz an, obschon für geringere Belastungen auch weiche Nadelhölzer sich eignen. Die Einrichtung des eigentlichen Balanciers oder des Baumes an und für sich kann, nach Massgabe der Grösse der zu übertragenden Kraft, der Massverhältnisse, besonders der Entfernung der beiden Befestigungspunkte von einander und von der Drehungsaxe, endlich nach dem Grade der beabsichtigten Vollkommenheit verschieden getroffen werden.

Die einfachste ist die eines Baumes aus einem einzigen Stücke *A* (s. Taf. 44 *Fig.* 1 Stirnansicht, *Fig.* 2 Seitenansicht) von rechtwinkeligem Querschnitte. Dieser Querschnitt ist länglich viereckig, höher als breit, da bekanntlich mit der Höhe das Tragvermögen im quadratischen, mit der Breite nur im einfachen Verhältnisse wächst. Nach den Enden zu kann die Höhe abnehmen, da auch hier die Tragfähigkeit nach den Gesetzen der Statik kleiner zu sein braucht als in der Mitte; seltener nimmt man an Breite ab, weil dies die Befestigung der übrigen Theile am Balancier mehr erschwert. Für kleinere Balanciers ist es aber überhaupt allemal das Einfachste, Höhe und Breite durchgängig gleich gross zu lassen, weil durch das Abnehmen des Querschnittes sehr wenig an Holz erspart wird, da selbst die Benutzung schneller ablaufender Stämme und Stammenden doch nur für die eine Seite des Balanciers von Einfluss, die dadurch bewirkte Gewichtsverminderung aber von sehr wenig Belang ist, so dass endlich nur die Rücksicht auf eine etwas gefälligere Form übrig bleibt. In diesem Baume ist der Zapfen *a* als Auflagerungs- und Drehungsaxe eingelegt; entweder liegt er in der Mitte oder an irgend einem andern Punkte, dessen Lage gegen die ganze Länge durch das Verhältniss bestimmt wird, in welchem man den von dem einen Ende aufgenommenen Hub auf das andere übertragen will und ob er gleich bleiben oder verändert werden soll. In demselben Verhältnisse, in welchem der Hub zu vergrössern oder zu verkleinern ist, verlängert oder verkürzt man auch den letzteren Arm gegen den ersteren und theilt danach die Gesammtlänge des Baumes ein; am häufigsten aber behält man das Verhältniss wie 1 : 1 bei.

Zu beiden Seiten der Axe ist der Baum mit eisernen Ringen *b* gebunden; sie dienen lediglich zu grösserem Zusammenhalte des Holzes, welches theils durch die Befestigung der Axe selbst geschwächt wird, theils hier die ganze vereinte Last zu tragen hat, je nach der der Axenbefestigung selbst gegebenen Einrichtung; da jedoch die Schwächung nicht erheblich sein darf und für die Belastung dem Balancier ein angemessener Querschnitt gegeben werden muss, so ist es eben so unnöthig, die Ringe übermässig stark, als auch in übergrosser Anzahl anzubringen. Dasselbe gilt von den Ringen *b* zu beiden Seiten der Angriffs-

punkte an den Enden, besonders den äusseren nächst der Stirn gelegenen, welche vornehmlich das Aufspalten des Holzes verhüten sollen. Von derselben Art ist der Balancier *Fig.* 3.

Fig. 5 in der Stirn- und *Fig.* 6 in der Seitenansicht zeigen einen solchen Balancier von durchgängig gleicher Höhe, an den Enden mit Krümmlingen oder Cirkelstücken *B* versehen, welche nach Kreisbogen ausgeschnitten sind, deren Mittelpunkt in der Axe des Balanciers liegt. Sie werden durch die Streben *C* gegen die auf der untern und obern Seite des Baumes *A* aufgelegten Spannhölzer *D* abgesteift; da jedoch diese Theile, sowie die Spannsäule *E*, der Verbindungsweise des Balanciers mit der zu übertragenden Kraft und Last zugehören, so wird bei dieser näher davon zu sprechen sein.

Ist die Belastung des Balanciers grösser, muss es sonach auch dessen Querschnitt werden, und kann oder will man deshalb, grösserer Ersparniss halber, den Balancier nicht aus einem einzigen in dem geforderten Verhältnisse stärkeren Stamme fertigen, so legt man wohl auch zwei Bäume über einander (*Fig.* 4) und verbindet dieselben durch Ringe und Schrauben, wozu man dadurch umsomehr veranlasst wird, dass hier zweckmässig die Höhe merklich grösser sein muss als die Breite, daher ein Stamm aus dem Ganzen weit minder rathsam benutzt werden kann. Wo letzteres geschieht, ist es mehr da, wo man den Baum gleich in den erforderlichen Massen geschnitten kaufen kann, daher von dem Verkäufer auch das Uebrige benutzt wird. Der Haltbarkeit nach ist freilich das Letztere allemal besser als die Verbindung aus zwei oder gar mehreren Stücken, wie eine solche in *Fig.* 7 dargestellt ist.

Die Ringe *b* (*Fig.* 4) legt man der Hauptsache nach in gleichen regelmässigen Entfernungen von einander, die Axe ausgenommen, zu deren beiden Seiten sie verdoppelt werden; unnöthig hat man sie jedoch auch hier nicht zu vermehren, noch weniger die Schrauben *c*, welche selbst ohne Nutzen das Holz durchlochen würden.

Noch mehr Holzersparniss hat man bei der früher nicht selten angewendeten Einrichtung von *Fig.* 7, wo zwei schwächere vierkantige Hölzer *A* in der Mitte oder überhaupt da, wo die Axe eingelegt werden soll, über ein dazwischen eingesetztes Keilstück *B* gelegt und an den Enden durch Ringe und Beschläge zusammengezogen und verbunden werden, so dass von *B* bis gegen die Enden der mittlere Raum zwischen den Bäumen frei bleibt. Man hat hierzu ein elastischeres, ganz astfreies Holz anzuwenden, Tannen- oder selbst Eschenholz. Der Keil *B* wird mit Verkämmung eingesetzt, durch die Schraube *b* und die Ringe *c* befestigt; zum Zusammenhalten der Bäume im übrigen Theile aber dienen die Ringe *d* und die Schrauben *e*, sowie die breiten Kappen *g*, welche zur Befestigung der Bolzen *f* um die Enden umgelegt sind.

Eine andere durch Erfahrung bewährte Construction zeigt *Fig.* 9 Taf. 45 in der Seiten- und *Fig.* 10 in der oberen Ansicht; hier ist *a* ein die ganze Länge des Balanciers bestimmendes Holzstück, gegen welches sich bogenförmig die beiden Seitenstücke *b b* anlegen; die letzteren sind künstlich gekrümmt, mit den Enden bei *f f* durch Verzahnung mit dem Mittelstück verbunden, in der Mitte durch die Einschiebkeile *c c* von demselben entfernt gehalten und durch die Schraubenbolzen *d d* und *e e* in der Mitte und an den Enden mit demselben verbunden. Die beiden vorstehenden Köpfe von *a a* nehmen die Lager zur Verbindung mit der Kurbelstange u. s. w. auf.

Man beabsichtigt durch diese Verbindung mit den geringsten Kosten und der mindesten Masse die Gestalt des Balanciers der mechanisch vollkommensten und verhältnissmässig tragfähigsten, durch das in der Mitte höchste, nach den Enden zu abnehmende, durch Curven begränzte Profil zu nähern, ja man verbindet auf diese Weise selbst noch mehr Bäume mit einander; indess bleibt eine solche Construction, wenn sie nicht mit äusserster Sorgfalt ausgeführt und unterhalten wird, immer ziemlich wandelbar und in ihren Theilen leicht verschiebbar.

Glaubt man deshalb einer so grossen Höhe zu bedürfen, dass dieselbe, bei der nöthigen Rücksicht auf Ersparniss oder selbst der völligen Unmöglichkeit, die erforderliche Stärke aus einem Stücke erlangen zu können, aus mehreren über einander zusammenzusetzen ist, so würde auch die Einrichtung von *Fig.* 8 Taf. 44 gewählt werden können. Hier sind die drei Bäume *A* durch Ringe *b* und Schrauben *c*, endlich auch durch Verkämmung fortlaufend mit einander verbunden, so dass sie sich auch der Länge nach nicht gegen einander verschieben können, was bei *Fig.* 7, ja selbst *Fig.* 4 bis auf einen gewissen Grad bei fortgesetzter Bewegung geschehen kann. Auch dieser Balancier trägt wie *Fig.* 5 u. 6 wenigstens an dem einen Ende einen Krümmling *B*, durch Spannstreben *C* unterstützt, dessen Anbringung ebenfalls lediglich auf der Art der Uebertragung der Kraft beruht, daher später behandelt werden soll.

Hölzerne Balanciers würden aber für Uebertragung sehr grosser Kraft mehrentheils nicht ausreichen; trotz der grossen Dimensionen, welche sie sehr unbehülflich und unförmlich machen, würden sie doch dem Material und der möglichen Verbindung nach stets mechanisch unvollkommener, ökonomisch unzweckmässiger bleiben als eiserne. Diese letzern haben dagegen die Vorzüge der grossen, für alle Ansprüche ausreichenden Tragfähigkeit, der Starrheit und Unnachgiebigkeit, der Sicherheit und Unveränderlichkeit vor den hölzernen voraus, Vorzüge, welche sich wesentlich bei schneller abwechselnd schiebender und ziehender Bewegung — also bei doppeltwirkenden Maschinen — insonderheit aber bei Dampfmaschinen geltend machen, bei welchen die in der Umgebung herrschende höhere Temperatur alle und jede Anwendung von Holz, wegen des Ausdorrens desselben, somit der Schwierigkeit, feste Verbindungen zu erhalten, minder empfehlenswerth erscheinen lässt. Fast für alle Anwendungen sind eiserne Balanciers am besten aus Gusseisen herzustellen als aus demjenigen Material, welchem man am leichtesten jede beliebige und sonach auch diejenige Form geben kann, welche mit der verhältnissmässig geringsten Masse die grösste Tragfähigkeit gewährt, was bei Schmiedeeisen wenigstens nur durch eine weit kostspieligere Bearbeitung möglich wäre, obschon dagegen dieses mehr eigenthümliche Festigkeit besitzt. Da nun zudem das Schmiedeeisen schon an und für sich theuer ist, auch hier, wie in vielen ähnlichen Fällen, es auf ein absolut geringstes Gewicht weniger streng ankommt, so kann man ohne merklichen mechanischen Nachtheil die geringere Festigkeit des Materials durch einige Massenvergrösserungen leicht übertragen.

Die richtigste Gestalt für den Balancier ist die parabolische (vergl. *Tredgold Practical essay on the strength of cast iron sect. III. art.* 22 u. ff., u. A), d. h. die, deren Profil auf derjenigen Seite, nach welcher hin die Kraft oder Last wirkt, durch einen Parabelbogen begränzt wird, dessen Scheitel im Ende des Balanciers liegt. Diese Krümmung

ist bekanntlich diejenige, bei welcher ein Baum mit der kleinsten Masse die grösste Tragfähigkeit für eine am Ende befestigte Last erlangt (s. FESTIGKEIT). Da übrigens dieselbe sehr flach ist, so kann man auch statt ihrer eine aus mehreren Kreisbogen zusammengesetzte Linie anwenden. Ist die Kraft und Last nur nach einer Richtung, entweder blos ziehend, oder blos schiebend, zu übertragen, so wäre, genau genommen, auch der Balancier nur auf der einen und zwar der oberen oder unteren Seite, je nach der Art der Wirkung, nach jener Curve zu gestalten, die andere aber durch eine gerade Linie zu begränzen; wenn man indess überhaupt bei einfach wirkenden Maschinen eiserne Balanciers anwendet, so gibt man ihnen auch schon der Symmetrie halber einen oben und unten gleichgestalteten Umriss. Umrisse dieser Art zeigen die Balanciers Taf. 45 *Fig.* 11—15, 17 u. s. w. Wenn der Balancier mehr oder ausschliesslich zur Verbindung, Leitung u. s. f. dient, so wird mit der abnehmenden mittleren Höhe die Krümmung lediglich durch sehr flache Kreisbogen darzustellen sein, bei welcher Gestalt die Höhe in der Mitte mehr nur des eigenen Gewichtes und der Befestigung, Aufhängung u. s. f. halber um etwas grösser wird als die an den Enden; so *Fig.* 16. In gleicher Weise kann man auch bei eisernen Balanciers dem Querschnitte (rechtwinklig auf die Axe) die der grössten Tragfähigkeit entsprechende Form in weit vollkommnerem Masse geben als dies bei Holz möglich war, nämlich eine grössere Höhe bei geringerer Breite (Stärke).

Um aber auch nicht nur die Tragfähigkeit an und für sich, sondern auch die Steifigkeit, wesentlich gegen Seitenbiegungen, zu vermehren, gibt man dem ganzen Umrisse einen vor beiden Seitenflächen ringsherum hervortretenden erhabenen Rand, *Fig.* 11—17 und 20 *a*. Der übrige Hauptkörper des Balanciers ist nun entweder eine massive Platte, wenn man die Festigkeit um etwas weiteres nicht vermindern will, wie in *Fig.* 11—14, 16 und 17, oder er ist durchbrochen, wie in *Fig.* 15 und 20, Letzteres in dem Falle, wenn die Massverhältnisse, besonders die durch die Länge und die beabsichtigte Steifheit des Balanciers vorgeschriebene Höhe mit mehr Masse und Gewicht auch ein grösseres Tragvermögen erzeugen würden als man übrigens bedarf. Die Durchbrechung des Hauptkörpers muss nur dann so eingerichtet werden, dass 1) die übrigbleibenden Theile den Umfang streben- oder bogenartig absteifen und tragen; 2) dass der Querschnitt dieser bleibenden Theile unter einander möglichst gleich sei, weil sonst nicht nur die Tragfähigkeit selbst verschieden werden, sondern auch das Erkalten des flüssigen Eisens in der Form nicht gleichzeitig erfolgen, daher eine ungleiche Spannung und dadurch die Gefahr leichten Zerbrechens bei etwaigen Stössen eintreten würde; 3) dass, wie auch bei jedem anderen Gusswerke, alle scharfen Winkel etwas ausgefüllt werden, weil sie sonst ebenfalls am leichtesten aufreissen.

In allen Fällen würde bei der bezeichneten massiven oder durchbrochenen Construction die geringe mittlere Stärke nicht hinreichen, die Zapfen und Bolzen zur Auflagerung des Balanciers, zum Anhängen der verschiedenen Gestänge und Theile für die Verbindung mit der Kraft und Last u. s. f. genügend zu befestigen, es sind daher an diesen Punkten runde warzenartige Verstärkungen *b* anzubringen, welche durchbohrte Hülsen für jene zu befestigenden Theile geben. Diese Warzen sitzen entweder unmittelbar auf der eigentlichen Fläche des Balanciers oder

auf scheibenförmigen oder anders gestalteten etwas vorspringenden Flächen, so *c* bei *Fig.* 11, 14, 15, 17. Nach aussen lässt man sie gern etwas conisch ablaufen, wie sich dies in *Fig.* 13 zeigt. Endlich wird noch eine letzte Verstärkung durch eine der ganzen Längenaxe nach auf jeder Seitenfläche hinlaufende Rippe *d* *Fig.* 11, 12 und 14 bewirkt, welche sich bis zu derselben Höhe erhebt, wie der erhabene Rand *a*, und wohl in der Mitte etwas stärker ist, als nach den Enden zu.

Noch eine andere, völlig verschiedene Einrichtung, welche eiserne Balanciers bekommen können, ist die *Fig.* 18 und 19 in der oberen und Seitenansicht verzeichnete; sie bestehen dann blos in einer starken Stange *A* von kreisförmigem Querschnitte, welche man eben sowohl aus Guss- als auch, und besser, aus Schmiedeeisen herstellt. Da jedoch dieser Balancier, zu gleichem Zwecke, nur in anderer Weise, wie der *Fig.* 16, nicht zur Uebertragung der Kraft, sondern nur zur Leitung und Erhaltung einer geradlinigen Bewegung dienen soll, so wird später, bei den für letzteren Zweck überhaupt angewendeten Mitteln davon weiter zu sprechen sein.

Endlich darf nicht unerwähnt bleiben, dass zuweilen eiserne Balanciers auch aus zwei gleichen Theilen der oben beschriebenen Einrichtung zusammengesetzt werden, welche parallel neben einander, mit einem gewissen Zwischenraume, gestellt und hauptsächlich durch die Zapfen und Bolzen zur Anhängung der zu verbindenden Theile vereinigt werden. Sie kommen in dieser Einrichtung am meisten noch bei den tiefliegenden Balanciers auf Dampfschiffen vor, doch liegt meist, abgesehen von der gestatteten grösseren Einfachheit der Verbindung daran anzuhängender Theile, eine wesentliche Nothwendigkeit dieser Einrichtung nicht vor, ausser bei überhaupt so grossen und schweren Balanciers, dass solche nicht aus einem Stücke gegossen werden können.

Auflagerung der Balanciers. Die Axen der Balanciers werden gleich denen anderer Maschinentheile von ähnlichen Verhältnissen am zweckmässigsten von Gusseisen, schwächere auch wohl von Schmiedeeisen gefertigt. Sie bestehen aus einem mittleren Theile zur Befestigung in ersterem und aus den zur eigentlichen Auflagerung dienenden Zapfen zu beiden Seiten desselben Taf. 44 *Fig.* 1—7, *a*; Taf. 45 *Fig.* 11, 12, 13 und 14, *e*; *Fig.* 15 und 17 *d*, 20 *c*. Der mittlere Theil ist entweder vierkantig oder rund, ersteres in der Regel bei hölzernen Balanciers, letzteres bei eisernen. Die Zapfen sind entweder cylindrisch oder conisch; letztere Form stellt sich in Taf. 44 *Fig.* 5 und 6 deutlich dar; bei ihr braucht der Zapfen nur eben die nöthige, nur am innern Umfange grösste Stärke zu bekommen und die Axe bleibt mit dem ganzen Balancier vermöge der Abschrägung leichter in der richtigen mittleren Lage zwischen beiden Unterstützungspunkten.

Die Grösse des Zuganges, d. h. die Abnahme der Stärke, hängt zwar nur von der absoluten Stärke und Länge des Zapfens ab, muss jedoch so abgemessen sein, dass derselbe nicht so klein wird, dass jener Einfluss zu gering, noch so gross, dass dadurch ein schädlicher Seitendruck auf die Zapfenlager ausgeübt wird. Durchschnittlich kann man als passenden Zugang, auf jeder Seite des Profils des Zapfens, wohl $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{12}$ der Länge annehmen. Sehr zweckmässig ist es ferner, namentlich bei stärkeren Zapfen, an den äusseren Stirnen vorspringende Ringe (Warzenringe) anzugiessen, scharfkantig oder besser abgerundet. Sie gewähren nicht nur den Nutzen, das Verschieben in den

Zapfenlagern der Axenrichtung noch mehr zu verhüten, auch die letzteren zusammenzuhalten, sondern auch, und wesentlicher, die Fuge zwischen Zapfen und Lager auf der Stirn zu schliessen, das Eindringen von Unreinigkeit in dieselbe abzuhalten und so das sonst unvermeidliche spitze Ablaufen der Zapfen in dieser Gegend und das Auslaufen der Lager von aussen herein zu verhindern.

Die richtige Lage der Axe gegen die Höhe des Balanciers ist an und für sich verschieden nach der Art, wie die Kraft auf denselben wirkt; die Axe soll eigentlich für möglichst geringe Schmälerung der Festigkeit und Tragfähigkeit des ersteren auf derjenigen Seite des Balanciers liegen, nach welcher hin die Kraft und Last (der Widerstand) an beiden Enden denselben zu ziehen oder zu drängen streben; findet sonach diese Wirkung nur ziehend, nach unten, statt, wie in der Regel bei einfachwirkenden Maschinen, so wird die Axe eigentlich auf der unteren Seite, erfolgt aber die Wirkung abwechselnd in einer und der anderen Richtung, wie bei doppeltwirkenden Maschinen, so wird sie in der Mitte der Höhe zu befestigen sein. Entgegen steht der nach diesen Rücksichten geordneten Befestigung wesentlich bei einfachwirkenden Maschinen die etwas erhöhte Schwierigkeit der Befestigung auf der Aussenseite; ferner diejenige, die Befestigungspunkte der Kraft und Last an den Enden mit der Axe in eine gerade oder überhaupt in Linien zu vereinigen, welche auf den mittleren Richtlinien, in denen Kraft und Last auf den Balancier übergetragen werden, rechtwinkelig stehen. Am meisten kommen dergleichen Befestigungen noch bei hölzernen Balanciers vor, während bei eisernen die Axe stets in die Mitte der Höhe gelegt zu werden pflegt; eben so bei höheren und stärkeren hölzernen, weil hier die Befestigung am leichtesten ist; s. Taf. 44 *Fig.* 4 — 8.

Der vierkantige Theil der Axe, welcher überhaupt durchschnittlich die Stärke (Breite) des Balanciers zur Länge hat, wird in eine entsprechende, jedoch $\frac{3}{4}$ — $1\frac{1}{2}$ Zoll weitere Durchlochung des Holzes eingelegt und hier durch rings herum eingetriebene flache eiserne Keile befestigt, welche zugleich zur Herstellung und Erhaltung der gehörigen Centricität der Zapfen dienen.

Die Befestigung auf der Unterfläche des Balanciers kann entweder dadurch bewirkt werden, dass man den mittleren Theil der Axe in umschliessende Pfadeisen so einlegt, dass die Hälfte der Stärke in das Holz versenkt ist, s. Taf. 44 *Fig.* 1 und 2 *c*, während die zur Befestigung der Pfadeisen dienenden Schrauben *d* durch den Balancier hindurch (nach Befinden an den Aussenseiten hinauf) und auf dessen oberer Seite durch Stossscheiben, breite Legeisen, oder endlich geradezu durch eine übergelegte starke Eisenplatte *e* gehen, oder es kann, wie in *Fig.* 3, auf der Unterfläche des Balanciers eine eiserne Lagerplatte *f* durch Schrauben *g* und Ringe *b* befestigt werden, auf welcher Lagerplatte nach unten gewendet zwei Wangen stehen, in denen man den hierzu ganz runden, mittleren Theil der Axe durch Keile oder Frictionsbolzen befestigt; die Platte hat übrigens noch an den Enden erhabene Ränder, mittels deren die Ringe darauf erhalten werden, welche übergestreift und auf der oberen Seite des Balanciers durch untergetriebene Gegenkeile angezogen sind. Bei eisernen Balanciers gestattet der, in der Regel cylindrische, mittlere Theil der Axen die richtigste, sicherste und doch einfachste Befestigung, indem man ihn gehörig abgedreht in die oben beschriebene, zu seiner Aufnahme bestimmte, ausgebohrte, wo möglich vorher erwärmte

Hülse eintreibt und durch einen auf und in der Fläche von beiden, in der Axenrichtung in eine dazu bewirkte Bohrung eingetriebenen Frictionsbolzen befestigt, der, wie gewöhnlich, mit der halben Stärke in dem Körper der Axe, mit der anderen Hälfte in dem der Hülse liegend, schon bei geringer Stärke weit grösseren Widerstand gegen das Drehen der Axe in der Hülse leistet als hier lediglich gegen die ihn zurückhaltende Reibung in den Pfannen angesprochen wird. Auf gleiche Weise befestigt man übrigens, wie gleich hier bemerkt werden mag, bei eisernen Balanciers die übrigen Bolzen zum Auf- und Anhängen einzelner Theile.

Bei sehr grossen und stark belasteten Balanciers wird wohl auch die Befestigung des dazu gefertigten sechs- oder achteckigen mittleren Theiles durch auf dessen Seitenflächen in der Hülse besonders eingesetzte eiserne Keile bewirkt, wie Taf. 45 *Fig.* 14, welche Befestigung aber in jeder Hinsicht der vorigen nachstehen dürfte.

Die gebräuchlichste und sicherste Auflagerung der Zapfen ist die in festliegenden Zapfenlagern oder Pfadeisen, wie Taf. 44 *Fig.* 4 — 8, Taf. 45 *Fig.* 12, 13 und 17 — 19; indess hat man ausnahmsweise auch bewegliche Lager angewendet, wie Taf. 44 *Fig.* 1, 2 und 3, wovon weiter unten das Nöthige gesagt werden soll. Die festliegenden Zapfenlager sind ebenfalls in Gestalt und Einrichtung sehr verschieden, je nach dem Gewiche des Balanciers und der Art und Grösse der durch ihn überzutragenden Wirkung; entweder sind es wirkliche breite Lager, offen oder geschlossen, oder mehr pfadeisenartig, aus zwei gleichen Hälften zusammengesetzt. Als allgemeine Erfordernisse sind zu bezeichnen: möglichste Härte und Glätte, bei hinreichender Breite, um die Last auf eine grössere Fläche zu vertheilen, mit unveränderlicher Befestigung auf der nächsten Unterlage. Erfolgt die Uebertragung der Kraft nur ziehend, so kann das Zapfenlager oben offen sein, besonders für eine ruhige, gleichförmige, nicht zu schnelle Bewegung und ein nicht zu grosses Gewicht des Balanciers; es wird dabei alle Reibung in der oberen Hälfte des Zapfens vermieden, das Schmieren erleichtert, und es bedarf dazu nur einer lose über den Zapfen gelegten Decke zum Schutze gegen Staub und Unreinigkeit. Erfolgt hingegen die Bewegung abwechselnd ziehend und schiebend, oder selbst nur schiebend, so ist ein völlig geschlossenes und den Zapfen umschliessendes Zapfenlager nothwendig. Ersteres stellt Taf. 44 *Fig.* 5 und 6 *t*, letzteres *Fig.* 4 *d*, Taf. 45 *Fig.* 12, 13 und 17 — 19 *b* dar.

Wirkliche Zapfenlager, die nicht nach Art der Pfadeisen eingerichtet sind, werden fast nur von Gusseisen dargestellt; wegen der Ausarbeitung derselben versieht man sie zweckmässig mit Futtern, in welchen die Zapfen unmittelbar ruhen; s. Taf. 44 *Fig.* 5 und 6 und Taf. 45 *Fig.* 12, 13 und 17 — 19. Die Futter dienen zur Verminderung der Reibung und erleichtern die Erneuerung des gerade am schnellsten angegriffenen und ausgearbeiteten Theiles; ohne dieselben müsste man das ganze Zapfenlager erneuern. Man fertigt sie für geringere Belastungen von Messing oder Bronze, für grössere, für welche jene zu weich und wegen der zugleich nöthigen grösseren Masse auch zu theuer wären, von Stahlguss, einer Composition von Gusseisen und Kupfer oder Nickel, welche bei grosser Härte eine bedeutende Glätte annimmt und behält. Dergleichen Futter setzt man mittels angegossener Spünde zwischen die Wangen des Zapfenlagers ein, wie dies Taf. 44 *Fig.* 5 und 6 zeigt, und

sie bestehen ebenfalls aus einer oder zwei Hälften, jenachdem das Zapfenlager offen oder geschlossen ist. Bei geschlossenen Zapfenlagern halten aufgeschraubte flache Zapfendeckel die obere Hälfte nieder, s. Taf. 45 *Fig.* 12, 13 und 17 — 19, und dann können gleich die durch die ganze Höhe des Lagers zwischen Wangen und Futter aufsteigenden Schrauben für den Deckel die Befestigungsspünde ersetzen.

Das Lager wird durch Schrauben auf hölzernen Rahmstücken oder selbst gusseisernen Trägern oder Stühlen befestigt, s. Taf. 44 *Fig.* 4 *B*, *Fig.* 5 und 6 *k*, Taf. 45 *Fig.* 12 und 13 *C*, *Fig.* 17 — 19 *C*. Auch hier kann man bei hölzernen Trägern noch mit Nutzen ein Zwischenfutter durch sogenannte Zapfenklötze (Taf. 44 *Fig.* 5 u. 6 *s*) anbringen, gewöhnlich Stücke harten Holzes, welche, durch Schrauben oder auch Keile auf und in den Rahmstücken befestigt, den unmittelbaren Druck der in sie eingesetzten Zapfenlager aufnehmen und denselben auf eine grössere Fläche der Rahmstücke vertheilen und so ebenfalls ein zugleich leichter zu erneuerndes Zwischenmittel gewähren, ferner selbst mit geringeren Kosten aus einer festeren Holzart dargestellt werden können als ihre Hauptunterlagen, endlich dadurch die richtige Lage der Zapfenlager, Zapfen und somit des Balanciers weit leichter regeln und erhalten lassen. Die einfachere Angewäge-Einrichtung in *Fig.* 4 blos aus starken langen Trägern, die nach Befinden durch kürzere unterstützt und endlich durch Querbalken getragen werden, wird da am anwendbarsten sein, wo der Balancier nur in einem freien Raume, in geringerer Höhe über der Maschine, nicht aber auf Mauerwerk oder gar Gestein aufgelagert werden kann.

Das ganze Angewäge — Zapfenlager, Zapfenklotz und Rahmstück oder sonstiger Träger — muss durchaus so fest und unwandelbar aufgelagert werden, dass demselben nicht die geringste Bewegung gestattet ist, da eine selbst anfänglich kleine Bewegung durch baldigst sehr beschleunigte Vergrösserung derselben den Grund zu schnell fortschreitender Wandelbarkeit und so zugleich neben eigener Zerstörung zu der Verminderung der mechanischen Leistung legt; ein Umstand, welcher bei der nicht seltenen Auflagerung des Balanciers auf Säulen, welche mehr oder minder einem Schwanken ausgesetzt sind, sehr wenig berücksichtigt zu werden scheint, wo vielmehr gewöhnlich die Festigkeit und Dauer der Zierlichkeit geopfert wird.

Vorrichtungen zur Verbindung des Balanciers mit der Kraft und Last und zur Erhaltung geradliniger Bewegung der zu verbindenden Theile.

Die einfachste Weise der Verbindung des Balanciers mit der Kraft, welche, und die Last, auf welche jene durch ihn übergetragen werden soll, ist die unmittelbare durch Bolzen, welche in den Enden (Köpfen) des Balanciers befestgt werden, wie dies Taf. 44 *Fig.* 1, 2, 3, 8 und theilweise 7 zeigen, nach Befinden, für Nebentheile, auch weiter rückwärts, wie in Taf. 45 *Fig.* 11 bis 15 und 17. Auch von diesen Bolzen ist Lage und Befestigungsweise verschieden. Soweit irgend möglich, und es wird dies fast immer sein, haben die Befestigungsbolzen dieselbe Lage im und gegen den Balancier wie die Zapfen, d. h. in der ganzen Masse oder in der unteren, nach Befinden selbst der oberen Fläche.

Auf Taf. 44 *Fig.* 1 und 2 ist daher der Bolzen *p* mit seinem mittleren vierkantigen Theile bis auf die halbe Stärke in die Unterfläche des

Balanciers versenkt; die beiden cylindrischen Enden hingegen ragen über die beiden Seiten des Balanciers hinaus; sie sind bei dem Uebergange in den mittleren Theil in die hinreichend starken und breiten Wangen einer um den Kopf des Balanciers gelegten Kappe *q* eingelegt und verkeilt. Auch kann der Ausschnitt der Unterfläche für den mittleren Theil mit Eisen ausgefüttert, die Kappe selbst und somit der Bolzen auf der oberen Seite durch Keile angezogen werden.

Die Befestigung in *Fig.* 3 ist der der Axe gleich. Es ist nämlich in die Unterfläche des Kopfes für den Bolzen eine Lagerplatte *i* mit angegossenem Kamme versenkt, an den Enden mit erhabenen Rändern versehen und mit Hülfe dieser durch überlegte und durch auf der oberen Seite untergetriebene Keile *e* angezogene Ringe *d* befestigt; auf der Unterfläche dieser Platte sitzen zwei Wangen, in die der runde Bolzen eingetrieben wird.

Einfacher würde noch die ebenfalls zuweilen angewendete, obschon in den mechanischen Verhältnissen etwas minder vollkommene Einlagerung des Zapfens in zwei auf der oberen Fläche des Balanciers aufgeschraubte Pfadeisen sein, für welche Einrichtung freilich der Kopf des ersteren in der Mitte geschlitzt werden muss, um das anzuhängende Gestänge oder dergleichen hindurchzuführen, was diesen wieder, wenn man ihn nicht in demselben Verhältnisse breiter macht, sehr schwächt.

Noch einfacher ist die Befestigung der Bolzen bei *Fig.* 7, sowie an dem einen Ende bei *Fig.* 8. Die Bolzen *Fig.* 7 *f* und *Fig.* 8 *e* sind in die breiten und starken Wangen der um den Kopf gelegten Kappen *g* und *d* eingelegt und verkeilt, so dass sie von diesen und dem Holze des Balanciers zugleich getragen werden.

Die Befestigung der Kurb-, Kolben- oder anderen Stangen an obige Bolzen erfolgt entweder an dem mittleren Theile, zwischen den Wangen der Kappe, wie *Fig.* 3, oder an den zu beiden Seiten herausragenden Enden mittels Vorsteckfeder und Stossscheibe, so bei *Fig.* 1, 2, 7 und 8; endlich bei *Fig.* 4 entweder in der Mitte, wozu dann ebenfalls der Kopf des Balanciers geschlitzt und jede der dadurch gebildeten Wangen mit einer Kappe wie die beschriebene umlegt sein müsste, oder an den zu beiden Seiten hervorragenden Enden. Für alle Befestigungen der letzteren Art an den äusseren Enden müssen die anzuhängenden Gestänge gegabelt sein, wie in den Detailzeichnungen Taf. 47 *Fig.* 54 u. 62.

Bei diesen unmittelbaren Befestigungen wird jedoch der Bolzen und somit der an denselben angehängte Theil in demselben Bogen bewegt werden, welchen der Kopf des Balanciers beschreibt. Man kann sich deshalb dieses Verfahrens nur da bedienen, wo eine derartige Bogenbewegung ohne Nachtheil ist, wie z. B. zur Aufnahme oder Mittheilung der Kraft von und auf Kurbstangen, die am anderen Ende mit Krummzapfen in Verbindung stehen; überall hingegen, wo eine Abweichung von geradliniger Bewegung nicht zu gestatten ist, muss eine Vorrichtung angebracht werden, durch welche diese, von der Bogenbewegung verursachte Seitenabweichung möglichst ausgeglichen wird.

Diese Vorrichtungen zur Erhaltung geradliniger Bewegung an Balanciers, welche sehr verschieden getroffen werden können, schliessen sich an die Balanciers selbst so nahe an, dass es passend erscheint, wenigstens die für die Anwendung brauchbarsten gleich hier mit zu behandeln; im Uebrigen kann sowohl in Betreff dieser zu beschreibenden, als auch anderer, welche nur der theoretischen Vollständigkeit halber genannt werden

könnten, auf den Artikel ABÄNDERUNG DER BEWEGUNG S. 1 ff. verwiesen werden.

Ihre Verschiedenheit begründet sich wesentlich 1) auf den Grad der beabsichtigten Vollkommenheit der Regulirung; 2) auf die Art und Weise, wie die Kraft, welche auf den Balancier wirkt, zu übertragen ist, ob nur in einer Richtung oder abwechselnd in entgegengesetzter; endlich 3) auf die Grösse der Kraft und Last.

Es sollen nun die hauptsächlichsten und anwendbarsten dieser Vorrichtungen bezeichnet werden. Eine der einfachsten derselben, welche nur angedeutet zu werden braucht, ist die Anbringung eines vermittelnden Gelenkgliedes — s. unten: Gegenlenker, Parallelogramm — oder eines Paares derselben, welches mit dem oberen Ende an dem Kopfe des Balanciers befestigt ist, während sein unteres Ende das anzuhängende Gestänge trägt; dieses letztere muss entweder zwischen festliegenden Leitwalzen, oder mit an den Gestängkopf angesteckten Leitwalzen zwischen einer Leitung auf und nieder gehen. Diese auf verschiedene Weise darzustellende Vorrichtung ist mit bedeutender Reibung verbunden, daher nur für geringe Belastungen, z. B. die Luft-, Warmwasser- und andere Pumpenstangen, geeignet.

Eine Vorrichtung aber, durch welche die geradlinige Bewegung fast unverändert erhalten wird, die aber nur bei leichten und leicht belasteten Balanciers anwendbar ist, ist die Taf. 44 *Fig.* 1 und 2 verzeichnete. Die Auflagerung der Axe des Balanciers findet hier nicht in einem festliegenden Lager, sondern auf einer Schwinge *B* statt, die sich mit dem unteren Ende auf und um einen Zapfen *f* dreht; mit diesem Zapfen, der an beiden Seiten durch angelegte Wangeneisen befestigt ist und über und unter sich die Bundringe *g* hat, ruht sie in den auf den Angewägen *C* aufgeschraubten Zapfenlagern *h*, während am oberen Ende der Schwinge zwei Laschen oder Wangen *i* durch angeschnittene Haken *k*, Schrauben *l* und Ringe *m* befestigt sind, die auf ihren oberen Stirnen die Pfadeisen *n* für die Axe *a* des Balanciers tragen. Die Deckel dieser Pfadeisen werden für sich auf die oberen Enden der dazu an die Seiten der Laschen befestigten Wangeneisen *o* aufgeschraubt und dadurch die Pfadeisen gleichzeitig festgehalten. Der Zwischenraum zwischen den Laschen muss dabei natürlich weit und tief genug sein, um bei dem Auf- und Niederschwingen des Balanciers für die Befestigung der Axe *a* den hinreichenden Raum zu lassen. Zu beiden Seiten desjenigen Endes der Schwinge, dessen Bewegung geleitet werden soll, liegen die beiden Lenkerstangen *E*; sie sind mit Zapfen *r* an dem einen Ende in Zapfenlager *s* auf zwei Leitungsbäumen *D* eingelegt, welche letztere die zwischen ihnen sich hin und her bewegende Schwinge in einer senkrechten Ebene erhalten; die anderen Enden der Lenkerstangen sind an einem Bolzen *t* angesteckt, der ebenfalls mittels eines Kappeneisens *u*, auf der Unterfläche des Balanciers, mit dessen übrigen Axen und Bolzen in einer geraden Linie befestigt ist.

Diese Lenkerstangen bewegen sich also während des Auf- und Niederganges des Balanciers in einem demselben entgegengesetzten Bogen und schieben oder ziehen dadurch bei richtiger Wahl der gegenseitigen Verhältnisse den Kopf des ersteren um eben so viel nach der einen Seite zurück, als er sich von einer mittleren Vertikallinie nach der entgegengesetzten entfernen will. Die Axe *a* des Balanciers bewegt sich dabei auf und mit der Schwinge um so viel hin und her als der Sinus-

versus des halben Centriwinkels beträgt, der dem Hube des Balanciers zugehört, und die Schwinge muss so aufgelagert sein, dass sie, bei senkrechter Stellung, diesen Weg halbirt. Die Leitungsbäume lassen zwischen sich nur so viel Spielraum, dass die Schwinge sich ohne zu viele Reibung frei, aber ohne Seitenschwankung darin hin und her bewegen kann. Durch diese Vorrichtung würde eine vollkommen vertikale Auf- und Niederbewegung des Bolzens *p* bewirkt werden, wenn sich nicht die Axe *a* ebenfalls in einem Bogen statt in einer geraden, horizontalen Linie bewegte; indess ist diese verbleibende Abweichung doch höchst unbedeutend, und wird um so geringer, je länger die Schwinge unter gleichen Verhältnissen ist. Das entgegengesetzte Ende des Balanciers erleidet freilich hierbei eine um so grössere Abweichung. Im Uebrigen muss eine auf der Vertikallinie des Hubes in dessen halber Höhe errichtete Horizontale den Sinusversus des halben von der Schwinge beschriebenen Bogens ebenfalls halbiren.

Zu demselben Systeme gehört die zu Taf. 45 *Fig.* 16 dargestellte Einrichtung bei einem Balancier, welcher hier lediglich zur Erhaltung der geradlinigen Bewegung des Kopfes einer Kolbenstange angebracht ist. Die beiden Zapfenenden der Axe *c* des Balanciers *A* ruhen nämlich in den Köpfen zweier Lenkerstangen *B*, deren andere Enden wieder ebenfalls durch Zapfen in den Pfadeisen *d* auf festen Trägern *C* ruhen. Das vordere Ende *e* des Balanciers ist gegabelt und verbindet in sich mittels eines Bolzens den Kopf der Kolbenstange mit dem Ende einer Kurbstange, durch welche die Kraft und Bewegung von ersterer unmittelbar auf eine Schwungradwelle übergetragen wird. Dieses Ende nebst der daran befestigte Kolbenstange ist es, an welchen die geradlinige Bewegung erhalten werden soll. Das hintere Ende des Balanciers ist mittels eines Bolzens *f* in einer ebenfalls gegabelten hängenden Schwinge *D* befestigt und diese wieder mittels eines Zapfens in den Pfadeisen *g* auf den Trägern *E* aufgehängt.

Bei dieser Einrichtung besteht der Balancier eigentlich nur in der Hälfte des vorigen mit der Schwinge, indem die andere dort zur Uebertragung der Kraft dienende hier wegfällt. Der Kopf *e* des Balanciers wird sich hier in einer Vertikallinie auf und nieder bewegen, welche in einem, dem von dem Zapfen *c* beschriebenen Bogen zugehörigen Durchmesser liegt, einem Bogen, dessen grösster Halbmesser gleich der doppelten Länge der Lenkerstangen *B* oder der doppelten Entfernung von *c* bis *e* ist. Die Abweichung des Kopfes *e* von dieser geraden Linie beruht ebenfalls, wie oben, nur auf der Bogenbewegung des in der Schwinge aufgehängten Endes *f*, daher sie und ihr Einfluss nach denselben Verhältnissen wie dort zu beurtheilen ist. Dass übrigens eine solche Einrichtung durch Verlängerung des Balanciers jenseits des Aufhängepunktes auch für gleichen Zweck wie jene, nämlich zu wirklicher Uebertragung der Kraft durch den Balancier auf dessen anderes Ende, angewendet werden kann, bedarf kaum der Erwähnung. — Gegen die stehende Schwinge hat die hängende allemal den Vorzug, keiner Leitung zu bedürfen, indem sie sich durch das eigene Gewicht der Theile in der gewünschten Vertikalebene bewegt; dagegen erfordert sie wieder für die Aufhängung selbst mehr Raum, besonders in der Höhe, und höher hinaus geführte feste Unterstützungen.

Noch mehr vervollkommnet wird in theoretischer Beziehung dieses System der Leitung der Bewegung durch die Taf. 44 *Fig.* 3 dargestellte

Einrichtung. Diese unterscheidet sich von der vorigen dadurch, dass die Zapfenlager, in welchen die Axe des Balanciers ruht, statt zu schwingen, zwischen einer festen Leitung hin und her gleiten, wodurch natürlich eine völlig geradlinige Bewegung erhalten wird. Jedes der beiden Zapfenlager *k* besteht aus zwei die Zapfen *a* umschliessenden Hälften, welche durch zwei Schrauben mit versenkten Köpfen einander nach Erfordern näher oder entfernter gestellt werden können, wobei natürlich der anfangs vorhandene geringe Zwischenraum, wie in allen ähnlichen Fällen, mit Holz oder dergleichen ausgefüttert werden muss. Die gusseiserne Leitung *B* besteht aus einer dergleichen Sohle *l*, mit zwei Wänden *m* an beiden Enden versehen und auf die Träger *C* aufgeschraubt; oben darüber ist ein Deckel *n*, in welchen der obere Rand der Wände theilweise eingelassen ist, durch Schrauben *o* befestigt, deren Köpfe wieder in die Sohle versenkt sind. Auf der Sohle und unter dem Deckel liegen abgeschliffene, wo möglich auch verstählte Lagerplatten *p*, zwischen denen das Zapfenlager hin und her gleitet. Spünde und für sie eingeschnittene Nuthen befestigen diese Platten zwischen den Endwänden, vorn und hinten vorspringende Leistchen und dadurch gebildete breite Falze aber auf der Sohle und unter dem Deckel. Gleiche Falze auf der oberen und unteren Seite des Zapfenlagers, ebenfalls durch vorn und hinten vorspringende Leistchen gebildet, leiten dasselbe zwischen den entsprechend geformten Lagerplatten hin und her. Der Zweck der letzteren ist die Herstellung einer ganz festen, glatten, stets leicht richtig zu stellenden, unmittelbaren Leitung, wozu auch die untere Platte nach Erfordern durch Unterlager, die obere durch zwei Stellschrauben *q* beliebig erhöht und gesenkt werden kann, welche mit ihren runden Köpfen in der Sohle versenkt, durch beide Schieberplatten und den Deckel hinaufgeführt, an dem über letzteren hinausragenden Ende aber mit eckigen Köpfen versehen sind, an denen man sie drehen und dadurch die obere Platte an ihnen auf- und niederschrauben kann. Die Endwände *m* der Leitung stehen so weit aus einander, dass dem Zapfenlager dazwischen der hinreichende Raum zur nöthigen Hin- und Herbewegung gelassen ist. Ferner ist zwischen der Axe *a* und dem betreffenden Kopfe des Balanciers in der Unterfläche des letztern noch ein Bolzen *t* und zwar in ein angeschraubtes Lager *u* eingelegt, an jedes der hervorragenden Zapfenenden desselben eine Lenkerstange *D* angesteckt, deren anderes Ende aber mittels eines Zapfens *r* in das auf dem Träger oder Rahmstücke *C* aufgeschraubte Zapfenlager *s* eingelegt. Auch hier liegen sämmtliche Axen und Bolzen am Balancier nach der schon früher angedeuteten Bedingung in einer und derselben geraden Linie.

Die beschriebene Einrichtung wird bei aller Genauigkeit der Leitung, welche sie gewährt, dennoch etwas grösseren Reibungshindernissen mit schnellerer und stärkerer Abnutzung unterworfen, daher um so mehr nur für geringe Belastungen geeignet sein.

Die einfachste, ihrem Principe nach aber auch am ausgedehntesten angewendete Vorrichtung ist der sogenannte Gegenlenker oder Storchschnabel (fr. *contrebalancier, guide;* engl. *countre-rod, bridle-link*) Taf. 45 *Fig.* 11 (wenn auch dem ursprünglich mit dem Namen Storchschnabel belegten Instrumente mehr das Parallelogramm — s. unten — ähnlich ist). (Ueber diese und die folgenden Einrichtungen vergl. den Artikel: ABÄNDERUNG DER BEWEGUNG S. 94 u. ff.) Demjenigen Ende des Balanciers gegenüber, an welchem die Bewegung geradlinig

erhalten werden soll, sind zwei Gegenlenker (Contrebalanciers, Lenkerstangen) *B* angebracht, deren eines Ende mit einem Zapfen *f* in einem festen Zapfenlager oder Pfadeisen *g* liegt, welches wieder seine Befestigung an Wand, Säule, Träger oder dergl. *C* findet. Die Richtung dieser beiden, den Balancier zwischen sich fassenden Gegenlenker ist von ihrem Drehpunkte aus der des Balanciers gerade entgegengewendet, daher der Name. Die anderen Enden *h* derselben sind mit dem entsprechenden des Balanciers durch zwei Gelenkglieder *D* (fr. *joint, lieu;* engl. *hanging-lever, connecting-link*) verbunden, welche an dem Kopfe des ersteren durch einen Bolzen *i* angehängt sind. Ein anderer starker Bolzen *k* ist in die genannten beiden Lenkerglieder zwischen ihren beiden Endpunkten eingelegt und an ihn und seinen mittleren Theil die Kolbenstange oder der sonst zu verbindende Theil angehängt, dessen Bewegung in gerader Linie erfolgen soll. Bei dem Auf- und Niedergange dieser Kolbenstange beschreibt nämlich der Kopf *h* der Gegenlenker eben sowohl einen Bogen als der des Balanciers *i*, jedoch nach entgegengesetzten Richtungen; die Länge der Lenkerstangen und Lenkerglieder sowie die verhältnissmässige Lage des Punktes *k* in letzterem muss aber gegenseitig und gegen die Länge des Balanciers so geordnet sein, dass die Abweichung nach einer Seite durch die nach der anderen ausgeglichen und hierdurch der Punkt *k* in einer möglichst geraden Linie erhalten wird. Diese Verhältnisse werden später überhaupt, im Verein mit denen der anderen Einrichtungen, zu bestimmen sein. Aus dem schon oben angeführten Artikel ABÄNDERUNG DER BEWEGUNG ist aber zu ersehen, dass die von dem mittleren Aufhängungspunkte *k* beschriebene Linie keine ganz senkrechte, sondern ein Stück einer in sich selbst zurücklaufenden doppeltschlingenförmigen Krümmung ist, welches sich nur einer geraden Linie so nahe als möglich anschliessen muss.

Als eine Abänderung des ursprünglichen Gegenlenkers ist aber die Taf. 44 *Fig.* 4 gegebene Einrichtung zu betrachten. Der Kopf des Balanciers *A* ist in der Mitte seiner Breite geschlitzt und in jede der beiden dadurch gebildeten Wangen eine aus zwei Hälften gebildete Pfanne *f* gelegt, welche, wie der ganze Kopf, durch Schrauben *g* zusammengezogen werden. In diesen Schlitz ist ein gusseisernes Lenkerglied *C* eingelegt, welches in den genannten Pfannen mit einem Zapfen *e* ruht. Mit dem unteren Ende dieses Lenkergliedes wird durch einen Bolzen *h* die zu leitende Kolbenstange, mit dem oberen durch einen andern Bolzen *i* der aus zwei Lenkerstangen *D* bestehende Gegenlenker verbunden, welche letztere an den andern Enden mit Zapfen *k* in auf den Tragebalken *B* aufgeschraubten Zapfenlagern *l* ruhen. Bei dieser Zusammensetzung bewegen sich zwar die Gegenlenker nach derselben Seite wie der Balancier, lenken jedoch dadurch und weil sie kürzer sind als letzterer, daher der von ihnen beschriebene, dem ganzen Hube als Sehne zugehörige Bogen ein grösserer und gekrümmterer ist, bei richtig gewählten Verhältnissen das untere Ende des Lenkergliedes mit dem Befestigungspunkte *i* um so viel nach der mittleren geraden Linie zurück, als die Bogenbewegung von *e* ihn davon entfernen möchte. Von dieser Einrichtung hat man wesentlich dann Gebrauch gemacht, wenn es vor dem Kopfe des Balanciers an Raum und passender Gelegenheit zur Aufstellung des Gegenlenkers fehlt.

Am häufigsten angewendet ist aber in neuerer Zeit das Parallelogramm (fr. *parallélogramme, parallélogramme flexible*). Dasselbe beruht

auf demselben Principe wie der Gegenlenker, nur ist seine Einrichtung in technischer Hinsicht mehr vervollkommnet und kann je nach dem Bedarfe verschieden abgeändert werden.

Die gebräuchlichste der unter gewöhnlichen Umständen anwendbaren Einrichtungen ist die Taf. 45 *Fig.* 12 und 13 dargestellte und Taf. 47 *Fig.* 37—52 und 64 im grösseren Massstabe und aus einander gelegt gezeichnete.

In der betreffenden Hälfte des Balanciers *Fig.* 12 und 13 ist sowohl in dessen Kopfe bei *f*, als auch in einer angemessenen Entfernung rückwärts gegen die Axe *e* hin bei *g* ein Bolzen befestigt, an jedes der beiden hervorstehenden Enden dieser Bolzen aber, also zu beiden Seiten des Balanciers, ein schlingen- oder zaumartiges Gelenkglied *D E* angehängt. In die unteren Enden der beiden vorderen Gelenkglieder *D* ist ein Bolzen *h* eingelegt, welcher das obere Ende der in geradliniger Bewegung zu erhaltenden und mit dem Balancier zu verbindenden Kolbenstange trägt, in die unteren Enden der hinteren Gelenkglieder *E* aber ein schwächerer Bolzen *i*. Auf jeder Seite des Balanciers sind die Gelenkglieder mittels der genannten Bolzen durch die Parallelogrammstangen (Parallelstangen) *F* verbunden; endlich sind an den beiden äussersten Enden des Bolzens *i* die Gegenlenkerstangen *G* mit dem einen Ende befestigt, mit dem andern aber in die Pfadeisen *k* an der unteren Seite der Balancierangewäge *C* eingelagert.

Wenn die hinteren Gelenkglieder *E* bei der Dampfmaschine, bei welcher das Parallelogramm die gewöhnlichste Anwendung findet, zugleich den Bolzen *l* zum Aufhängen der Lupftpumpen-, Steuerungs- oder einer anderen dergleichen Stange tragen, so muss dazu nicht nur der untere Zapfen *i* in der Mitte zwischen den Gelenkgliedern mit einem Oehr versehen sein, durch welches jene Stange hinabgeht, sondern es sind auch die Enden der Parallelogrammstangen *F* in diesen Bolzen selbst eingeschraubt, an den vorderen *h* dagegen nur mit einer Gabel, Kappe oder dergleichen angehängt, damit ersterer Bolzen sich nicht über ein gewisses Mass drehen und so jener Stange den Durchgang verwehren kann. Um so viel nun bei dieser Verbindung der Balancier mittels der Gelenkglieder *D* die Kolbenstange nach der einen Seite ziehen will, schieben die Gegenlenkerstangen *G* die letztere mittels der Parallelogrammstangen *F* nach der entgegengesetzten Seite, daher sie in einer mittleren geraden Linie auf und nieder geht. Auch der Befestigungspunkt *l* muss in der ganzen Länge der hinteren Gelenkglieder so gewählt sein, dass er sich dabei in gerader Linie auf und nieder bewegt.

Um bei dieser Zusammenstellung die Angewäge *C* nicht zu weit aus einander zu legen und deshalb die Axe des Balanciers länger und somit stärker machen zu müssen, kann man die ersteren für die Parallelogrammstangen und theilweise für die Gelenkglieder auf der Innenseite so weit als nöthig ausschneiden (s. *Fig.* 13).

In *Fig.* 37 Taf. 47 sind die Haupttheile des Parallelogramms, welches hier in der mittleren Stellung ungefähr in $\frac{1}{8}$ der natürlichen Grösse abgebildet ist, eben so benannt wie in *Fig.* 12 Taf. 45. *Fig.* 38 zeigt das Parallelogramm auseinandergelegt, um die Verbindung der einzelnen Theile deutlicher darzustellen; die Lenkstangen *G G* und horizontalen Verbindungsstangen *F F* sind nämlich in einer Ebene geblieben, die Hängestangen *D D* und *E E* aber um einen rechten Winkel herumgewendet, so dass zwischen den erstern der Kopf des Balanciers bei *A*,

zwischen den letztern die durch den Balancier hindurch gehende Axe *g* am Ende erscheint. Die von der Axe *l* ausgehende Pumpenstange *L*, sowie die Kolbenstange *H* sind ebenfalls in der Ebene von *F F*, *G G* durch Drehung um 90° herumgewendet. *Fig.* 39 ist eine Seitenansicht der mit einem Oehr versehenen Axe *i*, welche an dem dem Balancierkopf entgegenstehenden Ende des Balanciers sich befindet; *Fig.* 40 zeigt die Axe *l*, von welcher aus das Pumpengestänge niedergeht und welche in der Hängestange *E* sich befindet, *Fig.* 41 die Axe *h*, durch welche die Kolbenstange mit dem Parallelogramm verbunden ist; beide letztere Axen haben in der Mitte Vertiefungen, um die entsprechenden Kolbenstangenenden in sich aufzunehmen. Wie die Befestigung durch Vorstecker *m* und Keil *n* erfolgt, ist aus *Fig.* 37 und 38 deutlich zu sehen.

Fig. 42 — 46 zeigen eine von den Hängestangen *E* in ihren einzelnen Theilen; es ist nämlich *Fig.* 42 die Seitenansicht des in der oberen Hälfte mit einer Spur versehenen Haupttheiles, welcher unten auf die Axe *i* geschoben wird und oberhalb und in der Mitte zwei Zapfenlager *Fig.* 43 und 44 aufnimmt, welche durch die im Durchschnitt *Fig.* 45 deutlich zu sehenden und *Fig.* 46 besonders dargestellten Spannstücke, zwischen denen ein Keil hindurchgeht, gleichzeitig angezogen werden können.

In *Fig.* 47 — 52 sind die einzelnen Theile der Hängestange *D* dargestellt; dieselbe besteht aus der Gabel *Fig.* 51, in welche oben die beiden Zapfenlagerhälften *Fig.* 49 zum Umschliessen des Balancierzapfens unter die beiden Hälften *Fig.* 52 zum Umschliessen der Axe *h* und zwischen beiden das Füllungs- oder Spannstück *Fig.* 47 und 48 eingelegt werden können; unten hat die Gabel einander gegenüberstehend zwei Oeffnungen, in diese wird der Vorstecker oder Riegel *m* (*Fig.* 37) und dann der Keil *n* geschoben, durch welche die gesammten darüber befindlichen beweglichen Stücke zu genauer Berührung gebracht werden können, wie dies aus der Durchschnittszeichnung *Fig.* 50 am deutlichsten erhellt.

Fig. 64 endlich ist die untere Parallelstange *F*, welche mit dem einen Ende die Axe *h* umfasst, mit dem andern in den vierkantigen Theil der Axe *i* eingeschraubt wird.

Taf. 45 *Fig.* 14 stellt ein solches Parallelogramm in etwas verschiedenen Verhältnissen dar, welches zugleich für eine Expansionsdampfmaschine mit zwei Cylindern, einem grösseren und einem kleineren, geeignet ist, deren beiderseitige Bewegung natürlich geradlinig erhalten werden soll. In dem durch den Kopf des Balanciers gesteckten Bolzen *f* hängen die beiden Gelenkglieder *B*, in den unteren Enden den Bolzen *g* zur Anhängung der Kolbenstange des grossen Cylinders tragend; an dem in einer angemessenen Entfernung rückwärts befestigten Bolzen *h* hängt ein zweites Paar Gelenkglieder *C*, deren unteres Ende den Bolzen *i* für die Kolbenstange des kleinen Cylinders trägt; noch weiter zurück befindet sich ein dritter Bolzen *k*, an welchem ein drittes Paar Gelenkglieder *D* hängt; in dieses ist in das untere Ende der Bolzen *l*, darüber der Bolzen *m* eingelegt. Der erstere dieser beiden dient zur Verbindung der beiden Gelenkglieder *B* und *D* und zwar mittels der Bolzen *l* und *g* durch die Parallelogrammstangen *E*; den letzteren *m* hingegen verbindet ein zweites kürzeres Paar Parallelogrammstangen *F* mit dem Bolzen *i* und somit die Gelenkglieder *D* mit *C*; gleichzeitig kann an *l* die Luftpumpen- oder eine andere Zugstange angehängt sein. An die äusseren hervorstehenden

Zapfen *l* sind die Gegenlenkerstangen *G* angehängt, deren andere Enden in den befestigten Zapfenlagern *n* auf den Unterlagen *H* einen festen Stützpunkt finden.

Nach denselben Grundsätzen ist ferner die Leitungsvorrichtung construirt, deren man sich bedient, wenn der Balancier unter oder neben dem Dampfcylinder stehen muss, wie auf Dampfschiffen oder überall, wo der Raum oder die Umstände überhaupt einen hohen Aufbau zur Auflagerung des Balanciers nicht gestatten, wie z. B. *Fig.* 15. Bei dieser Lage ist schon überhaupt ein doppelter Balancier nöthig, welcher den Dampfcylinder zwischen sich fasst. Ist *B* der Obertheil des Cylinders oder einer auf denselben aufgestellten Erhöhung und *C* ein auf dem Kopfe der Kolbenstange befestigtes Querstück, welches an beiden Enden in Zapfen endigt, so sind an diese beiden Zapfen zunächst die Kurbstangen *D* angesteckt, deren unteres Ende aber durch Bolzen *e* mit dem Kopfe des Balanciers und somit die Kolbenstange selbst mit diesem verbunden. Von dem Kopfe rückwärts ist in jedem der beiden Balanciers ferner ein Bolzen *f* befestigt; an diese sind die Stangen *E* angesteckt, welche die Lenkerglieder ersetzen, die oberen Enden beider Stangen sind durch eine Spindel *g* verbunden und an diese wieder die Glieder *F* (welche hier die Parallelogrammstangen ersetzen), deren andere Enden aber an die verlängerten Zapfen des Querstückes *C* angesteckt. Unterhalb der Spindel *g* ist noch in jeder Stange *E* in angemessener Entfernung ein Bolzen *h* angebracht und an ihr das eine Ende einer Gegenlenkerstange *G* angesteckt, deren anderes Ende in dem auf dem Cylinderansatze *B* befestigten Zapfenlager *i* ruht. Die Wirkung dieser Vorrichtung ist dieselbe wie die des Gegenlenkers und Parallelogramms.

Zwei andere nach Art des Parallelogramms wirkende Einrichtungen sind in *Fig.* 17 Taf. 45 und in *Fig.* 31—35 Taf. 46 abgebildet.

Bei der ersten dieser Einrichtungen *Fig.* 17 sind an dem Bolzen *e* im Kopfe des Balanciers *A* wie gewöhnlich die Gelenkglieder *D* angehängt, deren untere Enden den Bolzen *f* zum Anhängen der Kolbenstangen tragen; an dem weiter rückwärts liegenden Bolzen *g* hängen in gleicher Weise die Gelenkglieder *E*, mit dem in ihre unteren Enden eingelegten Bolzen *h*. Beide Bolzen *f* und *h* und somit die Gelenkglieder *D* und *E* sind durch die Parallelogrammstangen *F* verbunden. Ferner aber sind noch weiter rückwärts gegen die Axe des Balanciers hin an einem dritten Bolzen *i* noch ein Paar Lenkerstangen *G* angehängt und unten ebenfalls durch eine Spindel verbunden, bis zu dieser aber die Parallelogrammstangen *F* verlängert. Endlich sind noch an dem den Balancier tragenden Stuhle C, zwei bogenförmig gekrümmte Oehre bildende, Leitungen *H* befestigt, in welchen die Enden jeder Spindel mittels angesteckter Reibungsrollen *k* laufen. Die Höhe und Krümmung dieser Leitungsbogen ist so bemessen, dass erstere dem Hube des Punktes *h*, letztere der während des ganzen Hubes von dem Bolzen *e* beschriebenen Seitenbewegung entspricht und so dieselbe ausgleicht. Etwas grösseres Reibungsmoment abgerechnet erfüllt diese Vorrichtung, wo die Oertlichkeit sie anzubringen gestattet, den Zweck des gewöhnlichen Parallelogrammes eben so gut.

Bei der zweiten in *Fig.* 31—35 abgebildeten Einrichtung ist *Fig.* 31 die eine Hälfte des Balanciers in der Seitenansicht, *Fig.* 32 in der Endansicht, *Fig.* 33 ein Durchschnitt durch eine Hängestange, *Fig.* 34 ein Durchschnitt durch den Zapfen des Balanciers und *Fig.* 35 eine besondere Ansicht des die Rücklenkung bewirkenden Krummzapfens. Die

Vorrichtung ist bei einer MAUDLSLAY'schen Dampfmaschine (*Leblanc. Recueil IIme Part. Pl.* 34) angebracht. Von dem Kopfe des Balanciers gehen die Hängestangen $Z\,Z$ nach dem Zapfen $Y\,Y$ herunter, mit welchem die Kolbenstange verbunden ist; von dem letztern gehen die unteren Parallel- und Lenkstangen $X\,X$ aus. An den Balancier ist concentrisch mit seiner Drehaxe der gezahnte Sector U angeschraubt, welcher bei der schwingenden Bewegung des Balanciers einen Bogen von der Ausdehnung $x_1\,x_2$ beschreibt; dieser Sector greift in einen andern gezahnten Sector V von geringerem Durchmesser, welcher durch einen Bogen $t_1\,t_2$ sich dreht. Der letztere ist an der mit einem Krummzapfen versehenen Welle $s\,s$ befindlich, die sich um zwei in sie eingelassene Spitzzapfen *Fig.* 34 dreht. In *Fig.* 34 ist die Befestigung von U durch den Schraubenbolzen v, sowie der Balancierzapfen u deutlich zu sehen. Da nun mit dem Krummzapfen der Welle s das Stangenende von X verbunden ist, so wird ähnlich wie vorher dann, wenn der Balancierkopf M in die höchste Stellung M_1 übergeht, der Endpunkt der Kolbenstange Y in die Stellung Y_1 dadurch gebracht, dass der Krummzapfen aus der mittleren Stellung t in die höchste t_1 übergeht und dabei X um die entsprechende Grösse nach links zu schiebt; eben so ist es bei dem Uebergange aus der mittleren Stellung in die tiefste. Das Verhältniss der Halbmesser von U und V, sowie die Ausdehnung des Bogens $t_1\,t_2$ lässt sich bei übrigens gegebenen Verhältnissen leicht finden.

Im Allgemeinen möchte noch bemerkt werden, dass der wesentliche, ja fast alleinige Vorzug des Parallelogramms vor dem gewöhnlichen Gegenlenker der ist, dass es weniger Raum einnimmt und die einzelnen Theile mehr zusammengedrückt werden können.

Alle diese Vorrichtungen von Gegenlenkern und Parallelogrammen sind entweder, und zwar am gewöhnlichsten, nur an einem Ende des Balanciers angebracht, an dem anderen aber eine unmittelbare Verbindung, wenn daselbst die Erhaltung einer geradlinigen Bewegung nicht unentbehrlich oder sogar unnöthig ist; — so bei der gewöhnlichen Anwendung einer auf eine Schwungradwelle wirkenden Kurbstange (*s.* weiter unten); — oder man bringt nöthigenfalls, jedoch seltner, dergleichen Vorrichtungen an beiden Enden an.

Ueber die speciellere Einrichtung einzelner Theile dieser Art Leitungsvorrichtungen möge gleich hier Folgendes bemerkt werden. Die Gegenlenker- wie auch die Parallelogrammstangen müssen hinreichend stark sein; noch mehr die vorderen, überhaupt diejenigen Gelenkglieder und die Bolzen darin, durch welche die unmittelbare Uebertragung der Kraft von der Kolbenstange aus bewirkt wird. Die Befestigung der Gelenkglieder an den betreffenden Bolzen oder umgekehrt der letzteren eingelegten in jenen erfolgt auf zweierlei Weise: entweder indem man die Enden der Bolzen mit schmalen vorspringenden Ringen oder gleichsam dünnen angesetzten Scheiben von etwas grösserem Durchmesser versieht, oder durch Stossscheibe und Vorsteckfeder. Bei ersterer Einrichtung kann man mit geringerer Länge der Bolzen, sonach mit weniger Raum auskommen, bei letzterer hingegen ist das An- und Abschieben der Gelenkglieder leichter. Das Einwärtsgleiten der Gelenkglieder an den Bolzen wird entweder unmittelbar durch die vorspringenden Befestigungshülsen an den Balanciers oder durch besondere ringförmige Verstärkungen der Bolzen selbst verhindert, so viel wie möglich aber allemal noch mit dazwischen gelegten Stossscheiben.

Die Gelenkglieder selbst sind entweder massiv wie Taf. 44 *Fig.* 1, Taf. 45 *Fig.* 11 und nur etwa für die Einlegung der Zapfenfutter oben und unten gegabelt, oder sie sind schlingen- oder zaumartig, wie *Fig.* 12, 13, 14 und 17 Taf. 45 und *Fig.* 37 u. s. w. Taf. 47, so am gewöhnlichsten, und zwar meist geschmiedet, sowohl um die nöthige Breite, doch mit der kleinsten Masse, erlangen, als auch zugleich die Futter leicht einlegen zu können.

Wie schon oben angedeutet, muss natürlich das vordere Gelenkglied, welches die Kolbenstange mit dem Balancier verbindet, stärker sein als das hintere, lediglich zur Leitung dienende.

Sehr nöthig ist es, sowohl diese Gelenkglieder als auch alle übrige Theile, in welche Bolzen oder Zapfen eingelegt werden, für diese mit Futtern von Bronze, Messing oder Kupfer zu versehen, sowohl um die Reibung möglichst zu vermindern, als auch um bei erfolgender Abnutzung den genauen Anschluss, endlich um die richtige Lage der verschiedenen Befestigungspunkte gegen einander erhalten zu können. Die Einrichtung dieser Futter kann sehr verschieden sein. Die einfachste, in einem ganz geschlossenen schaufelförmigen Ende einer Stange oder dergleichen anwendbare, besteht nur in einer ringförmigen Auskleidung oder Ausbüchsung des Zapfenloches, wobei natürlich ein allmäliges Zusammenziehen nicht ausführbar ist, s. Taf. 45 *Fig.* 15 und 16. Um Letzteres zu ermöglichen, muss das Futter schon in zwei Hälften getheilt sein, von denen die obere fest, die untere aber gegen dieselbe verschiebbar ist. Wie in allen ähnlichen Fällen, dürfen im ersten Anfange die beiden Hälften nicht ganz an einander anschliessen, sondern müssen zwischen sich einen der Grösse des ganzen Zapfens entsprechenden Abstand lassen, um welchen sie in Folge des allmäligen weiteren Ausarbeitens einander wieder genähert werden können. Diese Näherung erfolgt dann mittels eines einfachen Keiles, der durch den Kopf der Stange unter der unteren Hälfte des Futters hindurch getrieben wird, in welcher er in einer Nuth liegt und so gleichzeitig dazu dient, das Futter in dem Kopfe vor dem Herausfallen zu sichern; so Taf. 45 *Fig.* 11, ferner *Fig.* 12, 14 und 64 an dem einen Ende der Gegenlenkerstange.

Grössere Futter, namentlich die in schlingenförmige Gelenkglieder eingelegten, befestigt man durch auf den Seiten vorspringende Leisten oder Spünde, mit denen sie die Wangen des Theiles zwischen sich fassen, zwischen denen sie eingesetzt sind, und so ein Verschieben auf- und abwärts, nicht aber in der Richtung der Zapfen gestatten. Die in die geschlossene Schlinge oder sonstige Rundung fallenden Hälften sind auch in dem sich an letztern anlegenden Theile mit solchen vorspringenden Rändern versehen, *Fig.* 50 — 52 Taf. 47. Da wo in den Gelenkgliedern nur zwei Bolzen, am oberen und unteren Ende, eingelegt sind, wie bei den unmittelbar am Kopfe des Balanciers angebrachten (Taf. 45 *Fig.* 12 und 13 *D*, *Fig.* 14 *B*, *C*, *Fig.* 17 *D*, *Fig.* 50 u. s. w. Taf. 47), steift man die beiden Futter durch einen säulenartigen Einsatz von einander ab; das Anziehen beider erfolgt gleichzeitig durch einen oder zwei Gegenkeile unter dem Futter des unteren Bolzens und wird durch jenen Einsatz auf das des oberen fortgepflanzt. Für diese Gegenkeile sind, wie in allen ähnlichen Anwendungen, die Wangen des Gelenkgliedes stärker als in der übrigen Länge; s. *Fig.* 51. In der Länge zwischen beiden Bolzen werden die beiden Seiten des Zaumes durch eine Schraube zusammengehalten, welche durch den mittleren Theil des Einsatzes geht,

jedoch dem letzteren ein hinreichendes Verschieben auf und nieder gestattet, am unteren Ende durch ein an beiden Enden in Haken endigendes und so die Aussenseiten fassendes Legeisen oder einen Riegel *m* *Fig.* 37 unter den Gegenkeilen, was überhaupt eines der brauchbarsten Mittel ist. Der säulenförmige Einsatz oder die Füllung selbst bekommt ausserdem noch dadurch eine haltbare Stellung und Verbindung, dass er mit seinem breiteren Kopfe und Fusse etwas in die berührten Zapfenfutter versenkt wird, s. *Fig.* 50.

In den Gelenkgliedern, welche drei Bolzen aufzunehmen haben, wie die hinteren, bei Taf. 45 *Fig.* 12 und 13 *E*, *Fig.* 14 *D* und *Fig.* 17 *E*, wird zwischen dem unteren und mittleren ebenfalls ein solcher, jedoch kürzerer Einsatz, unterhalb des unteren Futters aber, wie oben, ein Paar Gegenkeile angebracht; da jedoch letztere zur gleichzeitigen richtigen Stellung von allen drei Bolzen nicht genügen würden, so wird noch ein zweiter, der Länge nach halbirter Einsatz zwischen dem oberen und mittleren Bolzen angebracht und zwischen beiden ein Keil, zwischen den nöthigen gehakten Legeisen, zum Zusammenhalt der Wangen eingelegt, durch dessen Anziehen gleichzeitig beide Futter nach entgegengesetzten Richtungen aus einander getrieben werden. Eine sehr genaue Stellung eines Futters ist endlich noch die Taf. 45 *Fig.* 12, 14 und 17 an dem einen Ende der Parallelogrammstangen, *Fig.* 14 zugleich an dem einen Ende der Gegenlenkerstangen und in *Fig.* 54 Taf. 47 an der Kurbelstange angebrachte. Die beiden Hälften des Futters nämlich werden zwischen zwei Wangen eingelegt, welche den Kopf der Stange bilden; über diese und die obere Hälfte des Futters zugleich streift man eine Kappe und treibt durch die Wangen der Kappe und gleichzeitig durch die des Kopfes einen Keil oder ein Paar Gegenkeile (mit dem nöthigen Legeisen), welche unter der Unterfläche der unteren Futterhälfte hinweggehen, so wird durch das Anziehen dieser Keile nicht nur diese untere Hälfte unmittelbar in die Höhe geschoben, sondern mittels der gleichzeitigen Wirkung auf die Kappe durch letztere auch die obere Hälfte niedergezogen, so dass sich beide Hälften gleichmässig dem Zapfen anschliessen und dessen Lage unverändert bleibt. Diese Vorrichtung gestattet zugleich die Theile am leichtesten und schnellsten an- und abzuschliessen.

An diese Leitungsvorrichtungen durch Gegenlenker und Parallelogramme schliesst sich eine andere ganz eigenthümliche, vom Ritter von Reichenbach erfundene an, bei welcher ebenfalls der Balancier nur zur Leitung dient (s. *Fig.* 18 in der oberen und *Fig.* 19 in der Seitenansicht). Er gehört in die Classe der Balanciers mit veränderlicher Axenlage; es liegt bei ihm die Axe zwar fest, sie verändert aber ihre Lage gegen den Balancier. Dieser Balancier *A* besteht aus einer einfachen schmiede- oder (weniger gut) gusseisernen Stange von rundem Querschnitte, an dessen vorderem Ende mittels einer Hülse und eines durchgesteckten Keiles eine Gabel *D* befestigt ist, deren beide Armen Wangen bilden, in denen in eingelegten Futtern ein starker Zapfen *E* ruht; an dem vierkantigen mittleren Theile dieses Zapfens ist die Kolbenstange befestigt, deren Bewegung geleitet werden soll, an den beiden äusseren Enden desselben Zapfens aber hängen zwei Kurbstangen *F*, durch welche jene Bewegung auf eine Schwungradwelle übergetragen wird. An dem hinteren Ende des Balanciers ist ebenfalls ein starker Krückenbolzen *G* auf gleiche Weise wie die Gabel am vorderen (nämlich durch Hülse und Keile) be-

festigt, an dessen beiden Enden zwei Gegenlenker *H* angesteckt, deren andere Enden aber wieder durch Zapfen in zwei auf den Trägern *C* des Balanciers aufgeschraubten Zapfenlagern *I* eingelagert sind. Um grössere Steifigkeit zu erhalten, sind die beiden Gegenlenker oberhalb der Krücke *G* noch durch einen Quersteg *b* mit einander verbunden. Der Drehpunkt des Balanciers liegt in den Zapfen *c*, welche jedoch nicht mit dem Balancier selbst verbunden sind, sondern von einer gut ausgebohrten und geschliffenen Hülse *k* ausgehen, durch welche ersterer hindurchgesteckt ist und darin hin und her gleiten kann. Die Länge der Gegenlenker *H* muss nun nach einem solchen Verhältnisse zu der des Balanciers und des Hubes abgemessen sein, dass die Seitenabweichung, welche der Kopf des Balanciers während eines ganzen Auf- oder Niederganges von der senkrechten Linie, in der der Hub erfolgen soll, erleiden würde, wenn die Axe *c* fest mit dem Balancier verbunden wäre, durch die entgegengesetzte Bogenbewegung des anderen Endes mit Hülfe der Gegenlenker völlig ausgeglichen, der Kopf mit dem Zapfen *E*, der Kolbenstange u. s. f. also stets um so viel zurückgezogen wird, als er sich vorwärts von jener senkrechten Linie entfernen will, und so umgekehrt.

Der mittlere Theil des Balanciers muss natürlich genau abgedreht sein; auch ist es gut, sowohl der geringeren Reibung als auch der leichteren Auswechselung halber die Axenhülse *k* noch mit einem besonderen Futter auszukleiden. Diese sehr sinnreiche Einrichtung dürfte sich übrigens wohl nur zur Uebertragung geringer Kraft, daher auch für geringe Stärke und Schwere des Balanciers nebst Zubehör, eignen und selbst dann die fortgesetzte gleitende Reibung in der Hülse selbst anfangs im vollkommensten Zustande eine nicht geringe, bei allmälig wachsender Abnutzung aber immer grösser werdende Hindernisslast verursachen. —

Eine ganz andere Weise der Uebertragung geradliniger Bewegung, die durch Verzahnung, zeigt Taf. 45 *Fig.* 20. Der Balancier geht hier in ein Bogenstück *B* aus, dessen Mittelpunkt in dem der Axe liegt. Auf der Stirn dieses Bogens sind durch Kämme und Schrauben gezahnte Kreisbogen *d* befestigt; diese greifen in entsprechende gezahnte Stangen *e*, welche auf gleiche Weise an dem Gestänge *C* befestigt sind, auf welches die Bewegung übergetragen werden soll. Um aber den bei aller Verzahnung überhaupt gern etwas stossenden Gang möglichst sanft herzustellen, ohne doch die Anzahl der Zähne sehr vermehren und ihre Stärke unangemessen verringern zu müssen, ist die durch die Zeichnung dargestellte Einrichtung sehr zweckmässig, zwei dergleichen Bogen (nebst zugehörigen Stangen) von gleicher Theilung und Einrichtung neben einander, jedoch um die halbe Theilung verschoben, zu befestigen, wodurch immer ein Zahn des einen Bogens mit einem des anderen abwechselnd eingreift, daher derselbe Erfolg erreicht wird, als wenn die Theilung nur halb so gross wäre. So regelrecht und einfach auch diese ganze Art der Mittheilung zu sein scheint, so hat sie doch den Mangel, dass die Zähne selbst bei anfangs ganz genauer Construction doch sehr bald so weit ausgearbeitet werden, dass sie einen leeren, daher stossenden Gang erzeugen, abgesehen davon, dass das Ausbrechen einzelner Zähne die gezahnten Bogen sogleich unbrauchbar macht, daher man letztere am wenigsten gleich mit an den Krümmling angiessen, vielmehr auf die bezeichnete oder eine ähnliche Weise für sich befestigen muss, um sie leicht auswechseln zu können.

Am öftersten kommt diese Uebertragungsweise bei Gebläsen vor und ist noch am einfachsten bei einfachwirkenden Maschinen, wo die Zähne eben auf den Angriffsseiten in der Regel einander nicht verlassen; bei doppeltwirkenden hingegen, wo der Angriff abwechselnd auf beiden Seiten der Zähne erfolgt, wächst die Abnutzung und somit der todte Gang um so schneller, während doch in Folge der abwechselnd verschiedenen Richtung des Angriffes dieser todte Gang bei jedem Umsetzen im höchsten und tiefsten Stande nicht anders als Stoss erzeugen kann.

Bei der genannten Anwendung ist es wieder meist das Gestänge, auf welches die Kraft fortgepflanzt werden soll, dessen Bewegung man geradlinig erhält, während die Uebertragung auf den Balancier am anderen Ende gewöhnlich durch eine Kurbstange von einer Schwungradwelle aus erfolgt; indess kann man erstere oder eine andere Vorrichtung auch an dem letzteren Ende anbringen.

Endlich ist noch eine theoretisch ebenfalls ganz vollkommene Art der Regelung der Bewegung durch an den Balancier angesetzte Krümmlinge, Cirkel- oder Kreisbogenstücke und durch über die Stirn von letzteren gehende Ketten zu bewirken, von denen das eine Ende an jenen Cirkelstücken, das andere an demjenigen Theile befestigt ist, der in geradliniger Bewegung erhalten werden soll. Wird bei übrigens hinreichender Länge der Kette der letztere Befestigungspunkt in eine Tangente des Bogens gelegt, in welchem die Mittellinie der Kette auf dem Cirkelstücke liegt, so erfolgt natürlich auch die ganze Bewegung des Gestänges in dieser Tangente, daher sich diese Einrichtung an die mit Verzahnung anschliesst, jedoch weit häufiger im Gebrauche ist als dieselbe. Am meisten bedient man sich ihrer, wo die Kraft blos ziehend wirken und übergetragen werden soll, doch hat man sie auch, wenn schon minder zweckmässig, zu Uebertragung von abwechselndem Zuge und Schube angewendet.

Erstere Einrichtung ist Taf. 44 *Fig.* 5 und 6 in der Stirn- und in der Seitenansicht dargestellt. An den beiden Enden des Balanciers *A* sind die Cirkelstücke *B* durch an ersteren angeschnittene Zapfen und durch Keile *b*, ausserdem durch Schrauben *c* befestigt. Diese Cirkelstücke sind unter allen Umständen am besten als Kreisabschnitte, nicht aber als Ringausschnitte zu gestalten, da aus letzteren das Holz unnöthig ausgeschnitten und dadurch die Festigkeit vermindert wird. Die Länge des Bogens lässt man gern etwas mehr betragen als den Hub, nach Befinden $\frac{1}{2}$ — $1\frac{1}{2}$ Fuss, welcher Ueberschuss zum grössten Theile über die durch die Axe gelegte Horizontale fällt, so dass sich die oberen Bogenenden der Cirkelstücke einander mehr nähern als die unteren, damit auch im tiefsten Stande des einen Cirkelstückes die Kette nicht blos an der ihr oberes Ende tragenden Befestigung hängt, sondern zum Theil immer noch auf dem Bogenstücke aufliegt, dasselbe gegen die Axe drückt und so dessen Verbindung mit dem Balancier eher noch unterstützt. Eine weitere Befestigung erhalten die Cirkelstücke über und unter dem Balancier durch die Spannstreben *C*, welche mit den äusseren Enden in ersteren mit Zapfen und Versatzung, mit den inneren in die Spannriegel *D* mit Zapfen eingesetzt sind; auf der vorderen und hinteren Seite der Spannstreben über dieselben hinaus, bis über die Cirkelstücke laufend, sind breite eiserne Schienen angelegt und durch Schrauben an beiden Theilen, dadurch also wieder diese unter einander, befestigt. Die Spannriegel *D* sind durch breite niedrige, auf dem Hauptbalken durch in jeden Theil

mit der halben Höhe versenkte Spünde befestigt, vornehmlich aber durch starke und breite eiserne Ringe *r*, die um beide und den Hauptbalken herumgelegt sind, während sie zugleich noch eine andere Bestimmung erfüllen, welche weiter unten anzugeben sein wird. Die Stirnen der Cirkelstücke sind mit breiten eisernen Schienen *h* bekleidet, um sie vor der Eindrückung der Ketten zu schützen. Diese Schienen sind durch Schrauben mit versenkten Köpfen auf dem Holze befestigt und auf beiden Seiten mit erhabenen Rändern versehen, damit die Ketten nicht abgleiten. Sie brauchen für ihren Zweck nicht stärker zu sein, als dass sie durch den darauf statt findenden Druck der Ketten nicht eingedrückt, noch auch überhaupt schnell abgenutzt werden.

Zur Befestigung der Ketten an den Krümmlingen sind auf der oberen Seite der oberen Spannstreben starke Trageschienen *F* gelegt und in die oberen Enden der Cirkelstücke eingelassen, welche Schienen in über die Stirn der letzteren hinausragende starke Köpfe *i* endigen. Auf den Spannstreben sind diese Schienen durch Schrauben *m* befestigt; die unteren Enden derselben aber laufen von jeder über die ganze Länge des oberen Spannriegels *D* hin, so dass sie einander decken; zu ihrer Befestigung und gleichzeitig zur Vermehrung des Zusammenhaltes der Spannriegel mit dem Hauptbalken gehen durch diese zwei breite eiserne Anker *n* hindurch, mit breiten viereckigen Köpfen in der Unterfläche des unteren Spannriegels theilweise versenkt, über den einander deckenden Enden der Trageschienen durch Vorsteckkeile *o* befestigt und jene festhaltend. Uebrigens laufen die oben erwähnten Ringe *r* unter den Trageschienen hinweg, in das Holz des oberen Spannriegels versenkt. Zu noch mehrerer Unterstützung der Trageschienen *F* gegen den Zug der an den Ketten hängenden ganzen Last ist jede der ersteren hinter dem Kopfe *i* mit zwei Wangen versehen, zwischen denen die Spannschienen *H* mittels Zungen und durch gesteckter Bolzen *p* mit Köpfen und Vorsteckfedern befestigt sind; die anderen Enden der Spannschienen dagegen sind mittels einer Gabel, in welcher die eine, und einer Zunge, in welcher die andere endigt, und eines durch beide in einander gelegte geführten Bolzens *q* mit Kopf und Vorsteckern vereinigt, wodurch zugleich die Belastung der einen Trageschiene auf die andere übergetragen wird. Diese Vereinigung beider Schienen fällt in eine auf der Mitte des Balanciers aufgestellte Spannsäule *E*, welche über den oberen Spannriegel hinweg, vorn und hinten bündig, aufgeblattet ist, während zugleich die sich kreuzenden Enden der Trageschienen durch deren geschlitzten Theil hindurchgehen. Der durchlochte Kopf dieser Spannsäule ist mit Ringen *e* gebunden, letztere selbst mit auf der vorderen und hinteren Seite längs herablaufenden Schienen *f* belegt, welche eingelassen und durch Schrauben befestigt sind, deren untere zugleich die weitere Verbindung zwischen der Spannsäule und dem oberen Spannriegel herstellt. Der ebengenannte Bolzen *q*, welcher die beiden Spannschienen *H* vereinigt, geht zugleich durch den ganzen Kopf der Spannsäule und die dazu ebenfalls geschlitzten oberen Enden der Schienen *f*, so dass der befestigende Kopf dieses Bolzens sowie das andere Ende mit dem Vorstecker ausserhalb der Spannsäule liegen.

Endlich sind zu noch grösserer Befestigung der Cirkelstücke nach der entgegengesetzten Richtung in dem unteren Theile derselben zwei andere Spannschienen *I* angebracht, und zwar mit dem einen Ende in ersteren, den Cirkelstücken, durch versenkte Muttern und Stossscheiben

befestigt, mit den anderen beiden Enden aber in der Mitte auf gleiche Weise, wie die oberen Spannschienen, nämlich durch Gabel, Zunge und Bolzen, zwischen zwei Wangen auf der Unterfläche einer breiten eisernen Platte vereinigt. Diese Platte endlich, dazu an beiden schmalen Seiten mit erhabenen Rändern versehen, wird durch die schon erwähnten Ringe *r* auf der Unterfläche des unteren Spannriegels erhalten, wozu zwischen ihr und letzterem zwei breite und starke eiserne Gegenkeile eingetrieben und dadurch die Ringe angezogen sind.

Die Ketten *G*, durch welche die Gestänge mit dem Balancier verbunden werden, sind die für alle ähnliche Anwendungen gewöhnlichsten und brauchbarsten Laschenketten, nämlich nach Art der Ketten in Uhren aus abwechselnden einfachen und doppelten, erstere zwischen sich fassenden Gliedern zusammengesetzt, welche durch Bolzen mit Köpfen und Vorsteckfedern verbunden sind. Diese Ketten sind auf gleiche Weise an starken Bolzen *k* angehängt, welche mit dem oberen mit Schraubengewinden versehenen Ende durch den Kopf *i* der Trageschiene gesteckt und auf dessen Obertheile durch eine Mutter *l* festgehalten werden. Mittels dieser Mutter kann man sonach die Kette anziehen oder nachlassen, wie es eben die richtige Stellung erfordert. Die Länge der Kette macht man ebenfalls zweckmässig etwas grösser als die des Bogens des Cirkelstückes, so dass auch bei dem höchsten Stande des letzteren das untere Ende der Kette nach der Befestigung am Gestänge noch hinreichenden Abstand von dem untersten Ende des Cirkelstückes behält.

Die erhabenen Ränder der Stirnschiene müssen zwischen sich hinreichende Weite für die ganze Kettenbreite lassen; auf der inneren Seite sind sie abgeschrägt, um die etwa schief heranrückende Kette immer wieder in die richtige mittlere Lage zurückgleiten zu lassen. Die Höhe der Ränder darf nicht grösser sein, als dass die Bolzenköpfe die Kette nicht verhindern, sich selbst gehörig auf die Stirnschiene aufzulegen. Es ist nicht unzweckmässig, die Bolzenlochungen der Kettenglieder mit Messing auszufüttern, übrigens nothwendig, Bohrungen bis auf die Bolzen anzubringen, um diese gehörig in Schmiere erhalten zu können.

Will man dergleichen Ketten anwenden, um eine abwechselnde ziehende und schiebende Wirkung durch den Balancier überzutragen, so kann die Einrichtung wie *Fig.* 8 getroffen werden. Auch hier ist an das eine dazu bestimmte Ende des Balanciers *A* ein Cirkelstück *B* ausser durch Zapfen, durch den Keil *f* und noch überdies durch an beiden Seiten übergelegte Schienen *g* befestigt, deren Schrauben zugleich durch das Cirkelstück und die Zapfen gehen. Eben so ist dasselbe noch durch die Spannstreben *C* abgesteift, die jedoch, unter Annahme einer geringeren zu übertragenden Kraft, unmittelbar in den Körper des Balanciers eingesetzt sind. Gleichermassen ist die Stirn des Cirkelstückes mit einer Schiene *l* bekleidet, auf welche sich die Laschenketten *E* auflegen, deren jedoch hier zwei, nach Befinden selbst drei nöthig sind. Bei nur zwei Ketten liegen dieselben neben einander an entgegengesetzten Enden des Krümmlinges befestigt und die eine von da auf-, die andere abwärts laufend; bei drei hingegen fassen zwei schmälere nach der einen Richtung gehende eine breitere (von gleicher Tragfähigkeit) nach der entgegengesetzten Richtung geführte zwischen sich. Erstere Einrichtung ist einfacher, bei letzterer erfolgt die Verbindung und Uebertragung richtiger und ohne allen Seitenzug. Für die Verbindung dieser Ketten mit

dem Cirkelstücke sind ebenfalls auf der oberen und unteren Seite der beiden Spannstreben hinaus Trageschienen *D* gelegt, in die Kopfenden des Cirkelstückes versenkt und mit Scheerenköpfen *i* vor dessen Stirn hinausragend; mit dem inneren Ende *k* hingegen noch ein Stück auf dem Balancier selbst hinlaufend und auf den Streben durch die Schrauben *h*, auf dem Balancier aber durch dieselben Schrauben *c* befestigt, welche dessen einzelne Theile zusammenhalten. Die Ketten *E* sind von derselben Einrichtung wie in *Fig.* 5 und 6 und mit den Scheerenköpfen der Trageschienen unmittelbar durch Bolzen verbunden. Die entgegengesetzten Enden derselben hängen mit dem Gestänge *G* durch eine Art Stangenhaken zusammen, welche mit einer breiten Sohle *m* an die Gestänge angeschraubt sind, während durch die starke Nase *n* ein an dem letzten Gliede der Kette hängender starker Bolzen *o* gesteckt und mittels einer Mutter *p* darin zurückgehalten wird, nachgelassen oder angezogen werden kann. Diese Einrichtung hat den Mangel, dass sie aus einer verhältnissmässig grösseren Anzahl einzelner Theile (in den Ketten) besteht; dass eben diese, insbesondere bei der erforderlichen steten Spannung einer starken Reibung, dabei weit leichter einem Klemmen, Hängenbleiben oder sonstigen Unfällen ausgesetzt sind; dass endlich überhaupt die Bewegung meist stossend und rückend und daher auch, abgesehen von dem unangenehmen Geräusch, mit welchem sie verbunden ist, sehr schnell sich abnutzend und zerstörend auf das Ganze wirkt, daher diese mehr der älteren Zeit angehörige Weise keinesweges sehr zu empfehlen ist. —

Soll die Verbindung des Balanciers durch eine Kurbelstange mit dem Krummzapfen einer Welle erfolgen, so umschliesst die Kurbelstange an dem einen Ende mit einem verkeilbaren festzustellenden Zapfenlager die Warze des Krummzapfens und ist, jenachdem der Balancier einfach oder doppelt ist, am anderen Ende gegabelt oder nicht; in jedem Falle aber liegt sie in der Ebene, in welcher der Balancier seine Oscillationen vollbringt und auf welcher die Krummzapfenwelle senkrecht steht. Der mittlere Querschnitt einer solchen Kurbelstange ist gewöhnlich, um Festigkeit mit möglichster Leichtigkeit zu vereinigen, der in *Fig.* 63 Taf. 47 angegebene; an beiden Enden ist derselbe in vierkantigen oder runden Formen ausgeführt, wie dies *Fig.* 53, 60, 54 und 62 zeigen. Aus *Fig.* 53 und 60 ergibt sich die Verbindung mit dem Krummzapfen für den Fall, wenn das Kurbelstangenende mit einer entsprechenden Aushöhlung versehen ist, in welche die beiden halben Zapfenlager eingelegt und dann durch einen Keil angetrieben werden können. Die Zapfenlager, von denen *Fig.* 59 das eine zeigt, sind zur Seite mit Nuthen versehen, welche über entsprechende Federn geschoben werden, wodurch ein Herausfallen derselben verhindert wird; die beiden gabelförmigen Enden *Fig.* 45 sind mit Löchern versehen, über welche Gabeln *Fig.* 55 und 56 weggeschoben werden; die letzteren umschliessen die halben Lager und können durch Riegel und Keil, wie dies vorher schon beschrieben wurde, angezogen werden.

Die Construction der Kurbelstange nach *Fig.* 53 und 60 lässt sich nur bei einfachen Krummzapfen anwenden; bei doppelarmigen Krummzapfen ist die Einrichtung *Fig.* 57 und 58 zu wählen, welche der vorher beschriebenen für die gegabelten Enden gleich ist, nur dass statt eines einzigen Riegels deren zwei angebracht sind, und der Rückgang des Vorsteckkeiles dadurch verhütet wird, dass an dem einen Riegel sich eine Schraubenspindel befindet, welche durch ein Loch an der Nase des

Keiles hindurch geht und jenseit desselben eine Schraubenmutter zum Anziehen des Keiles führt. Die Einrichtung mit zwei Vorsteckern statt eines einzigen bietet den Vortheil dar, dieselben innerlich nach der einen Seite zu unter einem der Schärfe des Keiles entsprechenden Winkel abzuschrägen und dadurch jedes ungleiche Anziehen zu verhüten. *Fig.* 61 endlich zeigt dieselbe Einrichtung bei der Befestigung des gegabelten Kurbelstangenendes am Balancier, verbunden mit einer besonders noch aufgesetzten Oelbüchse.

II. Die Gegengewichte.

Wie schon in der Vorbemerkung erwähnt worden, unterscheiden sich Gegengewichte von den gewöhnlichen Balanciers dadurch, dass sie nicht zur Uebertragung, sondern zur Unterstützung und Ausgleichung der Kraft und der von letzterer zu überwindenden Last dienen sollen. Ebenfalls wurden schon die beiden der Darstellung nach zu unterscheidenden Hauptarten der Gegengewichtbalanciers genannt: die mechanischen und die hydraulischen. Gegengewichte wendet man überhaupt an: 1) wenn die Kraft nur pausenweise, nicht fortwährend, auch nur in einer Richtung wirkt; 2) wenn die gesammte reine und Hindernisslast nicht gleichmässig vertheilt, sondern bei der Bewegung nach einer Richtung grösser als bei der nach der anderen ist. Das erste Verhältniss findet statt bei Wasserrädern mit nur einem einzigen einfachen Krummzapfen und dergleichen daran hängenden Gestänge, bei einfachwirkenden Wassersäulen- oder Dampfmaschinen u. s. f Das zweite tritt gewöhnlich mit dem ersten zugleich ein, wo nämlich von der wirksamen Kraft auch das Gewicht der dieselbe übertragenden Zwischentheile mit zu überwinden ist. Während daher beim Anheben nicht nur die reine, sondern auch die Last der Zwischentheile mit zu überwinden ist, unterstützt beim Niedergange letztere die wirksame Kraft, ja bewirkt wohl bei einfachwirkenden Maschinen diesen Rückgang ganz allein, so Gestänge, schwere Kolben und dergleichen; nicht nur würde daher die Kraft für ersteren Theil des Weges viel grösser sein müssen, sondern auch der Rückgang in Folge der Wirkung jener Theile mit ungleicher, ja sogar gefährlich beschleunigter Geschwindigkeit erfolgen; das angebrachte Gegengewicht unterstützt die Kraft bei dem Anheben und befördert dasselbe, während es den Niedergang zweckmässig verzögert. Noch ein dritter Zweck der Gegengewichte kann der sein, längere schwere Zwischentheile (Gestänge und dergleichen) in sich selbst und so zu unterstützen, dass nicht die Verbindung der oberen durch die Last der unteren daran hängenden zerstört wird. — So verschieden überhaupt Gegengewichte irgend einer Art an Maschinen angebracht werden können, so wird doch hier nur von den Gegengewichtbalanciers zu sprechen sein, sowohl weil sich diese unmittelbar an die gewöhnlichen Balanciers anschliessen, als auch weil sie zur Uebertragung grosser Lastmomente die am allgemeinsten gebräuchlichen, ja allein zweckmässigen sind; dies gilt wieder vorzugsweise von dem mechanischen.

Der mechanische Gegengewichtsbalancier (fr. *contrepoids*; engl. *countre balance*) besteht meistentheils aus einem, gewöhnlich sehr einfachen Hebel, dessen eines Ende mit der zu unterstützenden Last verbunden ist, während das andere diejenige trägt, welche jene Unterstützung bewirken soll, und welches entweder eine blos deshalb hinzugefügte, oder eine andere, der ersteren gleiche Last ist, welche dann

gegenseitig wieder durch jene unterstützt wird; so z. B. wenn zwei von einer und derselben Maschine, aber abwechselnd angehobene Gestänge mit einander verbunden werden. In der Art der Verbindung beider Belastungen, mit dem Balancier, ingleichen in den Vorrichtungen, um nach Erfordern die Seitenablenkung an den Enden zu beseitigen, ist es, worin noch die meisten Verschiedenheiten vorkommen.

Eine der einfachsten, aber gebräuchlichsten Constructionen eines mechanischen Gegengewichtes ist die Taf. 45 *Fig.* 21 in der Seitenansicht, *Fig.* 22 in der oberen Ansicht des Kopfes dargestellte. Der Balancier *A* besteht aus einem überall gleich hohen und breiten Baume; da auf denselben blos nach einer Richtung gewirkt wird, so ist die Axe *a* auf dessen unterer Seite einzulegen. Um solche gehörig zu befestigen, wird noch ein kurzes Stück Holz *B* zur Verstärkung auf die untere Fläche aufgelegt und durch Schrauben und Ringe mit dem Balancier verbunden, wodurch die Axe in das ganze Holz zu liegen kommt, obschon nicht ganz in derselben Weise als wenn der Balancier aus einem einzigen Stücke bestände. Die ganze Länge des Balanciers wird durch diese Axe in zwei und zwar gewöhnlich ungleich lange Arme getheilt, sofern der vorhandene Raum überhaupt eine so grosse Länge gestattet, dass ohne Beeinträchtigung der nöthigen Länge des Armes, an welchem das Gestänge hängt, der andere noch länger werden kann. Bei einer vorgeschriebenen Grösse des Momentes des Gegengewichtes kann natürlich die nothwendige Belastung um so viel kleiner werden als die Armlänge grösser ist. Die Verbindung des Gestänges *C* mit dem Kopfe des Balanciers erfolgt durch zwei Hängeschienen *b*; die oberen Enden derselben sind durch Bolzen in auf dem Kopfe des Balanciers aufgeschraubten Pfadeisen *c* aufgehängt, die unteren Enden aber an den Nasen zweier an den beiden Seiten des Gestänges angeschraubten Stangenhaken oder Krumse *d* angesteckt und durch Vorsteckfedern befestigt. Diese Hängeschienen bekommen den drei- bis vierfachen Hub zur Länge, daher der durch die Bogenbewegung des Balanciers auf das Gestänge ausgeübte Seitenzug sehr gering ist. Da dieser Seitenzug bei richtiger Anlage abwechselnd eben so stark nach der einen als nach der anderen Seite erfolgen muss, so muss auch bei halbem Hube der Querschnitt des Gestänges theilweis zwischen dem Kopfe des Balanciers liegen, weshalb derselbe in der Mitte seiner Breite weit genug ausgeschnitten ist, so dass nur auf beiden Seiten die Wangen *e* übrig bleiben, auf denen die Pfadeisen ruhen.

Auf dem anderen Ende des Balanciers ist ein Gewichtkasten *D*, aus Pfosten und mit eisernen Beschlägen gebunden, auf in der oberen Fläche des Balanciers eingelegten Stegen *f* befestigt und überdies durch Schrauben mit dem Balancier selbst verbunden. Er dient, um die das Gegengewicht herstellende Belastung, aus altem Eisen, Gesteinstücken und dergleichen bestehend, aufzunehmen. Zu noch mehrerer Befestigung des Kastens, insbesondere dann, wenn der Balancier bei halbem Hube nicht horizontal liegt (s. später), dient eine Spannschiene *g*, welche von dem Balancier durch den Kasten läuft, mit dem vorderen Ende auf ersterem, mit dem hinteren Ende an der Hinterwand des letzteren angeschraubt ist und diesen somit trägt. Da bei halbem Hube der Balancier rechtwinklig auf der Gestänglinie stehen muss, so gibt man bei nicht senkrechter Lage des letzteren, wie solche besonders bei dem Bergbau nicht selten vorkommt, dem Kasten mehr einen verschoben rechteckigen Aufriss,

dessen Vorder- und Hinterwand etwas schräg gegen den Balancier steht, so zwar, dass sie im mittleren Stande in eine möglichst senkrechte Stellung kommen, daher von dieser auch im höchsten und tiefsten Stande nicht zu sehr abweichen, um das wahre Fassungsvermögen des Kastens nicht zu weit zu verringern. Ein solcher ganz einfacher Kasten ist aus dem Grunde unter allen Umständen sehr zweckmässig, weil man demselben eine ganz beliebig vergrösserte oder verkleinerte Belastung geben kann. Bei dieser beschriebenen Construction ist zwar die gegenseitige Lage des Auflagerungspunktes gegen den Aufhängungs- und den Belastungspunkt nicht die mathematisch richtige, weil eigentlich alle drei in eine gerade Linie fallen müssten, jedoch ist die Abweichung von der mathematischen Genauigkeit zu gering, um dafür die andrerseits gewährte grössere Festigkeit aufzugeben.

Eine andere noch einfachere Aufhängung des Gestänges ist die durch eine einzige Hängeschiene, in *Fig.* 23 und 24 dargestellt. Der Balancier *A* ist hier ebenfalls am Kopfe ausgeschnitten, jedoch tiefer und so, dass die ganze Stärke des Gestänges *B* in dem Ausschnitte Platz findet; von der Mitte dieses Schlitzes an noch weiter rückwärts geht ein zweiter engerer Einschnitt, in welchem das obere Ende der Hängeschiene *a* ebenfalls mittels eines Bolzens in zwei Pfadeisen *b* ein- und aufgehängt ist, welche zu beiden Seiten des letzteren Schlitzes aufgeschraubt sind. Das untere Ende der Hängeschiene hingegen ist durch Vorstecker mit Stossscheibe an der Nase eines Stangenhakens *c* angehängt, der wieder an der inneren, dem Balancier zugewendeten Seite des Gestänges sitzt. Diese Verbindung hat den Mangel einer einseitigen Aufhängung des Gestänges.

Noch eine Verbindung des Gestänges mit dem Gegengewichtbalancier stellt Taf. 46 *Fig.* 26 in dem Seitenaufriss, *Fig.* 27 in der oberen Ansicht des Kopfes, *Fig.* 28 in der vorderen Ansicht der Befestigung am Gestänge dar. Der Kopf des Balanciers *A* trägt auf der oberen Seite eine einzige starke Schiene *a*, welche am äussersten Ende mit zwei Wangen versehen ist; zwischen diesen ist das obere Ende einer gewöhnlich gegliederten Kette eingelegt, deren unteres Ende einen Bügel *b* trägt; die Verbindungsstange *c* ist mit dem oberen Ende mittels einer Schraubenmutter an dem Stege des Bügels, mit dem unteren Ende dagegen an einem starken eisernen Schuh *d* befestigt, welcher an dem zu tragenden Gestänge *B* angeschraubt ist. Diese Verbindungsweise gewährt den Vortheil, mittels des Verbindungsgliedes *c* und der daran befindlichen Mutter die Kette anspannen und nachlassen zu können. Bei diesen (den gebräuchlichsten) Verbindungen bleibt zwar bei der ganzen Auf- und Niederbewegung des Balanciers das mechanische Verhältniss der beiden Hebelarme desselben zu einander gleich, nicht aber die wahre statische Länge dieser Arme, d. h. die normale Entfernung der Last und Kraft von dem Drehpunkte, ungerechnet dass noch immer ein, wenn auch gemässigter, Seitenzug statt findet.

Eine vollkommenere Einrichtung ist die in *Fig.* 25 und 29 Taf. 46 verzeichnete. In *Fig.* 25 findet die Aufhängung der Gestänge und der Belastung durch Cirkelstücke und Ketten statt. Der Balancier *A* ist hier von ungleicher, in der Mitte grösserer Höhe, die Axe *a* in der Mitte dieser Höhe, im ganzen Holze eingelegt angenommen. An den beiden Enden des Balanciers sind die Cirkelstücke *B* und *C* befestigt, ersteres in demselben Verhältnisse grösser als der Gewichtarm länger ist. Beide

sind mit dem Balancier durch an letzteren angeschnittene Zapfen nebst Schrauben *b* und Keilen *c* befestigt, das Cirkelstück *B* auch durch Streben *D* oben und unten abgesteift. Das Gegengewicht besteht hier in einer Tonne *E*, einem viereckigen Kasten, gehörig mit Eisen beschlagen und mit Seitenwalzen *d* versehen, mittels deren sie in einer Leitung *F*, aus zwei Stossbäumen auf jeder Seite bestehend, auf- und niedergleitet. Die Verbindung der Tonne mit dem Balancier erfolgt durch eine Laschenkette *G*, an deren unteres Ende mittels der Quenzelkette *e* die Tonne angehängt, während das obere Ende mittels eines starken Bolzens zwischen dem Scheerenkopfe einer starken eisernen Schiene *f* befestigt ist, welche, über das obere Ende des Cirkelstückes *B* hinausragend, von da auf der oberen Spannstrebe zurückläuft und auf beiden Theilen aufgeschraubt ist. Damit sich auch hier die Kette nicht in das Hirnholz des Cirkelstückes einarbeitet, ist dessen Stirn ebenfalls mit einer flachen eisernen Stirnschiene belegt; erhabene Seitenränder braucht jedoch die letztere nicht, da die Kette durch die Tonne und Tonnenleitung in der richtigen Lage erhalten wird. Das zweite Cirkelstück *C* ist ebenfalls mit einer Trageschiene *g* mit Scheerenkopfe zum Anhängen einer Laschenkette versehen, mittels deren und eines Stangenhakens das zu tragende Gestänge daran befestigt wird, weshalb auch die Stirn dieses Cirkelstückes mit Eisen belegt werden kann. Da diese Befestigung nichts als schon Bekanntes enthält, so ist das dahin Gehörige in der Zeichnung weggelassen worden. Um aber eben sowohl eine stärkere Befestigung der letztgenannten Schiene *g* und somit des Cirkelstückes wie der Kette selbst zu bewirken (indem erstere in Ermangelung von Spannstreben lediglich auf dem anderen Cirkelstücke befestigt ist), als auch um die Wirkung des Gegengewichtes mehr unmittelbar und nicht erst durch den Balancier auf das Gestänge überzutragen, sind beide Trageschienen *f* und *g* und somit zugleich die daran hängenden Laschenketten durch eine starke Spannschiene *H* mit einander verbunden. Dieselbe besteht aus zwei Stücken, deren äussere gabelartige Enden die obersten Glieder der beiden Laschenketten zwischen sich fassen, während sie selbst gleichzeitig zwischen den Wangen der Schienenköpfe liegen, so dass der befestigende Bolzen die Spannschiene, Tragschiene und Kette zugleich vereint; die inneren Enden der ersteren aber bestehen in Bügeln *h* mit breiten Stegen, durch welche eine gemeinschaftliche Spann- und Gegenschraube *i* geht, deren beide Enden mit entgegengesetzt ansteigenden Windungen versehen sind, so dass durch die Umdrehung dieser Schraube beide Hälften der Spannschienen gleichzeitig nachgelassen oder angezogen werden.

Eine andere Art dieser vollkommenen Verbindung des Balanciers mit Gegengewicht und Gestänge stellt *Fig.* 29 dar. An den beiden Enden des durch die Axe *a* in zwei gleiche Theile getheilten Balanciers *A* sind ebenfalls durch Zapfen, Schrauben und Keile zwei Cirkelstücke *B* und *C* befestigt; von der unteren Seite des Balanciers sind die Cirkelstücke durch Spannstreben *D* abgesteift, von der oberen aus aber laufen nach den Enden der Cirkelstücke starke Trage- und Spannschienen *E*, welche nicht nur die letzteren durch eingelassene Schraubenbolzen noch mehr befestigen, sondern auch, am äusseren Ende in breite Köpfe endigend, durch diese mittels Schraubenbolzen und Muttern über *B* eine einfache Laschenkette *F*, über *C* aber eine doppelte *G* tragen, für welche auch die davon berührten Theile der Stirnen mit Deckschienen bekleidet sind. An das untere Ende der über *B* herabhängenden La-

schenkette ist mittels einer Hängeschiene *b* und eines Stangenhakens das Gestänge *H* angehängt. Das Gegengewicht liegt ebenfalls in einem Kasten *I*, welcher an einer Stange *k* befestigt ist, die durch seine Mitte aufsteigt, und ihn mittels an ihr angetragener Achselhölzer *c*, eines darauf ruhenden Kreuzes *d* und durch vier Trageschienen *e* trägt, die von der Stange nach den inneren Wänden des Kastens laufen. Das untere Ende dieser Stange ist mittels eines hindurchgesteckten Bolzens *f* an die untersten Glieder der doppelten Laschenkette *G* angehängt, zwischen denselben aufsteigend, das obere Ende aber zur Erhaltung eines senkrechten Auf- und Niederganges des ganzen Gegengewichtes durch eine Leitung aus zwei Ladenhölzern *g* nebst zwei darüber befestigten Stegen *h* hindurchgeführt. So weit nöthig, ist endlich die Stirn des Cirkelstückes *C* zwischen den Laschenketten für die sich tangential anlegende Stange ausgeschnitten.

Wenn bei allen solchen Gegengewichtbalanciers das Gegengewicht durch ein anderes Gestänge oder eine andere, der zu unterstützenden gleiche Belastung ersetzt wird, also zwei dergleichen abwechselnd auf- und niedergehende Gestänge einander im Gleichgewichte halten sollen, so ist nicht nur, so weit nicht etwa die Gestänge selbst ungleich schwer sind, die Länge der beiden Arme des Balanciers gleich zu machen, sondern es sind auch die Vorrichtungen zum Aufhängen der Gestänge in einer oder der anderen beschriebenen Weise, wie natürlich, an beiden Enden eben so zu treffen, wie bei dem gewöhnlichen Gegengewichte nur an einem, so wie z. B. der Balancier Taf. 44 *Fig.* 5 und 6 sich für einen solchen Zweck ohne weitere Veränderung eignet.

Ist aber ein Balancier mit verschieden schweren Gestängen verbunden oder hat er zu verschiedenen Zeiten einseitig eine verschiedene Belastung, so lässt er sich mit einem verstellbaren Gegengewicht etwa in der Art versehen, wie es *Fig.* 30 dargestellt ist. Der hier abgebildete Balancier ist die eine Hälfte eines in der Mitte durchgeschnittenen Doppelbalanciers einer einfachwirkenden Dampfmaschine von Mandslay; beide Hälften tragen nach innen zu gekehrt die vorstehenden Rippen *ee*, welche dem verstellbaren Gegengewichte *c* zur Leitung dienen, und durch das letztere, in welches eine Schraubenmutter versenkt ist, geht die Schraubenspindel *a*, die zwischen die beiden Widerlager *dd* eingespannt ist und durch das Armrad *b* gedreht werden kann; dass dadurch eine Verschiebung von *c* erfolgt, bedarf keiner weiteren Auseinandersetzung.

Der hydraulische Balancier oder das hydraulische Gegengewicht (fr. *balancier hydraulique;* engl. *water-balance*) erfüllt den Zweck des mechanischen mittels des Gewichtes einer Wassersäule. Der Character eines solchen ist ursprünglich der einer Druckpumpe, welche jedoch zwar stets voll geht, aber das gehobene Wasser nicht ausgiesst. Ein gusseiserner oder metallener Cylinder *A* Taf. 46 *Fig.* 36 ist mittels eines Fussstückes *B* in derjenigen Tiefe aufgestellt, über welcher man die Wassersäule aufzurichten Gelegenheit hat. Diese Wassersäule ist ebenfalls in einer aus einzelnen Stücken zusammengesetzten Aufsatzröhre *C* von Gusseisen oder, nach Befinden, bei scharfen Wassern von anderem Metall eingeschlossen, welche durch das Fussstück *B* in den Druckcylinder einmündet. Das zu unterstützende Gestänge *D*, denn dies ist auch hier die gewöhnlichste Anwendung, ist entweder unmittelbar mit seinem untersten Ende in den Cylinder *A* eingeführt und hierzu daselbst mit einem Kolben ausgerüstet, oder es ist, gewöhnlicher und den übrigen Verhältnissen ent-

sprechender, eine besondere Kolbenstange *E* zur Seite des Hauptgestänges angebracht und mit demselben durch eiserne oder hölzerne Laschen *a* verbunden, welche Beistange am unteren Ende den Kolben *b* trägt; die weitere Fortführung, auch übrige Benutzung des Hauptgestänges wird dadurch weniger behindert.

Wird nun die Aufsatzröhre *C* bis auf eine gewisse Höhe aufgerichtet und mit Wasser gefüllt, so wirkt dieses mit einem dieser Höhe angemessenen Drucke auf die Unterfläche des Kolbens *b* und sucht denselben und somit das Gestänge *C* nebst Zubehör in die Höhe zu schieben oder wenigstens sich dem Niedersinken desselben entgegenzusetzen, somit dasselbe im Verhältnisse des ausgeübten Druckes zu verzögern, wenn die Last des Gestänges grösser ist. Durch den Niedergang des Gestänges *D* wird sonach die Wassersäule in der Röhre hinaufgeschoben. Damit jedoch die mittlere Druckhöhe und somit der Druck stets derselbe bleibt, ist die Ansatzröhre so hoch hinaufzuführen, dass die Wassersäule auch im höchsten Stande nicht oben überfällt. Wird daher das Gestänge wieder angehoben, so sinkt die Wassersäule in gleichem Masse und folgt dem Kolben *b*, die anhebende Kraft unterstützend, bis in dessen höchsten Stand. Hieraus folgt, dass die Höhe und somit der Druck der Wassersäule allerdings bei dem tiefsten Stande des Kolbens am grössten ist und während dessen Aufgang allmälig geringer wird, dieses Verhältniss ist aber, so weit es überhaupt von merklichem Einflusse ist, gerade am zweckmässigsten, weil die Bewegungshindernisse bei dem Beginn des Rückganges des Kolbens in Folge der einzuschlagenden entgegengesetzten Richtung des Weges gerade am grössten sind, sowie gegentheils beim Niedergange die Geschwindigkeit des Kolbens durch die wachsende Druckhöhe um so mehr verzögert wird, je mehr er sich dem Wendepunkte nähert. Der Kolben *b* ist, wie bei ähnlichen Anwendungen, am besten ein gusseiserner, glatt abgedrehter Mönchskolben, an die Kolbenstange angesteckt und so weit nöthig durch Schrauben befestigt. Um das Ausbohren des Cylinders zu ersparen, gibt man demselben 1 bis 2 Zoll mehr Durchmesser als der Mönch hat und setzt oben einen stopfbüchsenähnlichen Aufsatz *c* (die eigentliche Nonne), mit eingelegter Hanf- oder, was bei dieser Anwendung noch besser zu sein scheint, Lederriemen-Liederung versehen, ein, welche letztere dann durch das Wasser selbst immer dichter an die Kolbenumfläche angepresst werden.

Die Aufsatzröhre ist, wie schon angedeutet, aus lauter gleichen 6 bis 7 Fuss langen Stücken zusammengesetzt, sowohl um diese möglichst vollkommen herstellen, als auch die Auswechselung einzelner leichter bewirken zu können. Die Verbindung der Röhren unter einander mit dem Fussstücke und dieses wieder mit dem Cylinder kann auf die verschiedenen bei Wasserleitungs-, Wassersäuleneinfall- und ähnlichen Röhren gebräuchlichen Weisen bewirkt werden, am besten durch zusammengeschraubte Kranz- oder Scheibenschlösser mit dazwischen eingelegten Bleischeiben oder einem Kitt von gebranntem, an der Luft zerfallenen Kalk, Leinöl, Bleiglätte und gehacktem Hanf. Zweckmässig ist es, im Fussstücke noch einen Hahn anzubringen, um die ganze Wassersäule nach Erfordern ablassen zu können. Sowie der Cylinder ganz fest und unwandelbar aufgestellt sein muss, so sind auch die Röhren auf und zwischen Einstrichen und Ladenhölzern fest aufzulagern, um sie richtig zu erhalten, auch ihr Gewicht auf dieselben zu vertheilen, welches sonst von sämmtlichen Röhren auf den untersten ruht.

Von Wichtigkeit ist es, diesen Röhren eine angemessene Weite zu geben. Je enger man dieselben herstellt, desto wohlfeiler werden sie zwar in der Anlage, desto leichter ist es auch, die Wechsel gehörig dicht darzustellen; gegentheils wird sich auch dann das Wasser, bei einer und derselben Geschwindigkeit des Kolbens, mit desto grösserer Geschwindigkeit in den Röhren bewegen müssen, wodurch nicht nur dessen Bewegungshindernisse sehr bedeutend vermehrt werden und dadurch die Wirkung als Gegengewicht, wenigstens zur Unterstützung beim Anheben, durch den Abzug der zur Hervorbringung jener Geschwindigkeit nöthigen Höhe in gleichem Masse herabgezogen, sondern selbst eben dadurch ein so stossender, ruckweiser Gang, eine solche Erschütterung der ganzen Vorrichtung wie des zu unterstützenden Gestänges erzeugt wird, dass beide darunter sehr leiden, besonders ein dichter Verschluss gar nicht zu erhalten ist. Nicht zu übersehen ist auch, dass mit der grösseren Differenz der Querschnitte auch die Ungleichheit der Druckhöhe bei dem höchsten gegen die bei dem tiefsten Kolbenstande zu bedeutend und nachtheilig werden kann. Eine solche Verengerung der Röhren ist daher eine höchst übel angebrachte Ersparniss, vielmehr ist es am zweckmässigsten, ihnen den Durchmesser des Kolbens zur lichten Weite zu geben, so dass sich auch das Wasser nur mit der Geschwindigkeit des letzteren zu bewegen braucht.

Eine Hauptbedingung für die Anwendung und Anlage von hydraulischen Balanciers ist sonach das Vorhandensein einer hinreichenden Höhe zur Aufstellung der Aufsatzröhren und Aufstauung der Wassersäule darin; eine Bedingung, welche man nicht leicht anders als bei dem Bergbaue und in Schächten erfüllt finden wird, wo man sich daher auch dieser Vorrichtung besonders bei einfachwirkenden Wasserhebungsmaschinen überhaupt, nächstdem und insbesondere bei den Wassersäulenmaschinen bedient, deren ganzer Character diese Anwendung sehr begünstigt. Hier kann man nämlich gleich den unteren Theil der Einfallröhren als Aufsatzrohr des hydraulischen Balanciers benutzen, indem man dieselben dadurch, dass der Treibcylinder tiefer gestellt wird, unterhalb der Sohle hinabgehen lässt, auf welcher die gebrauchten Betriebswasser abfliessen, weshalb auch die Betriebswasser durch das Gewicht des niedersinkenden Kolbens nebst daran hängendem Gestänge bis auf jene Sohle zurückgeschoben werden müssen und somit den Niedergang verzögern, den Aufgang mit derselben Druckhöhe befördern. Hier findet dann freilich, wie natürlich, ein Abfluss des Wassers am oberen Ende der Aufsatzröhre statt.

Bei dem eigentlichen oben beschriebenen Balancier muss man ferner eigentlich für eine ganz regelrechte Anlage, wenn das Gestänge nicht einseitig unterstützt und dadurch auf die Seite geschoben oder gekrümmt werden soll, zwei solche Balanciers zu beiden Seiten des dazwischen hindurchgehenden Gestänges aufstellen, obschon dieser Seitendruck bei starken Gestängen nicht nur an sich weniger merklichen Einfluss hat, sondern auch leicht durch Seitenwalzen beseitigt werden kann. Bei solchen Druckpumpen, bei denen das Gewicht des niedergehenden Gestänges allein die ausübende Kraft gibt, während das Anheben desselben durch die Umtriebsmaschine bewirkt wird, und wo durch derartige Balanciers meist nur das etwa in der ersten Zeit des Betriebes überflüssige Gewicht des Gestänges ausgeglichen werden soll, wird es meist hinreichen, den Balancier auf der entgegengesetzten von derjenigen Seite des Gestänges anzubauen, auf welcher die Pumpen angehängt sind. —

Als Vorzug der hydraulischen Balanciers ist zu bezeichnen, dass sie weniger Platz erfordern als die mechanischen, für welche oft sehr grosse Räume erst ausgehauen oder hergestellt, nach Befinden noch durch irgend einen kostspieligen Ausbau unterstützt werden müssen. Als Mängel hingegen sind zu nennen: 1) Dass man die Grösse der Belastung nicht so beliebig unmittelbar vergrössern kann als bei dem mechanischen, indem bei letzterem eine Veränderung sehr leicht durch Vermehrung oder Verminderung der Ladung des Kastens bewirkt werden kann, bei dem hydraulischen hingegen zwar eine Verminderung durch Ablassen der Wassersäule, eine Vermehrung hingegen nur durch Aufsetzen neuer Röhren zu bewerkstelligen ist, wenn dies nicht schon gleich anfangs in Reserve und dann doch immer kostspieliger geschehen und wenn überhaupt Höhe dazu vorhanden ist. Zwar möchte derselbe Erfolg durch theilweises Schliessen eines dazu am unteren Ende der Aufsatzröhren anzubringenden Hahnes erreichbar scheinen, indem hierdurch die Bewegungshindernisse für das von dem Kolben aufwärts zu schiebende Wasser vermehrt werden, indess würde dadurch gegentheils auch der unterstützende Druck der Wassersäule auf den aufsteigenden Kolben in gleichem Masse vermindert; — 2) Die unter allen Umständen grösseren Bewegungshindernisse des Wassers in dem Röhrwerke und der Reibung des Kolbens, gegen die Reibungs- und sonstigen Hindernisse bei dem mechanischen Balancier, daher auch der geringere Wirkungsgrad des ersteren gegen den letzteren, welcher sich besonders bei der Anwendung jenes bei Wassersäulenmaschinen bemerklich machen kann.

Im Allgemeinen ist endlich über beide Arten von Gegengewichtbalanciers noch zu bemerken, dass man sie am besten in Vertikalebenen aufstellt, indem sonst der mechanische ein stetes Bestreben haben würde, sich auf die eine Seite zu legen, was die Zapfen- und sonstige Reibung vergrössern, die Unterstützung erschweren müsste, bei dem hydraulischen Balancier aber würden nicht nur die Aufsatzröhren sonst grössere flache Längen für gleiche senkrechte, doch allein wirksame, Druckhöhen bekommen, sondern auch der Mönch sich auf die untere Seite der Stopfbüchse stärker auflegen und vorzugsweise diese, also ungleich ausarbeiten, daher kaum ein wasserdichter Abschluss erhalten werden können.

Liegen daher die zu unterstützenden Gestänge in geneigter Richtung, so werden letztere Balanciers noch weit weniger zweckmässig sein; mechanische stellt man aber dann in der Vertikalebene auf, welche durch die flache Gestänglinie gelegt ist, ausser wenn man zwei solcher Gestänge durch einen Balancier verbindet, wo dann freilich der letztere ebenfalls in der flachen Ebene der Gestänge liegen muss; eine Anwendung, welche überhaupt die übrige Benutzung der Räume seltener gestattet.

Den Ort der Aufstellung gegen die Länge und das Gewicht des Gestänges anlangend, so kann zwar ein mechanischer Balancier gleich mit dem obersten Ende des ersteren verbunden sein, und ist es auch oft, soll er jedoch wesentlich oder gleichzeitig das Gestänge in sich selbst tragen, damit es durch seine eigene Last weder zu sehr aus einander gezogen, noch in sich zusammengedrückt wird, so muss das Gegengewicht schon eine gewisse Höhe davon über sich bekommen, welche von dem Gewichte des Gestänges nebst Zubehör abhängt; so wird z. B. bei den Kunstgezeugen beim sächsischen Bergbaue eine Tiefe von ungefähr 80 Lachter = 560 Fuss angenommen, in welcher für diesen

Zweck das erste Gegengewicht angebaut wird, bis wohin die Last des zu tragenden Gestänges nach den dortigen Verhältnissen, nach Einrichtung, Mass und Gewicht der einzelnen Theile, der Aufstellung in feuchten Schächten u. s. f. durchschnittlich höchstens 100 Centner betragen wird, wovon jedoch wieder, in Rücksicht auf das meist flache (60 bis 70 Grad betragende) Fallen der Schächte, nicht das Ganze in Rechnung gebracht werden kann.

Ein hydraulischer Balancier aber wird seinem eigenen Character nach selten anders als in einer gewissen Tiefe des Gestänges angebracht werden können, doch wird man ihn auch aus gleichen Ursachen nicht gern zu tief rücken, nicht zu viel Gestänge über sich bekommen lassen, weil dieses sonst zu leicht schwankt, zittert, sich biegt und in sich zusammensetzt.

Was die Belastung oder den Druck der Gegengewichte betrifft, so hat man diese allerdings für den ersten Anlagsentwurf nach den gegebenen oder gewählten mechanischen Verhältnissen zu berechnen, in der Ausübung aber nachmals mit Genauigkeit durch Versuche zu finden. Für ein einfaches Gestänge, bei welchem wirklich die Kraft unterstützt werden soll, wird man die Belastung (das Lastmoment) nach und nach so gross machen, bis das sich selbst überlassene Gestänge gerade nur mit der gewünschten Geschwindigkeit niedersinkt; soll das Gestänge jedoch nur in sich selbst getragen werden, während es durch ein anderes schon im Gleichgewichte erhalten wird, so wird das Gegengewicht so weit erhöht, dass es nur eben etwas geringer als die Last des Gestänges ist.

Mechanische Verhältnisse. Die Länge eines jeden (eigentlichen oder Gegengewicht-) Balanciers, oder richtiger des betreffenden Armes desselben, muss zu dem Hube des daran befestigten Gestänges in einem angemessenen Verhältnisse stehen, überhaupt der Winkel, welchen die Mittellinie des Balanciers durch ihren höchsten und tiefsten Stand bezeichnet, nicht zu gross sein. Je kleiner die Länge des Balancierarmes gegen den Hub ist, desto grösser ist jener Winkel, desto mehr Seitenabweichung, also auch Seitenzug von einer mittleren geraden Linie findet statt, in welcher der an den Balancier angehängte Theil sich auf und nieder bewegen soll, welcher Seitenzug am nachtheiligsten wirkt, wenn jener Theil unmittelbar am Kopfe des Balanciers, aber auch selbst dann, wenn er mittelbar, durch bewegliche Verbindungen, daran befestigt ist. Nur bei Cirkelstücken mit Ketten oder Verzahnung findet davon eine Ausnahme statt. Da jedoch mit der Vergrösserung jenes Verhältnisses auch die Kosten der ganzen Anlage (durch den Balancier, dessen Unterstützung, den dazu nöthigen Raum u. s. f.) wachsen, so muss man einen Mittelweg einschlagen, um noch mit der verhältnissmässig kleinsten Länge auszukommen.

In der Ausübung erscheint es als ein brauchbares Verhältniss, dem Halbmesser des Balanciers nicht weniger als die doppelte Länge des Hubes zu geben, wobei der der Bewegung zugehörige Winkel am Mittelpunkte 29 Grad begreift. Bei allen unmittelbaren oder wenigstens unvollkommen ausgleichenden Verbindungen ist nie unter diesen Massverhältnissen zurückzubleiben. Oft aber, besonders bei Dampfmaschinen, ist die Länge des Armes nur $1\frac{3}{4}$, ja selbst nur $1\frac{1}{2}$ des Hubes (einem Winkel von fast 40 Grad zugehörend) gegeben, und von einigen Technikern wird die Ueberschreitung des Verhältnisses von $1\frac{3}{4}$ als ganz unnöthig bezeichnet.

Diese niedrigeren Verhältnisse aber sind höchstens bei Gegenlenkern und Parallelogrammen zu gestatten, obschon auch bei diesen ein desto grösserer Theil der oben bezeichneten, in sich zurücklaufenden Curve beschrieben wird und eine desto grössere Seitenabweichung statt findet, je grösser jener Winkel wird.

Die Richtung der Linie des mathematischen Balanciers, d. h. der von der Axe nach dem Befestigungspunkte am Kopfe denkbaren Geraden, muss allemal bei halbem Hube auf derjenigen Richtlinie senkrecht stehen, in welcher die Bewegung der daran befestigten Maschinentheile erfolgt. Ausnahmen hiervon sind nur dann nicht wohl zu umgehen, wenn bei einem ungebrochenen Balancier dennoch die sämmtlichen Befestigungspunkte nicht in eine einzige gerade Linie fallen, also der mathematische Balancier ein gebrochener ist, wie Taf. 45 *Fig.* 21, in welchem Falle es indess wenig Einfluss hat. Für die einfachste Verbindungsweise eines Gestänges unmittelbar am Kopfe des Balanciers ist es am richtigsten, die Stellung und Auflagerung des letzteren so anzuordnen, dass jene mittlere Richtlinie der Auf- und Niederbewegung des angehängten Theiles die Pfeilhöhe des von dem Befestigungspunkte am Kopfe beschriebenen Bogens halbirt, so dass der Zug abwechselnd nach beiden Seiten gleich stark erfolgt. — Wenn eine Kurbstange den Balancier mit einer Krummzapfenwelle verbindet, so würde eigentlich die sachgemässeste Lage der Axe der Welle in einer Tangente des Mittels des von dem Balancier beschriebenen Bogens sein, weil dann Seitenabweichung und Zug der Kurbstange bei halbem Hube abwechselnd nach beiden Seiten gleich gross ist; am schlechtesten hingegen ist die Lage der Axe in der Fortsetzung der Sehne jenes Bogens.

Bei Gegengewichtbalanciers, bei welchen die Belastung in einem unmittelbar auf den andern Arm aufgesetzten Gewichtkasten besteht, ist, auch abgesehen von dem Einflusse auf den regelmässigen Gang des Gestänges, die Beobachtung eines richtigen Verhältnisses zwischen der Länge des Hubes und der des Balancierarmes noch darum nöthig, damit nicht durch die gleichzeitige Vergrösserung des Winkels am Mittelpunkte der Kasten im höchsten und tiefsten Stande zu schief steht, und damit bei einer geneigten (nicht senkrechten) Stellung des davon getragenen Gestänges und dann, wenn der Balancier sich vorschriftsmässig in derselben senkrechten Ebene bewegt, in welcher die Falllinie des Gestänges liegt, auch bei halbem Hube rechtwinklig auf letzterer steht, nicht etwa das Gegengewicht im höchsten und tiefsten Stande überschnappt, indem sein Schwerpunkt jenseits seiner Axe auf die Seite des Gestänges tritt, daher im Anfange oder am Ende des Weges in der einen Richtung von der bewegenden Kraft mit überwunden werden muss, statt diese zu unterstützen, so lange bis er wieder jenseits des Drehpunktes gelangt ist. Dieses mangelhafte Verhältniss wird erst dann eintreten, wenn der halbe Bewegungswinkel des Balanciers grösser als der Fallwinkel des Gestänges ist. Man wird sonach aus beiden Ursachen für Balanciers dieser Art um so weniger unter das obige Verhältniss zu dem Hube von 2 : 1 herabgehen, wogegen auch bei sehr flachem Fallen, wo jener Uebelstand am ersten eintreten könnte (unter 25 — 20 Grad abwärts), Gegengewichte überhaupt für Gestänge wenig anwendbar sind, letztere vielmehr besser durch Walzen unterstützt werden.

Hauptsächlichste Verhältnisse der Leitungsvorrichtungen. 1) Der gewöhnliche Gegenlenker *Fig.* 11. Die Stellung

des Gegenlenkers gegen den Balancier kann vornehmlich auf drei verschiedene Weisen getroffen werden. Entweder *a*) ist die mittlere Richtlinie, in welcher die auf den Balancier wirkende Stange auf und nieder gehen soll, eine Tangente des von ersterem beschriebenen Bogens, dann hängt das Gelenkglied bei halbem Hube vertikal in jener Linie selbst; ein Seitenzug erfolgt stets nur gegen den Balancier hin; oder *b*) die mittlere Richtlinie des Hubes liegt in einer Sehne des Bogens, dann fällt das Lenkerglied im höchsten und tiefsten Stande in jene Linie; ein Seitenzug findet nur von dem Balancier abwärts statt; oder *c*) die mittlere Richtlinie halbirt die Pfeilhöhe des von dem Balancier beschriebenen Bogens; bei dieser Anordnung findet abwechselnd ein Seitenzug nach einer und nach der anderen Seite statt. Bei der Anordnung der Gegenlenker ist nächst der Länge des Balanciers entweder auch die der Lenkerstangen und des Lenkergliedes gegeben und man hat den Aufhängepunkt an dem Lenkergliede zu suchen, oder es ist letzterer nächst der Länge des Lenkergliedes gegeben, und man hat die Länge der Lenkerstangen zu suchen.

Für die Anordnung der ersten Art ist nicht leicht eine triftige Ursache vorhanden, daher nur die beiden andern erörtert zu werden brauchen. Von ihnen ist wieder die letzte die richtigere, da der Seitenzug bei ihr halbirt wird, obschon er nicht genau so stark nach der einen Seite als nach der andern erfolgt.

Sei für diese Construction die Länge des Balanciers $ei = R$, die Länge des Gegenlenkers $fh = r$, die Länge des Lenkergliedes $hi = a$, die Entfernung des Befestigungspunktes der Kolbenstange daran von dem Aufhängungspunkte am Balancier $ki = b$, endlich die Höhe des Hubes $= S$, so ist

$$b = \frac{a\,(R - \sqrt{R^2 - 0{,}25})}{(r - \sqrt{r^2 - 0{,}25}) + R - \sqrt{R^2 - 0{,}25}} \quad \text{(I)}.$$

Sei z. B. $R = 5$, $r = 4$, $a = 3$, so ist

$$b = \frac{3\,(5 - \sqrt{5^2 - 0{,}25})}{4 - \sqrt{4^2 - 0{,}25} + 5 - \sqrt{5^2 - 0{,}25}} = 1{,}332.$$

Ist gegentheils r zu suchen, aber b gegeben, und man nennt c den Sinusversus des von dem Balancier, d den des von dem Gegenlenker beschriebenen halben Winkels, so ist

$$c = R - \sqrt{R^2 - \frac{S^2}{4}}, \quad d = c\left(\frac{a}{b} - 1\right), \quad r = \frac{S^2 + 4d^2}{8d} \quad \text{(II)}.$$

Sei z. B. $b = 1{,}4$, $S = 4$, so ist

$$c = 5 - \sqrt{5^2 - \frac{4^2}{4}} = 0{,}417425,$$

$$d = 0{,}417425 \cdot \left(\frac{3}{1{,}4} - 1\right) = 0{,}477057,$$

$$r = \frac{4^2 + 4 \cdot 0{,}477057^2}{8 \cdot 0{,}477057} = 4{,}4309.$$

Für die dritte Stellung ist nach S. 95, wenn H die Pfeilhöhe des von dem Balancier beschriebenen Bogens und $\frac{a}{b} = n$ ist

$$H = R - \sqrt{R^2 - \frac{S^2}{4}}, \quad r = \frac{S^2 + 4(n-1)^2 . H^2}{8.(n-1).H} \text{ (III)},$$

wofür ein Beispiel an dem angeführten Orte berechnet ist. Oder wenn R, r und S gegeben sind, wird:

$$n = \frac{H+r}{H} - \sqrt{\frac{1}{H^2} \cdot \left(r^2 - \frac{S^2}{4}\right)} \text{ (IV)},$$

z. B. für $R = 7$, $r = 5$, $S = 4$ ist

$$H = 7 - \sqrt{7^2 - \frac{4^2}{4}} = 0{,}2918, \text{ daher}$$

$$n = \frac{0{,}2918 + 5}{0{,}2918} - \sqrt{\left[\frac{1}{0{,}2918^2} \cdot \left(5^2 - \frac{4^2}{4}\right)\right]} = 2{,}4295.$$

Die horizontale Entfernung der Axe des Gegenlenkers von der des Balanciers ist für den ersten Fall (I), wenn man wieder

$$R - \sqrt{R^2 - \frac{S^2}{4}} = H \text{ nennt},$$

$$w = R + r - \frac{aH}{b},$$

für den anderen Fall (III)

$$w_1 = R + r - \frac{aH}{2b},$$

die vertikale Entfernung beider Punkte unter einander im Falle (I)

$$t = \sqrt{a^2 - w^2},$$

im Falle (III) aber

$$t' = \sqrt{a^2 - w_1^2}.$$

Dieselben Ausdrücke lassen sich auf die Construction des Gegenlenkers Taf. 44 *Fig.* 4 anwenden. Für gleiche Bezeichnungen, nämlich wenn der Halbmesser des Balanciers $ac = R$, der des Gegenlenkers $ik = r$, die Entfernung des Kopfes des Balanciers von dem der Lenkerstange $ie = a$, die ganze Länge des Lenkergliedes $= b$, die Pfeilhöhe des von dem Balancier beschriebenen Bogens $= H$, diejenige des von der Lenkerstange beschriebenen $= h$, $\frac{a}{b} = n$ ist, wo aber n ein Bruch wird, ist

$$h = \left(\frac{b}{b-a}\right).H, \quad r = \frac{S^2(1-n)^2 + 4H^2}{8(1-n)H} \text{ (V)}.$$

Der horizontale Abstand der beiden Mittelpunkte von einander

$$w = R - r + \frac{Ha}{2(b-a)},$$

der vertikale unter einander

$$t = \sqrt{a^2 - w^2} = a\sqrt{1 - \left(\frac{H}{2(b-a)}\right)^2}.$$

Das Parallelogramm Taf. 45 *Fig.* 12 und 13. Es kann ebenfalls nach den drei bezeichneten Stellungen geordnet werden, jedoch bleibt auch hier die dritte, bei welcher die Richtlinie der Bewegung die Pfeilhöhe des von dem Balancier beschriebenen Bogens halbirt, die brauchbarste. Nennt man auch hier (vergl. S. 98) die Länge des Parallelogrammes $fg = c$, den Halbmesser von der Axe des Balanciers an bis zu dem Aufhängungspunkte der hinteren Gelenkglieder $ag = R$, sonach den Halbmesser des Balanciers $= R + c$, den Hub $= S$, die Höhe des von dem Balancier beschriebenen Bogens $= H$, die Länge der Gegenlenker $ki = r$, so ist

$$r = \frac{R^2 S^2 + 4 c^2 H^2}{8 . (R + c) c H} \text{ (VI)},$$

$$H = R + c - \sqrt{(R+c)^2 - \frac{S^2}{4}}.$$

Die horizontale Entfernung der beiden Axen von einander ist

$$w = R + r - \frac{H}{2},$$

die vertikale unter einander

$$t = \sqrt{e^2 - \frac{H^2}{4}},$$

wenn e die Länge der Gelenkglieder ist.

Da man jedoch für einzelne, obschon als wirkliche Nothwendigkeit seltenere Fälle den Befestigungspunkt der Lenkerstangen an den hinteren Gelenkgliedern nicht mit dem der Parallelstangen zusammen, sondern höher oder tiefer legt, so heisse für diese Anordnung die Länge des Lenkergliedes vom Balancier bis zum Anhängungspunkt der Gegenlenkerstangen $= a$, die bis zu dem der Parallelstangen $gi = fh = b$ (vergl. S. 98 und *Fig.* 212 Taf. 7), so ist

$$r = \frac{R^2 S^2 + 4 \left[(R+c) \frac{a}{b} - R \right]^2 H^2}{8 (R + c) \left[(R+c) \frac{a}{b} - R \right] H} \text{ (VII)},$$

wo H wie bei (III) bleibt. (Beispiel s. S. 99).

Die horizontale Entfernung der Axe des Gegenlenkers von der des Balanciers ist

$w = R + r - \frac{aH}{2b}$, die vertikale

$$t = a \sqrt{1 - \left(\frac{H}{2b}\right)^2}.$$

Die Berechnung der Grösse der in diesen und anderen Fällen noch stattfindenden Seitenabweichung findet sich in dem mehrmals angeführten Orte.

Um aber auch das System der Anordnung zu berücksichtigen, bei welchem die Richtlinie des Hubes in die Sehne des Bogens fällt, die

Gelenkglieder daher im höchsten und tiefsten Stande vertikal hängen, so ergibt sich für dasselbe

$$r = \frac{(R-c)S^2}{8c\left[R+c-\sqrt{\left((R+c)^2-\frac{S^2}{4}\right)}\right]} + c \quad \text{(VIII)}.$$

Z. B. für $R = 4{,}5$, $c = 3{,}5$, $S = 5$ wird

$$r = \frac{(4{,}5-3{,}5)\,5^2}{8\,.\,3{,}5\,.\left[4{,}5+3{,}5-\sqrt{(4{,}5+3{,}5)^2-\frac{5^2}{4}}\right]} + 3{,}5 = 5{,}7285.$$

Die horizontale Entfernung der beiden Axen von einander ist

$$w = R + r - H;$$

die vertikale unter einander, wenn e die Länge der Gelenkglieder bezeichnet,

$$t = \sqrt{e^2 - \frac{H^2}{4}}.$$

An den Parallelogrammen der Dampfmaschinen findet sich ferner in den meisten Fällen, wie schon früher erwähnt wurde, noch ein zweiter Aufhängungspunkt, welcher ebenfalls gleichzeitig mit der Kolbenstange in einer sich der vertikalen möglichst annähernden Richtung auf und nieder gehen soll; es ist der für die Stange der Luft-, Warmwasser-, Speise- oder einer anderen Pumpe; so z. B. auf Taf. 45 *Fig.* 2 *l* in den hinteren Gelenkgliedern. Seine Lage ist nach dem für einen gewöhnlichen Gegenlenker gegebenen Ausdrucke, hier aber noch einfacher aus der Grundbedingung zu finden, dass dieser gesuchte Aufhängungspunkt in *l* stets in einer von der Axe des Balanciers nach dem Aufhängungspunkte der Dampfkolbenstange *h* gezogenen geraden Linie liegen muss.

Wendet man daher dieselben Bezeichnungen an wie in den letzten Ausdrücken, so ist die gesuchte Entfernung *dl* des Aufhängungspunktes *l*

$$d = \frac{Re}{R+c} \quad \text{(IX)}.$$

Z. B. für $R = 4{,}5$, $c = 3{,}5$, $e = 4$ wird

$$d = \frac{4{,}5\,.\,4}{8} = 2{,}25.$$

Nach demselben Ausdrucke kann man auch bei einem Parallelogramme für eine Maschine mit zwei hinter einander stehenden zusammenwirkenden Cylindern den Aufhängungspunkt für die Kolbenstange des hinteren kleineren Cylinders auffinden, wie in Taf. 45 *Fig.* 14 die Länge *hi*, welche hier die der ganzen Gelenkglieder *C* ist, die mit dem hinteren Paare *D* durch besondere Parallelstangen verbunden sind, sofern man nicht beide Paare als besondere Parallelogramme betrachten und berechnen will.

Ferner kann von jener allgemeinen Formel VII. in dem in *Fig.* 15 bezeichneten Falle Gebrauch gemacht werden, wo die Verbindungen des Balanciers mit der Kolbenstange von ersterem aufwärts gerichtet sind und die Stangen *D* und *E* nur die Gelenkglieder eines nach oben gerichteten Parallelogrammes darstellen, weshalb $a < b$.

Sehr einfach stellt sich die Ermittelung der Mass- und Lagenverhältnisse für die Balanciers mit schwingender Axe heraus, wie Taf. 44 *Fig.* 1 und 2, Taf. 45 *Fig.* 16, an welche sich der gleitende Taf. 44 *Fig.* 3 anschliesst.

Die Lenkerstange Taf. 44 *Fig.* 1 u. 2 *E*, *Fig.* 3 *D*, Taf. 45 *Fig.* 16 *B* bekommen allemal die halbe Länge desjenigen Armes des Balanciers, mit welchem sie verbunden sind, sonach in Taf. 45 *Fig.* 16 die Hälfte des ganzen Balanciers. Ihr Auflagerungspunkt liegt in der Vertikale, in welcher der Hub erfolgen soll. Bemerkt werden möge noch bei dieser Einrichtung, dass ein bestimmtes Verhältniss der Höhe des Hubes zu dem Halbmesser des Balanciers zwar nicht wegen der Seitenabweichung zu beachten nöthig ist, man vielmehr in dieser Hinsicht nicht gebunden ist, daher auch ein verhältnissmässig viel grösserer Hub gestattet werden kann als bei den ersteren Constructionen, dass man indess auch hier nicht zu weit gehen darf, damit nicht im höchsten und tiefsten Stande der Balancier mit der Kolbenstange einen zu spitzen, mit den Lenkerstangen einen zu stumpfen Winkel bilde und dadurch ein zu grosser nachtheiliger Schub nach der Axe der letzteren wie des Balanciers selbst ausgeübt werde.

Die Auflagerungspunkte der Schwingen und der Lenkerstangen sind so zu bestimmen, dass eine in der Mitte des Hubes auf dessen Richtung errichtete Senkrechte (hier Horizontale) die Pfeilhöhe des von dem Kopfe der Schwinge beschriebenen Bogens halbirt; wird daher $ap = R$ = dem Halbmesser des Balanciers, $tr = r$ = der Länge der Lenkerstangen, S der Hub, $fa = L$ = der Länge der Schwinge, so ist der vertikale Abstand des Auflagerungspunktes der Lenkerstangen in r von dem der Schwinge in f

$$t = \frac{L + \sqrt{L^2 - \frac{w^2}{4}}}{2} \quad \text{(X.)}, \text{ wenn}$$

$$w = R - \sqrt{R^2 - \frac{S^2}{4}}.$$

Z. B. für $L = 9$, $R = 7$, $S = 4$ wird

$$w = 7 - \sqrt{7^2 - \frac{4^2}{4}} = 0{,}2918,$$

$$t = \frac{9 + \sqrt{9^2 - \frac{0{,}2918^2}{4}}}{2} = 8{,}9994.$$

Je länger L, desto geringer wird verhältnissmässig der Einfluss von w unter übrigens gleichen Umständen, hinsichtlich einer Seitenablenkung, sein.

Der horizontale Abstand beider Axenpunkte von einander ist

$$W = R - \frac{w}{2}.$$

Für den gleitenden Balancier Taf. 44 *Fig.* 3 braucht man w nur deshalb zu berechnen, um die Grösse der dem Zapfen in der Leitung zu gestattenden Bewegung zu finden.

Für den in einer Zapfenhülse gleitenden Reichenbach'schen Balancier Taf. 45 *Fig.* 18 und 19 wird nächst dessen Gesammtlänge $GE = L$ die horizontale Entfernung der Axe c von der durch E gehenden Richtlinie des Hubes bestimmt sein; sei diese horizontale Entfernung $= A$, sei ferner die Entfernung von der Axe des Balanciers bis zu dem Befestigungspunkte der Kolbenstange im höchsten und tiefsten Stande $eE = R$, der Hub $= S$, die Länge der Lenkarme $IG = r$, so ist, wenn

$$L\left(1 - \frac{L}{\sqrt{A^2 + \frac{S^2}{4}}}\right) = a,$$

$$S\left(\frac{L}{\sqrt{4A^2 + S^2}} - \frac{1}{2}\right) = b \text{ gesetzt wird,}$$

$$r = \frac{b^2 + a^2}{2a} \quad \text{(XI).}$$

Z. B. für $L = 8$, $A = 5$, $S = 4$ wird

$$a = 8\left(1 - \frac{5}{\sqrt{5^2 - \frac{4^2}{4}}}\right) = 0{,}572184,$$

$$l = 4\left[\frac{8}{\sqrt{4.5^2 + 4^2}} - \frac{1}{2}\right] = 0{,}971126,$$

$$r = \frac{0{,}971126^2 + 0{,}572184^2}{2.0{,}572184} = 1{,}11.$$

Die horizontale Entfernung der Zapfen der Lenkarme von der Axe des Balanciers ist

$$cI = A\left(\frac{L}{\sqrt{A^2 + \frac{S^2}{4}}} - 1\right),$$

und die Grösse des Weges, um welchen der Balancier in seinen Zapfen hin und her gleitet,

$$R - A = \sqrt{A^2 + \frac{S^2}{4}} - A.$$

Das Parallelogramm ohne Lenkerstangen, Taf. 45 *Fig.* 20. Ist R der Halbmesser des Balanciers, r der Halbmesser bis zu dem Aufhängungspunkte der hinteren Gelenkglieder für die Leitung, S der Kolbenhub, so ist die Sehnenlänge des von den Leitrollen k durchlaufenen Bogens $= l = \frac{rS}{R}$ (vorausgesetzt, dass der Hub in der Sehne des von dem Balancier beschriebenen Bogens erfolgen soll) und der Halbmesser des Leitungsbogens

$$r_1 = \frac{\left(\frac{Sr}{2R}\right)^2 + \left(R - \frac{1}{2}\sqrt{4.R^2 + S^2}\right).\left(1 - \frac{r}{R}\right)^2}{2R - \sqrt{(4R^2 + S^2)}.\left(1 - \frac{r}{R}\right)^2} \quad \text{(XII).}$$

Z. B. für $R=5$, $r=1{,}5$, $S=3$ wird

$$r_1=\frac{\left(\frac{5.1{,}5}{2.5}\right)^2+(5-\frac{1}{2}\sqrt{4.5^2+3^2}).\left(1-\frac{1{,}5}{5}\right)^2}{10-\sqrt{(4.5^2+3^2)}.\left(1-\frac{1{,}5}{5}\right)^2}=0{,}7476.$$

Der Normalabstand der Sehne dieses Bogens von der Axe des Balanciers ist

$$w=r\sqrt{1-\left(\frac{S}{2R}\right)^2}$$

und die senkrechte Tiefe des Mittelpunktes desselben unter der Axe des Balanciers, wenn e die Länge der Lenkerglieder ist,

$$t=\sqrt{e^2-R^2\left(1-\sqrt{1-\frac{S^2}{4R^2}}\right)^2}.$$

Im Uebrigen ist für sämmtliche Einrichtungen von Parallelogrammen noch zu bemerken, dass man zwar in der Anwendung ursprünglich den Lenkergliedern so viel Länge gibt als möglich, weil mit dieser die Grösse des Seitenzuges und Schubes abnimmt, dass aber das gebräuchlichste Verhältniss 0,4 — 0,5 des Kolbenhubes ist.

Der hydraulische Balancier. Die Kraft, mit welcher die Wassersäule des hydraulischen Balanciers das aufgehende Gestänge unterstützt, ist

$$P=H_1 D^2\,0{,}785.\gamma,$$

wo H_1 die nach dem Abzuge aller Bewegungs- und Durchgangswiderstände übrig gebliebene wirksame Höhe der Druckwassersäule, D den Durchmesser des Kolbens, γ das Gewicht einer Volumeneinheit Wasser bezeichnet. Nennt man daher H die absolute Höhe der Oberfläche des Wassers in den Aufsatzröhren über dem untersten Kolbenstande, d die Weite der Einfallröhren, L deren wahre Länge bis zu dem Fusse des Druckcylinders, v die Geschwindigkeit des zu balancirenden Gestänges, v_1 die des Wassers in den Einfallröhren, $n.S^2$ die Summe der Quadrate der Sinus der Anprallungswinkel in etwaigen Krümmungen und Brechungen der Röhren, so ist

$$v_1=v\left(\frac{D}{d}\right)^2,$$

$$H_1=H-v_1^2\left[0{,}0011463.\frac{L}{d}+0{,}0774+0{,}051.\left(1-\left(\frac{d}{D}\right)^2\right)+0{,}0123.n.S^2\right] \quad \text{(XIII)}$$

in Metern. (Vergl. Art. AUSFLUSS S. 569, 575 und 585.)

Sei z. B. die ursprüngliche Druckhöhe $H=150^m$, die gesammte Länge der Aufsatzröhren bis zum Untertheile des Druckcylinders gerechnet $L=151^m$, $d=0{,}3^m$, $D=\frac{1}{3}^m$, $v=0{,}8^m$ und die Einrichtung wie auf der Zeichnung Taf. 46 *Fig.* 36, der Krümmungshalbmesser des Kniees am unteren Ende $R=0{,}5^m$, so wird der Anprallungswinkel darin

$$\sin\alpha = \frac{\sqrt{r(2R-r)}}{2R}$$

sein, wenn r der Halbmesser der Röhre, also hier

$$\sin\alpha = \frac{\sqrt{0{,}15\,.\,(1-0{,}15)}}{0{,}5} = \sin 45^\circ\,34' = 0{,}7141428 \text{ sein.}$$

Ist φ der dem ganzen Krümmungsbogen zugehörige Winkel, hier $= 90^\circ$, so ist die Anzahl der Anprallungswinkel $n = \frac{\varphi}{2\alpha}$, hier also $n = 1$. Eine zweite Anprallung von gleicher Grösse wird bei dem Eintritte der Aufsatzröhren in den Druckcylinder statt finden, wo es zwar ein scharfer Bruch — keine Krümmung — ist, jedoch für diesen in Ermangelung aller Erfahrungen über dieses Verhältniss die Rechnung einstweilen eben so gestellt werden muss, woraus $n = 2$ folgt.

Hieraus ergibt sich für die Unterstützung des aufsteigenden Kolbens

$$H_1 = 150 - 0{,}889^2\left[0{,}0011463\,.\,\frac{151}{0{,}3} + 0{,}0774 + 0{,}051\,.\left(1-\left(\frac{0{,}3}{0{,}3333}\right)^2\right)\right.$$

$$\left. + 0{,}0123\,.\,2\,.\,0.7141428^2\right] = 150 - 0{,}473113 = 149{,}526887^{\text{m}}.$$

Für den Niedergang des Kolbens ist aber zur Berechnung von H in diese Formel

$$H_1 = H + v_1^2\left[0{,}0011463\,.\,\frac{L}{d} + 0{,}0774 + 0{,}051\,.\left(1-\left(\frac{d}{D}\right)^2\right)\right.$$

$$\left. + 0{,}0123\,.\,n\,.\,S^2\right]$$

zu setzen, weil die Bewegungshindernisse den Niedergang noch mehr erschweren; ferner statt $0{,}051\left(1-\left(\frac{d}{D}\right)^2\right)$ ist zu setzen $0{,}051\left(\frac{1}{\alpha}-1\right)^2$, worin $\alpha = 0{,}7655$ gesetzt werden kann, weil das Wasser in eine Verengerung eintritt. Sollte endlich $d = D$ sein, so wird $v_1 = v$, und das dritte Glied der Formel fällt durchgängig aus.

Wesentlichste Massverhältnisse.

Der Balancier. Bei dem Balancier wird die Breite gewöhnlich durch andere Umstände vorgeschrieben, wenigstens beliebiger wählbar sein als die Stärke (Höhe), welche dagegen berechnet werden muss.

Sei P die Last oder Kraft, welche am Ende des Balancierarmes mit der Geschwindigkeit c bewegt werden soll, so ist der Sicherheit halber anzunehmen, dass diese Kraft schon mit der Geschwindigkeit c auf den ruhenden Balancier zu wirken beginnt, nicht erst solche demselben allmälig und gleichzeitig mittheilt, daher $P_1 = Pc$.

Nennt man bei einem gewöhnlichen rechtwinkligen Querschnitte des Balanciers b dessen Breite, d dessen Höhe oder Stärke, l den Halbmesser desjenigen Armes, auf welchen die Kraft wirkt, l_1 den des anderen und $\frac{l_1}{l} = r$, k den Coefficienten der Festigkeit des angewendeten Materiales, bei vollständiger und ungestörter Elasticität, ε den Ausdehnungscoefficienten desselben Materiales, a die gestattete grösste Beugung, als Verhältnisstheil der Länge ausgedrückt, so ist, mit Rücksicht darauf,

dass die Biegung des Balanciers den dem Materiale zu gestattenden Grad nicht übersteige,

$$d = \sqrt[3]{\left[\frac{4 P_1 l^3 (1+r)\,\varepsilon}{akb}\right]} \quad \text{(XIV)}.$$

Sei z. B. $P = 20000\,\text{℔}$, $l = 6'$, $r = 1{,}5$, $b = 15''$, $a = 0{,}002\,l$, k für Eichenholz $= 3270\,\text{℔}$, $\varepsilon = 0{,}00232$, so ist

$$d = \sqrt[3]{\left[\frac{4.20000.72^3.(1+1{,}5).0{,}00232}{0{,}002.72.15.3270}\right]} = 29{,}16''.$$

Für einen von Parabeln begränzten Aufriss ist in dem Zähler 8 statt 4 zu setzen, da dieser eine doppelt so grosse Beugung erleidet.

Bei diesem wie bei den folgenden Ausdrücken ist von dem eigenen Gewichte des Balanciers ganz abgesehen, sowohl der einfacheren Form des Ausdruckes wegen, als auch deshalb, weil man in Hinsicht auf Beugung dadurch noch an Sicherheit eher gewinnt, in Hinsicht auf Tragfähigkeit aber unter den gewöhnlichen Verhältnissen des Gewichtes des Balanciers zu dem der anhängenden Last nichts zu befürchten hat.

Ist der Balancier an den Enden halb so hoch als in der Mitte (eine oft vorkommende Form), dabei im mittleren Theile der Höhe durchbrochen, jedoch so angeordnet, dass man den Schwerpunkt des Armes in dessen halber Länge annehmen kann; ist ferner das Verhältniss der Höhe des ausgenommenen mittleren Theiles zu der ganzen mittleren Höhe $= p$, so wird

$$d = \sqrt[3]{\left[\frac{6{,}54\, P_1\, \varepsilon\, l^3 (1+r)}{kba\,(1-p^3)}\right]} \quad \text{(XV)}.$$

Z. B. für $P = 25000\,\text{℔}$, $l = 7'$, $r = 1$, $p = \frac{5}{6}$, $b = 4''$, $k = 13000\,\text{℔}$, $\varepsilon = 0{,}00083$ für Gusseisen, $a = 0{,}002.l$ wird

$$d = \sqrt[3]{\left[\frac{6{,}54.25000.84^2.0{,}00083.(1+1)}{13000.4.0{,}002.\left(1-\left(\frac{5}{6}\right)^3\right)}\right]} = 35{,}22''.$$

Wenn endlich, ganz allgemein, der mittlere Theil der Höhe nur schwächer, daher der Balancier oben und unten mit vorspringenden Rändern versehen, die obere grösste Breite $= b$, die mittlere, geringere, $= (1-q)\,b$ ist, die Höhe dieses schwächeren Theiles ein Theil $= pd$ von der ganzen Höhe $= d$, endlich der Balancier parabolisch begränzt ist, so wird, nach Tredgold,

$$d = \sqrt[3]{\left[\frac{8\, P_1\, \varepsilon\, l^3 (1+r)}{kba\,(1-p^3 q)}\right]} \quad \text{(XVI)}.$$

Für $q = \frac{1}{2}$, $p = \frac{7}{8}$ und übrigens gleiche Verhältnisse wie im vorigen Beispiele wird

$$d = \sqrt[3]{\left[\frac{8.25000.84^2.0{,}00083.2}{13000.4.0{,}002.\left(1-\left(\frac{7}{8}\right)^3.\frac{1}{2}\right)}\right]} = 40{,}79''.$$

Für den Reichenbach'schen Balancier von rundem Querschnitte möchte, da er gar nicht zur unmittelbaren Uebertragung der Kraft dient, nur der Fall betrachtet werden, dass der Balancier durch irgend ein Hinderniss am Gegenlenker oder in der Zapfenhülse selbst

verhindert würde in letzterer zurückzugleiten und dadurch ein Bestreben statt fände denselben zu biegen. Da jedoch die zu überwindende Last unmittelbar am Kopfe des Balanciers befestigt ist, wo auch die Kraft wirkt, so wird auch während des Ganges nur ein sehr geringer Theil zur Biegung übrig bleiben.

Sei dieser Theil der Kraft $= p$ und der Balancier stehe im halben Hube, so ist (vergl. XI)

$$d = \sqrt[4]{\frac{6,8\, p\, \varepsilon\, A^3\, \frac{L}{A}}{ka}} \quad \text{(XVII)}.$$

Sei p selbst $= 1000\ ℔$, $A = 5'$, $L = 8'$, so wird für Schmiedeeisen $k = 19400\ ℔$, $\varepsilon = 0{,}000714$ sein, und für $a = 0{,}002 . A$

$$d = \sqrt[4]{\left[\frac{6{,}8 . 1000 . 0{,}000714 . 60^2 . \frac{8}{5}}{19400 . 0{,}002}\right]} = 5{,}196'',$$

welche Stärke aber nicht leicht je nothwendig werden möchte.

Im Allgemeinen gibt Tredgold als ein passendes Verhältniss an, dass die Breite eines eisernen Balanciers nie über $\frac{1}{16}$ seiner Höhe in der Mitte zu betragen brauche, die Höhe an den Enden $\frac{1}{2}$ von der in der Mitte, und dass die Breite in den vorspringenden Rändern $\frac{1}{6}$ der ganzen Höhe betragen solle, so lange bis die Höhe des inneren Theiles nur $\frac{1}{16}$ der gesammten Höhe sei.

Für Holz schreibt derselbe die Breite $= \frac{1}{4}$ der Höhe vor, und gibt überhaupt für Dampfmaschinen-Balanciers die Formel

$$d = D \sqrt[3]{\frac{16\, Pn}{180}},$$

wo d die Höhe in der Mitte in Centim., D der Durchmesser des Dampfkolbens, ebenfalls in Centim., n die Verhältnisszahl zwischen letzterem Durchmesser und der Länge des Balancierarmes $\left(n = \frac{R}{D}\right)$, P der doppelte Dampfdruck im Kessel auf einen Kreiscentim. in Kilogrammen. Für Holz soll 54 statt 180, für Schmiedeeisen 204 gesetzt werden. Ueberhaupt aber soll für Gusseisen die Höhe des Balanciers in der Mitte gleich dem Durchmesser des Dampfkolbens sein.

Nach Verdam hingegen würde die Höhe des eisernen Balanciers an den Enden nur $\frac{1}{3}$ von der in der Mitte, die Breite aber überhaupt $\frac{1}{11} - \frac{1}{8}$ der ganzen Länge oder $\frac{1}{16} - \frac{1}{10}$ der Höhe in der Mitte sein müssen. Bei hölzernen soll diese Breite $\frac{1}{20} - \frac{1}{12}$ der ganzen Länge sein. Nach demselben würde die Breite in den Rändern $=$ der doppelten Stärke (mittleren Breite) und die Höhe der Ränder $=$ deren Stärke (Vorsprung) genügen.

Ist D der Durchmesser des Dampfkolbens in Centim., p der Druck des Dampfes auf einen Quadratcentim. in Kilogrammen, b die Breite in Centim., l die Länge des Balanciers, eben so ausgedrückt, so wäre für Gusseisen

$$d = \sqrt[3]{\left[\frac{0{,}0033 . D^2 l^2 p}{b}\right]},$$

für Schmiedeeisen

$$d = \sqrt[3]{\left[\frac{0{,}0016 . D^2 l^2 p}{b}\right]},$$

für Eichenholz

$$d = \sqrt[3]{\left[\frac{0{,}02757 . D^2 l^2 p}{b}\right]},$$

wenn die Höhe gegen die Enden hin abnimmt, oder, bei Eichenholz,

$$d = \sqrt[3]{\left[\frac{0{,}0205 . D^2 l^2 p}{b}\right]},$$

wenn sie nicht abnimmt.

Indess ist bei diesen Ausdrücken, besonders bei Gusseisen, die äusserste Tragfähigkeit, daher die kleinste Höhe angenommen worden.

Ausserdem haben auch Morin (Hülfsbuch der Mechanik) u. A. dergleichen Formeln aufgestellt. —

Axen und Bolzen am Balancier. Für einen kreisrunden Querschnitt der Axe ist

$$d = \sqrt[3]{\frac{5 l P_1}{k}} \text{ (XVIII.)},$$

worin das Gewicht P_1 zusammengesetzt wird *a*) aus dem Gewichte des Balanciers, *b*) aus dem der an beiden Armen hängenden Zwischentheile nebst der zu überwindenden Last, *c*) dem Momente der an dem einen Arme wirkenden Kraft mit der Geschwindigkeit *c*, daher PRc, wenn R der Halbmesser des Balanciers ist; l ist die lichte Entfernung beider Zapfenlager von einander.

Für $P_1 = 65000$ ℔, $l = 14''$, $k = 13000$ ℔ wird

$$d = \sqrt[3]{\frac{14 . 65000 . 5}{13000}} = 7{,}06''.$$

Die Tragfähigkeit eines solchen Zapfens wird aber in der Wirklichkeit noch grösser sein als sie sich nach dieser Berechnung herausstellt: 1) wenn der mittlere Theil von derselben Stärke, aber vierkantig, nicht rund, ist; 2) wenn, wie gewöhnlich, die ganze Last nicht in der Mitte der Länge vereinigt, wie hier angenommen, sondern ziemlich auf diese ganze Länge vertheilt ist, wodurch bei gleicher Vertheilung die Tragfähigkeit noch einmal so gross würde.

Gegentheils wird zwar diese Länge l rein theoretisch, nämlich nur bis an den inneren Rand der Zapfenlager gerechnet, aber eigentlich bis auf die halbe Breite der Auflagerungen zu messen sein, indess tritt diese Verschiedenheit gegen jene namhafte Verstärkung eben so zurück, wie der etwaige Einfluss der Stärkeverminderung bei conischen Zapfen von dem mittleren Theile an bis zu den Zapfenlagern, noch mehr also die Abnahme auf und in den Zapfenlagern selbst.

Uebrigens ist in jenem Ausdrucke $\frac{1}{5}$ auf allmälige Abnutzung zugegeben worden. —

Die Stärke der in dem Balancier befestigten Zapfen und Bolzen, an deren beiden Seitenenden die Belastungen angehängt sind, ist

$$d = \sqrt[3]{\frac{10{,}18 . P_1 l}{k}} \quad \text{(XIX)},$$

z. B. für $P_1 = 1000$ ℔, $l = 5''$, $k = 19400$ ℔

$$d = \sqrt[3]{\frac{10{,}18 . 1000 . 5}{19400}} = 1{,}379'',$$

ohne besondere Rücksicht auf Abnutzung, wobei übrigens ebenfalls die Belastung auf der Mitte der Breite der Aufhängungsfläche vereinigt gedacht, daher l von diesem Punkte bis an den Balancier gemessen ist; beginnt jedoch die Aufhängung unmittelbar am Balancier, so ist

$$d = \sqrt[3]{\frac{5{,}09 . P_1 l}{k}},$$

für l aber die ganze Länge des hervorstehenden Bolzens zu setzen.

Für die Axe eines Balanciers an einer Dampfmaschine gibt VERDAM für Gusseisen

$$d = 0{,}1222 \sqrt[3]{D^2 l n . p},$$

für Schmiedeeisen

$$d = 0{,}1071 \sqrt[3]{D^2 l n . p}$$

in Centim., wo p der Druck des Dampfes auf einen Quadratcentim., D der Durchmesser des Kolbens, l die Länge der Axe in Centimetern, n das Verhältniss der Summe der Belastung an beiden Enden + Gewicht des Balanciers zu dem Drucke des Dampfes auf den Kolben ist.

Stärke der Glieder der Laschenketten. Sei b die gewählte Breite, d die zu suchende Stärke, P_1 die Belastung, so ist für den mittleren Theil der Glieder

$$d = \frac{4 P_1}{k b} \quad \text{(XX)};$$

z. B. für $P_1 = 18000$ ℔, $b = 3''$, $k = 19400$ ℔ wird

$$d = \frac{4 . 18000}{19400 . 3} = 1{,}237''.$$

Gewöhnlich macht man die ganze Kette gleich stark; will man aber noch mehr Sicherheit geben, so muss man für die oberen Kettenglieder das Gewicht der daran hängenden unteren besonders berechnen, zu P_1 hinzufügen und danach ihre Stärke suchen. Der Durchmesser der Oehre muss mindestens $= d +$ Bolzenstärke, besser noch $= 1\frac{1}{4} d +$ Bolzenstärke sein.

Den doppelten Gliedern gibt man gern bei starken Ketten etwas weniger als die Hälfte der Breite der einfachen zur eigenen Breite, macht ihre Stärke aber etwas grösser als die der anderen.

In gleicher Weise wie diese Kettenglieder hat man die Zapfenhülse für den runden Balancier Taf. 45 *Fig.* 18 und 19 zu berechnen, welche eine Wandstärke $t = \frac{2 P}{k b}$ bekommt, wozu noch auf Abnutzung $\frac{1}{5}$ zugegeben werden kann, sofern kein besonderes Futter eingesetzt wird.

Die Stärke der Bolzen zwischen den Gliedern der Kette ist wie die der Axen im Falle (XVIII) oder, von den anhängenden doppelten Gliedern ausgehend, wie die der Bolzen bei (XIX) zu berechnen, gleichfalls unter Berücksichtigung der Abnutzung und des Umstandes, dass bei ihnen die Belastung auf die ganze Länge gleichmässig vertheilt ist, man mag l von dem mittleren Gliede nehmen oder von den äusseren.

Die Länge jener Kettenglieder von Bolzenmittel zu Bolzenmittel hat sich mit nach der Krümmung des Cirkelstückes zu richten, auf welches sich die Kette auflegt; mit einem je kleineren Halbmesser diese Krümmung beschrieben ist, desto kürzer müssen die Glieder sein, um sich möglichst nahe an dieselbe anzuschliessen, obschon sie nur in ihren Endpunkten aufliegen. Diese Länge hängt zwar auch zugleich von der absoluten Stärke der Kette ab, — indem namentlich mit ihrer Verminderung die Anzahl der Bolzen und somit die Summe des Gewichtes derselben, wie endlich auch der Anfertigungsaufwand sehr wachsen würde, — doch lässt sich selbst und gerade für die grösseren Ketten das Anhalten geben: dass die Länge eines Gliedes keinem grösseren Winkel am Mittelpunkte als etwa 6 Grad entspricht. Bei ganz kleinen schwach belasteten Gliedern kann dieses Verhältniss anders genommen werden, diese finden aber auch bei Balanciers keine Anwendung.

Nach der obigen Formel für Kettenglieder sind auch die Wangen der Trageschienen zu berechnen, in denen die oberen Enden der Ketten oder die Spannschienen befestigt sind (Taf. 44 *Fig.* 5 und 6, Taf. 45 *Fig.* 25), bei denen jedoch allemal noch das Gewicht der anhängenden Kette mit hinzukommt.

Die Stärke der Köpfe derjenigen Trageschienen, an denen die Ketten hängen (Taf. 44 *Fig.* 8), ist

$$d = \sqrt{\frac{6 P_1 l}{b k}} \quad \text{(XXI)},$$

wo l die Länge des freiliegenden Theiles von der Stirn des Krümmlinges bis zum Mittelpunkte der Aufhängung, b die Breite der Schiene an der Stirn des Cirkelstückes ist.

Für $P_1 = 19000\,\text{℔}$, $b = 4''$, $l = 5''$, $k = 19400\,\text{℔}$ wird

$$d = \sqrt{\frac{6.19000.5}{19400.4}} = 2{,}71''.$$

Die Stärke der Spannschienen (Taf. 44 *Fig.* 5 und 6, Taf. 46 *Fig.* 25) im massiven Theile ist, wie die der Kettenglieder in (XX),

$$d = \frac{4 P_1}{b k},$$

sobald man, der Sicherheit wegen, annimmt, dass die ganze Belastung an ihnen allein hänge.

Die Stärke der stehenden Schwinge Taf. 44 *Fig.* 1 und 2. Ist b die Breite, d die Stärke in der muthmasslichen Richtung der Biegung, also der der Länge des Balanciers; L die Länge der Schwinge von ihrem Auflagerungszapfen bis zu der Axe des Balanciers; P_1 die Belastung, aus dem Gewichte des Balanciers und dem Momente der

daran hängenden Theile sowie der darauf wirkenden Kraft bestehend, so ist nach GERSTNER

$$d = \sqrt[3]{\frac{P_1 \varepsilon L^2 n}{k.b} \cdot \frac{12}{\pi^2}} \quad \text{(XXII)},$$

wo n, ein Sicherheitscoefficient, $= 8$ für Eisen und 17 für Holz zu setzen ist.

Sei z. B. $P_1 = 30000'$ ℔, $L = 9'$, $b = 9''$, $k = 3270$ und $\varepsilon = 0{,}00232$ für Eichenholz, so ist

$$d = \sqrt[3]{\frac{30000.0{,}00232.108^2.17}{3270.9.0{,}822467}} = 8{,}953''.$$

Die Stabilität dieser Schwinge wird übrigens dadurch sehr befördert, dass sie zwischen Leitbäumen auf den Seiten geht. Der Zapfen der Schwinge ist nach (XVIII) zu berechnen, dabei jedoch natürlich noch das Gewicht der Schwinge selbst mit zu berücksichtigen.

Die Verzahnung Taf. 45 *Fig.* 17. Obschon die Anwendung der Verzahnung an Balanciers und Cirkelstücken eine der beschränktesten und geringsten ist, daher die Berechnung der Verhältnisse derselben bei anderen Benutzungen ausführlicher zu behandeln sein wird, so mag doch von der grossen Zahl von Ausdrücken für die Stärke der Zähne der von TREDGOLD mitgetheilte als einer der zuverlässigsten hier Platz finden.

Nach diesem ist, wenn P_1 die durch die Verzahnung zu übertragende Last oder Kraft, jedoch abgesehen von der Bewegung derselben, ist, sofern die Geschwindigkeit $3'$ in einer Secunde nicht übersteigt, ferner $\frac{1}{3}$ auf Abnutzung gerechnet wird, die Stärke der Zähne im Theilkreise

$$t = \sqrt{\frac{10{,}25 . P_1}{k}} \quad \text{(XXIII)}$$

in englischen Zollen und Pfunden; daher für $P = 6000$ ℔ und $k = 15300$ ℔

$$t = \sqrt{\frac{10{,}25 . 6000}{15300}} = 2''.$$

Die Breite der Zähne soll, wenn P die statische Belastung in ℔ ist, $b = \frac{P}{400}$ sein. Die Höhe eines Zahnes ist nicht zweckmässig grösser als die Stärke, besser nur $\frac{11}{12} t$ zu machen, die Stärke des Bogens, auf welchem die Zähne stehen, nicht geringer als die Stärke des Zahnes.

Gegenlenker und Balanciers. Ist in Taf. 44 *Fig.* 4 der grösste Winkel, welchen das Gelenkglied mit der Kolbenstange im höchsten oder tiefsten Stande macht, $= \alpha$, der, den es dabei mit der Lenkerstange macht, $= \gamma$, der, den letztere mit dem Horizonte macht, $= \beta$, so ist $\gamma = 90° + \alpha - \beta$; sei nun die Länge des unteren Theiles des Lenkergliedes von Balancier bis Kolbenstange $= l$, die des oberen von Balancier bis Gegenlenkerstange $= l_1$, so ist die Stärke des Lenkergliedes überhaupt, so weit sie gegen den Schub der Kolbenstange in der Richtung der Mittellinie genügen müsste, nach (XXII) zu berechnen, nämlich

$$d = \sqrt[3]{\frac{P_1 \varepsilon l^2 n . \cos\alpha}{k.b.0{,}822467}} \quad \text{(XXIV)},$$

wo jedoch P_1 nur die wirklich ausgeübte Kraft ist, ohne das Gewicht der anhängenden Theile. (Da diese und die folgenden Formeln in der Weise ihrer Anwendung mit den früher gegebenen übereinkommen, so ist es nicht erforderlich, besondere Beispiele darnach zu berechnen.)

Die Stärke des Gelenkgliedes gegen den Seitenschub würde sein

$$d = \sqrt{\frac{b P_1 \sin\alpha . l}{kb}} \quad \text{(XXV)},$$

worin statt l auch l_1 gesetzt werden kann, sofern es länger ist, indem die gefundene grösste Stärke durchgängig auf das ganze Glied Anwendung finden kann.

Ist aber das Lenkerglied gegen den Schub in der Richtung seiner Axe stark genug, so wird es dies auch gegen den Zug der niedergehenden Belastung sein, daher man diese nicht erst zu berechnen braucht.

Für die Lenkerstangen ist der Seiten-Schub oder Zug in der Richtung ihrer Axe $= P_2 = P_1 \cos\alpha . \cos\gamma$, daher

$$d = \sqrt[4]{\frac{P_2 \varepsilon l^2 n}{2k . 0{,}484433}} \quad \text{(XXVI)}.$$

Da jedoch bei diesen, wie bei allen Gegenlenkerstangen, dieser Schub schon an und für sich in einer Richtung ausserhalb der Axe erfolgt, diese Wirkung aber noch mehr verstärkt wird, wenn irgend ein Hinderniss die Bewegung der Stangen in ihren Zapfenlagern stört, wodurch alsdann ein reiner Seitenschub eintritt, so hat man allen dergleichen Stangen zu jener berechneten Stärke noch einen nicht zu kleinen Verhältnisstheil zuzusetzen.

Für den Reichenbach'schen Balancier Taf. 45 *Fig.* 18 u. 19 sei der grösste Winkel, welchen der Balancier im höchsten oder tiefsten Stande mit seiner mittleren Richtung macht, $= \alpha$, das Gewicht des Balanciers $= G$, der Winkel, welchen die Lenkarme mit jener mittleren Richtung machen, $= \beta$, und $\beta - \alpha$ oder der Winkel, welchen die Lenkarme mit dem Balancier machen, $= \gamma$, die Länge der Lenkarme $= l$; so ist der Zug, welcher im tiefsten Stande des Balanciers in der Richtung desselben statt findet, $= (P_1 + G) \sin\alpha = P_2$; daher die Stärke der Lenkarme, welche gegen den Schub ihrer eigenen Richtung nach nöthig ist, wie in (XXVI)

$$d = \sqrt[3]{\frac{P_2 \varepsilon l^2 n \cos\gamma}{2.0{,}484433\, kb}} \quad \text{(XXVII)},$$

gegen einen Seitenschub rechtwinklig auf ihre Axen aber

$$d = \sqrt[3]{\frac{3 P_2 \sin\gamma . l}{kb}} \quad \text{(XXVIII)}.$$

Der gewöhnliche Gegenlenker Taf. 45 *Fig.* 11. Die Stärke des Gelenkgliedes gegen den Schub in der Richtung ihrer Axe und rechtwinklig darauf ist nach (XXIV) und (XXV) zu berechnen, eben so

die Stärke der Lenkerstangen gegen den Schub in der Richtung ihrer Axe nach (XXVI).

Die hängende Schwinge *Fig.* 16. Von dem Kopfe des Balanciers aus, mit welchem die Kolbenstange verbunden ist, wird gewöhnlich eine Kurbstange nach einem Krummzapfen geführt sein. Ist der Winkel, welchen letztere bei halbem Hube des Krummzapfens mit der Kolbenstange macht, $= \alpha$, so ist der von dem Balancier dabei aufzunehmende Seitenzug bei dem Auf- und Niedergange (je nach der Richtung der Kurbelbewegung) $= P_1 . \cos\alpha . \sin\alpha$, daher denselben Schub auch die Lenkerstangen auszuhalten haben. Deshalb ist für diese d nach (XXVI) zu berechnen.

Das Parallelogramm *Fig.* 12, 13, 14 und 15. Die ganze Kraft zieht und schiebt an den vorderen Gelenkgliedern. Obschon der gegen den Schub zu leistende Widerstand derselben grösser ist als der gegen den Zug, so ist doch zu berücksichtigen, dass die beiden Wangen jedes der bügelartigen Gelenkglieder nicht nur in der Mitte zusammenhalten, sondern auch durch ein in jedes Gelenkglied eingesetztes Stück abgesteift zu werden pflegen, daher die dem Zuge Widerstand leistende Stärke jeder einzelnen Wange, im Zusammenhange mit der anderen, auch dem Schube genügen wird; für den Zug ist aber für jede Wange

$$d = \frac{P_1}{kb} \quad \text{(XXIX)};$$

die Stärke gegen den Seitenschub aber ist nach (XXV) zu berechnen.

Die Stärke des Keiles unter dem unteren Zapfenlager in jedem Gelenkgliede ist dem halben Zuge entsprechend zu machen, daher

$$d = \sqrt{\frac{3 P_1 l}{8 kb}} \quad \text{(XXX)},$$

weil der Druck auf die ganze Länge l ganz gleichmässig vertheilt ist, wobei l die lichte Weite des Gelenkgliedes ist.

Die hinteren Gelenkglieder haben nur sich selbst und den verhältnissmässigen Antheil des Gewichtes der Parallel- und Lenkerstangen zu tragen, sofern nicht noch eine Zugstange oder dergleichen daran hängt, für deren Lastmoment natürlich die Geschwindigkeit nach dem zugehörigen kleineren Halbmesser zu reduciren ist.

Der Zug oder Schub nach der Richtung der Parallelstangen ist, wenn β der Winkel, welchen dieselben mit der Richtung der Kolbenstange machen, $= \frac{P_1 . \cos\beta}{2}$, der gleichzeitige Schub oder Zug in der Richtung der Gegenlenkerstangen, wenn diese mit dem Horizonte den Winkel γ machen, und $900 + \gamma - \beta = \delta$ genannt wird,

$$P'' = \frac{P' \cos\beta . \cos\delta}{2},$$

woraus nach (XXVI) die Stärke berechnet werden kann.

Sollten die Gegenlenkerstangen nicht in derselben Entfernung von dem Balancier an den Gelenkgliedern angehängt sein wie die Parallelstangen, so wird die Wirkung in der Richtung ihrer Axe in dem unter (VII) aufgenommenen Verhältnisse $\frac{b}{a}$ modificirt.

Die Stärke der Bolzen, an denen die Kolbenstangen zwischen den Gelenkgliedern oder wie bei *Fig.* 18 und 19 zwischen der Gabel sowie die sonstigen Gestänge hängen, ist nach Art der Axen (vergl. XVIII) zu berechnen.

Nach Verdam, dessen Angaben freilich häufig auf zu specielle und beschränkte Voraussetzungen begründet sind, soll bei Dampfmaschinen die Summe der Querschnitte der vorderen Gelenkglieder (der Wangen) gleich dem der Kolbenstange sein, daher der Querschnitt jeder Wange $= \frac{1}{4}$ des der Kolbenstange.

Die Kolbenstange soll aber für einfachwirkende Maschinen eine Stärke

$$d = 2D\sqrt{\frac{2p}{k}},$$

für doppeltwirkende

$$d = 2{,}273\sqrt[4]{\frac{D^2 l^2 \varepsilon p}{k}}$$

bekommen, wo D der Durchmesser des Dampfkolbens, p der Druck des Dampfes auf einen Quadratcentim., l die Länge des Kolbenstange, alles in Centimetern und Kilogrammen, ist.

(Nach Tredgold aber würde die Stärke der Kolbenstange für einfachwirkende Maschinen

$$d = D\sqrt{\frac{2{,}5\,p_1}{k}},$$

für doppeltwirkende

$$d = D\sqrt{\frac{8{,}75\,p_1}{k}}$$

sein, wo p_1 der doppelte Dampfdruck im Kessel auf einen Kreiscentim., k aber die Tragfähigkeit für einen Quadratcentim., und die Voraussetzung gemacht ist, dass die Länge der Kolbenstange nicht über 36 Mal grösser als der Durchmesser derselben ist.)

Die Stärke der Wangen ferner soll $= \frac{1}{4}$ der Breite derselben sein. Dasselbe Verhältniss soll bei den hinteren Gelenkgliedern in Bezug auf die daran hängende Luftpumpe statt finden.

Von den Gegenlenker- und Parallel-Stangen, wenn der Durchmesser des Dampfkolbens in deren Länge r Mal enthalten ist, soll die Stärke

$$d = 0{,}0586\,D\sqrt[4]{\frac{r^2 p}{6}}$$

sein, jedoch dieselbe, wenn man in der Mitte $\frac{1}{10} - \frac{1}{8}$ an Stärke zugibt, im Uebrigen bis auf $\frac{6}{7}$ geringer gemacht werden können.

Die Stärke des unteren und oberen Bolzens in den vorderen Gelenkgliedern endlich soll $= d = 0{,}1\,D\sqrt{p}$ sein. —

An dem hydraulischen Balancier ist die Stärke der Kolbenstange

$$d = \sqrt[4]{\frac{P_1 \varepsilon L^2 . n}{k . 0{,}484433}} \quad \text{(XXXI)},$$

wenn sie als rund angenommen wird, bei viereckigem Querschnitte aber nach (XXII) zu berechnen, wo P_1 der auf den Kolben ausgeübte Druck, L die Länge von der Unterfläche des Kolbens bis zur Befestigung der Stange am Hauptgestänge ist.

Auch die Berechnung der Stärke des Cylinders und der Wände der untersten Röhren dieses Balanciers ist nach sehr verschiedenen und sehr ungleiche Resultate gebenden Formeln anzustellen; zu den zuverlässigsten möchte die von D'Aubuisson gehören:

$$t = 0{,}0001\,HD + 0{,}01 \text{ Meter (XXXII)},$$

wo H die Druckhöhe und D der Durchmesser der Röhre in Metern Z. B. wenn $H = 100^{m}$, $D = \frac{1}{3}^{m}$, so ist

$$t = 0{,}0001 \,.\, 100 \,.\, \tfrac{1}{3} + 0{,}01 = 1\tfrac{1}{3} \text{ Centimeter.}$$

Noch mehr Sicherheit gibt die Formel von Brendel, für Wassersäulenmaschinen angewendet, nämlich $t = \frac{HD}{5200}$ Zoll, wo H die Druckhöhe in Fussen, D der Durchmesser in Zollen (Dresdner Mass) ist. — In beiden Fällen ist H eigentlich die hydraulische Höhe, nach Abzug der Widerstände, sicherer aber die ursprüngliche hydrostatische zu nehmen.

Auch bei der letzteren Formel ist davon ausgegangen, dass, der Fehler im Gusse und des Rostens halber, die geringste Stärke der Röhren nicht unter 0,4 Zoll sein dürfe. Lässt man die Wandstärke der Röhren nach oben abnehmen, indem der Druck geringer wird, so muss demnach die oberste Röhre jene Stärke noch behalten. Am besten (des leichteren Formens wegen) behält man den äusseren Durchmesser bei, der innere nimmt dann in einzelnen Abtheilungen und zwar jedesmal nicht wohl unter 0,1 Zoll ab, so dass, wenn D_1 der äussere Durchmesser aller Röhren $= D + 2t$ ist, der innere oberste $= D_1 - 0{,}8$, die Anzahl der Abtheilungen von zunehmender Weite $= 20t - 7$ ist.

Die Literatur über die im Vorigen abgehandelten Gegenstände besteht mehr und fast nur in vielfach zerstreuten Notizen, daher nur einige der wesentlicheren Quellen anzugeben sind.

Verdam Grundsätze der angewandten Werkzeugswissenschaft und Mechanik, übersetzt von C. H. Schmidt. 4 Theile. Weimar und Ilmenau. 1834 — 1839. Besonders ist es der erste, dritte und vierte Band, letztere beide auch unter dem Titel: „Grundsätze, nach denen alle Arten von Dampfmaschinen anzulegen und zu bauen sind."

Ferner unter den verschiedenen Werken über Dampfmaschinen, welche Zerstreutes, hierher Gehörendes enthalten: *Th. Tredgold, traité des machines à vapeur, traduit p. F. N. Mellet. Paris et Bruxelles* 1824. Besonders §. 188 u. s. f. — Abhandlungen der Königl. Preuss. Deputation der Gewerbe. Berlin 1826. (Die Construction der Gegenlenker und Parallelogramme S. 366 u. s. f., übrigens nutzbar wegen mehrerer Abbildungen verschiedener Art.) — Instructive graphische Darstellungen geben unter anderen: *Le Blanc recueil des machines. Paris. T. II. livr.* 1 *et* 11. *pl.* 61 *et* 62. Ferner: Rössler Musterblätter von Maschinenzeichnungen. Lief. 1 und 2. Darmstadt 1837 und 1838. — Endlich sind der Berechnung halber noch zu erwähnen: F. I. v. Gerstner, Mechanik. Theil 1. Prag 1831. (§. 249 u. s. f.) — *Th. Tredgold Practical essay on the strength of cast iron. London* 1831.

Gätzschmann.

Ballistisches Pendel. Die grosse Menge der Versuche, welche die Artillerie zur Begründung und ferneren Entwickelung ihrer Theorieen theils noch erfordert, theils schon früher ins Leben treten liess, ist weniger Folge der Ausdehnung der Wissenschaft, als Folge der Schwierigkeit, die einzelnen Versuche von den störenden Einwirkungen zu befreien, welche die oft nicht zu vermeidenden Fehler in der Construction der Versuchskörper und die wechselnde Beschaffenheit der umgebenden Mittel herbeiführen. Besonders hervortretend ist dieser Uebelstand bei allen Versuchen, die sich auf die Bestimmung der Gesetze der Flugbahn der Geschosse und überhaupt auf die Wirkung des Schiesspulvers unter verschiedenen Verhältnissen beziehen. Am einfachsten erscheint es allerdings, die Wirkung des Pulvers auf die Geschosse durch die jedesmaligen Schussweiten zu ermitteln, allein diese sind von einer solchen Menge von Umständen abhängig, dass sie keine für die Theorie brauchbaren Resultate geben können. Bei seinem Ausgange aus dem Rohre ist das Geschoss der Gesammtwirkung dreier Hauptkräfte überlassen, der ursprünglich ihm durch das Pulver ertheilten Bewegungskraft, der Schwerkraft und der widerstehenden Kraft der Luft. Durch diese Kräfte, durch die Richtung des Geschützes und endlich durch den letzten Anschlag der Kugel im Rohre wird nun die Form der Flugbahn der Hauptsache nach bestimmt; hierzu kommen aber nun noch folgende Umstände, welche gleichfalls eine Abweichung des Geschosses von der Richtung der Seelenaxe in geringerem Grade herbeiführen, nämlich die Ungleichheit und Strömung der Luftschichten, das Nichtzusammenfallen des Schwerpunktes und Mittelpunktes der Kugel, sowie des ersteren und der Seelenaxe. Ausserdem würde bei solchen Versuchen ein unmöglich völlig horizontaler, oder doch ebener und aufs Genaueste nivellirter Versuchsplatz, eine genaue Beobachtung aller Aufschläge des Geschosses, endlich auch eine, den Versuchen sehr hinderliche, stete Berücksichtigung des Wetters erforderlich sein, wenn man einigermassen gültige Beobachtungen machen wollte.

Da nun die meisten dieser Einwirkungen erst dann von merkbarem Einflusse zu sein beginnen, wenn das Geschoss das Rohr verlassen hat, in einiger Entfernung von der Mündung aber das Geschoss das Maximum seiner Bewegungskraft erlangt haben muss, da hier die Wirkungen des ausströmenden Gases aufhören, so hat man sich bemüht, bei den Versuchen der angegebenen Art die Geschwindigkeit des Geschosses in diesem Punkte zu messen. Man hat dieser Geschwindigkeit den Namen der anfänglichen Geschwindigkeit (*vitesse initiale*) beigelegt, während man sie doch die grösste Geschwindigkeit nennen sollte; wie bei jeder andern beschleunigten Bewegung, sie sei zunehmend oder wie hier abnehmend, bezeichnet man sie durch den Raum, welchen das Geschoss, plötzlich in eine gleichförmige Bewegung übergehend, in einer Secunde Zeit durchlaufen würde.

Der Hauptsache nach hat man zwei Methoden aufgestellt, um die anfängliche Geschwindigkeit der Kugeln durch Maschinen zu messen. Nach der ersten Methode wird die Geschwindigkeit durch die Pendelschwingungen bestimmt, in welche ein von der Kugel getroffener, pendelartig aufgehangener Körper versetzt wird. Dies ist das sogenannte ballistische Pendel (fr. *pendule ballistique*), mit welchem man später das Kanonenpendel (fr. *pendule à canon*) vereinigte, indem man das Versuchsgeschütz ebenfalls pendelartig aufhing und aus den durch den Rückstoss bewirkten Schwingungen gleiche Beobachtungen zog.

Nach der zweiten Methode erhält man die Geschwindigkeit der Kugeln durch Vergleichung mit einer bekannten, geringeren, aber gleichförmigen Geschwindigkeit, indem man die in gleicher Zeit durchlaufenen Räume misst. Die Maschinen dieser Art sind wenig in Gebrauch gekommen und werden, da sie mit dem ballistischen Pendel gleiche Bestimmung haben, hinter der nun folgenden Beschreibung der ballistischen Pendel Platz finden.

Der Erfinder des ballistischen Pendels ist Benjamin Robins, Professor der Mathematik zu Woolwich in England; er beschrieb dieses Instrument und die damit angestellten Versuche 1742 in seinem Werke über neue Grundsätze der Artillerie. (Dieses Werk wurde unter dem Titel: Neue Grundsätze der Artillerie. Berlin 1745 durch Euler ins Deutsche übersetzt und mit trefflichen Noten versehen. Die Uebersetzung wurde 1783 ins Französische übertragen durch Lombard, und mit den neuesten englischen Versuchen unter Hutton bereichert). Das Pendel bestand, wie Taf. 48 *Fig.* 1 zeigt, aus einer eisernen Pendelstange A, mit angegossenen, die Aufhängeaxe bildenden und daher an den Enden abgerundeten Armen; diese Stange endigte in einer quadratischen Platte B, an welcher ein Block C von Ulmenholz mittels vier Schraubenbolzen befestigt war. Dieser Block dient zur Vermeidung des Zurückprallens der dagegen abgeschossenen Kugeln, da sich sonst die schwer in Rechnung zu ziehenden Elasticitäten beider zusammenstossender Körper thätig zeigen würden, das Holz dieses Blockes muss daher den Kugeln einen gleichförmigen, nicht zu bedeutenden Widerstand entgegensetzen. Dieses Pendel ist in einem entsprechend geformten Gestelle (bei der ersten Angabe hatte es die Form eines dreischenkeligen Hebezeuges) aufgehangen. Zur Messung des Bogens oder Elongationswinkels, welchen das durch die in den Block einschlagende Kugel in Bewegung gesetzte Pendel durchschwingt, kann man entweder unten am Block ein Band D anbringen, welches sich aus einer durch Metallplatten gebildeten Fuge des untern Gestellriegels hervorzieht und durch welches die Sehne des Elongationswinkels gemessen wird; oder man kann das Pendel unten mit einer Metallspitze versehen, welche den Bogen auf einer entsprechend gekrümmten, an den Seitenwänden mit einer Gradeintheilung versehenen und innerlich mit Talg ausgegossenen Rinne verzeichnet.

Den Versuchen mit dem Blockpendel (*bloc pendule*) müssen folgende auf die Rechnung bezügliche Bestimmungen vorausgehen. Zuerst muss man das Gewicht des Pendels mit allen dazugehörigen, d. h. mitschwingenden Theilen aufsuchen.

Hierauf untersucht man den Abstand des Schwerpunktes des Pendels von seiner Aufhängungsaxe, was bei den mit den runden Zapfen versehenen, wie das oben beschriebene, dadurch erfolgt, dass man an das untere Ende des Blockes eine Schnur befestigt, welche man dergestalt über eine Rolle M *Fig.* 2 laufen lässt, dass LM senkrecht wird, sobald das Pendel durch das angehangene Gewicht Q in die horizontale Lage gebracht worden ist; alsdann verhält sich das schon gefundene Gewicht P des Pendels zum Gewicht Q wie die ganze Länge l des Pendels zum Abstand m des Schwerpunktes von der Aufhängungsaxe, so dass man $m = \frac{lQ}{P}$ findet. Bei den grösseren, später beschriebenen Pendeln untersucht man die Lage des Schwerpunktes durch das Balanciren auf einer

scharfen Kante, wobei man den gesuchten Abstand für beide Seiten des Pendels verschieden finden und daher das Mittel beider Grössen in Rechnung ziehen wird.

Um endlich drittens den Abstand des Schwingungspunktes von der Aufhängungsaxe zu finden, versetzt man das Pendel in kleine Schwingungen von höchstens 5 bis 6 Grad, um sie gleichförmig zu erhalten, und vergleicht dann die Anzahl der Schwingungen $= n$ mit der Schwingungszeit $= t$ Secunden. Da nun die Schwingungszeiten zweier einfachen Pendel sich wie die Quadratwurzeln aus ihren Längen verhalten, so wird man, wenn die Länge des einfachen Secundenpendels $= u = 3{,}16625$ rhein. Fuss gesetzt wird, den Abstand f des Schwingungspunktes von der Aufhängungsaxe oder die Länge f des gleichzeitigen einfachen Pendels aus der Proportion

$$1 : \frac{t}{n} = \sqrt{u} : \sqrt{f}, \text{ also } f = \frac{ut^2}{n^2}$$

finden. Alle diese Grössen ändern sich aber nach jedem Schuss, da die Kugel im Block sitzen bleibt, und müssen daher von Zeit zu Zeit wiederholt untersucht werden, da die Rechnung nicht alle Umstände zu berücksichtigen vermag, welche auf die Aenderung dieser Grössen Einfluss haben. Ein später aufzuführendes Beispiel wird von der Grösse der Veränderungen ein Bild geben und zugleich die Wahrheit des eben Gesagten erweisen.

Ist nun das Pendel so aufgehangen, dass die Stange in einer Vertikalebene schwingt, die Aufhängungsaxe genau horizontal liegt und die Seelenaxe sich in einer Vertikalebene mit dem Schwingungspunkt des Pendels befindet; ist ferner die Länge und Vertheilung der Masse des Pendels so beschaffen, dass die Schwingungen nicht zu heftig werden, d. h. nicht über 6° betragen; hat der Block eine solche Beschaffenheit, dass die Kugeln auch bei schwachen Ladungen, also geringen Geschwindigkeiten nicht abprallen, während sie bei den stärksten angewendeten Ladungen den Block nicht gänzlich zu durchdringen vermögen; ist endlich das Versuchsgeschütz mit horizontaler Seelenaxe so aufgestellt oder aufgehangen, dass das dem Rohre entströmende Gas keine Wirkung mehr auf den Block äussern kann, so gibt folgende Rechnung die Geschwindigkeit der das Pendel treffenden Kugeln mit hinreichender Genauigkeit.

Es sei das Gewicht des Pendels $= P$, dessen ganze Länge von der Aufhängungsaxe bis zum Punkt, wo das Band befestigt ist, $= l$, der Abstand des Schwerpunktes von der Aufhängungsaxe $= m$, die Länge des gleichzeitigen einfachen Pendels $= f$, das Gewicht der Kugel $= p$, der Abstand der im Block sitzenden Kugel von der Aufhängungsaxe $= b$, die Länge des durch die Schwingung des Pendels herausgezogenen Bandes $= k$, der Elongationswinkel $= \alpha$, endlich die Beschleunigung der Schwere $= g$.

Das Drehungsmoment fmP des Pendels vor dem Schusse wird durch die eingedrungene Kugel vergrössert und $= mfP + b^2p$, ebenso wird das statische Moment mP des Pendels von dem Schusse zur Grösse $mP + bp$ anwachsen, woraus sich die Länge des gleichzeitigen einfachen Pendels nach dem Schusse

$$f_1 = \frac{mfP + b^2p}{mp + bp}$$

ergibt. Nach den Gesetzen der Pendelbewegung ist die Geschwindigkeit, welche ein einfaches Pendel anfänglich erhalten muss, um den Winkel α

zu durchschwingen, $= \sqrt{4 f_1 g (1 - \cos\alpha)}$, woraus die Winkelgeschwindigkeit

$$\frac{1}{f_1}\sqrt{4 f_1 g (1 - \cos\alpha)}$$

folgt. Einer Masse, deren Drehungsmoment $mfP + b^2 p$ ist, müsste daher im Abstand 1 von der Drehungsaxe eine Geschwindigkeit

$$\frac{fmP + b^2 p}{f_1}\sqrt{4fg (1 - \cos\alpha)}$$

ertheilt werden, wenn obige Winkelgeschwindigkeit erlangt werden sollte, daher würde eine p ℔ schwere Kugel diese Masse in einem Abstand b von der Aufhängungsaxe mit der Geschwindigkeit

$$V = \frac{fmP + b^2 p}{f_1 b p}\sqrt{4 f_1 g (1 - \cos\alpha)}$$

$$= \frac{1}{bp}\sqrt{4 g (fmP + b^2 p)(mP + bp)(1 - \cos\alpha)}$$

treffen müssen.

Da nun ferner $1 - \cos\alpha = 2\sin^2\frac{1}{2}\alpha$ und $\sin\frac{1}{2}\alpha = \frac{k}{2l}$, so ist auch

$$1 - \cos\alpha = \frac{k^2}{2l^2}, \text{ und daher}$$

$$V = \frac{k}{bpl}\sqrt{2g (fmP + b^2 p)(mP + bp)}.$$

Diese Formel vereinfacht sich, wenn die Axe des Geschützes immer genau dem Schwingungspunkt des Pendels gegenüberliegt, d. h. wenn $f = b$ wird; es ist alsdann:

$$V = \frac{1}{fp}\sqrt{2fg (mP + fp)^2 (1 - \cos\alpha)}$$

$$= \frac{mP + fp}{fp}\sqrt{2fg (1 - \cos\alpha)}$$

$$= \frac{2 (mP + fp)\sin\frac{1}{2}\alpha}{fp}\sqrt{fg}.$$

Ist es endlich möglich, den Schwingungspunkt und Schwerpunkt des Blockpendels mit der Seelenaxe des Geschützes zusammenfallen zu lassen, so dass man $b = f = m$ erhält, so wird

$$V = \frac{2 (P + p)\sin\frac{1}{2}\alpha}{p}\sqrt{fg}$$

$$= \frac{P + p}{p}\sqrt{2fg (1 - \cos\alpha)}.$$

Ist p im Verhältniss zu P sehr klein, so kann man es da, wo es addirt wird, $= 0$ setzen; nimmt man endlich $f = f_1$ an, was bei einer Kugel für richtig gelten kann, wenn man nach jedem Schusse die Grösse von f aufs Neue durch Versuche bestimmt, so erhält man für obige Formel kürzer:

$$V = \frac{mP}{bp}\sqrt{4fg(1-\cos\alpha)}.$$

Aus dieser Formel lassen sich zugleich die für eine Geschützgattung, wo man die anfängliche Geschwindigkeit der Kugeln doch schon ungefähr kennt, erforderlichen Verhältnisse zwischen den Grössen α, welches nicht über 6° betragen soll, und mP bestimmen.

Der Widerstand der Luft ist hierbei nicht berücksichtigt, man hat daher nach Euler die gefundene Geschwindigkeit V noch mit dem Factor $1 + \frac{nk}{3l}$ zu multipliciren, worin

$$n = \frac{Rl^2}{Pfm} \text{ und } R = \frac{h(l^4-c^4)}{4l^2}Q,$$

ferner h die Seite der quadratischen Stirnfläche des Blockes, c die Länge der Pendelstange von der Drehungsaxe bis zum Blocke, und Q das Gewicht eines Cubikfusses atmosphärischer Luft ist. Für einen Block von den Dimensionen y und z der Vorderseite, und für den Elongationswinkel α ist dieser Factor $= 1 + \frac{2}{3}n\sin\frac{1}{2}\alpha$, worin

$$n = \frac{Rl^2}{Pfm} \text{ und } R = \frac{l^4-c^4}{4l^2}\sqrt{yz}.$$

Durch eine gleich subtile Rechnung findet Euler die Tiefe des Eindringens e der Kugel in den Block, wenn der Widerstand U des Holzes als gleichmässig angenommen wird, für die Geschwindigkeit V der Kugel:

$$e = \frac{Pp\,V^2fm}{U(Pfm+pb^2)}.$$

Hieraus folgt, dass die Kugel um so tiefer eindringt, je grösser das Drehungsmoment Pfm vor dem Schusse und je kleiner b ist, man würde daher, um das Eindringen der Kugeln möglichst zu vermindern, das Pendel nach unten zu erleichtern und b so gross als möglich gegen m und f machen.

Da man aber die grössten Schwingungen des Pendels erhalten würde, wenn $Pfm = pb^2$ wird, diese aber zu vermeiden sind, so ist es unter allen Umständen nöthig, dass $b < \sqrt{\frac{Pfm}{p}}$ gemacht wird. Bei kleineren Pendeln, wo p sehr unbedeutend gegen P ausfällt, kommt der Punkt der grössten Schwingung ohnedies sehr tief zu liegen, bei Pendeln für Geschütz von grossem Caliber aber ist dieser Punkt wohl zu berücksichtigen.

Auch zur Berechnung der anfänglichen Geschwindigkeit einer Kugel aus den Schwingungen eines Kanonenpendels kann man die oben entwickelten Formeln benutzen, da eine solche Berechnung nur unter der Voraussetzung erfolgen kann, dass das entzündete Pulver dem Geschütz und dem Geschoss gleiche Bewegungskräfte ertheilt. Es ist hierbei nur zu berücksichtigen, dass b der Abstand der Seelenaxe von der Aufhängungsaxe bedeutet und p innerhalb des Wurzelzeichens $= 0$ wird, da die Kugel nicht mit dem Pendel vereinigt ist; man erhält demnach:

$$V = \frac{1}{bp}\sqrt{4g \cdot fmP \cdot mP \cdot (1 - \cos\alpha)}$$

$$= \frac{2mP}{bp}\sqrt{fg\,(1 - \cos\alpha)}$$

$$= \frac{2mP \sin\frac{1}{2}\alpha}{bp}\sqrt{2fg}.$$

Das von Robins zuerst angewendete Pendel war $56\frac{3}{16}$ ℔ schwer, die Länge des ganzen Pendels betrug $71\frac{1}{8}''$, der Abstand des Schwerpunktes von der Aufhängungsaxe $52''$, der des Schwingungspunktes $62\frac{2}{3}''$, das des Pendels 200 Schwingungen in 253 Secunden machte; die Stirnfläche des Blockes hatte $24''$ zur Seite; er schoss gegen dieses Pendel in einer Entfernung von 18 — 25′ aus einer Muskete mit Bleikugeln von $\frac{1}{12}$ ℔ Gewicht und verschiedenen Ladungen, die 12 Drachmen nicht überstiegen. Seine Versuche wurden von d'Arcy, welcher zuerst 1751 das Kanonen- und Blockpendel gleichzeitig anwendete, fortgesetzt und sind in dessen *Essais d'une théorie d'artillerie* 1760 bekannt gemacht; sie erstreckten sich ebenfalls nur auf das kleine Gewehr. Erst durch Hutton wurden die Versuche auf Geschütze ausgedehnt, die ersten erfolgten im Jahre 1775 und wurden von ihm in den *Transactions philosophiques* 1778 bekannt gemacht; sie bezogen sich allein auf die Bestimmung der anfänglichen Geschwindigkeit der Kugeln, deren Gewicht nicht über 3 ℔, deren Geschwindigkeit nicht über 7 — 800′ in der Secunde betrug, und wurden mit Blockpendeln im Arsenal zu Woolwich ausgeführt. In den Jahren 1783, 84, 85 und 86 untersuchte er vorzugsweise den Einfluss der Geschützlängen, der Stärke und Form der Ladungen auf die Geschwindigkeit der 16 — 17 Unzen schweren Kugeln, er untersuchte ferner ihr Eindringen in den Block von Ulmenholz, und machte diese Beobachtungen in den *Trans. philos.* 1788 bekannt. Der Oberst Villantroys gab seine Uebersetzung dieser Relationen in das Französische 1801 heraus.

Nun folgten zur Ergründung der Gesetze des Luftwiderstandes 1787, 88, 89 und 91 Versuche mit dem Blockpendel, welche die Ermittelung des Geschwindigkeitsverlustes der Kugel in verschiedenen, wachsenden Entfernungen vom Rohre zum Hauptgegenstand hatten. Sie wurden mit Geschützen, deren Kugeln 18 Unzen bis 6 ℔ wogen, und deren Geschwindigkeit bis zu 2000′ in der Secunde betrug, mit dem Blockpendel ausgeführt, und zur Ergründung des Luftwiderstandes bediente man sich des Rotationscylinders von Robins. Alle diese Versuche in den Jahren 1783 — 91 machte Hutton in seinem Werke *Tracts on mathematical and philosophical subjects etc. London* 1812 bekannt, und begleitete sie mit einer neuen Theorie der Artillerie, welche 1826 ins Französische übersetzt und erweitert wurde. Hutton's Nachfolger in der Professur der Mathematik an der Militärschule zu Woolwich, Gregory, setzte diese Versuche fort und dehnte sie auf die grössten Caliber aus; seine Pendelvorrichtung sowie seine Beobachtungen sind in Dupin, *Voyages dans la Grande Brétagne. Force militaire. Etudes et Travaux. Paris* 1820 beschrieben.

Als man die Geschwindigkeit der Geschützkugeln durch das ballistische Pendel aufzufinden suchte, musste sich die Construction des Blockpendels nothwendig sehr ändern. Man musste den Block sehr verstär-

ken, bei grösseren Calibern aus 3, auch 5 Stücken zusammensetzen, die durch starkes Beschläge zusammengehalten wurden.

Das in *Fig.* 3, 4 und 5 in der vordern Seiten- und oberen Ansicht dargestellte Blockpendel ist das von GREGORY in den Jahren 1811 bis 1820 bei den Versuchen zu Woolwich angewendete, welches unter Leitung des Obersten MILLER gefertigt wurde und für die vollkommenste Construction eines Blockpendels für Geschütz angesehen werden kann. Das Pendel ist zwischen zwei parallelen, 2,75^{m} von einander entfernten, 6^{m} hohen und 5,5^{m} langen Mauern, welche einen Rahmen von sehr starkem Holze tragen, aufgehangen. Der Rahmen trägt zwei Querhölzer, auf welchen sich die eisernen Lager der Pendelaxe befinden, das Ganze ist mit einem Dach überdeckt und mit zwei Fenstern zum Abzug des Rauches und zur Erhellung des Innern versehen. Die Lager haben eine durch zwei gleich stark geneigte Flächen gebildete Vertiefung, die Messer der Pendelaxe dagegen sind nicht vollkommen scharf, sondern mit einem sehr kleinen Halbmesser abgerundet; sie sind vom besten Stahl gefertigt, die Schwingungen erleiden daher durch die Reibung fast gar keine Verzögerung, besonders wenn man die Lager mit etwas Oel befeuchtet. Der Block selbst besteht aus 4 durch starke verkittete Zapfen verbundenen Holzblöcken, welche ein hohles Parallelepipedum bilden, in dessen Mitte der fünfte zur Aufnahme der Kugeln bestimmte Block so eingesetzt wird, dass ihn die Kugeln in der Richtung der Holzfasern treffen. Das Beschläge des Blockes besteht aus vier starken eisernen Bändern, welche, wie die Zeichnung zeigt, durch Schrauben an ihren Enden und durch Muttern scharf angezogen werden können; ausserdem befinden sich noch vier durchgehende stehende Bolzen nahe am Mittelblock und endlich die nöthigen Handhaben und Ringe.

Die Aufhängung des Pendels ist bewirkt: erstens durch zwei breite Schienen von gewalztem Eisen, welche an den Block in der Mitte der langen Seiten mit Schrauben befestigt sind und dann vertikal emporsteigend die Aufhängungsaxe umgreifen; sie sind in der Mitte durch ein kurzes verschraubtes Querband verbunden; zweitens durch vier eiserne Stangen, welche von den Enden des Blockes ausgehen und diagonal bis zu dem am weitesten entfernten Punkte der Aufhängungsaxe steigen, sich daher doppelt kreuzen; sie sind an den Lappen der Aufhängungsaxe mittels Schraubenmuttern befestigt.

Um die Schwingungen des Pendels zu messen, befindet sich über der Axe eine metallne Stange von 0,6^{m} Länge, welche eine als Zeiger dienende Büchse längs eines vertikal stehenden kupfernen Gradbogens verschiebt. Der Zeiger ist, wie aus dem Durchschnitt *Fig.* 6 zu ersehen, mit einer Feder versehen, welche ihn gegen den Gradbogen so drückt, dass er sich von der Stange ohne Widerstand vorwärts schieben lässt, ohne jedoch durch die erlangte eigene Geschwindigkeit die Bewegung fortzusetzen, wenn das Pendel wieder zurückschwingt. Durch die metallene Stange geht eine Stellschraube, um den Zeiger vor jedem Versuche genau auf den Nullpunkt des Gradbogens zu stellen. Zu gleichem Zwecke befindet sich unten am Blocke, in der Vertikale, welche durch den Schwerpunkt des Pendels und das Mittel der Aufhängungsaxe geht, eine eiserne Spitze, welche in der mit Talg ausgegossenen Rinne eines starken hölzernen Gradbogens den Elongationswinkel angibt.

Der Abstand des Schwerpunktes von der Aufhängungsaxe beträgt gegen 3,3^{m}, der Schwingungspunkt liegt ungefähr 0,28^{m} tiefer; man zieht nun

auf der vordern Fläche des Blockes eine Vertikale, welche diese Punkte und zugleich das Mittel der Aufhängungsaxe durchschneidet, und legt durch diese eine Horizontale in dem Punkte, welcher gleichweit vom Schwer- und Schwingungspunkte absteht. Eine quadratische Bleiplatte von 0,002″ Dicke und 0,3″ Seite befestigt man nun so auf den Block, dass der Durchschnittspunkt zweier, die Platte in vier gleiche Quadrate theilenden Linien auf den Durchschnittspunkt der vorerwähnten Linien zu liegen kommt.

Die auf der Vorderseite des Blockes angebrachten Gradeintheilungen in $\frac{1}{15}$ engl. Zoll sind bestimmt, bei der Aufsuchung des Schwerpunktes des Blockes durch Balanciren die Lage dieses Punktes anzugeben; es befinden sich daher auf der hintern Seite ganz gleich gestellte Gradationen, da man aus beiden Resultaten das Mittel ziehen muss.

Das ganze Pendel wog ungefähr 7440 engl. ℔; es machte 60 Schwingungen in 115 Secunden; man benutzte es zu Versuchen mit 6, 9 und 12pfündern, auch 24pfünder versuchte man, doch hielt der Block nur 2 Schüsse aus; im Durchschnitt war man stets nach 6 Schüssen genöthigt, einen neuen Mittelblock einzusetzen. Die Geschütze standen auf Bettungen, die Geschützaxe lag in der Rotationsebene des Pendels, horizontal und in gleichem Niveau mit dem Mittel der Bleiplatte.

Vor und nach jedem Versuche wurde der Stand des Barometers und Thermometers untersucht, das Pulver zur Ladung durch pendelartig aufgehangene Probirmaschinen (*Eprouvetten*) geprüft, die Geschwindigkeit V der Kugel aber nach folgender Formel berechnet, bei welcher die früher angenommenen Bezeichnungen gültig sind:

$$V = \frac{5{,}6727 \,.\, k}{pb} \sqrt{(Pmf + pb^2)\,(Pm + pb)},$$

welches fast

$$= 5{,}6727\, k \,.\, \frac{Pm + pb}{pb} \sqrt{f} \text{ ist.}$$

Zu bedauern ist es, dass diese schätzbaren Versuche der Engländer nur mit dem Blockpendel ausgeführt wurden, da man doch durch gleichzeitige Anwendung des Kanonenpendels doppelte Beobachtungen machen konnte. Nur im Jahre 1791 hing Hutton das zu den Versuchen bestimmte metallene 6pfündige Kanonenrohr an eisernen Pendelstangen auf; dasselbe wog 1370 ℔, mit der Pendelstange aber 1618 ℔, es machte 38 Oscillationen in einer Minute und sein Schwerpunkt lag 85,8″ unter der Aufhängungsaxe. Das dabei angewendete Blockpendel dagegen wog 1632 ℔, nach einigen Tagen aber nur noch 1629½ ℔, der Diameter der Aufhängungsaxe betrug 2,4″, der Abstand des Schwerpunktes von der Aufhängungsaxe betrug auf der einen Seite des Pendels 76″, auf der andern 75,7″, also im Mittel 75,85″, das Pendel machte 401 Schwingungen in 10 Minuten. Das Geschütz stand in einer Entfernung von 30′ vom Pendel, dessen Seele hatte 80,5″ Länge, 3,65″ Bohrung im Durchmesser, die Kugeln von 3,55″ mittlerem Durchmesser wogen im Mittel 6 ℔ 1½ Unzen und bei der stärksten angewendeten Ladung von 32 Unzen Pulver drangen die Kugeln 29½″ tief in den Block ein. Schon nach 10 Schüssen war man genöthigt, einen neuen Kern in den Block zu setzen. Um ein Beispiel der Veränderung der Grössen zu geben, folgt hier die nach 10 Schüssen angestellte Beobachtung.

Man fand die Lage des Schwerpunktes einer Seite	76,65″
der andern Seite	76,80″
daher das Mittel	76,72″
das vor 20 Tagen bestimmte Mittel aber war . .	75,85″
	0,87″ Differenz.

Das ursprüngliche Gewicht betrug $1629\frac{1}{2}$ ℔, hierzu kommen noch

10 Kugeln im Block eingedrungen .	$60\frac{1}{2}$ ℔,
10 Bolzen zur Verstopfung der Löcher	$6\frac{1}{2}$ ℔,
2 Bolzen noch überdies eingetrieben	2 ℔,
Summa	$1698\frac{1}{2}$ ℔.
Man fand aber das Gewicht des Blockes =	1694 ℔,
daher	$4\frac{1}{2}$ ℔

durch Verdunstung, Splitter u. s. w. verloren gegangen sind.

Ferner machte das Pendel 405 Schwingungen in 10 Minuten, während er zuvor nur 401 machte.

Eine Hauptsache bleibt es bei allen diesen Versuchen, grosse Sorgfalt auf die Gleichförmigkeit der Ladung zu verwenden, besonders aber ist es nöthig, vor jedem Versuche die Stärke des anzuwendenden Pulvers durch Maschinen zu prüfen. Bei den englischen Versuchen beobachtete man aber letzteres erst seit dem Jahre 1789, indem Hutton eine pendelartige Pulverprobe (*Eprouvette*) anwendete, die nach Art der Kanonenpendel von d'Arcy 1751 construirt ist und durch Rumford insofern 1778 verbessert wurde, als er zwei Pendelstangen mit Charnieren anwendete, welche das aufgehangene Rohr während der Schwingung fortwährend in horizontaler Lage erhalten. Er machte mit einem solchen Pendel auch Versuche zur Bestimmung der anfänglichen Geschwindigkeit von Flintenkugeln, welche in den *Trans. philos.* von 1781 enthalten sind.

In Frankreich befolgte man in früherer Zeit eine später anzuführende Methode zur Bestimmung der Geschwindigkeit der Kugeln, überzeugte sich aber von den grossen Vortheilen des Pendelsystemes und der analogen Versuche, und beschloss daher den Comissär der Pulvermühlen Magnin mit der Ausführung eines verbesserten Pendels zu beauftragen.

Magnin erbaute nun zu Esquerdes zwei Pendel, wovon das eine für das Geschütz, das andere zum Ersatz für das Blockpendel bestimmt war; er beabsichtigte dabei folgenden, schon von Dupin gerügten Nachtheilen der englischen Blockpendel zu entgehen.

1) Pressten die eindringenden Kugeln die Holzfasern des Blockes so zusammen, dass der Block sein Volumen vergrösserte und selbst das Beschläge sprengte, so dass stete Ausbesserungen und eine öftere Erneuerung des Kernes nöthig wurden, was die Versuche unterbrach und sehr kostspielig machte.

2) Drangen die Kugeln, obschon sie in der Richtung der Holzfasern abgeschossen wurden, nicht geradlinig in der Verlängerung der Seelenaxe ein, sondern senkten sich bei horizontalen und bis zu 12° elevirten Schüssen unter den Punkt des ersten Eintreffens. Bei bedeutenderen Elevationen dagegen erheben sich die Kugeln über diesen Punkt.

3) Aenderte der Block seinen Schwer- und Schwingungspunkt unaufhörlich wegen der hygrometrischen Eigenschaften des Holzes. Auch können die durch jeden Schuss bewirkten Veränderungen der Rechnungsgrössen nicht genügend durch die Rechnungsoperationen bestimmt werden,

da die zusammengepressten Holzfasern, die eingetriebenen Holzbolzen, die Verluste an Holz und Blei nicht berücksichtigt werden können.

Er construirte daher seinen neuen *Pendule récepteur* aus einem prismatischen Holzblock, in welchen er einen Recepteur, einen hohlen abgestutzten Kegel von Kupfer, der 2000 Kilogr. wog und 10,000 Fr. kostete, einliess. Die Seele dieses Recepteurs wurde mit scheibenartigen Pfropfen von getrockneter Thonerde, welche leicht gebrannt wurden, ausgefüllt; in diese Pfropfen drangen die Kugeln ein. Das Pendel versah Magnin anfangs mit hölzernen Aufhängestangen, doch verliess er, der hygrometrischen Eigenschaften des Holzes und der durch den Luftwiderstand herbeigeführten schwierigen Rechnung wegen, bald diese Methode und hing sein Pendel nach Art der Woolwicher Blockpendel an eisernen Stangen auf.

Im Jahre 1836 erhielten die französischen Artillerieoffiziere Piobert und Morin den Auftrag, ein ballistisches Pendel zu Metz theils zur Prüfung des Pulvers, theils zu den Versuchen der Artillerieschule zu entwerfen. Sie beschlossen daher folgende Vervollkommnungen des vorgeschriebenen Pendels anzuordnen und durchaus alles Holz von denselben zu verbannen.

1) Wollten sie das aufnehmende Pendel bedeutend erleichtern, um ihn theils weniger kostspielig, theils empfindlicher für die Versuche mit schwachen Ladungen und kleineren Calibern zu machen.

2) Das Kanonenpendel sollte für jedes Geschütz, von welchem Caliber oder welcher Gattung es auch sei, gleiche Höhe der Seelenaxe beibehalten, welche durch die Höhe der Axe des Recepteurs gegeben ist, so dass beide Axen in eine Linie fallen sollten.

3) Der Schwingungspunkt des Recepteurs sowohl als des Kanonenpendels sollte sich für alle Geschützarten und Caliber in einer Vertikalebene mit der Seelenaxe befinden.

4) Sollte sich durch Gegengewichte der Schwingungspunkt des Kanonenpendels der Seelenaxe entsprechend nähern, und bei kleineren Calibern und verhältnissmässig starken Ladungen das Gewicht des Kanonenpendels so vermehren lassen, dass die Schwingungen weniger heftig werden. In beiden Fällen aber muss die Lage der Seelenaxe des aufgehangenen Geschützrohres horizontal und in unveränderter Höhe bleiben.

Um dem ersten Punkte zu genügen, wendeten sie statt des kupfernen Recepteurs des Magnin einen cylindrischen, gusseisernen und überschmiedeten von $0{,}58^{m}$ Durchmesser, auch für die Versuche mit den grössten Calibern genügend, mit einer conischen halbkugelförmig geschlossenen Seele an, doch ohne denselben wie Magnin in einen Block einzulassen. Die Seele dieses Recepteurs wurde mit Pfropfen ausgefüllt, deren Anzahl sich nach dem Caliber und der Geschwindigkeit der Versuchsgeschosse richtet; so genügen für den Schuss aus einem 24pfünder mit halbkugelschwerer Ladung vier solcher Pfropfe (*tampons*), welche der Kugel in der Richtung der Seelenaxe des Recepteurs eine Masse von $1{,}02^{m}$ Dicke darbieten. Diese Tampons bestehen aus ledernen Trommeln, welche durch eiserne Reifen in ihrer Form erhalten werden; sie sind mit Sand gefüllt; ihre Grundflächen verschliesst man durch dünne Breter, welche genügende Stärke haben, um den eingeschütteten und durch Anschlagen an die Seiten gleichmässig vertheilten Sand zurückzuhalten.

An die vordere Fläche des Recepteurs kann eine ringförmige eiserne Schiene durch Schrauben befestigt werden; zwischen dieser und der Stirnfläche des Recepteurs wird eine ebene, kreisrunde Bleiplatte eingesetzt, durch welche die Kugeln schlagen, so dass man den Punkt ihres Eindringens mit grosser Genauigkeit nach zwei sich in der Axe des Recepteurs rechtwinklig schneidenden, auf der Bleiplatte angegebenen Linien, deren eine vertikal, die andere horizontal liegt, bestimmen kann.

Um dem zweiten und dritten Punkt zu entsprechen, fertigt man für jedes Versuchsgeschütz zwei eiserne Hohlcylinder, welche für alle Geschütze einen constanten äusseren Durchmesser haben, innerlich aber nach der Gestalt des Rohres conisch ausgedreht sind, so dass der eine vor, der andere hinter den Schildzapfen das Rohr genau einschliesst. Diese Cylinder müssen jedoch so aufgepasst werden, dass die Seelenaxe des ruhenden aufgehangenen Geschützes immer horizontal bleibt. Um dies sowohl vor als nach dem Schusse zu erlangen, versieht man die Cylinder mit einem in einer Rinne verschiebbaren Läufer, welcher die Mutter für eine zur Axe des Geschützes parallele Schraube bildet, durch welche er entsprechend gestellt werden kann.

Durch ähnliche Hohlcylinder, die mit dem Geschützrohr ebenfalls eine Axe haben, erlangt man den Vortheil, die Rückschwingung solcher Geschütze, die nur ein geringes Gewicht im Verhältniss zur angewendeten Ladung haben zu vermindern. Man kann aber auch durch diese Belastung oder dadurch, dass man den erst erwähnten Hohlcylindern eine grössere Länge gibt, den Schwer- und Schwingungspunkt des Kanonenpendels der Seelenaxe nähern, je nachdem es die Versuche wünschenswerth machen; so findet sich z. B. der Schwingungspunkt des Pendels für die 24pfündige Kanone ohne Belastung $4{,}906^{m}$ unter der Aufhängungsaxe, und die Seelenaxe $0{,}037^{m}$ tiefer, während bei entsprechender Belastung für die Versuche mit dem Recepteur diese Differenz nur $0{,}004^{m}$ beträgt.

Das System der Aufhängung ist bei dem Geschütz und bei dem Recepteur gleich, da in beiden Fällen ein Cylinder mit einer eisernen Aufhängungsaxe, deren Richtung rechtwinklig auf die der Cylinderaxen ist, verbunden wird. Von jedem Ende der Aufhängungsaxe gehen noch innerhalb der Messer, auf welchen die Axe schwingt, zwei gleich geneigte eiserne Stangen herab. Die beiden Stangen einer und derselben Seite der Aufhängungsaxe berühren sich oberhalb der Cylinder, biegen sich um diese herum und vereinigen sich oberhalb, nachdem sie den Cylinder völlig umfasst haben. Ein kurzes horizontales Querband vereinigt die divergirenden Stangen eines und desselben Endes der Aufhängungsaxe.

Um sich zu versichern, dass die Richtungen der Axen des Rohres und des Recepteurs in eine Vertikalebene mit der Mitte der Aufhängungsaxen, welche völlig horizontal liegen müssen, fallen, damit man von dem vollständigen Parallelismus der Aufhängungsaxen überzeugt sein kann, gehen durch die Mitte beider Aufhängungsaxen horizontale Nadeln, welche auf beiden Seiten rechtwinklig aus den Aufhängungsaxen hervorgehen, und durch an ihren Enden aufgehangene Bleilothe vier Vertikalen darbieten, welche durch Verrückung der Aufhängungsaxen genau in eine Ebene gebracht werden müssen.

Die Grösse des Elongationswinkels wird wie bei dem Woolwicher Pendel durch Kreisbogen an der Aufhängungsaxe gemessen; die Gradeintheilung dieser Bogen lässt noch die Zehntheile der Minuten erkennen.

Um endlich völlige Genauigkeit der Versuche zu erlangen, müssen die Unterlagen des Pendels vollkommen unbeweglich sein, man hat sie daher in der Form rechtwinklig abgestumpfter Pyramiden von gehauenen Steinen auf einem breiten gemauerten Fundament erbauet, welches wieder auf einem festen Kiesgrund ruht.

Seit 1837 hat man mit diesen im Arsenal zu Metz errichteten Pendeln Versuche mit allen Geschützgattungen, mit Haubitzen, Feldkanonen, Gebirgsgeschützen, sowie mit den schwersten Calibern der Festungs- und Belagerungsartillerie gemacht; man hat die anfängliche Geschwindigkeit der Geschosse aller dieser Geschützarten mit verschiedenen Ladungen, man hat ferner den Einfluss der Geschützconstruction, der verschiedenen Fertigungsmethoden des Pulvers und der verschiedenen Arten, zu laden und die Ladung zu entzünden, auf die Anfangsgeschwindigkeit der Geschütze untersucht. Endlich hat man auch die Gesetze des Widerstandes flüssiger und fester Körper gegen das Eindringen der Kugeln und die zweckmässigste Art des Brescheschiessens aufzufinden gesucht. Jetzt ist man beschäftigt, die Gesetze des Widerstandes der Luft zu ergründen, und man bedient sich hierzu statt des eisernen Recepteurs einer hölzernen mit Sand gefüllten Tonne von $1{,}10^{m}$ Durchmesser, die man auf ähnliche Weise wie die schon beschriebene an der Aufhängungsaxe befestigt, welche aber auf einem beweglichen, starken Holzwiderlager ruht, um die Verluste der Geschwindigkeit der Kugeln in den Entfernungen 25, 50 und 100^{m} von dem beibehaltenen Kanonenpendel aufzufinden. Diese beiden Pendel sind nach dem in den *Comptes Rendus des Séances de l'Academie des Scienc.* 1840. *Nr.* 8 enthaltenen Rapport von Ch. Dupin von der Academie zu Paris geprüft und in die Zahl der approbirten Maschinen aufgenommen worden.

Die erste zur Messung der anfänglichen Geschwindigkeiten erbaute Maschine der zweiten Gattung war die Erfindung eines Mechanicus Mattay zu Turin; sie wurde in: Papacino d'Antoni Abhandlungen über Grundsätze der Artillerie 1765 (Commentar 1768 durch Tempelhoff herausgegeben) zuerst beschrieben. Diese Maschine ist in *Fig.* 7 in Grund- und Aufriss abgebildet und besteht aus einem horizontalen Rade AB, welches sich um die vertikale Welle CD dreht, die durch irgend eine Vorrichtung, hier durch das Seil ohne Ende F, welches über die festen Rollen G der beweglichen mit Gewichten Q versehenen Rollen G_1 und das durch eine Kurbel N in Bewegung gesetzte Rad M geht, in eine gleichförmige schnelle Bewegung versetzt wird. Rund um das Rad AB wird durch einen Reifen der vertikalstehende Kranz E von Schreibpapier von ungefähr $6''$ Höhe befestigt. Das Rohr (man kann für diese Maschine nur kleine Gewehre anwenden) befindet sich 10—12 Fuss von diesem Kranze entfernt, und ist so gerichtet, dass die Kugel die Linie PCR durchläuft, um in R in ein buchenes Bret einzuschlagen, nachdem sie den Papierkranz auf zwei Seiten durchbohrt hat. Der Schuss darf erst dann erfolgen, wenn die Bewegung des Rades AB gleichförmig ist, welchen Zeitpunkt der Erfinder dadurch kenntlich machte, dass er die Axe CD mit einem excentrischen kleinen Rade LL versah, welches nach jeder beendigten Umdrehung an eine hölzerne Zunge stiess. Stimmte nun die Bewegung dieser Zunge mit den Schwingungen eines in der Nähe aufgehangenen Pendels überein, so wurde das Signal zum Schusse gegeben. Nach erfolgtem Schusse hält man die Maschine an und untersucht, ob die Kugel in den richtigen Punkt R getroffen hat; hat man

sich hiervon überzeugt, so zieht man durch das Mittel des ersten Kugeldurchschlages im Kranze, welcher sich durch in das Innere des Rades gebogene Ränder zu erkennen gibt, einen Faden über den Mittelpunkt der Axe C hinweg in gerader Linie bis an die entgegengesetzte Seite des Papierbogens. Da sich nun während der Zeit, welche die Kugel zur Durchlaufung des Raddurchmessers nöthig hatte, auch der Kranz einen kleinen Raum fortbewegt haben muss, so wird eine Differenz zwischen dem Mittel des Ausgangspunktes der Kugel, der sich durch die einwärts gebogenen Ränder markirt, und dem auf vorige Weise bestimmten Punkt statt finden. Diese Differenz wird genau gemessen, sie sei $= m$, der Durchmesser des Rades $= D$, also dessen Peripherie $D\pi$, endlich t die Zeit, in welcher das Rad eine Umdrehung beendigt, so ergibt sich der Raum, welchen die Kugel in gleichförmiger Bewegung während einer Umdrehung des Rades zurücklegen würde, aus der Proportion

$$m : D\pi = D : x$$

$= \frac{D^2\pi}{m}$, also die anfängliche Geschwindigkeit der Kugel

$$V = \frac{D^2\pi}{tm}.$$

Bei der Maschine des Papacino d'Antoni betrug $D = 6'$, $t = \frac{1}{3}$ Secunde, bei einem Versuche mit einem gezogenen Laufe von $1'\ 11\frac{1}{2}''$ Seelenlänge, $\frac{5}{8}$ bis $\frac{2}{3}$ Unze Caliber und $\frac{6}{8}$ Unze schweren Bleikugeln, bei 9 Denar Ladung feines Pulver fand er die anfängliche Geschwindigkeit der Kugel $= 1160'$, woraus sich $m = 0{,}162' = 1{,}94''$ ergibt, also für die grosse Geschwindigkeit immer noch merkbar genug. Da man von dieser Maschine indessen für Geschütz nie Zuverlässigkeit erwarten könnte, da ein horizontales Rad von nothwendig ziemlich grossem Durchmesser nicht in eine gleichförmige Bewegung zu bringen ist, so suchte man diese Idee des Mattay auf anderem Wege zu realisiren.

Tempelhoff gab danach die in *Fig.* 8 dargestellte Vorrichtung zum Gebrauch für Geschütz an; sie besteht aus einem durch zwei Ständer und ein paar Riegel gebildeten Gerüste, der eine dieser Ständer ist von a bis d mit einer durchgehenden Nuth versehen und ist in den Punkten ll durchbohrt; diese Löcher correspondiren mit den in dem andern Ständer angebrachten ss, so dass eine über den Bolzen bb gezogene Schnur, welche durch die Rolle der Feder F geht und in Q befestigt ist, horizontal angespannt werden kann. Ueber die Mündung des Geschützrohres wird gleichfalls eine Schnur gespannt und in deren Mitte eine zweite GDP befestigt, welche über die Rolle r und durch die Feder D geht, die durch dieselbe in der Spannung erhalten wird. Ein in gleichförmige Bewegung gebrachtes Rad XX hat eine mit Talg ausgegossene Rinne in seiner Oberfläche, und ist so gegen die Federn gestellt, dass bei dem Abfeuern des Geschützes die ihre Freiheit erlangende Feder D mit ihrer Spitze eine Linie auf dem Radkranze beschreibt. Zerreisst nun die in der Richtung GH abgeschossene Kugel die Schnur RS, so wird die zweite Feder F frei und macht einen Querstrich durch die Linie auf dem Radkranze, indem sie dicht neben der Feder D niederschlägt. Diese Vorrichtung ist zwar einfach und hat die Vortheile, nur eine kurze der vorigen fast gleiche Rechnung zu erheischen, ferner die Kugeln unter allen Winkeln abschiessen und drittens mit der Messung der anfäng-

lichen Geschwindigkeit einen andern Versuch verbinden zu können; doch möchte es wohl zu bezweifeln sein, dass die über die Mündung gezogene Schnur von der Kugel selbst zerrissen wird, auch ist die Anwendung von Federn bei der Maschine nicht geeignet, grosses Vertrauen in die Richtigkeit der Resultate zu setzen.

Die dritte von dem Oberst GROBERT erfundene Maschine dieser Gattung ist in dessen Abhandlung: *Machine pour mesurer la vitesse initiale des mobiles etc. Paris* 1804 beschrieben und in Paris in einem eigenen Gebäude aufgestellt worden; *Fig.* 9 und 10 zeigen dieselbe im Durchschnitt und in der vordern Ansicht. GROBERT beabsichtigte den Mängeln des HUTTON'schen Pendelsystems zu entgehen, die, wie wir gesehen haben, durch PIOBERT und MARTIN gänzlich gehoben wurden, und construirte, das ganze System verlassend, eine Vorrichtung, an welche er zugleich die damals sehr beachtete Forderung machte, die anfängliche Geschwindigkeit aller unter 0 bis 45° Elevation abgeschossenen Kugeln zu messen, während er doch die Vortheile einer Untersuchung des Luftwiderstandes und einer pendelartigen Aufhängung des Geschützes dadurch aufgab. In der einfachsten Form besteht seine Vorrichtung aus zwei mit gleicher Geschwindigkeit um eine Axe gedrehten Scheiben, mit aufgesetzten Kränzen, durch welche die Kugel, deren Geschwindigkeit gemessen werden sollte, schlug; die Differenz der Durchschlagspunkte gibt, da die Umdrehungszeit der Scheiben gemessen werden konnte, nebst dem Abstand der Scheiben von einander und den Abstand der Treffer von der Axe der Scheiben die nöthigen Rechnungselemente. Hier folgt die Beschreibung der obige Forderung erfüllenden Maschine.

An den beiden in einer Vertikalebene liegenden Axen D und D_1 sind rechtwinklig die Scheiben V, V_1 angebracht, deren Radius 5^m und deren Abstand 10^m beträgt. Jede Scheibe ist aus einem Rade von leichter Zimmerung, jedoch stark genug, um sich nicht zu werfen, und einem 2^m hohen durchdringlichen Kranz zusammengesetzt. Der Kranz kann entweder durch vier Kreisabschnitte von *Papier maché*, welche in einander greifende Falze haben und durch Pressschrauben an die Oberfläche des Rades befestigt sind, hergestellt werden, oder man kann auf dem Rade mehrere Stützen errichten, welche einen eisernen Reifen tragen, der den äussersten Umfang der Scheibe bildet und mit Löchern versehen ist, um zwischen ihm und dem Rade Taffent oder mit Gummiauflösung überzogenes Papier auszuspannen. Die erste Construction des Kranzes ist einfacher, die zweite bietet der Kugel wenigen Widerstand und erfordert eine genaue Beobachtung beim Abfeuern des Geschützes, um nicht eine Stütze zu treffen.

Die Axe D der ersten Scheibe ist unverrückbar, die zweite D_1 aber kann mit ihren Lagern durch eine Welle W in die Höhe gezogen werden; sie ist mit Gegengewichten versehen, um diese Bewegung zu erleichtern, doch sind diese Gewichte geringer als das Gewicht der Scheibe, damit das Herablassen durch die eigene Schwere erfolgt. Die Welle ist mit Sperrrädern oder Sperrklingen versehen. An den Falzen, in welchen sich die Lager der Axe D_1 auf und nieder bewegen, sind die Orte angegeben, wo man die Axe für jeden beliebigen Winkel bis zu 45°, der Elevation des Geschützes entsprechend feststellen muss.

Die Axen D und D_1 sind mit der die Bewegung ertheilenden Welle M durch die Bänder oder Ketten ohne Ende F und F_1 in Rapport gebracht, diese Bänder gehen über die Ränder E und E_1 der Welle M und über

die Verstärkungen der Axen D und D_1, das Band F der ersten Axe ist beständig von einer Länge, das der zweiten F_1 aber muss entsprechend verlängert oder verkürzt werden können, da die festen Lager der Welle M so angebracht sind, dass sich dieselbe genau in der Hälfte der Höhe der Axen D und D_1 befindet, wenn unter 45° geschossen werden soll. Die Welle M geht durch das ganze Gebäude und hat daher mehrere Unterstützungen; an ihrem vordern Ende befindet sich ein Getriebe G, welches in das darunter angebrachte Zahnrad Z greift. Die Welle selbst wird durch das Herabfallen des Gewichtes Q, welches an dem über die Rolle R nach der Welle gehenden Tau T befestigt ist, bewegt. Das Gewicht Q muss, wenn die Bewegung der Welle M in der letzten Hälfte des Herabsinkens gleichförmig werden soll, mindestens 16^m Fallhöhe haben. Um das herabgesunkene Gewicht Q wieder in die Höhe zu ziehen, dienen die Speichenräder S und S_1, eine unter der Rolle R angebrachte Sperrung K hält das aufgewundene Gewicht fest und kann durch die an den einen Hebelarm befestigte, über eine Rolle gehende Leine L zurückgezogen werden, sobald man das Gewicht herabfallen lassen will, um die Maschine in Gang zu bringen.

Das Zahnrad Z steht mit dem Triebstock G in einem solchen Verhältniss, dass es eine einzige Umdrehung macht, während das Gewicht Q herabsinkt, so dass es sich demnach halb herumgedreht hat, wenn die Bewegung der Welle als gleichförmig zu betrachten ist, d. i. wenn das Gewicht die Hälfte seines Weges zurückgelegt hat. Dieser Umstand macht es möglich, die Zeit der in der letzten Hälfte gemachten, in ihrer Zahl durch das Zahnrad bestimmten Umdrehungen zu messen. Es ist nämlich der Kranz des Zahnrades Z mit zwei einander vollkommen gegenüberstehenden Löchern versehen, in welche Bolzen gesteckt werden; das eine Loch muss sich gerade im obersten Punkt a des Rades befinden, wenn die Bewegung beginnt, das andere demnach im tiefsten b. Der in a steckende Bolzen stösst nun, sobald er unten ankommt, also das Rad eine halbe Umdrehung gemacht hat, an einen kleinen Hebel, welcher die Linse eines Secundenzählers zurückhält, dessen Pendel also sogleich zu schwingen anfängt. Auf der andern Seite des Rades steckt diesem Bolzen gegenüber in a ein zweiter, welcher ein Gewicht herabstösst, durch dessen Fall der Abzug eines Pistols abgedrückt wird, welches die Geschützladung entzündet. Die letztere durch Zugleinen, die über Rollen gehen, bewirkte Vorrichtung muss das Geschütz abfeuern, wenn das Gewicht Q ungefähr $\frac{3}{4}$ seines Weges zurückgelegt hat, was leicht zu bewerkstelligen ist.

Der in dem Loche b steckende Bolzen wird nun an den Secundenzähler kommen, wenn das Zahnrad eine völlige Umdrehung gemacht hat, er stösst daher mit seinem flachen Kopfe an eine zweite Arretirung des Secundenzählers, welcher den Zeiger desselben sofort feststellt. Der Secundenzähler wird sonach genau die Zeit angeben, in welcher die letzte Hälfte der Umdrehung des Zahnrades und also auch eine entsprechende Anzahl der Umdrehungen der Welle M und der Scheiben beendigt worden sind, vermöge der erwähnten Vorrichtung muss aber auch während dieser Zeit die Kugel durch die Kränze der Scheiben schlagen.

Die Welle H kann man natürlicher Weise nicht gleich nach dem Schusse anhalten, sondern sie wird eine Weile fortschwingen, doch ist durch Sperrräder und Sperrklinken dafür gesorgt, dass hier später keine Bewegung rückwärts von selbst eintreten kann.

Das zum Versuch bestimmte Geschütz wird auf einer Bettung B, deren Construction genügend aus der Figur zu ersehen ist, durch eiserne Ketten an Ringe befestigt, so dass es keinen Rücklauf hat. Die Bettung ist zwischen einem Gerüste von Ständern und Streben an Tauen, die über zwei mit Speichenrädern versehene Wellen gehen und an starken Ringen der Bettung befestigt sind, nach dem Winkel, unter welchem man schiessen will, bis zu den an dem einen Ständer angebrachten, mit den verschiedenen Graden bezeichneten Marken herabzulassen. Es befindet sich hierzu vor dem die Maschine aufnehmenden Gebäude eine ausgemauerte Grube von gehöriger Tiefe; zu den auf dem Horizont liegenden Wellen der beweglichen Bettung führt eine leichte Brückung. *Fig.* 9 zeigt ungefähr die Form des Gebäudes, hinter welchem sich ein grosser Kugelfang Y befinden muss.

Soll nun die Maschine gebraucht werden, so sind die Bettung und die hintere Scheibe V_1 auf die entsprechenden Marken zu stellen, alsdann wird das Gewicht Q heraufgewunden, das Zahnrad Z mit den drei erwähnten Bolzen versehen, der Secundenzähler auf den Nullpunkt gestellt, ferner das Geschütz geladen, befestigt, nach dem untern Theile des Kranzes der ersten Scheibe gerichtet, dann der Richtungswinkel nochmals durch einen in die Seele gehaltenen Quadranten geprüft, die Vorrichtung zur Entzündung der Ladung entsprechend angeordnet, da die Länge und Lage der Zugleinen sich bei jedem Winkel ändert, endlich die Schirme A, A_1 und A_2 aufgestellt.

Diese Schirme dienen zur Bestimmung der Fluglinie der abgeschossenen Kugel, der erste derselben A steht daher vor der ersten Scheibe V, der dritte A_2 hängt vor der zweiten Scheibe V_1 und ist an deren Axenlager befestigt, der zweite Schirm A_1 steht in der Mitte beider Scheiben; sie bestehen sämmtlich aus einer zwischen einem hölzernen Gestelle ausgespannten Taffent- oder Papierfläche.

Nach erfolgtem Schusse wird nun die Maschine sanft angehalten und die Scheiben so herumgedreht, dass das Loch im Kranze der ersten Scheibe vor das Loch im ersten Schirm zu stehen kommt; man setzt nun in die Schusslöcher der Schirme und der ersten Scheibe hölzerne Scheiben mit durchlochtem Mittelpunkt ein und bringt durch einen eisernen Stab oder Draht, der durch diese Löcher gezogen werden muss, den Mittelpunkt des Schussloches in V genau in die Linie der Mittelpunkte der Schusslöcher in den Schirmen. Alsdann untersucht man, wo die Verlängerung dieser Linie auf der zweiten Scheibe eintrifft, und misst sowohl die Differenz zwischen diesem Punkte und dem Mittel des Schussloches, als auch die Entfernungen dieser Mittel von den Mittelpunkten der Scheiben.

Zur Berechnung der anfänglichen Geschwindigkeit der Kugeln hat man daher folgende Rechnungsgrössen: die Verhältnisszahl der Umdrehungen des Zahnrades Z zu denen des Getriebes der Welle $M = 2n$, also in der gemessenen Zeit t Secunden macht die Welle n Umdrehungen; die Verhältnisszahl zwischen den Umdrehungen der Welle M und denen der Scheiben V und $V_1 = k$, diese Zahl ergibt sich aus dem Durchmesser der Räder E und $E_1 = C$ und aus dem Durchmesser c der Scheibenaxe, an der Stelle gemessen, wo sie das Band ohne Ende umgreift, so dass $k = \frac{c}{C}$ wird; ferner die Entfernung des Mittels der Schuss-

löcher in den Scheiben von dem Mittelpunkt der Axen $= r$; den Bogen, welcher die Differenz beider Schusslöcher der Scheiben misst, oder den Raum, welchen die Scheiben durchlaufen, während die Kugel den Abstand b der beiden Scheiben durchfliegt, $= a$. Nennt man die Geschwindigkeit der Kugel zwischen beiden Scheiben V, so erhält man:

$$V = \frac{2\pi n}{kt} \cdot \frac{r}{a} \cdot b.$$

Man hat dieser Maschine die Vorwürfe gemacht, dass das Durchschlagen der Kugeln die Kreisbewegung der Scheiben hindern müsste, allein man hat sich durch Versuche überzeugt, dass dieses nicht der Fall ist. Dem Umstand, dass die Schusslinie nicht immer parallel zur Axe der Scheiben erfolgen wird, ist durch die Anbringung der drei Schirme genügend begegnet; alle durch diese markirte Abweichungen können dann leicht in Rechnung gezogen werden. Ein dritter Vorwurf aber ist gegründet, nämlich dass die Kugeln durch die Kreisbewegung der Scheiben bei ihrem Durchschlagen von ihrer Bahn abgelenkt werden, doch ist dieser Umstand nur bei sehr grossem Caliber und schwachen Ladungen bemerkbar, da eine mit halbkugelschwerer Ladung abgeschossene Flintenkugel nur $\frac{1}{40000}$ Secunde Zeit braucht, um durch einen Schirm von 1 Millimeter Stärke zu dringen. Indessen scheint die Maschine doch keinen sonderlichen Nutzen gebracht zu haben, da man sie so bald verliess und zu dem Pendelsysteme zurückkehrte; wahrscheinlich war es sehr schwierig die getrennten Axen der Scheiben in einer vollkommen gleichförmigen Bewegung zu erhalten. *E. Weinlig.*

Bandwebemaschinen (fr. *métier à rubans;* engl. *ribbon loom*). Bänder werden gewöhnlich auf dreierlei Webstühlen erzeugt, nämlich *a*) auf Mühlstühlen, *b*) auf Schubstühlen, *c*) auf dem Handstuhle. Der Mühlstuhl, zwar die am meisten zusammengesetzte Art, eignet sich am besten zu einem grossen, eigentlich fabrikmässigen Betriebe der Bandweberei, namentlich zu schmalen oder mässig breiten Bandsorten, wo mehr auf Schnelligkeit der Production als auf äusserste Sorgfalt und Aufmerksamkeit in der Bearbeitung ankommt; denn es werden mittels desselben von einem einzigen Arbeiter 10 bis 30 und manchmal noch mehr Bänder zu gleicher Zeit erzeugt. Der Schubstuhl ist weniger kostspielig in der Herstellung und Unterhaltung, aber anstrengender in seiner Bedienung, und liefert auch eine geringere Zahl von Bändern. Auf dem Handstuhle werden nur die breitesten und schwersten (seidenen) Bänder verfertigt, und zwar jeder Zeit nur ein Stück auf ein Mal. — Andere als die genannten drei Arten von Stühlen sind regelmässig nicht im Gebrauch. Doch bedient man sich zuweilen statt des Schubstuhles eines Webestuhles mit gewöhnlichen Schnellschützen, und in der neuesten Zeit hat man in England angefangen, zum Weben der Bänder eine Maschine anzuwenden, deren Construction zum Theil auf das Princip der Tüll- oder Bobbinetmaschinen gegründet ist und von jener der gewöhnlichen Webestühle wesentlich abweicht.

I. Der Mühlstuhl (die Bandmühle, fr. *métier à la barre*).

Er ist ein wahrer selbstwebender Stuhl oder mechanischer Webstuhl, d. h. seine Einrichtung ist so beschaffen, dass die zur Bildung des

Gewebes erforderlichen Bewegungen, ohne unmittelbares örtliches Zuthun der bewegenden Kraft, durch mechanische Vorrichtungen hervorgebracht werden. Im Allgemeinen enthält übrigens, von dem Bewegungsmechanismus abgesehen, der Mühlstuhl alle die wesentlichen Theile, welche an einem jeden andern Webestuhle vorkommen; nur wiederholen sich einige derselben so oft, als die Zahl der Bänder, welche zugleich gearbeitet werden, vorschreibt, während andere sämmtlichen Bändern gemeinschaftlich dienen. Ein einzelnes Band auf dem Mühlstuhle, nebst der dazu gehörigen Einrichtung, heisst ein Lauf oder Gang, und so ist der Ausdruck zu verstehen, wenn man von einer Bandmühle mit 10, 12, 16, 20, 24, 30, 36, 40 Gängen (Läufen) spricht. Der Arbeiter, welcher den Stuhl in Bewegung setzt und beaufsichtigt, wendet zum Weben der ganzen Anzahl von Bändern nicht sehr viel mehr Zeit an, als er zu einem einzigen Bande der nämlichen Art und Breite bedürfen würde, und dadurch ist die Bandmühle das Hauptbeförderungsmittel der jetzigen wohlfeilen Bandfabrication geworden.

Der Mühlstuhl bietet mehrere erhebliche Abweichungen in seiner Construction dar, jenachdem er glattes Band (Taffetband, Gros-de-Naples-Band, Leinwand u. s. w.) oder Atlasband oder façonnirtes (gemustertes) Band zu weben bestimmt ist. Wir werden ihn daher in jeder dieser Beziehungen abgesondert zu betrachten haben.

A. Die Bandmühle zu glattem oder leinwandartigem Bande. Eine vollständige Bandmühle dieser Art zu 12 Läufen, nach der jetzt gangbaren und namentlich in Elberfeld u. s. w. gebräuchlichen Bauart, ist auf den Kupfertafeln 49, 50, 51 und 52 abgebildet. Die Bedeutung der Hauptfiguren ist folgende:

Taf. 49 *Fig.* 1 stellt den Aufriss der Maschine von vorn dar;

Taf. 50 *Fig.* 9 ist der Aufriss der linken Seite; *Fig.* 10 ein senkrechter Durchschnitt, in der Stellung dem Aufrisse *Fig.* 9 entsprechend;

Taf. 51 *Fig.* 17 der Aufriss der rechten Seite; *Fig.* 18 der Aufriss von hinten, der aber nur etwas über die Hälfte der Maschine umfasst;

Taf. 52 *Fig.* 21 der Grundriss.

Die Bedeutung der Buchstaben und Zahlen ist in allen Figuren die nämliche.

Das Gestell (fr. *bâtis, cage;* engl. *frame*) ist von Holz, und aus folgenden Theilen zusammengesetzt. Zwei hohe Hinterständer *I, II* und zwei niedrige Vorderständer *III, IV* tragen das Ganze, indem sie auf dem Fussboden *V* der Werkstätte stehen. Jeder Hinterständer ist mit dem Vorderständer derselben Seite durch zwei eingezapfte Riegel, einen obern *VI* und einen untern *VII,* verbunden; ausserdem hängen die Hinterständer mit einander und die Vorderständer ebenfalls mit einander zusammen, erstere durch zwei mittels eiserner Schraubenbolzen befestigte Riegel *VIII, IX*, letztere durch einen ähnlichen Riegel *X.* Von *VIII* nach *X* geht in schräger Richtung eine Strebe *XV.* Auf den oberen Enden der Hinterständer liegen in der Richtung von vorn nach hinten zwei Balken *XI, XII,* in welche die genannten Ständer eingezapft sind und welche selbst wieder mit einander durch zwei Riegel *XIII, XIV* in Verbindung stehen. Von den letzteren ist *XIV* im Grundrisse (Taf. 52 *Fig.* 21) so gezeichnet, als ob in der Mitte ein Stück herausgebrochen wäre, um einige darunterliegende Gegenstände sichtbar zu machen. Zwei Säulen *XVI, XVII*, welche auf den Riegeln *VI, VI* ruhen, helfen, zusammengenommen mit ihren Streben *XVIII, XIX,* die Balken *XI, XII*

unterstützen. Letztere tragen auf ihrer hintern Hälfte eine Art Rost oder Gitter *XX* als Gehäuse für die später zu erwähnenden Rollen, und an diesem Gitter — nach unten zu daran befestigt — den Rahmen *XXI*, welcher die Zettelspulen enthält. Endlich sind noch an den Hinterständern *I*, *II* mittels eiserner Schraubenbolzen zwei horizontale Arme *XXII*, *XXII* befestigt, an welchen sich hinten, gerade unter dem Rahmen *XXI*, ein anderer Rahmen *XXIII* zur Anbringung der Bandrollen befindet.

Die Fäden, welche zusammen die Kette eines Bandes ausmachen (und meist eine Länge von 300 Ellen, oder mehr, zu haben pflegen), sind gemeinschaftlich auf einer hölzernen Spule (Zettelspule, Zettelrolle) aufgewickelt. Da die gegenwärtige Bandmühle 12 Läufe hat, so sind demnach 12 Zettelrollen vorhanden, welche man in den Figuren mit *A* bezeichnet sieht. Der Rahmen *XXI*, in welchem dieselben lose auf runden hölzernen Axen stecken, heisst der Zettelrahmen und ist durch zwei Zwischenwände in drei gleich grosse Abtheilungen geschieden, deren jede vier Spulen enthält. Damit letztere sich während des Webens nicht, und überhaupt zu keiner andern Zeit drehen können, als wenn der Arbeiter es will, um einen neuen Theil der Kette abzurollen, besitzt jede Spule auf dem Umkreise eines ihrer scheibenförmigen Ränder sechs schräge Einkerbungen; eine Bindfadenschleife, deren Enden an dem Zettelrahmen durch einen kleinen Nagel befestigt sind, wird in eine jener Kerben gelegt und hält somit die Spule auf die einfachste Weise unbeweglich. Von ihrer Spule *A* geht eine jede Bandkette, durch einen Ausschnitt an dem Gitter *XX* (bei *B*) geleitet, über eine der hölzernen Rollen *C* in diesem Gitter (welche, gleich allen ähnlichen hier vorhandenen Rollen, lose auf langen Eisendrähten stecken), hierauf um eine freihängende, mit dem Gewichte *E* beschwerte Rolle *D*, wieder aufwärts über die Rollen *F* und *G* des gitterartigen Rahmens *XX*, und dann um die Unterseite des runden, mit seinen eisernen Zapfen in Einschnitten der Säulen *XVI*, *XVII* gelagerten Kettenbaumes, Zettelbaumes oder Seidenbaumes *H* (Taf. 50 *Fig.* 10). Von hier an nehmen die Kettenfäden eine horizontale Richtung. Sie gehen zuerst durch ein Blatt (das Hinterriet, Scheideblatt) *I*, sodann durch die Litzen der Schäfte *K*, und endlich durch das Blatt (Rietblatt, Vorderblatt, Vorderriet, fr. *peigne, ros;* engl. *reed*) in der Lade *L*. Vor der Lade findet, wie bei allen Webstühlen, die Bildung des Gewebes statt, indem zwischen die Kettenfäden der Einschlag oder Einschuss eingezogen wird. Aus jeder Kette wird solchergestalt ein Band. Die Bänder nehmen noch einen langen Weg, bis sie auf die Spulen (Bandrollen) gelangen, um welche sie aufgewickelt werden, und sie können ihn noch nicht zurückgelegt haben, wenn das Weben erst seinen Anfang nimmt. Deshalb vereinigt man bei der Vorrichtung des Stuhles sämmtliche Fäden einer jeden Kette in einiger Entfernung vor der Lade durch einen Knoten, knüpft hieran eine Schnur, und leitet diese so, wie nachher angegeben werden wird, nach den Bandrollen, wo man sie befestigt. Diese Schnur zieht mithin das Band in dem Masse, wie es erzeugt wird, nach sich, und ist nach und nach eine von der Lade bis zu den Bandrollen reichende Bandlänge gewebt, so nimmt man die Schnur weg und wickelt das Band selbst auf die Rolle. In den Abbildungen ist angenommen, das Weben neu aufgespannter Ketten sei erst im Beginnen; daher sind statt fertiger Bänder die schon erwähnten Schnüre angegeben, und man sieht die Knoten, durch welche sie an den Ketten

befestigt sind, bei *M* (Taf. 49 *Fig.* 1, Taf. 50 *Fig.* 10). Die Ketten (und in der Folge die Bänder) nehmen, von der Lade *L* aus, ihren Weg durch Spalten oder schmale Oeffnungen *q*, *q* der Liegbank *N* (welche ein zwischen den Vorderständern *III*, *IV* unbeweglich angebrachter Balken ist). Die unterhalb der Liegbank angebundenen Schnüre wenden sich hierauf um einen festliegenden Baum *O* und eine um Zapfen drehbare Walze *P* (den vordern und hintern Bandbaum), gehen von *P* senkrecht hinauf, jede über eine Rolle *Q* in dem Gitter *XX*, um eine mit einem Gewichte *R* beschwerte freihängende Rolle *S*, über zwei fernere Rollen *T*, *U* in dem Gitter *XX*, und endlich hinab nach dem Bandrahmen *XXIII*, auf eine der Bandrollen *V*. Der Bandrahmen ist dem Zettelrahmen ähnlich und die Bandrollen werden gleich den Zettelrollen durch Bindfadenschleifen an gehöriger Umdrehung verhindert. Um diese besser zu erläutern, ist in *Fig.* 16 Taf. 50 der Bandrahmen allein in senkrechtem Durchschnitte, ferner ein kleines Stück desselben im Grundrisse, und endlich eine Bandrolle in der Endansicht gezeichnet. Diese Abbildungen erläutern sich nach dem Vorhergegangenen von selbst. Es ist nur hinzuzufügen, dass die hölzernen Axen, worauf die Bandrollen sich befinden, zwar rund sind, aber durch eine Warze auf ihrem Umkreise, welche in einen Ausschnitt der Rollen passt, so mit letzteren in Verbindung stehen, dass Axe und Rolle sich stets gemeinschaftlich drehen müssen. Diese Drehung, welche nöthig ist, um die gewebten Bänder aufzuwickeln, gibt man den Rollen *V* dadurch, dass man auf das äusserste vierkantig gestaltete Ende der Axe eine hölzerne Kurbel E_1 steckt, welche für alle Bandrollen gleichmässig dient.

Ueber einige der bisher erwähnten Bestandtheile ist, zur vollständigen Kenntniss derselben, Folgendes nachzutragen. Die Gesammtheit der Rollen in dem Gitter *XX* wird das Gerölle genannt. Diese Rollen sind von zweierlei Art. Die in den drei vordern Reihen *C*, *F*, *G*, welche zur Leitung der noch unverarbeiteten Ketten dienen, sind von etwas grösserem Durchmesser und haben einen schmalen eingedrehten Hals, weil die Kettenfäden hier noch nicht regelmässig in eine Fläche ausgebreitet sind; man findet eine solche Rolle in *Fig.* 30 Taf. 52 besonders abgebildet. Die etwas niedriger angebrachten Rollen *Q*, *T*, *U* (s. auch *Fig.* 31), auf welchen die Bänder liegen, sind kleiner von Durchmesser und haben einen breitern, der Breite des Bandes entsprechenden Hals. Die Gewichte *E* (Zettelgewichte, Seidengewichte) und *R* (Bandgewichte) sind viereckige hölzerne Kästchen, in welche man nach Erforderniss kleine Steine, Blei- oder Eisenstücke legt; in Betreff ihrer Rollen *D* und *S* findet derselbe Unterschied statt wie zwischen den Rollen *C*, *F*, *G* einerseits und *Q*, *F*, *U* anderseits, d. h. an *D* ist ein schmaler Theil in der Mitte dünn abgedreht, um die wenig Breite einnehmende Kette zu beherbergen, wogegen *S* dem grössten Theile der Länge nach einen Hals zur Aufnahme des Bandes bildet, und nur die äussersten Enden grössere scheibenartige Vorsprünge darstellen, um das Abgleiten des Bandes von der Rolle zu verhindern. Die Bandgewichte *R* (s. auch *Fig.* 14 Taf. 50) müssen aus einem später zu erörternden Grunde stets etwas schwerer sein als die Seidengewichte *E* (*Fig.* 15). Das Scheideblatt *I* hat den Zweck, die Fäden der Kette, welche bis zum Seidenbaume *H* eben sowohl auf- als neben einander liegen, in eine ebene Fläche regelmässig dergestalt auszubreiten, dass durchaus Faden neben Faden liegt. Jede Kette hat ihr eigenes Scheideblatt, welches ganz nach

Art der gewöhnlichen metallenen Webeblätter construirt ist, wie die nach grösserem Massstabe entworfenen zwei Ansichten *Fig.* 27 und 28 (Taf. 52) ausweisen. Es besteht nämlich aus einer Anzahl gerader Stifte von geglättetem Eisendrahte, welche zwischen zwei platte Eisenstäbchen *e, e* und vier Paar ähnlicher, aber dünnerer Stäbchen *fg, fg, fg, fg* eingesetzt, mit Eisendraht gebunden und an den Enden mit Zinnloth zusammengelöthet sind. In der Oeffnung zwischen je zwei Stiften oder Zähnen liegen 8, 6, 4 oder 2 Kettenfäden, jenachdem die Kette mehr oder weniger schwer (dicht oder fadenreich) ist. Alle Scheideblätter sind in zwei Latten *a* und *b* eingesetzt, welche von der Säule *XVI* bis zur Säule *XVII* reichen und vorn an diesen beiden in eisernen Haken *d, d* liegen, während sie unter sich durch drei Sprossen wie *e* zu einem Rahmen verbunden sind. Man sieht alle eben genannten Theile am deutlichsten und vollständigsten in *Fig.* 11 und 12 Taf. 50, deren Beziehung auf die Hauptansichten des Stuhles sich von selbst aus den Buchstaben ergibt. Die Latte *a* ist auf ihrer Oberfläche der ganzen Länge nach mit einer Nuth versehen, die Latte *b* enthält dagegen einen vorn offenen Falz; die Blätter werden in die Nuth von *a* gestellt, in den Falz von *b* eingelegt und in letzterem nur durch kleine hölzerne Vorreiber *c, c, c* gehalten, so dass man sie nöthigenfalls sehr leicht herausnehmen kann.

Von dem Scheideblatte geht die ausgebreitete Kette nach den Schäften *K, K* hin, welche man zusammengenommen auch das Werk oder Geschirr (fr. *équipage;* engl. *mounting*) nennt. Sie bilden einen der wesentlichsten Bestandtheile hier, sowie bei allen Webestühlen überhaupt, indem ihre Bestimmung ist: die Kette auf eine solche Weise in zwei Theile zu theilen, dass der Eintrag durch die entstehende Oeffnung (das Fach) eingebracht werden kann und jeder einzelne Faden desselben jene Lage erhält, welche er der Natur des Gewebes zufolge haben muss. Die Bandmühle zu glattem (taffet- oder leinwandartigem) Bande, welche gegenwärtig allein ins Auge zu fassen ist, enthält zwei Schäfte. Jeder Schaft (fr. *lame*; engl. *leaf*) ist eine Sammlung senkrechter Zwirnfäden (Litzen, fr. *lisses;* engl. *heddles*), welche in der Mitte ihrer Länge Schleifen oder Augen (fr. *mailles;* engl. *eyes*) zum Durchgange eines (einfachen oder doppelten) Kettenfadens bilden. Seine Gestalt und Einrichtung wird durch mehrere Detailzeichnungen auf Taf. 49 erläutert. *Fig.* 2 ist der Aufriss eines Schaftes mit daneben stehendem vertikalem Durchschnitte, *Fig.* 3 ein Theil des Aufrisses und *Fig.* 4 der Durchschnitt, beide nach grösserem Massstabe. Man sieht, dass zwei horizontale hölzerne Leisten *V* und *W*, durch drei Sprossen *X, X, X* mit einander verbunden, eine Art Rahmen bilden, in welchem die Litzen *h k i* ausgespannt sind. Jede Litze besteht aus zwei Theilen: die Oberlitze *h* ist eine Schlinge, welche die Leiste *V* umfasst, oberhalb *k* in einen Knoten geschlagen ist und so vom Knoten bis zur untern Biegung einen $\frac{3}{4}$ Zoll langen Fadenring (ein Auge) bildet, zum Durchgange eines Kettenfadens. Die Unterlitze *i* ist der Oberlitze gleich, nur dass sie keinen Knoten enthält, hängt mit ihrer Biegung in dem Auge *k* und umschlingt die untere Leiste *W*. Der Schaft besitzt so viele Abtheilungen von Litzen, als der Stuhl Läufe hat (hier 12), und in jeder Abtheilung halb so viel Litzen, als eine Bandkette Fäden enthält. Jede Kette ist in ihre Litzen so eingezogen, dass abwechselnd ein Faden durch ein Auge des vorderen und ein Faden durch ein Auge des hinteren Schaftes geht, genau so, wie bei allen zweischäftigen Webestühlen zu glatten Stoffen. Wenn daher

ein Schaft in die Höhe gezogen wird, so hebt er die Hälfte der Kette (Faden um Faden); das Aufziehen des zweiten Schaftes bewirkt die Hebung der andern Hälfte der Kettenfäden. Um den Schäften ein Gewicht zu verleihen, mittels dessen sie rasch von selbst wieder zurücksinken, wenn sie gehoben sind und wieder losgelassen werden, ist folgende Einrichtung angebracht (s. Taf. 49 *Fig.* 1, Taf. 50 *Fig.* 9, Taf. 51 *Fig.* 17 und 18, Taf. 52 *Fig.* 21). An der innern oder hintern Seite des Gestellriegels *X* sind, nahe dem linken und rechten Ende der Schäfte gegenüber, zwei gabelartige Holzstücke befestigt, in welchen bei *n*, *n* durch eiserne Bolzen die Drehungspunkte zweier einarmiger hölzerner Hebel *Z*, *Z* gebildet werden. An dem entgegengesetzten Ende jedes Hebels ist oben eine Rolle *Y* angehangen und unten ein mit Steinen beschwerter Kasten *l*; unter der Rolle aber geht eine Schnur *m* durch, deren beide Enden in die Höhe steigen und an den Leisten *W* der Schäfte angebunden sind (s. bei *m*, *m* in *Fig.* 2 Taf. 49). Die Gewichte *l* könnten unmittelbar an die Schäfte gehangen werden, wenn nicht die gegenwärtige Anordnung vorzuziehen wäre, weil jedes Gewicht für beide Schäfte wirkt (also nur zwei Gewichte statt vier nöthig sind) und die Hebel *Z* das Schwanken der Gewichte verhindern.

Die Liegbank *N* hat im Querschnitte die Gestalt, welche sich aus *Fig.* 10 Taf. 50 ergibt. Ihre sonstige Beschaffenheit erhellt vorzüglich aus *Fig.* 1 auf Taf. 49 und *Fig.* 21 auf Taf. 52. *q* sind die schon erwähnten Spalten, durch welche die Bänder ihren Weg nehmen; *p* ist eine Eisenschiene, auf welcher die Bänder liegen, um eine stets glatte Fläche unter sich zu haben und nicht allmälig in das Holz einzuschneiden; *o* und *r* sind zwei flach rinnenförmige Vertiefungen, in welche der Arbeiter gelegentlich Schützen, Spulen, Scheere, Noppzange u. s. w. legt, damit dergleichen bei Seite gelegte Gegenstände einen bestimmten Aufbewahrungsort haben und nicht auf die Erde fallen können.

Die Lade (fr. *châsse, battant;* engl. *lathe, lay, batten*) *L* hat in den Haupttheilen die nämliche Einrichtung wie bei allen Webstühlen. Ueber ihre Gestalt geben besonders die *Fig.* 1 auf Taf. 49, *Fig.* 9 und 10 auf Taf. 50, *Fig.* 17 auf Taf. 51, *Fig.* 22, 23 und 24 auf Taf. 52 Auskunft. Von den zuletzt genannten drei Abbildungen gibt *Fig.* 22 den Aufriss von vorn (dessen fehlender Theil aus *Fig.* 1 Taf. 49 leicht hinzugesetzt werden kann), *Fig.* 23 den Aufriss der rechten Seite, *Fig.* 24 den untern Theil im senkrechten Durchschnitte. Allgemein betrachtet ist die Lade ein starker hölzerner, die ganze Breite des Stuhles innerhalb der Riegel *VI*, *VI* einnehmender Rahmen, bestehend aus zwei aufrechten Armen (fr. *épées;* engl. *swords*) *L*, *L*, welche oben durch ein Querstück A_1 (den Ladenstock, fr. *bâton, porte-battant*), unten durch zwei andere Querstücke B_1 (Ladendeckel, fr. *cape;* engl. *lay-cap*) und C_1 (Klotz, fr. *sommier, masse*) mit einander verbunden sind. Der Stock A_1 hängt mit den Armen *L*, *L* durch zwei eiserne Schrauben *s* zusammen, welche oberhalb und unterhalb A_1 Muttern haben; B_1 und C_1 sind an den Armen mittels eiserner Schraubenbolzen befestigt und noch überdies in der Mitte (um das Verziehen zu verhindern) mit einander verbunden durch eine an beiden Theilen hinten angeschraubte eiserne Schiene *y* (Taf. 49 *Fig.* 1, Taf. 50 *Fig.* 10, Taf. 52 *Fig.* 22 und 24). An den Enden hat das Querstück A_1 runde eiserne Zapfen *t*, welche in senkrechten Einschnitten zweier, auf den Gestellbalken *XI*, *XII* stehend eingezapfter niedriger Holzstücke D_1, D_1 liegen, so dass die ganze Lade um diese Zapfen wie ein

Pendel vor- und rückwärts schwingen kann. Zwischen dem Ladendeckel B_1 und dem Klotze C_1 sind (in Nuthen beider Theile, auf die auch bei anderen Webestühlen gebräuchliche Weise) die Blätter, Rietblätter oder Vorderriete u eingesetzt, von welchen eins abgesondert und nach grösserem Massstabe in *Fig.* 25 und 26 auf Taf. 52 vorgestellt ist. Diese weichen von den schon beschriebenen Scheideblättern I nur darin ab, dass sie gewöhnlich dünnere und enger stehende Stifte (Zähne) haben, weil meist zwischen je zwei Stiften nur halb so viele Fäden der Ketten eingezogen sind als im Scheidblatte. Diejenigen Theile der Lade, welche zu deren Bewegung und zu dem Werfen der Schützen dienen, werden weiter unten beschrieben.

Es ist bereits im Vorbeigehen erwähnt worden, dass die Bildung des Gewebes, durch Vereinigung der Kette mit dem Eintrage, unmittelbar vor der Lade (vor den Rietblättern u) statt findet. Das Werkzeug, welches hierzu bei allen Arten der Weberei gebraucht wird, die Schütze (fr. *navette;* engl. *shuttle*), hat an den Bandmühlen eine etwas eigenthümliche Einrichtung. Man sieht in *Fig.* 1 auf Taf. 49 die Schützen bei F_1, F_1. In den *Fig.* 9 und 10 auf Taf. 50 und *Fig.* 17 auf Taf. 51 ist überall eine der Schützen, ebenfalls mit F_1 bezeichnet, im Profile zu sehen. *Fig.* 29 (Taf. 52) gibt die Ansicht einer Schütze im Grundrisse. Näheren Aufschluss über die Construction derselben erhält man durch die Abbildungen auf Taf. 53. Hier stellt zunächst *Fig.* 32 die gewöhnliche einfache Bandschütze im Grundrisse vor; *Fig.* 33 dieselbe im vertikalen Längendurchschnitte nach $\alpha\beta$ von *Fig.* 32; *Fig.* 34 im Querdurchschnitte durch die Mitte. Sie ist ein flaches, vorn bogenförmig, hinten geradlinig begränztes, an den Enden schmal auslaufendes und zugeschärftes Stück Buchsbaumholz, dessen Länge wenigstens der doppelten Breite des damit zu webenden Bandes gleich ist, und dessen Breite etwas unter oder über 2 Zoll beträgt. Sie enthält nahe an der hintern geraden Kante, parallel mit derselben, sowohl auf der obern als auf der untern Fläche, eine Rinne v, und weiter vorn eine grosse Durchbrechung, in welcher die kleine mit Eintragfaden angefüllte hölzerne Schussspule (fr. *canette*) w Platz findet, ohne weder über die obere noch über die untere Fläche hervorzuragen. Diese Spule steckt lose und leicht drehbar auf einem Eisendrahte, der in zwei Ausschnitte x, x der Schütze von oben her eingesenkt, und an einem Ende (s. *Fig.* 33) rechtwinkelig aufgebogen ist, um bequem angefasst zu werden und sich nicht zu drehen. Der Faden y geht von der Spule durch ein kleines, mit einem Glas- oder Messingringelchen gefüttertes Loch z heraus. Damit nicht durch das beim Weben statt findende sehr rasche Abziehen des Fadens die Spule sich überflüssig umdrehen und demnach zu viel Faden hergeben kann, so drückt auf den Umkreis der Spule das ringförmig gebogene Ende eines als Hebel wirkenden Eisendrahtes a_1, der mit seinem andern, nach unten umgebogenen Ende in ein Loch der Schütze eingesteckt ist, und an welchen die schwache stählerne Feder b_1 sich anlehnt.

Fig. 35 ist der Grundriss, *Fig.* 36 ein Aufriss von hinten, *Fig.* 37 der Längendurchschnitt nach $\alpha\beta$, *Fig.* 38 der Querdurchschnitt einer kleineren Schütze, an welcher man (in *Fig.* 37) die Gestalt des Drahtes a_1 und der Feder b_1 deutlicher sehen kann, weil hier die Spule weggelassen und nur der ihr als Axe dienende Draht angegeben ist. Diese Schütze bietet zugleich eine für den Gebrauch sehr nützliche Verbesserung dar. Sie enthält nämlich auf der Rückseite (s. besonders *Fig.* 36) eine längliche Aushöhlung und darin ein

loses parallelepipedisches Stück Blei c_1, welches durch einen Eisendraht d_1 d_1 verhindert wird, herauszufallen. Dieses Blei hat einen dreifachen Nutzen: 1) bewirkt es ein Gleichgewicht zwischen den an Grösse sehr ungleichen Theilen der Schütze vor und hinter der Rinne v, was von Nutzen für die Leichtbeweglichkeit der Schützen ist, indem dieselben, wenn sie sich auf dem Stuhle befinden, ihre Unterstützung in den eben genannten Rinnen erhalten; 2) macht es die Schütze schwerer und dadurch besser geeignet, bei einem auf dieselbe wirkenden kurzen Stosse rasch und vollständig durch die geöffnete Kette zu fliegen; 3) bleibt es bei dieser Bewegung der Schütze vermöge seiner Trägheit einen Augenblick zurück, wodurch es kommt, dass sogleich nachher das Ende der Aushöhlung, in welcher das Blei liegt, gegen letzteres anstösst, und somit ein kleiner Rückstoss entsteht, der die Schütze abhält, weiter als nöthig zu fliegen und sie plötzlich zum Stillstehen bringt. Weiter unten, wenn von der Bewegung der Schützen die Rede ist, wird dieser Umstand deutlicher werden.

Es ist oben des Nutzens gedacht worden, welchen bei den so eben beschriebenen gewöhnlichen Schützen die Feder b_1 hat, indem sie mittels des Drahtes a_1 einen Druck und eine sanfte Reibung auf dem Umkreise der Schussspule hervorbringt. Diese Vorkehrung ist von Wichtigkeit, weil der Einschussfaden, wenn er zu leicht von der Spule sich abrollt, schlaff zwischen die Fäden der Kette gelegt wird und eine unreine Kante an dem Bande erzeugt. Die beiden genannten Theile verhindern nun zwar diesen nachtheiligen Erfolg insofern, als sie die Abwickelung des Fadens erschweren; wenn aber einmal durch Zufall eine etwas zu grosse Fadenlänge abgerollt worden sein sollte, so verbessert sich der Fehler nicht von selbst. Man hat neuerlich eine Construction der Schützen angewendet, wo dem Faden eine derartige beständige Spannung gegeben wird, dass derselbe nicht nur mit einem gewissen Widerstande die Spule verlässt, sondern auch sich wieder aufwickelt, sofern er augenblicklich in etwas zu grossem Masse abgerollt worden ist (Schütze mit Fadenspannung, fr. *navette rétrograde, navette à renvidage*). Die hierzu dienliche sehr schöne Einrichtung geht aus den *Fig.* 47 — 50 (Taf. 53) hervor. *Fig.* 47 ist der Grundriss der Schütze; *Fig.* 48 ein Längendurchschnitt nach $\alpha\beta$ von *Fig.* 47, *Fig.* 49 der Querdurchschnitt. Im Aeussern weicht dieselbe nicht erheblich von der gewöhnlichen, aus dem Vorstehenden bekannten Einrichtung ab; nur fehlt der Draht a_1 und die Feder b_1, welche man in *Fig.* 32, 33, 34 und 37 bemerkt. Die runde eiserne Axe f der (aus Elfenbein gemachten) Spule w ist an beiden Enden zugespitzt, und stützt sich hier gegen zwei federnde Stahlblättchen, welche in Ausschnitten s, s der Schütze senkrecht stehen (s. *Fig.* 48), unten rechtwinkelig gebogen, und mittels kleiner versenkter Schrauben an dem hölzernen Körper befestigt sind. Diese beiden Blättchen bringen auf die Enden der zwischen ihnen eingeklemmten Axe einen hinreichenden Druck hervor, um deren Drehung einigermassen zu erschweren. t, t sind messingene Futter mit Einschnitten, welche die Lager der Axe f bilden. Bei der folgenden weitern Erklärung ziehe man die *Fig.* 50 zu Rathe, welche (in natürlicher Grösse) einen Längendurchschnitt der Spule, zwei Endansichten derselben, und abgesondert die Axe f vorstellt. Die Spule w ist in ihrer Durchbohrung mit einem cylindrischen messingenen Rohre o gefüttert, worin sich eine Kerbe oder Furche h befindet. Die rechte Endfläche derselben wird von einem aufgeschraubten messingenen Scheibchen m, m bedeckt, und in diesem ist bis über den Mittelpunkt hinein

ein breiter Ausschnitt angebracht, welcher einen kleinen messingenen, an den Seiten schwalbenschwanzartig abgeschrägten Schieber *i* aufnimmt. Dieser Schieber verschliesst nicht ganz die Oeffnung der Spule, sondern lässt vermöge seines Gabelausschnittes *u* einen schmalen Theil in der Mitte derselben offen, um der Spulenaxe den nöthigen Raum zu lassen. Die Axe *ff* trägt in u_1 einen scheibenförmigen Ansatz, welcher sich, wenn alle Theile zusammengesetzt sind, von aussen gegen die linke Endfläche der Spule anlehnt; nahe am rechten Ende hingegen einen kleineren solchen Ansatz *n*, welcher in der Höhlung der Spule Platz findet, und davor einen dünnen Hals *e*. Der starke schwarze Punkt bei *l* bedeutet ein kleines, quer durch die Axe gebohrtes Loch, worin der Anfang einer feinen schraubenförmigen Messingdrahtfeder *r* befestigt ist. Diese Feder, indem sie mit ihren dicht beisammen liegenden Windungen die Axe umschlingt, endigt bei *v*, ist hier zu einem Ringelchen gebogen, und nicht an der Axe befestigt. Schiebt man die Axe *f* in die Spule, von deren linker Seite her, ein; trägt dabei Sorge, dass das Ringelchen *v* der Feder von der Furche *h* des Futterrohres *o* aufgenommen werde, und setzt dann den Schieber *i* an seine Stelle (wobei dessen gabelartiges Ende den Hals *e* umfasst, so dass Spule und Axe sich nicht wieder trennen können): so ergibt sich von selbst, dass sodann ein Ende der Feder *r* mit der Spule zusammenhängt, während das andere, wie erwähnt, bei *l* an der Axe einen Befestigungspunkt hat. Wird unter diesen Umständen die Axe festgehalten, die Spule aber durch Herabziehen des auf ihr befindlichen Schussfadens umgedreht; so muss sich die schraubenförmige Feder *r* stärker zusammenwinden und folglich spannen, so zwar, dass beim Wiederaufhören des auf den Faden wirkenden Zuges die Spule den Faden vollständig wieder um sich aufrollt, weil die Feder vermöge ihrer Elasticität sich zurückwindet, und also die Spule verkehrt dreht. Die Kraft, welche auf die Axe *f* haltend oder hemmend wirkt, ist aber jene der stählernen Blättchen, welche in den Ausschnitten *s*, *s* der Schütze (*Fig.* 47 und 48) sich befinden; und da diese elastischen Blättchen zwar die Drehung der Axe erschweren, jedoch sie nicht gänzlich verhindern; so ist die Wirkung des Mechanismus, vollständig und im Zusammenhange betrachtet, folgende: Wenn Alles sich in Ruhe befindet, und man anfängt, den Faden von der Spule herabzuziehen, so macht dieselbe einige Umdrehungen, während die Axe durch ihre eingeklemmte Lage zwischen den schon erwähnten Stahlblättchen unbewegt zu bleiben gezwungen wird; die Drehung der Spule hat hierbei ein Zusammenwinden der Feder *r* zur Folge, welche letztere mithin gespannt wird, und der Abwickelung des Fadens einen entsprechenden Widerstand entgegensetzt. Es tritt aber bald der Zeitpunkt ein, wo die Spannung oder der Widerstand der Feder *r* eben so gross wird und sogar grösser zu werden anfängt als die klemmende Kraft, welche die Axe bisher von der Bewegung zurückgehalten hat. Von diesem Augenblicke an verharrt der Faden in der Anspannung, welche er nunmehr besitzt; und ein fortgesetztes Herausziehen desselben aus der Schütze bewirkt, dass Spule und Axe mit einander umlaufen. Sollte nun zu irgend einer Zeit zufällig durch die schnelle stossweise Bewegung der Schütze beim Weben mehr Faden abgewickelt werden als nöthig ist, um die Breite der Bandkette auszufüllen: so wird, nachdem die Schütze in Ruhestand gekommen ist, die Feder *r* ohne Verzug ihre Rückwirkung beginnen, sich aus einander winden, und den überflüssig abgerollten Fadentheil wieder auf die Spule hinanziehen.

Die Bandmühle enthält für jedes Band eine eigene Schütze, mithin überhaupt eben so viele Schützen als Läufe. Erstere sind wahre Schnellschützen, d. h. solche, welche nicht unmittelbar von der Hand des Webers, sondern durch einen Mechanismus geworfen — oder hier eigentlich gestossen — werden.

Durch die auf und nieder gehende Bewegung der Schäfte, worüber das Nähere unten vorkommt, wird die Kette in zwei Hälften (Ober- und Unterfach) gespalten, zwischen welchen eine Oeffnung entsteht, welche sich rückwärts bis an den Kettenbaum *H*, vorwärts bis ausserhalb der Lade erstreckt, und hier wie dort in einen spitzen Winkel zusammenläuft. Man sieht dies in den *Fig.* 9 und 10 auf Taf. 50 und *Fig.* 17 auf Taf. 51, wo durch die Linien *v v* und *w w* die beiden Fache der Kette im Profile dargestellt werden. Es ist hierbei nur zu bemerken, dass in diesen Abbildungen angenommen wird, das Weben frich aufgezogener Ketten solle erst beginnen. Unter dieser Voraussetzung theilt oder spaltet sich die Kette in der That bis an die Liegbank *N* hin, wie in allen genannten Figuren zu sehen ist. Späterhin aber, wenn das Weben einmal im Gange ist, rückt dieser Ausgangspunkt der Spaltung näher nach der Lade zu und verharrt beständig an der Stelle, wo mittels der Schützen der Eintrag durchgeschossen wird. Dieses Einschiessen geschieht, wie überhaupt beim Weben, abwechselnd von der rechten gegen die linke Seite und von der linken gegen die rechte. Die hierzu getroffene Anordnung ist aus *Fig.* 1 auf Taf. 49, *Fig.* 9 und 10 auf Taf. 50, *Fig.* 17 und 19 auf Taf. 51 und *Fig.* 22 auf Taf. 52 zu entnehmen. Die zuletzt genannte Zeichnung stellt die Lade in der vordern Ansicht vor, nachdem die Schützen weggenommen sind; *Fig.* 19 auf Taf. 51 ist der mittlere Theil der Lade in der nämlichen Ansicht, aber überdies nach Beseitigung des später zu beschreibenden Rechens. In dem Klotze C_1 und dem Deckel B_1 der Lade sind klammerartig gebogene eiserne Bügel (fr. *crampons*) *x x* paarweise einander gegenüberstehend befestigt, welche die Stellen zwischen den Rietblättern *u*, sowie links und rechts ausserhalb des ersten und letzten Rietblattes einnehmen. Die Anzahl der Bügelpaare beträgt sonach Eins mehr als jene der Läufe, auf welche der Stuhl eingerichtet ist. Die horizontalen Theile je zweier zusammengehöriger Bügel lassen zwischen sich einen schmalen Raum, worin eine Schütze, die man mit ihrer doppelten Rinne *v*, *v* (*Fig.* 32 und 34 Taf. 53) hineinschiebt, sich leicht aber ohne Schlottern hin und her bewegen lässt. Da der grösste Theil einer jeden Schütze vor den Bügeln und nur ein schmaler Rand hinter denselben sich befindet, so ist eine natürliche Neigung der Schütze vorhanden, sich vorn zu senken und dem zufolge in den Bügeln zu klemmen, wenn man nicht (wie schon oben beschrieben wurde) den hintern Theil mit einer Einlage von Blei versieht, um das Gleichgewicht herzustellen. Die Bewegung, welche den Schützen beim Weben ertheilt wird, besteht in dem abwechselnden schnellen Uebergange von einem Bügelpaare auf das benachbarte, und von diesem wieder zurück auf jenes, wobei jede Schütze durch die mittels der Schäfte hervorgebrachte Oeffnung der ihr zugehörigen Bandkette durchgeht, und der von der Spule abgewickelte Eintragfaden sich in jene Oeffnung gespannt hineinlegt. Damit diese Bewegung gehörig leicht und sicher von Statten gehe, muss, wenn das vorausgehende Ende der Schütze die neuen Bügel erreicht, noch wenigstens die Hälfte der Schütze in den alten Bügeln zurück seyn; denn sonst senkt sich das nicht unterstützte Ende, und stösst

gegen den untern Bügel des Paares, zwischen welches es eintreten soll, oder — was noch schlimmer ist — gegen die Kettenfäden. Man erreicht jenen Zweck dadurch, dass man den Bügeln eine mindestens doppelt so grosse Länge gibt, als den Räumen zwischen zwei auf einander folgenden Bügelpaaren. Hierdurch ist auch das oben erwähnte Verhältniss zwischen der Länge der Schütze und der Breite des damit zu erzeugenden Bandes begründet.

Die Bewegungen, welche zum Weben erforderlich sind, und welche hier in gehöriger Aufeinanderfolge durch einen Mechanismus hervorgebracht werden, sind folgende: 1) das abwechselnde Heben und Senken der beiden Schäfte und die dadurch bewirkte Spaltung der Kette in Ober- und Unterfach; 2) die Bewegung der Schützen quer durch die solchergestalt geöffnete Kette, wodurch der Eintrag zwischen die Kettenfäden gelegt wird; 3) das Schwingen der Lade, welche, wenn sie vorwärts geht, mittels der Rietblätter die Eintragfäden an einander schlägt.

Von einer Seite der Bandmühle bis beinahe völlig zur andern Seite erstreckt sich eine vierkantige horizontale eiserne Axe z, welche rechts auf dem Gestellsriegel *VI*, und links auf einem von dem Riegel *VIII* ausgehenden kurzen Arme e_1 (Taf. 49 *Fig.* 1) gelagert ist. Das über den Stuhl hinaus ragende rechte Ende trägt ein hölzernes Schwungrad H_1 nahe am entgegengesetzten Ende ist ein Trilling I_1 von 8 Stöcken befestigt. An den Enden des Stuhles befinden sich zwei hölzerne Arme d_1, d_1 (die Treibarme), welche vorn durch die runde hölzerne Trieb- oder Treibstange (fr. *barre*) g_1 mit einander verbunden sind. Der rechte Treibarm ist mit seinem hintern Ende in die Kurbel oder Kröpfung h_1 der Axe z eingehangen (s. Taf. 50 *Fig.* 10, Taf. 52 *Fig.* 21); der linke in eine einfache Kurbel i_1 (Taf. 52 *Fig.* 21), welche auf dem äussersten Ende der Axe neben dem Trillinge I_1 sitzt. Ausserdem ist jeder Treibarm bei f_1 durch einen runden eisernen Zapfen mit einem Arme L der Lade in Verbindung gesetzt. Das von dem Arbeiter mit den Händen bewerkstelligte Vor- und Rückwärtsschieben der Triebstange g_1 setzt, dieser Anordnung zufolge, nicht nur die Axe z in Umdrehung, sondern auch die Lade in Schwingung um ihre Aufhängepunkte t, t. Der achtstöckige Trilling I_1 greift in ein 32zähniges hölzernes Rad K_1, dessen vierkantige eiserne Welle o_1 sonach vier Umgänge macht, während z einmal sich umdreht. Die eben genannte Welle o_1 nimmt nur die linke Hälfte des Stuhles ein, und hat ein Zapfenloch in dem schrägen Gestellriegel *XV*, das andere in einem Holzstücke G_1 (Taf. 50 *Fig.* 9), welches zwischen die Riegel *VI*, *VII* eingesetzt ist. Damit man die Welle nöthigenfalls leicht herausnehmen kann, ist G_1 nicht festgemacht, sondern lehnt sich oben und unten gegen zwei Ansätze k_1, k_1 der Riegel, und wird von aussen durch einen um die Schraube c_1 drehbaren Vorreiber a_1 b_1 gehalten, dessen Enden in Vertiefungen der Riegel eingreifen.

Die Welle o_1 ist es, welche mittels besonderer Vorrichtungen die Schäfte K, K und die Schützen in Bewegung setzt. — Was die Schäfte betrifft, so ist deren Beschaffenheit zwar aus dem Vorhergehenden bekannt; jetzt aber muss zunächst die Art beschrieben werden, wie sie im Stuhle frei schwebend aufgehangen sind. Von den Balken *XI*, *XII* erheben sich zwei niedrige Ständer L_1, L_1, welche in Einschnitten die eisernen Zapfen zweier vierkantiger hölzerner Wellen l_1, m_1 (Tümmler genannt) aufnehmen. In den obern Tümmler l_1 sind zwei eiserne Arme n_1, n_1 eingeschraubt, an welchen auf der hintern Seite gekrümmte Trageisen p_1, p_1

hängen; der untere Tümmler m_1 ist, jedoch auf der vordern Seite, mit zwei ähnlichen Armen q_1, q_1 und Trageisen r_1, r_1 ausgerüstet. Die unteren hakenförmigen Enden der Eisen p_1, p_1 und r_1, r_1 hängen an vier einarmigen Hebeln p_2, p_2, r_2, r_2, (Obertritten), welche paarweise neben einander liegen, und ihre durch eiserne Bolzen gebildeten Drehungspunkte an der vordern Seite des Gestellriegels *XIII* haben. Jeder Obertritt trägt mittels eines Klobens (p_3, p_3, r_3, r_3) einen senkrecht herabhängenden Eisendraht (p_4, p_4, r_4, r_4); und an diesen vier Drähten, welche unten eine hakenartige Biegung besitzen, sind mittels ihrer oberen Leisten die Schäfte dergestalt aufgehangen, dass der vordere Schaft mit den Drähten p_4, p_4, der hintere mit r_4, r_4 in Verbindung ist.

Ausser den eben erwähnten Obertritten p_2, p_2 und r_2, r_2 sind noch zwei andere Paare solcher Tritte vorhanden, welche mit s_2, t_2 und u_2, v_2 bezeichnet, und sämmtlich am besten in *Fig.* 21 Taf. 52 zu sehen sind. Auch jeder von diesen hat seinen Kloben (s_3, t_3 und u_3, v_3), seinen Draht (s_4, t_4 und u_4, v_4), seine Trageisen und seinen Arm an den Tümmlern. Dabei ist zu bemerken, dass Arm und Trageisen s_1 vorn am untern Tümmler, t_1 hinten am obern, u_1 vorn am obern, v_1 hinten am untern sich befindet. Die Drähte s_4, t_4, u_4, v_4 gehen ganz nahe hinter den Schäften bis in den untersten Raum des Stuhlgestelles, und sind dort an den vier Untertritten (fr. *marches;* engl. *treadles*) s_5, t_5, u_5, v_5 eingehangen. Diese haben ihre Drehungspunkte in Bolzen an dem Eisenbeschlage zweier hölzerner Docken M_1, N_1 (s. Taf. 50. *Fig.* 9 und 10, Taf. 51 *Fig.* 18), welche durch Schrauben w_1, x_1 hinten an dem Riegel *VIII* so befestigt sind, dass sie nach Erforderniss höher oder tiefer gestellt werden können. Damit die Tritte nicht seitwärts schwanken, gehen sie zwischen senkrechten Latten P_1, P_1 auf und nieder (s. Taf. 49 *Fig.* 1, Taf. 50 *Fig.* 9 und 10, Taf. 51 *Fig.* 18). Die Welle o_1 enthält, jenen vier Untertritten entsprechend, vier ovale Kämme (exzentrische Scheiben), welche auf Frictionsrollen der Tritte arbeiten. Man kann diese Kämme nur in *Fig.* 1 alle vier deutlich sehen, wo sie mit 1, 2, 3 und 4 bezeichnet sind. Zwei davon, nämlich 1 und 2, erscheinen auch in *Fig.* 10 Taf. 50. Sie stehen zu je zweien kreuzweise gegen einander, und 1 und 3 stimmen in ihrer Stellung überein, sowie 2 und 4. Jede dieser exzentrischen Scheiben drückt bei einem Umgange der Welle zweimal den ihr zugehörigen Tritt nieder. Aus der oben erklärten Verbindung der Untertritte mit den Tümmlern l_1, m_1 und aus dem ebenfalls schon erörterten Zusammenhange dieser letzteren mit den Schäften K, K ergibt sich, dass bei jedem (stets gleichzeitig statt findenden) Niedergange der Tritte s_5 und u_5 der vordere Schaft in die Höhe gezogen wird, wogegen bei der (ebenfalls nur gleichzeitig eintretenden) Senkung von t_5 und v_5 der hintere Schaft emporsteigt. Bei jeder Hebung des einen Schaftes geht der (vorher gehobene) andere Schaft nieder, indem der demselben zugehörige Tümmler (l_1 oder m_1) verkehrt gedreht wird und die schon früher beschriebenen Gewichte l, l nachhelfen. Es wird also, indem stets beide Schäfte in der Hebung mit einander abwechseln, jeder von ihnen während eines Umganges der Welle o_1 zweimal aufgezogen und die Kette macht überhaupt viermal Fach. Unterdessen vollbringt die Welle z vier Umgänge, und die Lade schlägt viermal an: einmal auf jeden Einschussfaden.

Die Art, wie die Bewegung der Schützen hervorgebracht wird, ergibt sich aus Folgendem: Vorn an dem Klotze C_1 der Lade liegt eine vier-

kantige hölzerne Stange 5, welche in zwei Klammern 6, 6 und auf zwei Frictionsrollen y_1, z_1 ihrer Länge nach gleiten kann, wobei aber ihrer Bewegung ein bestimmter Spielraum durch zwei am Ladenklotze befestigte Klötzchen 9 (in *Fig.* 22 steht dafür *g*) und 10 vorgeschrieben ist (s. *Fig.* 9 und 10 auf Taf. 50, *Fig.* 17 auf Taf. 51 und *Fig.* 22, 23 und 24 auf Taf. 52, sowie *Fig.* 19 und 20 auf Taf. 51, wo ein Stück der erwähnten Stange und der mittlere Theil der Lade von einander getrennt vorgestellt sind). Diese Stange ist mit eben so vielen aufrecht stehenden bogenförmigen eisernen Zähnen 7, 7, 7, ... besetzt, als Paare von Bügeln *x* vorhanden sind, und heisst wegen ihrer Gestalt der Rechen (fr. *chasse-navettes*). Sie erhält eine schiebende Bewegung, abwechselnd rechts und links, wobei der Weg, den sie durchläuft, nahe der Länge eines Bügels gleich ist, so dass jeder Rechenzahn von einem Ende seines Bügelpaares bis zum andern hin und her geht, und hierbei abwechselnd eine und die andere der zwei Schützen, zwischen welchen er sich befindet, vor sich her treibt. Der mittlere Zahn 7_1 des Rechens ist etwas länger als alle übrigen, hat oben einen gabelartigen Einschnitt und umfasst mit diesem eine vorn am Ladendeckel B_1 mittelst zweier Schrauben befestigte Eisenschiene 11, wodurch die Haltung des Rechens mehr gesichert, und er besser geführt wird. Geschähe die Bewegung des Rechens langsam, so könnte jede Schütze nicht um mehr fortgeschoben werden, als der Weg des Rechens oder die Länge eines Bügels beträgt; sie müsste daher fast mitten vor dem Rietblatte und in der geöffneten Bandkette stehen bleiben. Der Antrieb, welchen der Rechen den Schützen ertheilt, besteht aber in einem raschen Stosse, und dieser treibt die Schützen vor den Rietblättern *u* vorbei, ganz auf das benachbarte Bügelpaar hinüber. Damit hier die Schütze nicht heftig gegen den zunächst stehenden Rechenzahn fliegt und von demselben zurückprallt, ist es gut, ihr eine bewegliche Einlage von Blei zu geben, über deren Anbringung und Wirkung schon oben das Erforderliche gesagt wurde. Der Mechanismus, durch welchen die Bewegung des Rechens ausgeführt wird, heisst der Schlag, und ist an der gegenwärtigen Bandmühle auf folgende einfache Art construirt:

An der hintern Seite des Gestellriegels *VIII* ist eine Docke O_1 (Taf. 51 *Fig.* 17 und 18) angebracht, ganz den schon beschriebene M_1 und N_1 gleich. Darin haben zwei, zwischen den Latten Q_1 auf und nieder gehende Tritte 8, 8 (s. auch Taf. 49 *Fig.* 1 und Taf. 52 *Fig.* 21) ihre Drehungsaxe; und die Welle o_1 enthält zwei rechtwinklig gegen einander stehende doppelte Kämme 12, 12, durch welche abwechselnd einer und der andere von jenen Tritten niedergedrückt wird. *Fig.* 13 auf Taf. 50 zeigt die Kämme und Tritte abgesondert; an letzteren auch bei O_2 den eisernen Kloben mit dem als Drehungsaxe dienenden Bolzen und der Schraube, durch welche er in der Docke O_1 befestigt wird. An den Enden der Tritte sind zwei Bänder von Pergament 13, 13 befestigt, welche senkrecht in die Höhe gehen, über die Rollen y_1, z_1 der Lade sich horizontal wenden, und den zweiten Befestigungspunkt bei 14, 14 an der untern Seite des Rechens 5 haben (s. Taf. 51 *Fig.* 20, Taf. 52 *Fig.* 22). Es ist klar, dass bei dieser Anordnung das rasche Niederziehen des einen Trittes 8 (während der andere Tritt die Freiheit hat, in die Höhe zu gehen) den Rechen 5 von links nach rechts verschieben muss; wogegen die umgekehrte Schiebung erfolgt, wenn der andere Tritt niedergedrückt wird. Dieses abwechselnde Niederdrücken beider Tritte geschieht, vermöge der aus *Fig.* 13 (Taf. 50) ersichtlichen Gestalt der

Kämme so rasch, dass die Schiebung des Rechens stossartig vor sich geht, wie es — nach dem Gesagten — zum Werfen der Schützen erfordert wird. Der Zeitpunkt, in welchem einer der Tritte 8, 8 seine Bewegung macht, ist der nämliche, in welchem durch die Tritte s_5 und u_5 oder t_5 und v_5 die Schäfte ihre Stellung wechseln, und die Lade L so eben ihre rückwärts gehende Schwingung begonnen hat. Indem also die Schützen von einem Bügelpaare auf ein anderes übergehen, finden sie die Kette angemessen geöffnet, um ihnen den Durchgang zu gestatten. Bei jedem Umgange der Welle o_1 wird jeder der Tritte 8, 8 zwei Mal niedergedrückt, der Rechen zwei Mal rechts und zwei Mal links verschoben, es geschehen mithin vier Einschüsse; nach jedem Einschusse bleiben die genannten Tritte (von den Kammen 12, 12 nicht berührt) so lange in Ruhe, bis die Lade ihre vorwärts gehende Schwingung vollbracht, und mittels der Rietblätter den Einschussfaden in sämmtlichen Bändern angeschlagen hat.

In der bisher gegebenen Auseinandersetzung ist, durch nothwendiges Eingehen in Einzelnheiten, die Uebersicht der Hauptumstände etwas nach dem Hintergrunde gedrängt worden. Es sei daher erlaubt, jetzt die Hauptmomente (etwa mit besonderer Hinweisung auf *Fig.* 10 Taf. 50) kurz zu wiederholen, und daran einige noch nicht vorgekommene Bemerkungen zu knüpfen. — Nachdem die mit den Ketten angefüllten Spulen A an ihren gehörigen Ort gesteckt und die Ketten einzeln über die Rollen C, D, F, G nach dem Kettenbaume H geleitet worden sind, werden sie durch die Scheideblätter I in eine ebene Fläche ausgebreitet, und dann in die Schleifen der an den Schäften K, K befindlichen Litzen und in die Rietblätter u eingezogen. Wenn aus den neu auf den Stuhl gebrachten Ketten die nämliche Sorte Band gewebt werden soll, welche unmittelbar vorher verfertigt worden ist, so hat man von den alten Ketten ein Stück übrig gelassen, welches von der Liegbank N bis in und durch die Scheideblätter I reicht; die neuen Fäden werden dann hinter I an diese Reste mit den Fingern angedreht, wodurch man das mühsame und zeitraubende Einziehen in die Scheideblätter, die Litzen und die Rietblätter der Lade erspart. Wenn aber die neue Kette eines Bandes mehr oder weniger Fäden als die alte enthält, so geht dieses abkürzende Verfahren nicht an, und man muss sie in diesem Falle förmlich einziehen. Die Rietblätter u befinden sich zwischen den Theilen B_1, C_1 der Lade; letztere enthält ferner, etwas weiter vorn, auf den Bügeln x, x die Schützen F_1, welche, von den Zähnen 7 des Rechens 5 hin und her getrieben, den Eintrag in die Ketten legen, und also dem Gewebe der Bänder seine Entstehung geben. Die Bänder gehen dann durch die Spalten q der Liegbank N hinab, um die Bandbäume O, P, über die Rollen Q, S, T, U, und endlich nach den Bandrollen V hin. Die Gewichte E und R bewirken die nöthige Spannung der Ketten und Bänder.

Bei den gewöhnlichen Mühlstühlen wird die Bewegung durch einen Arbeiter hervorgebracht, welcher die Triebstange g_1 abwechselnd gegen sich hin zieht und von sich wegstösst, wobei die Hand eine in sich selbst zurückkehrende krumme Linie beschreibt. Es ist aber leicht einzusehen, dass man mittels einer an der Welle z angebrachten Riemenscheibe solche Stühle auch durch Wasser- oder Dampfkraft in Betrieb setzen kann. Uebrigens ist die Verbindung und Zusammenstellung aller Theile des Stuhles die nämliche, derselbe mag durch Menschenhände oder durch Elementarkraft getrieben werden. Mittels der Treibarme d_1 wird die oben

auf zwei Zapfen hängende Lade L in Form von Schwingungen vor- und rückwärts bewegt. Wenn sie rückwärts geht, so heben die Kämme 1, 2, 3, 4 der Welle o_1 einen der Schäfte K, K auf, lassen dagegen den andern niedersinken, theilen also hierdurch die sämmtlichen Ketten in zwei gleich grosse Theile (Ober- und Unterfach); und der Rechen 5, von Einem der Kämme 12, 12, Einem der Tritte 8, 8 und dessen Pergamentband 13 bewegt, stösst alle Schützen gleichzeitig durch die Oeffnung der Ketten. Die verschiedenen Ansichten des Stuhles entsprechen der Stellung seiner Theile, welche dieselben in diesem Augenblicke nach eben vollbrachter Bewegung der Schützen einnehmen. Wenn hierauf die Lade vorwärts geht, bleiben die Schützen stehen, und die Rietblätter u schlagen in jedem Bande den so eben eingeschossenen Eintragfaden an den vorhergehenden an, um dem Gewebe die gehörige Dichtigkeit zu geben. Die Bänder müssen in demselben Masse, als sie sich erzeugen, von selbst gegen die Bandbäume O, P und über dieselben fortrücken. Diese äusserst langsame und gleichmässige Bewegung erhalten sie durch den Schlag der Lade (oder eigentlich der Rietblätter) auf den Eintrag, welcher von dem Zuge der Bandgewichte R unterstützt wird. Jedes dieser Gewichte ist ein wenig schwerer als das ihm zugehörige Kettengewicht E; und es entsteht hierdurch ein Bestreben, das Band in der Richtung der Pfeile bei 15 (Taf. 50 *Fig.* 10) fortzuziehen, welchem Bestreben jedoch das Band, der verschiedenen Reibungen wegen, nicht Folge leisten kann, so lange alles in Ruhe ist. Kommt nun aber der Schlag der Lade, welcher selbstständig eine gleiche Fortbewegung durch Schieben zu erzeugen strebt, so reicht dies hin, wirklich ein sehr kleines Fortrücken des Bandes hervorzubringen, welches augenblicklich aufhört, sobald die Lade ihre vorwärts gehende Schwingung beendigt hat. Dieses kleine periodische (nach jedem Einschusse erneuerte) Fortrücken des Bandes ist desto bedeutender, je schwerer man das Gewicht R im Vergleiche mit E macht. Durch Zulegen einiger Eisenstückchen oder Steine in einen der Gewichtkästen R wird daher das Gewebe des Bandes augenblicklich lockerer, weil weniger Einschussfäden auf einen gleichen Raum der Kettenlänge kommen, sowie umgekehrt eine Vermehrung des Gewichtes E oder eine Verminderung von R, wodurch die Kette kraftvoller zurückgehalten wird, die Dichtigkeit des Gewebten vergrössert. Man hat es demnach in seiner Gewalt, den Bändern, und zwar jedem einzeln, beliebige Schwere oder Dichtheit zu ertheilen, und diese, falls es nöthigs ein sollte, in jedem Augenblicke abzuändern.

Der Arbeiter, welcher die Bandmühle in Bewegung setzt, muss zugleich alle etwa vorfallenden Fehler beobachten und verbessern, Knoten und Unreinigkeiten, die sich im Gewebe zeigen, mittels eines Federzängelchens und einer kleinen Schere entfernen, brechende Kettenfäden aufsuchen und anknüpfen, abreissende Litzen in den Schäften durch neue ersetzen, die leer gewordenen Spulen der Schützen herausnehmen und volle dafür einlegen u. s. w. Wenn nach und nach die Bandgewichte R fast bis auf den Fussboden niedergegangen, dagegen die Kettengewichte E in die Höhe gekommen sind, so schreitet man zum Aufwickeln der Bänder auf die Bandrollen V mit Hülfe der Kurbel E_1. Hierbei wird nun auch die untere Seite des Bandes, welche hinten im Stuhle dem Arbeiter zu Gesichte ist, geputzt. Durch das Aufrollen der Bänder kommen die Gewichte R wieder in die Höhe; man lässt dann eine solche Länge der Kette von den Zettelrollen A ab, dass die Gewichte E bis fast auf den

Boden sinken, und setzt das Weben fort. Es ist klar, dass man auf einem für eine gewisse Bandbreite eingerichteten Stuhle auch schmälere Gattungen weben kann; doch thut man dies selten, weil zu schmalem Bande Stühle mit mehr Läufen anwendbar sind, die eben durch die grössere Anzahl Läufe mehr Band in gleicher Zeit liefern, also vortheilhafter arbeiten. Was man jederzeit vermeidet, ist: Bänder von sehr ungleicher Breite zusammen auf einer Bandmühle zu arbeiten; denn indem die Grösse der Schützenbewegung dem breitesten Bande angemessen sein muss, zieht sich bei den schmäleren Bändern eine unnöthige Länge des Eintrags von der Spule, und der Eintragfaden erhält hier nicht die gehörige Spannung.

Man gibt zuweilen der Bandmühle (namentlich wenn sie von Wasser- oder Dampfkraft getrieben wird), eine Einrichtung, wodurch die Bänder von selbst, während des Webens, mit der nöthigen Langsamkeit sich aufwickeln, so dass die Arbeit ohne Unterbrechung vor sich geht, und die Zeit erspart wird, welche sonst nöthig ist, um die Bänder aufzurollen und die Ketten nachzulassen. Eine solche von den Engländern Worthington und Mulliner herrührende Construction findet man in Prechtl's technologischer Encyclopädie (Bd. I. S. 449) beschrieben und abgebildet.

Eine besondere Abänderung erhält der Mühlstuhl zur Verfertigung carrirter (gewürfelter) Bänder, d. h. solcher, bei welchen Kette und Eintrag streifenweise aus Fäden von zwei verschiedenen Farben bestehen. Die Kette kommt schon mit dieser Farbenwechselung versehen auf den Stuhl, und bringt daher im Weben keine Abweichung von dem bisher beschriebenen Verfahren hervor. Zum Eintrage aber ist für jede Farbe eines Bandes eine besondere Schütze erforderlich, und beide Schützen müssen periodisch abwechselnd gebraucht werden. Man bedient sich zu diesem Behufe der sogenannten Steiglade, an welcher vorn die mit verschiedenartiger Seide versehenen Schützen in zwei Reihen über einander, übrigens aber auf die gewöhnliche Weise angebracht sind. Der Klotz C_1 und der Deckel B_1 der Lade sind längs der Arme L, L auf und nieder beweglich, und werden durch den Mechanismus selbst im gehörigen Zeitpunkte aufgehoben oder herabgelassen, je nachdem von dem Weben mit der obern Schützenreihe zum Weben mit der untern Reihe der Uebergang gemacht werden muss, oder umgekehrt. Wenn man gewürfelte Bänder ohne diese künstliche Einrichtung auf einem gewöhnlichen einfachen Mühlstuhle arbeiten will, so muss der Arbeiter die Breite der farbigen Streifen mit dem Zirkel messen, und im rechten Zeitpunkte die Spulen in den Schützen gegen solche mit anders gefärbter Seide auswechseln. Dieses (freilich zeitraubende) Verfahren befolgt man auch, wenn mit Eintrag von mehr als zwei Farben abwechselnd gewebt werden muss.

B. Die Bandmühle zu Atlasband. Auf den Kupfertafeln 54 und 55 ist eine Bandmühle zu Atlasband, und zwar mit 18 Läufen, abgebildet, an welcher noch überdies mehrere (oft auch beim Weben glatter Bänder gebräuchliche) abweichende Einrichtungen vorkommen, so dass sie überhaupt ein Beispiel von den Verschiedenheiten der Bandmühlen-Constructionen zu geben vermag. Insofern aber manche von den hier zu erklärenden Theilen wesentlich mit jenen bei der schon oben beschriebenen Mühle übereinstimmen, wird die folgende Auseinandersetzung dadurch sehr abzukürzen sein, dass sie sich bald ausdrücklich, bald stillschweigend auf das Vorausgegangene bezieht.

Fig. 64 (Taf. 54) ist der Aufriss der Vorderseite; *Fig.* 69 (Taf. 55) ein senkrechter Durchschnitt; *Fig.* 70 (Taf. 55) der Aufriss der linken Seite.

Die Zettelrollen *a* befinden sich in dem Zettelrahmen *t*, wo sie auf Eisendrähten stecken und frei um dieselben sich drehen können, wenn sie nicht mittels der Bindfadenschleifen auf schon bekannte Weise an dieser Bewegung verhindert werden. Von *a* aus ist jede Kette über die abgerundete Kante eines Bretes *b*, über eine kleine Rolle *c*, hierauf um die Rolle *d* des Seidengewichtes *e*, über eine Rolle *f* und nach dem Seidenbaume *g* geführt, welcher letztere hier unbeweglich zwischen zwei Säulen *y* angebracht ist. Die Gewichte *e* (sowie die nachher zu erwähnenden *q*) sind cylindrische Büchsen von Weissblech, in welche man nach Erforderniss Eisensücke legt. *h* bezeichnet das (aus Rohr- oder Stahlstiften zusammengesetzte) Scheideblatt, welches so lang als der Seidenbaum, somit allen 18 Bandketten gemeinsam, und vorn an den Säulen *y* befestigt ist. m_1, m_1 sind die Schäfte, *i*, *i* deren Litzen, c_1, c_1 die Rietblätter; *k* ist die Lade. Die durch das Verweben der Ketten entstehenden Bänder z_3, z_3 gehen durch eine Spalte der Liegbank *l* unter den Bandbäumen *m*, *n* fort (welche hier beide um Zapfen drehbar sind; ferner jedes über eine Rolle *o*, um die Rolle *p* des Bandgewichtes *q*, über eine abgerundete Leiste *r*, und endlich schräg hinab nach dem Bandrahmen l_1, auf eine der Bandrollen *s*, welche zur Verhinderung des Zurückdrehens eine Art von hölzernem Sperrrad mit nur zwei Zähnen, nebst dazu gehörigem Sperrkegel, besitzt.

Die besonders fadenreichen Ketten sehr breiter Bänder vertheilt man auf zwei Spulen (Zettelrollen), weil es ohne diese Vorsicht nicht gelingen würde, eine völlig gleiche Spannung aller Fäden zu erhalten, sofern dieselben in zu grosser Anzahl auf einer Spule aufgewickelt wären. In diesem Falle muss also der Zettelrahmen *t* doppelt so viel Spulen enthalten als der Stuhl Läufe oder Gänge zählt; die Rollen *c*, *d*, *f* hingegen sind auch dann nur einfach für jede Kette vorhanden. Eine ungleiche Anspannung der Kettenfäden, welche der Schönheit des Gewebes und dem raschen Fortgange der Arbeit sehr hinderlich fällt, würde auch in dem Falle eintreten, wenn gewisse Theile der auf einer einzigen Spule befindlichen Kette sich stärker einweben als die übrigen; und man ist dann ebenfalls genöthigt, die sich auf solche ungleiche Weise verhaltenden Theile der Kette auf besondere Zettelrollen aufzuspulen. Dies ist z. B. der Fall bei gemusterten Bändern mit dem zum Dessein bestimmten Theile der Kette, welcher sich — da er mehr frei und weniger zwichen den Eintragfäden geschlängelt liegt — nicht so stark einarbeitet (d. h. nicht in so grosser Länge verbraucht wird) als die Kettenfäden des Grundes. Bei Atlasband kommt etwas Aehnliches vor, indem die Kanten oder Leisten dieser Bänder taffetartig gewebt sind. Die Kantenfäden, welche sich durchgehends zwischen je zwei auf einander folgenden Einschüssen kreuzen, weben sich hier stärker ein als der mittlere Haupttheil der Kette, welcher Atlas bildet und demgemäss über sieben Einschussfäden flott liegt, und erst von jedem achten Einschusse abgebunden wird. Die Einrichtung, welcher man sich bedient, um die Kantenfäden auf besonderen Spulen anzubringen, ist aus *Fig.* 69 und zum Theil aus *Fig.* 70 (Taf. 55) zu ersehen. Ein die volle Breite des Stuhles einnehmendes schräges Bret (das Lisierbret) *u* trägt hölzerne Pflöcke, auf welche die Spulen *v* gesteckt werden. Die Fäden von einer jeden dieser Spulen

laufen über eine kleine Rolle w in dem sogenannten Lisierkranze B abwärts, um eine freihängende, mit einem Gewichtchen beschwerte Rolle x, dann wieder hinauf, über eine neben w auf dem nämlichen Drahte befindliche Rolle, und von dieser nach dem Seidenbaume g, wo sie links und rechts neben der Atlaskette durch das Scheideblatt h eingezogen sind.

Die Schäfte haben bei gegenwärtiger Bandmühle eine wesentlich andere Einrichtung als an der früher beschriebenen. Die mit i bezeichneten Litzen eines jeden Schaftes sind zwar oben sämmtlich an einer dünnen hölzernen Leiste m_1 befestigt; unten dagegen haben sie keine Verbindung mit einander, sondern hier hängt an jeder Litze ein 10 bis 12 Zoll langes, etwa 1 Linie dickes Stück Eisendraht (Eisen) n_1, um sie anzuspannen und den Schaft schnell wieder herabzuziehen, wenn er gehoben ist und sich selbst überlassen wird. Genauer erkennt man die Construction eines Schaftes aus den nach etwas grösserem Massstabe gezeichneten *Fig.* 5 und 6 auf Taf. 49, von welcher die erstere einen Theil des Schaftes in der Ansicht von vorn, und die letztere das Profil vorstellt. Die Leiste m_1 enthält so viele Einschnitte o_3, als Läufe auf dem Stuhle vorhanden sind; ihre untere schmale Fläche ist rinnenförmig ausgehöhlt; dann ist in diese Rinne ein starker Messingdraht $n_3\,n_3$ eingelegt, der durch Klammern von Eisendraht $y_3\,y_3$ festgehalten wird, und über welchem in den Ausschnitten o_3 noch etwas Raum bleibt. Die Litzen i werden auf die in den Ausschnitten sichtbaren Theile des Drahtes aufgeschlungen, wie man ausführlicher aus *Fig.* 7 (Taf. 49) ersehen kann, welche nach einem Massstabe von $3\frac{1}{2}$ Zoll für 1 Fuss gezeichnet ist. Die Leiste m_1 ist hier von dem Drahte n_3 getrennt und in *Fig.* 8 besonders (im Durchschnitte nach dem nämlichen Massstabe) vorgestellt. Man sieht in *Fig.* 7 zugleich die Beschaffenheit der Litzen genauer angegeben. Jede Litze ist ein doppelter Zwirnfaden, in welchem bei p_3, q_3, r_3 drei Knoten gemacht sind. Durch die Masche, welche solchergestalt zwischen q_3 und r_3 entsteht, wird ein Faden der Bandkette gezogen. Das Eisen n_1 ist oben platt geschlagen und mit einem Loche versehen, durch welches man die zu einer Schleife geschlungene Litze zieht. Die hier beschriebene Bauart der Schäfte ist die vollkommenste, aber nicht die wohlfeilste (vorzüglich wegen der grossen Menge Eisen, welche zur Herstellung eines ganzen Geschirrs erfordert wird), daher auch nicht die gewöhnlichste. Meist gebraucht man auch zu Atlasband Schäfte von der viel einfacheren Art, welche bei Gelegenheit der Bandmühle zu glattem Bande beschrieben worden ist. Die Isolirung der Litzen und deren Beschwerung durch Eisen gewährt den bedeutenden Vortheil, das Aufsuchen abgerissener Kettenfäden im Laufe des Webens sehr zu erleichtern, da jede Litze für sich allein beweglich ist und zur Seite geschoben werden kann; aber nur beim Weben gemusterter Bänder ist die gegenwärtig in Rede stehende Construction der Schäfte unentbehrlich (s. weiter unten).

Zur Erzeugung von Atlasband sind in der Regel 10 Schäfte erforlich, nämlich 8 zum (achtbindigen) Atlas und 2 zu den taffetartigen Kanten oder Leisten. Leichte Atlasbänder werden wohl auch 7-, 6- oder 5bindig gewebt, und dann beträgt die Gesammtzahl der Schäfte 9, 8 oder 7. Man sieht das ganze Geschirr in *Fig.* 69 (Taf. 55), und den obern Theil desselben auch in *Fig.* 64 (Taf. 54); hingegen sind in *Fig.* 70 (Taf. 55) die Schäfte gänzlich weggelassen, um das deutliche Erkennen der übrigen Theile nicht zu stören. Diese zehn Schäfte denke man sich von hinten nach vorn dergestalt mit Nummern bezeichnet, dass der zu-

nächst am Seidenbaume g hängende mit 1, und der erste hinter der Lade k mit 10 benannt sei. Unter dieser Voraussetzung sind die Schäfte 1 und 2 die zum Weben der Leisten bestimmten, 3 bis 10 aber diejenigen, welche den Atlas oder das Hauptgewebe der hier zu erzeugenden Bänder hervorbringen. Die ersteren haben daher auch nur wenige Litzen zu beiden Seiten eines jeden für eine Kette bestimmten Raumes, wie zur Erläuterung bei a_4 (Taf. 49 *Fig.* 5) angegeben ist; indess die Mitte jenes Raumes zum Durchgange der übrigen Kettenfäden nach den Atlasschäften offen bleibt. Die Schäfte zum Atlas enthalten, wie b_4, b_4 zeigt, Litzen über die ganze Kettenbreite (einen sehr schmalen Theil zu beiden Seiten ausgenommen). Die Zahl der Litzen an einem Schafte richtet sich nach der Stärke der Kette; so erfordert z. B. eine 600 Fäden starke Atlaskette 75, eine 2000 Fäden starke aber 250 Litzen an jedem der acht Schäfte. Durch die Schleife in der Mitte einer jeden Litze wird ein Kettenfaden eingezogen, der also beim Hinaufgehen des Schaftes genöthigt ist, sich aus der natürlichen Horizontalebene der Kette zu erheben. Die Einreihung der Kette in die Schäfte geschieht so, dass man zuerst die Fäden zu der einen Leiste in die Schäfte 1 und 2 (und zwar abwechselnd in diesen und in jenen Schaft einen Faden) einzieht; dann zu den Schäften 3 bis 10 übergeht, hier einen Faden in den Schaft 3, einen in 4, einen in 5 u. s. f., endlich einen in 10 einzieht, und dies in der nämlichen Ordnung so oft wiederholt, bis die Atlaskette erschöpft ist. Zuletzt wird dann die Kette der zweiten Leiste auf obige Art in die Schäfte 1 und 2 eingezogen.

Damit die Schäfte bei ihrer auf und nieder gehenden Bewegung nicht an einander streifen und sich reiben, sind drei gitterförmige hölzerne Rahmen (Geschirr-Gitter) p_1, p_1, p_1 angebracht, von welchen einer in *Fig.* 75 (Taf. 55) abgesondert vorgestellt ist. Jedes Geschirr-Gitter ist mittels zweier Schnuren frei schwebend an dem horizontalen Brete q_1 aufgehangen, und besteht aus neun zwischen zwei Querleisten eingesetzten dünnen Stäbchen, in deren Zwischenräumen die acht mittleren Schäfte hinlänglich Platz haben, um sich ungehindert heben und senken zu können. Der erste und der zehnte Schaft befinden sich ausserhalb der Gitter. Um das Hin- und Herschwanken der Eisen n_1 und die dadurch mögliche Verwirrung der Litzen zu verhindern, gehen die Eisen aller zu einer Bandkette gehörigen Litzen durch ein viereckiges Loch in dem Brete o_1, welches Loch durch 9 Eisendrähte in 10 Abtheilungen geschieden ist, so dass die Eisen eines jeden Schaftes für sich abgesondert sind. *Fig.* 71 (Taf. 55) zeigt den Grundriss von einem Theile dieses Bretes.

Die Lade hat in allen wesentlichen Punkten die schon bekannte Einrichtung: k, k sind die Arme derselben, i_1 ist der Klotz, k_1 der Ladendeckel; bei u_1, u_1 befinden sich die Aufhängezapfen. Die Rietblätter c_1 sind von Stahl. In *Fig.* 72 (Taf. 55), welche ein Stück der Lade nach grösserem Massstabe vorstellt, ist der Raum c_1, in welchen das Blatt eingesetzt wird, leer gelassen; dafür ist das Blatt in *Fig.* 73 abgesondert gezeichnet. Zwischen je zwei Stiften oder Zähnen des Rietblattes sind bei 8bindigem Atlas 8 (bei 7bindigem 7, bei 6- oder 5bindigem 6 oder 5) Kettenfäden eingezogen.

Die Einrichtung der Schützen e_1 und der Bügel d_1 ist die bereits aus dem Obigen bekannte. In *Fig.* 64 (Taf. 54) sind nur vier Schützen angegeben, um an den übrigen Plätzen die obern Bügel sehen zu lassen. Auch die Liegbank l, welche einen Spalt oder Schlitz für

jedes einzelne Band enthält, weicht nur wenig und in unwesentlichen Punkten von der schon beschriebenen ab, wie eine Vergleichung von *Fig.* 69 (Taf. 55) mit *Fig.* 10 (Taf. 50) ohne Weiteres ergibt.

Die Bewegung der Bandmühle geht von der horizontalen eisernen Axe d_2 aus, auf welcher am rechten Ende das Schwungrad h_2 und am linken (innerhalb des Gestelles) eine kreisrunde hölzerne Scheibe c_4 sich befindet. Die Treibarme i_2, i_2 hängen auch hier wieder durch die Triebstange k_2 mit einander zusammen, und sind bei l_2, l_2 durch eiserne Zapfen mit den Ladenarmen k, k in Verbindung gesetzt. Ausserdem ist der rechte Treibarm in einem Krummzapfen der Axe d_2, zunächst am Schwungrade, und der linke an einem exzentrisch auf der äussern Fläche der Scheibe c_4 stehenden Zapfen eingehangen, so dass diese Scheibe eine wahre Kurbelscheibe ist und die Stelle einer wirklichen Kurbel vertritt. Auf der Axe d_2 befindet sich ferner ein Trilling e_2, welcher in das Zahnrad f_2 eingreift. Die Welle g_2 des letztern ist vierkantig, von Holz, und reicht nicht nur durch die ganze Breite des Stuhles, sondern ragt auch noch, auf der linken Seite, ein wenig aus demselben hervor. Hier ist sie mit einem gezahnten Rade m_2 versehen, von welchem das grössere Rad n_2 umgedreht wird. Hierdurch wird die Bewegung auf diejenigen Theile übertragen, welche das Heben der Schäfte verrichten, und zusammen die sogenannte Atlasmaschine bilden.

Das Gestell der Atlasmaschine ist eine neben dem Stuhle angebrachte Bank a_2, unter welcher das schon erwähnte Rad n_2 seinen Platz hat. Dieses Rad ist fest mit einer hölzernen Walze o_2 verbunden, auf deren Cylinderfläche zur gehörigen Bewegung der Schäfte Däumlinge angebracht sind. Jeder der zehn Schäfte hängt an drei Schnuren s_1, s_1, s_1 (*Fig.* 64 Taf. 54, *Fig.* 69 Taf. 55). Diese 30 Schnuren, welche durch Löcher in dem Schnurenbrete q_1 gehen, sind über eben so viele Rollen t_1 gelegt, welche zwar zu 10 und 10 auf einer gemeinschaftlichen Axe stecken, aber unabhängig von einander sich umdrehen können. An der linken Seite des Stuhles, oben, sind die drei Schnuren eines jeden Schaftes mit einander über eine der zehn Rollen v_1, w_1, x_1 geleitet, und unter derselben gemeinschaftlich an eine stärkere Schnur oder einen steifen Eisendraht y_1 angeknüpft. Wenn einer dieser zehn Drähte niedergezogen wird, so geht der Schaft, welchem die daran befestigten drei Schnuren s_1 zugehören, in die Höhe. Um dieses mittels der Daumenwalze o_2 zu bewirken, sind zehn Obertritte z_1 und zehn Untertritte c_2 vorhanden: erstere oberhalb, letztere unterhalb der Bank a_2. Die Obertritte bestehen aus hölzernen einarmigen Hebeln, welche alle ihre Drehungsaxe in einem runden Eisenstängelchen haben, das quer durch ihre hintere Enden eingeschoben ist. Jeder Obertritt ist mittels eines Eisendrahtes b_2 mit einem der Untertritte verbunden. Letztere liegen unter der Walze o_2, und haben ihre gemeinschaftliche Drehungsaxe vorn im Gestelle der Atlasmaschine. Jeder Untertritt trägt ein aufrecht stehendes Eisenstäbchen, und an diesem eine Frictionsrolle, auf welche die Däumlinge der Walze o_2 wirken, um die Untertritte niederzudrücken, durch diese die Obertritte herabzuziehen, und folglich die Schäfte zu heben. Für jeden Untertritt der acht Atlasschäfte steht ein Däumling auf der Walze, für jeden der zwei Leistenschäfte enthält dieselbe vier Däumlinge, so dass bei einer Umdrehung der Walze die Schäfte 3 bis 10 jeder einmal, die Schäfte 1 und 2 aber jeder viermal gehoben werden. Die Ordnung dieses Hebens, wel-

cher die Stellung der Däumlinge auf der Walze entsprechen muss, ist folgende:

3	6	9	4	7	10	5	8
1	2	1	2	1	2	1	2

wobei die paarweise unter einander stehenden Zahlen die zwei Schäfte anzeigen, welche jederzeit zugleich aufgehoben werden. In *Fig.* 69 (Taf. 55) sieht man an den Schäften m_1, und in *Fig.* 64 (Taf. 54) an den Tritten, dass eben die Schäfte 2 und 10 in die Höhe gegangen sind. Die Däumlinge auf der Walze o_2 greifen (wie man in *Fig.* 70 (Taf. 55) erkennen kann) dergestalt mit ihren Grundlinien über einander, dass der eine schon seinen Untertritt hinabzudrücken anfängt, bevor noch der vorhergehende den seinigen losgelassen hat. Diese Einrichtung gewährt eine leichtere Bewegung, weil die Hebung eines neuen Theiles der Kette mit geringerem Widerstande erfolgt, wenn der unmittelbar vorher gehobene Theil noch nicht völlig in die Ebene der liegen gebliebenen Fäden zurückgekehrt ist, also die Fäden überhaupt etwas grösseren Spielraum neben einander haben. Jedes Mal, wenn zwei Schäfte gezogen werden, erhebt sich die Hälfte der Leistenkettenfäden und ein Achtel der Atlaskette aus der Ebene der übrigen Kettenfäden; sodann wird ein Eintragfaden eingeschossen, und durch die Fortsetzung dieses Vorganges bildet sich das Atlasgewebe des Bandes und das taffetartige Gewebe seiner Leisten. Die unrechte (linke) Seite des Atlasbandes ist also auf dem Stuhle nach oben gekehrt.

Der Rechen g_1 (Taf. 55 *Fig.* 69 und 72) wird von ein Paar an dem Ladenklotze angebrachten Frictionsrollen wie h_1 (*Fig.* 69) unterstützt; f_1 sind dessen eiserne Zähne. Der Schlag, d. h. die Vorrichtung zur Bewegung des Rechens, ist hier von ganz anderer Beschaffenheit als an der oben beschriebenen Bandmühle, was — begreiflicher Weise — durchaus nicht von der Bestimmung des Stuhles zu Atlasband abhängt, sondern willkührlich ist. Mit der Rechenstange g_1 ist am linken Ende der Lade ein viereckiges Bret v_2 (*Fig.* 64 auf Taf. 54, *Fig.* 70 und 72 auf Taf. 55 verbunden, welches sich hinter einer Leiste w_2 und auf dem Drahte x hin und her schieben kann. An der nämlichen Stelle ist hinten an dem Klotze i_1 und dem Deckel k_1 der Lade ein zu v_2 paralleles Bret befestigt (a_5 *Fig.* 70 Taf. 55). Es entsteht hierdurch ein kastenartiges Behältniss, worin eine hölzerne Rolle t_2 sich befindet, deren eiserne Axe y_2 am vordern Ende kurbelförmig gekröpft ist, hier eine Frictionsrolle trägt, und durch einen mit Eisen gefütterten senkrechten Schlitz des Bretes v_2 durchgeht. Eine starke Schnur s_2 umschlingt die Rolle t_2, läuft dann aufwärts über zwei Leitungsrollen u_2, und sodann abwärts gegen die Welle g_2 hin, wo ihre Enden an zwei Tritten q_2, q_2 befestigt sind. Weil eine so lange Schnur sich stark ausdehnt, so zieht man es vor, von den Rollen u_2 bis zu den Tritten q_2 zwei Eisendrähte herabgehen zu lassen, an welchen oben die Enden der Schnur angebunden werden. Die Tritte haben ihren Drehungspunkt in p_2, und besitzen jeder eine Frictionsrolle, woran sie von den auf der Welle g_2 angebrachten Däumlingen p_2 abwechselnd niedergedrückt werden. Wenn einer dieser Tritte niedergeht, so nöthigt er mittels der Schnur s_2 die Rolle t_2 rasch eine halbe Umdrehung zu machen; die Kurbel y_2 der genannten Rolle treibt daher das Bret v_2 plötzlich seitwärts, und schiebt hierdurch den Rechen. Geht der andere Tritt q_2 hinab (wobei der erste von selbst

sich hebt), so findet eine ähnliche Bewegung der Rolle t_2 und des Rechens statt, nur in entgegengesetzter Richtung. Für jeden Tritt q_2 sind zwei einander gegenüberstehende Däumlinge p_2 auf der Welle g_2 vorhanden; daher gehen die Schützen zweimal links und zweimal rechts durch die Kette, und es werden folglich vier Fäden eingeschossen, während die Welle g_2 eine Umdrehung vollbringt. Die Welle o_2 aber macht, wie oben gezeigt worden ist, bei acht Einschüssen eine Umdrehung; und die Axe d_2 muss sich viermal umdrehen, damit durch die Bewegung der Treibarm i_2 die Lade viermal anschlage. Man muss demnach dem Rade f_2 viermal so viel Zähne geben als Triebstöcke in dem Trillinge l_2 sind, und dem Rade n_2 zweimal so viel Zähne als das Rad m_2 enthält.

Die so eben beschriebene Einrichtung des Apparates, durch welchen die Schützen bewegt werden, gibt schon ein Beispiel, dass man sich zu diesem Zwecke sehr verschiedenartiger Mechanismen bedienen kann, obwohl sie mit jener an der zuerst erläuterten Bandmühle hinsichtlich des Rechens an sich übereinstimmt. Der Rechen ist nicht durchaus ein Erforderniss zur Erreichung der in Rede stehenden Absicht. Man zieht ihn zwar meistentheils allen übrigen Constructionen vor, weil er sie an Einfachheit übertrifft; aber er hat (wie schon anzudeuten Gelegenheit war) die Unvollkommenheit, dass er durch seine heftige, stossende Bewegung ein Zurückprallen der Schützen von den sie aufhaltenden Rechenzähnen veranlasst; sowie er anderseits, wenn jene Bewegung zufällig etwas zu langsam ist, die Schützen nicht weit genug treibt, und in jedem Falle die Enden derselben stark abnutzt. Diese Gründe sind es, welche manchmal dazu führen, dass man die Bewegung der Schützen nicht mittels eines Rechens, sondern durch Verzahnung hervorbringt, wobei alle erwähnten Nachtheile wegfallen.

Eine hierzu dienliche Einrichtung wird durch die *Fig.* 39, 40, 41, 42, 51 und 52 der Taf. 53 dargestellt. *Fig.* 39 ist der Grundriss einer Schütze, *Fig.* 40 deren Aufriss von hinten, *Fig.* 41 ein Längendurchschnitt und *Fig.* 42 der Querdurchschnitt derselben. Sie unterscheidet sich von den gewöhnlichen Bandmühlenschützen durch nichts weiter, als durch eine Reihe eiserner Triebstöcke $a, a, a \ldots$ auf der Rückseite, deren jeder aus einem kurzen Stücke starken Eisendrahtes besteht, welches zugespitzt und mit der Spitze fest in das Holz eingetrieben ist. *Fig.* 51 gibt (nach kleinerem Massstabe) die hintere Ansicht eines Theiles der Lade, und *Fig.* 52 den senkrechten Durchschnitt hiervon. A ist der Ladenklotz, B der Ladendeckel, C, D und C_1, D_1 sind zwei Paare der Bügel; a bezeichnet eine in der Bewegung begriffene Schütze. Die Rietblätter sind weggelassen. In einer Ausfurchung des Klotzes A liegt eine lange hölzerne Stange b, die sich darin mit Leichtigkeit ihrer Länge nach verschieben kann, und an welcher mittels Schrauben eine am obern Rande gezahnte eiserne Schiene befestigt ist. Diese Stange b wird durch einen der oben beschriebenen Mechanismen, welche man sonst zur Bewegung des Rechens anwendet, hin und her geschoben, so dass sie dabei einen Weg durchläuft, welcher genau eben so gross ist als die nöthige Schiebung der Schützen. Hinter einem jeden der untern Bügel befinden sich zwei messingene Getriebe (wie c, e, i, o), deren horizontale Axen ihre Zapfenlöcher einerseits in den Bügeln D, D_1, anderseits in kleinen Docken s, s, s haben. Schiebt sich nun die Zahnstange b, so dreht sie durch ihren Eingriff sämmtliche Getriebe um, und letztere führen die Schützen, indem sie zwischen deren Triebstöcke eingreifen. Dabei wir-

ken die zwei links und rechts neben jeder Bandkette befindlichen Getriebe dergestalt zusammen, dass das eine die Schütze ungefähr den halben Weg fortschiebt und dann das andere die Bewegung vollendet. Angenommen z. B. die Stange *b* mache ihren Gang in der Richtung des ihr beigezeichneten Pfeiles. Unter dieser Voraussetzung führt anfangs das Getriebe *i* die Schütze *a* aus den Bügeln C_1, D_1 über den Zwischenraum *p*, in welchem Bandkette sich befindet; sobald aber die Schütze das andere Bügelpaar *C*, *D* erreicht hat, wird sie von dem Getriebe *e* (weil nun *i* nicht ferner eingreifen kann) gefasst, und vollends auf die Bügel *C*, *D* herüber gezogen. Beim Rückgange wechseln die zwei Getriebe ihre Rollen, d. h. *e* fasst die Schütze zuerst und *i* zuletzt. Ist nur die Schiebung der Zahnstange hinsichtlich ihrer Grösse gehörig regulirt, so kann nie eine Schütze zu weit gehen, zurückprallen oder vor Vollendung des ganzen Weges stehen bleiben; zugleich werden die Enden der Schütze völlig geschont, da sie nirgends anstossen oder angestossen werden. Allerdings ist aber diese Construction weniger einfach und erfordert etwas mehr bewegende Kraft als jene mit einem Rechen. — Man kann auch, ohne im Uebrigen etwas zu verändern, statt der Triebstöcke auf dem Rücken der Schütze, eine eigentliche Zahnstange (mit abwärts stehenden Zähnen) auf der untern Fläche derselben anbringen. Wenn man dagegen eine solche Zahnstange auf dem Rücken anbringt (wo dann deren Zähne in eben der Richtung stehen wie bei der oben erklärten Bauart die Triebstöcke); so müssen die Axen der Getriebe vertikal zwischen den Ladenklotz und Ladendeckel eingesetzt sein; und eben so muss die gezahnte Schiene an der verschiebbaren Stange horizontal liegend angebracht sein. Weil aber die Verzahnung der Schützen und jene der Stange in verschiedener Höhe sich befinden, so muss man jeder Getriebaxe zwei Getriebe geben: ein unteres, welches die Bewegung von der Stange empfängt, und ein oberes, welches sie auf die Schütze fortpflanzt. Eine Schütze von der Art, wie sie für diesen Fall gebraucht wird, ist auf Taf. 53 vorgestellt, und zwar *Fig.* 43 im Grundrisse, *Fig.* 44 im Aufrisse von hinten, *Fig.* 45 im Längendurchschnitte, *Fig.* 46 im Querdurchschnitte. *n* bezeichnet die (stählerne oder hornene) in das Holz versenkte Zahnstange, und *o*, *o* sind zwei Schrauben, mittels welcher dieselbe befestigt ist. Die für den Gebrauch solcher Schützen berechnete Einrichtung der Lade geht aus den *Fig.* 65 — 68 der Taf. 54 hervor. *Fig.* 65 stellt einen Theil der Lade im Aufrisse von vorn dar; *Fig.* 66 im Grundrisse, *Fig.* 67 im Aufrisse von hinten, *Fig.* 68 im Profile. *a* ist der Ladendeckel, a_1 der Ladenklotz; *b*, *b* sind gedrechselte Säulen zur Verbindung dieser beiden Theile; *m*, *m* Bolzen, welche durch *a*, *b* und a_1 durchgehen, oben versenkte Köpfe und unten Schraubenmuttern haben; *q*, *q* die Bügel, welche hier aus Messing gemacht und mittels ihrer Lappen vorn an der Lade angeschraubt sind. Der Klotz a_1 enthält vorn eine lange Nuth *n n* (*Fig.* 65), in welcher die durch Messingplatten *i*, *i* mit sanfter Reibung beweglich gehaltene Zahnstange *h* sich hin und her schiebt. Diese Stange ist von Holz, ihre Verzahnung von Horn. Um sie in Bewegung zu setzen, dienen die beiden hölzernen Scheiben *c*, *d*, deren gemeinschaftliche Axe vorn in einem eisernen dreiarmigen Stege *e*, hinten in einem ähnlichen *f* gelagert ist. *l*, *l* (in *Fig.* 66) bezeichnet die kleinen Säulen zur Befestigung des Steges *f*. Zwei Riemen *g*, *g* (*Fig.* 66 und 67) sind in entgegengesetzten Richtungen auf die Scheibe *d* geschlagen, daran befestigt, und unten mit zwei Tritten ver-

bunden, wie an den gewöhnlichen Bandmühlen die Schnüre oder Riemen, welche den Rechen in Bewegung setzen. Auf solche Weise empfängt die Axe mit *c*, *d* ihre rasche wiederkehrende Umdrehung. Auf dem Umkreise der Scheibe *c* liegen zwei andere Riemen $g_1 g_1$, $g_2 g_2$ (*Fig.* 65), welche einerseits an dieser Scheibe, anderseits an der Zahnstange *h* befestigt sind. Letztere wird hierdurch erforderlicher Massen hin und her geschoben. *o*, *o* sind die Axen der (messingenen) Getriebe *r*, *r*, von welchen nur die zur Bewegung einer einzigen Schütze *k* erforderlichen in den Zeichnungen vorkommen. Diese Axen stehen mit ihren unteren zugespitzten Enden auf Stellschrauben o_1, o_1, und werden oben durch Gegenspitzen *p*, *p* gehalten.

Um die auf den Taf. 54 und 55 vorgestellte Bandmühle in allen Theilen vollständig zu erklären, müssen wir noch einmal zu derselben zurückkehren. Sie enthält nämlich zwei im Vorausgegangenen noch nicht berührte Vorrichtungen: die eine zur Regulirung der Dichtigkeit des Gewebes, die andere zur Verfertigung sogenannter Zacken oder Ochrchen an den Bändern.

Es ist schon bei der Beschreibung der Bandmühle zu glattem Bande angegeben worden, auf welche Art durch die verhältnissmässige Grösse der Band- und Seidengewichte eine mehr oder weniger dichte Lage der Einschussfäden erzielt wird. Dieses Mittel kann nach Willkür für jedes Band einzeln angewendet werden; der gegenwärtige Stuhl hat aber auch eine Einrichtung, wodurch man augenblicklich den nämlichen Erfolg bei allen Bändern zugleich hervorzubringen im Stande ist (s. *Fig.* 64 Taf. 54 und *Fig.* 74 Taf. 55). Um die Mitte des hinteren Bandbaumes *n* ist nämlich ein Strick k_3 geschlungen, welcher unter dem Baume *m* durchgeht, vorn über eine Rolle i_3 an dem Gestellriegel g_3 in die Höhe läuft, und an dem kürzern Arme eines ungleicharmigen Hebels l_3 befestigt ist. Letzterer hat seinen Drehungspunkt auf der Stütze h_3, welche die Liegbank *l* mit dem Riegel g_3 verbindet, und trägt am langen Arme ein Gewicht m_3. Sobald man die Schnur dieses Gewichtes weiter an dem Hebel hinausschiebt, wird die Spannung des Strickes k_3, folglich dessen Reibung an den Bandbäumen *m*, *n* verstärkt, und die Umdrehung dieser Bäume (durch die in Berührung mit denselben hingehenden Bänder) erschwert: wodurch alle Bänder mehr zurückgehalten, am schnellen Fortrücken gehindert werden, und die nämliche Wirkung entsteht, als ob man sämmtliche Bandgewichte gleichmässig verringert oder sämmtliche Seidengewichte vergrössert hätte.

Unter Oehrchen oder Zacken (fr. *dents*) versteht man kleine, an den Leisten der Bänder hervorragende Schleifen, welche — wie man aus *Fig.* 76 Taf. 55 sieht — durch die etwas weit heraustretenden Umkehrungen des Eintrages gebildet werden. Sie stehen auf beiden Seiten manchmal einander gegenüber, manchmal (wie in der genannten Abbildung) abwechselnd oder versetzt. Ihre Grösse und Aufeinanderfolge bietet mannichfaltige willkürliche Verschiedenheiten dar. Meist bestehen sie entweder aus einzelnen gleich langen Schleifen, oder aus zwei dergleichen, oder (wie in *Fig.* 76) aus drei, von welchen die mittlere länger ist als die beiden äusseren. Das Mittel zur Bildung der Zacken besteht in einigen Fäden von 4-, 6- oder 8fachem Pferdehaar, welche zu beiden Seiten neben den äussersten Kettenfäden liegen, an den gehörigen Stellen mit eingewebt (von dem Eintragfaden umschlungen), aber nach-

her wieder ausgezogen werden. Sind die Zacken aus lauter Schleifen von einerlei Länge gebildet, so ist auf jeder Seite der Kette nur ein Haarfaden (fr. *crin*) erforderlich; sind hingegen abwechselnd kürzere und längere Oehrchen vorhanden, so bedarf man zweier solcher Fäden; und noch mehrerer, wenn Schleifen von drei oder mehr verschiedenen Längen erzeugt werden sollen. In *Fig.* 69 (Taf. 55) sind bei a_1 zwei Haarfäden angegeben, welche ihre Befestigung an einer Querleiste z des Stuhlgestelles haben, etwas schlaff hängen, mit Bleigewichtchen b_1 beschwert, und neben den Kettenfäden durch das Rietblatt c_1 gezogen sind. Es kommt, um die Zacken mittels dieser Haarfäden hervorzubringen, nur darauf an, letztere in bestimmter Abwechselung bald aufzuheben und mit einzuweben, bald neben dem Unterfache der Kette liegen zu lassen, so dass sie in diesem Falle als nicht vorhanden angesehen werden können, der Eintrag stets nur über ihnen hingeht, und sich dicht um die äussersten Kettenfäden der Bandleisten herumlegt, ohne freistehende Umkehrungen zu bilden. Beim Fortrücken des Bandes ziehen sich die Oehrchen von den Haarfäden (deren vordere Enden nirgends befestigt sind) ohne weiteres Zuthun herab. Jeder Haarfaden ist in eine Litze eingezogen, und diese Litzen werden, nach Verschiedenheit der Zacken, entweder alle in einem einzigen Schafte vereinigt oder in zwei oder vier Schäfte abgetheilt, die dann nach Erforderniss in zweckmässiger Abwechselung aufgehoben werden. Es ist in den meisten Fällen unbequem, die Zahl der Schäfte, welche für Atlasband ohnehin 10 beträgt, noch durch vier (oder gar noch mehr) neue, den Haarfäden angehörige, zu vergrössern. Wenn daher z. B. (wie bei dem in *Fig.* 76 Taf. 55 gezeichneten Bande) vier Schäfte für die Zacken erforderlich wären, so zieht man es vor, die Haarlitzen nicht in Schäfte zu vereinigen, sondern sie einzeln, jede mit einem Eisen wie n_1 beschwert, anzubringen, an das obere Ende einer jeden einen starken Faden (Aufheber, Heber) anzuknüpfen, sämmtliche Heber durch Löcher des Schnürbretes q_1 zu ziehen (welches von zwei Armen r_1 des Stuhlgestelles getragen wird), und oben auf die gehörige Weise an die Platinen einer kleinen Jacquardmaschine oder Trommelmaschine anzubinden, welche auf den Stuhl gesetzt wird. Die Hebung der Haarlitzen wird dann von der genannten Maschine ganz eben so bewirkt werden, wie jene der Kettenfäden beim Weben von gemustertem Bande, wovon nachher die Rede sein wird. Das in *Fig.* 76 (Taf. 55) gezeichnete Band enthält Oehrchen von zwei verschiedenen Längen, je drei zusammengestellt; es sind daher für jedes Band vier Haarfäden nöthig. Und diese müssen zu verschiedenen Zeiten gehoben werden, da die Zacken beider Seiten nicht einander gegenüberstehen, sondern abwechselnd gestellt oder versetzt sind; daher muss jeder von den vier Haarfäden für sich allein und unabhängig beweglich sein. Da aber alle ersten Haarfäden sämmtlicher 18 Bänder immer zugleich sich heben; eben so alle zweiten, alle dritten, alle vierten: so vereinigt man oberhalb die 18 Heber der ersten Haarfäden durch einen Knoten, und hängt sie mit einander an eine Platine der Trommel oder der Jacquardmaschine. Gleiches geschieht mit den 18 Hebern der zweiten Haarfäden u. s. w., so dass überhaupt vier Platinen in Gebrauch genommen werden. Die Trommel- oder Jacquardmaschine ist in den Abbildungen der Bandmühle nicht mit vorgestellt, weil sie für den gegenwärtigen Fall ganz die gewöhnliche Einrichtung hat. Man sieht aber in *Fig.* 64 Taf. 54 die Haarlitzen s_2 und deren Heber d_4. Letztere werden, indem sie bei a_3 zwi-

schen zwei kleinen Walzen durchgehen, einander gehörig nahe gebracht, und zu je 18, wie oben angegeben, durch einen Knoten vereinigt, woran man eine Platinenschnur *A* befestigt. Durch die eigenthümliche Ordnung, in welcher die vier Platinen aufgezogen werden, wird bewirkt, dass der Eintragfaden bald um keinen der Haarfäden, bald um einen (den innern), bald um beide sich herumschlingt; und hierdurch entstehen im ersten Falle die leeren oder glatten Stellen der Bandkante; im zweiten Falle die kurzen Schleifen; im dritten Falle die langen Schleifen.

Die quantitative Leistung der Bandmühle ist sehr verschieden nach der Art und Feinheit des Bandes, nach der Güte des Materials (indem durch das Putzen, das Anknüpfen abreissender Fäden u. s. w. mehr oder weniger Zeit verloren geht), und nach der Geschicklichkeit des Webers. Für Atlasband ist das Ergebniss der Erfahrung in folgender Tabelle aufgestellt:

Nr. des Bandes.	Breite in Wiener Linien.	Anzahl der Kettenfäden.	Anzahl der Läufe auf der Bandmühle.	Product in 12 Arbeitsstunden.	
				von einem Laufe.	vom ganzen Stuhle.
				Wiener Ellen.	
1	$3\frac{1}{2}$	90	36	13 bis 17	468 bis 612
6	16	484	20	10 bis 13	200 bis 260
8	21	636	18	10 bis 13	180 bis 234
12	28	968	12	8 bis 10	96 bis 120
16	34	1272	10	8 bis 10	80 bis 100
22	42	1670	8 oder 9	6	48 bis 54

C. Die Bandmühle zu gemustertem (façonnirtem) Bande. Sehr breite Bänder mit grossen Desseins werden selten auf Bandmühlen gewebt, sondern in der Regel auf dem Posamentir-Handstuhle, weil die dazu nöthige Stuhleinrichtung, für mehrere Bänder wiederholt angebracht, zu complicirt ausfällt, und weil gewöhnlich schon ein einziges Band solcher Art die Aufmerksamkeit des Webers völlig in Anspruch nimmt. Die façonnirten Bänder, welche auf Mühlstühlen erzeugt werden, sind demnach fast ohne Ausnahme solche mit ziemlich kleinen und ziemlich einfachen Mustern. Man bringt sie grösstentheils durch Verbindung der Bandmühle mit einer Jacquardmaschine hervor, welche oben mitten auf das Gestell gesetzt wird. Zuweilen wendet man auch jetzt noch die in früherer Zeit allgemein zu diesem Behufe gebrauchte Trommelmaschine an. Diese Vorrichtung und die Jacquardmaschine bieten, mit der Bandmühle vereinigt, ganz dieselbe Einrichtung und Wirkung dar, welche ihnen eigen ist, wenn sie bei anderen Arten von Webestühlen angebracht werden; deshalb ist hier nicht der Ort sie zu beschreiben, und es kann vielmehr darüber auf die Artikel JACQUARDMASCHINE und WEBESTÜHLE verwiesen werden. Jedoch ist die Art, wie die genannten Maschinen mit den übrigen Theilen der Bandmühle in Zusammenhang gebracht werden, aus *Fig.* 64 Taf. 54 zu ersehen. Hier (sowie auch in *Fig.* 70 Taf. 55) bezeichnet *A* den Ort, wo die Maschine auf das Gestell der Bandmühle gesetzt wird. Die Schäfte der letzteren müssen in diesem Falle immer nach der Art construirt sein, welche durch die *Fig.* 5 bis 8 (Taf. 49)

vorgestellt und schon oben erläutert worden ist; d. h. die Litzen müssen einzeln hängen und mit Eisen beschwert sein, so dass eine jede unabhängig von den übrigen aufgehoben werden kann. An jeder Litze wird dann, und zwar an dem obern Knoten p_3, *Fig.* 7 (welcher nur zu diesem Behufe vorhanden ist) ein starker Faden — ein sogenannter Heber oder Aufheber — angeschlungen; alle Heber zieht man (gleich d_4, d_4, *Fig.* 64 Taf. 54) durch das hierzu mit vielen kleinen Löchern versehene Schnür- oder Löcherbret q_1; oberhalb dieses letzteren leitet man sie gegen die Mitte bei a_3 zusammen, und knüpft sie dergestalt an die Platinenschnüre bei *A*, dass alle jene Litzen, welche stets gleichzeitig in die Höhe gehen müssen, an einer gemeinschaftlichen Platine hängen. An dem Schwungrade h_2 befindet sich eine Kurbelwarze f_3, welche, indem sie die Zugstange e_3 auf und nieder zieht, mittels derselben den Hebeapparat der Maschine in Thätigkeit setzt, wie dies bei anderen mit dem Jacquard oder der Trommel versehenen Webestühlen durch den sogenannten Maschinentritt geschieht.

II. Der Schubstuhl (Bandmacherstuhl).

Diese Art Stuhl (deren Erfindung ohne Zweifel jener der Bandmühle voranging, und gegen Ende des 16. Jahrhunderts gemacht worden zu sein scheint) ist gegenwärtig zwar meistentheils durch die Bandmühle verdrängt, bietet aber für kleinere Werkstätten einige Vortheile (namentlich durch Wohlfeilheit und geringeren Raumbedarf) dar, und findet sich daher an manchen Orten noch in bedeutender Anwendung. Mit der Bandmühle stimmt der Schubstuhl darin überein, dass mehrere Bänder gleichzeitig darauf gewebt werden; auch ist die Anordnung der Ketten und der Bänder die nämliche. Dagegen unterscheidet er sich von der Bandmühle durch folgende wesentliche Umstände: 1) der Schubstuhl ist schmäler als die Bandmühle, weil der Weber mitten vor dem Stuhle sitzt (nicht, wie bei der Bandmühle, steht), daher ohne seinen Platz zu verlassen alle Bänder übersehen und mit den Händen erreichen muss. Von breitem Bande sind daher manchmal nur zwei, von schmalem 10 bis 12, höchstens 16 oder 18 Läufe vorhanden. 2) Der ganze Bewegungsmechanismus, der an der Bandmühle mittels der Triebstange in Thätigkeit gesetzt wird, fehlt; denn der Weber arbeitet mit Händen und Füssen auf ähnliche Art wie bei gewöhnlichen Handwebestühlen. 3) Die Schäfte werden durch Tritte mit den Füssen bewegt, um die Theilung der Kette in Ober- und Unterfach zu bewirken, und hängen zu diesem Behufe an Schnuren, welche über Rollen (Geschirr-Rollen) gelegt sind: Beides genau so, wie z. B. bei den Leinweberstühlen. 4) Das Anschlagen mit der Lade geschieht gleichfalls aus freier Hand, wie bei den Leinweber-, Tuchmacherstühlen u. s. w. 5) Die Schützen sind zwar von ähnlicher Gestalt und auf ähnliche Weise angebracht wie bei der Bandmühle; allein der Rechen, der sie in Gang setzt, wird mit der Hand geschoben (daher die Benennung: Schubstuhl). Die dazu vorhandene Einrichtung erfordert eine nähere Erklärung, welche mit Hülfe der *Fig.* 81—84 (auf Taf. 56) gegeben werden soll.

Fig. 81 ist ein Aufriss der Lade (zu 10 Läufen) von vorn; *Fig.* 82 ein senkrechter Durchschnitt derselben. *a*, *a* sind die Ladenarme; *b* ist der Ladendeckel; *c* der Klotz. Diese Theile sind wie an jedem Webestuhle und wie an der Bandmühle beschaffen. Vorn am Deckel und am Klotze sind zwei dünne lange Breter (Schützenbreter) *d*, *e* aufge-

schraubt, von welchen *Fig.* 84 eine besondere Darstellung gibt, da in *Fig.* 81 der mittlere Theil derselben ausgelassen ist, um die weiter hinten liegenden Theile sichtbar zu machen. Die zwei Breter lassen zwischen sich eine schmale horizontale Oeffnung oder Spalte, welche (wie die Bügel an der Bandmühle) zur Aufnahme der Schützen *h* dient; und enthalten überdies, um die Bandketten ungehindert durchzulassen, Ausschnitte (*u, u, Fig.* 84), durch welche man in *Fig.* 81 die Rietblätter *g, g* sehen kann. In dem hohlen Raume, welcher vorn durch die Schützenbreter *d, e*, hinten durch den Ladendeckel *b* und den Ladenklotz *c* begränzt wird, schiebt sich der Rechen oder Treiber, welcher eine leiterähnliche Gestalt hat, indem er aus einem hölzernen Rahmen *f f* mit eisernen, sprossenartigen Zähnen *i, i, i* besteht. Oben besitzt er einen Handgriff *k*, welcher in einem Ausschnitte *l* des Ladendeckels (s. *Fig.* 81) innerhalb der erforderlichen Gränzen verschiebbar ist. *Fig.* 83 stellt den Rechen abgesondert und vollständig vor. Seine Zähne *i* gehen ganz nahe an der hintern Fläche der Schützenbreter *d, e* hin und her, berühren dabei die hinten hinausragenden Enden der Schützen, und geben so den letzteren einen stossartigen Antrieb, dessen sie bedürfen um durch die geöffneten Ketten zu fliegen. Alles Uebrige erklärt sich hiernach von selbst, wenn man sich dabei dessen erinnert, was über die Schützen und ihre Bewegung bei Beschreibung der Bandmühle gesagt worden ist.

W. Goodmann zu Coventry in England hat dem Schubstuhle eine Einrichtung gegeben, wodurch auf demselben bei unveränderter Breite des Stuhles fast doppelt so viel Läufe angebracht werden können als gewöhnlich. Er erhielt dafür im Jahre 1822 ein Patent. Das Wesentliche dieser Erfindung besteht darin, zwei Reihen von Bandketten über einander anzubringen, jedoch so, dass jedes Band der untern Reihe sich unterhalb des Raumes zwischen zwei Bändern der obern Reihe befindet. *Fig.* 77 (auf Taf. 56) ist ein Seitenaufriss des Goodmann'schen Bandstuhles (auf 39 Läufe ganz schmalen Bandes eingerichtet), *Fig.* 78 der Aufriss desselben von vorn; *Fig.* 79 stellt einen Theil der Lade im Aufrisse von hinten, *Fig.* 80 einen Theil des Rechens vor.

A ist das Gestell; *B* der Sitz des Webers. Die Zettelspulen *g, g* sind in zwei über einander befindlichen Reihen angebracht, den beiden Reihen von Bändern entsprechend. Damit man den Lauf der von ihnen ausgehenden Ketten (in *Fig.* 77 leicht übersehen könne, ist derselbe durch die Ziffern 1 (für die obern Ketten) und 2 (für die unteren) angedeutet. Zuerst gehen die Ketten über kleine Rollen 11, 11; dann umschlingen sie die beweglichen Rollen der Kettengewichte *z, z*, kehren über grössere Rollen *w, w* (welche die Axe mit 11 gemein haben) zurück, und nehmen von da ihren Weg nach den Scheideblättern *h, h*. — *i, i* sind die Kettenbäume, *k, k* die zwei Schäfte (zu glattem Bande). Letztere enthalten zwei Reihen Litzen, von welchen die vordere für die oberen, die hintere für die unteren Ketten dient; wonach auch die vorderen Litzen ihre Augen weiter oben haben als die hinteren. Die Schäfte hängen an den Schnuren 4, 4, welche über die Geschirr-Rollen 3 gelegt sind, so dass, wenn der eine Schaft niedergetreten wird, der andere von selbst in die Höhe geht. *C* sind die Tritte; *E* die Quertritte, welche durch die Schnuren 7 mit den Schäften zusammenhängen. Die Lade *j* hat ihre Aufhängungspunkte in 5. Am untern Theile derselben sind die Rietblätter und die Schützen nebst ihrem Bewegungs-Mechanismus angebracht, wie nachher näher beschrieben werden soll. 1_1 und 2_1 bezeichnen den Weg,

welchen die Bänder von der Lade aus nehmen. Sie gehen zuerst durch Löcher oder Spalten des festliegenden Brustbaumes *F*, welcher in *Fig.* 78 so vorgestellt ist, als ob der mittlere Theil herausgebrochen wäre, um die hinter demselben liegende Lade sehen zu lassen. Mit *m*, *m* sind die Spalten für die obere Bänderreihe bezeichnet, mit *n*, *n* jene für die untere.

Dann sind sämmtliche Bänder neben einander unter einem Bandbaume *l* (*Fig.* 77) durchgeführt, über Rollen *v*, *v* geleitet, mittels der Bandgewichte *x*, *x* gespannt und über Leisten 12, 12, 8 durch Oeffnungen *p*, *p* des Gestellriegels 9 nach den Bandrollen *q*, *q* gezogen. Jede dieser Rollen nimmt zwei Bänder auf, wie beispielweise bei 10, 10 (*Fig.* 78) zu sehen ist. In den Löchern *p* werden die Bänder durch hölzerne Keile bis zu dem Zeitpunkte festgehalten, wo man das Aufwickeln derselben vornimmt. Die meisten Eigenthümlichkeiten bietet die Lade dar. In ihr befinden sich, den zwei Reihen von Bandketten entsprechend, zwei Reihen von Rietblättern und von Schützen, wie durch Vergleichung der *Fig.* 77, 78 und 79 zu ersehen ist. Die Ladenarme *j*, *j* sind unten durch drei Querhölzer *b*, *c*, *d* mit einander verbunden, und an letzteren sind vorn mittels Schrauben drei Schützenbreter *a*, *a*, *a* befestigt. Diese Breter lassen zwischen sich zwei Furchen, in welche auf schon bekannte Weise die Schützen *s* eingeschoben werden, und enthalten die zum Durchgange der Ketten nöthigen Ausschnitte, wie man in *Fig.* 78 bei *o*, *o* bemerkt. Der Rechen oder Treiber *t*, welcher sich in dem Raume zwischen den Querhölzern *b*, *d*, *c* und den Schützenbretern *a*, *a*, *a* bewegt, ist, wie bei den gewöhnlichen Schubstühlen, ein länglich viereckiger Rahmen mit eisernen Zähnen *f*, *f*; aber diese letzteren sind zweimal unter einem stumpfen Winkel gebogen (s. *Fig.* 79 und 80), weil ihr mittlerer schräger Theil von der obern Reihe der Bänder zu der untern Reihe übergehen muss, ohne an die Kette anzustossen. Dieser schräge Theil kann übrigens auch weggelassen werden, wo dann die obere und untere Leiste des Rechens jede eine abgesonderte Reihe von geraden Zähnen erhalten, wie bei f_1, f_1 in *Fig.* 80 angegeben ist. *D* in *Fig.* 77 und 78 ist der Griff, welchen der Arbeiter mit der einen Hand anfasst, um den Rechen zu schieben; die andere Hand verrichtet das Anschlagen des Eintrages, indem sie der Lade die behannte schwingende Bewegung ertheilt. Die Rietblätter *e*, *e* sind einerseits in Vertiefungen des Querholzes *d* eingesenkt, und werden anderseits durch eiserne Bolzen 6, 6 gehalten, welche hinten hakenartige Köpfe, vorn Flügelmuttern haben (s. besonders *Fig.* 77) und zugleich zur Befestigung des obern und des untern Schützenbretes *a* an den Querhölzern *b* und *c* dienen.

III. Bandstuhl mit gewöhnlichen Schnellschützen.

Bei dem Schubstuhle wie bei der Bandmühle findet aus dem schon oben erörterten Grunde der Umstand statt, dass zwischen zwei benachbarten Bandketten ein Raum für die Schütze gelassen werden muss, welcher mindestens doppelt so breit ist als eine einzelne Kette. Hierdurch geht über zwei Drittheil von der Breite des ganzen Stuhles für die Anbringung der Ketten verloren, und der Stuhl erhält eine verhältnissmässig bedeutende Grösse, welche ihn raumverzehrend und kostspielig macht, wie auch die Bewegung erschwert. Diese Nachtheile werden grossentheils vermieden, wenn man die Bandschützen nach Art gewöhnlicher Schnellschützen construirt und in Bewegung setzt; denn da in die-

sem Falle die Schütze nicht schwebend durch die Kette gestossen wird, sondern mittels Rollen auf einer Unterlage läuft, so kann sie (selbst für die breitesten Bänder) sehr kurz gemacht werden, und es ist dann gestattet, die Bandketten einander viel näher zu legen. Man hat deshalb neuerlich (in Frankreich) diese Einrichtung bei Bandstühlen anzuwenden angefangen, und es soll das diese Verbesserung Betreffende hier zunächst der Beschreibung des Schubstuhles darum angeschlossen werden, weil — den Bau und die Bewegung der Schützen abgerechnet — alles Uebrige an den Schnellschützen-Stühlen eben so beschaffen ist wie bei dem Schubstuhle. Die *Fig.* 53 bis 60 (Taf. 53) stellen (in wirklicher Grösse) die Einrichtung einer Bandschnellschütze im Zusammenhange und nach den einzelnen Theilen vor. *Fig.* 53 ist der Grundriss der ganzen Schütze; *Fig.* 54 der Aufriss von der vordern (dem Weber zugewendeten) Seite; *Fig.* 55 ein Längendurchschnitt durch die Mitte; *Fig.* 56 ein Querdurchschnitt nach *AB* und *Fig.* 57 ein anderer nach *CD* des Grundrisses. Der aus Messing gegossene hohle Körper *a* ist mit eingeschraubten Endspitzen von gehärtetem Stahle *b*, *b* versehen, und durch zwei Scheidewände *c*, *d* in drei Abtheilungen getrennt, welche oben und unten offen sind. In den zwei kleineren Abtheilungen befinden sich die aus Horn gemachten Rollen oder Laufwalzen *f*, *f*, deren stählerne Axen mit ihren zugespitzten Enden in conischen Grübchen der messingenen Schrauben *e*, *e* liegen, so dass sie sich äusserst leicht drehen. *g* ist das mit einem Glasringelchen ausgefütterte Loch in der vordern Wand der Schütze, durch welches der Einschussfaden von der Spule *n* herausgeht. Die letztere liegt in der mittleren Abtheilung der Schütze. Ihre stählerne Axe *h i* ist an beiden Enden abgerundet, hat aber nicht die Bestimmung sich zu drehen, sondern wird durch Federn festgehalten. Zu diesem Behufe steckt das Ende *h* in dem halbkugeligen Grübchen am Ende eines cylindrischen messingenen Stiftes, welcher durch ein Loch der Scheidewand *d* und in eine Vertiefung *l* des Schützenkörpers lose eingeschoben ist. Diesen Stift umhüllt eine von starkem Messingdrahte schraubenartig gewundene Feder *k*, welche sich einerseits von innen an das massive Ende der Schütze bei *l*, anderseits an einen Vorsteckstift *m* stützt. Dadurch wird der Federstift in der Richtung von *l* nach *h* gedrückt, bringt folglich eine gewisse Friction an der Spulenaxe hervor, kann aber, selbst wenn die Spule entfernt ist, nicht weiter durch *d* nach innen vortreten als der Vorsteckstift gestattet. Das andere Ende *i* der Spulenaxe ruht in einem Grübchen *r* der Scheidewand *c*, von welchem eine oben sich erweiternde senkrechte Kerbe *q* ausgeht, um das Hineingleiten von *i* zu gestatten, wenn man die Spule in die Schütze legt. Eine gekrümmte messingene Feder *o*, welche sich an der Scheidewand *c* befindet, übt von der Seite her einen Druck auf die Axe *i* aus, um ihre feste Lage zu sichern; diese Feder hat einen Drehungspunkt, welcher durch die Schraube *s* (*Fig.* 56) gebildet wird, und eine Verlängerung, welche sich an die Schraube *p* anlehnt, so dass man durch Vor- oder Rückwärtsstellen der letzteren den Druck von *o* gegen *i* reguliren kann. Die Spule *n* ist von Holz und nicht nur so mit ihrer Axe verbunden, dass sie beim Herabziehen des Fadens mit einigem Widerstande umläuft, um den Einschuss nicht übermässig fahren zu lassen, sondern auch noch mit einem Mechanismus versehen, durch welchen der etwa abgewickelte Ueberschuss sich beim Stillstehen der Schütze ungesäumt von selbst wieder aufwickelt. Diese Vorrichtung hat Aehnlichkeit mit der zu gleichem Zwecke bestimmten, welche

an der schon beschriebenen, auf Taf. 53 in *Fig.* 47 — 50 abgebildeten Bandmühlen-Schütze vorkommt, und besteht aus folgenden Theilen, welche man in *Fig.* 55 vereimgt, in *Fig.* 58, 59 und 60 zerlegt sieht. Die Axe *h i* ist in ihrem mittleren Theile etwas dicker als an den Enden, so dass sie wie eine kleine Welle mit zwei verhältnissmässig etwas langen Zapfen erscheint. Auf das Ende *i* derselben wird eine messingene Kapsel 8, 9, 10 aufgeschoben (s. *Fig.* 59), an welcher die Scheibe 10, das Schraubengewinde 9 und der glatte Hals 8 zu unterscheiden sind. Die Axe *h i* enthält bei 6 ein kleines Loch, in welchem der Anfang einer von feinem Messingdrahte schraubenförmig gewundenen Feder 7 befestigt wird; das Ende eben dieser Feder liegt auf dem Halse 8 und ist da durch einen mehrmal herumgewickelten Seidenfaden angebunden. Das Gewinde 9 wird in die Muttergänge 3 eines übrigens dünnwandigen eisernen Röhrchens 1 (*Fig.* 58 im Durchschnitte) eingeschraubt, wonach dieses letztere und die Kapsel 8, 9, 10 gleichsam nur ein Stück ausmachen. Das der Kapsel zunächst liegende Ende des Rohres 1 ist durch einen daranf festgelötheten Ring 4 verstärkt, das gegenüberstehende mittels eines vorgelötheten messingenen Bodens geschlossen. Im Mittelpunkte dieses Bodens befindet sich ein rundes Loch 2, durch welches der Zapfen *h* der Axe herausragt. *Fig.* 60 stellt das Rohr in Vereinigung mit der Axe und der Kapsel vor. Es ist nach dem Vorhergehenden einleuchtend, dass — die Axe als festliegend gedacht, wie sie es in der Schütze der That nach ist — durch eine Drehung des Rohres und der Kapsel um dieselbe die Zusammenwindung und daher Spannung der Feder 7 erfolgen muss, weil ein Ende dieser Feder ruht, das andere im Kreise herumgeht. Lässt man sodann das Rohr wieder los, so läuft es plötzlich verkehrt um, bis die Feder abgespannt ist. Aussen auf dem Rohre 1 befinden sich zwei dünne, schwach bogenförmige Stahlfedern 5, 5, welche zunächst an dem Ringe 4 durch Löthung befestigt sind, übrigens aber ganz frei stehen. Wenn man die Spule *n* (*Fig.* 55) mit ihrer Höhlung auf den bisher beschriebenen Apparat schiebt, so klemmt sie sich darauf fest, weil die Federn 5, 5 ein wenig nach dem Rohre hin ausweichen müssen, und sich also vermöge ihrer Elasticität inwendig an die Spule anlehnen. Die dadurch erzeugte Reibung der Feder an der Spule macht, dass diese, wenn sie durch das Herabziehen des Eintragfadens genöthigt ist sich umzudrehen, das Rohr 1 nebst der Kapsel 8, 9, 10 in diese Drehung mit hinein zieht, wodurch — wie schon erläutert — eine Anspannung der Feder 7 erfolgt. Diese Spannung steigert sich so lange, bis sie anfängt das Uebergewicht über die Friction der Federn 5, 5 an der Spule zu gewinnen. Von diesem Augenblicke an bleibt das Rohr 1 stehen, und die Spule fährt allein fort sich zu drehen; aber der von ihr abgezogene Faden besitzt nun einen Grad von Spannung, welcher der Spannung der Feder 7 entspricht. Wird unter diesen Umständen der Faden sich selbst überlassen, so wickelt sich so viel davon, als der (nun verkehrt umlaufenden) Spule ungehindert zugehen kann, wieder auf dieselbe auf, wenn nur die Gränze nicht überschritten wird, bis zu welcher die sich von selbst abspannende Feder 7 im Stande ist, eine verkehrte Drehung der Spule zu bewirken. Man kann es durch das richtige Verhältniss in der Stärke der verchiedenen Federn sehr leicht dahin bringen, dass die Spule beim Rücklaufe wenigstens 6 Umgänge macht, wobei sie das Vermögen hat, 6 — 10 Zoll Faden aufzuwickeln, je nachdem sie fast leer oder ganz gefüllt ist.

Hinsichtlich des Apparates zur Anordnung der Bandketten und Bänder, so wie hinsichtlich der Schäfte und Tritte, weicht der Bandstuhl, auf welchem mit Schützen von eben beschriebener Einrichtung gearbeitet wird, nicht nothwendig von dem Schubstuhle ab. Es ist demnach hier nur die Einrichtung der Lade zu erörtern. Eine solche (zu drei Läufen) findet man, so weit es für die nachstehende Auseinandersetzung nöthig ist, auf Taf. 53 abgebildet, und zwar *Fig.* 61 im Aufrisse von vorn, *Fig.* 62 im Durchschnitte (nach *AB* von *Fig.* 61). *a*, *a* sind die untern Enden der gewöhnlichen Ladenarme, *b* ist der Ladendeckel, *c* der Klotz. Letzterer ist unten an der vordern Seite falzartig ausgehöhlt (wie *Fig.* 62 zeigt); seine breite obere Fläche dient als Bahn für die Schützen. Mit *d*, *d*, *d* sind die wie gewöhnlich eingesetzten Rietblätter bezeichnet. Vorn an dem Klotze *c* sind, als eine Art Geländer für die Schützenbahn, vier stehende Bretchen *e*, *e*, *e*, *e* aufgeschraubt; und ihnen gegenüber sind andere Bretchen zwischen den Klotz und den Ladendeckel eingesetzt, wodurch die Schützenkasten entstehen. *Fig.* 63 stellt den Aufriss des Klotzes mit den darauf stehenden Schützen *l*, *l*, *l*, aber ohne die Bretchen *e*, vor. *i* ist ein Rechen oder Treiber, der auf drei Rollen *k* läuft, und mittels des Heftes *h* durch Hülfe der zwei (über Rollen *f*, *g*, *f*, *g*, geleiteten) Schnuren *m*, *n* rasch hin und her geschoben wird. Die eisernen Zähne *o* desselben spielen in schmalen Oeffnungen der Schützenbahn, und sind oben, wo sie gegen die Endspitzen der Schützen stossen, mit Sohlenleder beschlagen. Ihre Wirkung auf die Schützen ist nach dem, was über den Rechen an der Bandmühle oben vorgekommen ist, ohne fernere Erläuterung klar. Damit aber die auf ihren Rollen oder Laufwalzen sehr leicht beweglichen Schützen nicht zurückprallen, wenn sie durch die Oeffnung der Kette gerollt sind, und von dem nächststehenden Rechenzahne plötzlich aufgehalten werden, so sind in den Schützenkasten auf der inneren Seite der Bretchen *e* stählerne Federn angebracht, welche ein schwaches Einklemmen der eintretenden Schützen bewirken und dieselben augenblicklich zum Stillstehen bringen.

IV. Der Handstuhl (Posamentir-Stuhl, Bortenwirker-Stuhl).

Die Hauptanwendung dieses Stuhles findet statt zum Weben der Tressen und anderer Arten von goldenen, silbernen, seidenen und wollenen Borten, weshalb hier in Ansehung seiner Beschreibung auf den Artikel POSAMENTIR-STUHL verwiesen wird. In der Bandfabrication wird derselbe seit der Einführung der Schubstühle und Bandmühlen wenig mehr gebraucht, weil darauf nur ein einzelnes Band verfertigt werden kann, und deshalb die Production im Allgemeinen zu gering ist. Doch gibt es gewisse Fälle, wo man zum Handstuhle seine Zuflucht nehmen muss. Dies tritt namentlich ein bei der Verfertigung der allerbreitesten Bänder, und solcher, welche vielerlei Farben im Einschusse enthalten, so dass sehr oft die Schütze gewechselt werden muss, was hier mit viel weniger Zeitverlust geschehen kann als das Austauschen der Spulen in den Schützen auf der Bandmühle oder dem Schubstuhle. Immer behält die Arbeit des Handstuhles hinsichtlich der Reinheit und Schönheit einen entschiedenen Vorzug vor den Producten des Schubstuhles und noch mehr der Bandmühle, weil der Arbeiter alle seine Aufmerksamkeit und Sorgfalt auf ein einziges Band concentrirt. Das Weben auf dem Handstuhle geschieht immer mit Handschützen, d. h. solcher Schützen, die ohne Mechanismus frei mit der Hand durch die Kette gesteckt werden; denn

die Anwendung der Schnellschütze würde hier, wo eine einzige und schmale Kette vorhanden ist, mehr Unbequemlichkeit als Nutzen gewähren und durchaus keinen Zeitgewinn herbeiführen. Ein Arbeiter kann auf dem Handstuhle in 12 Arbeitsstunden 9 Wiener Ellen des breitesten Atlasbandes (4 — 6 Zoll breit, mit 2000 bis 3000 Fäden in der Kette) weben; von vielfarbigem gemusterten Bande, wobei oft die Schütze gewechselt werden muss, nach Verhältniss weniger.

V. Bandwebemaschine von Heathcoat.

Diese Maschine, welche sich, wie es scheint, vorzugsweise zum Weben sehr schmaler Bänder eignet, und für die Fabrication wichtig zu werden verspricht, ist auf Taf. 57 abgebildet. Die Beschreibung derselben werden wir hier wesentlich unverändert aus dem *Répertoire de l'Industrie étrangère* (*Tome I. p.* 47) mittheilen, weil dieselbe leider manche Lücken und undeutliche Stellen enthält, die durch Hülfe der Zeichnungen sich nicht mit Sicherheit ausfüllen oder aufklären lassen. Einzelne Anmerkungen, die ich zur Erläuterung beifüge, wollen und können nicht den Anspruch machen, alle Dunkelheiten des Originals zu heben.

Die Erfindung, für welche Heathcoat in Tiverton (Devonshire) ein Patent erhielt, besteht in vervollkommneten Mechanismen und in Combinationen mechanischer Mittel, wodurch leinene, baumwollene und seidene Bänder, ferner Borduren (Tapezier-Börtchen) und andere Gewebe von geringer Breite mit grosser Geschwindigkeit und in einem kleineren Raume als zur Aufstellung der gewöhnlich zu diesem Zwecke angewendeten Stühle erforderlich ist, erzeugt werden können. Das hauptsächlich unterscheidende Merkmal der gegenwärtigen Erfindung besteht darin, dass das Weben in transversaler Richtung statt findet, d. h. unter rechtem Winkel mit der Vorder- und Hinterseite der Maschine, indem die Bänder neben einander nicht nur parallel unter sich selbst, sondern auch mit der linken und rechten Seite der Maschine angebracht sind; während nach dem gewöhnlichen Verfahren das Weben in einer zur Vorderseite der Maschine parallelen Richtung vor sich geht.

(Diese Erklärung will sagen, dass die Bandketten (welche vertikal aufgespannt sind, wie aus dem Folgenden hervorgeht) nicht sämmtlich in einer Ebene liegen, sondern in lauter verschiedenen, jedoch mit einander parallelen Ebenen. Man wird jedoch bald sehen, dass sie diese eigenthümliche Lage nur an der Stelle haben, wo das Einschiessen geschieht; während übrigens sowohl die Ketten als die daraus erzeugten Bänder allerdings in einer gemeinschaftlichen Ebene sich neben einander befinden. Man gewinnt aber durch jene eben erwähnte Eigenthümlichkeit den Vortheil, dass zwischen den benachbarten Ketten kein Raum nöthig ist wie derjenige, welcher bei der gewöhnlichen Bandmühle u. s. w. zur Anbringung der Schützen leer gelassen werden muss; und dass folglich in gleicher Breiten-Ausdehnung der Maschine eine nach Verhältniss grössere Anzahl von Bändern gewebt werden kann.)

Fig. 85 ist der Aufriss des ganzen Stuhles von vorn; *Fig.* 86 ein senkrechter Durchschnitt; *Fig.* 87 eine Endansicht (Aufriss der rechten Seite).

A, *A*, die (gusseisernen) Wände des Gestelles, welche unwandelbar auf dem Fussboden befestigt und durch Riegel oder Querstangen mit einander verbunden sind.

B die Betriebswelle mit den zur Aufnahme eines endlosen Treibriemens bestimmten Rollen.

(Diese Rollen sieht man in *Fig.* 85 rechts am äussersten Ende der Welle *B*, und auch in *Fig.* 87. Eine derselben ist, wie gewöhnlich, die Triebrolle, auf welcher der Riemen läuft, wenn die Maschine im Gange ist; die andere die Leer- oder Losrolle, auf welche durch einen (nicht angegebenen) Ausrückhebel der Riemen hinübergeschoben wird, um Stillstand eintreten zu lassen.)

C eine vertikale Welle, welche von der Welle *B* durch den Eingriff zweier Kegelräder in Umdrehung gesetzt wird. Auf den Wellen *B* und *C* befinden sich die Räder (excentrischen Scheiben), Däumlinge und Kurbeln, welche alle übrigen Theile der Maschine in Thätigkeit bringen.

D eine Walze, auf welcher die Kettenfäden aufgebäumt sind. Sie wird in Bewegung gesetzt mittels eines an ihrer Axe befindlichen Zahnrades, in welches eine Schraube ohne Ende eingreift. Diese letztere selbst erhält ihre Drehung durch ein Stoss- oder Schiebrad am entgegengesetzten Ende ihrer Axe m_1.

E, E, E eine Reihe (*série*) von Leitungsplatten (*plateaux-guides*) mit Löchern, wodurch die Kettenfäden gehen, und mittels welcher diese Fäden in Abtheilungen (*assortimens*) geschieden werden, so dass jede Abtheilung eine Richtung rechtwinklig gegen die Axe der Kettenwalze erhält.

(Der Buchstabe *E* kommt im Originale nur ein Mal vor, und zwar in *Fig.* 86; in *Fig.* 85 habe ich diese Auslassung verbessert. Die Beschaffenheit der sogenannten Leitungsplatten (besser: Fadenleiter) wird durch keine Detailzeichnung erläutert. Was man mit einiger Zuversicht darüber vermuthen kann, ist etwa Folgendes: Die Gesammtheit der Kettenfäden befindet sich auf dem Baume *D* gleich als ob sie eine einzige breite Kette bildete. Die Bestimmung der Fadenleiter *E* ist es, sie in einzelne schmale Bandketten zu scheiden, und jede solche Kette für sich in eine Ebene auszubreiten, welche rechtwinklig gegen die ursprüngliche Ebene der Gesammtkette steht (vergl. die erste Erläuterung). Die Fadenleiter mögen schmale wagrechte Messingplatten (für jede Bandkette eine) sein, welche wie die Zähne eines Kammes an einer Eisenstange *E* (*Fig.* 85) sitzen, und von denen jede die nöthigen, reihenweise gestellten Löcher zum Durchgange der Kettenfäden enthält.)

F, F dünne Schienen, welche hinter einander angebracht sind, sich über die ganze Länge der Maschine erstrecken und statt der Schäfte dienen. Oeffnungen nach der Dicke dieser Schienen lassen die Kettenfäden durchgehen; und durch eine Seitenbewegung der Schienen *F, F* wird ein Theil der Fäden rechts, der andere links verschoben, so dass die Kreuzung (das Fach) entsteht, wodurch den Schützen der Weg geöffnet wird. Um diese Oeffnungen zwischen den verschiedenen Theilen der Ketten geräumiger zu machen, lässt man quer durch eine Art Rechen *G G G* eintreten, der dann ungefähr drei Zoll hoch aufgehoben wird, die Fäden von einander löset und vollständig scheidet. Die Schäfte *F* bestehen aus zwei Streifen von Messingblech oder Weissblech, zwischen welche eiförmige Metallstücke eingenietet oder eingelöthet sind, wie man aus *Fig.* 92 entnimmt. Sie sind hinter einander angebracht und so gestellt, dass ihre respectiven Oeffnungen einander auf der ganzen Länge gegenüber stehen. Sie gleiten in der Richtung ihrer Breite auf Unterstützungen *N, N*, welche an den Gestellwänden befestigt und zwischen Längenstangen eingeschlossen sind.

(Diese ganze Erklärung über Bauart, Stellung und Wirkung der Schäfte *F* ist so unvollständig und undeutlich als möglich. Es scheint, dass dieselben in ihrer Construction einigermassen einem Rietblatte der gewöhnlichen Webestühle ähnlich sind uud sich nach ihrer Länge (nicht, wie angegeben, nach ihrer Breite) schieben müssen.)

H, H die Schützen, von welchen eine nach zwei Ansichten in *Fig.* 90 besonders vorgestellt ist. Auf den im Mittelpunkte der Schützen enthaltenen Spulen ist der Eintrag aufgewickelt, welcher durch die Oeffnungen der gekreuzten Kette eingezogen wird, indem die Schützen längs bogenförmiger Leitriegel (an welchen sie mittels einer eben so bogenförmigen Furche ihrer Seitenfläche hingleiten) von vorn nach hinten und wieder zurück verschoben werden. Die Spule in der Schütze ist von Messingblech, und dreht sich innerhalb einer Oeffnung der Schütze. Der Faden wird durch krumme Federn gespannt.

(In der Beschaffenheit und Bewegung der Schützen findet sichtbar eine vollständige Uebereinstimmung mit den Bobbinetmaschinen statt, worüber aber im Originale eine genaue Erläuterung fehlt, so dass die Kenntniss der eben genannten Maschinen vorausgesetzt werden muss.)

I, I die Lade zum Anschlagen des Eintrages. Die Abtheilungen derselben sind durch dünne und breite Metallstreifen gebildet, welche weit genug von einander entfernt stehen, um den Kettenfäden freien Durchgang und eine Seitenbewegung zu gestatten.

(Auch diese Erklärung genügt keineswegs. — Vergl. übrigens eine weiter unten in Betreff der Lade vorkommende Stelle.)

j, j Wangen oder Backen, welche an den Gestellwänden *A, A* befestigt sind.

K, K eine Reihe von Leitungen (*guides*), um das Gewebe parallel zu den Schützen zu erhalten, während das Weben statt findet.

L eine kleine Walze, um das Gewebe in der gehörigen Richtung zu erhalten.

M der Bandbaum, nämlich eine Walze, auf welcher sich die Bänder neben einander liegend aufwickeln. Er wird durch ein an seiner Axe befindliches Zahnrad in Thätigkeit gesetzt. In dieses Rad greift eine endlose Schraube ein, welche an dem äussersten Ende einer Axe *m* angebracht ist und selbst wieder durch ein Schieb- oder Stossrad an ihrem anderen Ende die Bewegung empfängt. Der Axe *m* und der schon erwähnten m_1 wird eine gleiche und gleichzeitige Bewegung gegeben, wie aus dem Folgenden hervorgeht.

N, N Träger oder Unterlagen, welche an den Wänden *A, A* befestigt sind.

O, O bewegliche Stängelchen, welche durch einen Stift oder kleinen Bolzen mit den Oehren der Schäfte verbunden sind.

P ein Hebel, der die Stängelchen *O, O* in Bewegung setzt.

(Die Buchstaben *O* und *P* fehlen im Originale; wir haben sie in *Fig.* 92 denjenigen Theilen beigesetzt, zu welchen sie allem Anscheine nach gehören.)

Q, Q excentrische Scheiben auf der Welle *C* (s. beide auch in *Fig.* 89). Sie sind einander an Gestalt gleich, aber entgegengesetzt gestellt.

R, R herabgehende Stangen, an welchen die Stange des Rechens angebracht ist.

S, *S* Hebel, welche auf den excentrischen Rädern *T*, *T* ruhen, von welchen sie eine aufsteigende Bewegung empfangen. Eins dieser beiden auf der Welle *B* befestigten Räder ist abgesondert in *Fig.* 88 vorgestellt.

(Neben den excentrischen Rädern *T*, *T* befinden sich auf der Welle *B* auch zwei kleinere runde Räder (s. eins davon in *Fig.* 86 und abgesondert in *Fig.* 94), welche nach der Angabe des Originaltextes als Schwungräder dienen sollen. Dies ist jedoch bei der geringen Grösse jener Räder und auch aus andern Gründen wenig wahrscheinlich.)

V, *V* Riegel oder bogenförmige Leitungen zur Führung der Schützen.

W, *W* Stangen, an welchen die Bleie der Riegel *V*, *V* mittels Schrauben befestigt sind.

(Die Riegel bilden nämlich, wie bei den Bobbinetmaschinen, zwei kammartige Reihen, und sind in Abtheilungen durch herumgegossene Bleistücke vereinigt.)

Y, *Y* Stangen, durch welche die Bewegung der Schützen hervorgebracht wird.

X, *X* Haken, welche mit Blei vergossen und an den Stangen *Y*, *Y* festgeschraubt sind, nach Erforderniss die Schützen ergreifen und sie durch die Kette treiben. Die Schützen haben zu diesem Behufe an ihrem obern Theile Einschnitte, in welche die Haken *X*, *X* eingreifen.

(Was hier andeutungsweise über die Theile *Y* und *X* gesagt ist, kann nur verstanden werden, wenn die Einrichtung der Bobbinetmaschinen bekannt ist. Eine nähere Ausführung würde sehr weitläufig und doch gewagt sein: Letzteres, weil möglicherweise im Detail Abweichungen von dem Baue der Bobbinetstühle vorhanden sein können.)

a, *a* Bolzen.

b, *b* Verbindungsstangen, welche mit den hervorragenden Armen der Hebel *c*, *c* zusammenhängen.

d, *d* Arme der Hebel *c*, *c*.

e, *e* excentrische Scheiben, welche die Bewegung der Stangen *Y*, *Y* hervorbringen, und folglich jene der Haken *X*, *X*. In *Fig.* 93 und 95 sind sie abgesondert, und eine jede in zwei Ansichten vorgestellt.

(Wie hiermit die Bezeichnung *e*, *e* in *Fig.* 86 in Uebereinstimmung zu bringen sei, ist nicht ersichtlich.)

g, *g* Stücke mit Nuthen, welche an den Stangen *W*, *W* befestigt sind.

h, *h* Zugstangen, welche die Lade tragen.

i, *i* Kurbeln an der Betriebswelle, wodurch die Bewegung der Lade entsteht.

l, *l* geneigte Flächen, welche an den Stangen der bogenförmigen Riegel *V* befestigt sind.

(Der Buchstabe *l* ist in den Zeichnungen nirgend zu finden, ausser unten in *Fig.* 86, wo er zuverlässig an ganz unrechtem Orte steht, und allem Anscheine nach durch *i* ersetzt werden müsste.)

m, m_1 Axen der Schrauben ohne Ende.

n, n_1 Hebel der Schiebkegel.

o, o_1 Schiebkegel der Sperr- oder Stossräder an den Axen *m*, m_1.

o_2, o_3 Sperrkegel, durch welche das Zurückgehen der Stossräder verhindert wird.

p, *p* ein mit zwei Däumlingen versehenes Rad an der Welle *C*.

q Hebel, der von den Däumlingen des Rades *p p* aufgehoben wird.

r eine Stange, welche in Leitungen, die an den Ständern der Maschine sich befinden, verschiebbar ist.

s Regulator von der Gestalt eines Winkelhakens.

t eine Stange, die an dem obern Arme des Regulators *s* befestigt ist.

u Schlitze, um die Stangen *R*, *R* bei ihrer Bewegung zu führen.

Um die Maschine in Gebrauch zu setzen, werden die Kettenfäden auf die Walze *D* aufgebäumt, dann durch die Fadenleiter *E*, in die Schäfte *F*, *F*, in die Lade *I*, *I* und in die oberen Leiter *K*, *K* eingezogen, endlich an dem Bandbaume *M* befestigt. Die erste Bewegung, welche nun erfordert wird, ist: die Kettenfäden mittels der Schäfte seitwärts zu kreuzen. Für glattes (leinwandartiges) Band sind die Schäfte in zwei Abtheilungen (*séries*) geschieden, zwischen welchen die Kettenfäden abwechselnd vertheilt werden. (Vielleicht müsste man hier „*lisses*" mit „Litzen" statt mit „Schäften" übersetzen, wo dann der Ausdruck die einzelnen ovalen Stifte in den Schützen bezeichnete, und „zwei Abtheilungen von Litzen" so viel hiesse als „zwei Schäfte.") Die Schäfte der einen Abtheilung haben an ihrem rechten Ende Oehre, die nach aufwärts stehen, während die Oehre der andern Abtheilung abwärts gerichtet sind. Diese Oehre sind mittels kleiner Bolzen oder Stifte mit dem beweglichen Stängelchen *O*, *O* vereinigt (s. *Fig.* 92). Die entgegengesetzten Enden der Stängelchen sind an dem Hebel *P* eingehängt: das eine oberhalb, das andere unterhalb des Drehungspunktes desselben. Die Backen an den beiden Enden des Hebels lehnen sich gegen die zwei excentrischen Scheiben *Q*, *Q* der vertikalen Welle *C*, welche zur gehörigen Zeit dem Hebel *b*, folglich den Schäften eine hin und her gehende Schiebung ertheilen, so dass der eine Schaft nach dieser, der andere nach jener Seite getrieben wird, und eben so abwechselnd umgekehrt. Wenn die Kettenfäden eines jeden Bandes auf solche Weise gekreuzt sind, treten die flachen Spitzen des Rechens *G* (s. *Fig.* 91) dicht über den Schäften in die Oeffnung der Kette ein, und der Rechen erhebt sich sodann 3 Zoll hoch, um die Fäden besser von einander zu trennen, und den Weg für die Schützen ganz frei zu machen. Um diese Bewegung zu erhalten, ist die Stange des Rechens mit den zwei herabgehenden Stäben *R*, *R* verbunden, die durch Gelenke an den Hebeln *S*, *S* hängen; letztere aber ruhen auf den excentrischen Rädern *T*, *T*, durch deren Umdrehung sie emporgehoben werden. Man wird auch (in *Fig.* 86 und 87) bemerken, dass die Stangen *R* an ihrem oberen Theile Frictionsrollen tragen, welche in den winkelförmigen Schlitzen der feststehenden Theile *u* ihre Bewegung machen müssen. Bei der durch die Räder *T*, *T* bewirkten Aufsteigung des Rechens *G* geht daher dieser letztere zuerst in diagonaler Richtung, tritt in das von den Schäften nur unvollkommen geöffnete Fach der Ketten ein und erhebt sich dann noch senkrecht, um eine Oeffnung von der Grösse zu bilden, dass die Schützen ungehindert durchgehen können. Wenn diese Bewegung (des Rechens) geschehen ist, so erlauben die Räder *T*, *T* dem Rechen wieder herabzusinken, um die Schützen frei durch die Ketten gehen zu lassen. (Diese Angabe ist undeutlich; denn der Rechen *G* befindet sich — wie man aus *Fig.* 85 und 86 ersieht — unterhalb der Lade *I*, die Schützen *H* aber sind oberhalb derselben, so dass der Rechen nie den Schützen im Wege stehen kann, auch wenn er erhoben ist. Aus den zunächst folgenden Worten des Textes scheint vielmehr zu folgen, dass der Rechen nur darum herabfallen muss, damit er der ebenfalls niedergehenden Lade Platz macht.) Die Lade *I* senkt sich gleichfalls; alsdann treten die Schützen in das Fach der Ketten und fangen ihren Weg quer durch die

Maschine an, um den Eintrag einzuziehen. Während dieser Bewegung der Schützen fängt die Lade an in die Höhe zu steigen; die Schäfte machen eine Kreuzung der Kettenfäden in entgegengesetzter Weise, und der Rechen wirkt wie vorher, damit die Ketten gehörig offen seien, wenn die Schützen zurückkehren.

Die Stangen *W*, *W* (mit den Ringeln *V*) und *Y*, *Y* (mit den Haken *X*, *X*) haben an ihren Enden Arme, mittels welcher sie an Bolzen aufgehängt sind, so dass sowohl *W*, *W* als *Y*, *Y* um diese Bolzen oscilliren. (*Z* in *Fig.* 86 (ein Buchstabe, dessen in der Originalbeschreibung nirgends gedacht wird) scheint den Mittelpunkt dieser schwingenden Bewegung anzuzeigen.) Die Arme, an welchen die Stangen *Y*, *Y* aufgehangen sind, haben an ihren Enden Bolzen (*a*), mittels welcher sie, durch Hülfe der Verbindungsstangen *b*, *b* mit den hervorragenden Armen der Hebel *c*, *c* zusammenhängen. Diese Hebel haben jeder einen Arm *d*, an dem der vertikalen Welle nächsten Ende der Maschine; und beide Arme lehnen sich an die excentrischen Scheiben *e*, *e* der genannten Welle. (Man erräth hiernach wohl, wo in *Fig.* 85 und 87 der Buchstabe *e* hingestellt werden muss, welcher im Originale fehlt. Ich habe dafür in beiden Zeichnungen e_1 und e_2 gesetzt. Die obere Scheibe (von mir e_1 genannt) ist nebenbei — dem Originale gemäss, aber offenbar falsch — in *Fig.* 87 mit *Q* bezeichnet.) Die erwähnten Scheiben *e*, *e* bringen mittels der Hebel, Verbindungsstangen und Bolzen in den gehörigen Zeitpunkten abwechselnde (von innen nach aussen gerichtete) Schwingungen der Stangen *Y*, *Y* und ihrer Haken (*X*, *X*) hervor, um den Schützen die hin und her gehende Bewegung zu ertheilen.

Auf dem äussersten Ende der Stangen *Y*, *Y*, welche an Bolzen aufgehangen sind, und in den Armen, von denen sie getragen werden, sich drehen können, befinden sich kleine Stücke mit Frictionsrollen, die während der Schwingung der genannten Stangen in Nuthen der (an den Stangen *W*, *W* befestigten) Leitungsstücke *g*, *g* hin und her gehen. (Der Buchstabe *g* ist nirgends zu finden, ausser ein Mal in *Fig.* 86, wo er nichts deutlich macht.) Durch die Gestalt und Richtung dieser Nuthen versenkt sich das Ende der Haken in den Einschnitt der Schützen, wenn erstere ihren Weg nach aussen antreten; und wenn dieser Weg zurückgelegt ist, so werden die Haken eben wieder durch die Wirkung der Nuthen in ihre erste Stellung zurückgebracht. Die von den excentrischen Scheiben *e*, *e* erzeugte abwechselnde Bewegung der Stangen *Y*, *Y* hat zur Folge, dass die Haken der einen Seite in die Einschnitte der Schützen einfallen und letztere an sich durch Ketten hindurch ziehen in dem Augenblicke, wo die Haken der andern Seite schon die Einschnitte verlassen haben. Auf diese Weise werden die Schützen nach vorn und nach hinten abwechselnd geschoben, und der Eintragfaden legt sich hin und her zwischen die Kettenfäden.

Die nächstfolgende Operation ist das Anschlagen des Eintrages mittels der Lade *I*. Diese Lade besteht aus einer hinreichenden Anzahl gerader messingener Blätter oder Streifen, welche durch zwei, an den Enden fest mit einander vereinigte leichte Eisenstangen verbunden sind. Es ist nothwendig zwischen jenen Streifen kleine Metallplatten anzubringen, um ihnen ihre parallele Lage zu sichern.

Die Lade ist an ihren Enden zwischen zwei Zugstangen *h*, *h* eingehängt, welche ihre Bewegung von den Kurbeln *i*, *i* der Betriebswelle empfangen, und die Lade abwechselnd heben und senken, wodurch der

Eintrag im Gewebe angeschlagen wird. (Das Anschlagen geschieht beim Hinaufgehen der Lade.) Am Ende der Lade befinden sich Bolzen und längliche Schieber, welche in Nuthen der (an den Gestellswänden *A*, *A* befestigten) Wangen *j*, *j* auf und nieder gleiten, wodurch die Bewegungen der Lade eine fast vertikale Richtung erhalten.

(Es ist nicht einzusehen, weshalb die Bewegung der Lade nur fast (und nicht völlig) vertikal sein soll. Das französische Original, welches sichtlich aus der englischen Patentbeschreibung übersetzt ist, scheint hier einen Uebersetzungsfehler zu enthalten.)

Die Anzahl der Metallstreifen, aus welchen die Lade gebildet ist, und jene der Litzen (Metallstifte in den Schäften), welche zur Abtheilung der Kettenfäden dienen, hängt ab von der Anzahl vorhandener Kettenfäden, sowie von der Breite und Schwere der Bänder, welche man verfertigen will. Da alle Fäden durch die Schäfte (im Originale steht *lames*, und es wird nicht klar, ob damit wirklich die Schäfte oder die Blechstreifen in der Lade gemeint sind) einzeln von einander abgesondert werden müssen, und da der Abtheilungen in der Lade nur halb so viele sein dürfen als Kettenfäden, so hängt die Anzahl der Schützen, und folglich jene der auf ein Mal verfertigten Bänder, von der Breite der Maschine und der Breite der Bänder ab. (Hier leuchtet der ursächliche Zusammenhang zwischen Vordersatz und Nachsatz nicht ein, obschon letzterer ganz richtig ist.) Es ist vorzuziehen, alle Bänder mit einander auf den Bandbaum aufzuwickeln, wobei sie dergestalt neben einander zu liegen kommen, dass sie dessen ganze Oberfläche einnehmen.

Es ist bemerkt worden, dass die Stangen *W*, *W* gleich den Stangen *Y*, *Y* eine schwingende Bewegung machen. Der Zweck hiervon ist folgender: die Lade muss zwischen den bogenförmigen Riegeln *V*, *V* (d. h. zwischen den zwei Reihen derselben, welche im vordern und hintern Theile der Maschine einander gegenüber stehen und die Ketten zwischen sich haben) durchgehen, um den Eintrag anzuschlagen; aber die Riegel stehen einander (mit ihren einwärts gekehrten Enden) zu nahe, als dass dies ohne eine Ortsveränderung derselben statt finden könnte. Deshalb sind an den beiden Enden der Lade Räder (wahrscheinlich Frictionsrollen, von welchen aber in den Zeichnungen nichts zu bemerken ist) angebracht, welche beim Emporsteigen der Lade einen Druck gegen die an den Riegelstangen befindlichen geneigten Flächen *l*, *l* (diese schrägen Flächen werden in den Abbildungen vermisst) ausüben, und die Riegel so weit aus einander entfernen, dass ein hinlänglicher Zwischenraum zum Durchgange der Lade entsteht. Wenn letztere wieder herabsinkt, kehren die Stangen *W*, *W* und die Riegel *V*, *V* in ihre erste Stellung zurück.

Es muss hier darauf aufmerksam gemacht werden, dass die zwei conischen Zahnräder, durch welche die Betriebswelle *B* mit der aufrechten Welle *C* in Verbindung gesetzt ist, in dem Verhältnisse = 1 : 2 zu einander stehen; dass folglich die Kurbeln der Welle *B* zwei Umläufe machen, während die excentrischen Scheiben auf *C* nur einen Umgang vollbringen. Daher macht die Lade zwei Schläge zwischen der alternirenden Bewegung der Schäfte und Schützen, worin das Princip dieser Operation liegt.

(Die letzten Worte dieses Satzes haben wohl keinen gegründeten Sinn. Es ist ja offenbar, dass während eines Umganges der Welle *C* beide excentrische Scheiben *Q*, *Q* (zu verschiedenen Zeiten) ihre Wirkung auf die Schäfte ausüben, also die Kette zu zwei Malen Fach macht, und zwei Fäden eingeschossen werden, wodurch sehr begreiflich die Noth-

wendigkeit entsteht, auch die Lade zwei Mal schlagen zu lassen, ohne dass — wie nach dem Originaltexte scheinen könnte — zwei Schläge auf einen Eintragfaden statt finden.)

Die gewebten Bänder gehen zwischen den Leitern *K*, *K* durch, welche sie in einer mit den Schützen parallelen Stellung erhalten, wenden sich dann mit Hülfe der kleinen Walze *L* in eine Ebene, welche zur Axe des Bandbaumes parallel ist, und wickeln sich, neben einander liegend, um diesen Baum auf.

(In *Fig.* 85 erscheint (aus nicht erkennbarer Ursache) das Gewebe auf dem Bandbaume *M* in fünf Abtheilungen getrennt, was zu dem Irrthume führen könnte, es seien nur fünf (breite) Bänder auf der Maschine. Die Anzahl der Bänder (Läufe) ist aber sehr viel grösser, und scheint ungefähr 50 zu betragen, wenn man nach der Abbildung der zwischen den Bäumen *D* u. *M* ausgespannt sichtbaren Ketten schliessen darf.)

Es ist noch zu erklären, auf welche Weise dem Kettenbaume und Bandbaume die nöthige intermittirende Umdrehung ertheilt wird, durch welche nach und nach die Kette sich abrollt und die Bänder sich aufwickeln. Auf dem äussersten Ende dieser beiden Bäume befinden sich zwei schräg eingeschnittene Zahnräder, in welche die endlosen Schrauben an den Axen m und m_1 eingreifen. Diese Axen tragen an der entgegengesetzten Seite Sperr- oder Schiebräder, deren Schiebkegel o und o_1 an den um die Axen m, m_1 drehbaren Hebeln n, n_1 sich befinden. Ein Sperrkegel o_2 verhindert das obere Sperrrad an verkehrter Umdrehung; ein gleicher Sperrkegel o_3 hat die nämliche Bestimmung in Bezug auf das untere Sperrrad. Das mit zwei Däumlingen versehene Rad p p an der vertikalen Welle *C* hebt bei jeder Umdrehung zwei Mal (ein Mal nach jedem Schlage der Lade) den Hebel q auf. Die senkrechte Stange r, welche in unbeweglichen, am Gestelle befestigten Leitungen auf und nieder gleitet, empfängt diese Bewegung vom Hebel q, wirkt dadurch in entsprechender Weise abwechselnd auf die Hebel n, n_1, und macht hierdurch, dass die Schiebkegel o, o_1 ihre Sperrräder jedes Mal um einige Zähne weiter herumdrehen.

Um der Unregelmässigkeit des Gewebes zu begegnen, welche durch den immer mehr anwachsenden Durchmesser des Bandbaumes hervorgebracht werden würde, wird eine Art Regulator in Anwendung gesetzt. Dieser besteht in einem winkelförmigen Hebel s, welcher an einem seiner Arme eine kleine Walze enthält. Letztere ruht auf den um den Bandbaum aufgewickelten Bändern. Der andere Hebelarm trägt eine Stange t, welche längs des Gestelles auf und nieder gleiten kann. Von dieser Stange springt ein Ansatz hervor, der als ein Stützpunkt dient, worauf die zur Regulirung der Bewegung des Hebels n bestimmte Schraube ruht. In dem Masse, wie der Bandbaum an Durchmesser zunimmt, rückt der Winkelhebel s die Stange t in die Höhe, und vermindert in demselben Verhältnisse den Spielraum der Bewegung des Hebels n, folglich auch die Grösse der Fortrückung, welche dem Sperrrade ertheilt wird. Durch dieses Mittel fällt das Gewebe der Bänder vollkommen gleichförmig aus.

(Diese Beschreibung, bei welcher die *Fig.* 85 und 86 mit einander verglichen werden müssen, ist nicht ganz deutlich, auch, dem Anscheine nach, nicht völlig richtig. Mit Bestimmtheit geht wenigstens aus den Zeichnungen hervor, dass die Schraube, zu welcher ich den Buchstaben x_1 gesetzt habe, ihren Stützpunkt — d. h. den Punkt, worauf ihr Ende sich stützt — nicht auf einem Ansatze der Stange t, sondern vielmehr

auf dem Winkelhebel *s* findet; wogegen diese Schraube mit der Stange *t* so zu sagen ein Ganzes ausmacht. Will man diesen Widerspruch zwischen Text und Abbildungen beseitigen, ohne in Ersterem ein Versehen anzunehmen, so muss man voraussetzen, dass eine andere Schraube als die von mir mit x_1 bezeichnete gemeint sei. Für den Kettenbaum *D* scheint übrigens ein ähnlicher (nur aber entgegengesetzt wirkender) Regulator nicht entbehrt werden zu können, da dieser Baum eben so an Durchmesser abnimmt, wie die Dicke des Bandbaumes anwächst. Diesen Umstand lässt jedoch unser Original völlig ausser Acht.) *Karmarsch.*

Barometrograph oder selbstregistrirendes Barometer ist eine Vorrichtung, die den Beobachter in den Stand setzt, die während seiner Abwesenheit stattgefundene Barometerhöhe zu erfahren. Man hat diesen Zweck auf zweierlei Art zu erreichen gesucht.

Die erste davon soll den Barometerstand zu gegebenen Zeiten selbst aufzeichnen. Dies hat man dadurch bewirkt, dass die freie Oberfläche eines Heberbarometers einen Schwimmer trägt, der mit dem Quecksilber steigt und fällt und seinen Stand auf einem durch ein Uhrwerk horizontal vorbeigeführten Streifen oder vorbeigedrehten Kreise aufzeichnet. In dieser Absicht trägt der Schwimmer einen vertikalen Stift und dieser, im Falle eine ununterbrochene Aufzeichnung verlangt wird, eine horizontale Blei- oder andere Schreibfeder, im Falle aber, was wegen der unvermeidlichen Reibung der Feder besser ist, nur zu gegebenen Zeiten eine Aufzeichnung gemacht werden soll, eine horizontale Nadel, die mittels eines durch das Uhrwerk bewerkstelligten Schlages zu bestimmten Zeiten einen Punkt auf das vorbeigeführte Papier einsticht. Diese Einrichtung hat den Uebelstand, dass man die Temperatur des Quecksilbers zur Zeit der Beobachtung nicht kennt, und kann daher mit Sicherheit nur in Räumen angewendet werden, in denen die Temperatur ziemlich constant ist. Sie ist übrigens complicirt und kostbar. Dieses findet wegen der Entbehrlichkeit der Uhr weniger bei solchen Einrichtungen statt, welche lediglich den höchsten und tiefsten Stand in Abwesenheit des Beobachters angeben sollen. Da bei ihnen aber auf irgend eine Weise das steigende oder sinkende Quecksilber des Barometers einen Zeiger bewegen muss, der von selbst durch Reibung stehen bleibt, so wird eben diese Reibung nothwendig Fehler herbeiführen. Die Unsicherheit wegen der Temperatur des Quecksilbers bleibt dabei immer auch. Deshalb sind diese Vorrichtungen von geringem Nutzen, und es mag wegen grössern Details auf dasjenige verwiesen werden, was darüber in den citirten Schriften gesagt worden ist*). — Ein von Leupold**) vorgeschlagener Barometrograph besteht in einem Gefässbarometer, dessen Röhre unbeweglich, dessen Gefäss aber an dem einen Arme eines Hebels befestigt ist, von welchem der andere Arm den Stand aufzeichnet, indem bei zunehmendem Luftdrucke mehr Quecksilber in die Röhre gedrückt wird, das Gefäss an Gewicht verliert und sonach mit dem Hebel steigt, umgekehrt aber bei abnehmendem Luftdrucke sinkt. Dieses Instrument

*) Gehler's Wörterbuch, neue Auflage, Bd. I. S. 911 und die Citate daselbst. — Luz Beschreibung von allen Barometern 1784. 8. §. 210. 211. — Magellan Beschreibung neuer Barometer 1782. 8. S. 100.

**) *Leupold theatrum staticum.* 1726. *fol. p.* 305.

ist, insoweit man die Ausdehnung des Glases vernachlässigt, unabhängig von der Temperatur.

Die zweite Art eines Barometrographen fixirt den zu einer gegebenen Zeit stattfindenden Barometerstand, um ihn später zu beliebiger Zeit ablesen zu können. Sie ist von BLACKADDER *) ausgeführt worden, und besteht darin, dass das luftdichte, mit der äusseren Luft nur durch eine enge Röhre in Verbindung stehende Gefäss vermittels einer Uhr zu gegebener Zeit durch einen Hahn abgeschlossen wird, so dass also das Quecksilber den Stand behält, welchen es im Momente des Abschlusses hatte. So viele Beobachtungen, als gemacht werden sollen, ehe man sie notirt und das Instrument zu neuen wieder vorrichtet, eben so viele Barometer, die auf einem Gestelle im Kreise befestigt sind und von der Uhr um eine vertikale Axe gedreht werden, sind erforderlich. — Dieser Barometrograph ist frei von dem Uebelstande wegen der veränderlichen Temperatur des Quecksilbers, da man diejenige Temperatur annehmen und danach corrigiren kann, die dasselbe im Momente des Ablesens besitzt; — allein die eingeschlossene Luft wird bei veränderter Temperatur ihre Expansivkraft ändern und dadurch auch der von ihr getragenen Barometerhöhe einen andern Werth geben. Es soll dies zwar durch die geringe Menge der Luft unschädlich gemacht werden, wenn man aber nach BLACKADDER's Vorschlage Gefässbarometer anwendet, so wird der Fehler immer beträchtlich bleiben. Es zeigt die Rechnung z. B., dass, wenn der Durchmesser des Gefässes 10 Mal grösser als der der Röhre ist und die Höhe der abzuschliessenden Luft 1 Linie beträgt, bei 300 Linien Barometerstand eine Erwärmung der Luft um 1° C. den Barometerstand um 0,28 Linien ändert. Bei Anwendung von Heberbarometern würde man geringere Unsicherheiten erhalten können, da dieselben aber immer noch zu gross für genaue Resultate bleiben, so mag eine weitere Angabe, wie sie am zweckmässigsten ausgeführt werden müssten, um so eher unterbleiben, als unausgeführte Ideen hier nicht am rechten Orte sein dürften. *F. Reich.*

Baumwollspinnmaschinen. Die Maschinen-Spinnerei (fr. *filature mécanique;* engl. *spinning by machinery*) ist von der Hand-Spinnerei (Spinnen auf der Handspindel und auf Spinnrädern) wesentlich darin verschieden, dass der Spinnprocess in mehrere Theile, nämlich die Zusammenordnung der spinnbaren Fasern zu einem regelmässigen Faden und die Drehung des letzteren, zerlegt in mehreren auf einander folgenden Perioden stufenweise fortschreitend und mittels verschiedener Mechanismen verrichtet wird. Die mit dem Namen Spinnmaschinen im eigentlichen und engern Sinne benannten Maschinen sind es daher nicht allein, welche zur mechanischen Ausführung des Spinnens in Anwendung kommen, sondern sie geben nur dem schon im hohen Grade vorbereiteten Faden die Vollendung. Aus diesem Grunde haben wir unter dem Artikel BAUMWOLLSPINNMASCHINEN eine ganze Reihe von Maschinerien zu betrachten, durch deren successive Anwendung die Umwandlung der Baumwolle in Garn statt findet. Wir geben jedoch hier nur eine übersichtliche Characteristik des Maschinenwesens der Baumwoll-

*) BAUMGARTNER und v. ETTINGSHAUSEN Zeitschrift für Physik und Mathematik Bd. II. S. 238.

spinnereien, und verweisen in Ansehung des Näheren auf die Artikel, welche den einzelnen Arten der Maschinen in diesem Werke gewidmet werden.

Die rohe Baumwolle muss unmittelbar nach der Ernte mittels eigener Maschinen von den in ihr sitzenden (zwei Drittel bis gegen drei Viertel des Gesammtgewichtes betragenden) Samenkörnern befreit werden, was man Egreniren (fr. *égrener, mouliner;* engl. *ginning*) nennt. Diese Arbeit wird schon an den Erzeugungsorten der Baumwolle vorgenommen, und gehört daher nicht zu dem Geschäfte der Spinnereien. Es dienen dazu Egrenirmaschinen (fr. *machine à égrener;* engl. *gin, cotton gin*) von verschiedener Bauart, welche entweder aus zwei Walzen (engl. *roller gin*) oder aus einer Anzahl auf einer Axe befestigter Cirkelsägeblätter (engl. *saw gin*) bestehen; s. den Artikel EGRENIRMASCHINEN. Die Baumwolle wird hierauf in Säcke fest eingetreten, und die daraus gebildeten Ballen werden mittels hydraulischer oder anderer kraftvoller Pressen (s. PACKPRESSE) stark zusammengedrückt, um bei der Versendung möglichst wenig Raum einzunehmen.

In den Spinnereien ist die Reihe der Arbeiten, welchen die Baumwolle bis zur vollendeten Darstellung des Garns unterworfen wird, folgende:

I. Die Auflockerung und Reinigung des Materials, wodurch die beim Verpacken stark zusammengedrückte Wollmasse wieder zertheilt wird, die Fasern nach und nach auf das Vollständigste von einander gelöset und zugleich die (oft noch in grosser Menge vorhandenen) Reste der Samenkörner, so wie Sand, Staub und anderer Schmutz entfernt werden. Diese Bearbeitung beginnt gewöhnlich auf einer Maschine, welche den englischen Namen Willow (engl. *willow*) führt, weil ihre Anwendung das ehemals gebräuchliche Schlagen oder Klopfen der Baumwolle mit hölzernen Stäbchen, auf Hürden von Weidenruthen, ersetzt. Statt des Willow gebraucht man zuweilen den Wolf, dessen Construction eine ähnliche ist. Die Fortsetzung der Auflockerung und Reinigung geschieht mittels der Schlagmaschinen (Flackmaschinen, Batteurs, engl. *batteur*). M. s. die Artikel AUFLOCKERUNGSMASCHINEN (S. 337), WOLF, SCHLAGMASCHINE.

II. Das Krempeln, Kratzen, Kardiren (fr. *carder;* engl. *carding*). — Die natürliche, unregelmässige und verwirrte Lage der Baumwollfasern wird durch die Behandlung mittels der Auflockerungsmaschinen keineswegs gehoben, eher fast noch vermehrt, weil namentlich in den Schlagmaschinen die von dem Schläger zerstreuten Haare ganz, wie der Zufall es gibt, nach allen Richtungen durch einander fallen, grossentheils auch mehr oder weniger gekrümmt zu liegen kommen. Versucht man daher nun, aus der Baumwollmasse einen Faden auszuziehen, so wird dieser ungleichförmig und reisst leicht ab. An das Verspinnen des Materials in diesem Zustande ist demnach nicht zu denken. Die Fasern lassen sich, besonders durch mechanische Mittel, bei deren Anwendung das Auge und die Handgeschicklichkeit eines Arbeiters unmittelbar nicht mitwirken können, nur alsdann leicht und regelmässig zu einem fortlaufenden Faden ordnen, wenn sie vorläufig vollkommen gerade gestreckt und in parallele Lage zu einander gebracht sind, so dass sie ohne Schwierigkeit einem auf sie wirkenden Zuge nachgeben und neben einander vorbei gleiten. Auf die Erreichung dieses Zieles muss zunächst das Bestreben gerichtet sein. Den Anfang dazu macht die Operation des Krempelns oder Kratzens, welches auf Krempeln oder Kratz-

maschinen verrichtet wird. Die Hauptbestandtheile dieser Maschinen sind mehrere auf ihrer Oberfläche dicht mit feinen Eisendrahthäkchen besetzte Walzen und flache Hölzer, zwischen welchen die Baumwolle dünn ausgebreitet durchgeführt und gleichsam gekämmt wird, wobei zugleich die noch vorhandenen kleinen Unreinigkeiten (Staub, Bruchstücke von Hülsen der Samenkörner u. s. w.) abfallen. Ein Kamm mit feinen stählernen Zähnen löset von der letzten Walze die Baumwolle in Gestalt einer äusserst dünnen und zarten, aus ziemlich parallel liegenden Fasern bestehenden Fläche (Vliess, fr. *nappe;* engl. *fleece* genannt) ab. In der Regel wird das Krempeln zwei Mal, mit etwas verschiedenen Maschinen, vorgenommen. Die erste Krempel (Reisskrempel, Vorkratze, fr. *carde en gros;* engl. *breaking card*) wickelt selbst das Vliess um eine hölzerne Trommel auf; die zweite (Feinkrempel, Feinkratze, fr. *carde en fin*; engl. *finishing card*) verarbeitet das von der Vorkratze gelieferte Vliess und bildet alsdann ein neues Vliess, welches, nachdem es mittels des Kammes abgelöset ist, sogleich durch einen Trichter geht, und darin seiner Breite nach dergestalt zusammengedrängt wird, dass es die Gestalt eines schmalen und lockeren Bandes annimmt. Oefters lässt man auch schon die Vorkratze Bänder machen, vereinigt eine Anzahl dieser letzteren auf besonderen Hülfsmaschinen (Doubleurs oder Lappingmaschinen, fr. *doubleur;* engl. *lapping engine*) zu einem breiten dicken Vliesse, und legt dieses der Feinkratze vor. Dieses Verfahren, obgleich weitläufiger, führt den Vortheil mit sich, eine gleichmässigere Vertheilung der Baumwolle in dem auf der Feinkratze entstehenden Bande hervorzubringen. Das Weitere sehe man unter KREMPEL.

III. Das Strecken (fr. *étirer;* engl. *drawing*). — Auf den Krempeln geht die Bearbeitung der Baumwolle in solcher Weise vor sich, dass beinahe jede einzelne Faser von den Drahthäkchen der Walzen ergriffen und in der Richtung der Bewegung fortgezogen wird, wodurch sie genöthigt ist, sich von den übrigen zu lösen und zu den übrigen bereits gelösten, wenn auch noch nicht in vollkommen paralleler Lage zu legen, wobei das Durchgehen von mehreren zusammenhängenden Fasern, Focken, verhindert wird. Die Behandlung auf den Krempeln ist aber nicht geeignet, ein Band zu erzeugen, in welchem die Baumwolle ganz gleichmässig vertheilt sich befindet; vielmehr bleiben stets dünnere und dickere, losere und dichtere Stellen darin. Es muss nun, sobald einmal das Band als Uebergangsform von dem Vliesse zum künftigen Faden dargestellt ist, eine Hauptrücksicht sein, demselben die grösste Gleichheit in allen seinen Theilen und den Baumwollfasern in demselben eine ganz parallele Lage zu geben. Denn da die Mechanismen der weiterhin anzuwendenden Spinnmaschinen nur darauf berechnet sein können und müssen, alle Theile des Bandes in gleichen Verhältnissen auszudehnen, bis der nöthige Grad von Feinheit erreicht ist, so entsteht nothwendig aus jeder dickeren oder dünneren Stelle im Bande eine dickere oder dünnere Stelle im Garnfaden, aus jeder Stelle mit nicht parallelen Fasern aber ein rauher und dem Zerreissen leicht ausgesetzter Faden, so dass die Gleichheit und Schönheit des Gespinnstes wesentlich von der Gleichförmigkeit des als Grundlage dienenden Bandes abhängt.

Die eben auseinandergesetzten Umstände haben dahin geführt, dass man sich genöthigt sah, nach dem Krempeln der Baumwolle nicht sogleich zu einer bedeutenden Verfeinerung (Verdünnung) der Bänder überzugehen, sondern vorher noch eine Operation einzuschieben, welche zum Haupt-

zwecke hat, den Parallelismus der Fasern und die grösstmögliche Gleichförmigkeit der Bänder (d. h. die gleichmässige Vertheilung der Baumwollfasern in denselben) herbeizuführen. Diese Operation ist das Strecken. Die Maschine, welche dazu in Anwendung kommt, besteht aus 2 bis 6, gewöhnlich aber aus drei Paaren kleiner Walzen, durch welche die Bänder zu wiederholten Malen gehen müssen, und führt den Namen Streckmaschine oder Strecke (fr. *laminoir, banc d'étirage;* engl. *drawing frame*). Die Bänder werden hier ausserordentlich stark in die Länge gezogen, aber dessenungeachtet wenig oder gar nicht verdünnt, weil man sie ungefähr in demselben Verhältnisse duplirt, d. h. eine gewisse Anzahl von Bändern neben einander legt und daraus ein einziges Band macht. Das Endresultat hiervon ist deshalb auch nur jenes, welches aus dem lange fortgesetzten Vorbeigleiten der Fasern neben einander und aus dem Zusammentreffen dickerer und dünnerer Stellen in den durch das Dupliren vereinigten Bändern hervorgehen kann. Indem nämlich durch das bedeutende Ausdehnen der Bänder in die Länge die Fasern neben einander stark verschoben werden, richten sie sich selbst und gegenseitig gerade, strecken sich in der Richtung des Zuges aus und nähern sich mehr und mehr dem vollkommenen Parallelismus. Indem ferner nach und nach eine grosse Anzahl von Bändern neben einander gelegt und zu einem neuen Bande vereinigt werden, kann es nicht fehlen, dass vielfältig dicke Stellen einiger derselben neben dünnen Stellen anderer zu liegen kommen, wodurch das Ganze mehr Gleichheit in der Dicke erlangt und zuletzt gar nirgends mehr übermässige Anhäufung oder theilweiser Mangel von Baumwollfasern in erheblichem Grade übrig bleibt. Die Beschreibung der Strecke wird in dem Artikel STRECKMASCHINE gegeben.

IV. Das Vorspinnen (fr. *filage en gros, filage en doux;* engl. *roving*). — Die Umwandlung des gestreckten Bandes in einen Garnfaden ist das, was man eigentlich Spinnen nennt; denn die bisher angeführten Operationen sind nur Vorbereitungen dazu, bei welchen man die Absicht hat, dem Spinnmaterial eine zum Ausziehen des Fadens geeignete Gestalt und Beschaffenheit zu geben. Da jedoch das von der Streckmaschine gelieferte Band oft weit über 100 Mal gröber ist (d. h. auf gleicher Länge so viel Mal mehr Baumwolle enthält) als der Garnfaden, den man daraus erzeugen will, so geht es nicht an, die nothwendige Ausdehnung und Verfeinerung auf ein Mal vorzunehmen, sondern sie muss stufenweise geschehen, indem man sie mittels dreier oder vier successiv angewendeter Maschinen verrichtet. Nur bei der Fabrication der gröbsten Garnsorten reichen zwei Maschinen hin. Die Spinnoperation, durch welche das Garn vollendet wird, heisst das Feinspinnen; die vorausgehende oder die zwei vorausgehenden Arbeiten führen den Namen des Vorspinnens, und das Product, welches sie liefern, heisst Vorgespinnst. Sowohl die Maschinen zum Vorspinnen als jene zum Feinspinnen werden in dem Artikel SPINNMASCHINEN beschrieben.

Das Vorgespinnst ist ein Faden von bedeutender Dicke, der weich und locker genug sein muss, um auf der Feinspinnmaschine sich leicht und gleichmässig in bedeutendem Grade ausdehnen zu lassen. Wenn ein zweimaliges Vorspinnen statt findet (wie es die Regel ist), so unterscheidet man das erste, sehr grobe, unmittelbar aus den gestreckten Bändern erzeugte Vorgespinnst durch die Benennung Lunte, Locken, dickes oder starkes Vorgespinnst (fr. *boudin;* engl. *slab, slub,*

coarse roving, *first roving*), während man den aus diesem, auf der zweiten Spinnmaschine hervorgebrachten Faden dünnes Vorgespinnst oder Vorgespinnst ohne Beisatz (fr. *mèche;* engl. *roving*, *fine roving*, *second roving*) nennt.

Die gestreckten Bänder bedeutend in die Länge zu ziehen geht ohne ein besonderes Hülfsmittel nicht an, weil die Baumwollfasern, die alsdann nur noch in geringer Anzahl neben einander liegen, sich gegenseitig keine hinlänglichen Anhaltpunkte darbieten, sich von einander trennen und also das Ganze abreisst. Man begegnet diesem Hindernisse, indem man auf das Ausziehen sogleich eine mehr oder weniger bedeutende Drehung folgen lässt, durch welche die Fasern um einander herumgewunden und in Folge des daraus hervorgehenden Druckes einander genähert werden. Es gibt zweierlei Wege, an dieses Ziel zu gelangen. Entweder ertheilt man dem Vorgespinnst eine bleibende Drehung, welche aber jedenfalls so gering sein muss, dass sie das fernere Ausziehen auf den folgenden Maschinen nicht verhindert; oder man dreht es nur vorübergehend, d. h. die gegebene Drehung wird von der Maschine selbst augenblicklich wieder aufgehoben, so dass nur die davon bewirkte Zusammendrängung der Fasern als sichtbarer Erfolg übrig bleibt. In diesem zweiten Falle kann die Drehung sehr stark sein, und sie muss es sogar sein, wenn das Product hinlängliche Consistenz besitzen soll. Hiernach zerfallen die Vorspinnmaschinen in zwei Klassen, deren jede wieder einige Arten begreift, weil im Laufe der Zeit mancherlei Constructionen solcher Maschinen erfunden worden sind, von welchen fast eine jede für bestimmte (von der Beschaffenheit der Baumwolle und hauptsächlich von den zu erzeugenden Garnsorten abhängige) Fälle gewisse Vorzüge hat, daher bald diese, bald jene angewendet wird.

Maschinen, welche ein gedrehtes Vorgespinnst liefern, sind: die Laternenbank, die Spulenmaschine, die Spindelbank und die Vorspinnmule; solche, welche ein Vorgespinnst ohne Drehung ergeben: die Röhrenmaschine und die Eklipsemaschine. Die Laternenbank und die ältere Spulenmaschine (welche beide jetzt wenig mehr vorkommen) eignen sich nur für dickes Vorgespinnst (Lunte); auf der Vorspinnmule kann dagegen ausschliesslich dünnes Vorgespinnst verfertigt werden; die übrigen drei Arten sind, ohne wesentliche Abänderungen ihrer Construction, für beiderlei Vorgespinnst anwendbar. Alle zum Spinnen der Baumwolle, sowohl zum Vor- als zum Feinspinnen, gebräuchliche Maschinen haben das mit einander gemein, dass sie die Ausziehung des Fadens mittels drei (selten zwei oder vier) Paar sogenannter Streckwalzen vollbringen, deren Princip und Einrichtung im Artikel SPINNMASCHINEN erörtert wird. Sie unterscheiden sich von einander hauptsächlich durch die zur Hervorbringung der Drehung bestimmten Theile und durch die Art, wie das Gespinnst aufgewickelt wird. Was insbesondere die Vorspinnmaschine betrifft, so soll hier noch mit wenigen Worten eine Characteristik der verschiedenen Arten gegeben werden.

Die Laternenbank (Flaschen- oder Kannenmaschine, fr. *banc à lanternes;* engl. *can frame*) gibt dem Vorgespinnste die Drehung mittels abgestutzt kegelförmiger — oben enger, unten weiter — blecherner Büchsen (Kannen, Flaschen, Laternen, fr. *lanternes;* engl. *cans*), in welche dasselbe bei seinem Austritte aus den Streckwalzen hinabfällt, um sich darin zu sammeln. Sie arbeitet langsam und liefert niemals ein sehr gleichförmig gedrehtes Vorgespinnst, ist daher unge-

achtet ihrer Einfachheit jetzt grösstentheils aus dem Gebrauche verschwunden. Das letztere gilt auch von der Spulenmaschine (engl. *jack frame*), bei welcher statt der Laternen grosse horizontale Spulen angebracht sind. Diese Spulen erhalten eine doppelte Drehung, nämlich für sich allein, um ihre eigene horizontale Axe, wodurch die Aufwickelung des Vorgespinnstes statt findet, und sammt dem Rahmen, welcher jede Spule besonders einschliesst, um eine vertikale Axe, wodurch das Vorgespinnst zusammengedreht wird.

Die Spindelbank, von Einigen ebenfalls Spulenmaschine genannt (fr. *banc à broches;* engl. *bobbin and fly frame, fly frame, flyer, spindle roving frame*) enthält zum Aufwickeln des Vorgespinnstes vertikal stehende Spulen, welche auf Spindeln stecken, durch deren Umlauf die Drehung des Fadens erfolgt. Durch einen sehr complicirten und sinnreichen Mechanismus erhalten die Spulen eine genau regulirte beschleunigte oder verzögerte Bewegung, während die Spindeln mit gleichbleibender Geschwindigkeit sich umdrehen. Hierdurch wird erreicht, dass in jedem Zeitpunkte die Spulen (mögen sie mehr oder weniger angefüllt, also von grossem oder geringem Durchmesser sein) das producirte Vorgespinnst vollständig aufwickeln, ohne dasselbe auf eine nachtheilige Weise anzuspannen und dadurch zu dehnen. Die grösste Gleichheit und Regelmässigkeit des Productes, sowohl was die Dicke, als was die Stärke der Drehung betrifft, ist auf diesem Wege erreichbar, daher die Spindelbänke unter allen Vorspinnmaschinen das beste Vorgespinnst liefern. Zugleich leistet eine Spindel der Spindelbank ungefähr doppelt so viel Arbeit als in gleicher Zeit eine Laterne der Laternenbank, und man kann auf den Spindelbänken Vorgespinnst von jedem Grade der Feinheit erzeugen. Dagegen ist die sehr zusammengesetzte Bauart und der davon abhängende hohe Preis dieser Maschinen ein Umstand, der namentlich bei der Fabrication grober Garne ihre Anwendung beschränkt.

Die Vorspinnmule (fr. *mull-jenny en gros;* engl. *stretching frame, stretching mule, stretcher*) arbeitet langsamer als die Spindelbank, liefert aber ebenfalls ein sehr gutes Vorgespinnst, und war ehemals zur Verfertigung des dünnen Vorgespinnstes allgemein gebräuchlich, wird aber jetzt nur noch in den Spinnereien, welche feine Garne produciren, ziemlich oft angewendet. Ihre Einrichtung stimmt in den meisten und wesentlichsten Punkten mit der unten zu erwähnenden Feinspinnmule überein, ist aber in mehreren Beziehungen einfacher.

Die Röhrenmaschine (fr. *tube frame;* engl. *double speeder*) und die Eklipsemaschine (fr. *éclipse fileur en doux;* engl. *eclipse roving frame, eclipse speeder*) gleichen einander darin, dass bei beiden die Aufwickelung des Vorgespinnstes mittels horizontaler Spulen geschieht, und dass der Faden sehr stark zusammengedreht, hernach aber augenblicklich, bevor das Aufwickeln statt findet, wieder gänzlich aufgedreht wird. In dem die Drehung und das Wiederaufdrehen erzeugenden Apparate liegt die Verschiedenheit. Bei der Röhrenmaschine ist es ein eisernes, äusserst schnell um seine Axe laufendes Röhrchen, durch welches der Faden auf seinem Wege von den Streckwalzen nach der Spule geht; bei der Eklipsemaschine ein Riemen ohne Ende, der mit grosser Geschwindigkeit über Rollen circulirt und zwischen seinen beiden sich fast berührenden, in entgegengesetzten Richtungen laufenden Theilen die Fäden rollt, wie man etwa mit den flachen Händen thun könnte, wenn man dieselben über einander hinstreichen liesse. Ein Rohr der Röhrenmaschine pro-

ducirt drei bis vier Mal so viel Vorgespinnst, als eine Spindel auf der Spindelbank, und die Eklipsemaschine, welche die productiveste unter allen Vorspinnmaschinen ist, arbeitet sogar noch schneller; beide taugen aber nicht zu Vorgespinnst für feine Garnsorten.

V. Das Feinspinnen (fr. *filage en fin;* engl. *spinning*). — Zwei Systeme von Spinnmaschinen (fr. *metier en fin;* engl. *spinning frame*), sind für die Baumwollspinnerei in Gebrauch, nämlich das der Watermaschinen (fr. *continue;* engl. *water frame*, *throstle*) und jenes der Mulemaschinen (fr. *mull-jenny en fin;* engl. *mule jenny*, *spinning mule*). Auf den Watermaschinen sind die Spindeln, welche stets an ihrem Platze bleiben, mit Spulen versehen, und das Ausziehen, Drehen und Aufwinden des Gespinnstes findet gleichzeitig statt; der Faden muss beim Umlaufen der Spindel mittels des Flügels die Spule nach sich ziehen und erleidet dadurch eine gewisse Anspannung, weshalb sehr feine und schwach gedrehte Garne, welche hierbei abreissen würden, auf solchen Maschinen im Allgemeinen nicht gesponnen werden können. Doch sind neuerlich Einrichtungen der Waterspindeln aufgekommen, wodurch dieser Umstand in solchem Grade beseitigt wird, dass es möglich ist, mit denselben auch mittelfeine lose gedrehte Garne (Schussgarn) zu erzeugen. — Bei der Mulemaschine sind die Spindeln, welche hier keine Spulen haben, auf einem Wagen angebracht, der auf Rädern abwechselnd von den Streckwalzen heraus und nach diesen Walzen hinein gefahren wird, während die Spindeln selbst um ihre Axe gedreht werden. Während des Ausfahrens geschieht das Ausziehen der Fäden durch die vereinigte Wirkung der Walzen und des Wagens; nach dem Ausfahren steht letzterer eine kurze Zeit still, indess die Spindeln die Drehung des Gespinnstes vollenden; im Einfahren werden durch fortgesetzte Umdrehung der Spindeln die gesponnenen Fäden (welche ungefähr 5 Fuss Länge haben) aufgewickelt. Das Spinnen und das Aufwinden finden also wechselsweise statt. Die Garnfäden erleiden auf diesen Maschinen eine sehr geringe Anspannung, daher eben so gut feine und schwach gedrehte Sorten, als grobe und stark gedrehte producirt werden können. Die Mulemaschinen erfordern weniger bewegende Kraft als die Watermaschinen, werden mit sehr vielen Spindeln gebaut und eignen sich zu allen Garnsorten, sie finden daher eine viel ausgedehntere Anwendung als die Watermaschinen, welche letzteren jedoch den Vortheil eines geringeren Raumbedarfes und einer weit einfacheren Construction voraus haben.

VI. Das fertige Gespinnst wird nun auf der Weife oder dem Haspel (fr. *échevaux;* engl. *reel*) in Gebinde und Strehne von bestimmter Länge aufgewunden, zusammengeschlagen, auf der Garnwage oder Sortirwage nach seiner Feinheitsnummer sortirt, und endlich mit Hülfe der Packpresse (fr. *presse à empacheter*; engl. *bundling press*) zu grösseren Packeten zusammengepackt, die hierbei angewendeten mechanischen Vorrichtungen enthalten die Artikel HASPEL, WAGE, PACKPRESSE.

Eine Zusammenstellung der für ein Etablissement zur Erzeugung eines bestimmten Productes erforderlichen Maschinen nebst Kostenbestimmung und Angabe des vortheilhaftesten Arrangements wird der Artikel SPINNMASCHINEN enthalten.

Kurze Geschichte der Baumwollspinnmaschinen. — Obgleich die Erfindung der Spinnerei mit Maschinen vor kaum 100 Jahren

ihren Ursprung genommen hat, so ist es dennoch mit ihr nicht anders gegangen als mit beinahe allen bedeutenden Erfindungen früherer Zeiten: es sind über die Person des eigentlichen Urhebers mannichfaltige, schwer ganz zu beseitigende Zweifel entstanden. Wie es fast gewöhnlich zu geschehen pflegt, so hat man auch hier denjenigen, aus dessen Geist die erste Idee entsprang, übersehen oder vergessen, weil er in dem Bestreben, seinen Entwürfen eine grosse practische Verbreitung zu verschaffen, scheiterte und von glücklicheren Nachfolgern überflügelt wurde. Es scheint jedoch nach den neuesten und sorgfältigsten Untersuchungen gewiss zu sein, dass John Wyatt für den Erfinder der ersten eigentlichen Spinnmaschine angesehen werden muss. Nachdem derselbe seit 1730 (damals noch in einem Dorfe bei Litchfield wohnhaft) sich mit der Erfindung beschäftigt und 1733 auf einem kleinen Modelle das erste Garn gesponnen hatte, nahm er im Jahre 1738 hierüber ein Patent unter dem Namen von Lewis Paul, mit welchem er in Gesellschaft getreten war. In der nach Ertheilung dieses Patentes hinterlegten Specification ist schon die Anwendung von Streckwalzen zum Ausziehen der Fäden, worauf die Wesenheit der jetzigen ganzen Baumwollspinnerei beruht, auf das deutlichste beschrieben, indem angegeben wird, dass die Baumwolle durch zwei Walzenpaare gehe, von welchen das zweite schneller umlaufe als das erste. Baines, der in seiner *History of the Cotton manufacture* die Verdienste Wyatt's durch glaubwürdige Documente darthut, führt auch an, dass er selbst zwei Stücke Baumwollgarn in Händen gehabt habe, welche um das Jahr 1741 in der von Wyatt und Paul zu Birmingham errichteten Spinnerei auf einer von Eseln betriebenen Maschine verfertigt worden sind. Eine andere zu Northampton angelegte Fabrik scheint ein Wasserrad als Betriebskraft gehabt und mehrere Maschinen zusammen mit 250 Spindeln enthalten zu haben. Die Spindeln waren mit Spulen versehen, und wurden durch besondere Zahnräder in Bewegung gesetzt, von welchen das eine 64 und das andere 65 Zähne hatte, um die zum Aufwinden des Garns erforderliche Differenz der Umläufe hervorzubringen. Man findet sonach hierin die Grundlage des Mechanismus, der neuerlich bei den zum Vorspinnen gebräuchlichen Spindelbänken vervollkommnet in Anwendung gebracht worden ist. Das erzeugte Garn war von der Feinheitsnummer 15 und sollte der Berechnung nach 20 Drehungen auf 1 Zoll Länge erhalten. Theils die fast beständige Abwesenheit Wyatt's (der sich grösstentheils in London aufhielt, um die Anschaffung von Baumwolle und den Verkauf des Garns zu besorgen), theils die Unvollkommenheit der Maschinen, theils endlich der Mangel an hinlänglichem Kapital scheinen Ursache gewesen zu sein, dass die Unternehmung keinen Vortheil brachte. Paul nahm zwar 1758 ein Patent auf Verbesserungen der Maschinen, allein hierdurch wurde kein günstiger Erfolg erreicht. Diese etwas abgeänderte Maschine enthielt nur ein einziges Paar Walzen, und das Ausziehen oder Strecken wurde daher nicht durch die Cylinder, sondern durch die grössere Geschwindigkeit, mit welcher die Spule den Faden an sich zog, bewirkt: eine Methode, die zur Erlangung eines gleichförmigen und feinen Gespinnstes ganz untauglich ist.

Den grössten Namen in der Geschichte der Baumwollspinnerei hat Richard Arkwright erworben, dem man gewöhnlich die Erfindung des so wichtigen Streckwalzensystems zum Ausziehen der Fäden zuschreibt. Dies geschieht jedoch (oder geschah bis vor Kurzem) mit Unrecht; denn er hatte hierin nicht nur den schon erwähnten Wyatt, sondern überdies

einen Weberblattmacher in Leigh, Namens Thomas Highs, zum Vorgänger. Letzterer beschäftigte sich im Jahre 1767 mit der Verfertigung von Streckwalzen zum Baumwollspinnen und arbeitete hierin, so wie im Bau der Spinnmaschinen überhaupt, gemeinschaftlich mit dem Uhrmacher John Kay in Warrington. Arkwright war zu Preston im Jahre 1732 von armen Eltern geboren, hatte eine sehr unvollkommene Erziehung genossen (so dass er kaum schreiben konnte) und widmete sich ursprünglich dem Geschäfte eines Barbiers. Mit viel natürlichem Talente und einer eisernen Beharrlichkeit von der Natur begabt, legte er sich auf Versuche in der Mechanik, wobei er die Absicht gehabt haben soll, ein *Perpetuum mobile* zu bauen. Er gerieth auf solche Veranlassung im Jahre 1767 mit dem oben genannten Kay zusammen, und scheint durch diesen Kenntniss von der Spinnmaschine des Highs erlangt zu haben. Wiewohl ihm sonach der Name des ersten Erfinders durchaus abgesprochen werden muss, so bleibt ihm doch unbestritten das Verdienst, Spinnmaschinen von verbesserter Einrichtung construirt zu haben, welche namentlich von jenen des Wyatt bedeutend und in sehr vortheilhafter Weise verschieden waren. Kurze Zeit nachher wendete sich Arkwright nach Nottingham, vergesellschaftete sich mit zwei anderen Unternehmern, und vervollkommnete seine Maschine so sehr, dass er 1769 ein Patent darauf nehmen konnte. Diese Maschine erhielt, weil sie vom Wasser in Bewegung gesetzt wurde, den Namen Watermaschine (*water frame*) und ist die Grundlage der jetzigen, allerdings noch weit vollkommeneren Water- oder Drosselmaschinen (*throstles*) geworden. Es wurde die erste von Arkwright zu Nottingham gemachte Anlage durch Pferde betrieben und erst bei einer späteren, zu Cromford in Derbyshire von ihm und seinen Theilnehmern errichteten Spinnerei wurde Wasserkraft angewendet.

James Hargreaves, ein armer Weber zu Standhill bei Blackburn, arbeitete seit 1764 an der Erfindung einer Spinnmaschine, wendete sich damit 1768 (in Folge eines Pöbelaufruhrs, wobei seine Maschinen zerstört wurden) nach Nottingham, und erhielt 1770 ein Patent für seine Maschine, welcher er den Namen Jenny (nach dem Vornamen seiner Tochter) gab. Das Ausziehen der Fäden geschah hierbei mittels einer Klemme oder Presse, welche das Vorgespinnst fest hielt und sich damit, als eine Art Wagen auf Rädern laufend, von den Spindeln entfernte. Mit mehreren Verbesserungen sind die Jennymaschinen noch jetzt zum Spinnen der Streichwolle üblich; aus der Baumwollspinnerei sind sie in neuerer Zeit gänzlich verschwunden. Hargreaves starb 1778. Von Einigen wird, wiewohl dem Anscheine nach ohne genügenden Grund, die erste Erfindung der Jenny demselben Highs zugeschrieben, der oben als Vorgänger Arkwright's in dem Baue von Watermaschinen genannt worden ist.

Die Mulemaschine oder Mulejenny, in welcher das Walzenstreckwerk der Watermaschine mit der Wagenbewegung der Jennymaschine combinirt erscheint (woher der Name, welcher die bastardartige Natur gleich jener des Maulthiers, *mule*, bezeichnen soll), ist von Samuel Crompton in dem Zeitraume von 1774 bis 1779 zu Stande gebracht worden. Dieser (geboren 1753) lebte als Weber zu Hall-in-the-Wood bei Bolton, und dachte so wenig daran, auf eigennützige Weise seine treffliche Erfindung auszubeuten, dass er kein Patent für dieselbe nahm. Da ihm selbst die Mittel fehlten, eine bedeutende Spinnerei anzulegen, so zogen Andere den grössten Nutzen aus dem Resultate seiner Anstrengung, und

die Belohnung von 5000 *L.* Sterling, welche ihm im Jahr 1812 das Parlament ertheilte, war seine einzige. Mit der Erfindung der Mule war der Weg zum Spinnen feiner Garne eröffnet. Crompton selbst verfertigte schon Gespinnste von Nr. 40 bis 60 und in geringer Menge selbst von Nr. 80. Verbesserungen der anfangs sehr roh construirten Mulemaschine folgten rasch auf einander, und es gelang dadurch, Garne von früher unerhörter Feinheit zu erzeugen, deren Hervorbringung auf den anderen Arten von Spinnmaschinen unmöglich ist, so dass nach und nach die Nummern 100 bis 200 zu häufig verarbeiteten Sorten wurden und in einzelnen Fällen die Feinheit bis auf 350 stieg. Man vermehrte zugleich die Anzahl der Spindeln in einer Maschine nach und nach bis auf 500 oder 600, und in einigen Spinnereien Englands hat man sogar Maschinen mit 800 bis 1100 Spindeln. Ungeachtet ein Spinner zwei Maschinen selbst von der grössten Art überwachen und regiren kann, so hat man doch spätererhin eifrig dahin getrachtet, sogenannte selbstspinnende Mulemaschinen (engl. *selfacting mules, selfactors*) zu construiren, bei welchen alle Bewegungen mit Ausschluss von Menschenhänden vor sich gehen, während bei der Handmule das Einfahren des Wagens zum Aufwinden des Garns auf die Spindeln durch den Spinner verrichtet wird. Die ersten Versuche zum Baue selbstspinnender Mulemaschinen scheinen von William Strutt zu Derby schon vor 1790 gemacht worden zu sein; allein so wenig diese, als die spätern von Kelly (1792), Eaton, Ewart, de Jongh, Buchanan, Knowles und Brewster haben einen entschiedenen und dauernden Erfolg gehabt. Dagegen werden seit einigen Jahren solche Maschinen nach einem von Roberts in Manchester erfundenen Plane gebaut, die allen Erwartungen in hohem Grade entsprochen haben. Roberts erhielt das erste Patent für diesen Gegenstand 1825, ein zweites 1830, und ein drittes mit besonders wichtigen Verbesserungen 1833. Ausserdem ist besonders noch der Selfactor von James Smith aus Deanstone in Schottland zu erwähnen, welcher 1834 patentirt wurde.

Maschinen zum Krempeln der Baumwolle für die Maschinen-Spinnerei sind zuerst von Paul erfunden worden, welcher 1748 ein Patent dafür erhielt; sie wurden aber von Anderen bedeutend verbessert und wesentlich umgestaltet. Paul's Maschine bestand aus einer einzigen horizontalen, durch eine Handkurbel umzudrehenden Walze. Peel und Hargreaves bauten um das Jahr 1760 eine Kratzmaschine mit zwei oder drei Walzen. Lees in Manchester erfand 1772 das endlose Speisetuch zur Zuführung der Baumwolle. Wood und Pilkington bedienten sich schon 1774 eines mit schraubenförmigen Windungen von Kratzenband völlig bedeckten Cylinders zum Abnehmen der gekratzten Baumwolle, wodurch die unmittelbare Erlangung eines beliebig langen Bandes gegeben war, während man früher nur Locken von der Länge der Kratzcylinder erhalten und diese zusammengestückelt hatte. Der noch jetzt gebräuchliche Kamm zum Abstreichen der Baumwolle, in Verbindung mit dem Trichter, durch welchen das Vliess in ein Band umgewandelt wird, ist eine Erfindung Arkwright's, welche etwa in das Jahr 1773 fällt. Er nahm darauf ein Patent im Jahr 1775, welches sich auch über zwei andere von ihm erfundene Maschinen, nämlich die Streckbank zur Vollendung der Bänder und die Laternenbank zum Vorspinnen, erstreckte. Von diesem Zeitpunkte an machte die Baumwollspinnerei rasche Fortschritte, und Arkwright, dem das grosse Verdienst, diesen Industrie-

zweig auf den Weg zur Vollkommenheit gebracht zu haben, nicht abgesprochen werden kann, erwarb sich schnell ein bedeutendes Vermögen und ausserordentlichen Ruhm; aber dieses sein Glück erweckte ihm viele Gegner, und in Folge der hieraus entstandenen Streitigkeiten wurde 1785 sein von 1775 datirtes Patent (welches bis 1789 zu dauern gehabt hätte), hauptsächlich wegeu Undeutlichkeit der von ihm hinterlegten Zeichnungen und Beschreibungen, annullirt. Er starb 1792.

Die unter dem Namen der Spindelbank bekannte Vorspinnmaschine, eine Erfindung von Cocker und Higghins in Manchester, auf welche aber früher ähnliche Versuche von Green in Mansfield geführt haben mögen, kam 1817 in Gebrauch. Houldsworth in Manchester (1825) und Andere verbesserten dieselbe.

Dyer zu Manchester führte die in Nordamerica erfundene Röhrenmaschine ein. Auch die Eklipsemaschine ist eine americanische Erfindung.

Die Verbesserungen, welche in neuester Zeit an allen Maschinen der Baumwollspinnereien gemacht wurden, sind zahlreich und gingen zwar meist von England, zum Theil aber auch von Frankreich (namentlich dem Elsass), der Schweiz, America u. s. w. aus. Eine specielle Bezeichnung derselben gehört gegenwärtig nicht zum Zwecke, und wäre schon deswegen hier unangemessen, weil sie ohne genaue Detailkenntniss der Maschinen unverständlich sein würde oder auf ein blosses Namenverzeichniss der Erfinder reducirt werden müsste. *Karmarsch.*

Beharrungsvermögen s. TRÄGHEIT und BEWEGUNG.

Belagerungsmaschinen der Alten. Die ältesten, einen regelmässigen Krieg treibenden Völker, als die Aegyptier, Assyrier, Juden, Griechen und Römer, bedienten sich, sobald sie ihren Feind in einer durch Mauern befestigten Stadt angriffen, gewisser Maschinen, welche ihnen theils als Fern- und Nähewaffen, theils zu deckenden Annäherungsmitteln dienten. Auch der Belagerte bediente sich solcher Vorrichtungen, ja selbst im Feldkriege führte man in späteren Zeiten, gleich unsern Geschützen, Wurfmaschinen verschiedener Art. Alle diese Vorrichtungen nannten die Alten, sobald dieselben Bewegung ertheilten oder durch irgend einen Mechanismus erhielten, Maschinen, Kriegsmaschinen, Belagerungsmaschinen. Man kann diese Maschinen daher in zwei Hauptklassen theilen, in Waffen und Deckungen; erstere zerfallen wieder in Fernwaffen oder Wurfmaschinen und in Nähewaffen, letztere in feste und in bewegliche Deckungen. Dass nicht alle Maschinen der Alten in dieser Abhandlung erwähnt werden können, zeigt schon die Eintheilung, da z. B. die festen Deckungen, nach dem, was wir in unserer Zeit unter Maschinen verstehen, nicht hierher gehören können.

Die älteren Schriftsteller der Griechen lassen aus Nationaleitelkeit die Ehre der Erfindung dieser Maschinen, besonders aber der Wurfmaschinen, ihrem Volke anheim fallen; dies ist jedoch darum unwahrscheinlich, weil Homer in seiner Beschreibung der Belagerung von Troja keine dieser Maschinen erwähnt, während man in anderen ältern Schriften Andeutungen findet, welche auf ein Bekanntsein der Kriegsmaschinen in dieser und noch früherer Zeit schliessen lassen. Mit grösserem Recht sieht man die Aegyptier als Erfinder an; von diesen gingen die Maschinen zu andern Völkern, als zu den Syriern, Phöniciern und den Juden über,

welche sie theils vervollkommneten, theils auch neue Maschinen erfunden haben mögen. Die Juden sollen sich schon unter Moses bei ihrem Zuge nach Kanaan einiger Maschinen, besonders der Böcke, bedient haben, wofür jedoch keine schriftlichen Urkunden sprechen. In der heiligen Schrift findet man die ersten Hinweisungen auf den Gebrauch der Maschinen im zweiten Buch der Chronik Cap. 26 V. 15, wo von der Befestigung Jerusalems durch Usia 800 v. Chr. die Rede ist. Deutlicher ergiebt sich die Anwendung der Sturmböcke bei den Belagerungen von Tyrus und Jerusalem 580 v. Chr. durch Nebukadnezar aus dem Hesekiel Cap. 4 V. 2 und Cap. 26 V. 9.

Die Griechen scheinen mit dem Gebrauch der Maschinen erst in den peloponnesischen Kriegen vertraut worden zu sein. Plutarch und Diodor von Sicilien führen einen gewissen Artemon als Erfinder derselben an. Ob dieser Artemon derselbe ist, dessen sich Perikles bei der Belagerung von Samos 440 v. Chr. bediente, geht aus obigen Schriftstellern eben so wenig hervor, als die Art der Maschinen, welche derselbe erfunden haben soll. Unter Dionysius dem Aelteren, Tyrann von Syrakus, wurden die Maschinen in grösserer Ausdehnung bei Belagerungen, z. B. von Rhegium (400 v. Chr.), angewendet. Nach dieser Zeit vervollkommneten die Griechen ihre Maschinen immer mehr, und unter Philipp von Macedonien und Alexander dem Grossen scheinen sie den höchsten Grad der Ausbildung erlangt zu haben. Alexander der Grosse liess nicht allein ihre Abmessungen auf die zweckmässigsten Verhältnisse führen, sondern er stellte auch Versuche hinsichtlich der Wirksamkeit und Erleichterung der Handhabung der Wurfmaschinen an. Unter den Nachfolgern des Alexander erbaute Demetrius Poliorcetes Maschinen von übertriebener Grösse, deren Wirksamkeit nicht im Verhältniss mit ihrer Bewegbarkeit und dem Aufwand an Kosten und Zeit stand, welche ihre Erbauung erforderte. Er wurde jedoch dadurch veranlasst, das Eisenbeschläge an denselben einzuführen, was als wesentliche Verbesserung hinsichtlich der Dauer anzusehen ist.

Auch die Carthaginienser wendeten die Kriegskunst ihres Mutterstaates in den Belagerungen von Selinus, Agrigent und Sagunt an.

Die Römer lernten die Kriegsmaschinen erst in den punischen und griechischen Kriegen (264 — 190 v. Chr.) kennen, und kehrten bald zu den unter Alexander dem Grossen üblich gewesenen Abmessungen zurück, da sie die Unzweckmässigkeit der durch ihre Grösse unbeweglich gewordenen Maschinen bald einsahen.

Mit dem Sturze des römischen Reichs verschwanden auch die Maschinen der Alten und geriethen in gänzliche Vergessenheit, da sich die Hunnen und Gothen ihrer nicht bedienten. Erst nachdem die Völkerwanderung den Mangel einer kunstgerechten Leitung der Belagerungen fühlbar gemacht hatte, suchte man römische Ingenieure auf, allein auch diese kannten die alten Maschinen nur aus Ueberlieferungen und nahmen ihre Zuflucht zu einer neuen Urkraft, welche, weniger geschickt zur Anwendung bei den Maschinen, nie den Grad der Ausbildung erhielt als die früher unter den Griechen und Römern angewendete.

Grosse Verdienste um die Wiedereinführung der Maschinen hatte Karl der Grosse, doch liessen seine unmittelbaren Nachfolger diesen Gegenstand unbeachtet, daher sich die alte Kriegskunst erst unter Philipp August in Frankreich erneuerte, wovon die Belagerungen von Chateau-Gaillard 1203 und von Rouen 1204 zeugen.

Die Normannen mögen ebenfalls viel zur Verbesserung der Maschinen beigetragen haben, da der Krieg ihr Gewerbe war; wenigstens wurden bei der Belagerung von Dyrrachium 1070, durch die beiden Normannen Robert Guiscard und Boemund geleitet, alte Kriegsmaschinen wieder angewendet.

Bei den Belagerungen von Antiochien, Nicäa und Jerusalem, während der Kreuzzüge, bediente man sich der Maschinen mit gutem Erfolge. Ueberhaupt blieb nun die alte Poliorcetik bis zu Philipp's von Valois Zeiten 1350 allein im Gebrauche, und erst zu Ende des 14. Jahrhunderts erschienen die ersten Geschütze bei Belagerungen.

Aus diesem kurzen geschichtlichen Abriss ersieht man zur Genüge, dass die Kriegsmaschinen der Römer und Griechen von denen des Mittelalters abweichen müssen; es wird daher nöthig sein, wenigstens die Fernwaffen beider Perioden getreu vorzutragen, da ihnen verschiedene Bewegungskräfte zu Grunde liegen.

Die meisten ältern Schriftsteller sind Quellen, aus welchen die Beschreibung der Kriegsmaschinen des Alterthums zu schöpfen ist; unter ihnen verdienen angeführt zu werden: Aelianus, Aeneas, Ammianus Marcellinus, Apollodor, Appianus, Arrianus, Athenaeus, Biton, Caesar, Dionysius, Diodor von Sicilien, Frontinus, Herodot, Heron, Josephus, Isidorus, Leon, Livius, Onosander, Philon v. Byzanz, Plutarch, Poliaenus, Polybius, Procopius, Quintus Curtius, Strabo, Seneca, Tacitus, Thucydides, Vegetius, Vitruv, Xenophon.

Nur wenige dieser Autoren waren wirklich Soldaten, die meisten Geschichtschreiber, daher der Widerspruch in ihren oft undeutlichen Beschreibungen, welcher durch die Auslegungen unberufener Uebersetzer nur erhöht werden konnte. Wir gehen nun zur Beschreibung der Maschinen über, indem wir uns an diese Quellen, an die unvollkommenen Darstellungen einiger Kriegsmaschinen auf den Säulen des Trajan und des Adrian, und an die bereits angestellten Forschungen neuerer Autoren, als Folard, Mandar, Blesson u. s. w. halten.

Die Erzeugung der Bewegungskraft der Fernwaffen oder Wurfmaschinen der Alten, Tormenta und Impedimenta genannt, beruht auf der Elasticität des Holzes, keineswegs ist bei ihnen die rückwirkende Kraft zusammengedrehter Sehnen oder Taue als Urkraft zu betrachten, sondern diese sogenannten Strickwerke dienten nur als Mittel zur Biegung oder Spannung der elastischen Balken, wie aus den Beschreibungen der folgenden drei Hauptarten der Wurfmaschinen hervorgehen wird.

Die Balliste (*Ballista*, von *βάλλειν*, werfen) war eigentlich nur bestimmt, Steine und Metallmassen zu werfen, daher sie auch den Namen Onager führte, indem man sie mit dem Waldesel verglich, der beim Laufen mit dem Hufe Steine hinter sich wirft. Durch eine besondere Einrichtung machte man diese Maschine auch geschickt, Pfeile zu schiessen, und nannte sie dann Palintone; konnte man beide Zwecke durch eine Maschine erreichen, so wurde sie Polybole genannt.

Als Grundlage zur Beschreibung dieser Maschine soll die durch ihre Kürze und Deutlichkeit sich auszeichnende Beschreibung des Ammianus Marcellinus hier Platz finden. Die Balliste, sagt dieser Geschichtschreiber in Lib. XXIII., besteht aus zwei krummen Balken, die an ihren äusseren Enden durch zwei Querbalken verbunden sind. Auf beiden Seiten macht man gegen die Mitte der Krümmung zwei einander gegenüberstehende

Löcher, deren Weite sich nach dem Gewichte richtet, welches man werfen will. Durch beide Löcher lässt man ein Strickwerk gehen, welches viele Mal, bald oben, bald unten, um zwei eiserne Zapfen gewunden worden ist, welche dieses Strickwerk theilen. Mitten in dieses durchgezogene und durch beide Zapfen getheilte Strickwerk setzt man in dessen Mittelpunkt einen Arm oder ein Stück Holz ein, welches wie eine Karrendeichsel geformt ist. Will man sich der Balliste bedienen, so windet und spannt man die Stricke von beiden Seiten gleichviel, und hält beide Zapfen durch einen Gegenhalter fest, damit die Gewalt der gedrehten und umgewundenen Stricke nicht nachlasse. Alsdann zieht man den Arm mit dem obersten Ende mittels eines Haspels nieder, und dieses Ende wird durch einen Abzug festgehalten, während man den Stein in das wie ein Löffel geformte äusserste Ende des Armes legt. Hierauf löst ein Mann den Abzug mittels eines Hammerschlages und lässt den Arm gehen, der den Stein mit ausserordentlicher Gewalt forttreibt, da er in der Stärke der Bewegung gegen einen Balken schlägt, an dessen Mitte ein mit Häcksel gefülltes Kissen angebracht ist.

Indem wir uns auf die *Fig.* 1 Taf. 58 beziehen, geben wir nun nach vorstehender Quelle, mit Hinzuziehung der übrigen, die nähere Beschreibung der Balliste.

Die Haupttheile der Balliste waren zwei krumme, federnde Balken *a*, *a* von elastischem Holze, statt ihrer konnte man sich aber auch einfacher oder doppelter Bohlen bedienen. Diese Balken waren künstlich gekrümmt, damit sie bei dem Gebrauch der Maschine mehr Federkraft entwickelten und in keine falsche Krümmung übergingen. Die Krümmung selbst war in der Mitte der Balken am grössten und nach dem Innern der Maschine gekehrt. Diese Balken waren an ihren Enden in Querriegel *b*, *b* verspannt, so dass sie nicht nachgeben konnten. In der Mitte, an der Stelle der grössten Biegung der Balken oder Wangen der Maschine, waren die Löcher zur Anbringung des Strickwerkes. Diese konnten von zweierlei Art sein, entweder in der Mitte der Wange oder auf beiden Seiten derselben als blosse Ausschnitte. Nach der Figur befinden sich an jeder Wange unten und oben die Ausschnitte *g*, *g*, sie dienen dem Tauwerk als Lager, daher sich ihre Tiefe nach der Stärke der Taue richtete. Die Breite dieser Ausschnitte war der Schwere der Geschosse proportionirt, und diente den andern Theilen der Maschine wahrscheinlich als Masseinheit. Nach Vitruv und Andern befanden sich dagegen in der Mitte der Wangen längliche Löcher, durch welche das Strickwerk gezogen und durch vorgesteckte Keile festgehalten wurde. Endlich behaupten auch einige Schriftsteller, dass diese Löcher kreisrund gewesen wären, und dass die Taue um eiserne Querbalken geschlungen wurden, die sich in einer metallenen Büchse befunden hätten. Diese Büchsen, Kronen genannt, endigten sich ausserhalb in Kronräder, in welche Getriebe griffen, mittels welcher man das Strickwerk anspannte. Allein diese Erklärung ist wohl nur das Erzeugniss einer falschen Ansicht von der Bewegungskraft dieser Maschinen; denn abgesehen von der geringen Dauer einer solchen Bauart würde man den Theil, von dem die grösste Wirkung ausgeht, geradezu herausschneiden. Ausserdem würde auch eine gleiche Vertheilung des Druckes über die ganze Höhe der Wange durch die beiden letztern Constructionen nicht leicht erlangt werden können, was nur einen ungünstigen Einfluss auf die Dauer und

auf die Gleichförmigkeit und Stärke der Kraftäusserungen der Maschine äussern könnte.

Die Taue wurden nun bald unten bald oben durch die Ausschnitte *g* gezogen und um die Wange herumgeschlungen, so dass die dicht neben einander kommenden Lagen eine gleiche Fläche bildeten. In die Mittellinie dieses lose angezogenen Gestränges wurden die beiden Zapfen oder Walzen *i*, *i* gesteckt, so dass sie dasselbe genau der Länge nach in zwei gleiche Lagen theilten. In den Zwischenraum der obern und untern Lage dagegen wurde genau in die Mitte der Arm *c* eingesetzt und so weit herumgedreht, dass er sich mit dem untern Ende an den Querbalken *h* stützte, der hierzu mit einem gepolsterten Kissen versehen war. Nach derselben Richtung drehte man nunmehr die beiden eisernen Zapfen herum, wodurch der Arm fest an den Riegel *h* gedrückt, das Tauwerk aber völlig angespannt wurde, und nicht mehr vermögend war, sich durch Umdrehung zu verkürzen. Das Zurückgehen der Zapfen wurde durch einen eisernen Gegenhalter *o*, der um den Arm herumging, verhindert, wodurch zugleich eine gleichmässige Spannung der Taue von beiden Seiten erlangt wurde, indem ein Gleichgewicht zwischen dem Drucke beider Zapfen auf den Gegenhalter eintreten musste. Der Querriegel *h* durfte die Wangen sowohl als die Zapfen *i* nicht an ihrer Bewegung hindern, konnte also nicht mit ersteren verbunden werden, überhaupt war es besser, diesen der grössten Erschütterung preisgegebenen Theil von der übrigen eigentlichen Maschine ganz abzusondern, da er ohnedies eine andere Stellung bekommen musste, sobald man bei gleicher Kraft der Maschine eine andere Wurfweite durch Veränderung der Elevation erlangen wollte. Zu Erreichung dieses Zweckes mag der Riegel *h* mit den Längenhölzern *m*, *m* verbunden worden sein, welche mit dem Querriegel *n* einen schwalbenschwanzförmigen Rahmen bildeten, der durch die Ausschnitte des hintern Querriegels *b* ging. Dieser Rahmen wurde auf den Erdboden mittels eingeschlagener Pfähle befestigt; stand die Maschine jedoch auf Mauerwerk oder Holz, so wurde er in dasselbe eingelassen, lag also fest, während man die Maschine vor und zurück bewegen konnte. Für die Feldballisten waren diese Riegel und die Schwellhölzer *m*, mit allem was daran befestigt ist, Theile des Wagens, auf welchem die Balliste ruhte. Durch Marken, welche auf den Längenhölzern angegeben waren, wurde der Stand der Balliste für verschiedene Elevationen bestimmt, indem die hintere Fläche des Querriegels *b* mit denselben in eine Vertikalebene gebracht wurde. Auf diesem Rahmen befanden sich ausserdem die Welle *e*, mittels welcher der Arm in den obern Einschnitt des Riegels *b* herabgezogen, und die Sperrung *s*, durch welche derselbe festgehalten wurde. Wahrscheinlich ist es auch, dass dieser Rahmen, nach Art der jetzt üblichen Drehbolzenlaffetten, um einen Wendezapfen beweglich war, dessen Lager sich in dem Vereinigungspunkt zweier Kreuzstreben befand.

Der Ballistenarm selbst soll aus zwei über einander liegenden Längenhölzern bestanden haben, von welchen das untere fest, das obere elastisch und zähe war; beide Hölzer waren gut verbunden und mit Hanf und Stricken umwunden. Das obere Längenholz überragte das untere und war am äussersten Ende löffelartig geformt, um das Geschoss in diese Hohlung legen zu können. Durch diese Construction wurde eine grössere Haltbarkeit erlangt, als wenn der Arm aus einem Stücke bestand, und dieser Grund war der einzige, welcher hierzu Anlass gab, denn

durch Vermehrung der Federkraft des Armes würde nur eine grössere Biegung desselben, also eine geringere der Wangen erlangt worden sein.

Der Abzug mag, wie die ganze Maschine, einfach gewesen sein; er kann aus einem Winkelhebel z bestanden haben, dessen oberer Querbalken in die an den Arm angebrachte Nase v griff; durch einen Hammerschlag auf den untern Querbalken wurde die Sperrung aufgehoben, indem sich der Hebel um seine Welle drehte.

Die Vorrichtung zum Herunterziehen des Armes bestand in einer Haspel, Erdwinde oder einem Räderwerke, jenachdem es die Grösse der Maschine erforderte.

Die Manipulation der Maschine ist aus der Beschreibung und vorhergehenden Erklärung ersichtlich, nur über die Ertheilung der Linienrichtung ist nichts aufzufinden, möglich ist es jedoch, dass sie wie bei unsern Mörsern über Metallstifte erfolgte, die nach geschehener Spannung der Maschine in Löcher eingesetzt wurden, die hierzu an beiden Enden des Ballistenarmes eingebohrt waren.

Um die Balliste zum Pfeilschiessen geschickt zu machen, brachte man über dem vordersten Querriegel ein Gerüste an, auf welchem die Rinne zur Aufnahme der Pfeile ruhte. Diese Rinne wurde so weit zurückgezogen, dass sie vom Arme nicht mehr berührt werden konnte, da beide sonst bald unbrauchbar geworden wären. Der Arm traf also nur den über die Rinne hervorstehenden Pfeil, wodurch zugleich die anf den letztern wirkende Kraft nicht mehr als blosser Stoss, sondern einige Momente hindurch als fortgesetzt beschleunigend angesehen werden muss. Wie schon erwähnt, erhielt diese Maschine den Namen *Palintone;* war jedoch die Rinne so tief gestellt, dass der Arm unterhalb des Löffels gegen den Pfeil stiess, so konnte man zugleich Steine werfen und Pfeile schiessen, und nannte diese Ballisten alsdann *Polybolen.*

Eine Angabe der Dimensionen dieser Maschinen ist sehr schwierig, da selbst die alten Autoren sich hierin widersprechen, durch Versuche an kleinen Modellen dieselben aber keineswegs bestimmt werden können. Es wird daher genügen, nach Vitruv die Weiten der Ausschnitte *g* anzugeben; diese waren bei der 4pfündigen Balliste 6 — 7 Finger oder Zoll, bei der 10pfündigen 8″, der 60pfündigen 13″, der 120pfündigen 18½″, der 200pfündigen 2′ 6″ und bei der 250pfündigen 2′ 11½″. Hieraus ersieht man, dass Ballisten von sehr verschiedener Grösse gebräuchlich waren, die 4 — 250 ℔ schwere Massen warfen, am gewöhnlichsten waren die 100 römische ℔ (75 pr. ℔) werfenden Ballisten zum Belagerungskriege. Kleinere Ballisten wurden auch im Felde mitgeführt und standen dann auf einem besonders dazu eingerichteten Wagen, auf welchem sie abgeschossen wurden. Die grösseren Ballisten zum Belagerungskriege brachte man stückweise an den Ort der Belagerung, wo man sie zusammensetzte; oft erbaute man solche Maschinen auch erst während der Belagerung.

Von der Wirkung der Ballisten theilen die ältern Autoren meist nur hervorstechende Beispiele mit; so riss bei der Belagerung der Stadt Jerusalem ein aus der Stadt geschleuderter Stein einen Soldaten, der neben dem Geschichtschreiber Josephus stand, den Kopf mit solcher Gewalt ab, dass die Hirnschale 3 Stadien (über 1000 Schritt) weit geschleudert wurde. Dass allen Angaben jedoch nicht zu trauen ist, zeigt unter andern die Aussage mehrerer Autoren, dass die Gewalt der Maschinen so gross gewesen sei, dass bleierne Kugeln durch die Erhitzung,

welche sie in der Luft erlitten hätten, geschmolzen wären. In der Lebensbeschreibung des Julianus Apostata wird von einer Balliste gesprochen, mit welcher man durch einen einzigen Wurf einen Thurm zertrümmerte. Als Merkwürdigkeit in Hinsicht der Genauigkeit des Werfens mit der Balliste führt Cäsar an, dass bei der Belagerung von Bourgues vier Mann auf einer und derselben Stelle nach einander durchbohrt worden wären.

Als Geschosse wendete man Steine, Metallmassen, bleierne Kugeln, einzelne Pfeile und mehrere derselben in Gebunden an. Sylla hatte im Kriege gegen den Mithridates Ballisten, welche 20 grosse Bleikugeln auf ein Mal warfen. Archimedes warf zu Syrakus 10 Ctnr. schwere Felsstücke mit einer Balliste.

Die zweite Art der Wurfmaschinen bildeten die Katapulten (*Catapulta*, von καταπέλτης, durch den Stoss wirkend); diese Maschinen führten nach ihrem hauptsächlichen Gebrauche noch verschiedene Namen, als Oxybole, wenn sie zum Pfeilschiessen benutzt wurden, und Lithobole oder Petrobole, wenn man mit ihnen Steine warf. Auch ihrer Bauart verdankt die Maschine zwei Namen; man nannte sie nämlich im Gegensatz der Monanconen oder einarmigen Balliste die zweiarmige oder *Dorybolé*, auch führte sie den Namen *Eutitone* oder Gleichgestimmte, wovon die Ursache später gezeigt werden soll. Auch die Bezeichnung Katapulte scheint von den Alten in grösserer Ausdehnung gebraucht worden zu sein, da selbst Cäsar für eine und dieselbe Maschine sich abwechselnd der Worte Balliste und Katapulte bedient; es wäre daher möglich, dass Katapulte auch allgemein für Wurfmaschinen gebraucht worden ist, und also ungefähr das bezeichnete, was wir jetzt Geschütz nennen; vielleicht verstanden die Alten auch unter Katapulten alle Maschinen, die direct schossen, während Balliste gleichbedeutend mit unserm Wurfgeschütz war.

Hinsichtlich der Bauart unterschied man vorzüglich zwei Arten Katapulten, nämlich einfache und doppelte. Bei der ersten Art wurde die Kraft durch das Biegen eines einzigen Wangenpaares *a*, *b* *Fig.* 2 hervorgebracht, bei der doppelten Katapulte *Fig.* 3 hatte man dagegen zwei Paare solcher Wangen *c*. Bei der einfachen Katapulte war, wie die Figur zeigt, die obere Wange *a* wahrscheinlich fest und unbiegsam; sie verband die Säulen *c*, *c*, welche an ihren untern Enden innerlich mit Nuthen versehen waren, in denen sich die zweite Wange *b* bewegen konnte. Diese letztere Wange *b* war in ihrer Mitte befestigt, so dass sich die beiden Enden aufwärts biegen konnten; ihre Construction war der des Bogens analog, daher man sie sowohl aus Holz als aus federhartem Stahl fertigte. Die Gestränge *d*, *d*, an den Enden der unteren und oberen Wange befestigt, wurden durch Keile *e*, *e* angezogen; in ihrer Mitte befanden sich die beiden Katapultenarme *f*, *f*, nach Art des Ballistenarmes eingedreht. Zwischen beiden Wangen war in der Mitte und zugleich in der Höhe der Arme die Leitrinne *g* angebracht, in welche die Pfeile und Steine gelegt wurden. Eine Sehne *h*, wie die des Bogens und der Armbrust, verband beide Arme; mittels derselben wurdedie Katapulte gespannt, indem man durch ein Windewerk *i* dieselbe auf der Leitrinne zurückzog, wodurch sich die Arme einander näherten und die untere Wange gebogen wurde. Durch die Sperrung *k* wurde die Sehne nunmehr festgehalten, der Pfeil in die Leitrinne gelegt, die Maschine ge-

richtet, und dann mittels des Abzuges *l* abgedrückt. Wie man hieraus ersieht, war die Katapulte eine Armbrust im Grossen, mit dem Unterschiede, dass hier die Wirkungsebene nicht mit der der ursprünglichen Krafterzeugung zusammenfiel, sondern dass diese Ebenen rechtwinkelig auf einander standen. Die gegenseitige Stellung der Wangen, der Arme und der Leitrinne musste sich bei jedem Richtungswinkel gleich bleiben, daher eine Veränderung der Höhenrichtung durch Drehung der ganzen Maschine erlangt wurde, bei den Feldkatapulten scheint man jedoch die Leitrinne auf einem besondern, ein vertikales Auf- und Niederbewegen derselben erlaubenden Gestelle befestigt zu haben. Die letztere Behauptung gründet sich auf die Darstellung der mit zwei Pferden bespannten Feldkatapulte auf der trajanischen Säule *Fig.* 10, wo die abgesonderte auf einem Gestelle ruhende Leitrinne während des Transports quer hinter dem Wagen aufgestellt ist.

Die doppelte Katapulte beruhte auf den nämlichen Grundsätzen, nur waren die Wangen, wie die *Fig.* 3 zeigt, analog der Balliste construirt; die Leitrinne befand sich zwischen beiden Wangenpaaren. Diese Katapulte war natürlich stärker als die einfache, sie wurde daher meist zum Steinschiessen benutzt, während man mit der letzteren hauptsächlich Pfeile schoss.

Es ist hier noch eine dritte Art von Katapulte zu erwähnen, welche zu den tragbaren Fernwaffen gehört; sie hiess Arcoballiste oder Toxoballiste, und bestand aus einer nach Art der einfachen Katapulte erbauten kleineren Maschine, welche durch zwei Mann gehandhabt wurde. Diese in *Fig.* 9 dargestellte einfache Katapulte mit hölzerner Wange bestand aus den Säulen *a*, dem Querriegel *b*, der Wange *c* und den Armen *d*; der untere Querriegel *e* hatte einen cylinderförmigen Ansatz, der sich in dem Hohlcylinder *f* drehte, so dass man der Maschine jede beliebige Seitenrichtung ertheilen konnte. Die um den Zapfen bewegliche Leitrinne *g* wurde von dem einen Manne der Bedienung nach erfolgter Spannung der Sehne in der erforderlichen Höhenrichtung erhalten, während der andere abdrückte. Eine solche Maschine ist auf der trajanischen Säule im Vordergrunde dargestellt, das Strickwerk und daher auch die untere Wange und die beiden Arme sind, wie bei den Nachbildungen anderer Gegenstände durch Bildhauer stets geschah, weggelassen worden. Neben dieser Maschine (*Fig.* 8) sieht man in der erwähnten Darstellung eine Feldkatapulte (*Fig.* 10) auf ihrem Wagen mit Bespannung und im Hintergrunde einfache Katapulten auf den Wällen der Stadt aufgestellt. Der Generallieutnant von Helvig hält diese Maschinen für eine besondere Gattung von Katapulten, welche *Chalkoton* oder Erzspanner genannt wurden; diese sollen, nach den Forschungen des erwähnten Autors, in zwei Hebelarmen bestanden haben, deren jeder zwischen drei in einer Hülse eingeschlossenen, senkrecht stehenden, federnden Metallstäben eingeklemmt war, und die, wie bei der Katapulte durch eine Sehne verbunden, den Pfeil mittels dieser durch eine Rinne schossen. Möglich wäre es, dass dieser Name auch einfachen Katapulten mit stählerner Wange beigelegt wurde.

Bei der Katapulte kam überaus viel auf die gleiche Spannung oder Kraft der Arme an; um diese zu prüfen, berührte man die Sehne zu beiden Seiten der Leitrinne, ein gleicher Ton gab die gleiche Spannung alsdann an, woher sich der Name *Eutitone* oder Gleichgestimmte schreibt.

Das Strickwerk dieser Maschinen, sowie der Ballisten, wurde aus ungedrellten Tauen, aus Riemen von Thierhäuten, aus Thiersehnen, und bei kleineren Maschinen aus Pferde- und im Nothfall sogar aus Frauenhaaren gefertigt.

Die Katapulten wurden nach der Grösse der Pfeile oder der Schwere der Steine, welche sie schossen, benannt. Diese Pfeile waren 2 bis 15′ lang und bestanden aus Balken, die bei den grössern Maschinen statt der am Pfeile befindlichen Federposen eingelassene Bretstücke hatten. Sie waren öfters mit Eisen beschlagen, ihre Spitze gewöhnlich mit einem eisernen Schuh versehen. Man nannte sie *Falarica*, wurden sie jedoch mit brennbaren Stoffen umwickelt und brennend abgeschossen, so erhielten sie den Namen Brandpfeile, *Trifax*, *Malleolus*. Bei letztern umwickelte man den Schaft des Pfeiles mit Werg, welches man mit Pech und Schwefel tränkte, zuweilen versetzte man sie auch mit Weihrauchkörnern oder gummirten Holzspähnen. Der Schaft wurde dann mit eisernen Ringen umlegt und am Ende mit einem eisernen Widerhaken versehen.

Die Tragweite der Katapulten mag der der Ballisten ziemlich gleich gewesen sein; Maillard gibt sie für letztere auf 4 bis 500 Toisen, also 1200 bis 1500 Schritt bei angemessener Elevation der Maschine, und für den Kernschuss auf 2 bis 300 Toisen oder 6 bis 900 Schritt an, natürlich nach Massgabe der Grösse der Maschine und der Schwere der Geschosse.

Um endlich noch einen Begriff zu geben, in welcher Menge man diese Maschinen anwendete, folge hier die Angabe der Anzahl der Maschinen, welche sowohl bei Belagerungsheeren als in einer belagerten Stadt geführt wurden. Vespasian belagerte Jotapat mit 160 Ballisten und Katapulten; Philipp griff Theben mit 150 Katapulten und 25 Ballisten an; Titus führte bei der Belagerung von Jerusalem 300 Katapulten und 40 Ballisten. Der Consul Censorinus fand in Carthago 200 Wurfmaschinen, und Scipio in derselben Stadt bei deren Zerstörung 120 Katapulten des grössten und 281 des mittlern Calibers, ferner 23 grosse Ballisten und 25 mittlerer Grösse, endlich noch eine grosse Anzahl Scorpionen und kleinere Wurfmaschinen.

Die dritte Art der Wurfmaschinen der Alten ist von dem schon erwähnten Generalleutnant von Helvig in neuerer Zeit wieder aufgefunden worden; sie besteht nach dessen Forschungen aus einer Zusammenstellung der Balliste und der Schleuder, und wurde *Scorpio*, *Scorpio major*, fälschlich wohl auch Balliste genannt *). Vitruv und Ammianus Marcellinus geben Beschreibungen dieser Maschine, besonders zeichnet sich die des letztern Autors durch Deutlichkeit aus.

Auf einer horizontalen Schwelle *a* *Fig.* 4 befanden sich nämlich die beiden Wangen *b* der Maschine, deren jede die Hälfte eines Bogens ausmachte und die daher ein der Lyra ähnliches Gestell bildeten. Oberhalb waren diese Wangen durch ein Strickwerk zusammengehalten, in welches ein Ballistenarm *c* eingedreht wurde. Die Spannung des Strickwerkes und der Wangen wurde durch Keile und durch das Zurückbiegen des Armes bewirkt. Der untere Theil des Armes *d* wurde die Basis, und die geposterte Schwelle *e*, gegen welche er in senkrechter Lage anschlug, Antibasis

*) Siehe Blesson Geschichte des Belagerungskrieges, worin auf das bald erscheinende Werk des Generalleutnant v. Helvig aufmerksam gemacht wird.

genannt. An dem obern Ende des Armes war am festen Ringe *g* eine Schleuder (*Scutale*) *f* befestigt, welche beim Herunterbiegen des Armes in die Rinne *k* zu liegen kam. Dieses Scutale hatte in der Mitte eine Oeffnung, damit dasselbe die Luft schief durchschnitt und nicht flatterte, am äussersten Ende befand sich ein Ring zur Anbringung des zu schleudernden Körpers. In dieser Lage erhielt man den Arm durch die Strebe *h*; wurde diese weggeschlagen, so schnellte der Hebel in die Höhe und schlug an die Antibasis, während dessen drehte sich die Schleuder um dessen Spitze, öffnete sich und warf den Körper auf eine Entfernung, die der Wurfweite der schon beschriebenen Maschinen gleich kam.

Als tragbare Fernwaffen führten die Alten ausser Bogen und Schleuder und der schon beschriebenen Arcoballiste noch eine durch einen Mann gehandhabte Armbrust mit metallenen Bogen von 3′ Sehne und 100pfündiger Kraft, welche *Gastrophate*, *Manuballiste* oder *Scorpidia* genannt wurde.

Unter den Nähewaffen der Alten sind folgende als Maschinen zu betrachten:

Der Sturmbock, Mauerbrecher, Widder oder Aries, zum Einstürzen der Mauern, ist nach Plinius die Erfindung des Epeus bei der Belagerung von Troja, welche Angabe wegen Homer's Stillschweigen über diesen Punkt jedoch zu bezweifeln ist, glaubwürdiger ist die Meinung des Vitruv, dass der Tyrann Pephasmenon bei der Belagerung von Gades (Cadix) diese Maschine zuerst angewendet habe, was jedoch blos in Bezug auf die Griechen gelten kann, da, wie wir aus der Einleitung gesehen haben, die Erfindung dieser Maschine weit älter sein möchte.

Anfänglich wurde der Sturmbock nur in den Armen geschwungen und bestand nur aus einem gewöhnlichen Balken, später erforderte die durch denselben herbeigeführte grössere Stärke und Festigkeit der Mauern auch eine grössere Schwere und Länge des Bockes, man hing ihn daher zur Erleichterung der Bewegung pendelartig an einem Taue auf und nannte ihn Schwebe- oder Hängebock, *aries pensilis*. Da jedoch diese Einrichtung ein Gerüste von bedeutender Höhe und Festigkeit erforderte, und man bemerkte, dass durch die Pendelbewegung ein grosser Theil der Kraft verloren ging, so legte man den Sturmbock auf Rollen, welche bei der geringen Reibung die Bewegung sehr erleichterten und dabei doch nur einen unbedeutenden Theil der Kraft verloren gehen machten. Diese Maschine nannte man den Rollbock, *Taretus*, *Criodochon*, *aries versatilis*. Durch ihre Vorzüge verdrängte sie die ersteren Arten fast gänzlich.

Der Sturmbock bestand aus einem Balken oder Schiffsmast von Eichenholz, nach Ammianus Marcellinus von Eschen- oder Nadelholz, der sich nach vorn zu verjüngte und eine ovale Form hatte, um von der Luft weniger Widerstand zu erleiden. Nach Apollodorus setzte man ihn bei grosser Länge aus mehrern Stämmen zusammen. Am vordern Ende desselben befand sich der massive Widderkopf von Gusseisen oder Metall ohne hervorspringende Hörner; derselbe wurde mittels eiserner Schienen an den Balken befestigt (*Fig.* 11). Der Balken selbst wurde bei dem Schwebebock nach Vitruv mit einem Netz von Stricken umgeben, welches aus Längentauen und Querbändern bestand, davon die letztern eine Hand breit aus einander lagen. Der Kopf des Sturmbockes hatte nicht immer die erwähnte Gestalt; man machte ihn zuweilen rund, vierkantig, und in späterer Zeit gab man ihm eine oder mehrere Spitzen

und nannte ihn dann *Rostrum*, *Acumen*, nach Vitruv auch *Terebra*. Der Balken des Schwebebocks wurde in der Mitte oder im Schwerpunkte mittels starker Taue an einem Gerüste aufgehangen; längs der hintern Hälfte des Balkens waren an den Seilbändern Strickwerke befestigt, um die zur Bewegung der Maschine erforderliche grosse Anzahl Mannschaft anstellen zu können. Beim Rollbock war der Balken vierkantig, oder es bildete wenigstens dessen untere Fläche eine Ebene, mit welcher er auf den Rollen auflag. Letztere waren nach Art der Frictionsrollen mit festen Axen versehen und drehten sich unterhalb in der Nuth eines Balkens, in dessen hervorstehenden Rändern die Zapfenlager eingelassen waren. Damit der Balken nicht aus der Richtung kommt und die Rollen verlässt, nehmen einige Erklärer dieser Maschine an, dass derselbe unterhalb eine Nuth gehabt habe, in der sich die Rollen bewegten, allein bedenkt man die dadurch entstehende bedeutende Seitenreibung, so ist es wahrscheinlicher anzunehmen, dass längs der Seiten des Sturmbockes, in angemessener Entfernung, Balken hingingen, in welchen gleichfalls Frictionsrollen eingelassen waren. Zwischen diesen Balken und dem Balken, in welchem sich die untern Rollen befinden, blieb wegen der bedeutenden Stärke des Sturmbockes ein Zwischenraum, in welchem sich die Strickwerke zur Manipulation der Maschine bewegten, die durch Doppelrollen geschickt gemacht wurden, den Sturmbock sowohl gegen die Mauer als wieder zurück zu schnellen.

Der Sturmbock und dessen Bedienung befand sich unter einer Deckung, *Testudo* oder Schildkröte genannt, welche aus einem gezimmerten Hause mit fester Bedachung bestand und bei dem Schwebebock aus zwei Etagen gebildet wurde, wovon die oberste zur Aufstellung von Wurfmaschinen benutzt wurde. Oft brachte man auch ein Thürmchen über denselben an, um mehrere Mann darin gedeckt die Gegenanstalten des Feindes beobachten zu lassen.

Das Holzwerk dieser Schildkröte wurde mit Thierhäuten behangen oder mit einer Lage von Thonerde mit Haarflocken vermischt überzogen, um dasselbe vor dem Anzünden zu schützen. Die Bewegung dieser und anderer Deckungen wird später näher betrachtet werden; der Ort ihrer Aufstellung war auf dem zum Uebergang des Grabens vor der Mauer aufgefüllten Damm.

Die gewöhnliche Länge des Sturmbockes betrug 50′, doch führte man auch grössere Sturmböcke, wie folgende Beispiele zeigen.

Der längste Sturmbock war nach dem Oberst Douglas derjenige, welchen Demetrius Poliorcetes vor Rhodus anwendete; er hatte 120′ Länge, sein Gewicht betrug 4000 Talente = 500,000 ℔, das seines Kopfes aber 1½ Tonnen, und er erforderte 1000 Mann zur Bedienung. Der Schwebebock des Byzantiners Agetor war nach Vitruv 106′ lang, sein Gewicht betrug 4000 Talente, 100 Mann bewegten ihn, sein Kopf bildete einen Schnabel, wie der der Schiffe, aus welchem wieder 15′ lange, spitze, eiserne Balken hervorragten. Antonius führte nach Plutarch im Kriege gegen die Parther einen Sturmbock von 80′ Länge. Vespasian bediente sich nach Josephus bei der Belagerung von Jerusalem eines Sturmbockes von 50′ Länge, welcher am hintern Ende ein Gegengewicht von 1500 Talenten hatte, da sein Kopf von ungeheurer Grösse war. Dieser hatte nämlich 10 Mannslängen im Umfange; auf seiner vordern Fläche standen 25 eiserne Hörner in 5 Reihen, von welchen jedes die Stärke eines Mannes und 1 Cubitus (1½′) Zwischenraum hatte. Zur Bedie-

nung dieser Maschine wurden 1500 Mann, zu deren Transport 600 Ochsen oder 300 Pferde erfordert. Man sieht hieraus, dass diese Maschinen kostbar und schwierig zu transportiren waren, man führte daher in Belagerungen im Verhältniss wenig Sturmböcke; so waren vor Rhodus zwei, vor Jerusalem drei und vor Carthago zwei Sturmböcke activ.

Wir kommen nun zu einer Klasse von Nähewaffen, welche den gemeinschaftlichen Namen Rabe, *Harpago*, *Lupus*, *ferrea manus* führten, und die theils vom Belagerer, theils vom Belagerten, theils auch im Seekriege angewendet wurden. Sie haben Aehnlichkeit mit dem Kranich zum Lastenheben und bestanden in der Hauptsache aus einem langen armirten Balken, der pendelartig aufgehangen war oder sich um Zapfen auf und nieder bewegen liess, und an dessen Spitze, nach dem zu erreichenden Zwecke, ein Haken, eine Zange, ein Kasten u. s. w. befestigt war. Unter diesen Maschinen sind uns bekannt geworden:

1) Der niederreissende Rabe (*Fig.* 12), nach Vitruv der Rabe des Diades, bestand aus einem nach Art des Schwebebockes aufgehangenen Balken, an dessen Ende ein starker eiserner doppelter Haken befestigt war, und den der Belagerer dazu benutzte, die Zinnen von den Mauern herabzureissen und die durch den Sturmbock gemachte Bresche gangbar zu machen.

2) Um die Stösse des Widders zu schwächen, bediente sich der Belagerte mehrerer Maschinen, als des Doppelraben (*Fig.* 14), welchen Thucydides bei der Belagerung von Platää beschreibt. Er bestand aus zwei Balken, welche quer über die Mauern im Gleichgewicht lagen und um Zapfen beweglich waren; durch Ketten war an den vordern Enden derselben ein starker herabhängender Querbalken befestigt, welchen man auf den spielenden Widder herabfallen liess, indem die hintern Balkenenden aufwärts gingen, sobald man mit den Zugleinen nachliess. Bei der Belagerung von Ambrasia bedienten sich nach Titus Livius die Belagerten grosser Ziehbäume, an deren Enden grosse Klumpen Blei oder Steine von bedeutender Schwere aufgehangen waren. Durch das Herabfallen dieser Massen suchte man die Stösse des Widders zu schwächen, indem man ihn aus der Richtung brachte.

3) Um den Mauerbrecher zu fangen und auf die Mauer zu ziehen, wendete man den Schlingen- oder Zangenraben an, der wie die vorhergehenden construirt war, nur dass sich am Ende des Ziehbaumes eine eiserne Zange (*Fig.* 13) oder eine Schlinge von Tauen befand. Endlich erwähnt Diodor, dass sich die Tyrer an Segelstangen befestigter Sensen bedienten, um das Tau des Schwebebockes zu zerschneiden.

4) Des Klauenrabens bedienten sich die Belagerten, um mittels des an den Baum befestigten Hakens stürmende Soldaten in die Höhe zu heben. Hierher ist auch der von Plutarch und Polybius erwähnte Rabe des Archimedes zu rechnen, mit welchem er, in der Belagerung von Syrakus, die Galeeren des Metellus aus dem Meere hob und dann wieder in dasselbe zurückfallen liess, so wie auch dessen *Polyspastus*, durch welchen ganze Wandelthürme in die Höhe gehoben wurden.

5) Der Kastenrabe, *Spectator*, *Tolleno*, bestand aus einem Ziehbaum, oder aus einem langen Baume, der, wie bei den Schiffsmasten die Segelstangen, an einem vertikalstehenden Maste aufgezogen werden konnte. An dessen vordern Ende befand sich ein Kasten aufgehangen, in welchem mehrere Mann Platz hatten. Die Belagerer gebrauchten ihn,

um das Innere der belagerten Stadt übersehen zu können, oder um Bewaffnete auf die Mauern oder Thürme der Stadt zu heben.

6) Von den Schiffsraben kennt man vorzüglich zwei Arten, erstens den, dessen sich die Römer in den Seekriegen gegen die Carthaginienser bedienten, und zweitens den Raben des Duillius. Der erstere bestand aus einem spitzen Metallklumpen, an einer Segelstange aufgehangen, mit welchem man die feindlichen Schiffe durch dessen Herabfallen zu durchbohren suchte und den man auch zuweilen Delphin nannte. Bei der zweiten Art war der 4 Klaftern lange Baum, an welchem der Delphin hing, mit einer Vorrichtung zum Entern versehen, welche aus einer kleinen Fallbrücke bestand, die mit Ketten an den Baum befestigt war.

Zu den Angriffswaffen sind ferner noch die Sambucä oder Sturmleitern zu rechnen, welches auf Rollen bewegliche Doppelleitern waren, die an die zu stürmende Mauer geschoben wurden; die erforderliche Neigung wurde ihnen durch einen an Bändern hängenden Kasten (*Fig.* 15) gegeben, in welchen zu diesem Zwecke ein Theil der Mannschaft trat. Bei einem Angriff von der Seeseite wurden bei genügender Meerestiefe die Schiffe bis hart unter die Mauern gefahren und die an den Masten durch über Kloben gehende Taue befestigten Seesambuken herabgelassen.

Unter den beweglichen Deckungen der Belagerer sind vor allen die Schildkröten zu erwähnen, mittels welcher alle Angriffsarbeiten eröffnet wurden, bei denen die gewöhnlichen Deckungen aus Blendungen von Häuten, Flechtwerk, Holz u. s. w., die auch zuweilen auf Rollen bewegt und dann *Plutei* genannt wurden, nicht ausreichten, sondern wo es vorzugsweise auf eine Deckung von oben ankam. Man hatte deren drei Arten:

1) Die Erdschildkröte, welche den Annäherungen durch Lauben oder bedeckte Gallerien (*Vinea*) vorausging, um diesen den Weg zu ebenen, wenn sie ausserhalb der Wirkungssphäre der Wurfmaschinen erbaut auf Rollen gegen die Festung gebracht werden sollten, um einen bedeckten Gang bis an den Graben zu bilden. Ferner wurden sie bei Ausfüllung des Grabens und dem Einebenen der Dämme gebraucht und zuletzt öfters als Thürme benutzt, um darin Mannschaften und Wurfmaschinen aufzustellen, welche zur Deckung der Arbeiten gegen etwaige Ausfälle der Belagerten nöthig waren. Diese Schildkröte bestand gewöhnlich aus einem Schwellenlager, 12′ hohen Säulen, auf welchen die Deckbalken ruhten, und einem Dache mit hölzernem Sparrwerk, das doppelt mit Bretern verschlagen, dann aber mit Luftziegeln oder mit Polstern, auf diesen aber mit Thierhäuten oder Blechtafeln zur Sicherung gegen Feuersgefahr eingedeckt wurde. Die Seiten waren weniger bedeckt, gewöhnlich nur mit Hurten oder Thierhäuten nach einer Seite hin behangen, so dass die Mannschaft bei einem Ausfall leicht heraustreten konnte. Diese Schildkröten hatten gewöhnlich 25′ Länge und Breite, doch hat man auch grössere, z. B. vor Marsilia liess Cäsar eine von 60′ Länge erbauen.

2) Die Minirschildkröte oder der *Musculus* zur Deckung der die Mauern untergrabenden oder durchbrechenden Mineurs war meist nach vorn zu spitz und mit einem nach vorn abhängigen Dach versehen.

3) Die Bockschildkröte, *Testudo*, welche bereits erwähnt wurde.

Alle diese Schildkröten waren mit Rollen versehen; ihre Bewegungsart geschah auf gleiche Art wie die der Wandelthürme, *Helepoles*

(Städteeroberer). Dieses waren hölzerne, auf Rollen bewegliche, 10, 12 bis 15 Etagen enthaltende Thürme von ungeheurer Höhe. Die gewöhnlichsten hatten 60 Ellen Höhe und 10 Etagen, doch hatte man auch deren bis zu 120′ Höhe. Ihre Grundfläche war stets quadratisch, ihre untere Breite gewöhnlich gleich der Hälfte der Höhe, nach oben zu verjüngten sie sich. Oft waren die Etagen mit Galerien äusserlich umgeben, welche dann mit Schützen besetzt wurden. Die untere Etage enthielt meist einen Mauerbrecher, die oberen Wurfgeschütze, die oberste aber wurde jeder Zeit mit Schützen besetzt. An der gegen die Festung gekehrten Seite befanden sich öfters Sambuken oder Fallbrücken zum Stürmen der durch den Thurm überhöhten Mauer. Oft musste man, um die Mauern der auf Felsen liegenden Festungen zu überhöhen, ungeheuere Erdanschüttungen, Terrassen (*Agger*) errichten, um auf dieselben die Helepolen und die andern Annäherungsmittel zu bringen. Für diese und überhaupt alle Fälle, wo ein Umwerfen des Thurmes zu befürchten war, erbaute man denselben nur zwei Etagen hoch, doch so, dass er aus lauter in einander geschobenen Etagen bestand, die durch Schrauben in die Höhe getrieben werden konnten, sobald man an der Mauer angekommen war; man nannte diese Thürme *Plicatiles*. Der äusserst schwierige, kostspielige und langwierige Bau dieser Thürme machte es den Erbauern zur Pflicht, sie mit allen möglichen Vorsichtsmassregeln gegen Feuersgefahr zu schützen; man legte daher auch in den meisten mehrere Wasserreservoirs an, behing sie mit Thierhäuten oder verkleidete sie mit Backsteinen; doch ist es zweifelhaft, ob man die auf letztere Art erbauten Thürme bewegte. Die Communication in den verschiedenen Etagen wurde durch doppelte Leitertreppen hergestellt, von denen die eine zum Auf-, die andere zum Niedersteigen diente. Nach Diodor standen die Wandelthürme auf 8 Rädern, *Antistrepten*, die eine Bewegung nach allen Richtungen erlaubten; die Thürme wurden nach der Meinung der meisten neueren Autoren mittels Flaschenzügen und Erdwinden bewegt, die vorwärts gelegten Flaschenzüge wurden durch den Musculus gedeckt, welcher zugleich den Weg ebnete, die an den Winden beschäftigten Mannschaften deckte der Thurm selbst. Sehr zu bedauern ist es, dass sich die Schriftsteller der Alten durchaus nicht über die Bewegungsart der Maschinen verbreiten; sie geben nur an, dass die Bewegung ziemlich schnell und ohne viel Hindernisse nach verschiedenen Richtungen möglich war. Zu verwundern ist es auch, dass der Taue zur Bewegung nirgends gedacht wird, daher man versucht wird, eine andere Vorrichtung, z. B. die Schraube, die Schraube ohne Ende oder ein Räderwerk in eine gezahnte Bahn greifend u. s. w. als wahren Krafterzeuger anzunehmen, zumal sich diese Vorrichtungen im untersten Geschoss des Thurmes gut anbringen liessen.

Alle diese beweglichen Deckungen, sowie die früher beschriebenen Nähewaffen, endlich auch die kleineren Fernwaffen, als der Bogen und die Armbrust, kamen nach dem Sturze des römischen Reichs ohne wesentliche Veränderungen in den Belagerungskriegen des Mittelalters wieder in Anwendung, nur die grösseren Wurfmaschinen wurden nach andern Grundsätzen construirt; wir führen diese nur historisch interessanten Maschinen daher in der Kürze an, indem wir auf Aegidius v. Colonna's Abhandlung über das Kriegswesen verweisen.

Alle Wurfmaschinen des Mittelalters waren nach Art der Ballisten einarmig; man unterschied vorzüglich vier Gattungen, doch hat man jede

derselben wieder auf viele Arten construirt, wie es überhaupt in damaliger Zeit Sitte war, eine an sich oft unbrauchbare Idee in tausenderlei Verzerrungen darzustellen. Wie schon erwähnt, verliess man die frühere Bewegungskraft, die Elasticität des Holzes, und suchte durch Belastung eines Hebels mit Gewichten dieselbe Wirkung hervorzubringen, allein die Maschinen blieben ungleich schwächer und nahmen an Unbehülflichkeit zu.

Die erste Gattung der Wurfmaschinen, im Mittelalter Werfzeuge genannt, soll schon den Römern unter dem Namen *Fundibalum* bekannt gewesen sein; sie erhielt jetzt die Benennung *Trabucium* und bestand (*Fig.* 5) aus einem Ballistenarm, welcher an einer Axe aufgehangen war und oben mit einer Schleuder, unten mit einem hölzernen oder ledernen mit Steinen gefüllten Behälter versehen wurde; der Arm, durch eine Welle herabgezogen und durch eine Sperrung festgehalten, wurde, von diesen befreit, vermöge des Gegengewichtes in die Höhe geschnellt.

Die zweite Gattung, *Biffa* genannt, hatte ein bewegliches Gegengewicht. Die in *Fig.* 6 dargestellte, aus der burgundischen Kriegsordnung entnommene Maschine besteht aus einem Hebelarm *a*, der in den Hohlcylinder *b* befestigt ist. Die um eine Axe bewegliche Brücke *c* wird, nachdem der Arm zurückgelegt worden ist und durch die Sperrkette *d* festgehalten wird, mit Gewichten beschwert und drückt auf die um Zapfen bewegliche Walze *b*. Nach jedem Wurf wird die Brücke von den Gewichten befreit, um den Arm leicht zurücklegen zu können.

Die dritte Gattung, *Tripantus* genannt, hat, wie *Fig.* 7 zeigt, ein festes und ein bewegliches Gegengewicht. Der Hebelarm *a* ist nebst dem durch Gewicht beschwerten Vorbau *b* um eine starke eiserne Welle beweglich; die auf die vorige Weise construirte Brücke *c* wird ebenfalls mit Gewichten belegt und hängt mit dem Vorbau *b* durch Ketten zusammen. Die Maschine ist hier zum Pfeilschiessen eingerichtet, die Leitrinne *d* kann vermittels der an den Säulen *e* angebrachten Bolzenlöcher verschiedene Stellungen erhalten. In dieser Form wurde sie von den Ingenieuren des Mittelarmes für die Katapulte der Alten ausgegeben.

Die vierte Gattung wurde durch an den untern Theil des Hebels befestigte Zugleinen bewegt, ihre Construction war sehr mannichfaltig.

Endlich ist als eine dem Mittelalter eigenthümliche, allerdings erst nach der Erfindung des Pulvers, 1550, von Leonhard Danner vorgeschlagene Maschine, die Breschschraube zu erwähnen; sie ist im fränkischen Kriege zur Sprengung der Thore und selbst zum Niederstürzen starker Mauern angewendet worden und hatte eine der Wagenwinde ähnliche Construction.

In neuerer Zeit sind von mehrern Seiten Vorschläge gemacht worden, die Maschinen der Alten, besonders die Wurfmaschinen, bei der Vertheidigung der Plätze wieder in Anwendung zu bringen; vorzüglich glaubt man sie zur Aufstellung in Casematten geeignet, da sie von den Nachtheilen der Pulvergeschütze, nämlich der Erschwerung der Vertheidigung und überhaupt des Aufenthaltes in den Casematten durch den Pulverdampf und der Erschütterung der Bauten, befreit sind. Allein bedenkt man, dass die Handhabung, besonders das Richten dieser Maschinen viel Zeit erfordert, dass sie keine rasirende Bestreichung des Terrains erlauben, dass sie leicht demontirt werden können und dass sie durchaus einen geringeren moralischen Eindruck auf den angreifenden Feind machen müssen, so wird man sie gewiss nicht zum Ersatz für Kanonen und

Haubitzen fähig finden. Dagegen ist es eher rathsam, sie zur Bewaffnung früherer Mörserkastenbatterien, oder beim Angriff einer Festung zum Bewerfen der Stadt, besonders mit Brandkörpern oder mit Thiercadavern, insofern man diese alte wirksame Art zu bombardiren nicht für barbarisch hält, zu verwenden. Die dadurch herbeigeführte Vermehrung des ohnedies schon beträchtlichen Materials wird der Wiedereinführung dieser alten Wurfmaschinen jedoch immer entgegenstehen.

E. Weinlig.

Beobachtung. Die Wirkungen der Naturkräfte lernen wir durch Erfahrungen kennen. Zu diesen gelangen wir aber entweder durch Beobachtungen (fr. *observations*) oder durch Versuche (fr. *expériences*); während jene in unmittelbaren Wahrnehmungen der Naturerscheinungen bestehen, sind diese Erfahrungen über die durch künstliche Mittel herbeigeführten oder modificirten Wirkungen der Natur. So findet man z. B. die Gesetze über die Bewegung des Wassers in Canälen durch Beobachtungen, indem man Gefälle und Querprofil derselben ausmisst und die Geschwindigkeit des Wassers in denselben durch Schwimmer ausmittelt. Dagegen lernt man die Stosskraft des Wassers durch Versuche kennen, wenn man untersucht, welche Kraft nöthig ist, um eine dem Wasserstrahl entgegen gerichtete Fläche in dieser Lage zu erhalten.

In der Regel werden zur Anstellung von Beobachtungen und Versuchen Instrumente erfordert. Von diesen verlangt man aber Einfachheit, Genauigkeit und Bequemlichkeit beim Operiren mit denselben. Auch ist es nöthig, dass der Beobachter oder Experimentator die Eigenthümlichkeiten seiner Instrumente genau kenne, um beurtheilen zu können, welchen Einfluss etwaige Fehler oder Unvollkommenheiten derselben auf die Ergebnisse ausüben. Ueberdies muss er die Instrumente mit Vorsicht gebrauchen und seine Aufmerksamkeit auf alle Umstände richten, welche beim Beobachten oder Experimentiren statt finden und auf die Resultate derselben von Einfluss sein können. Endlich ist erforderlich, dass der Experimentator unbefangen und nicht mit Vorurtheilen beobachte und untersuche, dass er nicht zu viel Vertrauen in die Richtigkeit and Genauigkeit seiner gewonnenen Resultate setze, sondern dass er dieselben mit einem gemässigten Misstrauen betrachte, und die Mühe nicht scheue, die Versuche zu wiederholen oder dieselben unter verschiedenen Umständen anzustellen. Auf der andern Seite ist es aber auch gut, wenn der Beobachter oder Experimentator nicht zu ängstlich oder sorgsam ist, indem er vielleicht auf Umstände oder Verhältnisse Rücksicht nimmt, die wegen anderer Verhältnisse oder wegen der Natur der Versuche überhaupt eine Berücksichtigung nicht verdienen; wenigstens ist nothwendig, dass er zu beurtheilen wisse, welche von den verschiedenen, bei den Versuchen obwaltenden Verhältnissen die überwiegenden sind, und welche nur einen untergeordneten Einfluss auf die Ergebnisse ausüben, damit er nicht in den Fall komme, manche Abweichungen oder Erscheinungen, die vielleicht in der Unvollkommenheit der Sinneswerkzeuge, Instrumente oder Versuche überhaupt ihren Grund haben, fremden Ursachen beizumessen. Wesentlich wichtig ist es auch, dass der Experimentator mit dem zu untersuchenden Gegenstande genau bekannt sei und sich durch Vorstudium oder durch vorläufige Beobachtungen oder Versuche zum Hauptexperiment vorbereitet habe, weil sich beim Beobachten oder Experimen-

tiren oft manches anders herausstellt als man vorher gedacht oder erwartet hat.

Zu den erforderlichen Eigenschaften eines guten Beobachters oder Experimentators gehören aber (ausser Ruhe, Geduld, Ausdauer und Beharrlichkeit) der Besitz scharfer Sinneswerkzeuge und eine angeborne und durch Uebung ausgebildete Geschicklichkeit in der Behandlung der Instrumente.

Allgemeinen Unterricht über die Kunst des Beobachtens und Experimentirens ertheilen die ausführlicheren Werke über Naturwissenschaften und namentlich über Naturphilosophie; besonders aber handeln hiervon die Werke von Baco von Verulam*), Senebier**) und Carrard***). Im Folgenden wird über die Art und Weise, wie Beobachtungen und Versuche im Gebiete der Mechanik anzustellen sind, nicht weiter die Rede sein, sondern nur davon gehandelt werden, wie aus den einzelnen Resultaten der Erfahrungen die wahrscheinlichsten und mit den kleinsten Fehlern behafteten Werthe der untersuchten Grössen zu finden oder allgemeine Gesetze der beobachteten Erscheinungen abzuleiten sind.

Der am häufigsten vorkommende Fall ist, dass man aus von einander abweichenden, durch verschiedene Versuche (oder Beobachtungen, denn in Rücksicht auf die Berechnung ist es einerlei, von welcher Art die Erfahrung ist) gefundenen Werthen einer in Frage stehenden Grösse den wahrscheinlichsten oder den mittleren, von der Wahrheit am wenigsten abweichenden Werth derselben zu bestimmen hat. Die Abweichungen der Werthe unter einander können nun aber ihren Grund nicht allein in der Unvollkommenheit der Beobachtungen haben, vermöge welcher gewisse kleine Fehler zu begehen unvermeidlich ist, sondern auch daraus folgen, dass die auszumittelnde Grösse selbst gewisse Abweichungen besitzt, und dass beim Beobachten nicht auf alle Umstände und Verhältnisse hat Rücksicht genommen werden können, in welchen diese Verschiedenheiten begründet sind. Wenn man z. B. durch verschiedene Versuche über die Festigkeit einer Materie verschiedene Werthe gefunden hat, so hat dies seinen Grund weit weniger in der Unvollkommenheit der Beobachtung als in der wirklichen Verschiedenheit des Stoffes, welche durch meist kleine Abweichungen in der Dichtigkeit, Structur u. s. w. bedingt wird.

Wir müssen hierbei aber noch unterscheiden, ob aus abgesonderten Werthen einer als unveränderlich anzusehenden Grösse oder aus einer stetigen Folge von Werthen einer veränderlichen Grösse der mittlere Werth zu bestimmen ist. Während im ersten Falle der mittlere Werth durch Anwendung des arithmetischen Mittels gefunden wird, hat man sich im zweiten hierzu der sogenannten Methode der Quadraturen zu bedienen, wie im Folgenden gezeigt werden soll.

Unter der Voraussetzung, dass die Abweichung eines Resultates eben so gut positiv als negativ sein kann, gibt das arithmetische Mittel aus den einzelnen Resultaten der Beobachtungen den wahrscheinlichsten Werth oder denjenigen Werth, bei dessen Annahme der kleinste Fehler zu befürchten ist. Sind $y_1, y_2, y_3 \ldots y_n$ die gefundenen Werthe für die zu

---

*) *De interpretatione Naturae* und *de augmentis scientiarum.* Im 5. Bande von Baco's Werken. London 1765.

**) *L'art d'observer. Genève* 1775. Deutsch von Gmelin.

***) *L'art d'observer. Amsterdam* 1777.

bestimmende Grösse, ist also n die Anzahl derselben, so folgt hiernach der wahrscheinlichste Werth für diese Grösse:

$$y = \frac{y_1 + y_2 + y_3 + \cdots + y_n}{n}, \text{ oder } \frac{\Sigma(y)}{n},$$

wie man gewöhnlich schreibt.

Es lässt sich beweisen, dass das arithmetische Mittel dem wahren Werthe um so näher komme, je grösser die Anzahl (n) der Beobachtungen ist, dass ferner derjenige Versuch von dem wahren am meisten abweiche, welcher von dem Mittel am meisten verschieden ist, und dass man endlich durch Weglassen des am meisten abweichenden Versuches dem wahren Werthe näher kommt als wenn man aus allen Versuchen das Mittel nimmt *).

Kommen übrigens unter den beobachteten Werthen einige, aber verhältnissmässig nur wenige vor, welche von den übrigen bedeutend abweichen, so ist man berechtigt, dieselben ganz ausser Acht zu lassen, weil man annehmen kann, dass bei deren Bestimmung grobe Fehler begangen worden seien.

Beispiel. Ist a der Querschnitt eines Wasserstrahles und h die Geschwindigkeitshöhe desselben, μ aber ein Erfahrungscoefficient, so lässt sich der Normalstoss dieses Strahles gegen eine Ebene setzen $= \mu a h$. Ist nun der Durchmesser des Strahles 9 Linien, die Druckhöhe 3061 Linien, die Geschwindigkeit 28,21 Fuss (alles in Pariser Mass), so fand Bidone **) für kreisförmige Platten von

	24	36	48	60	72	108	Linien Durchmesser
den Coefficienten μ	2,0940	2,0940	2,0849	2,0582	2,0760	2,0582	

Nimmt man nun hieraus das arithmetische Mittel

$$= \frac{2{,}0940 + 2{,}0940 + 2{,}0849 + 2{,}0582 + 2{,}0760 + 2{,}0582}{6}$$

$$= \frac{12{,}4653}{6} = 2{,}07755,$$

so bekommt man denjenigen Werth für μ, mit Hülfe dessen sich der Wasserstoss unter ähnlichen Umständen berechnen lässt, wenn nur der Querschnitt der gestossenen Fläche den Querschnitt des Strahles mindestens acht Mal übertrifft.

Kommt es darauf an, den mittleren Werth von einer stetigen Folge von Grössen zu finden, so ist ein Verfahren anzuwenden, dessen man sich auch bedient, um die Producte aus einer sehr kleinen (unendlich kleinen) Grösse und den (unendlich wenig) verschiedenen Werthen einer veränderlichen Grösse zu summiren. Sind y_0, y_1, $y_2 \cdots y_n$ diese verschiedenen Werthe, ist also n ihre Anzahl, und ist jene sehr kleine

*) Lambert's Beiträge zum Gebrauche der Mathematik. Bd. I. Seite 424 u. s. w.

**) *Expériences sur la percussion des veines d'eau* s. *Memorie della Reale Accademia delle Scienze di Torino. Tomo XL.* 1838.

Grösse $\frac{x}{n}$, also der $n$te Theil einer Grösse x, so bestimmt sich die gesuchte Summe durch den Ausdruck:

$$z = (y_0 + y_1 + y_2 + \ldots + y_n)\frac{x}{n},$$

wofür wir auch

$$z = \frac{x}{n}\Sigma(y_n)$$

setzen können.

Ist aber der mittlere Werth von den Grössen y_0, y_1, $y_2 \ldots y_n = y_m$, so lässt sich auch

$$ny_m = \Sigma(y_n)$$

setzen, weshalb auch

$$y_m = \frac{1}{n}\Sigma(y_n), \text{ daher}$$

$$z = xy_m, \text{ sowie } y_m = \frac{z}{x}$$

sich ergibt.

Um das Quadrat z aus den Elementen einer veränderlichen Grösse und den verschiedenen Werthen einer anderen veränderlichen Grösse zu finden, hat man die der Geometrie angehörige Methode der Quadraturen anzuwenden. Durch diese Methode bestimmt sich der Flächenraum *ABMN Fig.* 1 (Taf. 59) zwischen einer krummen Linie *BKM* und ihren Coordinaten *AB*, *AN* und *NM*. Theilt man die als die veränderliche Grösse x anzusehende Abscisse *AN* in gleiche Theile, so lassen sich die den erhaltenen Theilpunkten angehörigen Ordinaten, wie 1α, 2β u. s. w., als die verschiedenen Werthe y_1, y_2 u. s. w. der anderen veränderlichen Grösse y betrachten, und es ist das Product $z = \frac{x}{n}\Sigma(y_n)$ dem Flächenraume *ABMN* gleich zu setzen.

Setzt man den Flächenraum z dem eines Rechteckes *ACON* von der Grundlinie $AN = x$ gleich, so gibt dessen Höhe

$$AC = NO = y_m = \frac{z}{x}$$

den in Frage stehenden mittleren Werth von der veränderlichen Grösse y.

Kennt man den Zusammenhang zwischen x und y, wonach sich für jeden Werth von x der entsprechende Werth von y berechnen lässt, so kann man mit Hülfe der höheren Geometrie den Flächenraum z und hieraus den mittleren Werth von y ebenfalls berechnen. In vielen Fällen reichen zu dieser Bestimmung auch die Elementarkenntnisse der Algebra aus, wenn man insbesondere die Summenformel

$$\Sigma(n^m) = \frac{n^{m+1}}{m+1}$$

anwendet, welche jedesmal anzuwenden ist, wenn die bis ins Unendliche fortgehende Reihe von den $m$ten Potenzen der natürlichen Zahlen 1, 2, 3, 4...n zu summiren ist.

Ist z. B. $a^2y = x^3$, also $y = \frac{x^3}{a^2}$, so erhält man den Flächenraum, indem man statt x nach und nach

$$\frac{x}{n}, \frac{2x}{n}, \frac{3x}{n} \ldots \frac{nx}{n}$$

setzt, durch die Reihe

$$z = \frac{x}{n} \Sigma (y_n) = \frac{x}{n} \left(\frac{x^3}{n^3 a^2} + \frac{(2x)^3}{n^3 a^2} + \frac{(3x)^3}{n^3 a^2} + \ldots + \frac{(nx)^3}{n^3 a^2} \right)$$

$$= \frac{x^4}{n^4 a^2} (1^3 + 2^3 + 3^3 + \ldots + n^3) = \frac{x^4}{n^4 a^2} \cdot \frac{n^4}{4}$$

$$= \frac{x^4}{4a^2} = \frac{xy}{4},$$

und daher den mittleren Werth von der Ordinate:

$$y_m = \frac{z}{x} = \frac{y}{4}.$$

Es ist also der mittlere Werth von der von Null bis y wachsenden Grösse oder Ordinate nur $\frac{y}{4}$.

Diese Bestimmung findet ihre Anwendung in der Mechanik, wenn es darauf ankommt, die mittlere Acceleration und mittlere Geschwindigkeit, sowie den in einer gewissen Zeit ungleichförmig durchlaufenen Raum zu finden. Sieht man z. B. die Zeit als Abscisse x und die veränderliche Geschwindigkeit als Ordinate y an, so erhält man durch die Quadratur der entsprechenden Curve den einer gewissen Zeit entsprechenden Raum, aus dem sich wiederum die mittlere Geschwindigkeit bestimmen lässt. Ist z. B. für die Zeit t die Geschwindigkeit $v = c + at^2$, so erhalten wir nach dem Vorhergehenden den durchlaufenen Raum s durch die Summe

$$ct + \frac{at^3}{n^3} (1 + 2^2 + 3^2 + \ldots + n^2) = ct + \frac{at^3}{3},$$

wobei c die anfängliche Geschwindigkeit und $2a$ die Acceleration am Ende der ersten Secunde ist. Auch ergibt sich die mittlere Geschwindigkeit $= c + \frac{at^2}{3}$. Für $c = 2^m$, $a = 3^m$ und $t = 5$ Secunden wäre z. B. die mittlere Geschwindigkeit $= 2 + \frac{3.5^2}{3} = 2 + 25 = 27^m$ und der durchlaufene Raum $s = 27.5 = 135^m$.

Schreiten die Werthe von y nicht nach einem bekannten Gesetze fort, so muss man den Flächenraum z annähernd berechnen, indem man eine endliche Anzahl dieser Werthe, natürlich je mehr, je besser, in Betracht zieht. Der nämliche Fall kommt allemal dann vor, wenn die verschiedenen Werthe durch Beobachtungen oder Versuche gefunden worden sind.

Wenn man z. B. die von einer Maschine geleistete mechanische Arbeit oder die mittlere Kraft derselben finden will, so liest man an einem an der Maschine angebrachten Dynamometer die Kraft ab, welche die Ma-

schine in gleichen Zwischenräumen äussert, und wendet nun die annähernde Methode der Quadraturen an.

Wir müssen zwei Fälle der Quadraturen unterscheiden. Wiewohl immer dahin getrachtet werden muss, die Anzahl der Fälle so viel wie möglich zu vermehren, d. i. so viel Ordinaten (hier Kräfte) zu messen oder zu beobachten als nur möglich, so werden doch dieser Vermehrung sehr oft durch die äusseren Umstände oder Verhältnisse Gränzen gesetzt; deshalb ist der Fall, wenn die Anzahl der Ordinaten nicht so gross ist, dass man die Curve zwischen je zwei benachbarten Ordinaten als gerade ansehen darf, von dem Fall zu unterscheiden, wenn die Anzahl der bekannten Werthe so gross ist oder die einzelnen Werthe so wenig von einander abweichen, dass man die durch sie bestimmte Curve als aus geraden Linien bestehend ansehen kann. In letzterem Falle ist der gesuchte Flächenraum aus Trapezen zusammengesetzt, deren Inhalte

$$\left(\frac{y_0 + y_1}{2}\right)\frac{x}{n}, \left(\frac{y_1 + y_2}{2}\right)\frac{x}{n} \cdots \left(\frac{y_{n-1} + y_n}{2}\right)\frac{x}{n}$$

sind, weshalb derselbe

$$z = (\tfrac{1}{2}y_0 + y_1 + y_2 + y_3 + \cdots + y_{n-1} + \tfrac{1}{2}y_n)\frac{x}{n}$$

zu setzen und für die mittlere Ordinate

$$y_m = \frac{\tfrac{1}{2}y_0 + y_1 + y_2 + y_3 + \cdots + y_{n-1} + \tfrac{1}{2}y_n}{n}$$

zu nehmen ist.

Beispiel. Um die Wassermenge zu finden, welche in einer Minute auf ein in Wirksamkeit begriffenes Wasserrad fällt, lässt man das Wasser durch eine rectanguläre Oeffnung in einer vertikalen dünnen Wand einfallen und misst von Zeit zu Zeit den Wasserstand vor der Mündung. Wenn nun die Breite der Mündung $0{,}450^m$ und die Höhe $0{,}056^m$ beträgt, die Wasserstände über der Mitte der Mündung nach 0, 10, 20, 30, 40, 50 und 60 Secunden aber folgende waren: 0,732; 0,724; 0,706; 0,689; 0,694; 0,702; 0,714; welches wird die ausgeflossene Wassermenge sein?

Die diesen Druckhöhen zukommenden theoretischen Geschwindigkeiten sind: $v_0 = 3{,}79^m$; $v_1 = 3{,}77^m$; $v_2 = 3{,}72^m$; $v_3 = 3{,}68^m$; $v_4 = 3{,}69^m$; $v_5 = 3{,}71^m$; $v_6 = 3{,}74^m$; deshalb ist die mittlere theoretische Ausflussgeschwindigkeit

$$v_m = \frac{1{,}895 + 3{,}77 + 3{,}72 + 3{,}68 + 3{,}69 + 3{,}71 + 1{,}87}{6}$$

$$= \frac{22{,}335}{6} = 3{,}722^m.$$

Der Inhalt der Mündung ist aber $0{,}450 \,.\, 0{,}056 = 0{,}0252$ Quadratm., daher die theoretische Ausflussmenge:

$$m = 3{,}722 \,.\, 0{,}0252 = 0{,}09379 \text{ Cubikmeter.}$$

Die Druckhöhen über der obersten Kante der Mündung sind:

$$h_0 = 0{,}704,\ h_1 = 0{,}696,\ h_2 = 0{,}678,\ h_3 = 0{,}661,$$
$$h_4 = 0{,}666,\ h_5 = 0{,}674,\ h_6 = 0{,}686;$$

daher ist die mittlere Druckhöhe:

$$h_m = \frac{0{,}352 + 0{,}696 + 0{,}678 + 0{,}661 + 0{,}666 + 0{,}674 + 0{,}343}{6}$$

$$= \frac{4{,}070}{6} = 0{,}678,$$

und der dieser Druckhöhe und der Mündungshöhe $0{,}056^m$ entsprechende Ausflusscoefficient ist bei vollständiger Contraction der Tafel IX. im Artikel AUSFLUSS (S. 453) zufolge 0,626, weshalb nun die effective Wassermenge des Rades in einer Secunde $= 0{,}626 . 0{,}09379 = 0{,}0587$ Cubikmeter anzunehmen ist.

Wenn man durch Umstände daran verhindert ist, die veränderliche Grösse (z. B. im vorigen Beispiele die Druckhöhe) in gleichen Zwischenräumen zu messen, wenn man also verschiedene Abstände der Ordinaten erhält, so ist natürlich eine andere Formel anzuwenden.

Sind die Abstände der nur wenig von einander abweichenden Ordinaten y_0, y_1, y_2, y_3 u. s. w. von einem gewissen Anfangspunkt folgende: x_0, x_1, x_2, x_3 u. s. w., so hat man für die Inhalte der einzelnen trapezoidalen Flächenräume:

$$\frac{y_0 + y_1}{2}(x_1 - x_0);\ \left(\frac{y_1 + y_2}{2}\right)(x_2 - x_1);\ \left(\frac{y_2 + y_3}{2}\right)(x_3 - x_2) \text{ u. s. w;}$$

daher ist der ganze Flächenraum:

$$z = \tfrac{1}{2}\left[(y_0 + y_1)(x_1 - x_0) + (y_1 + y_2)(x_2 - x_1) + (y_2 + y_3)(x_3 - x_2) + \ldots\right]$$

$$= \tfrac{1}{2}\left[(x_1 - x_0)\,y_0 + (x_2 - x_0)\,y_1 + (x_3 - x_1)\,y_2 + (x_4 - x_2)\,y_3 + \ldots + (x_n - x_{n-1})\,y_n\right],$$

und der mittlere Werth der veränderlichen Grösse:

$$y_m = \frac{z}{x_n} = \frac{(x_1 - x_0)\,y_0 + (x_2 - x_0)\,y_1 + (x_3 - x_1)\,y_2 + (x_4 - x_2)\,y_3 + \ldots + (x_n - x_{n-1})\,y_n}{2x_n}.$$

Beispiel. Um die geleistete Arbeit einer Maschine zu finden, hat man während des Ganges derselben in gleichen Zeiträumen die Kraft und den Weg des Lastpunktes gemessen und Folgendes gefunden:

Zeit in Secunden.	0	10	20	30	40	50	60
Kraft in Kilogrammen.	y_0 345	y_1 337	y_2 331	y_3 336	y_4 334	y_5 329	y_6 322
Weg in Metern.	x_0 0	x_1 21,3	x_2 45,8	x_3 65,4	x_4 84,3	x_5 106,5	x_6 129,1

Die vorige Formel gibt die geleistete Arbeit

$$z = \tfrac{1}{2}(21{,}3 . 345 + 45{,}8 . 337 + 44{,}1 . 331 + 38{,}5 . 336 + 41{,}1 . 334 + 44{,}8 . 329 + 22{,}6 . 322)$$

$$= \tfrac{1}{2}(7348{,}5 + 15434{,}6 + 14597{,}1 + 12936{,}0 + 13727{,}4 + 14739{,}2 + 7277{,}2)$$

$$= \frac{86060}{2} = 43030 \text{ Kil. Meter,}$$

und daher die während der Durchlaufung des Weges von $129{,}1^m$ wirksam gewesene mittlere Kraft:

$$\frac{43030}{129{,}1} = 333{,}3 \text{ Kilogramm.}$$

Wenn die Ordinaten nicht wenig von einander abweichen, so ist es nöthig, die Curventheile zwischen benachbarten Ordinaten als Bogen zu behandeln. Die einfachste Annahme, welche man hierbei machen kann, ist, die Curve als aus Parabelbogen bestehend zu denken, weil die Quadratur der Parabel eine höchst einfache ist.

Die allgemeine Gleichung einer Parabel ist folgende:

$$y = A + Bx + Cx^2,$$

wo x die Abscisse und y die Ordinate bezeichnet. Um nun deren Quadraturen zu leisten, setzen wir in dieser Gleichung statt x nach und nach

$$\frac{x}{n}, \frac{2x}{n}, \frac{3x}{n} \cdots \frac{nx}{n},$$

multipliciren die dadurch erhaltenen Werthe von y mit der Breite $\frac{x}{n}$ und summiren die schmale Rechtecke messenden Producte. Wir erhalten also den ganzen Flächenraum:

$$z = Ax + B(1+2+3+\ldots+n)\left(\frac{x}{n}\right)^2 + C(1^2+2^2+3^2+\ldots+n^2)\left(\frac{x}{n}\right)^3.$$

Da aber für eine unendliche Anzahl n von schmalen Streifen

$$1 + 2 + 3 + \ldots + n = \frac{n^2}{2} \text{ und}$$

$$1^2 + 2^2 + 3^2 + \ldots + n^2 = \frac{n^3}{3}$$

ist, so folgt:

$$z = Ax + \frac{Bx^2}{2} + \frac{Cx^3}{3}$$

als Ausdruck für den Inhalt einer von der Abscisse, zwei Ordinaten und dem zwischenliegenden Parabelstücke begränzten Fläche.

Die entsprechende mittlere Ordinate ist:

$$y_m = A + \frac{Bx}{2} + \frac{Cx^2}{3}.$$

Um diese Formel für unseren Zweck zu gebrauchen, müssen wir vorher die Bestimmung der Coefficienten A, B, C zeigen.

Es sei $ABMN$ *Fig.* 2 ein solches Flächenstück, also BKM eine als Parabelbogen anzusehende Curve. Setzen wir die Abscissen $AH = x_1$, $AN = x_2$, sowie die Ordinaten $AB = y_0$, $HK = y_1$ und $NM = y_2$, und führen wir diese Werthe für x und y in die Gleichung $y = A + Bx + Cx^2$ ein, so bekommen wir folgende drei Bestimmungsgleichungen für A, B und C.

$$y_0 = A,$$
$$y_1 = A + Bx_1 + Cx_1^2,$$
$$y_2 = A + Bx_2 + Cx_2^2.$$

Hieraus folgt:

$$A = y_0,$$

$$B = \frac{x_2^2(y_1-y_0) - x_1^2(y_2-y_0)}{x_1 x_2 (x_2-x_1)},$$

$$C = \frac{-x_2(y_1-y_0) + x_1(y_2-y_0)}{x_1 x_2 (x_2-x_1)},$$

und demnach die Gleichung des Curvenbogens BKM:

$$y = y_0 + \left(\frac{x_2^2(y_1-y_0) - x_1^2(y_2-y_0)}{x_1 x_2 (x_2-x_1)}\right)x + \left(\frac{-x_2(y_1-y_0) + x_1(y_2-y_0)}{x_1 x_2 (x_2-x_1)}\right)x^2.$$

Nun folgt der gesuchte Flächenraum von $ABMN$, wenn man noch $x = x_2$ setzt:

$$z = x_2\left(y_0 + \frac{x_2^2(y_1-y_0) - x_1^2(y_2-y_0)}{2x_1(x_2-x_1)} - \frac{x_2(y_1-y_0) - x_1(y_2-y_0)}{3x_1(x_2-x_1)}x_2\right)$$

$$= x_2\left(y_0 + \frac{x_2^2(y_1-y_0) - x_1(y_2-y_0)(3x_1-2x_2)}{6x_1(x_2-x_1)}\right)$$

$$= x_2\left(y_0 + \frac{x_2^2(y_1-y_0) - x_1x_2(y_2-y_0) + 3x_1(y_2-y_0)(x_2-x_1)}{6x_1(x_2-x_1)}\right)$$

$$= x_2\left(y_0 + \frac{y_2-y_0}{2} + \frac{x_2(y_1-y_0) - x_1(y_2-y_0)}{6x_1(x_2-x_1)}x_2\right)$$

$$= \left(\frac{y_0+y_2}{2}\right)x_2 + \frac{x_2(y_1-y_0) - x_1(y_2-y_0)}{6x_1(x_2-x_1)}x_2^2,$$

und die mittlere Ordinate:

$$y_m = \frac{y_0+y_2}{2} + \frac{x_2(y_1-y_0) - x_1(y_2-y_0)}{6x_1(x_2-x_1)} \cdot x_2.$$

Nach dieser Formel lässt sich jeder durch $2n+1$ Ordinaten gegebene Flächenraum finden, indem man nämlich auf jedes der zwischenliegenden n Flächenstücke diese Formel anwendet.

Beispiel. Man hat durch Schwimmer folgende Geschwindigkeiten an der Oberfläche eines fliessenden Wassers gefunden:

Abstand vom rechten Ufer in Metern.	0	0,2	0,6	1,0	1,5	1,8	2,1	Linkes Ufer.
Geschwindigkeit in Metern.	0	0,58	0,79	0,85	0,76	0,62	0	

Welches ist die mittlere Geschwindigkeit an der Oberfläche dieses Wassers?

Wir haben hier unsere Formel dreimal anzuwenden.

Das erste Mal ist $x_1 = 0{,}2$, $x_2 = 0{,}6$ und $y_0 = 0$, $y_1 = 0{,}58$, $y_2 = 0{,}79$ zu setzen, wir bekommen daher:

$$z = \frac{0{,}79 \cdot 0{,}6}{2} + \frac{0{,}6 \cdot 0{,}58 - 0{,}2 \cdot 0{,}79}{6 \cdot 0{,}2 \cdot 0{,}4} \cdot (0{,}6)^2$$

$$= 0{,}237 + \frac{0{,}348 - 0{,}158}{0{,}08} \cdot 0{,}06$$

$$= 0{,}237 + \frac{0{,}19 . 3}{4} = 0{,}237 + 0{,}1425$$

$$= 0{,}3795.$$

Das zweite Mal ist $x_1 = 1{,}0 - 0{,}6 = 0{,}4$, $x_2 = 1{,}5 - 0{,}6 = 0{,}9$, $y_0 = 0{,}79$, $y_1 = 0{,}85$, $y_2 = 0{,}76$ anzunehmen, weshalb folgt:

$$z = \frac{1{,}55}{2} . 0{,}9 + \frac{0{,}9 . 0{,}06 + 0{,}4 . 0{,}03}{6 . 0{,}4 . 0{,}5} (0{,}9)^2$$

$$= 0{,}6975 + \frac{0{,}054 + 0{,}012}{1{,}2} . 0{,}81$$

$$= 0{,}6975 + \frac{0{,}066}{1{,}2} . 0{,}81 = 0{,}6975 + 0{,}04455$$

$$= 0{,}74205.$$

Das dritte Mal ist $x_1 = 1{,}8 - 1{,}5 = 0{,}3$, $x_2 = 2{,}1 - 1{,}5 = 0{,}6$, $y_0 = 0{,}76$, $y_1 = 0{,}62$, $y_2 = 0$ anzusetzen, so dass sich ergibt:

$$z = \frac{0{,}76 . 0{,}6}{2} + \frac{0{,}6 . 0{,}14 - 0{,}3 . 0{,}76}{6 . 0{,}3 . 0{,}3} (0{,}6)^2$$

$$= 0{,}228 + \frac{0{,}228 - 0{,}084}{0{,}3} . 0{,}2$$

$$= 0{,}228 + \frac{0{,}144 . 2}{3} = 0{,}228 + 0{,}096$$

$$= 0{,}324.$$

Die Summe von allen drei Flächen dividirt durch die Canalbreite ($2{,}1^m$) gibt die gesuchte mittlere Geschwindigkeit:

$$y_m = \frac{0{,}3795 + 0{,}74205 + 0{,}324}{2{,}1}$$

$$= \frac{1{,}44555}{2{,}1} = 0{,}6883 \text{ Meter.}$$

Die gefundene Formel wird weit einfacher und ist dann unter dem Namen der Simpson'schen Regel bekannt, wenn die Ordinaten gleich weit von einander abstehen, also $x_1 = \frac{1}{2} x_2$ ist, denn dann folgt

$$z = \left(\frac{y_0 + y_2}{2}\right) x_2 + \frac{2}{3} \left(y_1 - \frac{y_0 + y_2}{2}\right) x_2$$

$$= \left(\frac{y_0 + 4y_1 + y_2}{6}\right) x_2.$$

Hat nun die ganze Fläche über der Abscisse $2nx$ die $2n + 1$ Ordinaten y_0, y_1, y_2, $y_3 \cdots y_{2n-1}$, y_{2n}, so bekommt man n besondere Flächenstücke, und den ganzen Inhalt:

$$\Sigma(z) = (y_0 + 4y_1 + y_2 + y_2 + 4y_3 + y_4 + y_4 + 4y_5 + y_6 + \cdots + 4y_{2n-1} + y_{2n}) \frac{x}{3}$$

$$= \left[y_0 + y_{2n} + 4(y_1 + y_3 + y_5 + \cdots + y_{2n-1}) + 2(y_2 + y_4 + \cdots + y_{2n-2})\right] \frac{x}{3}.$$

Man findet also nach dieser Regel den ganzen Flächenraum, wenn man zur Summe aus der ersten und letzten Ordinate die vier-

fache Summe aus den übrigen Ordinaten mit ungeradem Index und die doppelte Summe aus den übrigen Ordinaten mit geradem Index addirt und das Ganze mit dem dritten Theile von dem Abstande zweier benachbarten Ordinaten multiplicirt.

Diese für practische Zwecke höchst brauchbare Formel mag noch durch folgendes Beispiel erläutert werden.

Beispiel. Um den Fassungsraum eines Teiches zu finden, hat man fünf Wasserspiegel in gleichen Höhen über einander abgewogen und Folgendes gefunden. Vertikalabstad von zwei benachbarten Wasserspiegeln: $x = 1{,}5$ Meter. Flächenraum des tiefsten oder in die Sohle des Teichgerinnes fallenden Teichspiegels: $y_0 = 2400$ Quadratmeter, Flächenraum des nächst höheren Teichspiegels $y_1 = 5600$ Quadratmeter, Flächenraum $y_2 = 9700$ Quadratmeter, Flächenraum $y_3 = 11800$ Quadratmeter, Flächenraum des höchsten Teichspiegels 13500 Quadratmeter. Welchen cubischen Fassungsraum V gibt nun die Simson'sche Regel? Es ist hiernach:

$$V = \left(y_0 + y_4 + 4\,(y_1 + y_3) + 2\,y_2\right)\frac{x}{3}$$

$$= \left(2400 + 13500 + 4\,(5600 + 11800) + 2.9700\right)\frac{1{,}5}{3}$$

$$= (15900 + 69600 + 19400)\,0{,}5$$

$$= \frac{104900}{2} = 52450 \text{ Cubikmeter.}$$

Man hat auch Instrumente, welche die Abhängigkeit zweier Grössen x und z (zwischen der Abscisse und dem Flächenraume) unmittelbar anzeigen. Es gehören hierzu die sogenannten Indicatoren und gewisse chronometrische und dynamometrische Instrumente *), von denen im Artikel DYNAMOMETER die Rede ist.

Im Artikel ABÄNDERUNG DER BEWEGUNG (S. 103) wird gezeigt, wie eine krummlinige Bewegung in der Ebene aus zwei geradlinigen Bewegungen zusammengesetzt werden kann. Wenn daher eine Zeichnenebene die Bewegung x und ein Zeichnenstift winkelrecht darauf die Bewegung y erhält, so wird auf jener Ebene die Curve entstehen, deren Coordinaten den Zusammenhang zwischen den veränderlichen Grössen x und y und deren Quadratur auch den Zusammenhang zwischen x und z ausdrücken. Wenn also z. B. die Zeichnenebene durch eine Maschine und der Stift durch ein die Kraft dieser Maschine aufnehmendes Federdynamometer Bewegung erhält, und wenn das Dynamometer die Eigenschaft hat, dass seine Ausdehnung oder Zusammendrückung da, wo der Stift sitzt, der Kraft proportional ist, so wird durch die Quadratur der aufgezeichneten Curve die geleistete mechanische Arbeit der Maschine gemessen werden.

Man kann auch der Zeichnentafel oder dem Stifte oder endlich beiden zugleich eine Kreisbewegung geben und durch die sich aufzeichnende Curve den Zusammenhang zwischen einer stetigen Folge von zwei Grössen x und y angeben, wie aus dem Artikel DYNAMOMETER und aus dem Artikel REIBUNG zu ersehen ist.

---

*) *Description des appareils chronométriques à style et des appareils dynamétriques etc. par A.* Morin. *Metz* 1838.

Endlich gehört auch hierher diejenige Abänderung des Federdynamometers, welche Morin *dynamomètre à compteur* nennt. Bei derselben ist der Zeichnenstift durch ein Rädchen ersetzt, welches die Ebene einer sich drehenden, die Zeichnenebene ersetzenden Scheibe tangential berührt, so dass es von dieser durch die Reibung mit umgedreht wird. So lange eine Kraft auf das Dynamometer nicht wirkt, steht das Rädchen im Centrum der Scheibe und nimmt deshalb eine Umdrehung noch gar nicht an, so wie aber eine Kraft auf das Instrument wirkt, so stellt sich das Rädchen in einer Entfernung y vom Centrum der Scheibe. Macht nun diese u Umdrehungen in einer Secunde, und ist der Halbmesser des Rädchens $= r$, so wird dieses $\frac{yu}{r}$ Umdrehungen zurücklegen. Aber y ist der Kraft und u dem zurückgelegten Wege proportional, folglich gibt die etwa durch (über Zifferblätter weggehende) Weiser angegebene Umdrehungszahl $u_1 = \frac{yu}{r}$ des Rädchens das Mass der geleisteten Arbeit, woraus nun wieder die mittlere Kraft gefunden werden kann.

Wenn man durch Beobachtungen oder Versuche eine Reihe von Werthen einer Grösse y gefunden hat, welche einer Reihe von Werthen einer anderen Grösse x entsprechen, so vereinigt man diese in einer Tabelle oder stellt dieselben wohl auch graphisch dar, indem man die verschiedenen x als Abscissen und die entsprechenden y als Ordinaten rechtwinkelig aufträgt und die Endpunkte dieser durch einen Zug verbindet.

Diese Zusammenstellungen können nun aber wieder dazu dienen, entweder das die Abhängigkeit der Grösse y von der Grösse x ausdrückende Naturgesetz zu finden, oder, wenn dieses bereits bekannt, z. B. *a priori* schon gefunden worden ist, die constanten Zahlenwerthe zu finden, welche in der Gleichung für x und y auftreten, wodurch eben der gesetzmässige Zusammenhang zwischen x und y ausgedrückt wird.

Für den ersten Fall, d. i. für die Auffindung des Naturgesetzes, gibt es allgemeine Regeln nicht, weshalb es auch möglich ist, dass man für ein und dasselbe Naturgesetz ganz verschiedene mathematische Ausdrücke gefunden hat, z. B. für die Abhängigkeit zwischen der Elasticität und Temperatur des gesättigten Dampfes. Der zweite Fall hingegen wird durch die Methode der kleinsten Quadrate vollständig erschöpft.

Hat man die in ihrer Allgemeinheit noch unbekannte Naturerscheinung graphisch dargestellt, so kann man die erhaltene Curve mit bekannten Curven vergleichen, und findet man, dass sie in ihrem Laufe mit einer von diesen nahe übereinstimmt, so lässt sich durch die bekannte Gleichung dieser das gesuchte Naturgesetz ausdrücken und es können hierzu vielleicht noch durch die Methode der kleinsten Quadrate die Erfahrungscoefficienten berechnet werden. So überzeugte sich z. B. Morin, dass die Reibung als unveränderliche Kraft wirkt, indem er aus den von dem in Untersuchung stehenden gleitenden Körper zurückgelegten Räumen x und den entsprechenden Zeiten y eine Curve construirte, und fand, dass dieselbe einer Parabel sehr nahe komme, die Bewegung also eine gleichförmige ist.

Dieser Methode der Auffindung eines Gesetzes für den Zusammenhang zweier Grössen mangelt jedoch jede Allgemeinheit, denn es ist

möglich, dass die dem in Frage stehenden Gesetze entsprechende Curve vorher noch gar nicht bekannt gewesen, dass man also vergebliche Versuche macht, durch dieselbe zu dem erwünschten Ziele zu gelangen. Um auf dem Wege der Analysis das Naturgesetz zu finden, wendet man die Regeln des Interpolirens an, von welchen daher hier das Wesentlichste vorzutragen ist.

Wenn man die verschiedenen Werthe einer Reihe

$$y_0, y_1, y_2, y_3, \ldots y_{n-1}, y_n$$

einer Grösse successiv von einander subtrahirt, so bekommt man die sogenannte erste Differenzenreihe, und wenn man auch die benachbarten Glieder dieser Reihe von einander subtrahirt, erhält man die zweite Differenzenreihe, aus der sich wieder durch Subtrahiren eine dritte Differenzenreihe finden lässt u. s. f. Man bezeichnet die Glieder der ersten Differenzenreihe mit Δy_0, Δy_1, $\Delta y_2 \ldots$, die der zweiten mit $\Delta^2 y_0$, $\Delta^2 y_1$, $\Delta^2 y_2 \ldots$, die der dritten mit $\Delta^3 y_0$, $\Delta^3 y_1$, $\Delta^3 y_2 \ldots$, und hat hiernach folgendes Schema:

y_0	$y_1 - y_0 = \Delta y_0$	$\Delta y_1 - \Delta y_0 = \Delta^2 y_0$	$\Delta^2 y_1 - \Delta^2 y_0 = \Delta^3 y_0$	
y_1	$y_2 - y_1 = \Delta y_1$	$\Delta y_2 - \Delta y_1 = \Delta^2 y_1$	$\Delta^2 y_2 - \Delta^2 y_1 = \Delta^3 y_1$	
y_2	$y_3 - y_2 = \Delta y_2$	$\Delta y_3 - \Delta y_2 = \Delta^2 y_2$	$\Delta^2 y_3 - \Delta^2 y_2 = \Delta^3 y_2$	
y_3	$y_4 - y_3 = \Delta y_3$	$\Delta y_4 - \Delta y_3 = \Delta^2 y_3$	$\Delta^2 y_4 - \Delta^2 y_3 = \Delta^3 y_3$	
y_4	. . . .	. . . .	. . . .	u.s.w.
.	. . . .	. . . .	. . . .	
.	. . . .	. . . .	. . . .	
.	. . . .	. . . .	. . . .	
y_{n-1}	$y_n - y_{n-1} = \Delta y_{n-1}$	$\Delta y_n - \Delta y_{n-1} = \Delta^2 y_{n-1}$	$\Delta^2 y_n - \Delta^2 y_{n-1} = \Delta^3 y_{n-1}$	
y_n	$y_{n+1} - y_n = \Delta y_n$	$\Delta y_{n+1} - \Delta y_n = \Delta^2 y_n$	$\Delta^2 y_{n+1} - \Delta^2 y_n = \Delta^3 y_n$	

Durch einfache Substitutionen lässt sich leicht ableiten:

$$y_1 = y_0 + \Delta y_0,$$
$$y_2 = y_1 + \Delta y_1 = y_0 + \Delta y_0 + \Delta y_0 + \Delta^2 y_0 = y_0 + 2\Delta y_0 + \Delta^2 y_0,$$
$$y_3 = y_2 + \Delta y_2 = y_0 + 2\Delta y_0 + \Delta^2 y_0 + \Delta y_0 + 2\Delta^2 y_0 + \Delta^3 y_0$$
$$= y_0 + 3\Delta y_0 + 3\Delta^2 y_0 + \Delta^3 y_0,$$
$$y_4 = y_3 + \Delta y_3 = y_0 + 3\Delta y_0 + 3\Delta^2 y_0 + \Delta^3 y_0$$
$$+ \Delta y_0 + 3\Delta^2 y_0 + 3\Delta^3 y_0 + \Delta^4 y_0$$
$$= y_0 + 4\Delta y_0 + 6\Delta^2 y_0 + 4\Delta^3 y_0 + \Delta^4 y_0,$$

und allgemein:

$$\text{I.} \quad y_n = y_0 + n\Delta y_0 + \frac{n(n-1)}{1.2}\Delta^2 y_0 + \frac{n(n-1)(n-2)}{1.2.3}\Delta^3 y_0$$
$$+ \ldots + \Delta^n y_0,$$

welche Reihe man auch durch die Formel $y_n = y_0 - 1 + (1 + \Delta y_0)^n$ ausdrücken kann, insofern man nach vollzogener Entwickelung in allen Gliedern statt $(\Delta y_0)^m$ setzt $\Delta^m y_0$.

Eben so findet man auch

$$\begin{aligned}
\Delta y_0 &= y_1 - y_0,\\
\Delta^2 y_0 &= \Delta y_1 - \Delta y_0 = y_2 - y_1 - y_1 + y_0\\
&= y_2 - 2y_1 + y_0,\\
\Delta^3 y_0 &= \Delta^2 y_1 - \Delta^2 y_0 = y_3 - 2y_2 + y_1 - y_2 + 2y_1 - y_0\\
&= y_3 - 3y_2 + 3y_1 - y_0,\\
\Delta^4 y_0 &= y_4 - 4y_3 + 6y_2 - 4y_1 + y_0,
\end{aligned}$$

und allgemein:

$$\text{II.}\quad \Delta^n y_0 = y_n - ny_{n-1} + \frac{n(n-1)}{1.2} y_{n-2} + \frac{n(n-1)(n-2)}{1.2.3} y_{n-3} + \ldots + y_0, \text{ oder}$$

$$\Delta^n y_0 = (y_0 - 1)^n \mp 1 \pm y_0,$$

insofern man nach der Entwickelung statt $(y_0)^m$ setzt y_m.

Während sich durch die erste Formel (I.) aus dem ersten Gliede einer Hauptreihe und den ersten Gliedern sämmtlicher Differenzenreihen das allgemeine Glied (der allgemeine Ausdruck) der Hauptreihe finden lässt, dient die Formel II. dazu, aus den sämmtlichen Gliedern einer Reihe von Grössen die einzelnen ersten Glieder der Differenzenreihen zu finden.

Von beiden Formeln gibt die erste die Grundlage zur Methode der Interpolationen. Dieses Verfahren besteht darin, in Ermangelung einer Formel für das gesetzmässige Fortschreiten einer Grösse aus einer begränzten Anzahl von gegebenen Werthen dieser Grösse alle übrigen mit einer für die Ausübung genügenden Genauigkeit zu bestimmen.

Denken wir uns eine Grösse x, die in gleichen Abständen Δx fortschreitet, also die Reihe 0, Δx, $2\Delta x$, $3\Delta x$ u. s. w. bildet, und nehmen wir an, dass y_x eine von x abhängige Grösse (Function von x) sei, so können wir in der Formel I. y_x statt y_n und $\frac{x}{\Delta x}$ statt n setzen, und erhalten so:

$$\text{III.}\quad y_x = y_0 + \frac{x}{\Delta x}\Delta y_0 + \frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\frac{\Delta^2 y_0}{1.2} + \frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\left(\frac{x}{\Delta x} - 2\right)\frac{\Delta^3 y_0}{1.2.3} + \cdots + \Delta^{\frac{x}{\Delta x}} y_0.$$

Schreitet die Grösse y_n nach einer arithmetischen Reihe fort, hat also y_n die Form

$$A_0 + A_1 n + A_2 n^2 + \ldots + A_m n^m,$$

so ist:

$$y_{n+1} = A_0 + A_1 (n+1) + A_2 (n+1)^2 + \ldots + A_m (n+1)^m,$$

daher erhält man durch Entwickelung der Potenzen und Subtrahiren der beiden Ausdrücke von einander das allgemeine Glied in der ersten Differenzenreihe:

$$\Delta y_n = A_1 + A_2 (2n+1) + \ldots + A_m \left(m n^{m-1} + \frac{m(m-1)}{1.2} n^{m-2} + \ldots\right),$$

woraus zu ersehen ist, dass dasselbe einen Grad niedriger ist als das allgemeine Glied der Hauptreihe, dass also die erste Differenzenreihe eine arithmetische Reihe vom nächst tieferen, d. i. vom $(m-1)$ten Grade ist. Auch lässt sich absehen, dass die zweite Differenzenreihe noch um einen Grad tiefer, die dritte Differenzenreihe wieder einen Grad tiefer u. s. w. ist, dass also die $m$te Differenzenreihe vom $(m-m)$ten Grade ist, d. i. dass deren Glieder alle einander gleich und sonach höhere Differenzenreihen gar nicht vorhanden sind.

Hiernach ist also in diesem Falle die Reihe III. für y_x eine begränzte und dieselbe zum Zwecke des Interpolirens unbedigt anwendbar.

Diese Methode zur Bestimmung des allgemeinen Gliedes behält aber auch dann noch ihre Anwendung, wenn die successiven Differenzen Δy_0, $\Delta^2 y_0$, $\Delta^3 y_0$ u. s. w. immer kleiner und kleiner werden, so dass man die Glieder einer gewissen Differenzenreihe als verschwindend und daher die der vorhergehenden Reihe als gleich ansehen kann.

Ist man durch successives Subtrahiren bis zu einer Differenzenreihe gekommen, deren Glieder gleich sind oder als gleich angesehen werden können, so kann man die folgenden Glieder entweder mit Hülfe der Formel I. (III.) oder durch einfaches Addiren der Differenzen finden, wie aus folgendem Beispiele zu ersehen ist.

Beispiel. Es sei die gesetzmässige Abhängigkeit der Grösse y von der Grösse x durch die Gleichung

$$y_x = 1 + 5x - 3x^2 + x^3$$

gegeben. Statt x nach und nach 0, 1, 2, 3, 4 setzend erhält man folgende Reihen:

$$\begin{aligned} x &= 0,\ 1,\ 2,\ 3,\ 4,\ 5,\\ y_x &= 1,\ 4,\ 7,\ 16,\ 37,\\ \Delta y_x &= 3,\ 3,\ 9,\ 21,\\ \Delta^2 y_x &= 0,\ 6,\ 12,\\ \Delta^3 y_x &= 6,\ 6,\ \text{u. s. w.} \end{aligned}$$

Will man nun die Reihe fortsetzen, so kann man, von der dritten aus lauter gleichen Gliedern bestehenden Reihe ausgehend, nach und nach zu den tiefern Reihen zurückgehen und so die folgenden Glieder der Hauptreihe finden, wie folgendes Schema zeigt:

$$\begin{aligned} \Delta^3 y_x &= 6,\ 6,\ 6,\ 6,\ 6,\ 6,\ 6,\ldots\\ \Delta^2 y_x &= 0,\ 6,\ 12,\ 18,\ 24,\ 30,\ 36,\ldots\\ \Delta y_x &= 3,\ 3,\ 9,\ 21,\ 39,\ 63,\ 93,\ 129,\ldots\\ y_x &= 1,\ 4,\ 7,\ 16,\ 37,\ 76,\ 139,\ 232,\ 361,\ldots\\ x &= 0,\ 1,\ 2,\ 3,\ 4,\ 5,\ 6,\ 7,\ 8,\ldots \end{aligned}$$

Das Geschäft der Interpolation besteht aber nicht darin, die durch eine gegebene Zahl von Gliedern gegebene Reihe zu erweitern, sondern vielmehr darin, zu gegebenen Gliedern einer Reihe andere dazwischen liegende Glieder zu finden.

Wenn man nun voraussetzt, dass die Relation zwischen y und den bestimmten Werthen 0, Δx, $2\Delta x$, $3\Delta x$ u. s. w. von x auch noch statt hat für zwischenliegende Werthe, z. B. $\frac{1}{2}\Delta x$, $\frac{5}{6}\Delta x$ u. s. w., so lässt sich mit Hülfe der Formel III. aus den ersten Gliedern Δy_0, Δy_1, Δy_2 u. s. w.

der Differenzenreihen und dem Verhältnisse $\frac{x}{\Delta x}$ jedes vom Anfange beliebig abstehende Glied einschalten. So ist z. B. für das vorige Beispiel $y_0 = 1$, $\Delta y_0 = 3$, $\Delta^2 y_0 = 0$, $\Delta^3 y_0 = 6$, $\Delta^4 y_0$ u. s. w. $= 0$, so wie $\Delta x = 1$. Will man aber das dem Werthe $x = \frac{1}{4}$ entsprechende Glied der Hauptreihe einschalten, so hat man nur $\frac{x}{\Delta x} = \frac{1}{4}$ zu setzten, und bekommt so:

$$y_{\frac{1}{4}} = 1 + \frac{1}{4}.3 + \frac{1}{4}\left(\frac{1}{4}-1\right)\frac{0}{2} + \frac{1}{4}\left(\frac{1}{4}-1\right)\left(\frac{1}{4}-2\right)\frac{6}{2.3}$$

$$= 1 + \frac{3}{4} + \frac{21}{64} = 2\frac{5}{64} = 2{,}078125,$$

welchen Werth man allerdings auch erhält, wenn man $x = \frac{1}{4}$ in die gegebene Formel $y_x = 1 + 5x - 3x^2 + x^3$ einsetzt.

Sind schon die Glieder der zweiten Differenzreihe Null oder sehr klein, so nimmt die Interpolationsformel folgende einfache Gestalt an:

$$y_x = y_0 + \frac{x}{\Delta x}\Delta y_0, \text{ oder } \frac{y_x - y_0}{\Delta y_0} = \frac{x}{\Delta x};$$

dann verhält sich also die Differenz zwischen der einzuschaltenden Grösse und dem Anfangsgliede der Hauptreihe zu einem Gliede der Differenzenreihe wie die Grundgrösse oder Stellenzahl x der einzuschaltenden Grösse zum Abstande Δx, in welchem die Grundgrösse x fortschreitet.

Diese Regel ist nichts anders, als die in der Analysis gebrauchte Theorie der Proportionaltheile und der Theorie der Proportionalität zwischen den Fehlern in den Hypothesen und den Fehlern in den Resultaten. Sie findet aber auch in der angewandten Mathematik und besonders in der Mechanik die häufigste Anwendung. Bei dem Gebrauche der Tabellen namentlich ist sie unvermeidlich, weil es sich selten zuträgt, dass man in den Tabellen gerade diejenigen Werthe findet, welche man sucht, sondern dieselben meistens zwischen gewisse Zahlen in den Tabellen fallen.

Beispiel 1. Welchen Ausflusscoefficienten hat man für eine rectanguläre Ausmündung (in der ebenen Seitenwand) von 2,3 Centimeter Höhe in Rechnung zu bringen, wenn der Wasserspiegel 50 Centimeter hoch über der oberen Kante der Mündung steht? Der Artikel AUSFLUSS enthält eine Tabelle Nr. IX. (S. 453) mit diesen Coefficienten. Man ersieht aus derselben, dass unter diesen Umständen die Ausflusscoefficienten für 1, 2 und 3 Centimeter hohe Mündungen 0,644, 0,640, 0,630 sind, und die geringe Differenz dieser unter einander gestattet die Anwendung der Proportionaltheile. Da nun die gegebene Oeffnung 2,3 Centimeter hat, so fällt der gesuchte Coefficient zwischen 0,630 und 0,640. Setzen wir nun

$$y_0 = 0{,}640,\ \Delta y_0 = 0{,}630 - 0{,}640 = -0{,}010 \text{ und } \frac{x}{\Delta x} = \frac{2{,}3 - 2}{3 - 2} = 0{,}3,$$

so erhalten wir den gesuchten Ausflusscoefficienten:

$$y_x = 0{,}640 - 0{,}01.0{,}3 = 0{,}640 - 0{,}003 = 0{,}637.$$

Beispiel 2. Welches ist der Ausflusscoefficient bei einer $0{,}16^m$ hohen rectangulären Mündung, wenn der Wasserstand über der obersten Kante nur $0{,}024^m$ beträgt? In diesem Falle hat man eine doppelte Interpolation vorzunehmen, weil weder die Mündungshöhe 0,16, noch die Druckhöhe $0{,}024^m$ in der Tabelle zu finden ist.

Wäre die Druckhöhe $0{,}02^m$, so würde der Ausflusscoefficient zwischen 0,572 und 0,596 liegen und

$$= 0{,}596 - (0{,}596 - 0{,}572)\frac{0{,}16 - 0{,}10}{0{,}20 - 0{,}10}$$
$$= 0{,}596 - 0{,}024 . 0{,}6 = 0{,}596 - 0{,}014 = 0{,}582$$

sein; wäre aber die Druckhöhe $0{,}03^m$, so würde dieser Coefficient zwischen 0,600 und 0,578 liegen, und

$$= 0{,}600 - 0{,}022 . 0{,}6 = 0{,}600 - 0{,}013 = 0{,}587$$

sein. Nun ist aber die Druckhöhe $0{,}024^m$, es muss daher der Ausflusscoefficient innerhalb 0,582 und 0,587 liegen und

$$= 0{,}582 + (0{,}587 - 0{,}582)\frac{0{,}024 - 0{,}020}{0{,}030 - 0{,}020}$$
$$= 0{,}582 + 0{,}005 . 0{,}4 = 0{,}582 + 0{,}002$$
$$= 0{,}584$$

angenommen werden.

Sind die Glieder der zweiten Differenzenreihe constant oder die der dritten Differenzenreihe sehr klein, so hat man sich folgender Interpolationsformel zu bedienen:

$$y_x = y_0 + \left[\Delta y_0 + \left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\frac{\Delta^2 y_0}{2}\right]\frac{x}{\Delta x},$$

deren Gebrauch folgendes Beispiel erläutern mag.

Beispiel. Man hat gefunden, dass unter übrigens gleichen Umständen ein oberschlägiges Wasserrad bei 4, 5, 6, 7 Umdrehungen in einer Minute die Arbeiten von 725 Kil. Meter, 696 Kil. Meter, 657 Kil. Meter und 695 Kil. Meter gibt. Welche Leistung wird man unter den nämlichen Umständen erwarten können, wenn das Rad in $10\frac{1}{2}$ Secunden eine Umdrehung macht?

Das successive Subtrahiren der bekannten Leistungen gibt Folgendes:

$$\begin{array}{c} 725,\ 696,\ 657,\ 605 \\ -29,\ -39,\ -52 \\ -10,\ -13 \\ -3. \end{array}$$

Hier ist $\Delta x = 5 - 4 = 6 - 5 = 7 - 6 = 1$,

$$x = \frac{60}{10{,}5} - 4 = \frac{120}{21} - 4 = 5{,}714 - 4 = 1{,}714,$$

$y_0 = 725$, $\Delta y_0 = -29$, $\Delta^2 y_0 = -10$; $\Delta^3 y_0 = -3$ aber lässt sich = Null setzen, namentlich wenn man statt $\Delta^2 y_0$ lieber das Mittel $-\frac{10 + 13}{2} = -11{,}5$ in Rechnung bringt. Man hat sonach die geleistete Arbeit für den gegebenen Fall:

$$y_x = 725 + \left[-29 - (1{,}714 - 1)\frac{11{,}5}{2}\right] 1{,}714$$
$$= 725 - 32{,}945 . 1{,}714 = 725 - 56{,}47$$
$$= 668{,}53 \text{ Kil. Meter.}$$

Man hätte aber, noch genauer rechnend, $x = 5{,}714 - 5 = 0{,}714$ und dazu natürlich $y_0 = 696$, $\Delta y_0 = -39$ und $\Delta^2 y_0 = -11{,}5$ nehmen können. Dann ergäbe sich die gesuchte Arbeit:

$$y_x = 696 + \left(-39 - (0{,}714 - 1)\frac{11{,}5}{2}\right) 0{,}714$$

$$= 696 - 37{,}356 . 0{,}714 = 696 - 26{,}67$$

$$= 669{,}33 \text{ Kil. Meter.}$$

Man konnte endlich auch $x = 5{,}714 - 6 = -0{,}286$, $y_0 = 657$, $\Delta y_0 = -52$ und $\Delta^2 y_0 = -11{,}5$ setzen, und dann ergäbe sich:

$$y_x = 657 - \left(-52 + 1{,}286 . \frac{11{,}5}{2}\right) 0{,}286$$

$$= 657 + 44{,}61 . 0{,}286 = 657 + 12{,}76$$

$$= 669{,}76 \text{ Kil. Meter.}$$

In dem Falle, wenn erst die Glieder der dritten Differenzenreihe constant sind oder die der vierten Differenzenreihe als verschwindend angesehen werden können, nimmt die Interpolationsformel folgende Gestalt an:

$$y_x = y_0 + \frac{x}{\Delta x}\Delta y_0 + \frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\frac{\Delta^2 y_0}{1.2} + \frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\left(\frac{x}{\Delta x} - 2\right)\frac{\Delta^3 y_0}{1.2.3}$$

$$= y_0 + \frac{x}{\Delta x}\left[\Delta y_0 + \frac{1}{2}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\left(\Delta^2 y_0 + \left(\frac{x}{\Delta x} - 2\right)\frac{\Delta^3 y_0}{3}\right)\right].$$

Beispiel. Man hat von einer Kettenlinie für die horizontalen Ordinaten oder halben Sehnen $12{,}5^m$; $13{,}0^m$; $13{,}5^m$; $14{,}0^m$; $14{,}5^m$ folgende Abscissen oder Vertikalabstände vom tiefsten Punkte gefunden oder diese Werthe aus einer hierzu bestimmten Tabelle entnommen: 8,8842; 9,7091; 10,5833; 11,5090; 12,4884; welche Abscisse wird nun der Ordinate $12{,}832^m$ entsprechen?

Betrachten wir die letzte Reihe als Hauptreihe, so bekommen wir folgende Differenzenreihen:

0,8249; 0,8742; 0,9257; 0,9794;
0,0493; 0,0515; 0,0537;
0,0022; 0,0022;

wir können daher

$y_0 = 8{,}8842$; $\Delta y_0 = 0{,}8249$; $\Delta^2 y_0 = 0{,}0493$; $\Delta^3 y_0 = 0{,}0022$

annehmen. Setzen wir nun noch

$$\frac{x}{\Delta x} = \frac{12{,}832 - 12{,}5}{13{,}0 - 12{,}5} = \frac{0{,}332}{0{,}500} = \frac{332}{500},$$

so bekommen wir die gesuchte Abscisse:

$$y_x = 8{,}8842 + 0{,}664\left[0{,}8249 + \tfrac{1}{2}(0{,}664 - 1)\left(0{,}0493 + \right.\right.$$

$$\left.\left. + (0{,}664 - 2)\frac{0{,}0022}{3}\right)\right]$$

$$= 8{,}8842 + 0{,}664\,[0{,}8249 - 0{,}168\,(0{,}0493 - 0{,}00098)]$$

$$= 8{,}8842 + 0{,}664\,[0{,}8249 - 0{,}168.0{,}0483]$$
$$= 8{,}8842 + 0{,}664.0{,}8168$$
$$= 8{,}8842 + 0{,}5424 = 9{,}4266 \text{ Meter.}$$

Zuweilen hat man auch das umgekehrte Problem zu lösen, nämlich den Werth x zu finden, welcher einem gegebenen Werthe y_x der Grösse oder Function y entspricht.

Kann man schon die zweiten Differenzen vernachlässigen, so hat man

$$x = \left(\frac{y_x - y_0}{\Delta y_0}\right) \Delta x$$

zu setzen; in dem Falle aber, dass erst die dritten Differenzen unbeachtet gelassen werden können, ist

$$x = \frac{y_x - y_0}{\Delta y_0 + \left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\frac{\Delta^2 y_0}{2}} . \Delta x$$

anzunehmen, wobei man aber erst den annähernden Werth

$$x = \left(\frac{y_x - y_0}{\Delta y_0}\right) \Delta x$$

berechnet, den man in den Nenner dieser Formel zu substituiren hat.

Es ist leicht zu erachten, wie man zu rechnen hat, wenn selbst erst die vierten Differenzen als = Null angesehen werden dürfen.

Beispiel. Welche Ordinate wird im vorigen Beispiele der Abscisse $y_x = 9$ Meter entsprechen?

Die erste Annäherung gibt:

$$x = \frac{9 - 8{,}8842}{0{,}8249} . 0{,}5 = \frac{0{,}0579}{0{,}8249} = 0{,}0702,$$

also die gesuchte Abscisse $= 12{,}5 + 0{,}0702 = 12{,}57$ annähernd.

Der schärfere Werth für x ist nun

$$= \frac{0{,}0579}{0{,}8249 + \frac{1}{2}(0{,}1404 - 1)\,0{,}0493}$$
$$= \frac{0{,}0579}{0{,}8249 - 0{,}0212} = \frac{0{,}0579}{0{,}8037} = 0{,}0720,$$

also die Abscisse schärfer $= 12{,}572$.

Will man endlich noch von den dritten Differenzen Gebrauch machen, so muss man setzen:

$$x = \frac{0{,}0579}{0{,}8249 - \frac{1}{2}.0{,}8596.0{,}0493 + \frac{1}{6}.0{,}8596.1{,}856.0{,}0022}$$
$$= \frac{0{,}0579}{0{,}8249 - 0{,}0211 + 0{,}0006} = \frac{0{,}0579}{0{,}8044} = 0{,}071979,$$

wofür wir wieder 0,0720 annehmen müssen.

Noch müssen wir ein bequemes Verfahren zum Interpoliren einer ganzen Zahlenreihe angeben. Nehmen wir hierbei noch den gewöhnlichsten Fall vor, wo die zweiten Differenzen constant sind oder als constant angesehen werden dürfen.

Mögen zwischen irgend zwei Gliedern der Reihe y_0, y_1, y_2 u. s. w., welche den Werthen 0, Δx, $2\Delta x$, $3\Delta x$ u. s. w. entsprechen, noch $m-1$ Glieder in gleichen Zwischenräumen einzuschalten sein und der entsprechende Abstand zwischen zwei solchen Gliedern, d. i. $\frac{\Delta x}{m}$ mit δx bezeichnet werden.

Setzen wir nun in der gefundenen Reihe

$$y_x = y_0 + \frac{x}{\Delta x}\Delta y_0 + \frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\frac{\Delta^2 y_0}{2}$$

$x + \delta x$ statt x, so bekommen wir das folgende Glied:

$$y_{x+\delta x} = y_0 + \left(\frac{x+\delta x}{\Delta x}\right)\Delta y_0 + \frac{x+\delta x}{\Delta x}\left(\frac{x+\delta x}{\Delta x} - 1\right)\frac{\Delta^2 y_0}{2},$$

und daher durch Substraction das allgemeine Glied der ersten Differenzenreihe von der interpolirten Reihe:

$$\delta y_x = \frac{\delta x}{\Delta x}\Delta y_0 + \left(\frac{2x + \delta x - \Delta x}{2\Delta x^2}\right)\delta x \Delta^2 y_0,$$

also das erste Glied, indem man $x = 0$ und $\frac{\Delta x}{\delta x} = m$ setzt:

$$1)\quad \delta y_0 = \frac{1}{m}\left[\Delta y_0 + \frac{1-m}{2m}\Delta^2 y_0\right].$$

Wenn man nun wieder in

$$\delta y_x = \frac{\delta x}{\Delta x}\Delta y_0 + \left(\frac{2x + \delta x - \Delta x}{2\Delta x^2}\right)\delta x \Delta^2 y$$

$x + \delta x$ statt x setzt und subtrahirt, so bekommt man das allgemeine Glied der zweiten Differenzenreihe, d. i.:

$$\delta^2 y_x = \left(\frac{\delta x}{\Delta x}\right)^2 \Delta^2 y = \frac{\Delta^2 y}{m^2}$$

also auch:

$$2)\quad \delta^2 y_0 = \frac{\Delta^2 y}{m^2}.$$

Nachdem man nun die Anfangsglieder δy_0 und $\delta^2 y_0$ berechnet hat, so ist es leicht, durch einfache Addition nach und nach die sämmtlichen Glieder der ersten Differenzenreihe zu finden und hieraus wieder die gesuchte zu interpolirende Reihe zu bestimmen, wie durch folgendes Beispiel vor Augen geführt wird.

Beispiel. Der Wasserdampf übt aus:

1	Atmosphärendruck	bei	100°	Centim.	Temperatur
$1\frac{1}{2}$	„	„	112,2°	„	„
2	„	„	122°	„	„
$2\frac{1}{2}$	„	„	129°	„	„

welche Temperaturen sind aber nöthig, um 1,1; 1,2; 1,3; 1,4 Atmosphärendruck zu erzeugen?

Die erste Differenzenreihe ist:

12,2; 9,8; 7,0;

die zweite aber: — 2,4; — 2,8;

wir können daher $\Delta y_0 = 12{,}2$, $\Delta^2 y_0 = -2{,}4$ und $\Delta^3 y_0 = 0$ ansetzen, d. i. annehmen, dass es nur zwei Differenzenreihen gebe.

Da wir ferner vier Glieder einschalten wollen, so ist $m = 5$ anzunehmen, weshalb nur

$$\delta y_0 = \frac{1}{5}\left(12{,}2 - \frac{1-5}{10}.2{,}4\right)$$

$$= \frac{1}{5}(12{,}2 + 0{,}96) = 2{,}632,$$

$$\delta^2 y_0 = -\frac{2{,}4}{25} = -0{,}096$$

ist und sich folgende Tabelle zusammenstellen lässt:

x oder Atmosphäre.	y_x oder Temperatur.	δy_x.	$\delta^2 y_x$.
1,0	100°		
		2,632	
1,1	102,632		— 0,096
		2,536	
1,2	105,168		— 0,096
		2,440	
1,3	107,608		— 0,096
		2,344	
1,4	109,952		— 0,096
		2,248	
1,5	112,200		— 0,096
		2,152	
			— 0,096

Die durch successives Addiren und Subtrahiren aus den Werthen der dritten und vierten Columne gefundenen Zahlen in der zweiten Columne stimmen mit der Erfahrung gut überein.

Man hat es nicht immer in seiner Gewalt, Versuche oder Beobachtungen mit gleichen Intervallen der Grundgrösse anzustellen, sondern man muss sich oft damit begnügen, für eine gewisse Zahl der Grundgrösse x die entsprechenden Werthe der Function y gefunden zu haben, ohne dass die auf einander folgenden Werthe x_0, x_1, x_2, x_3 u. s. w. um die unveränderliche Differenz Δx von einander abstehen. Wir müssen daher auch noch für diesen Fall eine Methode des Interpolirens angeben. Hier ist es gerade wichtig, aus den gefundenen Werthen solche gleichen Intervallen der Grundgrösse entsprechende Werthe von y_x auszumitteln, um vielleicht dieselben für die künftige Anwendung in einer Tabelle zusammenzustellen.

Es seien die gegebenen Werthe der Grösse x: x_0, x_1, x_2, x_3 u. s. w., und die entsprechenden Werthe von y folgende: y_0, y_1, y_2, y_3 u. s. w.

Setzen wir:

$$\frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} = A_0, \quad \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = A_1, \quad \frac{y_3 - y_2}{x_3 - x_2} = A_2 \ldots,$$

ferner:

$$\frac{A_1 - A_0}{x_2 - x_0} = B_0, \quad \frac{A_2 - A_1}{x_3 - x_1} = B_1 \text{ u. s. w.},$$

$$\frac{B_1 - B_0}{x_3 - x_0} = C_0 \text{ u. s. w.},$$

so bekommen wir durch Elimination:

$$
\begin{aligned}
y_1 &= y_0 + A_0 (x_1 - x_0), \\
y_2 &= y_1 + A_1 (x_2 - x_1) \\
&= y_0 + A_0 (x_1 - x_0) + A_1 (x_2 - x_1) \\
&= y_0 + A_0 (x_1 - x_0) + \big(A_0 + B_0 (x_2 - x_0)\big) (x_2 - x_1) \\
&= y_0 + A_0 (x_2 - x_0) + B_0 (x_2 - x_0) (x_2 - x_1),
\end{aligned}
$$

eben so:

$$
\begin{aligned}
y_3 = y_0 &+ A_0 (x_3 - x_0) + B_0 (x_3 - x_0) (x_3 - x_1) \\
&+ C_0 (x_3 - x_0) (x_3 - x_1) (x_3 - x_2);
\end{aligned}
$$

es lässt sich daher auch allgemein:

$$
\begin{aligned}
\text{IV. } y_x = y_0 &+ A_0 (x - x_0) + B_0 (x - x_0) (x - x_1) \\
&+ C_0 (x - x_0) (x - x_1) (x - x_2) \\
&+ D_0 (x - x_0) (x - x_1) (x - x_2) (x - x_3) \\
&+ \text{u. s. w.}
\end{aligned}
$$

setzen. Wenn man also nach den obigen Formeln A_0, B_0, C_0 u. s. w. berechnet hat und zuletzt auf einen Werth N_0 gekommen ist, den man wegen seiner Kleinheit vernachlässigen kann, so wird man diese Werthe in die Reihe Nr. IV. einsetzen können und dadurch den einer gegebenen Zahl x entsprechenden Werth y_x von y finden können.

Beispiel. Nach Coulomb ist für eine Rolle von 4 Zoll Durchmesser bei einer Seilspannung von $512\frac{1}{2}$ Ctnr. und bei dem Seilumfange von $12\frac{1}{2}$, 20 und 28 Linien die Kraft zum Umbiegen des Hanfseiles oder der sogenannte Straffheitswiderstand: resp. 11 ℔, 27 ℔ und 50 ℔, wie gross wird dieselbe für ein Hanfseil von 16 Linien Umfang unter übrigens gleichen Umständen angenommen werden dürfen?

Hier ist:

$$
\begin{aligned}
x_0 &= 12\tfrac{1}{2}, \quad y_0 = 11 \\
x_1 &= 20, \quad y_1 = 27 \\
x_2 &= 28, \quad y_2 = 50 \\
x &= 16,
\end{aligned}
$$

y_x die gesuchte Grösse.

Man hat:

$$
\begin{aligned}
A_0 &= \frac{27 - 11}{20 - 12\frac{1}{2}} = \frac{16.2}{15} = 2{,}1333, \\
A_1 &= \frac{50 - 27}{28 - 20} = \frac{23}{8} = 2{,}8750, \\
B_0 &= \frac{2{,}8750 - 2{,}1333}{28 - 12\frac{1}{2}} = \frac{0{,}7417.2}{31} \\
&= 0{,}0478;
\end{aligned}
$$

da wir nun die übrigen Coefficienten C_0 u. s. w. in Ermangelung mehrerer Data nicht berechnen können, so müssen wir setzen:

$$y_x = y_0 + A_0(x - x_0) + B_0(x - x_0)(x - x_1), \text{ also}$$
$$= 11 + 2{,}8750(16 - 12\tfrac{1}{2}) + 0{,}0478(16 - 12\tfrac{1}{2})(16 - 20)$$
$$= 11 + 2{,}875 . 3{,}5 - 0{,}0478 . 3{,}5 . 4$$
$$= 11 + 10{,}06 - 0{,}67 = 20{,}39 \text{ ℔}$$

für den gesuchten Straffheitswiderstand.

Allgemeiner ist folgendes Verfahren der Interpolation bei ungleichen Intervallen der Grundgrösse x.

Setzen wir in der Formel Nr. III.

$$y_x = y_0 + \frac{x}{\Delta x}\Delta y_0 + \frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\frac{\Delta^2 y_0}{2}$$
$$+ \frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\left(\frac{x}{\Delta x} - 2\right)\frac{\Delta^3 y_0}{6} + \ldots$$

nach Nr. II.:

$$\Delta y_0 = y_1 - y_0,$$
$$\Delta^2 y_0 = y_2 - 2y_1 + y_0,$$
$$\Delta^3 y_0 = y_3 - 3y_2 + 3y_1 - y_0 \text{ u. s. w.;}$$

so bekommen wir folgende Interpolationsformel:

$$y_x = y_0 + \frac{x}{\Delta x}(y_1 - y_0) + \frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\left(\frac{y_2 - 2y_1 + y_0}{1.2}\right)$$
$$+ \frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\left(\frac{x}{\Delta x} - 2\right)\left(\frac{y_3 - 3y_2 + 3y_1 - y_0}{1.2.3}\right)$$
$$+ \text{ u. s. w.,}$$

oder nach y geordnet:

$$y_x = \left\{\begin{array}{l} y_0\left[1 - \frac{x}{\Delta x} + \frac{1}{1.2}\cdot\frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right) - \frac{1}{1.2.3}\cdot\frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\left(\frac{x}{\Delta x} - 2\right) + \ldots\right] \\ + y_1\left[\frac{x}{\Delta x} - \frac{2}{1.2}\cdot\frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right) + \frac{3}{1.2.3}\cdot\frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\left(\frac{x}{\Delta x} - 2\right) + \ldots\right] \\ + y_2\left[\frac{1}{1.2}\cdot\frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right) - \frac{3}{1.2.3}\cdot\frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\left(\frac{x}{\Delta x} - 2\right) + \ldots\right] \\ + y_3\left[+\frac{1}{1.2.3}\cdot\frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\left(\frac{x}{\Delta x} - 2\right) + \ldots\right] \\ + \text{ u. s. w.} \end{array}\right\}.$$

Wenn man in dieser Formel $x = 0$ annimmt, so folgt $y_x = y_0$; nimmt man ferner $x = \Delta x$, so erhält man $y_x = y_1$, setzt man $x = 2\Delta x$, so bekommt man $y_x = y_2$, $x = 3\Delta x$ gibt ebenso $y_x = y_3$ u. s. w.; es besteht demnach der Ausdruck für y_x aus den Gliedern y_0, y_1, y_2, y_3 u. s. w. mit Coefficienten, die rationelle und ganze Functionen von x sind und die Eigenschaft besitzen, dass sie zur Einheit werden, wenn man dem x denjenigen Werth beilegt, welcher der Function entspricht, und dass sie verschwinden, so wie x einen andern Werth annimmt.

Bezeichnen wir nun wie vorher die den Grössen y_0, y_1, y_2, y_3 u. s. w. entsprechenden Werthe von x mit x_0, x_1, x_2, x_3 u. s. w., so können wir demnach setzen:

$$\text{V. } y_x = \left\{ \begin{array}{l} y_0 \cdot \frac{(x-x_1)(x-x_2)(x-x_3)(x-x_4)\ldots}{(x_0-x_1)(x_0-x_2)(x_0-x_3)(x_0-x_4)\ldots} \\ + y_1 \cdot \frac{(x-x_0)(x-x_2)(x-x_3)(x-x_4)\ldots}{(x_1-x_0)(x_1-x_2)(x_1-x_3)(x_1-x_4)\ldots} \\ + y_2 \cdot \frac{(x-x_0)(x-x_1)(x-x_3)(x-x_4)\ldots}{(x_2-x_0)(x_2-x_1)(x_2-x_3)(x_2-x_4)\ldots} \\ + y_3 \cdot \frac{(x-x_0)(x-x_1)(x-x_2)(x-x_4)\ldots}{(x_3-x_0)(x_3-x_1)(x_3-x_2)(x_3-x_4)\ldots} \\ + \text{ u. s. w.} \end{array} \right\}.$$

Wenn man die bekannten Zahlen x_0, x_1, x_2, x_3 ... und die entsprechenden bekannten Werthe y_0, y_1, y_2, y_3 ... in diese Formel einsetzt, so bekommt man den einer Zahl x entsprechenden Werth y_x von y.

Beispiel. Der Widerstand, welchen das stillstehende Wasser einem darin bewegten Boote entgegensetzte, war für die Geschwindigkeit von

1,925; 2,222; 2,628; 4,045

englischen Meilen in einer Stunde

11,00; 13,08; 18,10; 47,26

englische Pfund, wie gross wird derselbe für eine Geschwindigkeit von 3 englischen Meilen in einer Stunde sein?

Hier ist:

$$x_0 = 1{,}925,\ x_1 = 2{,}222,\ x_2 = 2{,}628,\ x_3 = 4{,}045,$$
$$y_0 = 11{,}00,\ y_1 = 13{,}08,\ y_2 = 18{,}10,\ y_3 = 47{,}26;$$

ferner $x = 3$ und y_x der gesuchte Werth.

Nach der letzten Formel ist:

$$y_x = \left\{ \begin{array}{l} \frac{11.0{,}778.0{,}372.1{,}045}{0{,}297.0{,}703.2{,}120} - \frac{13{,}08.1{,}075.0{,}372.1{,}045}{0{,}297.0{,}406.1{,}823} \\ + \frac{18{,}10.1{,}075.0{,}778.1{,}045}{0{,}703.0{,}406.1{,}417} + \frac{47{,}26.1{,}075.0{,}778.0{,}372}{2{,}120.1{,}823.1{,}417} \end{array} \right\}$$

$$= \frac{3{,}3266}{0{,}4426} - \frac{5{,}4661}{0{,}2198} + \frac{15{,}8191}{0{,}40444} + \frac{14{,}7036}{5{,}4764}$$

$$= 7{,}516 - 24{,}866 + 39{,}113 + 2{,}685$$

$$= 24{,}448\ ℔.$$

Die im Vorhergehenden gegebenen Formeln des Interpolirens lassen sich fast immer anwenden, wenn es darauf ankommt, aus einer gewissen Anzahl von Ergebnissen der Versuche oder Beobachtungen das bei diesen obwaltende Gesetz annähernd auszudrücken, doch ist es rathsam, diese Formeln nicht für solche Fälle zu gebrauchen, welche ausserhalb der Gränzen der Beobachtungsreihe liegen. Zuweilen kann man aber auch

noch andere Formeln angeben, welche dem den gefundenen Resultaten zu Grunde liegenden Gesetze schärfer entsprechen.

Man kann z. B allgemeiner:

$$y_x = \left\{ \begin{array}{l} y_0 \cdot \dfrac{(x-x_1)^m\ (x-x_2)^n\ (x-x_3)^p \ \ldots}{(x_0-x_1)^m\ (x_0-x_2)^n\ (x_0-x_3)^p \ \ldots} \\ + y_1 \cdot \dfrac{(x-x_0)^{m_1}\ (x-x_2)^{n_1}\ (x-x_3)^{p_1} \ldots}{(x_1-x_0)^{m_1}\ (x_1-x_2)^{n_1}\ (x_1-x_3)^{p_1} \ldots} \\ + y_2 \cdot \dfrac{(x-x_0)^{m_2}\ (x-x_1)^{n_2}\ (x-x_3)^{p_2} \ldots}{(x_2-x_0)^{m_2}\ (x_2-x_1)^{n_2}\ (x_2-x_3)^{p_2} \ldots} \\ + \text{ u. s. w.} \end{array} \right\}$$

setzen und Exponenten m, n, p, m_1 u. s. w. auswählen, welche den Erfahrungen am meisten Genüge thun.

Bei der gewöhnlichen Interpolation wird allerdings angenommen, dass die gefundenen Resultate vollkommen richtig sind, da aber bei jeder Beobachtung Fehler zu begehen unvermeidlich ist, so ist es oft nicht angemessen, Formeln zu entwerfen, welche den gemachten Erfahrungen vollkommen entsprechen. Man sucht in der Regel die gewonnenen Resultate durch Addition oder Subtraction kleiner Grössen so zu verändern, dass man eine regelmässige Formel von Werthen erhält. Gewöhnlich stellt man die Beobachtungen graphisch dar (indem man die x als Abscissen und die y als Ordinaten aufträgt) und zieht eine Curve so zwischen die Endpunkte der Ordinaten durch, dass die Abweichungen auf beiden Seiten gleich gross ausfallen, wie z. B. in *Fig.* 3, wo die Abscissen AM_1, AM_2 ... die verschiedenen Werthe von x, die Ordinaten M_1P_1, M_2P_2 u. s. w. die entsprechenden Werthe von y sind und QRS die zwischen den Endpunkten P_1, P_2 u. s. w. hindurchgehende Curve ist, deren Coordinatengleichung das beobachtete Gesetz ausdrückt.

Man kann aber auch ohne Zeichnung zu Werke gehen, indem man aus den von einander noch wenig abweichenden Gliedern einer höhern Differenzenreihe das arithmetische Mittel nimmt, dieses in Rechnung einführt und daraus die neuen Werthe von y rückwärts aufsteigend berechnet.

Doch sind alle diese Methoden mehr oder weniger willkürlich, und es bleibt immer vorzuziehen, sich in Fällen, wo man Beobachtungsfehler voraussetzen muss, der Regeln der Wahrscheinlichkeitsrechnung und insbesondere der Methode der kleinsten Quadrate zu bedienen.

Die Theorie des Einschaltens gibt uns auch noch einige allgemeinere Regeln zur Methode der Quadraturen, die, da sie unserm Zweck sehr förderlich sind, nicht übergangen werden dürfen.

Die allgemeine Interpolationsformel:

$$y_x = y_0 + \frac{x}{\Delta x}\Delta y_0 + \frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x}-1\right)\frac{\Delta^2 y_0}{1.2} + \frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x}-1\right)\left(\frac{x}{\Delta x}-2\right)\frac{\Delta^3 y_0}{1.2.3} + \ldots$$

lässt sich auf folgende Weise schreiben:

$$y_x = y_0 + \frac{x}{\Delta x}\Delta y_0$$
$$+ \left[\left(\frac{x}{\Delta x}\right)^2 - \frac{x}{\Delta x}\right]\frac{\Delta^2 y_0}{1.2}$$
$$+ \left[\left(\frac{x}{\Delta x}\right)^3 - 3\left(\frac{x}{\Delta x}\right)^2 + 2\left(\frac{x}{\Delta x}\right)\right]\frac{\Delta^3 y}{1.2.3}$$
$$+ \left[\left(\frac{x}{\Delta x}\right)^4 - 6\left(\frac{x}{\Delta x}\right)^3 + 11\left(\frac{x}{\Delta x}\right)^2 - 6\left(\frac{x}{\Delta x}\right)\right]\frac{\Delta^4 y}{1.2.3.4}$$
$$+ \left[\left(\frac{x}{\Delta x}\right)^5 - 10\left(\frac{x}{\Delta x}\right)^4 + 35\left(\frac{x}{\Delta x}\right)^3 - 50\left(\frac{x}{\Delta x}\right)^2 + 24\left(\frac{x}{\Delta x}\right)\right]\frac{\Delta^5 y}{1.2.3.4.5}$$
$$+ \left[\left(\frac{x}{\Delta x}\right)^6 - 15\left(\frac{x}{\Delta x}\right)^5 + 85\left(\frac{x}{\Delta x}\right)^4 - 225\left(\frac{x}{\Delta x}\right)^3 + 274\left(\frac{x}{\Delta x}\right)^2 - 120\left(\frac{x}{\Delta x}\right)\right]\frac{\Delta^6 y}{1.2.3.4.5.6}$$
$+$ u. s. w.

Wenn man nun y_x mit einem sehr kleinen Theil $\frac{\Delta x}{m}$ von Δx multiplicirt, so bekommt man ein einen schmalen Streifen bildendes Element der Fläche, welche durch Δx, y_0, y_x und die dem y_x entsprechende Curve umgränzt wird.

Setzt man nun in den erhaltenen Ausdruck statt x nach und nach $0, \frac{\Delta x}{m}, \frac{2\Delta x}{m}, \frac{3\Delta x}{m}, \frac{m\Delta x}{m}\ldots$, so bekommt man sämmtliche Elemente der Fläche, und die Addition derselben gibt den gesuchten Flächenraum:

$$z = \frac{\Delta x}{m}\Sigma(y_x) = \frac{\Delta x}{m}\Sigma(y_0) + \frac{\Delta x}{m}\cdot\frac{\Delta y_0}{\Delta x}\Sigma(x)$$
$$+ \frac{\Delta x}{m}\cdot\frac{\Delta^2 y_0}{1.2\,\Delta x^2}\Sigma[x^2 - x\Delta x]$$
$$+ \frac{\Delta x}{m}\cdot\frac{\Delta^3 y}{1.2.3\,\Delta x^3}\Sigma[x^3 - 3x^2\Delta x + 2x\Delta x^2]$$
$+$ u. s. w.

Nun ist aber allgemein:

$$\Sigma(m^p) = \frac{m^{p+1}}{p+1},$$

wenn m unendlich gross ist, daher

$$\Sigma(x) = \frac{x}{m}\Sigma(m) = \frac{x}{m}\cdot\frac{m^2}{2} = \frac{mx}{2},$$
$$\Sigma(x^2) = \left(\frac{x}{m}\right)^2\Sigma(m^2) = \left(\frac{x}{m}\right)^2\cdot\frac{m^3}{3} = \frac{mx^2}{3},$$
$$\Sigma(x^3) = \left(\frac{x}{m}\right)^3\Sigma(m^3) = \left(\frac{x}{m}\right)^3\cdot\frac{m^4}{4} = \frac{mx^3}{4}\text{ u. s. w.}$$

oder, da x successiv $= 0, \frac{\Delta x}{m}, \frac{2\Delta x}{m}, \frac{3\Delta x}{m}\ldots\frac{m\Delta x}{m}$ zu nehmen ist, für unsern Fall:

$$\Sigma(x)=\frac{m\Delta x}{2},\ \Sigma(x^2)=\frac{m\Delta x^2}{3},\ \Sigma(x^3)=\frac{m\Delta x^3}{4}\text{ u. s. w.;}$$

daher:

$$z=\frac{\Delta x}{m}.my_0+\frac{\Delta x}{m}\cdot\frac{\Delta y_0}{\Delta x}\cdot\frac{m\Delta x}{2}+\frac{\Delta x}{m}\cdot\frac{\Delta^2 y_0}{1.2\Delta x^2}\left(\frac{m\Delta x^3}{3}-\frac{m\Delta x^2}{2}\right)$$
$$+\frac{\Delta x}{m}\cdot\frac{\Delta^3 y_0}{1.2.3\Delta x^3}\left(\frac{m\Delta x^3}{4}-\frac{3m\Delta x^3}{3}+\frac{2m\Delta x^3}{2}\right)$$
$$+\text{ u. s. w., d. i.}$$
$$z=\Delta x\left\{y_0+\tfrac{1}{2}\Delta y_0-\tfrac{1}{12}\Delta^2 y_0+\tfrac{1}{24}\Delta^3 y_0-\tfrac{19}{720}\Delta^4 y_0+\tfrac{3}{160}\Delta^5 y_0\right.$$
$$\left.-\tfrac{863}{60480}\Delta^6 y_0+\text{u. s. w.}\right\}.$$

Dies ist aber nur der Inhalt von einem der n Streifen der ganzen Fläche. Um nun die ganze Fläche über der Grundlinie $n\Delta x$ zu finden, muss man nach und nach

$$y_0,\ y_1,\ y_2,\ y_3\ \ldots\text{ statt }y_0,$$
$$\Delta y_0,\ \Delta y_1,\ \Delta y_2,\ \Delta y_3\ \ldots\text{ statt }\Delta y_0,$$
$$\Delta^2 y_0,\ \Delta^2 y_1,\ \Delta^2 y_2\ \ldots\text{ statt }\Delta^2 y_0$$

u. s. w. setzen und die erhaltenen Werthe addiren, weswegen man die ganze Fläche

$$F=\Sigma(z)=\Delta x\left\{\begin{array}{l} y_0+y_1+y_2+\ldots+y_{n-1}\\ +\frac{1}{2}(\Delta y_0+\Delta y_1+\Delta y_2+\ldots+\Delta y_{n-1})\\ -\frac{1}{12}(\Delta^2 y_0+\Delta^2 y_1+\Delta^2 y_2+\ldots+\Delta^2 y_{n-1})\\ +\frac{1}{24}(\Delta^3 y_0+\Delta^3 y_1+\Delta^3 y_2+\ldots+\Delta^3 y_{n-1})\\ +\text{u. s. w.}\end{array}\right\}$$

erhält. Nun ist aber:

$$\Delta y_0+\Delta y_1+\Delta y_2+\ldots+\Delta y_{n-1}=y_n-y_0,$$
$$\Delta^2 y_0+\Delta^2 y_1+\Delta^2 y_2+\ldots+\Delta^2 y_{n-1}=\Delta y_n-\Delta y_0,$$
$$\Delta^3 y_0+\Delta^3 y_1+\Delta^3 y_2+\ldots+\Delta^3 y_{n-1}=\Delta^2 y_n-\Delta^2 y_0,$$

daher einfacher:

$$F=\Delta x\left\{\begin{array}{l}\frac{1}{2}y_0+y_1+y_2+\ldots+y_{n-1}+\frac{1}{2}y_n\\ -\frac{1}{12}(\Delta y_n-\Delta y_0)+\frac{1}{24}(\Delta^2 y_n-\Delta^2 y_0)-\frac{19}{720}(\Delta^3 y_n-\Delta^3 y_0)\\ +\frac{3}{160}(\Delta^4 y_n-\Delta^4 y_0)-\frac{863}{60480}(\Delta^5 y_n-\Delta^5 y_0)\end{array}\right\}.$$

Noch bekommt man einen schärferen, sich schneller dem wahren Werth nähernden Ausdruck, wenn man die Grundlinie Δx aus $2m$ Theilen bestehend annimmt. Dann ist nämlich statt $\frac{x}{m}$ zu setzen $\frac{x}{2m}$, ferner:

$$\Sigma(m)=\frac{m^2}{2},\ \Sigma(2m)=2\Sigma(m)=\frac{2m^2}{2},$$
$$\Sigma(m^2)=\frac{m^3}{3},\ \Sigma(4m^2)=\frac{4m^3}{3},$$
$$\Sigma(m^3)=\frac{m^4}{4},\ \Sigma(8m^3)=\frac{8m^4}{4}$$

u. s. w. zu setzen, weshalb folgt:

$$z=\Delta x[2y_0+2\Delta y_0+\tfrac{1}{3}\Delta^2 y_0-\tfrac{1}{90}\Delta^4 y_0+\tfrac{1}{90}\Delta^5 y_0-\tfrac{37}{37800}\Delta^6 y_0+\text{u. s. w.}]$$

oder wenn man $y_1-y_0=\Delta y_0$, $y_2-2y_1+y_0=\Delta^2 y_0$ setzt:

$$z=\Delta x[\tfrac{1}{3}y_0+\tfrac{4}{3}y_1+\tfrac{1}{3}y_2-\tfrac{1}{90}\Delta^3 y_0+\tfrac{1}{90}\Delta^5 y_0-\tfrac{37}{37800}\Delta^6 y_0+\text{u. s. w.}]$$

Endlich folgt durch Summation der n Streifen, jeder von der Breite Δx, die ganze Fläche über der Grundlinie $n\Delta x$, indem man statt y_0 nach und nach $y_0, y_2, y_4 \ldots y_{n-2}$, statt y_1 nach und nach $y_1, y_3, y_5 \ldots y_{n-1}$, statt y_2 successiv $y_2, y_4, y_6 \ldots y_n$ u. s. w. einführt:

$$F = \frac{\Delta x}{3}\left\{\begin{array}{l} y_0 + 4y_1 + 2y_2 + 4y_3 + 2y_4 + \ldots + 2y_{n-2} + 4y_{n-1} + y_n \\ -\frac{1}{30}\,(\Delta^4 y_0 + \Delta^4 y_2 + \Delta^4 y_4 + \ldots + \Delta^4 y_{n-2}) \\ +\frac{1}{30}\,(\Delta^5 y_0 + \Delta^5 y_2 + \Delta^5 y_4 + \ldots + \Delta^5 y_{n-2}) \\ -\frac{37}{1260}(\Delta^6 y_0 + \Delta^6 y_2 + \Delta^6 y_4 + \ldots + \Delta^6 y_{n-2}) \\ +\text{ u. s. w.} \end{array}\right\}.$$

Wenn man die dritten Differenzen als constant ansehen oder die vierten vernachlässigen kann, so erhält man nur:

$$F = \frac{\Delta x}{3}(y_0 + 4y_1 + 2y_2 + 4y_3 + \ldots + 2y_{n-2} + 4y_{n-1} + y_n),$$

die schon früher entwickelte Simpson'sche Formel.

Beispiel. Bei einem bewegten Körper hat man in 0, 10, 20, 30, 40, 50, 60 Secunden folgende Geschwindigkeiten beobachtet: 3,06^m; 4,74^m; 7,36^m; 11,21^m; 16,61^m; 23,78^m; 33,26^m; wie gross ist der während der ersten 40 Secunden durchlaufene Raum?

Es ist die Hauptreihe:

3,06; 4,74; 7,36; 11,21; 16,61; 23,88; 33,36;

erste Differenzenreihe: . 1,68; 2,62; 3,85; 5,40; 7,27; 9,48;

zweite „ . 0,94; 1,23; 1,55; 1,87; 2,21;

dritte „ . 0,29; 0,32; 0,32; 0,34;

vierte „ . 0,03; 0; 0,02 u. s. w.

Nach der ersten Regel ist nun der durchlaufene Raum:

$$s = \Delta x\left\{\begin{array}{l} \frac{1}{2}y_0 + y_1 + y_2 + y_3 + \frac{1}{2}y_4 - \frac{1}{12}(\Delta y_4 - \Delta y_0) \\ +\frac{1}{24}(\Delta^2 y_4 - \Delta^2 y_0) - \frac{19}{720}(\Delta^3 y_4 - \Delta^3 y_0) + \frac{3}{160}(\Delta^4 y_4 - \Delta^4 y_0) \end{array}\right\}$$

$$= 10\left\{\begin{array}{l} \frac{1}{2}.3{,}06 + 4{,}74 + 7{,}36 + 11{,}21 + \frac{1}{2}.16{,}61 - \frac{1}{12}(7{,}27 - 1{,}68) \\ +\frac{1}{24}(2{,}21 - 0{,}94) \end{array}\right\}$$

$$= 10\,(1{,}53 + 4{,}74 + 7{,}36 + 11{,}21 + 8{,}305 - 0{,}46583 + 0{,}05291)$$

$$= 10.32{,}732 = 327{,}32 \text{ Meter.}$$

Nach der zweiten Formel ist er hingegen:

$$s = \frac{\Delta x}{3}[y_0 + 4y_1 + 2y_2 + 4y_3 + y_4 - \frac{1}{30}(\Delta^4 y_0 + \Delta^4 y_2)]$$

$$= \frac{10}{3}[(3{,}06 + 4.4{,}74 + 2.7{,}36 + 4.11{,}21 + 16{,}61 - \frac{1}{30}(0{,}03 + 0)]$$

$$= \frac{10}{3}\,(3{,}06 + 18{,}96 + 14{,}72 + 44{,}84 + 16{,}61 - 0{,}001)$$

$$= \frac{10}{3}.98{,}189 = 327{,}30 \text{ Meter.}$$

Noch müssen wir ein Paar Worte über die graphische Interpolation sagen. Hat man ein beobachtetes Naturgesetz durch zusammengehörige Coordinaten ausgedrückt, so kommt es darauf an, durch die Endpunkte der Ordinaten einen krummlinigen Zug zu führen, dessen Coordinaten

das Naturgesetz allgemein ausdrücken. Das einfachste Verfahren ist nun, dass man den Zug aus Kreisbogen zusammensetzt, indem man nämlich durch die Endpunkte P_1, P_2, P_3 *Fig.* 4 der ersten drei Ordinaten M_1P_1, M_2P_2, M_3P_3 nach bekannten Regeln einen Kreisbogen legt, und daran wieder nach und nach andere, durch die übrigen Punkte P_4, P_5, P_6 u. s. w. gehende Kreisbogen tangential oder so anschliesst, dass die Mittelpunkte C_1 und C_2 oder C_2 und C_3; C_3 und C_4 u. s. w. anstossender Bogen in eine durch die Anstossungspunkte P_3, P_4, P_5 u. s. w. gehende Gerade fallen. Das ganze Verfahren, durch drei Punkte oder durch zwei Punkte und eine Tangente einen Kreis zu legen, ist aus den Elementen der Geometrie bekannt, daher bleibt hierüber weiter nichts zu sagen übrig.

Will man gleich vier Punkte durch einen Curvenbogen verbinden und daran durch je zwei darauf folgende Punkte andere Bogen tangential anschliessen, so muss man auf den Kreis Verzicht leisten und die Parabel anwenden. Will man gar fünf Punkte auf einmal vereinigen und je drei Punkte durch tangential anschliessende Bogen nach und nach damit vereinigen, so muss man zu Ellipsen oder Hyperbeln seine Zuflucht nehmen. In den Werken über die Kegelschnitte, z. B. in Hugo Hamilton's Lehre von den Kegelschnitten, wird das Verfahren, durch fünf Punkte oder durch vier Punkte und eine Tangente u. s. w. einen Kegelschnitt zu legen, vollständig abgehandelt. Da ohne dies noch diese Methoden für die Anwendung zu beschwerlich sind, so können dieselben mit Stillschweigen übergangen werden. In dem neueren Werke: *Le Calcul par le trait, etc. par B. E. Cousinery, Paris* 1839 wird eine eigenthümliche Methode der graphischen Interpolation mit Hülfe der Theorie der Perspective und der der krummen Flächen der zweiten Ordnung abgehandelt; es würde uns aber von unserem Gegenstande zu weit abführen, wenn wir auch nur das Wesentlichste dieser Methode hier abhandeln wollten.

Nur einer Methode der graphischen Interpolation wollen wir unsere Aufmerksamkeit noch schenken, weil sie diejenige ist, welche sich an die Interpolation durch Rechnung genau anschliesst und wohl auch den bequemsten Gebrauch gewährt.

Bei gleichen Intervallen (Δx) der Grundgrösse lässt sich die graphische Interpolation recht gut durch Construction der Interpolationsformel III. bewerkstelligen.

Können wir die dritten Differenzen vernachlässigen, so nimmt die Formel folgende einfache Form an:

$$y_x = y_0 + \left(\Delta y_0 + \frac{x - \Delta x}{2\,\Delta x} \cdot \Delta^2 y_0\right) \frac{x}{\Delta x}.$$

In *Fig.* 5 sei nun $M_0M_1 = M_1M_2 = \Delta x$ und $M_0P_0 = y_0$, $M_1P_1 = y_1$ und $M_2P_2 = y_2$. Zieht man nun P_0N_1 und P_1N_2 parallel zur Abscisse M_0M_2, so erhält man $N_1P_1 = \Delta y_0$ und $N_2P_2 = \Delta y_1$, deren Differenz $\Delta^2 y_0$ durch $N_2P_2 - N_1P_1 = N_2P_2 - N_2Q_2 = -P_2Q_2$ repräsentirt wird. Die einzuschaltende Grösse ist nun ein Perpendikel oder eine Ordinate XY durch den Endpunkt X der gegebenen Grösse $x = M_0X$. Trägt man nun $P_2Q_2 = P_0Q_0$ auf die Verlängerung von M_0P_0 auf, und zieht man die Gerade P_1Q_0, so wird von dem Perpendikel das Stück

$$VW = \frac{P_1U}{P_1P_0} \cdot P_0Q_0 = \frac{\Delta x - x}{\Delta x} P_0Q_0 = \frac{x - \Delta x}{\Delta x} \Delta^2 y_0$$

abgeschnitten; trägt man nun dessen Hälfte als P_1Q auf die verlängerte M_1P_1 und zieht P_0Q_1, so schneidet diese die gesuchte Ordinate XY ab, denn es ist:

$$XY = XU + UY = M_0P_0 + \frac{P_0U}{P_0N_1} \cdot P_1Q_1$$

$$= y_0 + \frac{x}{\Delta x}(N_1P_1 + P_1Q_1) = y_0 + \frac{x}{\Delta x}(\Delta y_0 + \tfrac{1}{2}VW)$$

$$= y_0 + \frac{x}{\Delta x}\left(\Delta y_0 + \frac{x - \Delta x}{2\Delta x} \cdot \Delta^2 y_0\right).$$

Es ist leicht zu abstrahiren, wie das Verfahren zu modificiren sei, wenn auch $\Delta^3 y_0$ in die Construction aufzunehmen, also

$$y_x = y_0 + \frac{x}{\Delta x}\left[\Delta y_0 + \frac{x - \Delta x}{2\Delta x}\left(\Delta^2 y_0 + \frac{x - 2\Delta x}{3\Delta x} \cdot \Delta^3 y_0\right)\right]$$

zu construiren ist. Man hat zu $x - 2\Delta x$, Δx und $\Delta^3 y_0$ die vierte Proportionale zu finden, den dritten Theil derselben zu $\Delta^2 y_0$ hinzuzunehmen, und nun mit dem erhaltenen Werthe genau so zu operiren wie vorhin mit $\Delta^2 y_0$.

Bei Ungleichheit der Intervalle ist die Interpolationsformel y_x zu construiren, wie durch folgendes Beispiel gezeigt werden soll. In *Fig.* 6 seien $M_0P_0 = y_0$, $M_1P_1 = y_1$ und $M_2P_2 = y_2$ die den Grundgrössen $x_0 = 0$, $M_0M_1 = x_1$ und $M_0M_2 = x$ entsprechenden Erfahrungsgrössen, und $M_1X = x$ die Grundgrösse, für welche ein entsprechender Werth $y_x = XY$ zu finden ist. Unsere Formel nimmt für diesen Fall folgende Gestalt an:

$$y_x = \frac{(x_1 - x)(x_2 - x)}{x_1 x_2} y_0 + \frac{x(x_2 - x)}{x_1(x_2 - x_1)} y_1 - \frac{x(x_1 - x)}{x_2(x_2 - x_1)} y_2.$$

Die Gerade M_1P_0 schneidet zuerst vom Perpendikel in X die vierte Proportionale

$$XN = \frac{M_1X}{M_1M_0} M_0P_0 = \frac{x_1 - x}{x} y_0$$

ab; macht man nun $M_0Q = XN$ und zieht M_2Q, so wird ein Stück XR abgeschnitten, welches

$$= \frac{M_2X}{M_2M_0} \cdot M_0Q = \frac{x_2 - x}{x_2} \cdot \frac{x_1 - x}{x} y_0,$$

also der erste Theil $\frac{(x_1 - x)(x_2 - x)}{x_1 x_2} y_0$ der gesuchten Linie y_x ist.

Zieht man ferner M_0P_1, so erhält man ein Stück

$$XS = \frac{M_0X}{M_0M_1} M_1P_1 = \frac{x}{x_1} y_1,$$

und macht man $M_1T = XS$ und zieht M_2U, so schneidet man den zweiten Theil

$$XU = \frac{M_2X}{M_2M_1} M_1T = \frac{x_2 - x}{x_2 - x_1} \cdot \frac{x}{x_1} y_1$$

ab. Zieht man nun M_0P_2, so ergibt sich ein Perpendikel

$$XV = \frac{M_0X}{M_0M_2} M_2P_2 = \frac{x}{x_2} y_2;$$

macht man $M_2W = XV$ und zieht WM_1 bis zur verlängerten XY, so schneidet man den dritten, allerdings negativen Theil

$$XZ = \frac{M_1X}{M_1M_2} M_2W = \frac{x_1 - x}{x_2 - x_1} \cdot \frac{x}{x_2} y_2$$

von y_x ab.

Trägt man endlich den Ueberschuss des ersten Theiles XR über diesen Theil an den zweiten Theil XU an, d. i. macht man UY diesem Ueberschusse RZ_1 gleich, so bekommt man in dem Reste XY die einzuschaltende Grösse y_x.

Es ist überflüssig zu zeigen, wie durch wiederholtes Auffinden der vierten Proportionallinie, durch Addiren und Subtrahiren von Linien zwischen vier oder noch mehr Erfahrungswerthen y_0, y_1, y_2, y_3 u. s. w. ein neuer Werth y_x graphisch einzuschalten ist.

Selten sind die Resultate einer Beobachtung oder Messung von der Vollkommenheit, dass man sie als fehlerfrei betrachten kann; die Erfahrung zeigt vielmehr, dass, selbst bei den einfachsten und mit der grössten Sorgfalt angestellten Beobachtungen, innerhalb gewisser Gränzen liegende Fehler zu begehen unvermeidlich ist. Diese Fehler sind aber entweder constante oder veränderliche (irreguläre). Während jene bei Wiederholung einer und derselben Beobachtung oder Messung mit denselben Hülfsmitteln, durch denselben Beobachter und unter den nämlichen Umständen unveränderlich bleiben, nehmen diese verschiedene, bald grössere bald kleinere, bald positive bald negative Werthe an. Die grösseren constanten Fehler sind in der Unvollkommenheit unserer Werkzeuge und Hülfsmittel begründet und lassen sich in der Regel durch besondere Versuche und Rechnung ausmitteln; jedenfalls hat man aber dieselben soviel wie möglich zu verringern oder wenigstens ihren Einfluss auf das Ergebniss der Beobachtung in Betracht zu ziehen. Kleinere constante Fehler, welche sich unserer Beurtheilung entziehen, kann man nur durch Veränderungen in den Umständen und Methoden der Beobachtung kennen lernen.

Die veränderlichen oder irregulären Fehler lassen sich gar nicht bestimmen, dagegen lässt sich ihr Einfluss auf das Ergebniss durch Wiederholung der Beobachtung vermindern. Da die Vervielfältigung der Beobachtungen bei einerlei Methode weit leichter zu bewerkstelligen ist als die Vervielfältigung der Methoden selbst, so muss man besonders danach zu trachten suchen, die, wenn auch nur kleinen, constanten Fehler zu vermeiden oder wenigstens herabzuziehen. Die Quellen, aus denen die irregulären Fehler entspringen, sind uns zwar unbekannt, doch können wir annehmen, dass bei einerlei Methode der Beobachtung die Anzahl dieser und die Anzahl ihrer Verbindungen unter einander eine und dieselbe sei, dass also dieselbe bestimmte Verbindung denselben bestimmten Fehler erzeuge. Da aber weder die eine noch die andere Anzahl bekannt ist, so lässt sich nur aus den Abweichungen der einzelnen Beobachtungen durch Anwendung der Wahrscheinlichkeitsrechnung aus der Erfahrung auf die Grösse der Fehler schliessen, und zwar mit um so grösserer Wahrscheinlichkeit, je grösser die Anzahl der Beobachtungen ist und je weniger dieselben unter einander abweichen.

Die Aufgabe, welche der Calcül zu lösen hat, ist: aus dem algebraischen Zusammenhange zwischen zwei oder mehreren Grössen x, y, z u. s. w. die arithmetische Abhängigkeit die-

ser Grössen von einander, d. i. die constanten Zahlen, welche in der Gleichung x, y, z vorkommen, zu bestimmen. Hat man z. B. durch theoretische Untersuchungen gefunden, dass die Grösse y durch die Gleichung $y = \sqrt{a^2 + bx}$ bestimmt wird, so ist es Aufgabe unserer Untersuchung, aus durch Beobachtung gefundenen Werthen von x und y die Zahlenwerthe a und b abzuleiten.

Durch Substitution der zusammengehörigen Werthe von x und y in den Ausdruck bekommt man eben so viele Bestimmungsgleichungen als Beobachtungen. Da aber zur Auflösung zusammengehöriger Gleichungen gerade nur so viel Gleichungen nöthig sind als Unbekannte in denselben vorkommen, so wären zur Ausmittelung für die Constanten eben nur so viel Beobachtungen nöthig, also für unseren Fall nur zwei. In der That folgt auch aus der gegebenen Gleichung, wenn man in dieselbe statt x und y einmal x_1 und y_1 und ein anderes Mal x_2 und y_2 einsetzt:

$$1)\ b = \frac{y_1^2 - y_2^2}{x_1 - x_2} \text{ und } 2)\ a^2 = \frac{x_1 y_2^2 - x_2 y_1^2}{x_1 - x_2}.$$

Da man aber in der Regel eine ganze Reihe von Beobachtungen anstellt, so bekommt man durch Substitution der gefundenen Werthe viel mehr Bestimmungsgleichungen als unbekannte Constanten (a, b u. s. w.), und man hat nun diejenigen Werthe für diese Constanten abzuleiten, welche mit den kleinsten Fehlern behaftet sind.

Das einfachste, jedoch nicht sehr genaue Verfahren, aus gegebenen Gleichungen, deren Anzahl grösser ist als die Anzahl der darin vorkommenden Unbekannten, diese zu bestimmen, besteht in der Combination dieser Gleichungen durch Addition oder Subtraction zu so vielen neuen Gleichungen, als Unbekannte vorhanden sind, und in den Auflösungen dieser. Bei der Auswahl der zu vereinigenden Gleichungen hat man darauf zu sehen, dass in der gewonnenen Gleichung eine Unbekannte den möglichst grössten, die übrigen aber den kleinsten Coefficienten erhalten, damit der Fehler in dieser Unbekannten möglichst herabgezogen werde, weshalb man wohl manche Gleichungen vor der Vereinigung durch Veränderung der Vorzeichen besonders präparirt.

Beispiel 1. Ist h_1 das Gefälle oder die Fallhöhe und h die Steighöhe des Wassers bei einem hydraulischen Widder, so lässt sich nach den Versuchen Eytelwein's *) der Wirkungsgrad, d. i. das Verhältniss zwischen dem Producte aus der Steighöhe und dem gehobenen Wasserquantum und dem Producte aus dem Gefälle und dem verbrauchten Wasserquantum setzen:

$$\varepsilon = \alpha - \beta \sqrt{\frac{h_1}{h}},$$

wobei α und β durch Versuche zu bestimmende Erfahrungszahlen bezeichnen.

Einige von diesen Versuchen gaben

für $h = 0{,}758^m$ und $h_1 = 11{,}78^m$, $\varepsilon = 0{,}284$,
„ $h = 1{,}255^m$ „ $h_1 = 11{,}78^m$, $\varepsilon = 0{,}548$,
„ $h = 1{,}386^m$ „ $h_1 = 9{,}86^m$, $\varepsilon = 0{,}673$,
„ $h = 2{,}262^m$ „ $h_1 = 11{,}78^m$, $\varepsilon = 0{,}787$,
„ $h = 2{,}437^m$ „ $h_1 = 9{,}86^m$, $\varepsilon = 0{,}847$.

*) Bemerkung über die Wirkung und vortheilhafte Anwendung des Stosshebers. Berlin 1805. D'Aubuisson's Hydraulik §. 344.

Welches sind die diesen Versuchen entsprechenden Werthe für α und β?

Setzt man diese Werthe in die Formel ein, so bekommt man:

$$0{,}284 = \alpha - \beta\sqrt{\frac{11{,}78}{0{,}758}} = \alpha - 3{,}9422\,\beta,$$

$$0{,}548 = \alpha - \beta\sqrt{\frac{11{,}78}{1{,}255}} = \alpha - 3{,}0637\,\beta,$$

$$0{,}672 = \alpha - \beta\sqrt{\frac{9{,}86}{1{,}386}} = \alpha - 2{,}6672\,\beta,$$

$$0{,}787 = \alpha - \beta\sqrt{\frac{11{,}78}{2{,}262}} = \alpha - 2{,}2821\,\beta,$$

$$0{,}847 = \alpha - \beta\sqrt{\frac{9{,}86}{2{,}437}} = \alpha - 2{,}0115\,\beta.$$

Wenn man nun die Hälften der mittleren Gleichungen zur Summe der beiden ersteren und zur Summe der beiden letzteren Gleichungen addirt, bekommt man folgende zwei neue Gleichungen:

$$0{,}284 + 0{,}548 + 0{,}336 = \tfrac{5}{2}\alpha - (3{,}9422 + 3{,}0637 + 1{,}3336)\,\beta,$$
$$0{,}336 + 0{,}787 + 0{,}847 = \tfrac{5}{2}\alpha - (1{,}3336 + 2{,}2821 + 2{,}0115)\,\beta,$$

also:

$$1{,}168 = \tfrac{5}{2}\alpha - 8{,}3395\,\beta,$$
$$1{,}970 = \tfrac{5}{2}\alpha - 5{,}6272\,\beta;$$

die Subtraction dieser gibt aber

$$0{,}802 = 2{,}7123\,\beta,$$

und es folgt sonach:

$$\beta = \frac{0{,}802}{2{,}7123} = 0{,}29.$$

Addirt man beide Gleichungen, so bekommt man:

$$3{,}138 = 5\,\alpha - 13{,}9667\,\beta, \text{ oder}$$
$$= 5\,\alpha - 13{,}9667 . 0{,}29;$$

weshalb man endlich erhält:

$$\alpha = \frac{3{,}138 + 4{,}051}{5} = 1{,}44.$$

Es ist folglich der Wirkungsgrad dieser Maschine

$$\varepsilon = 1{,}44 - 0{,}29\sqrt{\frac{h_1}{h}}$$

zu setzen.

D'Aubuisson findet aus mehreren Versuchen

$$\varepsilon = 1{,}42 - 0{,}28\sqrt{\frac{h_1}{h}},$$

Eytelwein aber gibt an

$$\varepsilon = 1{,}12 - 0{,}2\sqrt{\frac{h_1 - h}{h}}.$$

Beispiel 7. Die Lage einer Ebene *MNP Fig.* 7 ist gegeben durch die drei Parameter m, n, p oder Geraden $AM = m$, $AN = n$ und $AP = p$, um welche die Durchschnittspunkte M, N, P der Ebene mit drei winkelrecht gegen einander stehenden Axen AX, AY und AZ von dem Durchschnittspunkte A dieser abstehen. Für die von einem Punkte K in dieser Ebene gegen die durch jene drei Axen gelegten Coordinatenebenen gefällten Perpendikel $KU = x$, $KV = y$ und $KW = z$ gibt es aber folgende Gleichung:

$$\frac{x}{m} + \frac{y}{n} + \frac{z}{p} = 1,$$

wie auch durch eine einfache Rechnung leicht zu finden ist.

Kennt man nun umgekehrt die Lage mehrerer Punkte in der Ebene durch ihre Coordinaten (x_1, y_1, z_1), (x_2, y_2, z_2) u. s. w., so kann man die Lage der Ebene, nämlich ihre drei Parameter m, n, p finden.

Rein mathematisch genommen wären hierzu nur drei Punkte nothwendig, allein vorgenommene Messungen geben uns oft mehr als drei Punkte; es bleibt daher aus einer solchen überzähligen Menge von Punkten die Lage einer Ebene zu finden, welche die möglichst kleinsten Abweichungen von diesen Punkten hat. Nun gab

$$\begin{array}{lllllll} x = 1, & 2, & -4, & 3, & -1 & \text{und} \\ y = 2, & 5, & 3, & -4, & -3 & \end{array}$$

die Werthe $z = 4{,}1;\ -6{,}8;\ 10{,}7;\ 18{,}6;\ 22{,}4;$

es ist daher aus folgenden fünf Gleichungen:

$$\begin{aligned} \frac{1}{m} + \frac{2}{n} + \frac{4{,}1}{p} &= 1, \\ \frac{2}{m} + \frac{5}{n} - \frac{6{,}8}{p} &= 1, \\ -\frac{4}{m} + \frac{3}{n} + \frac{10{,}7}{p} &= 1, \\ \frac{3}{m} - \frac{4}{n} + \frac{18{,}6}{p} &= 1, \\ -\frac{1}{m} - \frac{3}{n} + \frac{22{,}4}{p} &= 1 \end{aligned}$$

m, n und p zu finden.

Aendert man die Vorzeichen der dritten und fünften Gleichung, so gibt die Addition die erste Bestimmungsgleichung:

$$\frac{11}{m} + \frac{3}{n} - \frac{17{,}2}{p} = 1.$$

Aendert man ferner die Vorzeichen der vierten und fünften Gleichung, so gibt die Addition folgende zweite Bestimmungsgleichung:

$$-\frac{3}{m} + \frac{17}{n} - \frac{33}{p} = 1.$$

Aendert man endlich die Vorzeichen der zweiten Gleichung, so folgt durch Addition die dritte Gleichung:

$$-\frac{3}{m} - \frac{7}{n} + \frac{62{,}6}{p} = 3.$$

Durch bekannte Auflösungsmethoden bildet man aus diesen drei Gleichungen zunächst folgende zwei:

$$\frac{196}{n} - \frac{414{,}6}{p} = 14 \text{ und}$$

$$\frac{24}{n} - \frac{95{,}6}{p} = -2,$$

woraus sich nun wieder ergibt:

$$\frac{2196{,}8}{p} = 182,$$

folglich:

$$p = \frac{2196{,}8}{182} = 12{,}07 \ldots,$$

ferner:

$$n = \frac{24}{5{,}927} = 4{,}05 \ldots \text{ und}$$

$$m = 6{,}48 \ldots$$

Es ist also die Lage der gesuchten Ebene durch die drei Parameter $m = 6{,}48$, $n = 4{,}05$ und $p = 12{,}07$ bestimmt.

Andere Methoden zur Auffindung mittlerer Erfahrungscoefficienten gibt *La Place* in seiner *Mécanique céleste* *), indem er von den Dimensionen der Erde handelt. Wiewohl von diesen Methoden später mehrfacher Gebrauch gemacht wurde, so haben wir nicht nöthig, dieselben hier ausführlich abzuhandeln, weil sie von der Methode der kleinsten Quadrate in Hinsicht der Begründung, Schärfe, Allgemeinheit und selbst Bequemlichkeit übertroffen werden. Es ist besonders Prony zu nennen, welcher in seiner Theorie über die Leitung des Wassers von beiden Methoden Gebrauch macht. Diese Methoden beschränken sich jedoch nur auf den Fall, wo zwei Coefficienten α und β zu bestimmen, wenn also für $y = \alpha + \beta x$ zusammengehörige Werthe von x und y gefunden worden sind und sich die Fehler durch die Formel $f = y - \alpha - \beta x$ ausdrücken lassen. Zuerst zeigt La Place, wie für die Bedingung, dass der grösste von allen Fehlern ohne Rücksicht auf das Vorzeichen möglichst klein sei, die Coefficienten α und β zu finden sind, später verlässt er aber diese Bestimmungsweise wieder, weil er findet, dass sie in dem Falle, wenn viele Beobachtungen zum Grunde liegen, sehr weitläufig wird.

Die zweite Methode gründet sich auf die Annahme, dass es drei gleich grosse grösste Fehler, von denen den eine der beiden andern entgegengesetzt ist, gebe. Wir können indessen auch diese Methode übergehen und den Leser auf die Langsdorf'sche Uebersetzung von Prony's Abhandlung verweisen, wo dieselbe durch Langsdorf noch eine besondere Erläuterung gefunden hat.

Zuletzt wollen wir aber noch die dritte Methode näher beleuchten, zumal da sie auch von Eytelwein in seiner Abhandlung über die

---

*) Mechanik des Himmels von La Place, deutsch von Burckhardt. Th. II, Buch III, Cap. V. Berlin 1802.

Bewegung des Wassers in Anwendung gebracht worden ist. Sie gründet sich auf folgende, allerdings sehr annehmliche Bedingungen.

Die Coefficienten (α und β) müssen nicht allein die algebraische Summe sämmtlicher Fehler gleich Null, sondern auch die auf die Vorzeichen nicht Rücksicht nehmende arithmetische Summe zu einem Minimum machen.

Die erste dieser Bedingungen wird erfüllt, wenn man die Summe der sämmtlichen, durch Substitution der beobachteten Werthe erhaltenen Bedingungsgleichungen als eine Bestimmungsgleichung ansieht; denn wenn x_1, y_1 und f_1, sowie x_2, y_2 und f_2 u. s. w. zusammengehörige Werthe sind, so hat man folgende Bedingungsgleichungen:

$$f_1 = y_1 - \alpha - \beta x_1,$$
$$f_2 = y_2 - \alpha - \beta x_2,$$
$$f_3 = y_3 - \alpha - \beta x_3 \text{ u. s. w.,}$$

deren algebraische Summe mit

$$\Sigma(f) = \Sigma(y) - n\alpha - \beta\Sigma(x)$$

bezeichnet werden muss, wenn n die Anzahl der Gleichungen ist. Da aber der ersten Bedingung zufolge $\Sigma(f) = 0$ anzunehmen ist, so folgt:

$$\Sigma(y) - n\alpha - \beta\Sigma(x) = 0,$$

also in der That:

$$\Sigma(y) = n\alpha + \beta\Sigma(x).$$

Das Auftreten zweier Coefficienten (α, β) fordert aber noch eine, durch Erfüllung der zweiten Bedingung zu erhaltende Bestimmungsgleichung.

Setzt man den durch die erste Bestimmungsgleichung erhaltenen Werth

$$\alpha = \frac{\Sigma(y)}{n} - \beta\frac{\Sigma(x)}{n}$$

in die gegebenen Bedingungsgleichungen, so bekommt man folgende Ausdrücke für die Fehler:

$$f_1 = y_1 - \frac{\Sigma(y)}{n} - \beta\left(x_1 - \frac{\Sigma(x)}{n}\right),$$

$$f_2 = y_2 - \frac{\Sigma(y)}{n} - \beta\left(x_2 - \frac{\Sigma(x)}{n}\right)$$

u. s. w., oder

$$f_1 = \left(\frac{y_1 - \frac{\Sigma(y)}{n}}{x_1 - \frac{\Sigma(x)}{n}} - \beta\right)\left(x_1 - \frac{\Sigma(x)}{n}\right),$$

$$f_2 = \left(\frac{y_2 - \frac{\Sigma(y)}{n}}{x_2 - \frac{\Sigma(x)}{n}} - \beta\right)\left(x_2 - \frac{\Sigma(x)}{n}\right) \text{ u. s. w.}$$

Bezeichnen wir nun

$$\frac{y_1 - \frac{\Sigma(y)}{n}}{x_1 - \frac{\Sigma(x)}{n}} \text{ mit } \varphi_1,$$

$$\frac{y_2 - \frac{\Sigma(y)}{n}}{x_2 - \frac{\Sigma(x)}{n}} \text{ mit } \varphi_2$$

u. s. w., sowie

$$x_1 - \frac{\Sigma(x)}{n} \text{ mit } u_1,$$

$$x_2 - \frac{\Sigma(x)}{n} \text{ mit } u_2$$

u. s. w., und lassen wir die Fehler f_1, f_2, f_3 u. s. w. so auf einander folgen, dass die ihnen angehörigen Werthe, ohne Rücksicht auf Vorzeichen, nach ihrer Grösse umgekehrt geordnet auf einander folgen, so dass also $\varphi_1 > \varphi_2$, $\varphi_2 > \varphi_3$ u. s. w. ist, so bekommen wir folgende Fehlerreihe:

$$\begin{aligned}
f_1 &= (\varphi_1 - \beta)\, u_1,\\
f_2 &= (\varphi_2 - \beta)\, u_2,\\
f_3 &= (\varphi_3 - \beta)\, u_3,\\
&\vdots \quad\quad \vdots\\
f_k &= (\varphi_k - \beta)\, u_k,\\
f_{k+1} &= (\varphi_{k+1} - \beta)\, u_{k+1},\\
&\vdots \quad\quad \vdots\\
f_n &= (\varphi_n - \beta)\, u_n.
\end{aligned}$$

Macht man nun β einem noch unbestimmten mittleren Werthe φ_k von φ gleich und lässt man die Vorzeichen von u ebenfalls unbeachtet, so sind die f vor f_k positiv und die f nach f_k, wie z. B. f_{k+1}, negativ; es wird aber diese Negation aufgehoben, wenn man $\beta - \varphi_{k+1}$ statt $\varphi_{k+1} - \beta$, $\beta - \varphi_{k+2}$ statt $\varphi_{k+2} - \beta$ u. s. w., also überhaupt:

$$\begin{aligned}
\Sigma(f) = {} & (\varphi_1 - \beta)\, u_1 + (\varphi_2 - \beta)\, u_2 + \cdots + (\varphi_k - \beta)\, u_k\\
& + (\beta - \varphi_{k+1})\, u_{k+1} + (\beta - \varphi_{k+2})\, u_{k+2} + \cdots + (\beta - \varphi_n)\, u_n
\end{aligned}$$

oder

$$\begin{aligned}
= {} & \varphi_1 u_1 + \varphi_2 u_2 + \cdots + \varphi_k u_k - (\varphi_{k+1} u_{k+1} + \varphi_{k+2} u_{k+2} + \cdots + \varphi_n u_n)\\
& - \beta\,[(u_1 + u_2 + \cdots + u_k) - (u_{k+1} + u_{k+2} + \cdots + u_n)]
\end{aligned}$$

setzt. Es lässt sich nun leicht zeigen, dass $\Sigma(f)$ ein Minimum (m) wird, wenn das mit $\beta = \varphi_k$ behaftete Glied = Null, also

$$u_1 + u_2 + \cdots + u_k = u_{k+1} + u_{k+2} + \cdots + u_n$$

ausfällt, wenn also $u_1 + u_2 + \ldots + u_k$ der halben Summe aller positiv genommenen u gleich ist.

Für diesen Fall ist also:

$$\Sigma(f) = m = \varphi_1 u_1 + \varphi_2 u_2 + \cdots + \varphi_k u_k - (\varphi_{k+1} u_{k+1} + \cdots + \varphi_n u_n).$$

Macht man aber $\beta = \varphi_{k+m}$, so erhält man:

$$\Sigma(f) = m + 2(\varphi_{k+1} u_{k+1} + \cdots + \varphi_{k+m} u_{k+m}) - 2\varphi_{k+m}(u_{k+1} + \cdots + u_{k+m});$$

da aber φ_{k+1}, φ_{k+2} u. s. w. φ_{k+m} übertrifft, so ist:

$$2(\varphi_{k+1} u_{k+1} + \cdots + \varphi_{k+m} u_{k+m}) > 2\varphi_{k+m}(u_{k+1} + \cdots + u_{k+m}),$$

und sonach $\Sigma(f) > m$.

Macht man hingegen $\beta = \varphi_{k-m}$, so folgt:

$$\Sigma(f) = m - 2(\varphi_k u_k + \varphi_{k-1} u_{k-1} + \cdots + \varphi_{k-m+1} u_{k-m+1}) + 2\varphi_{k-m}(u_k + u_{k-1} + \cdots + u_{k-m+1});$$

da aber $\varphi_{k-m} > \varphi_k, \varphi_{k-1}, \cdots \varphi_{k-m+1}$ ist, so folgt wieder $\Sigma(f) > m$; man erhält also in jedem Falle, wenn $\beta = \varphi_{k\pm m}$ ist, $\Sigma(f)$ grösser als m, wo $\beta = \varphi_k$ ist, und es ist hiernach $\Sigma(f)$ für $\beta = \varphi_k$, d. i.

$$u_1 + u_2 + \cdots + u_k = \tfrac{1}{2}\Sigma(u)$$

ein Minimum.

Aus dem Werthe $\beta = \varphi_k$ folgt dann

$$\alpha = \frac{\Sigma(y)}{n} - \beta\frac{\Sigma(x)}{n} = \frac{\Sigma(y)}{n} - \varphi_k\frac{\Sigma(x)}{n}.$$

Da diese Methode fordert, eine von den verschiedenen Werthen von φ als β anzunehmen, also nicht verlangt, einen mittleren Werth etwa zwischen φ_k und φ_{k+1} zu bestimmen, so lässt sich bei einer kleineren Zahl der Beobachtungen von ihr ein genaues Ergebniss nicht erwarten.

Beispiel. Wir hatten im vorletzten Beispiele für den hydraulischen Widder

$$\begin{aligned} 0{,}284 &= \alpha - 3{,}9422\beta, \\ 0{,}548 &= \alpha - 3{,}0637\beta, \\ 0{,}672 &= \alpha - 2{,}6672\beta, \\ 0{,}787 &= \alpha - 2{,}2821\beta, \\ 0{,}847 &= \alpha - 2{,}0115\beta \end{aligned}$$

angegeben; welche Werthe von α und β wir nun die Regel von La Place geben?

Hier ist:

$$\frac{\Sigma(y)}{n} = \frac{0{,}284 + 0{,}548 + 0{,}672 + 0{,}787 + 0{,}847}{5} = \frac{3{,}138}{5} = 0{,}6276;$$

ferner:

$$\frac{\Sigma(x)}{n} = -\frac{3{,}9422 + 3{,}0637 + 2{,}6672 + 2{,}2821 + 2{,}0115}{5} = -\frac{13{,}9667}{5} = -2{,}7933.$$

Die verschiedenen Werthe von φ sind nun:

$$\frac{0,284-0,6276}{2,7933-3,9422}=\frac{0,3436}{1,1489}=0,2991,$$

$$\frac{0,548-0,6276}{2,7933-3,0637}=\frac{0,0796}{0,2704}=0,2944,$$

$$\frac{0,672-0,6276}{2,7933-2,6672}=\frac{0,0444}{0,1261}=0,3521,$$

$$\frac{0,787-0,6276}{2,7933-2,2821}=\frac{0,1594}{0,5112}=0,3118,$$

$$\frac{0,847-0,6276}{2,7933-2,0115}=\frac{0,2194}{0,7818}=0,2806.$$

Wir haben daher in richtiger Reihenfolge folgende Werthe von φ:

0,3521, 0,3116, 0,2991, 0,2944, 0,2806,

und die entsprechenden u ohne Rücksicht auf Vorzeichen:

0,1261, 0,5112, 1,1489, 0,2704, 0,7818;

die halbe Summe der letztern ist aber:

$$\frac{2,8384}{2}=1,4192.$$

Die ersten beiden u geben zusammen 0,6373, also zu wenig; die ersten drei aber 1,7862, also mehr als diese halbe Summe. Doch ist der letztere Werth näher, man wird daher $u_k=1,1489$ und folglich $\beta=\varphi_k=0,2991$, oder für diesen Zweck genügend genau $\beta=0,30$, und

$$\begin{aligned}\alpha &= 0,6276+0,30.2,7933\\ &= 0,6276+0,838\\ &= 1,466\end{aligned}$$

erhalten, während wir früher $\beta=0,29$ und $\alpha=1,44$ gefunden haben.

Lambert gibt in seinen Beiträgen zur Mathematik ein Verfahren, wie zu mehreren gegebenen Punkten eine Gerade zu finden ist, von welcher alle diese Punkte so wenig als möglich abweichen. Da $y=\alpha+\beta x$ eben so gut die Gleichung einer Geraden vorstellen kann, von welcher x die Abscisse und y die Ordinate bezeichnen, so sieht man leicht ein, dass die Aufgabe, für zwei Reihen zusammengehöriger x und y die mittleren Werthe der Constanten α und β zu finden, genau mit der Aufgabe, für zwei Reihen von Coordinaten gewisser Punkte die Ordinate α im Anfangspunkte und die Tangente β des Neigungswinkels einer zwischen diesen Punkten mit möglichst kleinen Abweichungen hindurchgehenden Linie zu finden, übereinstimmt.

Lambert theilt die Anzahl der Punkte in zwei Gruppen, sucht von jeder den Schwerpunkt und nimmt die durch beide Schwerpunkte gehende Gerade für die Gesuchte.

Diese Methode auf dem Wege des Rechnens anzuwenden haben wir aber bereits gezeigt, denn ihr zufolge erhält man aus den gegebenen Gleichungen

$$\begin{aligned} y_1 &= \alpha + \beta x_1 \\ y_2 &= \alpha + \beta x_2 \\ &\vdots \quad\quad \vdots \\ y_n &= \alpha + \beta x_n \\ \hline y_{n+1} &= \alpha + \beta x_{n+1} \\ &\vdots \quad\quad \vdots \\ y_{2n} &= \alpha + \beta x_{2n} \end{aligned}$$

folgende zwei Bestimmungsgleichungen:

$$\frac{y_1 + y_2 + \ldots + y_n}{n} = \alpha + \beta \frac{(x_1 + x_2 + \ldots + x_n)}{n}, \text{ und}$$

$$\frac{y_{n+1} + y_{n+2} + \ldots + y_{2n}}{n} = \alpha + \beta \frac{x_{n+1} + x_{n+2} + \ldots + x_{2n}}{n},$$

woraus sich nun die Coefficienten α und β bestimmen lassen.

Alle diese Methoden haben aber den Fehler, dass sie den durch zusammengehörige Coordinaten oder Werthe von x und y bestimmten Punkten, für welche die Mittellinie zu finden ist, gleichen Einfluss auf die Bestimmung der Richtung dieser Linie beilegen. Dass dies nicht richtig ist, wird aber gleich klar, wenn man bedenkt, dass eine Gerade zwischen zwei sehr entfernten Punkten P_1 und P_7 *Fig.* 8 der Richtung nach von der Mittellinie KL weit weniger abweicht als die Gerade P_1P_2 zwischen zwei nahe liegenden Punkten. Ich lege also denjenigen Versuchen, welche die Gränzen ausmachen, einen grösseren Einfluss auf die Bestimmung der zweiten Constante bei als den Versuchen in der Mitte, und mache deshalb folgende Forderung von der durch die Constanten α und β bestimmten Mittellinie *):

die durch die Constanten α und β bestimmte Gerade gehe so zwischen den durch die beobachteten Werthe von x und y bestimmten Punkten hindurch, dass 1) die algebraische Summe der Abstände dieser Punkte von der Linie, und 2) die algebraische Summe der Producte aus diesen Abständen und den in der gesuchten Linie gemessenen Entfernungen von irgend einem Anfangspunkte gleich Null sei.

Der ersten Forderung wird entsprochen, wenn die Mittellinie durch den Schwerpunkt aller, d. i. durch einen Punkt geht, dessen Abscisse $= \frac{\Sigma(x)}{n}$ und Ordinate $= \frac{\Sigma(y)}{n}$ ist.

Verlegt man nun den Coordinatenanfang nach diesem Punkt, so erhält man folgende neue Abscissen:

$$u_1 = x_1 - \frac{\Sigma(x)}{n}, \quad u_2 = x_2 - \frac{\Sigma(x)}{n}, \quad u_3 = x_3 - \frac{\Sigma(x)}{n} \text{ u. s. w.,}$$

und folgende neue Ordinaten:

$$v_1 = y_1 - \frac{\Sigma(y)}{n}, \quad v_2 = y_2 - \frac{\Sigma(y)}{n}, \quad v_3 = y_3 - \frac{\Sigma(y)}{n} \text{ u. s. w.}$$

*) Methode zur Ausmittelung des Hauptstreichens und Hauptfallens von Lagerstätten in Karsten's Archiv für Bergbau u. s. w. Bd. XIV. Nr. 8. 1840.

Bezeichnet man nun noch den Winkel, welchen diese Linie mit der Axe der x oder u einschliesst, mit ψ, so findet man durch eine einfache Entwickelung:

$$\operatorname{tg} 2\psi = \frac{2\Sigma(uv)}{\Sigma(u^2) - \Sigma(v^2)},$$

woraus dann $\beta = \operatorname{tg}\psi$ leicht zu berechnen ist.

Diese Methode gibt übrigens vollkommen dasselbe Resultat wie die später abzuhandelnde Methode der kleinsten Quadrate *).

Beispiel. Für den Stossheber hatten wir

$$\frac{\Sigma(x)}{n} = 2{,}7933 \text{ und } \frac{\Sigma(y)}{n} = 0{,}6276;$$

es ist also dadurch ein Punkt der zu suchenden Geraden gefunden.

Dann ist:

$u_1 = +1{,}1489$	$v_1 = -0{,}3436$
$u_2 = +0{,}2704$	$v_2 = -0{,}0796$
$u_3 = -0{,}1261$	$v_3 = +0{,}0444$
$u_4 = -0{,}5112$	$v_4 = +0{,}1594$
$u_5 = -0{,}7818$	$v_5 = +0{,}2194$

ferner:

$u_1^2 = 1{,}31997$	$v_1^2 = 0{,}11806$	$u_1 v_1 = 0{,}39476$
$u_2^2 = 0{,}07311$	$v_2^2 = 0{,}00634$	$u_2 v_2 = 0{,}02152$
$u_3^2 = 0{,}01590$	$v_3^2 = 0{,}00197$	$u_3 v_3 = 0{,}00560$
$u_4^2 = 0{,}26133$	$v_4^2 = 0{,}02541$	$u_4 v_4 = 0{,}08148$
$u_5^2 = 0{,}61121$	$v_5^2 = 0{,}04814$	$u_5 v_5 = 0{,}17153$
$\Sigma(u^2) = 2{,}28152$	$\Sigma(v^2) = 0{,}19992$	$\Sigma(uv) = 0{,}67488.$

Jetzt folgt:

$$\operatorname{tang} 2\psi = \frac{2 \cdot 0{,}67488}{2{,}28152 - 0{,}19992} = \frac{1{,}34976}{2{,}08160},$$

$$\log \operatorname{tang} 2\psi = 0{,}8118572 - 1,$$

$$2\psi = 32^\circ\ 57'\ 37'',$$

$$\psi = 16^\circ\ 28'\ 48'';$$

folglich $\operatorname{tang}\psi$ oder der gesuchte Coefficient $\beta = 0{,}295\ldots$, während wir einmal $\beta = 0{,}29$ und das andere Mal $\beta = 0{,}30$ gefunden haben.

Dann folgt noch der andere Coefficient:

$$\alpha = \frac{\Sigma(y)}{n} + \frac{\Sigma(x)}{n} \operatorname{tg}\beta = 0{,}6276 + 0{,}295 \cdot 2{,}7933$$

$$= 0{,}6276 + 0{,}8240 = 1{,}4516.$$

---

*) Die so bestimmte Mittellinie ist zugleich die freie Axe (s. Artikel CENTRIFUGALKRAFT) für ein System gleicher, in den gegebenen Punkten befindlicher Massen.

Ehe von der Methode der kleinsten Quadrate gehandelt werden kann, möchte es angemessen sein, noch die Hauptbegriffe und einige Lehrsätze der Wahrscheinlichkeitsrechnung überhaupt zu resumiren.

Für das Eintreffen oder das Sichzutragen einer gewissen Begebenheit (Bewegung, Handlung oder Zustand eines Dinges) gibt es zweierlei Fälle oder Chancen, nämlich günstige und ungünstige.

Jene führen eine gewisse Begebenheit herbei, diese aber bewirken das Gegentheil. Sind alle Fälle günstig, so ist die Begebenheit gewiss (*certain*), ausserdem aber ungewiss oder wahrscheinlich (*probable*) im weiteren Sinne. Eine ungewisse Begebenheit ist aber um so wahrscheinlicher, je grösser die Anzahl günstiger Fälle in Beziehung auf die Anzahl aller Fälle ist.

Wenn man die Wahrscheinlichkeit als einen Theil der Gewissheit betrachtet, so erhält man die mathematische Wahrscheinlichkeit (*probabilité mathématique*). Die Wahrscheinlichkeitsrechnung (*calcul conjectural* oder *calcul des probabilités*) gibt allgemeine Regeln zur Auffindung der mathematischen Wahrscheinlichkeiten.

Ist n die Anzahl der einem gewissen Ereignisse günstigen Fälle und N die Anzahl aller möglichen Fälle, so ist die Wahrscheinlichkeit dieses Ereignisses $w = \frac{n}{N}$.

Ist die Anzahl der Fälle begränzt und bestimmbar, so heisst diese Wahrscheinlichkeit eine Wahrscheinlichkeit *a priori* oder aus Gründen; wenn aber die Anzahl der Fälle unbegränzt ist und man zu ihrer Ermittelung Beobachtungen oder Erfahrungen zu Hülfe nehmen muss, so hat man es mit der Wahrscheinlichkeit aus Beobachtungen oder *a posteriori* zu thun.

Nach Gerstner's Angaben verunglücken in den Vereinigten Staaten von Nordamerica von den (1838) dort befindlichen 800 Dampfschiffen jährlich 13. Hiernach wäre nun, wenn die Umstände sich nicht ändern, die Erfahrungswahrscheinlichkeit des Verunglückens von einem bestimmten Schiffe, z. B. des Ambassador während eines Jahres:

$$w = \frac{13}{800} = 0{,}01625$$

oder $\frac{1}{62}$ bis $\frac{1}{61}$. Wären hingegen in einem Jahre bestimmt 20 Dampfschiffe zu Grunde gegangen, so würde die Wahrscheinlichkeit *a priori*, dass sich unter diesen ein gewisses, z. B. die Sultana befindet, sein:

$$w = \frac{20}{800} = \frac{1}{40}.$$

Die Unwahrscheinlichkeit eines Ereignisses oder die Wahrscheinlichkeit des Nichteintreffens ist $w_1 = 1 - w$, weil $w + w_1 = 1$ die Gewissheit gibt.

So ist z. B. die Wahrscheinlichkeit, dass sich die Sultana nicht unter den 20 verunglückten Dampfschiffen befindet,

$$w_1 = 1 - \frac{1}{40} = \frac{39}{40}.$$

Man unterscheidet von der eben betrachteten absoluten Wahrscheinlichkeit die relative Wahrscheinlichkeit, wobei alle diejenigen Fälle ausgeschlossen werden, welche weder die eine noch die andere Begebenheit herbeiführen. Gibt es für das Ereigniss $A = n$ (3),

für B aber n_1 (5), in allem aber $N(20)$ Fälle, wobei aber $N > n + n_1$ ist, so hat man die diesen Fällen entsprechenden absoluten Wahrscheinlichkeiten:

$$w = \frac{n}{N}\left(\frac{3}{20}\right) \text{ und } w_1 = \frac{n_1}{N}\left(\frac{5}{20}\right),$$

die relativen aber:

$$W = \frac{n}{n + n_1} \text{ und } W_1 = \frac{n_1}{n + n_1}, \text{ oder}$$

$$W = \frac{w}{w + w_1}\left(\frac{3}{8}\right) \text{ und } W_1 = \frac{w_1}{w + w_1}\left(\frac{5}{8}\right).$$

Eine weitere Unterscheidung der Wahrscheinlichkeit ist die der einfachen und der zusammengesetzten Wahrscheinlichkeit. Während die einfache Wahrscheinlichkeit nur auf ein Ereigniss Rücksicht nimmt, berücksichtigt diese das Zusammentreffen mehrerer Begebenheiten.

Ist N wieder die Anzahl aller Fälle, und sind n_1, n_2, n_3 u. s. w. die einem oder verschiedenen Ereignissen günstigen Fälle, so ist die Wahrscheinlichkeit für das Eintreffen eines dieser Ereignisse:

$$w = \frac{n_1 + n_2 + n_3}{N} = \frac{n_1}{N} + \frac{n_2}{N} + \frac{n_3}{N}, \text{ oder}$$

$$w = w_1 + w_2 + w_3;$$

es ist also die zusammengesetzte Wahrscheinlichkeit (w) der Summe der einfachen Wahrscheinlichkeiten gleich.

Damit ein Ereigniss, für welches es n günstige Fälle gibt, $m$mal hinter einander wiederholt werde, ist die Wahrscheinlichkeit:

$$W = \left(\frac{n}{N}\right)^m = w^m,$$

wenn w die einfache Wahrscheinlichkeit $\frac{n}{N}$ bezeichnet.

Hat man z. B. gefunden, dass im Mittel unter 100 Beobachtungen drei missglücken, so ist die Wahrscheinlichkeit, bei einer Beobachtung einen Fehler zu begehen, $\frac{3}{100}$, also die Wahrscheinlichkeit, keinen zu begehen, $w = \frac{97}{100}$; hingegen die Wahrscheinlichkeit, 16 nach einander folgende Beobachtungen fehlerlos auszuführen:

$$W = w^{16} = (0{,}97)^{16} = 0{,}61425.$$

Wenn von N_1 Fällen einer Art n_1 günstige, von N_2 Fällen n_2 günstige, von N_3 Fällen n_3 günstige u. s. w. vorhanden, also die einfachen Wahrscheinlichkeiten:

$$w_1 = \frac{n_1}{N_1}, \quad w_2 = \frac{n_2}{N_2}, \quad w_3 = \frac{n_3}{N_3} \text{ u. s. w.}$$

sind, so ist die Wahrscheinlichkeit für das Zusammentreffen aller dieser Begebenheiten:

$$w = \frac{n_1}{N_1} \cdot \frac{n_2}{N_2} \cdot \frac{n_3}{N_3} = w_1 \cdot w_2 \cdot w_3.$$

Beispiel. Von einem ausgemessenen zwanzigseitigen Raumpolygone weiss man, dass darin zwei Fehler in den Längen der Seiten, ein Fehler in der Neigung derselben gegen den Horizont und vier Fehler in der Richtung

ihrer Horizontalprojectionen gegen die Mittagslinie vorkommen; wie gross ist nun die Wahrscheinlichkeit, dass in einer von diesen Seiten, z. B. in der neunten, wenigstens ein Fehler sei?

Die Wahrscheinlichkeit für einen Fehler in der Länge ist $\frac{2}{20} = \frac{1}{10}$, die für einen Fehler in der Neigung $\frac{1}{20}$, und die für einen Fehler in der Richtung $\frac{4}{20}$. Die Wahrscheinlichkeit, dass alle drei Fehler in der Seite zugleich vorkommen, ist:

$$\frac{2}{20} \cdot \frac{1}{10} \cdot \frac{4}{20} = \frac{8}{8000} = \frac{1}{1000}.$$

Die Wahrscheinlichkeit, dass die Seite fehlerfrei ist, ist:

$$\left(1-\frac{2}{20}\right)\left(1-\frac{1}{20}\right)\left(1-\frac{4}{20}\right) = \frac{5472}{8000} = \frac{684}{1000}.$$

Die Wahrscheinlichkeit, dass in der gedachten Polygonseite wenigstens ein Fehler sei, ist aber:

$$1 - \frac{684}{1000} = \frac{316}{1000}.$$

Noch ist die Wahrscheinlichkeit für einen Fehler in der Länge und keinen in den Winkeln

$$= \frac{2}{20}\left(1-\frac{1}{20}\right)\left(1-\frac{4}{20}\right) = \frac{608}{8000} = \frac{76}{1000},$$

und die Wahrscheinlichkeit für einen Fehler in der Länge und nur einen in den Winkeln

$$= \frac{2}{20}\left(1-\frac{1}{20}\right)\frac{4}{20} + \frac{2}{20}\left(1-\frac{4}{20}\right)\frac{1}{20} = \frac{19}{1000} + \frac{4}{1000} = \frac{23}{1000}.$$

Die Wahrscheinlichkeit für einen Fehler in den Winkeln und keinen in der Seitenlänge ist:

$$\left(1-\frac{2}{20}\right)\left(1-\frac{1}{20}\right)\frac{4}{20} + \left(1-\frac{2}{20}\right)\left(1-\frac{4}{20}\right)\frac{1}{20} = \frac{171}{1000} + \frac{36}{1000} = \frac{207}{1000},$$

und endlich die Wahrscheinlichkeit für beide Winkelfehler, aber ohne Fehler in der Seitenlänge:

$$\left(1-\frac{2}{20}\right)\frac{1}{20} \cdot \frac{4}{20} = \frac{9}{1000}.$$

Die Wahrscheinlichkeit für Fälle mit wenigstens einem Fehler ist folgende Summe:

$$\frac{1}{1000} + \frac{76}{1000} + \frac{23}{1000} + \frac{207}{1000} + \frac{9}{1000} = \frac{316}{1000},$$

wie schon oben auf anderem Wege gefunden wurde.

Für unseren Zweck ist besonders wichtig die Bestimmung der Wahrscheinlichkeiten bei wiederholten Versuchen derselben Zufälle, z. B. wenn man mehrere Mal hinter einander aus einer Urne mit verschiedenfarbigen Kugeln jedesmal eine bestimmte Anzahl blindlings herausnimmt und dieselben vor jedem folgenden Zuge wieder hineinlegt.

Es seien in der Urne m weisse und n schwarze Kugeln. Die Wahrscheinlichkeit, bei einem Griff eine weisse Kugel zu ziehen, ist $\frac{m}{m+n}$, und die Wahrscheinlichkeit, eine schwarze Kugel zu erhalten, ist $\frac{n}{m+n}$.

Die Wahrscheinlichkeit, in zwei Zügen jedesmal eine weisse Kugel (W, W) zu ziehen, ist

$$= \frac{m}{m+n} \cdot \frac{m}{m+n} = \left(\frac{m}{m+n}\right)^2,$$

die Wahrscheinlichkeit aber, erst eine weisse und dann eine schwarze Kugel (WS) zu ziehen, ist

$$= \frac{m}{m+n} \cdot \frac{n}{m+n} = \frac{mn}{(m+n)^2};$$

ebenso die Wahrscheinlichkeit, (SW) zu ziehen,

$$= \frac{n}{m+n} \cdot \frac{m}{m+n} = \frac{mn}{(m+n)^2},$$

also die Wahrscheinlichkeit, in zwei Zügen eine weisse und eine schwarze Kugel überhaupt zu ziehen, $= \frac{2mn}{(m+n)^2}$; endlich die Wahrscheinlichkeit, in beiden Zügen eine schwarze Kugel zu erhalten,

$$= \frac{n}{m+n} \cdot \frac{n}{m+n} = \left(\frac{n}{m+n}\right)^2.$$

Wenn man ferner drei Mal hinter einander zieht, so ist die Wahrscheinlichkeit

für $WWW = \frac{m^3}{(m+n)^3}$,

„ $WWS = \frac{m^2 n}{(m+n)^3}$,

„ $WSW = \frac{m^2 n}{(m+n)^3}$,

„ $SWW = \frac{m^2 n}{(m+n)^3}$,

also für zwei weisse und eine schwarze Kugel überhaupt $= \frac{3m^2 n}{(m+n)^3}$;

ferner für $SSW = \frac{mn^2}{(m+n)^3}$,

„ $SWS = \frac{mn^2}{(m+n)^3}$,

„ $WSS = \frac{mn^2}{(m+n)^3}$,

also für eine weisse und zwei schwarze Kugeln überhaupt $= \frac{3mn^2}{(m+n)^3}$;

endlich die Wahrscheinlichkeit für $SSS = \frac{n^3}{(m+n)^3}$.

Es ist leicht einzusehen, dass die Wahrscheinlichkeit, in vier Zügen $WWWW$ zu ziehen, $= \frac{m^4}{(m+n)^4}$ ist,

für *WWWS* in willkürlicher Folge $= \frac{4m^3n}{(m+n)^4}$,

„ *WWSS* „ „ „ $= \frac{6m^2n^2}{(m+n)^4}$,

„ *WSSS* „ „ „ $= \frac{4mn^3}{(m+n)^4}$,

und für *SSSS* . . . . . $= \frac{n^4}{(m+n)^4}$.

Man sieht, dass die Zahlen vor den gefundenen Buchstabenausdrücken nichts weiter als die einzelnen Binomialcoefficienten sind, und kann leicht beweisen, dass allgemein für p Züge die einzelnen Glieder der $p$ten Potenz von $m+n$ oder von $(m+n)^p$, nämlich

$$m^p,\ pm^{p-1}.n,\ \frac{p(p-1)}{2}m^{p-2}.n^2,\ \frac{p(p-1)(p-2)}{1.2.3}m^{p-3}.n^3\ldots$$

die Zähler der die verschiedenen Wahrscheinlichkeiten ausdrückenden Brüche sind, dass also allgemein, um in p Zügen q weisse und $p-q$ schwarze Kugeln in unbestimmter Ordnung zu erhalten, die Wahrscheinlichkeit

$$\frac{p(p-1)(p-2)\ldots.(p-q+1)}{1.2.3\ .\ .\ .\ .\ q}\cdot\frac{m^{p-q}.n^q}{(m+n)^p}$$

ist. Wäre die Anzahl m der weissen Kugeln gleich der Anzahl n der schwarzen, so hätte man für die einzelnen Glieder der $p$ten Potenz des Binoms von $m+n$ folgende Werthe:

$$m^p,\ pm^p,\ \frac{p(p-1)}{1.2}m^p,\ \frac{p(p-1)(p-2)}{1.2.3}m^p \text{ u. s. w.;}$$

und wäre nun noch $m=n=1$, so gäben die Binomialcoefficienten

$$1,\ p,\ \frac{p(p-1)}{1.2},\ \frac{p(p-1)(p-2)}{1.2.3} \text{ u. s. w.}$$

selbst die Zähler der gesuchten Wahrscheinlichkeiten.

Hiernach sind nun die einzelnen Wahrscheinlichkeiten selbst folgende Werthe:

$$\frac{1}{2^p},\ \frac{p}{2^p},\ \frac{p(p-1)}{1.2}\cdot\frac{1}{2^p},\ \frac{p(p-1)(p-2)}{1.2.3}\cdot\frac{1}{2^p}\ldots.$$

$$\frac{p(p-1)(p-2)\ldots.(p-q+1)}{1.2.3\ .\ .\ .\ .\ q}\cdot\frac{1}{2^p},\ \ldots.\ \frac{p}{2^p},\ \frac{1}{2^p}.$$

Wirft man z. B. eine Münze fünf Mal hinter einander in die Höhe, so ist die Wahrscheinlichkeit, dass jedes Mal beim Auffallen

1) das Bild oben kommt, $= \frac{1}{2^5} = \frac{1}{32}$,

2) das Bild 4 Mal und die Schrift 1 Mal, $= \frac{5}{32}$,

3) „ „ 3 „ „ „ „ 2 „ $= \frac{5.4}{2.32} = \frac{10}{32}$,

4) das Bild 2 Mal und die Schrift 3 Mal, $= \frac{10}{32}$,

5) „ „ 1 „ „ „ „ 4 „ $= \frac{5}{32}$,

6) „ „ 0 „ „ „ „ 5 „ $= \frac{1}{32}$.

Diese Sätze sind genügend, um die Methode der kleinsten Quadrate (grösstentheils nach HAGEN*) in ihren Elementen abzuhandeln, und wir werden dieselbe, dem Zwecke der Encyclopädie entsprechend, selbst ohne Gebrauch des Differentiirens und Integrirens vortragen.

Die unregelmässigen oder zufälligen Fehler einer Messung oder Beobachtung können eben so leicht positiv als negativ sein, weshalb auch das Ergebniss einer Messung zugleich der wahrscheinlichste Werth der gemessenen Grösse ist. Ganz anders ist es aber, wenn man durch Wiederholung der Versuche mehrere Werthe mit Abweichungen gefunden hat; denn dann ist offenbar derjenige Werth der wahrscheinlichere, welcher die kleineren Abweichungen gibt. Wenn man z. B. aus einer Urne mit Kugeln blindlings eine schwarze Kugel zieht, so ist es wahrscheinlich, dass in dieser Urne nur schwarze Kugeln enthalten sind; die Wahrscheinlichkeit wird aber noch erhöht, wenn man nach mehrmaligem Ziehen nur schwarze Kugeln erhalten hat. Hätte man aber mit fünf Ziehungen vier schwarze und eine weisse Kugel erhalten, so wäre es am wahrscheinlichsten, dass die Anzahl der schwarzen Kugeln in der Urne vier Mal so gross sei als die Anzahl der weissen Kugeln. Die zufälligen Fehler einer Messung sind nicht gleich wahrscheinlich; es ist vielmehr wahrscheinlicher, einen kleineren als einen grösseren Fehler bei einer Messung zu begehen. Es ist also die Wahrscheinlichkeit, einen gewissen Fehler zu begehen, von der Grösse des Fehlers selbst abhängig, oder es ist die Wahrscheinlichkeit eines Fehlers eine Function des Fehlers selbst.

Die allgemeinste Voraussetzung, welche man in Betreff der Abhängigkeit zwischen der Wahrscheinlichkeit und Grösse eines Fehlers machen kann, ist: jeder zufällige Fehler im Resultate einer Messung oder Beobachtung ist eine Zusammensetzung (algebraische Summe) von unendlich vielen unendlich kleinen (Elementar-) Fehlern von gleicher Grösse, die eben so leicht positiv als negativ sein können.

Die Annahme einer unendlichen Anzahl von Elementarfehlern ist vollkommen gerechtfertigt, weil bei jeder Messung oder Beobachtung eine unangebbar grosse Anzahl von Umständen und Verhältnissen obwaltet, welche auf das Ergebniss von Einfluss sind. Aber anzunehmen, dass diese Fehler gleich gross sind und eben so leicht positiv als negativ sein können, dazu ist man völlig berechtigt, weil man andere Beziehungen dieser Fehler unter einander nicht kennt, diese Voraussetzung aber die allgemeinste ist.

Durch diese Hypothese, wenn wir sie so nennen dürfen, gelangen wir dahin, die ganze Fehlertheorie auf die eben abgehandelte Lehre von den Wahrscheinlichkeiten bei wiederholten Versuchen zu gründen. Wir können nämlich die Wahrscheinlichkeit eines Fehlers mit der Wahrschein-

*) Grundzüge der Wahrscheinlichkeitsrechnung von G. HAGEN. Berlin 1837

lichkeit, eine gewisse Anzahl weisse und schwarze Kugeln aus einer Urne zu ziehen, vergleichen, wenn in dieser nur eine weisse und eine schwarze Kugel enthalten ist.

Setzen wir die Grösse eines Elementarfehlers $= \pm f$ und nehmen wir an, dass deren Anzahl $= 2n$ sei, dass es also n positive $(+f)$ und n negative $(-f)$ Fehler gebe; dann sind die möglichen Fehler im Resultate, nach ihrer Grösse geordnet, folgende:

$$x_0 = nf - nf = 0,$$
$$x_1 = (n+1)f - (n-1)f = 2f, \text{ oder } x_{-1} = (n-1)f - (n+1)f = -2f,$$
$$x_2 = (n+2)f - (n-2)f = 4f, \text{ oder } x_{-2} = (n-2)f - (n+2)f = -4f,$$
$$x_3 = (n+3)f - (n-3)f = 6f, \text{ oder } x_{-3} = (n-3)f - (n+3)f = -6f,$$
$$\vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots$$
$$x_n = (n+n)f - (n-n)f = 2nf, \text{ oder } x_{-n} = (n-n)f - (n+n)f = -2nf,$$

während ihre respectiven Wahrscheinlichkeiten folgende sind:

$$y_0 = \frac{2n(2n-1)(2n-2)\ldots(n+1)}{1.2.3\ldots n} \cdot \frac{1}{2^{2n}},$$
$$y_1 = \frac{2n(2n-1)(2n-2)\ldots(n+2)}{1.2.3\ldots(n-1)} \cdot \frac{1}{2^{2n}},$$
$$y_2 = \frac{2n(2n-1)(2n-2)\ldots(n+3)}{1.2.3\ldots(n-2)} \cdot \frac{1}{2^{2n}},$$
$$\vdots \quad \vdots$$
$$y_{n-2} = \frac{2n(2n-1)}{1.2} \cdot \frac{1}{2^{2n}}, \quad y_{n-1} = \frac{2n}{2} \cdot \frac{1}{2^{2n}}, \quad y_n = \frac{1}{2^{2n}}.$$

Wenn man von einem gewissen Anfangspunkte A_0 *Fig.* 9 aus die positiven und negativen Fehler x zu beiden Seiten als Abscissen und in den Endpunkten die entsprechenden Wahrscheinlichkeiten y rechtwinklig als Ordinaten aufträgt, so bekommt man die Curve, welche die Abhängigkeit der Wahrscheinlichkeiten von den Grössen der Fehler veranschaulicht.

Für $n = 5$ hätte man z. B.:

$$x_0 = 0, \quad y_0 = \frac{10.9.8.7.6}{1.2.3.4.5} \cdot \frac{1}{2^{10}} = \frac{252}{1024},$$
$$x_{\pm 1} = \pm 2f, \quad y_1 = \frac{10.9.8.7}{1.2.3.4} \cdot \frac{1}{2^{10}} = \frac{210}{1024},$$
$$x_{\pm 2} = \pm 4f, \quad y_2 = \frac{10.9.8}{1.2.3} \cdot \frac{1}{2^{10}} = \frac{120}{1024},$$
$$x_{\pm 3} = \pm 6f, \quad y_3 = \frac{10.9}{1.2} \cdot \frac{1}{2^{10}} = \frac{45}{1024},$$
$$x_{\pm 4} = \pm 8f, \quad y_4 = \frac{10}{1} \cdot \frac{1}{2^{10}} = \frac{10}{1024},$$
$$x_{\pm 5} = \pm 10f, \quad y_5 = \frac{1}{2^{10}} = \frac{1}{1024}.$$

Mit Hülfe dieser Werthe liesse sich die Curve in *Fig.* 9 für die Wahrscheinlichkeiten leicht construiren. 0, $\overline{01}$, $\overline{02}$, $\overline{03}$, $\overline{04}$, $\overline{05}$ sind die

Fehler, und 0α, 0β, 0γ, 0δ, 0ε, 0ζ sind die entsprechenden Wahrscheinlichkeiten. Es braucht wohl kaum erwähnt zu werden, dass die Einheiten für die durch Ordinaten angegebenen Wahrscheinlichkeiten ganz unabhängig sind von den Einheiten der die Fehler ausdrückenden Abscissen.

Die Wahrscheinlichkeit des Fehlers Null ist am grössten und

$$= y_0 = \frac{2n(2n-1)\ldots.(n+1)}{1.2\ldots.n} \cdot \frac{1}{2^n},$$

die des Fehlers $\pm 2f$ aber:

$$y_1 = \frac{n}{n+1} \cdot y_0,$$

die des Fehlers $\pm 4f$:

$$y_2 = \frac{n(n-1)}{(n+1)(n+2)} \cdot y_0,$$

die des Fehlers $\pm 6f$:

$$y_3 = \frac{n(n-1)(n-2)}{(n+1)(n+2)(n+3)} \cdot y_0,$$

und allgemein die Wahrscheinlichkeit des Fehlers $2mf$ (wo m irgend eine ganze Zahl bezeichnet):

$$y_m = \frac{n(n-1)(n-2)\ldots.(n-m+1)}{(n+1)(n+2)\ldots.(n+m)} \cdot y_0.$$

Auch folgt:

$$y_{m+1} - y_m = \frac{n-m}{n+m+1} y_m - y_m$$
$$= -\left(\frac{2m+1}{n+m+1}\right) y_m.$$

Wenn wir noch $2f$ durch die Differenz Δx und $y_{m+1} - y_m$ durch Δy_m ausdrücken, so bekommen wir hiernach das Verhältniss zwischen der Differenz der Wahrscheinlichkeit und der des Fehlers:

$$\frac{\Delta y_m}{\Delta x} = -\left(\frac{2m+1}{n+m+1}\right) \frac{y_m}{\Delta x}.$$

Nun ist aber m unendlich gross gegen 1 und n wieder unendlich gross gegen m, denn $2mf = x$ ist eine den unendlich kleinen Fehler $2f$ m mal enthaltende endliche Linie, und $2nf$ ist eine die endliche Linie unendliche Mal enthaltende unendlich grosse Linie; daher ist

$$\frac{2m+1}{n+m+1} = \frac{2m}{n}$$

zu setzen, und

$$\frac{\Delta y_m}{\Delta x} = -\frac{2m y_m}{n \Delta x}$$

anzunehmen.

Setzen wir nun noch rechts $\Delta x = 2f$ und $m = \frac{x}{2f}$, so erhalten wir

$$\frac{\Delta y}{\Delta x} = -\frac{xy}{2nf^2},$$

wobei wir noch den Index m bei y und Δy weggelassen haben.

Führen wir noch für die unendliche Grösse $4nf^2$ das einfache Zeichen a^2 ein, so bekommen wir:

$$\frac{\Delta y}{\Delta x} = -\frac{2xy}{a^2}, \text{ oder}$$

$$\frac{\Delta y}{y} = -\frac{2x\Delta x}{a^2};$$

also auch:

$$\Sigma\left(\frac{\Delta y}{y}\right) = -\Sigma\left(\frac{2x\Delta x}{a^2}\right).$$

Aber $\Sigma\left(\frac{2x\Delta x}{a^2}\right)$ ergibt sich durch Summation der Ausdrücke, die man erhält, indem man in $\frac{2x\Delta x}{a^2}$ statt x nach und nach Δx, $2\Delta x$, $3\Delta x$.... $m\Delta x$, wobei m unendlich gross ist, setzt; es folgt also:

$$\Sigma\left(\frac{2x\Delta x}{a^2}\right) = \frac{2\Delta x}{a^2}(\Delta x + 2\Delta x + 3\Delta x + ... + m\Delta x)$$

$$= \frac{2\Delta x^2}{a^2}(1 + 2 + 3 + ... + m)$$

$$= \frac{2\Delta x^2}{a^2} \cdot \frac{m^2}{2} = \left(\frac{m\Delta x}{a}\right)^2 = \frac{x^2}{a^2}.$$

Noch ist der Theorie der Logarithmen zufolge

$$\frac{\Delta y}{y} = \text{Log nat}\left(1 + \frac{\Delta y}{y}\right),$$

wobei $\frac{\Delta y}{y}$ unendlich klein vorausgesetzt wird, oder auch

$$= \text{Log nat}\left(\frac{y + \Delta y}{y}\right) = \text{Log nat}\,(y + \Delta y) - \text{Log nat}\,y,$$

weshalb nun folgt, indem man statt y nach und nach y_0, y_1, y_2, y_3.... y_{m-1} und statt $y + \Delta y$: y_1, y_2, y_3.... y_m einsetzt und die erhaltenen Werthe summirt:

$$\begin{aligned}
\Sigma\left(\frac{\Delta y}{y}\right) = {} & \text{Log nat}\ y_1 - \text{Log nat}\,y_0 \\
& + \text{Log nat}\,y_2 - \text{Log nat}\,y_1 \\
& + \text{Log nat}\,y_3 - \text{Log nat}\,y_2 \\
& \vdots \qquad\qquad \vdots \\
& + \text{Log nat}\,y_{m-1} - \text{Log nat}\,y_{m-2} \\
& + \text{Log nat}\,y_m - \text{Log nat}\,y_{m-1} \\
= {} & \text{Log nat}\,y_m - \text{Log nat}\,y_0 = \text{Log nat}\left(\frac{y_m}{y_0}\right),
\end{aligned}$$

oder, wie wir seither geschrieben haben:

$$= \text{Log nat}\left(\frac{y}{y_0}\right).$$

Wir erhalten demnach:

$$\text{Log nat}\left(\frac{y}{y_0}\right) = -\frac{x^2}{a^2},$$

oder, insofern e die Grundzahl 2,7182818 ... des natürlichen oder hyperbolischen Logarithmensystemes ist, die Gleichung der Wahrscheinlichkeitslinie:

$$y = y_0 e^{-\frac{x^2}{a^2}}.$$

Die Wahrscheinlichkeit für den Fehler $x_0 = 0$, d. i.:

$$y_0 = \frac{2n(2n-1)\ldots(n+1)}{1.2.3\ldots n}\cdot\frac{1}{2^{2n}}$$

lässt sich auf folgende Weise einfacher ausdrücken.

Setzt man n nach und nach $= 1, 2, 3, 4, 5$ u. s. w., so bekommt man:

$$(y_0)^2 = \left(\frac{2}{1}\cdot\frac{1}{2^2}\right)^2 = \frac{1}{2}\cdot\frac{1}{2},$$

$$(y_0)^2 = \left(\frac{4.3}{1.2}\cdot\frac{1}{2^3}\right)^2 = \frac{1.3.3}{2.2.4}\cdot\frac{1}{4},$$

$$(y_0)^2 = \left(\frac{6.5.4}{1.2.3}\cdot\frac{1}{2^6}\right)^2 = \frac{1.3.3.5.5}{2.2.4.4.6}\cdot\frac{1}{6},$$

$$(y_0)^2 = \left(\frac{8.7.6.5}{1.2.3.4}\cdot\frac{1}{2^8}\right)^2 = \frac{1.3.3.5.5.7.7}{2.2.4.4.6.6.8}\cdot\frac{1}{8} \text{ u. s. w.}$$

Aber die analytische Trigonometrie gibt:

$$\sin\varphi = \varphi\left(1-\frac{\varphi}{\pi}\right)\left(1+\frac{\varphi}{\pi}\right)\left(1-\frac{\varphi}{2\pi}\right)\left(1+\frac{\varphi}{2\pi}\right)\left(1-\frac{\varphi}{3\pi}\right)\left(1+\frac{\varphi}{3\pi}\right)\ldots,$$

und:

$$\cos\varphi = \left(1-\frac{2\varphi}{\pi}\right)\left(1+\frac{2\varphi}{\pi}\right)\left(1-\frac{2\varphi}{3\pi}\right)\left(1+\frac{2\varphi}{3\pi}\right)\left(1-\frac{2\varphi}{5\pi}\right)\left(1+\frac{2\varphi}{5\pi}\right)\ldots;$$

demnach folgt, indem man

$$\varphi = \frac{\pi}{4}, \text{ also } \text{tang}\,\varphi = \frac{\sin\varphi}{\cos\varphi} = 1$$

setzt, aus der Division dieser Gleichungen:

$$1 = \frac{\frac{\pi}{4}\left(1-\frac{1}{4}\right)\left(1+\frac{1}{4}\right)\left(1-\frac{1}{8}\right)\left(1+\frac{1}{8}\right)\left(1-\frac{1}{12}\right)\left(1+\frac{1}{12}\right)\ldots}{\left(1-\frac{1}{2}\right)\left(1+\frac{1}{2}\right)\left(1-\frac{1}{6}\right)\left(1+\frac{1}{6}\right)\left(1-\frac{1}{10}\right)\left(1+\frac{1}{10}\right)\ldots},$$

und sonach der zuerst von Wallis gefundene Ausdruck für $\frac{\pi}{2}$:

$$\frac{\pi}{2} = \frac{2.2.4.4.6.6.8.8.10.10\ldots}{1.3.3.5.5.7.7.9.9.11\ldots}.$$

Durch Vergleichung dieses Werthes mit $(y_0)^2$ findet man aber sogleich:

$$y_0^2 = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{1}{2n} = \frac{1}{\pi n}, \text{ also } y_0 = \sqrt{\frac{1}{\pi n}},$$

und die gesuchte Wahrscheinlichkeit eines Fehlers x:

$$y = \frac{e^{-\frac{x^2}{a^2}}}{\sqrt{n\pi}}.$$

Die Wahrscheinlichkeit y, einen bestimmten Fehler $\pm x$ zu begehen, ist unendlich klein, wie es auch schon die unendlich grosse Zahl n im Nenner zu erkennen gibt. Sie wird aber zu einer endlichen Zahl, wenn der Fehler nur innerhalb gewisser Gränzen x_k und x_m liegen soll.

Der Flächenraum zwischen der Wahrscheinlichkeitscurve USU_1 *Fig.* 10 und ihrer Abscissenaxe ist:

$$F = 2.2f(y_0 + y_1 + y_2 + \cdots + y_n);$$

aber die Summe $2(y_0 + y_1 + y_2 + \cdots + y_n)$ aller Wahrscheinlichkeiten ist die Gewissheit = Eins, daher folgt auch $F = 2f$.

Die Wahrscheinlichkeit, einen Fehler innerhalb der Gränzen $x = 0$ und $x = x_m$ zu finden, ist nun die Summe aller Wahrscheinlichkeiten $y_0, y_1, y_2 \cdots y_m$, oder auch das Verhältniss des Flächenstückes über der Abscisse der ganzen Fläche F; sie ist daher auch durch die Summenformel:

$$\frac{\Delta x \Sigma\left(e^{-\frac{x^2}{a^2}}\right)}{2f\sqrt{n\pi}} = \frac{\Delta x \Sigma\left(e^{-\frac{x^2}{a^2}}\right)}{a\sqrt{\pi}},$$

worin nach und nach $x = \Delta x$, $2\Delta x$, $3\Delta x$ u. s. w., oder:

$$\frac{x}{m}, \frac{2x}{m}, \frac{3x}{m} \cdots \frac{mx}{m}$$

zu setzen ist, gegeben.

Für eine einzige Beobachtungsmethode ist es einerlei, welche Einheit man für die Abscissen auswählt; es wird daher für unsern Zweck am bequemsten sein, die Grösse a als Einheit festzusetzen, weshalb die Wahrscheinlichkeiten für einen Fehler innerhalb x und $x + \Delta x$

$$= \frac{\Delta x . e^{-x^2}}{\sqrt{\pi}},$$

sowie die Wahrscheinlichkeit eines Fehlers innerhalb der Gränzen $x = 0$ und x_m oder x

$$w = \frac{\Delta x \Sigma(e^{-x^2})}{\sqrt{\pi}}$$

ausfällt.

Es ist nun Aufgabe der Methode der Quadraturen, die Summation von e^{-x^2} für $x = \frac{x}{m}, \frac{2x}{m}, \frac{3x}{m} \ldots$ bis $\frac{mx}{m}$ zu leisten; in der folgenden Tabelle sind aber die verschiedenen Werthen von x entsprechenden Werthe von y und w für den künftigen Gebrauch zusammengestellt. Die vierte, fünfte und sechste Columne enthalten die Differenzen, welche nach bekannten Regeln des Einschaltens von Gliedern zu gebrauchen sind.

Tafel für die Ordinaten und Flächenräume der Wahrscheinlichkeitslinie.

Abscissen x.	Ordinaten y.	Flächenräume w, von der Mitte aus gerechnet.	Differenzen. erste	zweite	dritte
0,0	0,56419	0,000000	+ 0,056232	— 0,00111	— 0,00105
0,1	0,55858	0,056232	+ 0,055120	— 0,00216	— 0,00092
0,2	0,54206	0,111352	+ 0,052961	— 0,00308	— 0,00075
0,3	0,51562	0,164313	+ 0,049882	— 0,00383	— 0,00055
0,4	0,48077	0,214195	+ 0,046054	— 0,00438	— 0,00033
0,5	0,43939	0,260249	+ 0,041679	— 0,00471	— 0,00011
0,6	0,36362	0,301928	+ 0,036973	— 0,00482	+ 0,00007
0,7	0,34564	0,338901	+ 0,032149	— 0,00475	+ 0,00025
0,8	0,29749	0,371050	+ 0,027404	— 0,00450	+ 0,00035
0,9	0,25098	0,398454	+ 0,022896	— 0,00415	+ 0,00046
1,0	0,20755	0,421350	+ 0,018752	— 0,00369	+ 0,00048
1,1	0,16824	0,440102	+ 0,015055	— 0,00321	+ 0,00050
1,2	0,13368	0,455157	+ 0,011848	— 0,00271	+ 0,00048
1,3	0,10411	0,467005	+ 0,009139	— 0,00223	+ 0,00044
1,4	0,07949	0,476144	+ 0,006910	— 0,00179	+ 0,00039
1,5	0,05947	0,483054	+ 0,005122	— 0,00140	+ 0,00033
1,6	0,04361	0,488176	+ 0,003721	— 0,00107	+ 0,00027
1,7	0,03135	0,491897	+ 0,002650	— 0,00080	+ 0,00021
1,8	0,02210	0,494547	+ 0,001850	— 0,00059	+ 0,00018
1,9	0,01526	0,496397	+ 0,001266	— 0,00041	+ 0,00013
2,0	0,01033	0,497663	+ 0,000849	— 0,00029	+ 0,00009
2,1	0,00686	0,498512	+ 0,000558	— 0,00020	+ 0,00007
2,2	0,00446	0,499070	+ 0,000360	— 0,00013	+ 0,00004
2,3	0,00284	0,499430	+ 0,000227	— 0,00009	+ 0,00003
2,4	0,00178	0,499657	+ 0,000142	— 0,00006	+ 0,00003
2,5	0,00109	0,499799	+ 0,000085	— 0,00003	+ 0,00001
2,6	0,00065	0,499884	+ 0,000051	— 0,00002	
2,7	0,00039	0,499935	+ 0,000029	— 0,00001	
2,8	0,00022	0,499964	+ 0,000017		
2,9	0,00012	0,499981	+ 0,000010		
3,0	0,00007	0,499991	+ 0,000005		
3,1	0,00004	0,499996	+ 0,000003		
3,2	0,00001	0,499999	+ 0,000001		
3,3	0,00000	0,500000			

Man ersieht aus dieser Tabelle, dass schon für $x = 3{,}3$ die Ordinate durch eine Zahl mit 5 Decimalstellen nicht mehr angebbar ist und von hier an der Flächenraum von $\frac{1}{2}$ schon um weniger als ein Millionstheil verschieden ist, überzeugt sich also hiermit, in Uebereinstimmung

mit der Figur, von der schnellen Abnahme der Wahrscheinlichkeiten grösserer Fehler.

Es wäre also hiernach die Wahrscheinlichkeit, einen mit der Einheit a gemessenen, zwischen 0 und 3,3 liegenden Fehler zu begehen, $= \frac{1}{2}$ zu setzen, dagegen die Wahrscheinlichkeit nur 0,421350 anzunehmen, wenn der Fehler zwischen 0 und 1 enthalten sein soll. Ebenso folgt demnach die Wahrscheinlichkeit für einen Fehler zwischen 1 und $3,3 = 0,5 - 0,421350 = 0,078650$; dagegen die Wahrscheinlichkeit für einen Fehler zwischen $+1$ und $-1 = 2 . 0,421350 = 0,842700$ und für einen Fehler zwischen $-\frac{1}{2}$ und $-1 = 0,421350 - 0,260249 = 0,161101$ u. s. w. Wollte man die Wahrscheinlichkeit für einen Fehler zwischen 0 und $\frac{1}{4}$ finden, so müsste man erst ein Glied interpoliren, nach der vorher gefundenen Interpolationsformel:

$$y_x = y_0 + \frac{x}{\Delta x}\Delta y_0 + \frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\frac{\Delta^2 y_0}{1.2} + \frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\left(\frac{x}{\Delta x} - 2\right)\frac{\Delta^3 y_0}{1.2.3},$$

worin nun der Tabelle zufolge

$$y_0 = 0,338901,$$
$$\frac{x}{\Delta x} = \frac{0,75 - 0,70}{0,80 - 0,70} = \frac{1}{2},$$
$$\Delta y_0 = 0,032149,$$
$$\Delta^2 y_0 = -0,00475 \text{ und}$$
$$\Delta^3 y_0 = +0,00025$$

zu nehmen ist.

Wir erhalten sonach die gesuchte Wahrscheinlichkeit:

$$y_x = 0,338901 + \frac{1}{2} . 0,032149 + \frac{1}{4} . \frac{0,00475}{2} + \frac{1}{16} . 0,00025$$

$$= \begin{cases} 0,338901 \\ +\ 0,016074 \\ +\ 0,000594 \\ +\ 0,000016 \end{cases}$$

$$= 0,355585.$$

Durch wiederholte Beobachtungen oder Messungen kann man in der Regel leicht den wahrscheinlichen Fehler jeder einzelnen Beobachtung finden. Vergleicht man nun diesen Werth mit dem Werthe, welchen uns die Wahrscheinlichkeitscurve gibt, so gelangen wir erst dazu, die seither angenommene Einheit a in ihrer Grösse zu finden. Der wahrscheinlichste Werth aber ist derjenige, welcher durch eine Reihe von Beobachtungen eben so oft überschritten als nicht erreicht wird. Wenn also n Fehler über w und n Fehler unter w sind, so ist w selbst der wahrscheinliche Fehler. Es folgt nun auch, dass der wahrscheinliche Fehler derjenige ist, dessen Wahrscheinlichkeit $\frac{1}{2}$ von der halben Fläche F, d. i. $= \frac{1}{4}$ ist. Durch Interpolation lässt sich nun finden, dass die Abscisse $AB = x = 0,47694$ es ist, deren Ordinate BC die beiden Hälften der Fläche F halbirt, weshalb demnach auch der in der Einheit a gemessene wahrscheinliche Fehler sich 0,47694 ergibt.

Diesen Werth kann man auf folgende Weise durch die angeführte Interpolationsformel berechnen.

Es ist:

$$y_x = \tfrac{1}{4} = 0{,}250000,$$
$$y_0 = 0{,}214195,$$
$$\Delta y_0 = 0{,}046054,\quad \Delta^2 y_0 = -0{,}00438,\quad \Delta^3 y_0 = -0{,}00033,$$
$$\Delta x = 0{,}5 - 0{,}4 = 01$$

und x unbekannt.

Aus $y_x = y_0 + \frac{x\Delta y}{\Delta x}$ folgt:

$$x = \frac{0{,}250000 - 0{,}214195}{0{,}46054} = 0{,}0777457.$$

Setzt man diesen Werth in die zwei letzten Glieder von

$$y_x = y_0 + \frac{x\Delta y_0}{\Delta x} + \frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\frac{\Delta^2 y_0}{2} + \frac{x}{\Delta x}\left(\frac{x}{\Delta x} - 1\right)\left(\frac{x}{\Delta x} - 2\right)\frac{\Delta^3 y_0}{6},$$

so folgt noch schärfer:

$$x = 0{,}0777457 - \frac{0{,}0777457}{0{,}046054}(1 - 0{,}777457)\frac{0{,}00438}{2}$$
$$+ \frac{0{,}0777}{0{,}04605}(1 - 0{,}7774)(2 - 0{,}7774)\frac{0{,}00033}{6}$$
$$= 0{,}0777457 - 0{,}0008227 + 0{,}000025$$
$$= 0{,}076923 + 0{,}000025$$
$$= 0{,}076948.$$

Addirt man diesen Werth zu dem anfänglichen $x = 0{,}4$, dessen Wahrscheinlichkeit 0,214195 ist, so bekommt man nahe den gesuchten Werth 0,47694 für den wahrscheinlichen Fehler (W).

Noch kann man die Fläche $\frac{F}{2}$ durch Ordinaten in andere Verhältnisse theilen und die entsprechenden x oder Fehler finden. Die Ergebnisse einiger solcher Theilungen enthält folgende Tabelle:

Verhältniss des äusseren Flächenstückes zum innern.	Entsprechender Fehler x.
1 : 1	$0{,}4769 = 1{,}00\,w$
1 : 2	$0{,}6841 = 1{,}43\,w$
1 : 4	$0{,}9062 = 1{,}90\,w$
1 : 8	$1{,}1266 = 2{,}36\,w$
1 : 16	$1{,}3362 = 2{,}80\,w$
1 : 32	$1{,}5318 = 3{,}21\,w$
1 : 64	$1{,}7133 = 3{,}59\,w$
1 : 128	$1{,}8818 = 3{,}95\,w$
1 : 256	$2{,}0410 = 4{,}28\,w$
1 : 512	$2{,}190 = 4{,}59\,w$
1 : 1024	$2{,}330 = 4{,}88\,w$

Dieser Tafel zufolge kann man also 1 gegen 1 wetten, dass der Fehler w, 1 gegen 2, dass er $1{,}43\,w$, 1 gegen 4, dass er $1{,}90\,w$ ist, aber 1 gegen 1024, dass er die Grösse $4{,}88\,w = 2{,}330$ erreiche.

Auch kann man wetten:

1	gegen	1	dass	der	Fehler	nicht	übertrifft	w,
1	„	4,6383	„	„	„	„	„	$2w$,
1	„	22,239	„	„	„	„	„	$3w$,
1	„	158,59	„	„	„	„	„	$4w$,
1	„	1384,0	„	„	„	„	„	$5w$,
1	„	20000	„	„	„	„	„	$6w$.

Es ist also höchst unwahrscheinlich, grosse Fehler (zufällige) zu begehen.

Da sich der wahrscheinliche Fehler einer Reihe von Beobachtungen durch blosses Abtheilen in zwei Fehlerreihen ergibt, so ist es nicht möglich, dann, wenn die Anzahl der Beobachtungen klein ist, diesen Fehler mit genügender Schärfe zu finden, wie auch schon bei der Entwickelung der Methode von La Place gezeigt wurde; sondern es ist zu diesem Zwecke weit mehr der mittlere Fehler geeignet. Wir verstehen aber unter demselben das arithmetische Mittel aller auf einerlei Wahrscheinlichkeit reducirter Fehler, die nagativen auch als positiv angesehen. Sind die sich aus den Beobachtungen ergebenden Fehler nicht gross, so weichen, wie der Anblick der Wahrscheinlichkeitscurve lehrt, die Wahrscheinlichkeiten dieser Fehler so wenig von einander ab, dass sie als gleich angesehen werden können, und dann gibt das arithmetische Mittel der einzelnen alle als positiv anzusehenden Fehler den mittleren Fehler unmittelbar. Bei einer unendlichen Anzahl von Fehlern aber, welche der gefundenen Wahrscheinlichkeitsgleichung entspricht, müssen wir die Fehler mit ihren Wahrscheinlichkeiten multipliciren und die Summe der Producte durch die Summe der sämmtlichen Wahrscheinlichkeiten dividiren, um den mittleren Fehler zu finden.

Hiernach ist also:

$$M = \frac{\Sigma(xy)}{\Sigma(y)},$$

oder da der späteren Annahme zufolge $2\Delta x \Sigma(y) = 1$ ist:

$$M = 2\Delta x \Sigma(xy) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \Sigma(e^{-x^2} . x\Delta x),$$

worin nach und nach $x = \frac{x}{m}, \frac{2x}{m}, \frac{3x}{m} \ldots \frac{mx}{m}$ zu setzen ist.

Bezeichnet man nun x^2 durch u, so folgt, indem man x um Δx und u um Δu vermehrt:

$$u + \Delta u = (x + \Delta x)^2 = x^2 + 2x\Delta x + \Delta x^2,$$

folglich ist dann $\Delta u = 2x\Delta x + \Delta x^2$, oder, da wir Δx nur sehr (unendlich) klein annehmen müssen, also Δx^2 gegen $2x\Delta x$ verschwindet:

$$\Delta u = 2x\Delta x, \text{ also}$$

$$x\Delta x = \frac{\Delta u}{2} \text{ und}$$

$$M = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \Sigma(e^{-u} . \Delta u).$$

Nun ist aber

$$e^{-(u+\Delta u)} - e^{-u} = e^{-u}.e^{-\Delta u} - e^{-u} = e^{-u}(e^{-\Delta u} - 1),$$

und $e^{-\Delta u} = 1 - \Delta u$, daher

$$e^{-(u+\Delta u)} - e^{-u} = -e^{-u}\Delta u;$$

und sonach:

$$e^{-u}\Delta u = e^{-u} - e^{-(u+\Delta u)},$$

so wie:

$$\Sigma(e^{-u}.\Delta u) = \begin{cases} e^{-0} - e^{-\Delta u} \\ e^{-\Delta u} - e^{-2\Delta u} \\ e^{-2\Delta u} - e^{-3\Delta u} \\ e^{-3\Delta u} - e^{-4\Delta u} \\ \vdots \qquad \vdots \\ e^{-(m-1)\Delta u} - e^{-m\Delta u} \end{cases}$$

$$= e^{-0} - e^{-u} = 1 - e^{-u} = 1 - e^{-x^2},$$

also für $x = \infty$

$$= 1 - e^{-\infty^2} = 1 - \frac{1}{e^{\infty^2}} = 1;$$

und folglich der Werth für die mittlere Wahrscheinlichkeit:

$$M = \frac{1}{\sqrt{\pi}} = 0{,}56420.$$

Die den mittleren Fehler ausdrückende Abscisse AD ist also gleich der grössten dem Fehler Null angehörenden Wahrscheinlichkeit, welche durch die Ordinate AS in der Mitte ausgedrückt wird.

Hiernach folgt noch:

$$\frac{W}{M} = \frac{0{,}47694}{0{,}56420};$$

daher:

$$W = 0{,}84536\,.M,$$

so wie:

$$M = 1{,}18293\,.W.$$

Die Wahrscheinlichkeitscurve zieht sich in der Mitte parallel zur Abscissenaxe hin; sie neigt sich dann gegen dieselbe und es wird diese Neigung mit der Abscisse immer grösser und grösser, bis dieselbe an einer gewissen Stelle G zu einem Maximum angewachsen ist, von wo sie wieder abnimmt und sich nach den Enden zu dem Parallelismus mit der Abscisse ohne Ende nähert. Bestimmen wir nun den Ort der grössten Neigung. Die Tangente des Winkels $ATG = \alpha$ zwischen der Berührungslinie GT (oder Curve) und der Abscissenaxe AU ist:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{y - y_1}{\Delta x} = \frac{e^{-x^2} - e^{-(x+\Delta x)^2}}{\Delta x\sqrt{x}}, \text{ weil}$$

$$y = \frac{e^{-x^2}}{\sqrt{\pi}} \text{ und } y_1 = \frac{e^{-(x+\Delta x)^2}}{\sqrt{\pi}}$$

zwei benachbarte Ordinaten sind.

Aber $e^{-(x+\Delta x)^2}$ ist auch $= e^{-(x^2+2x\Delta x)}$, weil Δx^2 gegen $2x\Delta x$ vernachlässigt werden kann, ferner $e^{-(x^2+2x\Delta x)}$ ist $= e^{-x^2}.e^{-2x\Delta x}$; daher:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{e^{-x^2}(1-e^{-2x\Delta x})}{\Delta x\sqrt{\pi}}.$$

Weil ferner $e^{-2x\Delta x} = 1-2x\Delta x$ anzunehmen ist, so folgt:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{2x\Delta x.e^{-x^2}}{\Delta x\sqrt{\pi}} = \frac{2xe^{-x^2}}{\sqrt{\pi}}$$

als allgemeiner Ausdruck für die Tangente des Tangentenwinkels α.

Lässt man x um Δx zunehmen, so bekommt man die Tangente des folgenden Tangentenwinkels:

$$\operatorname{tg}\alpha_1 = \frac{2(x+\Delta x)e^{-(x+\Delta x)^2}}{\sqrt{\pi}}$$

$$= \frac{2(x+\Delta x)}{\sqrt{\pi}}e^{-(x^2+2x\Delta x)} = \frac{2(x+\Delta x)}{\sqrt{\pi}}e^{-x^2}.e^{-2x\Delta x}$$

$$= \frac{2(x+\Delta x)}{\sqrt{\pi}}e^{-x^2}(1-2x\Delta x)$$

$$= \frac{2e^{-x^2}}{\sqrt{\pi}}[x+(1-2x^2)\Delta x],$$

weil Δx^2 vernachlässigt werden muss.

Es folgt demnach:

$$\operatorname{tg}\alpha_1 - \operatorname{tg}\alpha = \frac{2e^{-x^2}}{\sqrt{\pi}}(1-2x^2)\Delta x.$$

Weil aber $\operatorname{tg}\alpha$ und so auch α ein Maximum sein soll, so wird das Wachsthum $\operatorname{tg}\alpha_1 - \operatorname{tg}\alpha =$ Null, also $1-2x^2 = 0$, d. i. $x^2 = \frac{1}{2}$, oder $x = \sqrt{\frac{1}{2}}$ der Stelle der grössten Neigung der Curve gegen die Abscissenaxe entsprechen müssen.

Der Werth $x^2 = \frac{1}{2}$ wird das mittlere Fehlerquadrat genannt und möge mit Q^2 bezeichnet werden. Man findet ihn in der That, wenn man die Summe aus dem Producte von den Quadraten der Fehler und den Wahrscheinlichkeiten dieser durch die Summe der Wahrscheinlichkeiten dividirt. Es ist also hiernach:

$$Q^2 = \frac{\Sigma(yx^2\Delta x)}{\Sigma(y\Delta x)} = \frac{2\Sigma(e^{-x^2}.x^2.\Delta x)}{\sqrt{\pi}}.$$

Nun ist aber:

$$2e^{-x^2}.x^2.\Delta x = e^{-x^2}\Delta x - x.e^{-x^2} + (x+\Delta x)^{-(x+\Delta x)^2},$$

wie wir sogleich gesehen haben; es folgt demnach auch:

$$2\Sigma(e^{-x^2}.x^2\Delta x) = \Sigma(e^{-x^2}.\Delta x) + \Sigma[xe^{-x^2} - (x+\Delta x)^{-(x+\Delta x)^2}]$$

$$= \Sigma(e^{-x^2}.\Delta x) - xe^{-x^2}.$$

Aber $\Sigma(e^{-x^2}.\Delta x)$ ist für $x=\infty$ bekanntlich $=\frac{\sqrt{\pi}}{2}$ und xe^{-x^2} ist $=0$, daher folgt $Q^2=\frac{1}{2}$, wie wir schon gefunden haben.

Beispiel. In hundert Zeilen, jede aus 60 ganz zufällig an einander gereihten Ziffern bestehend *), wurden 629 Nullen gefunden, und zwar:

in	einer	Zeile	nur	eine Null,
„	3	Zeilen	aber	2 Nullen,
„	5	„	„	3 „
„	10	„	„	4 „
„	22	„	„	5 „
„	16	„	„	6 „
„	17	„	„	7 „
„	8	„	„	8 „
„	9	„	„	9 „
„	4	„	„	10 „
„	3	„	„	11 „
„	2	„	„	12 „

Demnach war die mittlere Anzahl von Nullen in jeder Zeile $=\frac{629}{100}=6{,}29$, wofür wir aber 6 annehmen wollen, um einfache Zahlenbezeichnungen zu erhalten.

Hiernach erhalten wir nun:

16	mal	den	Fehler	Null,
22 + 17 = 39	mal	den	Fehler	1,
10 + 8 = 18	„	„	„	2,
5 + 9 = 14	„	„	„	3,
3 + 4 = 7	„	„	„	4,
1 + 3 = 4	„	„	„	5,
0 + 2 = 2	„	„	„	6.

Der mittlere Fehler folgt hieraus:

$$M=\frac{16.0+39.1+18.2+14.3+7.4+4.5+2.6}{16+39+18+14+7+4+2}$$
$$=\frac{39+36+42+28+20+12}{100}=1{,}77,$$

und hieraus ein Werth für den wahrscheinlichen Fehler:

$$W=0{,}84536.M=1{,}50.$$

Ferner folgt das mittlere Fehlerquadrat:

$$Q^2=\frac{16.0+39.1+18.4+14.9+7.16+4.25+2.36}{100}$$
$$=\frac{39+72+126+112+100+72}{100}=5{,}21;$$

*) Um nicht unwillkürlich beim Aufschreiben eine Zahl vor der andern zu bevorzugen, wurden hierzu die zwölf letzten Ziffern von den bis auf 48 Decimalstellen berechneten natürlichen Logarithmen der Zahlen 6, 7, 8 .... bis 505 ausgewählt.

daher ergibt sich folgender zweiter Werth für den wahrscheinlichen Fehler:

$$W = 0{,}6745 \,.\, Q = 0{,}6745 \sqrt{5{,}21} = 0{,}6745 \,.\, 2{,}282 \ldots$$
$$= 1{,}54;$$

daher im Mittel:

$$W = \frac{1{,}50 + 1{,}54}{2} = 1{,}52.$$

In der Wahrscheinlichkeitscurve ist aber dieser Fehler nur 0,47694; wir müssen daher unsere Fehler durch $\frac{0{,}4769}{1{,}52} = 0{,}3137$ multipliciren, um sie auf diese Curve überzutragen. Da wir aber die Fehler nur in ganzen Zahlen messen, so müssen wir die Fehler unter $\pm \frac{1}{2}$ vernachlässigen, und deshalb für die Gränzen:

0,0 ÷ 0,5
0,5 ÷ 1,5
1,5 ÷ 2,5
2,5 ÷ 3,5
3,5 ÷ 4,5
4,5 ÷ 5,5
5,5 ÷ 6,5

die Flächenräume aus der Tafel entnehmen, dieselben aber noch verdoppeln, um die den einzelnen Fehlern entsprechenden Wahrscheinlichkeiten zu finden.

Die Reduction auf unsere Curve gibt folgende Gränzwerthe:

0,0 ÷ 0,157
0,157 ÷ 0,471
0,471 ÷ 0,784
0,784 ÷ 1,098
1,098 ÷ 1,412
1,412 ÷ 1,725
1,725 ÷ 2,039.

Aus der beigefügten Wahrscheinlichkeitstabelle ergeben sich nun durch Verdoppelung folgende Wahrscheinlichkeiten:

für 0 oder $-0{,}5$ bis $+0{,}5 = 0{,}176$,
„ ± 1 „ $\pm 0{,}5$ „ $\pm 1{,}5 = 0{,}319$,
„ ± 2 „ $\pm 1{,}5$ „ $\pm 2{,}5 = 0{,}238$,
„ ± 3 „ $\pm 2{,}5$ „ $\pm 3{,}5 = 0{,}147$,
„ ± 4 „ $\pm 3{,}5$ „ $\pm 4{,}5 = 0{,}074$,
„ ± 5 „ $\pm 4{,}5$ „ $\pm 5{,}5 = 0{,}031$,
„ ± 6 „ $\pm 5{,}5$ „ $\pm 6{,}5 = 0{,}010$.

Durch Multiplication dieser Werthe mit 100 ergibt sich dass

18 mal der Fehler Null,
32 „ „ „ 1,
24 „ „ „ 2,
15 „ „ „ 3,
7 „ „ „ 4,
3 „ „ „ 5,
1 „ „ „ 6

zu erwarten gewesen wäre, was, wie man sieht, von den gefundenen Resultaten nicht bedeutend abweicht.

Es ist nun nach der Methode der kleinsten Quadrate zu zeigen, wie aus einer Reihe von durch eine Gleichung verbundenen, durch Beobachtung gefundenen Grössen die wahrscheinlichsten Werthe gewisser in der Gleichung vorkommender Grössen zu entwickeln sind.

Die Wahrscheinlichkeit für einen Fehler innerhalb der Gränzen x und $x+\Delta x$, wobei Δx sehr klein anzunehmen ist, haben wir gefunden:

$$y\Delta x = \frac{e^{-x^2}.\Delta x}{\sqrt{\pi}}.$$

Folglich ist die Wahrscheinlichkeit, bei wiederholter Beobachtung nach und nach die Fehler x_1, x_2, x_2 .... x_m begangen zu haben:

$$Y = \frac{e^{-x_1^2}.\Delta x}{\sqrt{\pi}} \cdot \frac{e^{-x_2^2}.\Delta x}{\sqrt{\pi}} \cdot \ldots \cdot \frac{e^{-x_m^2}.\Delta x}{\sqrt{\pi}}$$

$$= \left(\frac{\Delta x}{\sqrt{\pi}}\right)^m . e^{-(x_1^2+x_2^2+x_3^2+\ldots+x_m^2)},$$

oder, wie wir schreiben:

$$= \left(\frac{\Delta x}{\sqrt{\pi}}\right)^m . e^{-\Sigma(x^2)}.$$

Die Fehler hängen aber von der Annahme gewisser Grössen oder Coefficienten ab, sind also insofern noch etwas Willkürliches; man wird sich aber unter diesen Umständen der Wahrheit um so mehr nähern, je grösser die Wahrscheinlichkeit der durch diese Annahme bedingten Fehlerverbindung ist, je grösser also:

$$Y = \left(\frac{\Delta x}{\sqrt{\pi}}\right)^m . e^{-\Sigma(x^2)} \text{ oder } \left(\frac{\Delta x}{\sqrt{\pi}}\right)^m \cdot \frac{1}{e^{\Sigma(x^2)}},$$

je kleiner daher $\Sigma(x^2)$, d. i. je kleiner die Summe aus den Quadraten der übrig bleibenden Fehler ist. Es müssen also die auszumittelnden Grössen $\Sigma(x^2)$ zu einem Minimum werden. Wenn demnach für ein durch eine algebraische Formel ausgedrücktes Naturgesetz eine Anzahl von Beobachtungen gemacht worden ist, welche die Zahl der darin unbekannten constanten Grössen übertrifft, so ergeben sich die wahrscheinlichsten Werthe dieser, indem man die Summe der Fehlerquadrate so klein wie möglich macht.

Dieses für den practischen Gebrauch höchst wichtige Verfahren wurde zuerst von Gauss*) und Legendre**) erfunden; es ist später aber auch bearbeitet worden von Laplace***), von Pauker†), Enke††) und Anderen. Sehr fasslich hat es Hagen†††) vorgetragen. Hier wird

---

*) *Theoria motus corporum coelestium.*

**) *Nouvelles méthodes pour la détermination des orbites des Comètes.*

***) *Théorie analytique des probabilités.*

†) Die Anwendung der Methode der kleinsten Quadrate auf physikalische Beobachtungen. Mitau 1819.

††) Berliner astronomisches Jahrbuch für 1834 und 1835.

†††) Grundzüge der Wahrscheinlichkeitsrechnung.

es aber, wie ich glaube, zum ersten Male ohne Hülfe des höheren Calcüls abgehandelt. Ausserdem handeln noch von dieser Methode: Muncke im physikalischen Wörterbuche (von Gehler) Bd. I. Abtheil. II. Artikel „Beobachtung," und Grunert im mathematischen Wörterbuche (von Klügel) Thl. V. Bd. II. Artikel „Wahrscheinlichkeitsrechnung" u. s. w.

Wir werden zuerst den einfacheren und am gewöhnlichsten vorkommenden Fall kennen lernen, bei welchem die auszumittelnden Constanten in der ersten Potenz, also als einfache Coefficienten auftreten, wie in dem Ausdrucke:

$$z = \alpha u + \beta v + \gamma w + \dots,$$

wo u, v, w, z die durch Beobachtung gefundenen Werthe, α, β, γ aber die auszumittelnden Coefficienten bezeichnen.

Setzen wir den begangenen Fehler wieder $= x$, so bekommen wir:

$$x = \alpha u + \beta v + \gamma w - z.$$

Bezeichnen nun:

$$\begin{matrix} u_1, & v_1, & w_1, & z_1, \\ u_2, & v_2, & w_2, & z_2, \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ u_n, & v_n, & w_n, & z_n \end{matrix}$$

die beobachteten Werthe von u, v, w, z, so erhalten wir folgende Bedingungsgleichungen:

$$\begin{aligned} x_1 &= \alpha u_1 + \beta v_1 + \gamma w_1 - z_1, \\ x_2 &= \alpha u_2 + \beta v_2 + \gamma w_2 - z_2, \\ &\vdots \quad\quad \vdots \quad\quad \vdots \quad\quad \vdots \\ x_n &= \alpha u_n + \beta v_n + \gamma w_n - z_n, \end{aligned}$$

aus denen nun α, β, γ zu bestimmen sind.

Die Summe der Fehlerquadrate ist:

$$\Sigma(x^2) = \alpha^2\Sigma(u^2) + \beta^2\Sigma(v^2) + \gamma^2\Sigma(w^2) + \Sigma(z^2) + 2\left\{\begin{matrix} \alpha\beta\Sigma(uv) + \alpha\gamma\Sigma(uw) - \alpha\Sigma(uz) \\ + \beta\gamma\Sigma(vw) - \beta\Sigma(vz) - \gamma\Sigma(wz) \end{matrix}\right\}.$$

Die Grössen α, β, γ sind nun so zu wählen, dass das ganze Aggregat zu einem Minimum werde.

Nehmen wir erst nur auf die Veränderlichkeit von α Rücksicht, so können wir schreiben:

$$\Sigma(x^2) = A + \alpha^2\Sigma(u^2) - 2\alpha\,[\Sigma(uz) - \beta\Sigma(uv) - \gamma\Sigma(uw)],$$

insofern nämlich

$$A = \beta^2\Sigma(v^2) + \gamma^2\Sigma(w^2) + \Sigma(z^2) + 2\,[\beta\gamma\Sigma(vw) - \beta\Sigma(vz) - \gamma\Sigma(wz)]$$

bezeichnet.

Auch ist dann:

$$\Sigma(x^2) = \Sigma(u^2)\left[\frac{A}{\Sigma(u^2)} + \alpha^2 - 2\alpha.\frac{\Sigma(uz) - \beta\Sigma(uv) - \gamma\Sigma(uw)}{\Sigma(u^2)}\right]$$

oder:

$$\Sigma(x^2) = \Sigma(u^2)\left[\frac{A}{\Sigma(u^2)} - \alpha\left(2.\frac{\Sigma(uz) - \beta\Sigma(uv) - \gamma\Sigma(uw)}{\Sigma(u^2)} - \alpha\right)\right].$$

Um nun das Minimum von $\Sigma(x^2)$ zu erhalten, dürfen wir nur die subtractive Grösse

$$\alpha\left(2.\frac{\Sigma(uz)-\beta\Sigma(uv)-\gamma\Sigma(uw)}{\Sigma(u^2)}-\alpha\right)$$

zum Maximum machen.

Wir können nun

$$2.\frac{\Sigma(uz)-\beta\Sigma(uv)-\gamma\Sigma(uw)}{\Sigma(u^2)}$$

als den halben Umfang und die zum Maximum zu machende Grösse als den Inhalt eines Rechteckes ansehen, nämlich:

$$2.\frac{\Sigma(uz)-\beta\Sigma(uv)-\gamma\Sigma(uw)}{\Sigma(u^2)}-\alpha$$

als dessen Grundlinie und α als dessen Höhe betrachten. Da aber von allen Rechtecken von gegebenem Umfange das Quadrat den grössten Inhalt hat, so wird unser Ausdruck ein Maximum sein, wenn beide Factoren einander gleich, also

$$\alpha=2.\frac{\Sigma(uz)-\beta\Sigma(uv)-\gamma\Sigma(uw)}{\Sigma(u^2)}-\alpha,$$

mithin:

$$\alpha=\frac{\Sigma(uz)-\beta\Sigma(uv)-\gamma\Sigma(uw)}{\Sigma(u^2)}$$

oder:

$$1)\quad \alpha\Sigma(u^2)+\beta\Sigma(uv)+\gamma\Sigma(uw)-\Sigma(uz)=0$$

ist. Wenn man nun ebenso mit β und γ verfährt, so bekommt man noch folgende zwei Bestimmungsgleichungen:

$$2)\quad \beta\Sigma(v^2)+\alpha\Sigma(uv)+\gamma\Sigma(vw)-\Sigma(vz)=0, \text{ und}$$
$$3)\quad \gamma\Sigma(w^2)+\alpha\Sigma(uw)+\beta\Sigma(vw)-\Sigma(wz)=0.$$

Man sieht leicht ein, wie auf diesem Wege auch vier oder noch mehr Bestimmungsgleichungen ausgemittelt werden können, wenn nämlich vier oder mehr Constanten zu finden sind.

Aus diesen drei Gleichungen lassen sich leicht die Constanten α, β, γ berechnen.

Gäbe es nur zwei Constanten, hätte man also $\gamma=0$, so würden wir erhalten:

$$1)\quad \alpha\Sigma(u^2)+\beta\Sigma(uv)-\Sigma(uz)=0 \text{ und}$$
$$2)\quad \beta\Sigma(v^2)+\alpha\Sigma(uv)-\Sigma(vz)=0;$$

woraus

$$\alpha=\frac{\Sigma(v^2)\Sigma(uz)-\Sigma(uv)\Sigma(vz)}{\Sigma(u^2)\Sigma(v^2)-\Sigma(uv)\Sigma(uv)} \text{ und}$$
$$\beta=\frac{\Sigma(u^2)\Sigma(vz)-\Sigma(uv)\Sigma(uz)}{\Sigma(u^2)\Sigma(v^2)-\Sigma(uv)\Sigma(uv)}$$

folgt. Gäbe es endlich nur eine Constante, wäre also auch noch $\beta=0$, so hätte man:

$$\alpha\Sigma(u^2)-\Sigma(uz)=0,$$

folglich:

$$\alpha=\frac{\Sigma(uz)}{\Sigma(u^2)}.$$

Für $z = \alpha + \beta v$ ist $u = 1$ zu setzen, daher

$$\alpha = \frac{\Sigma(v^2)\Sigma(z) - \Sigma(v)\Sigma(vz)}{n\Sigma(v^2) - [\Sigma(v)]^2} \text{ und}$$

$$\beta = \frac{n\Sigma(vz) - \Sigma(v)\Sigma(z)}{n\Sigma(v^2) - [\Sigma(v)]^2}.$$

Endlich für $z = \alpha$ ist $v = 0$, daher

$$\alpha = \frac{\Sigma(z)}{n},$$

dann gibt also das arithmetische Mittel den gesuchten wahrscheinlichen Werth.

In dem Falle, wenn die auszumittelnden Coefficienten α, β u. s. w. verwickelt, z. B. zu Potenzen erhoben auftreten, wenn also

$$z = \alpha^p u + \beta^q v + \ldots$$

ist, berechnet man erst Näherungswerthe α_1, β_1 u. s. w. für diese Coefficienten, setzt nun:

$$\alpha = \alpha_1 + \Delta\alpha_1, \beta_1 = \beta + \Delta\beta \text{ u. s. w.}$$

und vernachlässigt in der Entwickelung der Potenzen

$$(\alpha_1 + \Delta\alpha)^p, \ (\beta_1 + \Delta\beta)^q \ldots$$

die Glieder mit den Potenzen der Fehler $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$ u. s. w., setzt also:

$$(\alpha_1 + \Delta\alpha)^p = \alpha_1^p + p\alpha_1^{p-1}\Delta\alpha,$$

$$(\beta_1 + \Delta\beta)^q = \beta_1^q + q\beta_1^{q-1}\Delta\beta \text{ u. s. w.}$$

und mittelt nun $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$ u. s. w. nach den obengefundenen Methoden aus.

Beispiele hierzu findet man in den Artikeln ANEMOMETER, AUFSCHLAGEWASSER, AUSFLUSS u. s. w. Hier nur Folgendes.

Beispiel. Sind a und m zwei Erfahrungszahlen und ist $100^0 + t$ die Temperatur des gesättigten Wasserdampfes, so kann man die Expansivkraft desselben durch folgenden Ausdruck angeben: $E = (1 + at)^m$ Atmosphären.

Wenn man nun durch Versuche gefunden hat für:

$t_1 = 0$: $E_1 = 1$,
$t_2 = 12^0,2$: $E_2 = 1\frac{1}{2}$,
$t_3 = 21^0,4$: $E_3 = 2$,
$t_4 = 28^0,8$: $E_4 = 2\frac{1}{2}$,
$t_5 = 35^0,1$: $E_5 = 3$,
$t_6 = 40^0,6$: $E_6 = 3\frac{1}{2}$,
$t_7 = 45^0,4$: $E_7 = 4$,

welches sind diesen Versuchen zufolge die wahrscheinlichsten Werthe der Constanten a und m?

Um annähernde Werthe für a und m zu finden, wollen wir den dritten und siebenten Versuch zu Grunde legen, also schreiben:

$$2 = (1 + 21{,}4\,a)^m \text{ und } 4 = (1 + 45{,}4\,a)^m$$

oder:

$$a = \frac{\sqrt[m]{2} - 1}{21{,}4} \text{ und } a = \frac{\sqrt[m]{4} - 1}{45{,}4} = \frac{(\sqrt[m]{2})^2 - 1}{45{,}4}.$$

Setzen wir nun $\sqrt[m]{2} = w$, also $(\sqrt[m]{2})^2 = w^2$, so folgt:

$$w - 1 = 21{,}4\,a \text{ und } w^2 - 1 = 45{,}4\,a,$$

demnach

$$\frac{w^2 - 1}{w - 1}, \text{ d. i. } w + 1 = \frac{45{,}4}{21{,}4} = 2{,}1215,$$

sonach:

$$w = 1{,}1215 \text{ und}$$

$$m = \frac{\operatorname{Log} 2}{\operatorname{Log} w} = \frac{0{,}30103}{0{,}04980} = 6{,}04;$$

sowie:

$$a = \frac{\sqrt[6]{2} - 1}{21{,}4} = \frac{0{,}12246}{21{,}4} = 0{,}00572.$$

Die Formel $E = (1 + at)^m$ lässt sich auch schreiben:

$$\operatorname{Log} E = m \operatorname{Log} (1 + at),$$

oder wenn a_1 ein Näherungswerth für a ist und $a - a_1 = \Delta a$ gesetzt wird:

$$\begin{aligned} \operatorname{Log} E &= m \operatorname{Log} (1 + a_1 t + \Delta at) \\ &= m \operatorname{Log} (1 + a_1 t) \left(1 + \frac{\Delta at}{1 + a_1 t}\right) \\ &= m \operatorname{Log} (1 + a_1 t) + m \operatorname{Log} \left(1 + \frac{\Delta at}{1 + a_1 t}\right). \end{aligned}$$

Nun lässt sich noch wegen der Kleinheit von Δa

$$\operatorname{Log nat} \left(1 + \frac{\Delta at}{1 + a_1 t}\right) = \frac{\Delta a_1 t}{1 + a_1 t}$$

setzen; es folgt daher:

$$\operatorname{Log} E = m \operatorname{Log} (1 + a_1 t) + \frac{m \Delta at}{1 + a_1 t};$$

diese Formel ist aber mit dem Ausdrucke $z = \alpha u + \beta v$ in Uebereinstimmung, wenn man $\operatorname{Log} E = z$, $\operatorname{Log} (1 + a_1 t) = u$, $\frac{t}{1 + a_1 t} = v$, $m = \alpha$ und $m \Delta a = \beta$ setzt; es lassen sich daher auch die beiden Formeln

$$\alpha = \frac{\Sigma(v^2)\Sigma(uz) - \Sigma(uv)\Sigma(vz)}{\Sigma(u^2)\Sigma(v^2) - \Sigma(uv)\Sigma(uv)} \text{ und}$$

$$\beta = \frac{\Sigma(u^2)\Sigma(vz) - \Sigma(uv)\Sigma(uz)}{\Sigma(u^2)\Sigma(v^2) - \Sigma(uv)\Sigma(uv)}$$

zur Bestimmung der Constanten m und $m \Delta a$ anwenden.

Nehmen wir $a_1 = 0{,}0057$ an, so bekommen wir folgende Werthe für u:

$$\begin{aligned} \operatorname{Ln} (1 + 00{,}0057) &= \operatorname{Ln} 1 &&= 0, \\ \operatorname{Ln} (1 + 12{,}2 . 0{,}0057) &= \operatorname{Ln} 1{,}06954 &&= 0{,}06722858, \\ \operatorname{Ln} (1 + 21{,}4 . 0{,}0057) &= \operatorname{Ln} 1{,}12198 &&= 0{,}11509499, \\ \operatorname{Ln} (1 + 28{,}8 . 0{,}0057) &= \operatorname{Ln} 1{,}16416 &&= 0{,}15199990, \\ \operatorname{Ln} (1 + 35{,}1 . 0{,}0057) &= \operatorname{Ln} 1{,}20007 &&= 0{,}18237976, \\ \operatorname{Ln} (1 + 40{,}6 . 0{,}0057) &= \operatorname{Ln} 1{,}23142 &&= 0{,}20816777, \\ \operatorname{Ln} (1 + 45{,}4 . 0{,}0057) &= \operatorname{Ln} 1{,}25878 &&= 0{,}23014290. \end{aligned}$$

Ferner ergeben sich folgende Werthe für v:

$$\frac{0}{1,0057} = 0,$$

$$\frac{12,2}{1,06954} = 11,406773,$$

$$\frac{21,4}{1,12189} = 19,073424,$$

$$\frac{28,8}{1,16416} = 24,738868,$$

$$\frac{35,1}{1,20007} = 29,248298,$$

$$\frac{40,6}{1,23142} = 32,970067,$$

$$\frac{45,4}{1,25878} = 36,066667.$$

Endlich sind die Werthe für z:

$\mathrm{Ln}\,1 = 0,$

$\mathrm{Ln}\,\frac{3}{2} = \mathrm{Ln}\,3 - \mathrm{Ln}\,2 = 1,09861229 - 0,69314718 = 0,40546511,$

$\mathrm{Ln}\,2 = 0,69314718,$

$\mathrm{Ln}\,\frac{5}{2} = \mathrm{Ln}\,5 - \mathrm{Ln}\,2 = 1,60943791 - 0,69314718 = 0,91629073,$

$\mathrm{Ln}\,3 = 1,09861229,$

$\mathrm{Ln}\,\frac{7}{2} = \mathrm{Ln}\,7 - \mathrm{Ln}\,2 = 1,94591015 - 0,69314718 = 1,25276297,$

$\mathrm{Ln}\,4 = 1,38629436.$

Wir können nun aus diesen Werthen für u, v und z, ihren Producten u. s. w. folgende Tabelle bilden:

u	v	z	u^2	v^2	uv	uz	vz
0	0	0	0	0	0	0	0
0,06722858	11,406773	0,40546511	0,004519681	130,11445	0,7668610	0,02725884	4,625049
0,11509499	19,073424	0,69314718	0,013246849	363,79556	2,1952550	0,07977779	13,220792
0,15199990	24,738868	0,91629073	0,023103959	612,01156	3,7603044	0,13927603	22,667990
0,18237976	29,248298	1,09861229	0,033262370	855,46300	5,3342974	0,20036465	32,132537
0,20816777	32,970067	1,25276297	0,043333820	1087,02530	6,8633048	0,26078491	41,303676
0,23014290	36,066668	1,38629436	0,052965661	1300,80510	8,3004884	0,31904581	49,999024
		Summe	0,170432340	4349,21497	27,2205110	1,02650798	163,949068

Aus diesen Werthen folgt nun die erste Constante α oder der Exponent

$$m = \frac{4349,21497 \,.\, 1,02650798 - 27,2205110 \,.\, 163,949068}{0,170432340 \,.\, 4349,21497 - 27,2205110^2}$$

$$= \frac{4464,5038734 - 4462,7774089}{741,2468845 - 740,9562191}$$

$$= \frac{1,7264645}{0,2906654} = 5,905,$$

und die zweite Constante

$$\beta = \frac{0{,}17043234 \,.\, 163{,}949068 - 27{,}220511 \,.\, 1{,}02650798}{0{,}2906654}$$

$$= \frac{27{,}9422233 - 27{,}9420717}{0{,}2906654}$$

$$= \frac{0{,}0001516}{0{,}2906654} = 0{,}00052156,$$

daher:

$$\Delta a = \frac{\beta}{m} = \frac{0{,}00052156}{5{,}905} = 0{,}000088,$$

$$a = a_1 + \Delta a = 0{,}005700 + 0{,}000088 = 0{,}005788.$$

Es wäre hiernach die Formel für die Expansivkraft der Wasserdämpfe:

$$E = (1 + 0{,}005788\, t)^{5{,}905}$$

Atmosphären, während nach TREDGOLD

$$E = (1 + 0{,}00571 \,.\, t)^{6}$$

und nach CORIOLIS

$$E = (1 + 0{,}006525 \,.\, t)^{5{,}355}$$

ist. Da wir unserer Rechnung nur einige Werthe aus der Tabelle für die Expansivkraft der Dämpfe zum Grunde gelegt haben, so kann natürlich das gewonnene Resultat auch nicht zum Anhalten dienen.

Wenn man mit Hülfe der gefundenen Constanten die verschiedenen Werthe der Variabeln z berechnet und von diesen die beobachteten Werthe vom z subtrahirt, so bekommt man die wahrscheinlichsten Werthe der Fehler (x), welche aber von den wahren, uns freilich unbestimmbaren Fehlern $x + \Delta x$ noch verschieden sind.

Setzen wir die Fehler in den gefundenen Constanten α, β, γ, $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$, $\Delta\gamma$ u. s. w., so bekommen wir den wahren Fehler:

$$x + \Delta x = (\alpha + \Delta\alpha)\, u + (\beta + \Delta\beta)\, v + (\gamma + \Delta\gamma)\, w + \ldots - z$$
$$= \alpha u + \beta v + \gamma w \ldots - z + \Delta\alpha u + \Delta\beta v + \Delta\gamma w + \ldots$$

Aber:

$$\alpha u + \beta v + \gamma w + \ldots - z = x,$$

daher:

$$x + \Delta x = x + \Delta\alpha \,.\, u + \Delta\beta \,.\, v + \Delta\gamma \,.\, w \text{ und}$$
$$(x + \Delta x)^2 = x^2 + 2x(\Delta\alpha \,.\, u + \Delta\beta \,.\, v + \Delta\gamma \,.\, w + \ldots)$$
$$+ \Delta\alpha^2 \,.\, u^2 + \Delta\beta^2 \,.\, v^2 + \Delta\gamma^2 \,.\, w^2$$
$$+ 2\Delta\alpha \,.\, \Delta\beta \,.\, uv + 2\Delta\alpha\Delta\gamma\, uw + 2\Delta\beta\Delta\gamma \,.\, vw;$$

daher auch:

$$\Sigma(x + \Delta x)^2 = \Sigma(x^2) + 2\Delta\alpha\Sigma(ux) + 2\Delta\beta\Sigma(vx)$$
$$+ 2\Delta\gamma\Sigma(wx) + \Delta\alpha^2\Sigma(u^2) + \Delta\beta^2\Sigma(v^2)$$
$$+ \Delta\gamma^2\Sigma(w^2) + 2\Delta\alpha\Delta\beta\Sigma(uv)$$
$$+ 2\Delta\alpha\Delta\gamma\Sigma(uw) + 2\Delta\beta\Delta\gamma\Sigma(vw).$$

Nun ist aber

$$\Sigma(ux) = \alpha\Sigma(u^2) + \beta\Sigma(uv) + \gamma\Sigma(uw) - \Sigma(uz) = 0,$$
$$\Sigma(vx) = \alpha\Sigma(uv) + \beta\Sigma(v^2) + \gamma\Sigma(vw) - \Sigma(vz) = 0,$$
$$\Sigma(wx) = \alpha\Sigma(uw) + \beta\Sigma(vw) + \gamma\Sigma(w^2) - \Sigma(wz) = 0,$$

daher folgt einfacher:

$$\Sigma(x+\Delta x)^2 = \Sigma(x^2) + \Delta\alpha[\Delta\alpha\Sigma(u^2) + \Delta\beta\Sigma(uv) + \Delta\gamma\Sigma(uw)]$$
$$+ \Delta\beta[\Delta\alpha\Sigma(uv) + \Delta\beta\Sigma(v^2) + \Delta\gamma\Sigma(vw)]$$
$$+ \Delta\gamma[\Delta\alpha\Sigma(uw) + \Delta\beta\Sigma(vw) + \Delta\gamma\Sigma(w^2)]$$
$$+ \text{u. s. w.}$$

Da die Fehler $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$, $\Delta\gamma$ in den Constanten α, β, γ in verschiedenen Abhängigkeiten zu einander stehen können, so lassen sich auch je zwei von ihnen durch die dritte so ausdrücken, dass das Vorkommen dieser am wahrscheinlichsten ausfällt. Um diesen Zweck zu erreichen, dürfen wir uns nur der Gleichungen (1, 2, 3) bedienen, darin aber, weil wir es hier mit der Gleichung $\Delta x = \Delta\alpha.u + \Delta\beta.v + \Delta\gamma.w$ zu thun haben, während dort die Gleichung $x = \alpha u + \beta v + \gamma w - z$ zu Grunde liegt, $\alpha = \Delta\beta$, $\beta = \Delta\gamma$, $\gamma = 0$ und $z = -\Delta\alpha.u$ setzen. Wir erhalten so:

$$\Delta\beta\Sigma(v^2) + \Delta\gamma\Sigma(vw) + \Delta\alpha\Sigma(uv) = 0, \text{ und}$$
$$\Delta\gamma\Sigma(w^2) + \Delta\beta\Sigma(vw) + \Delta\alpha\Sigma(uw) = 0;$$

woraus noch

$$\Delta\beta = \frac{\Sigma(uw)\Sigma(vw) - \Sigma(uv)\Sigma(w^2)}{\Sigma(v^2)\Sigma(w^2) - \Sigma(vw)\Sigma(vw)}.\Delta\alpha,$$
$$\Delta\gamma = \frac{\Sigma(vw)\Sigma(uv) - \Sigma(v^2)\Sigma(uw)}{\Sigma(v^2)\Sigma(w^2) - \Sigma(vw)\Sigma(vw)}.\Delta\alpha$$

sich ergibt.

Nun erhalten wir

$$\Sigma(x+\Delta x)^2 = \Sigma(x^2) + \Delta\alpha[\Delta\alpha\Sigma(u^2) + \Delta\beta\Sigma(uv) + \Delta\gamma\Sigma(uw)]$$
$$= \Sigma(x^2) + (\Delta\alpha^2).\left\{\begin{array}{l}\Sigma(u^2) + \Sigma(uv).\dfrac{\Sigma(uw)\Sigma(vw) - \Sigma(uv)\Sigma(w^2)}{\Sigma(v^2)\Sigma(w^2) - \Sigma(vw)\Sigma(vw)} \\ \quad + \Sigma(uw).\dfrac{\Sigma(vw)\Sigma(uv) - \Sigma(v^2)\Sigma(uw)}{\Sigma(v^2)\Sigma(w^2) - \Sigma(vw)\Sigma(vw)}\end{array}\right\}.$$

Bezeichnen wir nun die vollkommen bestimmte Grösse

$$\Sigma(u^2) + \Sigma(uv).\frac{\Sigma(uw)\Sigma(vw) - \Sigma(uv)\Sigma(w^2)}{\Sigma(v^2)\Sigma(w^2) - \Sigma(vw)\Sigma(vw)}$$
$$+ \Sigma(uw).\frac{\Sigma(vw)\Sigma(uv) - \Sigma(v^2)\Sigma(uw)}{\Sigma(v^2)\Sigma(w^2) - \Sigma(vw)\Sigma(vw)}$$

mit A^2, so erhalten wir

$$\Sigma(x+\Delta x)^2 = \Sigma(x^2) + (A\Delta\alpha)^2.$$

Die Wahrscheinlichkeit des Vorkommens von einem bestimmten Fehler $\Delta\alpha$ in der ersten Constante ist demnach:

$$y = y_0.e^{-\Sigma(x+\Delta x)^2}$$
$$= y_0.e^{-\Sigma(x^2)-(A\Delta\alpha)^2}$$
$$= y_0.e^{-\Sigma(x^2)}.e^{-(A\Delta\alpha)^2}.$$

Nun ist aber, $A\Delta\alpha$ als Fehler angesehen, die Constante $y_0 e^{-\Sigma(x^2)}$ nichts weiter als die Ordinate in der Mitte, welche die Wahrscheinlichkeit für den Fehler Null ausdrückt, daher folgt das Verhältniss der Ordinate y zu dieser $= e^{-(A\Delta\alpha)^2}$, während wir für den Fehler x dasselbe $= e^{-x^2}$ gefunden haben

Die Gleichheit dieser Verhältnisse bedingt aber auch Gleichheit der Fehler; wir haben daher $A\Delta\alpha = x$ und $\Delta\alpha = \frac{x}{A}$ zu setzen.

Auf ähnliche Weise bestimmen sich auch:

$$\Delta\beta = \frac{x}{B},$$

$$\Delta\gamma = \frac{x}{C},$$

wenn B und C diejenigen Werthe von A sind, welche man erhält, wenn man darin das eine Mal u mit v und das andere Mal u mit w vertauscht.

Da nun W der wahrscheinliche Fehler einer einzelnen Beobachtung ist, so folgen auch die wahrscheinlichen Fehler in den Bestimmungen der Constanten α, β, γ, respective

$$\frac{W}{A}, \quad \frac{W}{B} \text{ und } \frac{W}{C},$$

und auf gleiche Weise ergeben sich die mittleren Quadrate dieser Fehler:

$$\left(\frac{Q}{A}\right)^2, \quad \left(\frac{Q}{B}\right)^2, \quad \left(\frac{Q}{C}\right)^2.$$

Setzen wir endlich in der Gleichung

$$\Sigma(x+\Delta x)^2 = \Sigma(x^2) + (A\Delta\alpha)^2 + (B\Delta\beta)^2 + (C\Delta\gamma)^2$$
$$(A\Delta\alpha)^2 = (B\Delta\beta)^2 = (C\Delta\gamma)^2 = Q^2,$$

so bekommen wir:

$$\Sigma(x+\Delta x)^2 = \Sigma(x^2) + Q^2 + Q^2 + Q^2 + \ldots$$
$$= \Sigma(x^2) + nQ^2,$$

wenn n die Anzahl der Constanten α, β, γ u. s. w. bezeichnet.

Ist aber N die Anzahl der Versuche, so muss man wieder den wahrscheinlichsten Werth von der Quadratsumme der wirklichen Fehler, d. i. $\Sigma(x+\Delta x)^2 = NQ^2$ setzen; es bleibt daher:

$$NQ^2 = \Sigma(x^2) + nQ^2,$$

folglich:

$$Q = \sqrt{\frac{\Sigma(x^2)}{N-n}},$$

und daher der wahrscheinliche Fehler einer Beobachtung:

$$W = 0{,}6745\sqrt{\frac{\Sigma(x^2)}{N-n}}.$$

Hieraus ergeben sich auch die wahrscheinlichen Fehler der Constanten:

$$\Delta\alpha = \frac{W}{A}, \quad \Delta\beta = \frac{W}{B}, \quad \Delta\gamma = \frac{W}{C}.$$

Für zwei Constanten, also für die Grundgleichung $z = \alpha u + \beta v$ und für die Fehlergleichung $x = \alpha u + \beta v - z$ haben wir:

$$A^2 = \Sigma(u^2) = \frac{\Sigma(uv)\Sigma(uv)}{\Sigma(v^2)} = \frac{\Sigma(u^2)\Sigma(v^2) - \Sigma(uv)\Sigma(uv)}{\Sigma(v^2)} \text{ und}$$

$$B^2 = \frac{\Sigma(u^2)\Sigma v^2) - \Sigma(uv)\Sigma(uv)}{\Sigma(u^2)};$$

daher ist der wahrscheinliche Fehler in der Constante α:

$$\frac{W}{A} = 0{,}6745 \sqrt{\frac{\Sigma(x^2)\,\Sigma(v^2)}{(N-2)\,[\Sigma(u^2)\,\Sigma(v^2) - \Sigma(uv)\,\Sigma(uv)]}},$$

und der wahrscheinliche Fehler in der Constante β:

$$\frac{W}{B} = 0{,}6745 \sqrt{\frac{\Sigma(x^2)\,\Sigma(u^2)}{(N-2)\,[\Sigma(u^2)\,\Sigma(v^2) - \Sigma(uv)\,\Sigma(uv)]}}.$$

Für nur eine Constante, also für die Grundgleichung $z = \alpha u$ und die Fehlergleichung $x = \alpha u - z$ ist $A = \Sigma(u^2)$, daher der wahrscheinliche Fehler in der Bestimmung der Constante α:

$$\frac{W}{A} = 0{,}6745 \sqrt{\frac{\Sigma(x^2)}{(N-1)\,\Sigma(u^2)}}.$$

Endlich ist für $z = \alpha$ und $x = \alpha - z$, wo $\alpha = \frac{\Sigma(x)}{N}$ das arithmetische Mittel aus den einzelnen Beobachtungen ist, der wahrscheinliche Fehler dieses Mittels α:

$$\frac{W}{A} = 0{,}6745 \sqrt{\frac{\Sigma(x^2)}{(N-1)\,N}}.$$

Beispiel. Ist h die Expansivkraft der Luft beim Eintritt und h_1 die Expansivkraft derselben beim Austritt aus einer Röhrenleitung von der Länge L und Weite D mit der Mündungsweite d, so lässt sich

$$\frac{h - h_1}{h_1} = n \frac{Ld^4}{D^5}$$

setzen, wenn n einen Erfahrungscoefficienten ausdrückt, welcher den Widerstand, den die Röhrenwand der Luft entgegensetzt, misst. (S. Artikel AUSFLUSS DER LUFT.)

Hiernach ist umgekehrt:

$$n = \left(\frac{h - h_1}{h_1}\right) \cdot \frac{D^5}{Ld^4},$$

und die Versuche von D'Aubuisson de Voisins geben folgende 42 Werthe:

0,0247	0,0285	0,0244	0,0252
0,0248	0,0272	0,0242	0,0223
0,0226	0,0235	0,0206	0,0238
0,0233	0,0220	0,0238	0,0227
0,0233	0,0200	0,0248	0,0266
0,0227	0,0223	0,0226	0,0262
0,0193	0,0233	0,1404	0,1468
0,0202	0,0206		
0,0208	0,0206		
0,0218	0,0228		
0,0223	0,0217		
0,0208	0,0204		
0,0239	0,0204		
0,0254	0,0228		
0,0258	0,0216		
0,3417	0,3377		

Das arithmetische Mittel oder der wahrscheinliche Werth dieses Coefficienten ist nun:

$$n = \frac{0{,}3417 + 0{,}3377 + 0{,}1404 + 0{,}1468}{15 + 15 + 6 + 6} = \frac{0{,}9666}{42}$$

$$= 0{,}0230.$$

Die Abweichungen hiervon und die Quadrate dieser sind nun folgende:

$x =$		$x^2 =$
0,0017	. . . .	0,00000289
0,0018	. . . .	0,00000324
— 0,0004	. . . .	0,00000016
0,0003	. . . .	0,00000009
0,0003	. . . .	0,00000009
— 0,0003	. . . .	0,00000009
— 0,0037	. . . .	0,00001369
— 0,0028	. . . .	0,00000784
— 0,0022	. . . .	0,00000484
— 0,0012	. . . .	0,00000144
— 0,0007	. . . .	0,00000049
— 0,0022	. . . .	0,00000484
0,0009	. . . .	0,00000081
0,0024	. . . .	0,00000576
0,0028	. . . .	0,00000784
		0,00005411
0,0055	. . . .	0,00003025
0,0042	. . . .	0,00001764
0,0005	. . . .	0,00000025
— 0,0010	. . . .	0,00000100
— 0,0030	. . . .	0,00000900
— 0,0007	. . . .	0,00000049
0,0003	. . . .	0,00000009
— 0,0024	. . . .	0,00000576
— 0,0024	. . . .	0,00000576
— 0,0002	. . . .	0,00000004
— 0,0013	. . . .	0,00000169
— 0,0026	. . . .	0,00000676
— 0,0026	. . . .	0,00000676
— 0,0002	. . . .	0,00000004
— 0,0014	. . . .	0,00000196
		0,00008749
0,0014	. . . .	0,00000196
0,0012	. . . .	0,00000144
— 0,0024	. . . .	0,00000576
0,0008	. . . .	0,00000064
0,0018	. . . .	0,00000324
— 0,0004	. . . .	0,00000016
		0,00001320

0,0022	0,00000484
— 0,0007	0,00000049
0,0008	0,00000064
— 0,0003	0,00000009
0,0036	0,00001296
0,0032	0,00001024
	0,00002926

Es folgt nun:

$$\Sigma(x^2) = \begin{Bmatrix} 0{,}00005411 \\ 0{,}00008749 \\ 0{,}00001320 \\ 0{,}00002926 \end{Bmatrix} = 0{,}00018406.$$

Demnach ist der wahrscheinliche Fehler in einer einzelnen Beobachtung:

$$0{,}6745\sqrt{\frac{0{,}00018406}{41}} = 0{,}001429$$

$$= \frac{0{,}001429}{0{,}02300}n = 0{,}062135\,.\,n,$$

also ziemlich gross.

Dagegen folgt der wahrscheinliche Fehles des gefundenen Mittelwerthes:

$$= \frac{0{,}001429}{\sqrt{42}} = 0{,}0002205$$

$$= \frac{0{,}0002205}{0{,}023000}\,.\,n = 0{,}00959\,.\,n.$$

Zum tieferen Studium empfehlen wir ausser den schon angeführten Werken von Gauss, Le Gendre, Paucker, Enke u. s. w. noch den von Grunert bearbeiteten Artikel Wahrscheinlichkeitsrechnung in Klügel's mathematischem Wörterbuche; ferner einen Aufsatz „über die Bestimmung der Genauigkeit der Beobachtungen" von Gauss in der Zeitschrift für Astronomie und verwandte Wissenschaften. März- und Aprilheft 1816.

Weniger umfassend ist Muncke's Bearbeitung des Artikels Beobachtung in Gehler's physikalischem Wörterbuche.

Littrow's Werkchen „die Wahrscheinlichkeitsrechnung in ihrer Anwendung auf das wissenschaftliche und practische Leben," Wien 1833, enthält nur eine Zusammenstellung ohne Deduction und Beweise.

Weisbach.

Bergwerksmaschinen, Bergmaschinen (fr. *Machines appliquées à l'exploitation des mines;* engl. *Mining-machinery*). — Unter Bergwerksmaschinen sind im weiteren und allgemeineren Sinne sämmtliche Maschinen zu verstehen, welche bei den verschiedenen Abtheilungen des Bergwerksbetriebes angewendet werden, im engeren Sinne aber nur diejenigen derselben, welche durch eine und die andere Abänderung oder eigenthümliche Einrichtung gerade für solchen Gebrauch geeignet gemacht worden sind.

Je nach dem Zwecke dieser Maschinen ist das Bedürfniss derselben entweder, und so in den meisten Fällen, ein rein natürliches, d. h. durch

die allgemeinen oder besonderen Hindernisse hervorgerufenes, welche überwunden werden müssen, wenn der Bergbau überhaupt bestehen soll, daher ein unabweisliches; oder es ist gewissermassen ein künstlich hervorgerufenes, nämlich ein solches, ohne dessen Befriedigung der Bergbau auch bestehen, nur aber nicht so ausgedehnt, grossartig, einträglich betrieben werden könnte. Letzteres beruht daher mehr auf einer möglichsten Vervielfältigung der Arbeit, meist Handels- und gewerblicher Verhältnisse halber.

Die für den Bergbau wichtigste Anwendung der Maschinen ist natürlich die zur Bekämpfung der natürlichen Hindernisse und feindlichen Kräfte, welche dem Wirken, ja selbst dem Leben des Bergmannes einen allmäligen oder plötzlichen Untergang drohen. Sie ist die wichtigste, weil sie die unumgänglichste ist.

Diejenigen, welche als eigentliche Bergwerksmaschinen zu bezeichnen sind, betreffen wesentlich die Abtheilungen des Bergwerksbetriebes, nämlich: 1) der Wasserhaltung, 2) der Wetterversorgung, 3) der Förderung und 4) der Aufbereitung.

Zwar hat man hier und da auch den Versuch gemacht, die Gewinnung durch Maschinen zu unterstützen; jedoch wird, in Betracht der oryctognostischen und geognostischen, der Structur- und Massenverhältnisse der zu gewinnenden Mineralien, — der tauben wie der nutzbaren, — nicht minder in Betracht der Art der Räumlichkeit, in welcher diese Gewinnung erfolgen muss, endlich des ganzen Characters, welchen der Betrieb in den meisten Fällen — als ein auf viele Punkte zerstreuter und vertheilter — hat und haben muss, die Anwendung von Maschinen als eine zweck- und in ihrem Erfolge nutzlose Künstelei betrachtet werden müssen.

Ferner pflegen ebenfalls in der Regel nicht zu den eigentlichen Bergwerksmaschinen gerechnet zu werden: die wenigen wirklichen Maschinen, deren man sich bei der Anwendung des Erdbohrens bedient, denn auch insofern, als sie durch eine besondere Einrichtung dem Erdbohren eigenthümlich gemacht sind — was jedoch von den allerwenigsten gilt — und nicht etwa für eine und die andere Arbeit desselben nur gelegentlich zur Hülfe angewendet werden, unterliegen sie doch wieder für die Anwendung der Bohrarbeit gerade bei dem Bergbaue keinen besonderen Abänderungen; die wenigen mechanischen Hülfsvorrichtungen aber, welche für die dem Bergbaue wirklich eigenthümlichen Abänderungen des Bohrens, so namentlich des in anderer als senkrechter Richtung abwärts erfolgenden, oder für besondere Nebenzwecke, wie das Abschliessen des hervordringenden Wassers bei den durch Bohrlöcher bewirkten Durchschlägen in alte mit Wasser erfüllte Baue, Anwendung finden, sind nicht zu den wirklichen Maschinen zu zählen. —

Auch die eigentlichen Bergwerksmaschinen sind ferner grösstentheils nicht solche, welche lediglich bei dem Bergbaue verwendet werden; vielmehr wird die Mehrzahl in theils beschränkter, theils sehr ausgedehnter Weise auch von anderen Künsten und Gewerben benutzt; indess sind doch sämmtliche, auch nicht dem ersteren lediglich und eigenthümlich zugehörenden, nächst einer für ihre Bestimmung getroffenen richtigen Auswahl, dieser und den durch sie, die Oertlichkeit und sonstige Umstände vorgezeichneten Bedingungen durch mindere oder mehrere Abänderungen angepasst, was sie eben erst als eigentliche Bergwerksmaschinen characterisirt.

1) Die Maschinen für Wasserhaltung oder allgemeiner: für Wasserhebung (fr. *machines pour l'extraction de l'eau, pour élever de l'eau;* engl. *machines for drainage, for raising water*) haben als erste und wesentliche Bestimmung die Beseitigung der den bergmännischen Bauen aller Art zudringenden Wasser, so weit diese nicht auf einem natürlichen oder ihnen künstlich eröffneten Wege von selbst ablaufen; nächstdem die Entfernung von Wasserzugängen oder Beseitigung von Wasseransammlungen bei irgend einem der bergmännischen Hülfsbaue, bei Grundgrabungen, aus Teichen u. s. f., endlich die absichtliche Zuhebung von Wassern für irgend einen Gebrauch nach einem bestimmten Punkte, so zur Beaufschlagung anderer Maschinen (freilich, mit seltenen Ausnahmen, einer der am wenigsten empfehlenswerthen Zwecke der Wasserhebung), endlich selbst zur Bewässerung einzelner Theile und Gegenstände in der Grube.

Die Eigenthümlichkeit der besonders für eigentliche Wasserhaltung angewendeten Maschinen und ihrer Einrichtung begründet sich vornehmlich auf die häufig grosse Menge der zu hebenden Wasser, auf die grosse Höhe, auf welche (Tiefe, aus welcher) sie gehoben werden müssen; auf die sehr verschiedene Tiefe, in der die einzelnen Zugänge herbeikommen und aus welcher sie daher sofort, ohne erst tiefer fallend sich mit anderen zu vereinigen, zu heben sind.

Die für andere Hülfszwecke und dann mehr über Tage vorkommende Wasserhebung hat es zwar mehr mit grossen, ja theilweise noch weit grösseren Wassermengen zu thun als jene Wasserhaltung in der Grube, dagegen mit geringeren Höhen.

Von den wirklichen Wasserhebungsmaschinen werden im Allgemeinen zwar bei dem Bergbaue alle Arten, jedoch nach den Umständen einige vorzugsweise angewendet. Die brauchbarsten und auch in ihren verschiedenen Arten am meisten gebrauchten bleiben immer die Pumpen (fr. *pompe;* engl. *pump*), sowohl einzeln als auch noch mehr in grösseren Zusammenstellungen zu Gezeugen (s. PUMPEN und GEZEUGE). Nächst ihnen sind zuerst zu nennen: die Kettenkünste (Scheiben-, Schaufel-, Ballen-, Püschel-, Kasten-, Eimerkünste), — (fr. *chapelet, noria;* engl. *chain-pump, paternoster-work*); früher für die Wasserhebung aus grösseren Tiefen die allgemein und im grössten Massstabe angewendeten Maschinen, wurden sie nur durch die Pumpen verdrängt und finden gegenwärtig meist nur noch über Tage Anwendung (s. KETTENKÜNSTE). Eine mehr nur vorübergehend angewendete Maschine ist die Höll'sche Luftsäulenmaschine (fr. *machine de Hoell;* engl. *Hungarian machine*), an welche sich jedoch als von gleichem oder geringerem practischen Werthe alle Maschinen für Wasserhebung, unmittelbar durch verdichtete oder bewegte Luft, anschliessen (s. LUFTSÄULENMASCHINE). Für sonstige Hebung grösserer Wassermengen auf verhältnissmässig geringere Höhen dient (jedoch immer nur in mehr gelegentlicher Anwendung, weniger speciell als Bergwerksmaschinen) nächst den zu den Kettenpumpen gehörigen geneigten Schaufelwerken die Wasserschnecke und Wasserschraube (fr. *vis d'Archimède;* engl. *Archimedes' screw*) (s. WASSERSCHNECKE und WASSERSCHRAUBE). Noch seltener wird Veranlassung sein zu dem Gebrauche der Schöpfräder der verschiedenen Arten (fr. *roue à godets, tympan;* engl. *tympanum, wheel for raising water*), an welche sich dann die natürlich von der Benutzung beim Bergbaue eben so wenig wie von jeder anderen ausschliessbaren mancherlei anderen, meist einfachen Ma-

schinen und mechanischen Vorrichtungen anknüpfen lassen, deren Anwendung stets nur vorübergehend sein kann (s. SCHÖPFRÄDER).

Dem Bergbaue eigenthümlicher — wegen der Grundbedingungen für ihre Anlage — jedoch ebenfalls von seltener Anwendung sind hingegen: der Heber (fr. *siphon;* engl. *siphon*) und der Stossheber (fr. *bélier hydraulique;* engl. *hydraulic ram*), ersterer zu nur relativer, letzterer zu wirklicher Wasserhebung (s. HEBER und STOSSHEBER).

Endlich werden auch die gewöhnlichen Fördermaschinen, nur etwa mit den nöthigen Abänderungen in den Gefässen, zur Wasserhebung angewendet, jedoch nicht, wenigstens nicht zweckmässig, für einen regelmässig fortdauernden, sondern nur für einen zeitweiligen Gebrauch. Im Allgemeinen vergleiche man noch WASSERHEBUNGSMASCHINEN.

2) Wettermaschinen (fr. *machines pour l'airage des mines;* engl. *machines for ventilation, machines for ventilating mines*) sind diejenigen, durch welche den Grubenräumen die schlechte, schädliche und verdorbene Luft entzogen und dafür gute, das Athmen wie den sonstigen Aufenthalt darin nicht gefährdende, zugeführt wird. Ein Bedarf derselben kann natürlich nur in den unterirdischen Grubenbauen eintreten, in denen die örtlichen Verhältnisse eine Erneuerung der verdorbenen Luft auf dem natürlichen Wege und von selbst minder oder mehr erschweren, ja verhindern; ein Verhältniss, welches nur bei einem Zusammentreten ganz besonderer Umstände in den offenen Räumen der Tagebaue denkbar werden könnte. Aber auch in der Grube wird die Anwendung von Wettermaschinen gegen die zu anderen Zwecken dienenden seltener nothwendig werden, weil man meist durch Benutzung natürlicher Hülfsmittel, nach Erfordern auch Anbringung besonderer Vorkehrungen eine vorhandene fortwährende natürliche Luftströmung befördern oder selbst eine noch nicht vorhandene hervorrufen kann, welche dann in jeder Hinsicht einer durch Maschinen erzeugten rein künstlichen vorzuziehen ist.

Die Maschinen, deren man sich zur Wetterversorgung neben anderen Vorrichtungen von aerodynamischer Wirkung bedient, sind dieselben, welche als Gebläse bei dem Hüttenwesen mehr oder minder angewendet werden; man hat jedoch bei ihrer Auswahl und Einrichtung folgendes zu beobachten: 1) dass sie geeignet sind, verhältnissmässig grosse Luftmassen, obschon nicht von grosser Dichtigkeit und Spannung und nicht mit grosser Geschwindigkeit, fortzubringen, welche letztere sämmtlich die Bewegungshindernisse und auch den Windverlust in der Maschine wie in den Leitungsröhren unnöthig vergrössern würden; 2) dass sie verhältnissmässig möglichst einfach und leicht mit den eben vorhandenen Hülfsmitteln hergestellt und unterhalten werden können, namentlich mit Berücksichtigung der Dauer ihres Bedarfes, welcher häufig nur ein vorübergehender ist.

Es wird daher oft als Wettermaschine eine Vorrichtung völlig ausreichend, ja gerade an ihrem rechten Orte gewählt sein, welche als eigentliches Gebläse für den Hüttengebrauch nur eine ziemlich untergeordnete Stelle einnehmen könnte.

Die bei dem Bergbaue am gewöhnlichsten anwendbaren Wettermaschinen sind nächst den einfachen Blasebälgen (fr. *soufflet;* engl. *bellow*) (s. GEBLÄSE) für ganz kurz vorübergehenden Gebrauch: die Wettertrommel, Wassertrommel, das Trombengebläse (fr. *trombe;* engl. *water-blowing-machine*) (s. WASSERTROMMEL); das Wetter-

rad, Fächergebläse (fr. *ventilateur à force centrifuge*; engl. *ventilating-fanner*) (s. CENTRIFUGALGEBLÄSE), der Harzer Wettersatz (s. HARZER WETTERSATZ) (fr. *ventilateur du Harz*; engl. *Taylor's ventilator, water bellows*) und die Kolbengebläse (s. GEBLÄSE), Kasten- und Cylindergebläse (fr. *soufflets à piston*). Von ihnen ist nur der Harzer Wettersatz dem Bergbaue eigenthümlich, obschon auch er, jedoch weit älteren Ursprunges, mit dem Baader'schen Wassergebläse im Principe übereinkommt.

Sämmtliche Maschinen sind entweder Wettersauger oder Wetterbläser, erstere die schlechte Luft aus den Bauen herausziehend, letztere gute hineinblasend, oder sie sind auch beliebig in einer oder der anderen Weise anzuwenden.

Eine zu beachtende Eigenthümlichkeit der für den Bergwerksgebrauch angewendeten Wettermaschinen besteht noch darin: dass sie meistentheils in ziemlich — ja oft sehr — grosser Entfernung von dem Punkte aufzustellen sind, nach welchem hin sie wirken sollen, daher mit diesem durch Röhrenleitungen irgend einer Art zu verbinden sind, was wieder bei Beurtheilung der Wirkung nicht zu übersehen ist. Vergl. übrigens noch den Artikel VENTILATOREN.

3) Die Maschinen zur Förderung d. i. zur bergmännischen Fortschaffung (fr. *machines pour le transport intérieur et extérieur*; engl. *machines for carriage, machines for conveying ores and materials*), wesentlich zwar zur Zusammen-, Heraus- und nach Befinden Weiterförderung der gewonnenen Massen, ausserdem aber auch zum Zu- und Hineinfördern von Materialien und Gegenständen aller Art, welche bei dem Grubenbetriebe nöthig sind, beiläufig endlich auch zur Ein- und Ausförderung der Arbeiter dienend.

Die in diese Abtheilung gehörigen Maschinen haben sämmtlich nur eine Förderung in auf- und theilweise in absteigender Richtung — Heben und Senken — zum Zweck, da in anderer, mehr oder ganz horizontaler Richtung die Anwendung von Maschinen nicht nur unnöthig, sondern auch, wenigstens in den meisten unterirdischen Bauen, sogar unausführbar sein würde.

Die hauptsächlichste Förderung mit Maschinen beim Bergbaue ist daher die Schachtförderung, nächstdem die derselben verwandten Zwischen- und Hülfsförderungen in der Grube und über Tage, an den Mündungen und in der Nähe der Gruben; an sie schliesst sich die besondere Zuförderung der Materialien aller Art in denjenigen Gegenden, wo die Mündungen der Grubenbaue in übrigens schwer zugängiger Höhe über der Thalsohle liegen, durch die sogenannten Aufzugsmaschinen.

Sämmtliche zu wirklich bergmännischer Förderung angewendeten Maschinen lassen sich unter die beiden Hauptabtheilungen Haspel (fr. *treuil*; engl. *wind, windlass*) und Göpel (fr. *baritel*; engl. *whim*) bringen HASPEL und GÖPEL); zu letzteren gehören auch die Aufzugsmaschinen verschiedener Art und Anwendung. Zur Unterstützung gewisser (s. Zwischenarbeiten der Förderung, des Auf- und Abladens, Ueberhebens, nicht aber als wirkliche Fördermaschinen zu betrachten, kommen endlich hier und da noch in Anwendung: Krahne (fr. *grue, gruau*; engl. *crane*) und Hebemaschinen (fr. *machine à soulèvement, moufle mécanique*) (s. KRAHNE, HEBEMASCHINEN, FAHRMASCHINEN und FÖRDERUNGSMASCHINEN).

4) Die Aufbereitungsmaschinen (fr. *maschines pour la préparation des minérais;* engl. *machines for dressing ores*). Die Aufbereitung als die Gesammtheit der Arbeiten der mechanischen Reinigung und Sonderung der gewonnenen nutzbaren Mineralien erfordert, sofern sie nur einigermassen die einfachsten mit der Hand ausführbaren Behandlungsweisen als nicht mehr zureichend überschreitet, in der Mehrzahl der Fälle Maschinen, deren Anzahl und Verschiedenheit mit der Menge des aufzubereitenden Haufwerks, der Verschiedenartigkeit der Bestandtheile, der Innigkeit der Mengung derselben wächst.

Der Mehrzahl nach gehören diese Maschinen dem Bergwerksbetriebe eigenthümlich zu, und wenn sie, die eine mehr, die andere weniger, auch für andere technische Zwecke benutzt werden, so sind sie dann mehr als erst dem Bergbaue entlehnt zu betrachten.

Die sämmtlichen hieher gehörigen Maschinen zerfallen in zwei Abtheilungen: 1) die zur Zerkleinung (fr. *trituration des minérais;* engl. *crushing and pulverising ores*) und 2) die zur eigentlichen Sonderung (fr. *séparation;* engl. *cleansing ores*) dienenden, deren jede wieder nebst Vorbereitungs- und Hülfsvorrichtungen eine grössere oder kleinere Anzahl begreift. Vergl. Art. AUFBEREITUNGSMASCHINEN.

Die Rücksichten, welche hinsichtlich der Einrichtung wie der Beurtheilung sämmtlicher Bergwerksmaschinen beobachtet werden müssen, insbesondere wenn dieselben in den unterirdischen Grubenräumen ganz oder theilweise stehen und wirken, sind folgende. Sie müssen 1) in der Construction, Anlage und Unterhaltung möglichst und so einfach sein, als dieses ohne Beeinträchtigung der Wirkung zu erreichen ist; ja es kann wohl selbst zweckmässig werden, einen Theil einer höheren Wirkung Preis zu geben, wenn dadurch die Einrichtung wesentlich vereinfacht werden kann; 2) möglichst stark, fest und dauerhaft, nicht leicht Störungen im Gange, somit häufigen Reparaturen gewöhnlicher, noch minder ungewöhnlicher Art, durch Brüche u. dergl. unterworfen sein; endlich 3) in allen Theilen im vollkommensten Gleichgewicht und festester unnachgiebiger Verbindung sein, sofern nicht ihr eigenthümlicher Zweck hiervon eine Ausnahme erfordert.

Einfachheit in der Wahl des Systemes der Maschine wie in der ganzen Construction, möglichste Stärke und Dauerhaftigkeit in Art, Gestaltung und Massverhältnissen der einzelnen Theile sind nothwendig: *a*) weil die Mehrzahl dieser Maschinen in finsteren, engen, von Unreinigkeit nie ganz frei zu erhaltenden Räumen aufgestellt und im Gange erhalten werden muss, wo sie der fortwährenden nie ganz abzuhaltenden Einwirkung des Staubes, Schmutzes, des Wassers, der feuchten, theilweise verdorbenen Luft, wie endlich nicht minder der nicht allemal zu verhindernden Erschütterungen irgend eines Ursprunges ausgesetzt sind; *b*) weil ein Theil dieser Maschinen selbst geradezu stossweise, also auch sich selbst erschütternd und somit zerstörend wirken muss, wie einige Aufbereitungsmaschinen; *c*) weil die Wartung in jenen, nur durch künstliche Beleuchtung spärlich zu erhellenden Räumen wegen der angegebenen übrigen Beschaffenheit derselben an sich schwierig ist, dabei nicht nur nicht jeder Mangel gleich bemerkt werden kann, sondern sie auch meist Leuten übertragen werden muss, welche bei aller Sorgsamkeit in Wahrung ihrer Obliegenheiten doch nicht gewohnt sind, zu säuberlich mit den zu wartenden Theilen umzugehen; endlich *d*) weil alle den Gang auf längere Zeit unterbrechende Reparaturen so selten als möglich gemacht werden

müssen, am allermeisten die durch plötzliche und unvorhergesehene Brüche und ähnliche Störungen hervorgerufenen. Je mehr die Maschine dazu bestimmt ist, natürliche Hindernisse des Bergbaues zu beseitigen, desto mehr muss man eben solchen Störungen vorzubeugen suchen, weil durch sie der ganze Betrieb gehemmt und unterbrochen, ja für immer vernichtet werden kann, so z. B. bei allen Wasserhaltungs-, nächstdem auch bei Wettermaschinen, in wenig geringerer Masse aber auch bei den mehr als Hülfsmaschinen zu betrachtenden für Förderung und Aufbereitung.

Ein möglichst vollkommenes Gleichgewicht der einzelnen Theile nebst bester Spannung der Verbindungen ist zwar bei allen Maschinen nöthig, bei den Bergwerksmaschinen aber am meisten, weil bei einer grösseren Anzahl derselben die Kraft von den Umtriebsmaschinen aus auf eine grössere Entfernung nach Länge oder Tiefe oder beiden fortgepflanzt werden muss, wobei die ausübenden Maschinentheile auf diese Länge vertheilt oder erst am Ende derselben angebracht sind und die gedachte Entfernung durch sehr ausgedehntes, aus den obigen Rücksichten oft stark lastendes, ja schwerfälliges Zwischengeschirr übertragen werden muss.

Aus diesen Gesichtspunkten müssen Bergwerksmaschinen betrachtet und beurtheilt werden, wenn nicht manche Systeme und Einrichtungen, welche an und für sich mechanisch höchst vollkommen sein können, bei ihnen eine unter den gegebenen Umständen höchst ungeeignete Anwendung finden oder gegentheils Constructionen für mangelhaft gehalten werden sollen, welche, in anderen Verhältnissen keineswegs die empfehlenswerthesten, hier gerade an ihrem rechten Orte sind.

Gätzschmann.

Beutelmaschine, Beutelgeschirr, Beutelzeug, auch Beutelwerk (fr. *bluteau, blutoir*; engl. *bolting-mill, dressing machine*). Unter diesen Benennungen versteht man überhaupt alle diejenigen Vorrichtungen an Mahlmühlen, welche dazu dienen, das durch diese zermalmte Gut, als: Früchte, Erz u. s. w. nach der Grösse seines Kornes so viel als möglich zu separiren und zu verschiedenartigem Gebrauche im gemeinen Leben vorzubereiten, sowie insbesondere bei der Fabrication des Mehles aus Getreide und den ähnlichen Früchten das aus dem Kerne derselben gewonnene Mehl von den Hülsen der Körner, den dann sogenannten Kleien, zu scheiden. Die bis jetzt am meisten gebräuchlichen bessern Vorrichtungen dieser Art, welche übrigens das Gemeinschaftliche haben, dass sie aus einer Art Sieb von Draht, Rosshaaren oder aus einem baumwollenen oder seidenen Gewebe, dem sogenannten Beuteltuche oder der Seidengaze, bestehen, durch deren nach Massgabe der zu erzielenden Feinheit des Mehles mehr oder weniger weit angewendete Maschen oder Poren das Sortiren des gemahlenen Gutes zu geschehen pflegt, lassen sich hinsichtlich der Art und Weise, auf welche das Durchbeuteln geschieht und befördert wird,

1) in den gemeinen Beutel (fr. *sas*),

2) in den rotirenden cylindrischen oder prismatischen Beutel (fr. *blutoir*), und

3) in den Bürstenbeutel (fr. *blutoir à brosses*) abtheilen, und es wird das Feinere des in jeden dieser Beutel von der Mühle ausgeführten Gemenges bei ersterem, dem gemeinen Beutel, durch die in denselben gelegte schüttelnde Bewegung; bei der zweiten Art von Beuteln, nämlich bei den cylindrischen oder prismatischen, durch die denselben gegebene kreisförmige Bewe-

gung allein oder unter Mitwirkung der Centrifugalkraft oder der besonders dazu angebrachten Klopfer und diesen ähnlichen Vorrichtungen; und endlich bei letzterem, dem Bürstenbeutel, durch im Innern desselben angebrachte und auf dessen Umfang wirkende Bürsten von dem Gröbern abgesondert und in einem, den Beutel umgebenden, gegen das Verstäuben allenthalben verschlossenen Kasten, dem Beutelkasten, aufgefangen, während das gröbere, das sogenannte Schrot und die Kleien, welches durch die Maschen des Beutels nicht gelangen kann, aus dem am Ende ganz offenen Beutel heraus in den vorgestellten Schrot- oder Kleienkasten läuft.

Unter allen diesen Beutelmaschinen ist vorzugsweise bei den gewöhnlichen altdeutschen Mahlmühlen das gemeine Beutelgeschirr immer noch die am häufigsten angewendete, indem dasselbe einfach und den Empirikern das bekannteste ist, obschon man auch in neuerer Zeit angefangen hat, die cylindrischen oder prismatischen Beutel hier und da statt dessen mit Vortheil einzuführen.

Die gewöhnlichste bessere Einrichtung eines solchen Beutelgeschirres erhellet aus den *Fig.* 1, 2, 3 und 4 Taf. 60., wo *Fig.* 1 dasselbe im Längendurchschnitte, *Fig.* 2 im Grundrisse ohne den Oberdeckel des Beutelkastens, *Fig.* 3 in der Vorderansicht und *Fig.* 4 in der Seitenansicht des hintern Theiles des Beutelkastens mit den zur schüttelnden Bewegung des Beutels dienenden Mechanismen darstellen.

In dem länglich viereckigen, allenthalben verschlossenen Beutelkasten *aa*, welcher an der Mehlbank *b* ansteht und an derselben befestigt ist, ist der Länge desselben nach und in dessen Mitte der sackförmig gestaltete Beutel *cc*, der Mehlbeutel, vor dem in der Mehlbank *b* angebrachten und mit dem Zarge oder Lauft des Mühlläufers in Verbindung stehenden Mehlloche *d* (*Fig.* 1 nnd 2) dergestalt straff ausgespannt, dass dieser vom Mehlloche aus beiläufig unter 15 bis höchstens 30 Graden gegen den Horizont abfällt und an der Vorderseite des Kastens *aa* ausmündet.

Ein solcher Beutel, gewöhnlich aus einem eigens hierzu gewobenen Wollenzeuge, Beuteltuch, seltener aus Seidengaze bestehend, wird gebildet, indem man zwei 6 bis 7 Fuss lange Streifen solchen Tuches von 14 bis 16 Zoll Breite auf einander legt, an den Seitenkanten zusammennäht und daselbst mit ungefähr 2 Zoll breiten Bändern aus gegerbtem Rindsleder oder Juchten besetzt, auch die beiden Enden mit solchem Leder versieht, um an den obern einen in den Ecken abgerundeten vierseitigen eisernen Ring von 8 Zoll Breite und 5 bis 6 Zoll Höhe, am untern Ende dagegen einen ovalen eisernen Ring von 10 Zoll Breite und 4 bis 5 Zoll Höhe in der Mitte einnähen zu können. Ungefähr im dritten Theile der ganzen Länge des Beutels vom vierseitigen Ringe herein werden an den beiden Seiten des Beutels zwei Oesen *e* (die sogenannten Beutelohren) aus starkem Sohlenleder angenäht, auch wohl mit rundköpfigen Nägeln, deren Spitzen umgekröpft werden, angetragen, welche zur Aufnahme zweier Arme *f*, *f* der die schüttelnde Bewegung hervorbringenden Vorrichtung, die nachher beschrieben werden soll, dienen. Der auf diese Weise vorgerichtete Beutel wird nun durch die in dem an der vordern Beutelkastenwand angebrachten Spannschieber *g* ausgeschnittene ovale Oeffnung eingeführt, mittels der beiden Oesen *e* an die mit Blech beschlagenen oder mit runden gusseisernen Hülsen versehenen Enden der Schüttelarme *f*, *f* angeschoben und mit seinem vierseitigen Endringe oben vor dem Mehlloche *d* in den Falz der an der Mehlbank angetragenen Holzleiste *h* (*Fig.* 1) eingesetzt und mit dem Anlegeeisen *i* vollends be-

festigt. Mit dem am untern Ende befindlichen ovalen Ringe sitzt der Beutel in der etwas kleineren, dem Ringe aber conformen, vorn ausgefalzten Oeffnung ohne eine weitere Befestigung fest, und es kann durch die Bewegung des Schiebers *g* zwischen Leisten von oben nach unten und durch dessen Feststellen mittels der Standschrauben *k*, *k* der Beutel dem jedesmaligen Bedürfnisse angemessen beliebig und, wenn er durch das fortwährende Schütteln schlaff geworden sein sollte, sofort wieder angespannt werden.

Die bereits angedeutete beständig andauernde Erschütterung des Beutels kann nun entweder seitlich oder von unten nach oben bewirkt werden, wovon die erstere, nämlich den Beutel seitweise zu schütteln, die schlechtere ist, obschon sie da, wo man sich ihrer bedient, der letztern vorgezogen wird, indem man sagt, der Beutel erhalte sich bei ihr länger. Dies muss jedoch bezweifelt und gerade das Gegentheil behauptet werden, sobald man erwägt, dass der Beutel, um auf einmal möglichst viel durchbeuteln zu können, auch der Seite nach ausgespannt werde, was gewöhnlich zugleich mit durch die beiden Arme *f*, *f* der Schüttelvorrichtung, ohne diese jedoch verstellen zu dürfen, zu geschehen pflegt, dass ein solches Ausspannen in die Breite aber eine seitliche Bewegung (welche schnell und stossweise zu erfolgen hat), ohne dabei den Beutel (durch ungleiches Anspannen seiner Längenfäden) zu beschädigen, nicht gut zulässt; dass der an den Seiten des Beutels befindliche 2 Zoll breite Lederbesatz, welcher in der Absicht, das Beuteltuch gegen Beschädigung bei kräftigem Schütteln zu schützen, angebracht ist, im Zustande starker Anspannung einer Bewegung zur Seite bedeutenden Widerstand entgegenstellt, folglich frühzeitig unbrauchbar gemacht wird; dass endlich das Mehl bei dieser Methode nicht, wie bei jener mehr lothrecht erfolgenden Bewegung des Beutels, gleichsam durch diesen hindurchgeschlagen, mithin das Durchbeuteln bei letzterem vollkommener bewirkt wird. Indessen kann nicht geläugnet werden, dass ein früheres Zugrundegehen bei einem auf- und abwärts geschüttelt werdenden Mehlbeutel leichter, als bei einem seitlich hin und her bewegten herbeigeführt werden kann, wenn der Müller auf die Eigenthümlichkeiten desselben nicht die nöthige Sorgfalt verwendet. Bringt dieser nämlich die Enden der Schüttelarme *f*, *f*, woran der Beutel mit seinen Oesen *e* hängt, nicht in der Richtung der Axe des Beutels liegend an, sondern etwa gegen diese, indem er sie an der unter dem Beutel liegenden horizontalen Schüttelwelle *l* geradlinig anbringt, geneigt stellt, so wird dadurch beim Aufwärtsstossen des Beutels an der Oesenstelle der Beutel von unten gegen das Mehlloch hin stark angezogen, seine Seitenbänder werden unnöthigerweise mehr als erforderlich ausgestreckt und in Folge dessen die Längenfäden des gespannten Beuteltuches über ihre Elasticitätsgränze hinaus ausgedehnt, was natürlich die Festigkeit derselben und somit den Zusammenhang des Beutels beeinträchtigen muss. Sind dagegen die Enden jener Arme *f*, *f* in der Richtung der Beutelaxe angebracht, was man recht gut kann, indem man diese Arme aus krumm gewachsenem Holze ausschneidet oder von Eisen gekrümmt herstellt und so anbringt, wie *Fig.* 1 zeigt, und steht die Stärke des Schüttelns mit der Spannung des Lederbesatzes am Beutel in einem solchen Verhältnisse, dass das Beuteltuch nicht übermässig ausgedehnt wird, so halten solche Beutel sehr lange, und leisten aus bereits angeführten Gründen mehr als die seitweise in rüttelnde Thätigkeit versetzten.

Die auf- und niederwärts gerichtete schüttelnde Bewegung des Beutels wird nun auf folgende sehr einfache Art hervorgebracht. Die unter dem Beutel horizontal liegende Welle *l* enthält ausser den Schüttelarmen *f*, *f* an ihrer ausserhalb der einen Seite des Mehl- oder Beutelkastens befindlichen Verlängerung den abwärts geneigten Arm *m*, die Beutel- oder Räderscheere, in welchem die Schub- oder Rüttelstange *n*, die sogenannte Beutelzunge oder Räderschiene, mittels eines runden hölzernen Nagels drehbar befestigt ist. Diese Beutelzunge stemmt sich gegen den horizontalen Arm *o* einer vertikal gestellten Welle *p*, der Anschlagewelle, und wird sammt der Schüttelwelle und dem damit Verbundenen durch die hölzerne oder stählerne Feder *q* gegen diesen Arm *o* beständig und dergestalt angedrückt, dass eine rückgängige Bewegung dieser Vorrichtung nur durch das Zurückspringen dieser Feder erfolgt, während man die vorwärts schreitende Bewegung derselben durch einen zweiten Arm *r* (den Anschlag) jener Welle *p*, indem diese gegen drei auf oder unter dem Mühlengetriebe *s* am Mühleisen sitzende Daumen *t* schlägt und von diesen wieder abgestossen wird, erzeugt.

Die Stärke dieser den Beutel in Erschütterung setzenden Bewegung kann übrigens nach Verhältniss des zu beutelnden gröbern oder feinern Gutes und des angewendeten gröbern oder feinern Beuteltuches durch die Verstellung der Beutelzunge *n* in ihrer Scheere *m* modificirt werden, wozu die in diesen beiden Theilen eingebohrten Löcher dienen. Mehr als 3 Zoll jedoch lässt man den Beutel an der Angriffsstelle $e_1 e_1$ auf- und abwärts nicht bewegen, da eine solche für das gröbste Schrot schon hinreichend ist, eine grössere aber nachtheilig auf die Dauerhaftigkeit des Beutels einwirken würde.

Da in der Regel der Läufer einer gewöhnlichen Mahlmühle, von 3 Fuss Länge oder Durchmesser, 140 bis 180 Umläufe in einer Minute verrichtet, so wird ein solcher zu einem Mahlgange erforderliche Beutel in derselben Zeit dreimal so oft, also 420 bis 540 Mal auf- und abwärts geschüttelt. Um häufig nachsehen zu können, ob der Beutel noch im guten Zustande sich befindet, ist in der einen Seitenwand des Beutelkastens eine grosse vierseitige Oeffnung *uu* eingeschnitten, welche gewöhnlich nur mit einem leinenen oder zwillichenen Tuche *v* (*Fig.* 2) verhangen wird. Eine zweite, etwa nur 6 Zoll hohe und weite, unten am Boden des Kastens angebrachte und mit einem hölzernen oder blechernen Schieber verschlossene Oeffnung *w* ist zum Herausputzen des Mehles bestimmt.

Noch ist anzuführen, dass unter der Ausmündung des Beutels eine kleine Gosse *x* von Holz oder Blech zur leichtern Einführung des Schrotes oder der Kleien in den untergesetzten Schrot- oder Kleienkasten angebracht, die Oeffnung des Beutels aber mit einem zwillichenen Tuche *y* (*Fig.* 3), welches unten mit dem Bügel *z* gegen diese Oeffnung gedrückt wird, verhangen ist, um dadurch auch dem Verstäuben des am Schrote und der Kleien anhängenden Mehlstaubes möglichst zu begegnen.

Ferner verdient bemerkt zu werden, dass die untere Seite des Beutels, welche allemal nur thätig ist, wenn sie in Folge langen Gebrauchs defect geworden sein sollte, gewöhnlich durch Einsetzen von solchem Beuteltuche ausgebessert wird, oder wenn dies nicht mehr vortheilhaft ist, der Beutel gewendet, d. i. die obere Seite nach unten gekehrt werden kann.

Etwas anders als das so eben beschriebene Beutelgeschirr bei Getreidemühlen ist das bei der Amalgamation der gold- oder silberhaltigen Erze angewendete construirt, welche Erze nach einer vorangegangenen Röstung mit Kochsalz u. s. w. bekanntlich gemahlen und behufs des Verquickens zu ganz feinem Mehl gebeutelt werden müssen. Bei der Freiberger Silberamalgamation, wo die zur Erzeugung von Chlorsilber mit Kochsalz abgerösteten Erze durch den Mahlprocess sehr erhitzt werden, wendet man einen übrigens dem bei der Getreidemehl-Fabrication gebräuchlichen ganz ähnlichen Beutel, jedoch aus sogenanntem Doppelbeuteltuche an, welches sich von dem gewöhnlichen (einfachen) dadurch unterscheidet, dass seine Fäden grösserer Dauerhaftigkeit wegen gezwirnt sind. Der Beutelkasten, welcher zur Aufnahme des sehr warmen und deshalb sehr leicht aufstäubenden Erzmehles dient, ist aus ganz ausgetrocknetem Holze gefertigt und seine Breter sind insbesondere sehr sorgfältig zusammengefügt, gespündet und noch verleimt. Ausser der mittels einer breternen Thüre oder eines dergleichen Schiebers bewirkten vollkommenen Verschliessung der grössern, übrigens auch noch mit Zwillichtuch verhangenen Oeffnung *u u Fig.* I befindet sich vor der Ausmündung des Beutels eine durch Verlängerung des Beutelkastens gebildete dicht verschlossene Abtheilung von $1\frac{1}{2}$ Fuss Länge, in welcher das aus dem Beutel kommende Schrot aufgefangen und nicht früher aus demselben durch eine in ihrer Vorderwand am Boden angebrachte und mit einem Schieber versehene kleine Oeffnung entfernt wird, bis das im Rumpfe auf einmal aufgegebene Erzquantum durchgemahlen worden ist und das Schrot nun wieder aufgeschüttet werden soll.

In Betreff des bei solchem Beutelgeschirre anzuwendenden Beuteltuches selbst dürfte hier nur anzuführen sein, dass dasselbe bei den gewöhnlichen Mahlmühlen, wie schon erwähnt, aus einem wollenen, seltener aus einem seidenen Gewebe, welches noch besonders auf eine eigene Art geleimt oder gegummt wird, besteht. Je nach der Verschiedenheit des zu behandelnden Getreides und des daraus zu erzielenden gröbern oder feinern Mehles ist es sowohl im Faden als in der Grösse seiner Maschen gröber oder feiner und kommt gewöhnlich in mehr als einem Dutzend von den Grad der Feinheit bezeichnenden Nummern, die nach der Zahl der auf eine gewisse Länge, z. B. auf 1 Zoll gehenden Maschen gewählt werden und fast in jedem Lande andere sind, im Handel vor. Von vorzüglicher Güte und Dauerhaftigkeit liefern es die Engländer, obschon man es auch in mehreren Webereien Deutschlands, wie z. B. in der k. k. Wollenzeugfabrik zu Linz, in Harthau bei Zittau, in Berlin, Breslau, in Münchenbernsdorf bei Gera, woher das Doppelbeuteltuch für das königl. sächs. Amalgamirwerk zu Halsbrücke bei Freiberg bezogen wird, u. s. w. von sehr guter Qualität verfertigt.

Gewöhnlich webt man es nur 14 bis 16 Zoll breit, so breit also, als es zu einem in der Regel 10 bis 12 Zoll weit angewendet werdenden Beutel gebraucht wird. Seidenes oder Seidengaze — Beuteltuch von ausgezeichneter Beschaffenheit — liefern jetzt die Fabricanten Dufour et Comp. in Thal, Kanton St. Gallen; Hennecart zu St. Quentin und Harlem Star in Holland.

Mehr noch über diesen Gegenstand kann im Artikel MÜHLEN, da, wo über alle hier und da fabricirt werdende oder im Handel vorkommende Sorten von Mehl und ihre Bereitung näher gehandelt wird, gesagt werden, weshalb auch hier sowohl über die Leistung als die Dauer eines

Mehlbeutels, da diese von dem Grade der Feinheit des angewendeten Beuteltuches wesentlich abhängen, nichts bemerkt werden kann, sondern dorthin verwiesen werden muss.

Wir gehen daher zu einer andern Art von Beutelmaschinen, zu dem cylindrischen Beutel, über.

Die in England und in America früher üblich gewesene Beutelmaschine (engl. *bolting mill*), deren Beutel cylindrisch geformt ist und mit bedeutender Geschwindigkeit in kreisförmige Bewegung gesetzt wird, besteht aus einer Art von Haspel (engl. *reel*), welcher aus einer etwas geneigten Welle mit an jedem ihrer Enden sternartig aufgesetzten 6 Armen und aus 6 Latten oder Stäben dergestalt gebildet wird, dass diese 6 Latten, in der Richtung der Wellenaxe liegend, die Enden jener radial von der Welle aus gehenden Arme oder Speichen verbinden und so gleichsam ein cylinderähnliches Gerippe darstellen, welches an dem obern Ende gewöhnlich $22\frac{1}{2}$ Zoll, am untern dagegen nur $20\frac{1}{2}$ Zoll zum Durchmesser hat (engl. *equal reel*), hie und da jedoch auch erstern Durchmesser auf seine ganze Länge beibehält (engl. *taper reel*). Dieses hölzerne Gerippe umgiebt der etwas weitere cylindrische Beutel, der mittels seiner mit Leder besetzten Enden an demselben, nämlich oben und unten, befestigt wird. Um den Beutel concentrisch herum, in einer allenthalben gleichen Entfernung von $\frac{1}{2}$ Zoll von der äusseren Fläche der Gerippestäbe abstehend und mit diesen parallel laufend, sind in dem den Beutel umgebenden Gehäuse (dem Beutelkasten) 6 hölzerne Stäbe, die sogenannten Schläger (engl. *beaters*), angebracht, gegen welche das Beuteltuch, indem es mit dem Haspel in schnelle Bewegung versetzt wird und sich in Folge der Centrifugalkraft aufbläht, mit Heftigkeit schlägt, wodurch das feinere Mehl des in das Innere des Beutels von oben fortwährend eingeleiteten Mahlgutes durch den Beutel hindurch getrieben wird. Das Schrot sowie die Kleien dagegen durchwandern den ganzen Beutel und gelangen endlich aus diesem in den vorgesetzten Kleienkasten oder in eine denselben ersetzende Abtheilung des Beutelgehäuses.

Durch eine so eingerichtete Beutelvorrichtung wurde jedoch der Zweck nur unvollkommen erreicht, da bei ihr die Befestigung des Beutels an den Enden des Haspels nicht ganz vollkommen geschehen konnte, in Folge dessen der Beutel sich nun ungleichförmig ausdehnen musste und statt einer concentrischen Bewegung oft eine schleudernde annahm, wodurch er bei stellenweise stattgefundenem zu starkem Anschlagen gegen die Schläger sehr bald beschädigt wurde. Der Müller Jacob Ayton zu Trowse in Norfolk hat deshalb diese Beutelmethode wesentlich zu verbessern gesucht und seiner Beutelmaschine die nun folgende zweckmässigere Einrichtung gegeben.

In *Fig.* 5 Taf. 60., welche diese Beutelmaschine in der Seitenansicht, jedoch ohne Beutel und ohne die vordere Wand des diesen umgebenden Kastens, darstellt, ist *aa* das Beutelkastengestell, in welchem die eigentliche Beutelvorrichtung etwas geneigt liegt. *bb* ist die schmiedeeiserne Axe oder Welle des Beutelgerippes mit der an ihr befestigten Würtel- oder Riemenscheibe *c*, durch welche die Bewegung des Beutels hervorgebracht wird. An dieser Welle *bb* sind die beiden Naben *d* und *e* auf irgend eine geeignete Weise fest gemacht, wovon jede mit vier unter rechten Winkeln gegen einander gestellten Speichen *f*, *f* ausgestattet ist. An den Enden je zwei solcher Speichen *f*, *f* der beiden Naben, die auf einer und derselben Seite der Welle *bb* liegen, ist ein 5 bis 6 Zoll breiter Streifen von Beutel- oder Segeltuch (engl. *duck*) *g* befestigt und angespannt,

so zwar, dass hierdurch eine Art von Fächer oder Windfege von beiläufig 20 Zoll Durchmesser im Innern des sie umgebenden Beutels gebildet wird. Ueber der obern Nabe *d* dieses Fächers befindet sich noch eine Nabe *h*, von welcher sechs nach einem Viertelkreise aufwärts gebogene federnde eiserne Speichen *i*, *i* auslaufen, deren Enden mit dem hölzernen Ringe *k*, dessen äusserer Durchmesser dem des Fächers entspricht, vereinigt sind. Unterhalb der Wand *l l*, welche den Beutelkasten in den Mehlkasten *m* und den Kleienkasten *n* abtheilt, befindet sich noch eine Nabe *o* mit sechs von ihr radial ausgehenden stählernen Federn *p*, deren Enden hakenförmig umgebogen, abgerundet und sorgfältig geglättet sind, um die aufzunehmenden Oesen des Beutels möglichst lange zu erhalten, angebracht. Diese Nabe, welche mit den Stahlfedern in *Fig.* 6 in zwei Ansichten nach grösserem Massstabe gezeichnet ist, besteht aus drei Ringen *o*, *q*, *r*, wovon der innere, nämlich *q*, auf der viereckigen Welle *b b* festsitzt und die beiden übrigen Ringe auf seinem gut abgedrehten Umfange trägt, so zwar, dass der die Stahlfedern enthaltende Ring *o* sich an das ringförmige Gestemme desselben anlegt und zwischen diesem und dem auf seiner andern Seite mit vier Standschrauben auf *q* befestigten Ringe *r* leicht drehen lässt.

Der über den fächerartigen Haspel gezogene Beutel wird nun mit sechs an dem untern Lederbesatz angenäheten Oesen an die Haken der Federn *p* gehangen und mit seinem andern Ende oberhalb des Ringes *k* durch blosses Zusammenziehen mittels einer Zugschnur befestigt. Wird nun der Haspel sammt dem Beutel schnell umgedreht, so wird sich durch die Schwungkraft, sowie durch den Druck der mittels der Fächer im Innern des Beutels erzeugten Luft der Beutel sehr aufblähen, vermöge der Elasticität der Federn *p*, die dabei in Thätigkeit gesetzt wird, gleichförmig ausspannen und möglichst concentrisch bewegen.

Eine zweite wesentliche Verbesserung an dieser Ayton'schen Beutelmaschine besteht darin, die um den Beutel concentrisch liegenden sechs Schläger (Klopfer) *s* nach Bedürfniss auch während der Operation dem Beutel näher oder entfernter stellen zu können. Die Art und Weise, auf welche dies geschieht, erhellet aus *Fig.* 7 Taf. 60., welche eine Endansicht der in *Fig.* 5 in der Seitenansicht dargestellten Maschine ist. Auf der äusseren Seite einer jeden der beiden auf der Beutelaxe rechtwinkelig stehenden Scheidewände *l*, *l* und *t*, *t* (*Fig.* 5) befindet sich ein mit der Umdrehungsaxe concentrisch angebrachter eiserner Ring *u* (*Fig.* 7), zwischen den ihn in Lehre haltenden Wirbeln *v* (Krampen oder Haltern) leicht drehbar. In jedem solchen Ringe befinden sich 6 am Umfange gleich vertheilte excentrische Schlitze *w*, *w*, unter welchen in der ihn tragenden Scheidewand eben so viele, von der Umdrehungsaxe radial auslaufende Schlitze so eingeschnitten sind, dass je zwei Schlitze, ein excentrischer im Ringe und ein radialer in der Scheidewand, sich durchkreuzen. In solchen Schlitzenpaaren sind nun die mit der Umdrehungsaxe *b b* parallel gerichteten hölzernen Schläger oder Latten *s*, *s* mittels Schrauben *x* dergestalt verbunden, dass sie sich in den radialen Schlitzen der Scheidewände *l*, *l* und *t*, *t* hin und her bewegen, also dem Beutel sich nähern oder davon entfernen lassen, sobald die Ringe *u* mit den excentrischen Schlitzen gleichzeitig nach einer und derselben Richtung hin, rechts oder links, um gleich viel umgedreht werden, was sehr einfach dadurch hervorgebracht wird, dass in die am Umfange eines jeden Ringes *u* beiläufig nur auf eine dem excentrischen Schlitz gleiche Länge eingeschnittenen

Zähne kleine, an einer gemeinschaftlichen Welle befindliche Getriebe, wie *y Fig.* 7 eines ist, eingreifen, die mittels einer an dem einen Ende dieser Welle angebrachten Kurbel in Umlauf gesetzt werden können.

z (*Fig.* 5) ist die Gosse oder der Aufgebekasten, aus welchem stets so viel zermalmtes Gut in den Beutel läuft, als dieser rein durchbeuteln kann, so also, dass am Ende des Beutelkastens nur Schrot oder Kleien, ohne Beimengung von Mehl, erhalten wird.

Diese auf eben beschriebene Weise verbesserte englische Beutelmaschine gewährt gegen die früher angewendete den wesentlichen Vortheil, dass durch den im Innern des Beutels statt des Haspels angebrachten Fächer Luft gefangen und diese heftig, nach Massgabe der dem Fächer sammt Beutel gegebenen sehr schnellen rotirenden Bewegung, gegen den Umfang des Beutels getrieben wird, wodurch das Mehl um so leichter durch die Maschen des Beutelzeuges gelangen kann, während ein Verstopfen derselben durch die vom Beutel selbst angespannten und dadurch in steter zitternder Bewegung erhaltenten Stahlfedern *p* fast gänzlich vermieden wird, und daher ein verhältnissmässig schwächeres Anschlagen des Beutels gegen die stellbaren Schläger oder Latten zureichend ist, durch letztern Umstand aber dem Beutel weit weniger Schaden als bei der ursprünglichen Einrichtung zugefügt werden kann.

Während eine Beutelmaschine der älteren Einrichtung (bei 170 bis 200 Umdrehungen in einer Minute) in der Stunde gewöhnlich nur $2\frac{1}{2}$ bis 3 Säcke (den Sack zu 3 Bushel gerechnet) voll Schrot gereinigt haben soll, kann dagegen diese, von Ayton verbesserte, in derselben Zeit vier Säcke voll dergleichen Schrotes durchbeuteln.

Ungeachtet dieses günstigen Erfolges aber hat sich diese Beutelmaschine in andere Länder nicht verpflanzen wollen, da bei ihr denn doch der Beutel (als der zartere und zugleich theuerste Theil) durch das immer noch starke Anschlagen an die Schläger, auch wenn deren Kanten hinreichend zugerundet werden, sehr angegriffen und in kurzer Zeit unbrauchbar wird. Man hat deshalb in neuerer Zeit dieselbe durch eine andere Art cylindrischer Beutel, deren Querschnitt jedoch statt des Kreises gewöhnlich ein reguläres Sechs- oder Achteck ist, zu ersetzen gesucht, und dies mit nicht geringem Vortheile.

Die Einrichtung einer mit solchen prismatischen Beuteln ausgestatteten Beutelmaschine, wie sie z. B. in America (namentlich in und um Troy) jetzt fast durchgehends angewendet wird, stellen die *Fig.* 8 und 9 Taf. 60 im Längendurchschnitte und in der Vorderansicht, welcher jedoch wegen leichter Veranschaulichung der innern Theile die Vorderwand fehlt, vor.

Zu den Beuteln dieser Vorrichtung bedient man sich in America ausschliesslich nur der von Harlem Star in Holland bezogenen seidenen Beuteltücher, und belegt mit drei verschiedenen Sorten solchen Tuches für zwei Mahlgänge mit 5füssigen Steinen in der Regel Beutel von 28 Zoll Durchmesser und einer Gesammtlänge von 90 Fuss dergestalt, dass die feinste Sorte von Nr. 10 oder 11 60 Fuss, die mittlere Sorte von Nr. 5 oder 9 24 Fuss, und die dritte oder gröbste, zum Absondern der feinern von den gröbern Kleien bestimmte von Nr. 2 die übrigen 6 Fuss der angegebenen Länge bespannt.

Diese Tücher werden auf dem Umfange hölzerner, um ihre Axe drehbarer Gestelle von 28 Zoll Durchmesser und 18 bis 20 Fuss Länge, welche dem Haspel oder Gerippe der bereits beschriebenen englischen

Beutelmaschine ähnlich sind, so ausgespannt, dass die durch die Axe winkelrecht gelegten Querschnitte der Beutel regelmässige Sechs-, seltener Achtecke bilden. Befestigt werden sie übrigens durch Zwecken an den hölzernen Endringen und auf den mit der Axe parallel laufenden und von Speichen getragenen sechs oder acht Latten, welche dem Beutel eben jene Figuren im Querschnitte geben.

Solcher Beutel, wie a, a_1 *Fig.* 8 und 9, werden gewöhnlich vier in einem Kasten $b\,b$, nämlich zwei Paare über einander, wie *Fig.* 8 und 9 zeigen, vom Eintrittspunkte des Mehles aus etwas geneigt, angebracht, und mittels Getriebe c, c_1 gemeinschaftlich durch das Rad d der Welle, welche das von der Umtriebsmaschine ergriffene Rad e trägt, in Umtrieb gesetzt, so zwar, dass jeder gewöhnlich 25 Umläufe in einer Minute verrichtet. Die dabei angebrachten Mehlconveyers f und g (Vorrichtungen, welche den Zweck haben, das von einem Paar neben einander liegenden und mit einer und derselben Nummer Tuches bespannten Beuteln erhaltene Mehl aus der diesen angehörigen Kastenabtheilung während der Beuteloperation sofort zu entfernen, ohne den Beutelkasten irgendwo öffnen zu dürfen) werden meist durch Riemen, bei der in *Fig.* 8 gegebenen Einrichtung durch den Riemen h, da diese sich durch Einfachheit, Wohlfeilheit und dadurch, dass sie zufällig vorkommende Stockungen im Betriebe unschädlich machen, sehr empfehlen, in Bewegung gesetzt. S. CONVEYER.

Das von der Mühle kommende zerriebene Getreide gelangt durch die gewöhnlichen aus Weissblech bestehenden Lutten i, i in die beiden obern feinern Beutel a in solcher Menge, als diese gut durchzubeuteln vermögen, was durch einen eigens dazu vorhandenen Mechanismus, welcher nachher beschrieben werden soll, geschieht. Das durch diese beiden Beutel erhaltene Mehl, wovon das aus der obern Hälfte derselben gebeutelte etwas feiner als das aus ihrer untern Hälfte gelangende ist und in extrasuperfeines und superfeines abgetheilt wird, fällt in den durch die nach unten sich nähernden Seitenwände k, k *Fig.* 9 des Kastens gebildeten Trog l des obern Conveyers, wobei die den letztern bewegenden Räder m, n durch das Dach o geschützt sind; die gröbern, die untere Mündung des Beutels erreichenden Theile, das Schrot und die Kleien dagegen fallen in die Abtheilung p des Beutelkastens und gelangen aus dieser mittels der schiefen Wand q in die beiden untern gröbern Beutel a_1, wovon das durchgebeutelte Mehl in den Trog r des untern Conveyers g, sowie endlich die über diese Beutel weggehenden Kleien durch die Rinne s abgehen.

Durch die im Boden des obern Conveyers angebrachte hölzerne Lutte t wird mittels des Conveyers das extrasuperfeine Mehl in den Mehlkasten, durch die Lutte u dagegen das superfeine Mehl in die obere Abtheilung des die beiden untern Beutel a_1, a_1 umschliessenden Kastens geleitet, wo dieses, mit dem feinen Mehle letzterer Beutel sich vereinigend, mittels des untern Conveyers g der Austrittslutte v zugeführt und einem Mehlelevator (*Aufzug*) übergeben wird, welcher dasselbe dem Mehlabkühler (*Hopperboy*) wieder zurückbringt, und von da aus, mit Schrot vermengt, noch einmal in die Beutel zum Durchbeuteln gelangt. Wird das Mittelmehl übermahlen, so wird das aus den obern und untern Beuteln erhaltene Mehl zusammengemengt und nichts davon nach dem Abkühler zurückgeführt, sondern es wird in diesem Falle die Lutte v zugeschützt, der den untern Conveyer treibende Riemen h gekreuzt, und dadurch das Mehl in entgegengesetzter Richtung, also der Lutte w,

welche dann aufgeschützt ist, zugeführt, von wo aus dasselbe, mit dem aus den obern Beuteln durch die geöffnete Lutte x hinzukommenden vereinigt, in den Mehlkasten gelangt.

Der Mechanismus, durch welchen jedem der beiden obern Beutel die erforderliche Speise zugeführt und diese regulirt werden kann, ist in grösserem Massstabe auf Taf. 60 in *Fig.* 10 im Längendurchschnitte und in *Fig.* 11 in der Vorderansicht versinnlicht. y ist ein Kasten oder eine Röhre, in welche das von dem in einem höher gelegenen Stockwerke befindlichen Mehlabkühler kommende Beutelgut herabfällt und sich auf dem Boden des um die Axe z beweglichen Schuhes α, in welcher die nach dem einen Beutel gerichtete Abfalllutte i befestigt ist, aufsetzt. Am vordern Theile der Seitenbreter dieses Schuhes befinden sich die Querriegel β,β und in diesen wieder der vertical gerichtete Rüttelbolzen γ durch Keile fest eingesetzt. An dem Kopfende des obern Zapfens eines jeden der beiden obern Beutel ist ein gusseisernes Kreuz δ *Fig.* 8 und 9 aufgekeilt, dessen Armenden mit Köpfen von der aus *Fig.* 9 ersichtlichen Gestalt ausgestattet sind. Indem nun diese Köpfe bei Umdrehung des Beutels an jenen Rüttelbolzen γ treffen, diesen sammt dem mit ihm Verbundenen heben und wieder fallen lassen, wird dadurch der Schuh α fortwährend in eine schüttelnde Bewegung versetzt, und eine Menge des den Kasten erfüllenden Schrotes, welche nach Massgabe der durch die Schütze ε beliebig gross oder klein zu machenden Oeffnung am Fusse der Vorderwand von y noch besonders regulirt werden kann, dem zugehörigen Oberbeutel a mittels der Lutte i zugeführt.

Was endlich die dabei in Anwendung gebrachten Mehlconveyers oder Fortleiter f, g anlangt, so bestehen diese aus einer Art von Schraube, welche, wie die davon in *Fig.* 12 in grösserem Massgabe gegebenen Ansichten zeigen, gewöhnlich durch eine achtkantige, 4 bis 6 Zoll starke, hölzerne Welle 1 gebildet wird, auf deren Umfläche eine Menge gleich hoher Bretchen (2, 2), rechtwinkelig mit der Wellenaxe in einer oder zwei Schnecken- oder Schraubengangs-Linien angeordnet, aufgesetzt sind.

In der Regel sind diese Bretchen oder Flügel $2\frac{3}{4}$ Zoll breit, eben so hoch und unten an der Welle $\frac{1}{2}$ Zoll dick, während sie nach oben zu durch Abschrägen ihrer nicht arbeitenden oder Rückenseite fast in eine Schneide auslaufen, und so das in dem den Conveyer einschliessenden, oben offenen Troge 3 enthaltene Mehl bei ihrer Umdrehung um ihre Wellenaxe durchschneiden und fortwinden können. Ausser den die Lutten u, x, t, v, w verschliessenden Schiebern befinden sich immer am Boden des Conveyertroges noch so viel Schützen, als bequem neben einander anzubringen sind, um dadurch einem etwaigen Verstopfen desselben, sowie man ein solches bemerkt, durch Abführung von Mehl sofort (während des Ganges) abhelfen zu können. Der Deutlichkeit wegen sind diese Schützen, sowie die Luttenschieber, auf der Zeichnung weggelassen.

Ist bei diesem Beutel das Durchfallen des Mehles durch die Maschen seines Tuches lediglich darauf beschränkt, dass das in dem Beutel befindliche Mehl bei der Umdrehung des Beutels um seine Axe bis zu einer, von der Schwere und der Anhänglichkeit (Klebrigkeit) des Mehles bedingten Höhe seines Umfanges gehoben wird, von welcher es dann wieder bis auf die zu unterst liegende Beutelfläche herabfällt; so wird dagegen bei den nun folgenden rotirenden, übrigens dem eben beschriebenen gleichgestalteten Beuteln das Durchbeuteln des Mehles mittels eigens dazu angebrachter Klopfer oder Schläger oder diesen ähnlich wirkender

Vorrichtungen befördert, dadurch die Grösse derselben etwas vermindert, auch dem etwaigen Verstopfen seiner Maschen einigermassen begegnet.

Fig. 20 und 21 auf Taf. 61 zeigen einen solchen Beutel im Zusammenhange mit dem ihn umgebenden Kasten im Längen- und Querdurchschnitt und *Fig.* 22 und 23 denselben im Durchschnitte mit dem in ihm angebrachten System von Klopfern und in der Seitenansicht, in doppeltem Massstabe gezeichnet.

a a ist die sechskantige hölzerne Welle (welche, wenn der Beutel achtflächig ist, achtkantig angewendet wird), in deren Mantelflächen in Entfernungen von beiläufig 2 bis 3 Fuss cylindrische Stäbe *b* aus hartem Holze, 1 Zoll dick, speichenartig eingesetzt und die Enden aller solcher auf einer jeden der sechs Seitenflächen der Welle stehenden Stäbe in einer der Wellenaxe parallel laufenden Latte *c*, über welche das Beuteltuch ausgespannt und an sie angezweckt wird, gemeinschaftlich befestigt sind. An einem jeden solchen Stab *b* steckt lose eine 3 bis 4 Zoll lange, 2 Zoll im äussern Durchmesser haltende gusseiserne Hülse *d* von $1\frac{1}{2}$ bis 2 ℔ Gewicht, welche Klopfer genannt wird. Diese Klopfer zusammen fallen bei der durch die Räder *e* und *f* bewirkten Umdrehung des Beutels an ihren Stäben abwechselnd bald nach dem Umfange des Beutels heraus, bald nach der Welle *a* herein (man sehe *Fig.* 22), je nachdem ihre Arme unterhalb des Wellenmittels herabgehen oder über dasselbe aufsteigen, und bewirken durch ihr derartiges Aufschlagen gegen die harthölzernen Unterlagen *g* *Fig.* 22 vor den Latten *c*, dass die die Maschen des Beutels versetzenden Mehltheilchen um so leichter in den Beutelkasten sich begeben können. Damit die Klopfer die ihre Stäbe oder Führungen begränzenden Latten *c* nicht losschlagen können, befinden sich gewöhnlich am Umfange des Beutels mehrere Bänder *h,h* (*Fig.* 23) von Leder oder schwachem Bandeisen, welche jene in einer und derselben Querschnittsebene des Beutels angeordneten Klopfersysteme bedecken, angebracht.

Während das untere Ende des Beutels ganz offen ist, um das Auslaufen des Schrotes oder der Kleien nicht zu erschweren, ist dagegen sein oberes Ende mit einem hölzernen Kranze *i* (*Fig.* 20 und 21) ausgestattet, dessen innerer Umfang, concentrisch mit dem der Welle, nur einen solchen Durchmesser hat, dass zwischen ihm und der Welle die weissblecherne Speiselutte oder Röhre *k* *Fig.* 20 bequem, und ohne irgendwo anzutreffen, eingeführt werden kann. Der an dem Kranze *i* innerhalb des Beutels angebrachte Trichter *l* von Weissblech dient dazu, das durch die ringförmige Oeffnung des Beutels entweichen wollende Schrot oder Mehl so viel als möglich in den Beutel wieder zurückzuführen.

Ein solcher Beutel ist gewöhnlich 16 bis 26 Fuss lang, 24 bis 30 Zoll im Lichten weit, hat $\frac{1}{15}$ bis $\frac{1}{8}$ seiner Länge zum Fall, und ist mit seidenem Beuteltuche von zwei bis fünf, ja oft von noch mehreren Nummern, von denen die feinere, den grössern Theil des Beutels einnehmende Sorte oben anfängt und dann die immer gröber werdenden der Reihe nach auf einander folgen, belegt. Je nach der Verschiedenheit der Mehlsorten, welche man zu erzeugen beabsichtigt, wendet man bei einem Mehlgange mit 4 bis 5 füssigem Steine einen, zwei, auch noch mehrere dergleichen Beutel an, und legt dann diese am geeignetsten so übereinander, dass sie, wie die der vorhin beschriebenen americanischen Beutelmaschine, einander selbst zufördern. Soll dabei die Einrichtung zweckmässig getroffen werden, so müssen die Beuteltücher hinsichtlich des Grades ihrer

Feinheit so gewählt sein, dass die erstern von oben herein, nämlich die feinern, die beabsichtigten Sorten Mehl sofort fertig liefern, die dann folgenden gröbern Tücher aber mehr oder weniger feinen Schrot geben, wovon der gröbste die über den Beutel gehenden Kleien möglichst rein abscheidet. Die Schrote werden dann noch einmal gemahlen.

Alle Sorten von Mehl oder Schrot werden in besonderen durch in den Beutelkasten eingesetzte Scheidewände gebildeten Abtheilungen, jede für sich allein in der ihr entsprechend gelegenen Abtheilung sofort aufgefangen und können aus diesen leicht entfernt und den nächsten Operationen sogleich überliefert werden. Eine zweckmässige und einfache Einrichtung des Beutelkastens für einen mit drei verschiedenen Nummern Seidengaze bespannten Beutel zeigen z. B. die *Fig.* 20 und 21, wo die in den Beutelkasten *m m* eingesetzten Scheidewände *n* den untern Theil desselben in die Kammern 1, 2, 3, 4 abtheilen, wovon die mit 1, 2 und 3 bezeichneten zur Anfnahme von Mehl in drei verschiedenen Qualitäten dienen, dagegen die mit 4 bezeichnete Kammer zum Auffangen des über den Beutel herabgelangenden Schrotes oder der Kleien, welche aus der mit der Schütze *o* versehenen Oeffnung entfernt werden können, bestimmt ist. Hierbei ist der Beutelkasten unmittelbar unter dem Beutel durch die schräg liegenden Wände *p*, *p* nach unten trichterförmig bis zu einem 6 bis 12 Zoll weiten Spalt zusammengezogen, durch welchen das aus dem Beutel fallende Mehl in die betreffenden Abtheilungen gelangt. Eine jede der drei Mehlkammern 1, 2, 3 ist behufs leichter Zugänglichkeit auf jeder ihrer Längenseiten mit einer gut schliessenden Thüre *q* versehen, welche um die Charnierbänder *r*, *r* drehbar gemacht ist und sich, weil sie nur aus einem mit Zwillichtuch überzogenen Rahmen besteht, leicht öffnen und bei *s s* (*Fig.* 21) an Knöpfen anhängen lässt.

Eine andere ebenfalls sehr zweckmässige und empfehlenswerthe Methode, das aus den Beuteln erhaltene Mehl oder Schrot aufzufangen, ersieht man aus den *Fig.* 24 und 25 Taf. 61. Bei dieser ist nämlich der Boden *b* des der Länge nach ebenfalls in Mehl- oder Schrotkammern abgetheilten Beutelkastens *a a* nach einer der beiden Längenseiten desselben hin abgedacht, so zwar, dass das aus den Beuteln kommende Mehl an dieser Seite oder Wand *c c* (*Fig.* 25) sich stark anlegt und aus den am untersten Punkte ausgeschnittenen Oeffnungen *d*, wenn man die Schützen *e* derselben aufzieht, sofort in vorgehangene Säcke *f* läuft. Dergleichen Säcke befinden sich gewöhnlich so viele an einer Kastenabtheilung angebracht, als bequem neben einander stehen können, ohne dem Aufstellen oder Wegnehmen des einen oder des andern aus ihrer Mitte hinderlich zu werden, also etwa so, wie aus *Fig.* 24 ersichtlich ist.

Das Aufhängen und Entfernen derselben aber geschieht auf eine sehr einfache und leichte Weise folgendermassen. An dem unmittelbar unter den Mehlauslassöffnungen *d* längs der Länge des Beutelkastens hinlaufenden Riegel *g*, auf welchem zugleich jener schräge Boden *b* mit aufliegt, befinden sich vor jeder Mehlöffnung *d* zwei oben mit Flügelmuttern versehene Schrauben *h*, *h* durchgeführt, deren Köpfe, einseitig und zwar nach dem Sacke *f* (*Fig.* 25) hin gerichtet, gekröpft sind und so einen Haken bilden, womit sie den ledernen Rand *i* des auf dem Fussboden stehenden Sackes *f* erfassen, und wenn ihre Muttern scharf angezogen werden, festhalten können. Ueber den Säcken, in einer Höhe von 3 bis 5 Fuss über deren Mündung, liegt frei vor der Wand des Beutelkastens der an denselben befestigte Balken *k*, von welchem eben so

viel lederne Riemen *l* herabhängen, als Säcke vorhanden sind. An diesen Riemen sind zangenähnliche Kluppen (Klemmen) *m* angeschnallt, die in entsprechender Höhe die Lederwulst *i* des Sackes vorn ergreifen und diese festhalten, sobald man die Ringe *n* an ihnen herabschiebt. Ist ein Sack mit Mehl angefüllt, so braucht man nur den Ring *n* an seiner Kluppe *m* aufwärts zu schieben, die Kluppe auf die Seite zu legen und die Flügelmuttern der ihn noch haltenden Schrauben *h h* zu lüften, um ihn entfernen und statt seiner einen andern leeren wieder anhängen zu können.

Endlich ist in Betreff dieser Art von Beutelmaschinen noch der Vorrichtung zu gedenken, durch welche man die an den Speichen ihres Beutels angebrachten Klopfer eben so leicht als passend zu ersetzen gesucht hat. Sie ist im Zusammenhange mit den zunächst liegenden Theilen in *Fig.* 26 Taf. 61 in der Seitenansicht und in *Fig.* 27 von vorn abgebildet, und besteht aus einer an dem viereckigen Ende des obern Zapfens des Beutels *a* befestigten stählernen dreiwarzigen Scheibe *b*, welche bei der Umdrehung des Beutels, die hier an dessen unterm Ende entweder mittels in einander eingreifender Räder oder mittels Riemen auf Würteln zu geschehen pflegt, auf einer unter ihr aufgeschraubten gut geglätteten und gehärteten Stahlplatte *c* gleitet und vermöge ihrer Erhabenheiten (Warzen) und Vertiefungen den Beutel *a* an seinem obern Ende abwechselnd aufhebt und sinken macht, wobei, wie sich von selbst versteht, das Lager *d* des obern Zapfens nach Massgabe der Richtung und Grösse dieser schüttelnden Bewegung geschlitzt sein muss.

Der Bürstenbeutel oder das cylindrische Beutelsieb mit Bürsten (*dressing machine*) wird namentlich in den bedeutenderen Mühlen Englands häufig neben der gewöhnlichen Ayton'schen Beutelmaschine zu gleichem Zwecke gebraucht, und wo dies der Fall ist, wird nur das über den Bürstenbeutel gegangene Schrot und die Kleien der Beutelmaschine zur Absonderung des erstern von den letztern übergeben.

Fig. 13 der Taf. 61 gibt die Seitenansicht einer solchen Bürstenbeutelmaschine von der einfachsten Gestalt, während die *Fig.* 14 und 15 respective die untere Queransicht und den Längendurchschnitt einer dergleichen Maschine mit den von Maudslay daran angebrachten Verbesserungen zeigen und die *Fig.* 16, 17 (in $\frac{1}{4}$ mal grösserm Massstabe), 18 und 19 einzelne Theile der letztern deutlicher erkennen lassen.

a a der *Fig.* 13, 14 und 15 bezeichnet den Beutelkasten der einfachern, als der verbesserten Maschine dieser Art, in welchen das unbewegliche cylinderförmige Sieb aus Drahtgewebe geneigt eingelegt, bei der in *Fig.* 13 gegebenen Einrichtung unmittelbar an dem Beutelkastengestelle befestigt, dagegen bei der in *Fig.* 14 und 15 versinnlichten an der Decke des Beutelkastens mittels Schrauben verstellbar aufgehangen ist. Ein solches Sieb besteht aus einem kreisrunden, von Stäben *b* (die auf dem Umfange der beiden Scheiben *c c* und an den Felgen *d* befestigt sind) gebildeten Rahmen, in dessen Innern Drahtgaze von verschiedenem Grade der Feinheit dergestalt befestigt ist, dass, wie bei den vorherbeschriebenen cylindrischen und prismatischen Beuteln, die feinere Sorte derselben den obern Theil, die auf einander folgenden gröbern dagegen den untern Theil des Siebes ausmachen.

Wie man aus den *Fig.* 15, 18 und 19 ersieht, besteht dieses Drahtsieb mit seinem Rahmen oder Gerippe bei der verbesserten Einrichtung aus

zwei Halbcylindern, die durch das Aneinanderlegen und Verschrauben ihrer Randleisten *e,e* den Vollcylinder bilden.

Innerhalb dieses cylindrischen Siebes ist genau in dessen Axe die Welle *ff*, welche bei der in *Fig.* 13 und 14 gegebenen Maschine aus Schmiedeeisen besteht, angebracht, die, wie *Fig.* 15 und 16 ersehen lassen, mit drei eisernen Scheibenrädern *g* ausgestattet sind, auf deren Umfange acht gleichweit von einander abstehende und mit der Axe *ff* parallel laufende Bürsten *h* (aus Schweinsborsten) so befestigt sind, dass sie den Drahtcylinder, wenn sie sammt der Welle *ff* mittels der Riemenscheibe *i* umgedreht werden, allenthalben gleich stark berühren und ihre Borsten in die Maschen gedachten Cylinders so weit eingreifen, als zur Entfernung des in diesen klebenden Mehles erforderlich ist. Haben sich durch längeren Gebrauch die Bürsten an den Enden abgerieben, so dass sie dem Zwecke nicht mehr gänzlich entsprechen, so werden sie mittels der Muttern *k,k* ihrer Schraubenbolzen (*Fig.* 16 und 17), durch welche sie an jenen Ringen *g* befestigt werden, nach Massgabe ihrer Abnutzung weiter gegen das Sieb hin gestellt.

Am obern und untern Ende des Drahtsiebes sind mittels Holzschrauben die an ihrem Umfange etwas ausgenutheten hölzernen Ringe *l* und *m*, wovon einer in *Fig.* 19 am Umfange zu sehen ist, angetragen, um am obern (nämlich *l*) den an den Beutelkasten *aa* geleimten oder genagelten Lederstreifen *n*, welcher alles aus dem Gossschuh *o* fallende Schrot in das Sieb zu leiten hat, mittels einer Schnur festbinden, am untern (nämlich *m*) dagegen die Fachbreter *p*, welche die Abtheilung 6 bilden, vollkommen schliessend einsetzen zu können.

Um den Drahtcylinder und den Bürstenhaspel gegen einander so stellen und reguliren zu können, dass die Bürsten des letztern den erstern überall gleich stark berühren, ist der Drahtcylinder mittels der vier, oben mit Flügelmuttern versehenen Schraubenbolzen *q, q*, deren unten angebrachte Haken *r* (*Fig.* 18 und 19) zwei Seitenlatten *b,b* seines Gerippes erfassen, aufgehangen, und kann durch diese am obern Ende, so viel als es die am untern Ende eingesetzten Fachbreter *p,p* ohne Beeinträchtigung ihres Verschlusses gestatten, gehoben oder niedergelassen werden. Der Bürstencylinder dagegen ist an seinem untern Ende durch Auf- oder Niederlassen des seine Welle *ff* tragenden und in Falzen gehenden Riegels *s*, der an dem unten gabelförmigen Schraubenbolzen *t* hängt, verstellbar gemacht.

u ist die Gosse oder der Aufgebekasten, an welcher unten der bewegliche Schuh (Gossschuh) *o* hängt. Geschüttelt wird dieser Schuh, um auf diese Weise dem Beutel ununterbrochen gleich viel Schrot zuzuführen, mittels einer an der Beutelwelle *ff* befestigten Nabe *v* (*Fig.* 15) mit zwei vorstehenden Daumen oder Flügeln, welche bei der Umdrehung der Welle *ff* beständig von der Seite gegen einen am Boden des Schuhes befestigten Stift (Anschlag) schlagen, sowie durch eine zur Seite des Schuhes angebrachte hölzerne Feder, welche durch ihre Elasticität die jedesmalige rückgängige Bewegung des Schuhes besorgt. Bei *w*, nach der Seite des Siebes zu, ist die Gosse selbst mit einer Schütze versehen, durch welche der Abfluss von Schrot regulirt werden kann.

x ist ein vor der Ausmündung des Siebes in der Rückenwand des Kastens *aa* angebrachter Schieber, der in *Fig.* 14 als geöffnet und in *Fig.* 15 als geschlossen dargestellt ist.

Gewöhnlich wird ein solches Cylindersieb mit vier bis fünf verschiedenen Sorten Drahtgewebes ausgestattet, durch welche die verschiedenen Mehlgattungen sofort erhalten und in den entsprechend liegenden Abtheilungen 1, 2, 3, 4 und 5 des Beutelkastens aufgefangen werden, aus welchen sie durch mit Schützen versehene Seitenöffnungen leicht ausgetragen werden können. Die Kleien fallen in die Abtheilung 6.

Der Grad der Feinheit, wovon die Drahtgaze meist angewendet wird, sind 64, 60, 56, 38 und 16 Maschen auf einen englischen Zoll, und die erfahrungsmässig beste Anordnung dieser Gaze ist in der Regel so, dass den obersten Theil des Siebes die Gaze mit 60 Maschen einnimmt, auf welche dann die übrigen Sorten von 64, 56, 38 und 16 Maschen der Reihe nach folgen; die Gaze von 60 Maschen gibt dann eben so feines Mehl als die von 64 Maschen, was seinen Grund darin hat, dass das Mehl, sowie es in den Beutel tritt, der Wirkung der Bürsten noch nicht vollkommen unterliegt, auch die feinste Sorte Mehl wegen des Feuchtigkeitsgehaltes klebriger als die gröbern ist.

Da die Bürsten einer solchen Beutelmaschine in Folge ihrer Bewegung nach einer Richtung hin dadurch etwas an Wirksamkeit verlieren, dass ihre Borsten eine kleine bleibende Biegung nach der der Bewegungsrichtung entgegengesetzten Seite zu annehmen, so richtet man häufig den Bürstenhaspel rechts- und linksläufig (durch doppelte Winkelräder oder Würtelscheiben) ein, und lässt ihn abwechselnd bald nach dieser bald nach jener Richtung hin laufen, wodurch dem erwähnten Uebelstande in etwas abgeholfen wird.

Noch ist zu bemerken, dass Johann Smith von Bradford in Yorkshire zur Seite des Bürstenbeutelsiebes und parallel mit dessen Axe liegend noch einen kleinen, am Umfange mit Bürsten ausgestatteten Cylinder angebracht hat, welcher das Sieb allenthalben berührt und mit diesen gegen einander laufend bewegt wird, wodurch die am äussern Umfange des Drahtcylinders klebenden Mehltheile in den Beutelkasten abgebürstet werden und ein Verstopfen der Maschen des Siebes gänzlich verhindert wird. Dabei sind die das Gerippe des Siebes bildenden hölzernen Cirkelfelgen und Längenlatten durch dünne gusseiserne Reifen und Rippen ersetzt. *Schwamkrug.*

WROCŁAWSKA POLITEC... BIBLIOTEKA GŁÓWNA

Druck von F. A. Brockhaus in Leipzig.

BIBLIOTEKA GŁÓWNA
346770L/1