

PRZEGŁĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY

STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

REDAKCJA: WARSZAWA, CZACKIEGO 3/5, TEL. 674-61 w. 48

ADMINISTRACJA: WARSZAWA, MICKIEWICZA 18, TEL. 330-111

O metodyce konstruowania

621.71:744.1

Mgr inż. WOJCIECH BROGOWSKI

Artykuł nawiązując do publikacji przytoczonych w tekście, omawia zasady metodycznego ujęcia prac konstruktorskich. Wyodrębnienie poszczególnych etapów konstruowania i kolejne przyporządkowanie im analiz zadań konstrukcyjnych, stwarza system pracy narzucający określony porządek procesu myślowego. W pierwszej części omówiono techniczne zasady konstruowania i postęp pracy w kolejnych etapach. Część druga omawia równoległy rozwój analizy poszczególnych zadań konstrukcyjnych.

W obecnym okresie stałego rozwoju naszego przemysłu i coraz powszechniejszego opierania produkcji o własną dokumentację, dążenie do stałego podnoszenia jakości opracowań konstrukcyjnych staje się jednym z zasadniczych zagadnień rozwoju techniki w kraju. W świetle tym, podjęta przez prof. R. Sobolskiego inicjatywa wymiany doświadczeń z zakresu dydaktyki i metodyki konstruowania (Przegląd Mechaniczny nr 12/53, „O dydaktyce przedmiotów konstrukcyjnych”), powinna znaleźć oddźwięk nie tylko na terenie szkolnictwa, ale i z terenu przemysłowych biur konstrukcyjnych. Celowość rozszerzenia jej poza teren szkolnictwa została potwierdzona przez podjęcie tematu przez konstruktorów przemysłowych (Przegląd Mechaniczny nr 6/54, „Metoda i technika konstruowania”). Rozszerzenie dyskusji na teren przemysłu umożliwi w równej mierze rozpowszechnienie najbardziej celowych metod pracy wśród konstruktorów, jak i przyjęcie właściwych metod nauczania przedmiotów konstrukcyjnych przez nauczających.

Należy podkreślić, że wdrażanie uczącego się w zasady i przyzwyczajanie go od pierwszych chwil zetknięcia się jego z zagadnieniami konstrukcyjnymi do wymagań, z jakimi spotka się w pracy zawodowej, ułatwi mu w znacznym stopniu przejście z prac szkolnych do rozwiązywania realnych zagadnień przemysłowych. Innymi słowami: wymagania stawiane uczącym się w zakresie szkolnych prac konstrukcyjnych powinny być oparte na tych samych zasadach, jakie obowiązywać ich będą w pracach przemysłowych.

Umiejętność metodycznego i systematycznego ujęcia pracy przez konstruktora jest niewątpliwie — poza jego poziomem technicznym — zasadniczym warunkiem dobrej jakości opracowania.

Ilość zagadnień stojących przed konstruktorem i ich różnorodność składa się na skomplikowany proces myślowy, trwający z reguły przez dłuższy okres czasu. Toteż sama świadomość tego, jakie zagadnienia należy rozwiązać, nie wystarcza do systematycznego uporządkowania pracy. Kolejność rozwiązywania poszczególnych zagadnień konstrukcyjnych nie może być wynikiem przypadku. Wzajemna ich zależność narzuca ściśle określony porządek związany z postępowaniem pracy, który równocześnie umożliwia w każdym etapie kontrolę rozwiązań przyjętych w etapach poprzednich.

Takie uporządkowanie procesu konstruowania jest szczególnie celowe ze względów dydaktycznych. Uczący się, który zna pełną ilość zadań, napotka z reguły na trudność przyjęcia właściwego porządku pracy, o ile nie zostanie mu on narzucony. W konsekwencji praca jego będzie często miała cechy przypadkowości, a uwagi nauczającego będą dorywcze i niewyczerpujące. Będzie to skutkiem analizowania poszczególnych zadań na niewłaściwym etapie pracy, gdy temat do analizy danego zadania odpowiednio nie dojrzał.

Jest zrozumiałe, że każdy z początkujących rozpocznie swą pracę od zagadnień najlepiej mu znanych, niezależnie od

togo, czy zagadnienie to będzie miało wpływ na dalszy tok konstruowania. W rezultacie opracowane już fragmenty okażą się błędnie rozwiązane i mimo dużego wkładu wysiłku, praca nie będzie postępowała.

Omawiając metodykę pracy konstruktorskiej, niesposób pominąć zasadniczych reguł techniki konstruowania, wpływających w równie dużym stopniu na prawidłowość i bezbłądność opracowań. Podanie samej metody bez powiązania jej z zasadami techniki konstruowania, nie wyczerpuje zagadnienia. Należy dodać, że technika konstruowania — jak i metody konstruowania jest najczęściej stosowana podświadomie, a przy tym bardzo rozmaicie pojmowana. Zatem o wyczerpującej metodzie pracy konstruktorskiej może być mowa tylko wtedy, gdy powiąże się ją z celowo przyjętą techniką.

1. Zasady techniki konstruowania

W procesie konstruowania maszyny względnie urządzenia można wyodrębnić dwanaście kolejnych etapów pracy:

1. Określenie założeń
2. Opracowanie schematów urządzenia
3. Opracowanie wstępnych obliczeń projektowych
4. Wykonanie szkiców konstrukcyjnych i wstępnych obliczeń wytrzymałościowych
5. Konstrukcyjne opracowanie rysunków zestawieniowych
6. Kontrolna analiza konstrukcji i ewentualna korekta
7. Opracowanie obliczeń kontrolnych
8. Opracowanie rysunków wykonawczych
9. Wykonanie zestawień kontrolnych
10. Sprawdzenie
11. Nadzór nad wykonaniem i montażem
12. Próba urządzenia

Pod mianem **założeń** należy rozumieć — poza wielkościami i warunkami narzuconymi zamówieniem — wszystkie te wielkości i warunki przyjęte, względnie założone przez konstruującego, które stanowią punkt wyjścia dla obliczeń i dalszego opracowania rysunkowego. W zakres prac tego etapu wchodzi również dobór typu urządzenia, oparty na analizie rozwiązań zaczerpniętych z literatury. Wskazana jest przy tym krytyczna ocena rozwiązań urządzeń pracujących, które konstruktor, a w szczególności uczący się, powinien praktycznie poznać i doświadczyć, jakie są ujemne i dodatnie strony pracy urządzenia, jego poszczególnych mechanizmów i warunków eksploatacji.

Studia takie powinny trwać przez cały okres opracowywania konstrukcji, lecz w miarę jej rozwoju w coraz węższym zakresie, ograniczającym się stopniowo do szczegółów.

Opracowanie schematów urządzenia polega na skonkretyzowaniu układów: kinematycznego, statycznego, układu obciążeń itp. Zakres opracowania schematów powinien umożliwić przeprowadzenie kompletnych obliczeń projektowych.

Obliczenia projektowe (kinematyczne, obciążeń itp.) powinny w miarę możliwości obejmować wszystkie elementy

**SCHEMAT
PROCESU KONSTRUOWANIA**

Zadania		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39				
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑
		↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑																										

urządzenia, a więc powinny podać obciążenia korpusów, wałów, łożysk itp. W efekcie końcowym powinny umożliwić wykonanie obliczeń wytrzymałościowych wszystkich elementów.

Szkic konstrukcyjny, wykonany w skali nie mniejszej niż 1:10, daje ogólny obraz pierwszej wersji opracowania, oraz służy jako materiał do wstępnych prac konstrukcyjnych, a mianowicie: rozmieszczenia mechanizmów, podziału maszyny na zespoły oraz przyjęcia baz wymiarowych maszyny i zespołów. Wykonanie szkiców konstrukcyjnych doprowadza się wyłącznie do tego stadium, które umożliwi, a ponadto pozwoli na uzmysłowanie sobie ogólnego wyglądu maszyny i jej obrysów.

Równoległe ze szkicami konstrukcyjnymi wykonuje się **wstępne obliczenia wytrzymałościowe**, wymiarujące poszczególne elementy. Obliczenia te wychodzące z dopuszczalnych naprężeń i dające w wyniku wymiary elementów, mogą być w miarę potrzeby korygowane w dalszym etapie, przy opracowywaniu rysunków konstrukcyjnych.

Konstrukcyjne rysunki zestawieniowe powinny być opracowane w skali 1:1 niezależnie od wielkości maszyny. Na spełnienie tego warunku powinno się położyć szczególny nacisk. Należy pamiętać, że zmniejszenie wymiarów liniowych w pierwszej potędze, a płaszczyzn w kwadracie skali zniekształca proporcje elementów, a tym samym uniemożliwia ich prawidłowe ukształtowanie. Rysunki zestawieniowe powinny zawierać:

a — Dostateczną ilość przekrojów i rzutów potrzebnych do pokazania wszystkich części urządzenia, nie wyłączając części normalnych, jak śruby, nakrętki, kliny, smarownice itp. Czas stracony na pozornie bezproduktywną pracę wkreślania szczegółów jest z nawiązką odzyskiwany przy opracowywaniu rysunków wykonawczych.

b — Wszystkie wymiary wiążące, a więc warunkujące wytrzymałość elementów, ich współpracę, wymiary montażowe i obrysy.

c — Przyjęte rodzaje i klasy pasowań.

d — Obróbkę wszystkich powierzchni współpracujących, obróbkę warunkującą wytrzymałość elementów oraz obróbkę cieplną.

e — Pełny wykaz części z podaniem numerów pozycji, ilości sztuk i materiałów.

Ogólnie, konstrukcyjny rysunek zestawieniowy powinien zawierać wszystkie dane umożliwiające wykonanie rysunków warsztatowych bez jakiegokolwiek analizy zastosowania danej części, doboru materiału, sposobu wykonania itp.

Ostatnią uwagę podano wyłącznie w celu określenia zakresu opracowania rysunku zestawieniowego. W praktyce analiza taka jest bezwzględnie konieczna, pomimo że będzie ją przeprowadzał pracownik o mniejszych kwalifikacjach od konstruującego całość urządzenia. W pracy konstruktorskiej nie należy pomijać żadnej uwagi, bez względu na to, kto jest jej autorem. Pracownik nawet o najmniejszych kwalifikacjach technicznych może doprowadzić na najbardziej racjonalne rozwiązanie fragmentu konstrukcji, a nawet całego urządzenia.

Kontrolna analiza konstrukcji obejmuje pełną ilość zadań rozwiązanych w poprzednich etapach. Analiza ta jest ostateczną kontrolą celowości i prawidłowości rozwiązań, przed przystąpieniem do opracowywania rysunków wykonawczych. Wskazane jest niezależne przeprowadzenie takiej kontroli przez innego pracownika, który nie był dotychczas w ogóle związany z pracą przy danej konstrukcji.

Etap ten jest odpowiednikiem kontroli międzyoperacyjnej w zakładach produkcyjnych. Ze względów dydaktycznych wskazane jest również wprowadzenie w ramach ćwiczeń konstrukcyjnych wzajemnej kontroli przez uczących się.

Obliczenia kontrolne są ostateczną formą obliczeń projektowanej konstrukcji. W skład obliczeń kontrolnych powinny wejść:

a — szczegółowe obliczenia kinematyczne i obliczenia obciążeń, ewentualnie obliczenia stateczności, skorygowane według ostatecznie ukształtowanych elementów;

b — szczegółowe obliczenia wytrzymałościowe, które w odróżnieniu od obliczeń konstrukcyjnych powinny podać w wyniku ostatecznym wartości rzeczywistych naprężeń w porównaniu z naprężeniami dopuszczalnymi.

Rysunki robocze mogą być opracowywane przez dowolną ilość pracowników, przy czym podział pracy powinien odpowiadać podziałowi maszyny na zespoły. Powinny one podać ostateczny kształt, wymiary i obróbkę elementu, nie

powinny natomiast wprowadzać żadnych wymiarów technologicznych. Te ostatnie, ściśle zależne od rodzaju przyjętego procesu technologicznego i warunków lokalnych warsztatu wykonującego, mogą być wprowadzone dopiero w opracowaniu technologicznym. Skala rysunków wykonawczych może być dowolna.

Zestawienia kontrolne pozwalają przede wszystkim na przeprowadzenie szczegółowej kontroli poprawnego wymiarowania elementów na rysunkach roboczych, a poza tym umożliwiają ponowne przeanalizowanie szeregu zagadnień jak: „współpraca elementów”, „montaż maszyny” itp.

Zestawienia kontrolne są ostatecznymi zestawieniami montażowymi i jako takie powinny zawierać:

a — dostateczną ilość rzutów i przekrojów umożliwiających pokazanie wszystkich elementów wchodzących w skład urządzenia względnie zespołu;

b — wymiary montażowe i obrysia,

c — pełny wykaz części z podaniem numerów pozycji, ilości sztuk, materiałów, ciężarów, oraz numerów rysunków roboczych względnie numerów norm.

Po całkowitym zakończeniu opracowania rysunkowego, obliczeń, opisu, instrukcji itp. całość opracowań podlega szczegółowemu **sprawdzeniu**. Zakres sprawdzenia powinien obejmować pełny proces konstruowania, aż do kontroli formalnej strony opracowania włącznie.

Technika i metody tego etapu pracy konstruktorskiej wymagają z uwagi na jego zakres odrębnego omówienia.

Nadzór nad wykonaniem i montażem. Praca konstruktora nie może ograniczać się do sporządzenia rysunków projektowanego urządzenia. Należy przyjąć jako zasadę bezwzględnie przestrzeganą, że zadaniem konstruktora jest oddanie gotowej maszyny do użytku. Ponieważ z reguły rysunki konstrukcyjne zawsze „schodzą” z deski konstruktora z mniejszymi względnie większymi niedociągnięciami tak natury ruchowej, jak i wykonawczej, konstruktor obowiązany jest wysledzić wszystkie usterki w toku wykonania i montażu.

Obowiązkiem jego jest wskazanie trudniejszych fragmentów wykonania, stałe konsultowanie się z technologami opracowywanymi proces technologiczny, udzielanie wskazówek wykonawcom, stała analiza celowości, przyjętych odchylek, technologiczności ukształtowania części i sposobu montażu. W wyniku tej analizy powinien — o ile to wskazane — nanosić odpowiednie zmiany na rysunkach.

Konstruktor, analizując proces technologiczny, może niejednokrotnie kosztem nieznacznych zmian ułatwić w znacznym stopniu wykonanie, a tym samym obniżyć koszt produkcji, podczas kiedy technolog nastawiony na wykonanie elementów ściśle według rysunków może tej możliwości nie spostrzec.

Konstruktor nie powinien uchyłać się nawet od osobistego wzięcia udziału w wykonaniu, a w szczególności w montażu maszyny. Bezpośrednie zetknięcie się z trudnościami wykonawstwa ułatwi mu krytyczną ocenę rozwiązań i w konsekwencji da mu w przyszłości możliwość bardziej wnikliwego podejścia do zagadnień wykonawczych.

Próba urządzenia. Szeregu zagadnień nie można rozwiązać wyłącznie na drodze konstrukcyjnej. Wszystkie elementy wymagające regulacji jak: sprężyny, hamulce, elementy naciągowe, rozrządy silników spalinowych, rozrządy pary itp. wymagają przy próbie udziału konstruktora, jako fachowca najlepiej znającego pracę projektowanej przez niego maszyny. Prawidłowe rozwiązanie miejsc sterowniczych, jak kabin dźwigowych, siodełek wszelkich urządzeń przevożnych, kabin kierowców samochodowych itp., możliwe jest wyłącznie na drodze prób. Jest rzeczą zrozumiałą, że próby te powinien przeprowadzać nie kto inny, jak konstruktor odpowiedzialny za poprawne ich rozwiązanie.

Poza tym, podobnie jak w etapie poprzednim, konstruktor obowiązany jest do sprawdzenia działania maszyny, prawidłowości rozwiązań konstrukcyjnych pod względem ruchowym i do ewentualnego wprowadzenia odpowiednich zmian na rysunkach.

Czynności te należy wykonać niezależnie od tego, czy próba przeprowadzana jest na prototypie, czy też na jednostkowo wykonanej maszynie. Dopiero po tym etapie, z chwilą zakończenia próby i po wprowadzeniu ostatecznych zmian, można pracę konstruktora uważać za zakończoną.

* * *

Rozbicie procesu konstruowania na etapy należy uważać za regułę. Niemniej w szeregu przypadków, niektóre eta-

py mogą nie wyodrębniać się w formie zamkniętej całości. Na przykład może zająć konieczność uzupełnienia obliczeń projektowych już w etapie opracowywania szkiców konstrukcyjnych, względnie uzupełnienia wstępnych obliczeń konstrukcyjnych (wytrzymałościowych) w etapie wykonywania zestawieniowych rysunków konstrukcyjnych. Z reguły natomiast będzie miało miejsce w każdym z etapów wprowadzanie zmian w opracowaniach objętych etapami poprzednimi. Na przykład schematy urządzenia mogą być korygowane w etapie opracowywania obliczeń projektowych, a nawet wstępnych obliczeń konstrukcyjnych względnie szkiców konstrukcyjnych.

Ogólnie biorąc, w każdym z etapów powtarzać się może powrót do etapów poprzedzających, wywołany koniecznością wprowadzenia zmian podyktowanych kolejnym rozwiązywaniem zagadnień i kontrolną analizą zagadnień rozwiązanych w etapach poprzedzających.

Przedstawiony podział procesu konstruowania na etapy wyczerpuje całość pracy konstruktorskiej; a więc obejmuje wszystkie trzy fazy projektowania:

— fazę projektu wstępnego

— fazę projektu technicznego

— fazę projektu roboczego

Opracowanie projektu wstępnego, a więc koncepcji rozwiązania, obejmuje etapy 1-4 włącznie; projektu technicznego etapy 5-7; wreszcie projektu roboczego etapy 8-12. Pełny proces konstruowania musi przejść przez wszystkie dwanaście etapów niezależnie od tego, w ilu fazach opracowywany jest projekt.

2. Schemat procesu konstruowania

Przejdźmy z kolei do omówienia zależności pomiędzy zadaniami konstrukcyjnymi¹⁾, a etapami pracy.

Z dwu zasadniczych grup zadań konstrukcyjnych, a mianowicie zadań ruchowych i zadań wykonawczych, można wyodrębnić takie, które dadzą się rozwiązać wyłącznie na drodze bilansu pomiędzy warunkami ruchowymi i wykonawczymi, a nie mogą być odrębnie rozpatrywane pod względem ruchowym, a odrębnie pod względem wykonawczym.

Na przykład: *ciężar i wielkość maszyny*. W przypadku koła zamachowego, warunki ruchowe, a mianowicie równomierność biegu maszyny, narzucają możliwie duży ciężar i duże wymiary koła. Z drugiej strony warunki wykonawcze, jak sposób wykonania, montaż, transport, a wreszcie koszt maszyny, będą przeciwstawieniem warunków ruchowych. Prawidłowe rozwiązanie sprowadza się do przyjęcia możliwie małych wymiarów koła, przy równoczesnym zapewnieniu dostatecznej równomierności biegu.

Peunność działania musi odpowiadać wymaganiom ruchu, lecz równocześnie uwarunkowana jest właściwym doбором materiału, właściwą obróbką itp.

Materiał musi być dobrany odpowiednio do charakteru pracy poszczególnych elementów urządzenia, ale równocześnie musi odpowiadać warunkom wykonania elementów.

Wydzielmy te zagadnienia w odrębną grupę **zadań wykonawczo-ruchowych**.

Jak widać z podanych przykładów, analiza jednego zadania nawiązuje do zadań dalszych. W przykładzie: „ciężar i wielkość maszyny”, wiąże się równocześnie ze „sposobem wykonania”, „montażem”, „transportem” i „kosztem wykonania”. „Dobór materiału” jest związany z „żywością urządzenia”, „sposobem wykonania”, „rodzajem napędu”, „stanem materiału”, „gładkością i jakością powierzchni” itd.

Zatem poprawne rozwiązanie jednego zadania jest ściśle uzależnione od rozwiązań zadań pozostałych i żadne z nich nie może być rozpatrywane jako zagadnienie wyodrębnione.

Podporządkowując rozwiązanie i analizę poszczególnych zadań odpowiednim etapom pracy, otrzymamy metodyczny schemat procesu konstruowania, przedstawiony na str. 36. Analiza każdego z zadań powtarza się w ciągu procesu konstruowania kilkakrotnie, rozszerzając kolejno w każdym etapie swój zakres. Rozpatrzmy rozwój analizy kilku zadań w miarę postępu pracy.

Jednym z ważniejszych warunków pracy mechanizmów wyciągów instalowanych w budynkach mieszkalnych, a w szczególności w szpitalach, jest „cichy bieg”. Analiza tego zadania powtarza się kolejno w etapach 1, 2, 5, 6, 10, 12.

W etapie pierwszym następuje sprecyzowanie wymagań: ze względu na stan chorych, konstrukcja mechanizmu musi zapewnić całkowicie cichy bieg, niewyczuwalny nawet w

¹⁾ Przegląd Mechaniczny nr 12/53.

najbliższym otoczeniu szybu. Rozwiązanie zadania może pójść dwiema drogami:

a — przez częściowe lub całkowite wyeliminowanie źródeł drgań,

b — przez tłumienie drgań.

W omawianym przypadku jest możliwa tylko częściowa eliminacja źródeł drgań, tj. zastosowanie przekładni cichobieżnej. Nieuniknione drgania silnika elektrycznego muszą być tłumione.

W etapie drugim zostaje ustalony rodzaj przekładni i sposób tłumienia drgań. W omawianym przypadku wchodzi w rachubę wyłącznie przekładnia ślimakowa, łącząca trzy zalety: cichy bieg, małe wymiary, mały ciężar.

Niekorzystna sprawność przekładni nie wchodzi w rachubę z uwagi na znikome nasilenie ruchu i małą moc napędową, a tym samym małe zużycie energii. Na drugi i ostatni stopień przekładni zastosowano koła czołowe o zębach prostych, ponieważ przy niskich obrotach wpływ drgań przekładni jest nieznaczny.

Tłumienie drgań uzyskane będzie dwoma sposobami:

1) izolowaniem mechanizmu od otoczenia przez umieszczenie go w zamkniętym pomieszczeniu;

2) przez ustawienie mechanizmu na bloku betonowym, spełniającym rolę fundamentu.

Szczegółowa analiza zadania następuje w etapie opracowywania zestawieniowych rysunków konstrukcyjnych (etap 5). Analizie podlegają w tym etapie szczegóły rozwiązań, jak gładkość powierzchni trących, dokładność wykonania przekładni, wreszcie wielkość i posadowienie bloku betonowego.

Kolejno w etapie 6 następuje ponowna, kontrolna analiza celowości rozwiązania. Założymy, że w trakcie kontroli stwierdzono niewłaściwe zastosowanie bloku betonowego, z uwagi na nośność murów. Fakt ten wskazywałby na pominięcie zagadnień „lokalizacji” i „ciężaru urządzenia” podporządkowanych etapowi pierwszemu. Analiza tych zadań powinna narzucić inny sposób amortyzacji, a mianowicie ustawienie mechanizmu na poduszkach korkowych.

W etapach 10 i 12 następuje ostateczna kontrola rozwiązania.

Zadanie konstrukcyjne „pewność działania” musi być rozpatrzone pod trzema względami: kinematycznym, stateczności i wytrzymałościowym.

Analiza zadania rozpoczyna się w etapie 2, a następnie przebiega przez etapy 3, 4, 5, 6, 7, 9, 10 i 12. W etapie drugim analizowane jest zadanie pod względem kinematycznym i stateczności w zakresie, w jakim umożliwiają to opracowywane schematy urządzenia. W etapie trzecim następuje rozszerzenie analizy, opartej na danych z obliczeń, jak wartości sił, momentów, szybkości, przyspieszeń itp. W etapie czwartym zostaje analiza oparta na realnych kształtach projektowanego urządzenia. W czasie opracowywania szkiców konstrukcyjnych, możliwe już jest dostosowanie konstrukcji do warunków narzuconych statecznością układu i pewnością ruchu pod względem kinematycznym. Równolegle przeprowa-

dzana jest analiza pewności ruchu pod względem wytrzymałościowym, a więc ustalenie współczynników bezpieczeństwa, dobór materiałów, ukształtowanie części itp.

Należy zwrócić uwagę na fakt, że rozważania nad omawianym zagadnieniem pod względem kinematycznym i stateczności dotyczą całego urządzenia względnie jego zespołów, natomiast analiza pod względem wytrzymałościowym musi być przeprowadzona indywidualnie dla każdej części.

Kolejno w etapie piątym ma miejsce szczegółowa analiza obejmująca zadanie pewności ruchu w szczegółach, w wyniku której rozwiązania przyjęte w etapach 2, 3, i 4 zostają uzupełnione względnie skorygowane. W pozostałych etapach aż do próby urządzenia włącznie, następuje kontrola rozwiązań.

Analiza zagadnienia „transportu” powtarza się kolejno siedmiokrotnie. W założeniach (etap pierwszy), zostają określone:

a. warunki transportu (transport kolejowy wagonami otwartymi, krytymi, transport samochodowy, transport wodny itp.) i związane z tym obrysy i ciężary elementów, względnie całego urządzenia;

b. warunki przeładunków (środki przeładunkowe) i związane z tym graniczne ciężary.

W czasie opracowywania szkiców konstrukcyjnych (etap czwarty), dostosowuje się z grubsza konstrukcję do warunków określonych w założeniach. Należy więc przewidzieć podział konstrukcji na zespoły, względnie elementy wysyłkowe odpowiadające warunkom transportu i przeładunków, a więc nie przekraczające dopuszczalnych wymiarów obrysu i ciężarów.

W etapie piątym (opracowywanie zestawionych rysunków konstrukcyjnych) i ewentualnie ósmym (opracowywanie rysunków wykonawczych), następuje rozszerzenie analizy rozwiązań podziału urządzenia.

Wreszcie w etapach dziewiątym i dziesiątym ma miejsce analiza kontrolna.

Podobnie przebiega analiza każdego z zadań, rozszerzając swój zakres w miarę postępu pracy, aż do szczegółów włącznie.

Omówiony schemat procesu konstruowania ma charakter całkowicie ogólny i może w zależności od rodzaju i wielkości opracowywanego urządzenia ulegać zmianom tak w zakresie ilości i rodzaju zadań, jak i podziału na etapy. Na przykład przy opracowywaniu prostych konstrukcji odpowiadających pojęciom zespołów, jak nieskomplikowane mechanizmy, proste skrzynie przekładniowe itp. można pominąć etap 3 i 4. Niezmienna pozostaje zawsze zasada wyodrębnienia etapów pracy obejmujących ściśle określone czynności i podporządkowanie tym etapom rozwiązań i analiz odpowiednich zadań konstrukcyjnych.

Przez takie ujęcie procesu konstruowania stwarza się system pracy, umożliwiający nie tylko ograniczenie do minimum błędów i nieprawidłowości konstrukcyjnych, a tym samym wydatne podniesienie jakości opracowania, ale równocześnie znaczne zmniejszenie nakładu pracy.

Wytrzymałość płaszcza naczynia wysokociśnieniowego utworzonego z rury owiniętej wielowarstwowo taśmą

66.023:621.9-419:621.71:539.4

Prof. dr ZENOBIUSZ KLĘBOWSKI
Mgr inż. WOJCIECH URBANOWSKI

Stale wzrastające na całym świecie zapotrzebowanie przemysłu chemicznego na naczynia wysokociśnieniowe nie jest pokrywane w dostatecznej mierze przez produkujący je przemysł naczyniami dotychczasowych konstrukcji. Okoliczność ta, jak i inne, zmusza konstruktorów do poszukiwania nowych rozwiązań, a jednym z nich jest naczynie systemu Schierenbecka wykonane z rury owiniętej wielowarstwowo taśmą.

W artykule podano w zwięzłej formie opracowany przez Autorów sposób obliczenia wytrzymałościowego płaszcza takiego naczynia. Załączony wykres, powstały jako rezultat obliczenia, pozwala na szybkie określenie podstawowych wymiarów płaszcza, gdy dane jest jego ciśnienie robocze i średnica wewnętrzna.

Spis przyjętych oznaczeń

$D_w = 2a$ — średnica wewnętrznej powierzchni płaszcza, cm

$D_z = 2b$ — średnica zewnętrznej powierzchni płaszcza, cm

$D = 2b_R$ — średnica zewnętrznej powierzchni rury rdzeniowej, cm

g — ogólna grubość ścianki płaszcza, cm

g_R — grubość ścianki rury rdzeniowej, cm

g_T — całkowita grubość uzwojenia taśmą, cm

g_i — grubość jednej taśmy, cm

n — ogólna liczba warstw taśmy nawiniętej na rurę rdzeniową,

i — liczba porządkowa dowolnej warstwy, licząc od wewnątrz płaszcza,

m — liczba porządkowa warstwy środkowej, określona wzorem [33],

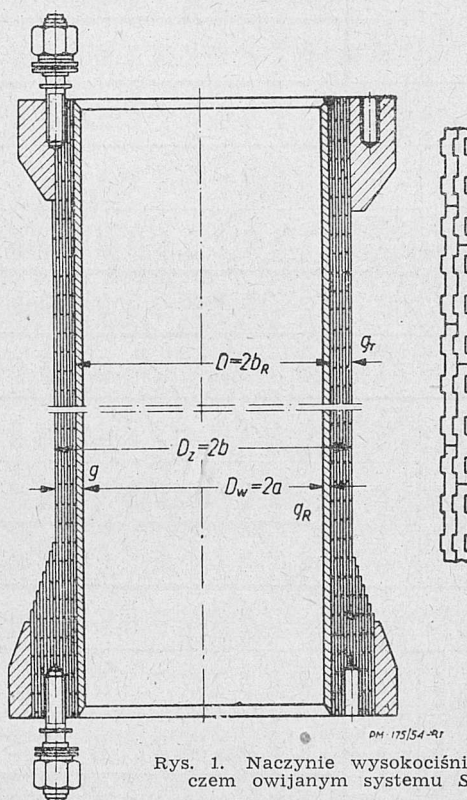
- l — liczba warstw nawiniętych na warstwę środkową,
 r — promień rozpatrywanego przekroju ścianki płaszcza, cm
 ρ_i — wewnętrzny promień i -tej warstwy, cm
 ρ_1 — wewnętrzny promień 1 warstwy, cm
 ρ_{m+1} — wewnętrzny promień warstwy $m+1$ równy zewnętrznemu promieniowi warstwy m -tej,
 R_r — wytrzymałość na rozciąganie, kg/cm^2
 Q_r — granica plastyczności przy rozciąganiu, kg/cm^2
 Q_R — granica plastyczności materiału rury, kg/cm^2
 Q_T — granica plastyczności materiału taśmy, kg/cm^2
 Q_{red} — zastępcza granica plastyczności określona wzorem [2], kg/cm^2
 K_R — granica niebezpieczna (granica plastyczności lub przy wyższych temperaturach wytrzymałość trwała) materiału rury, kg/cm^2
 K_T — granica niebezpieczna (granica plastyczności lub przy wyższych temperaturach wytrzymałość trwała) materiału taśmy, kg/cm^2
 K — zastępcza granica niebezpieczna określona wzorem [1], kg/cm^2
 a_5 — wydłużenie względne próbki pięciokrotnej, %
 E_R — moduł Younga materiału rury, kg/cm^2
 E_T — moduł Younga materiału taśmy, kg/cm^2
 σ_T — naprężenie rozciągające w nawiniętej taśmie po jej ostygnięciu (przed nawinięciem następnej warstwy), kg/cm^2
 q_1 — ciśnienie na zewnętrznej powierzchni rury rdzeniowej, wywołane założeniem pierwszej warstwy, określone wzorem [5], kg/cm^2
 q'_1 — ciśnienie na zewnętrznej powierzchni zwoju m -tego wywołane założeniem zwoju $(m+1)$ określone wzorem [36], kg/cm^2
 p — ciśnienie panujące wewnątrz naczynia, atn
 p'_{kr} — pierwsze ciśnienie krytyczne, tzn. ciśnienie po osiągnięciu którego zaczynają pojawiać się odkształcenia plastyczne na wewnętrznej powierzchni rury, atn
 p''_{kr} — drugie ciśnienie krytyczne, tzn. ciśnienie, po osiągnięciu którego zaczynają pojawiać się odkształcenia plastyczne na zewnętrznej powierzchni naczynia, atn
 p_a — dopuszczalne ciśnienie robocze wynikające z warunku wytrzymałościowego dla wewnętrznej powierzchni rury rdzeniowej, atn
 p_β — dopuszczalne ciśnienie robocze wynikające z warunku wytrzymałościowego dla zewnętrznej powierzchni naczynia, atn
 p_γ — dopuszczalne ciśnienie robocze wynikające z warunku wytrzymałościowego dla m -tej warstwy, atn
 $(\sigma'_1)_1, (\sigma'_2)_1, (\sigma'_3)_1$ — naprężenie obwodowe, osiowe i promieniowe wywołane założeniem pierwszej warstwy, kg/cm^2
 $(\sigma'_1)_{m+1}, (\sigma'_2)_{m+1}, (\sigma'_3)_{m+1}$ — naprężenie obwodowe, osiowe i promieniowe wywołane założeniem $m+1$ warstwy, kg/cm^2
 $(\sigma'_1)_i, (\sigma'_2)_i, (\sigma'_3)_i$ — naprężenie obwodowe, osiowe i promieniowe wywołane założeniem dowolnej (i -tej) warstwy, kg/cm^2
 $(\sigma'_1), (\sigma'_2), (\sigma'_3)$ — naprężenia obwodowe, osiowe i promieniowe wywołane założeniem wszystkich warstw, kg/cm^2
 $(\sigma''_1), (\sigma''_2), (\sigma''_3)$ — naprężenie obwodowe, osiowe i promieniowe, wywołane ciśnieniem wewnętrznym, kg/cm^2
 (σ_1) — łączne naprężenie obwodowe w naczyniu, kg/cm^2
 (σ_2) — łączne naprężenie osiowe w naczyniu, kg/cm^2
 (σ_3) — łączne naprężenie promieniowe w naczyniu, kg/cm^2

U w a g a: w tekście symbole naprężeń opatrzone są ponadto we wskaźniki (r, a, b, ρ_{m+1}) umieszczone u góry na zewnątrz nawiasu, określające przekrój, dla którego obliczono dane naprężenie.

- A_1, A_3, C_2, C_3 — skrócone oznaczenia naprężeń, określone odpowiednio równościami [18], [43], [25] i [48], kg/cm^2
 m_Q — współczynnik bezpieczeństwa względem granicy plastyczności,
 $W_r, W_a, W_b, W_{\rho_{m+1}}$ — wyteżenie w przekroju o promieniu r, a, b, ρ_{m+1} , kg/cm^2
 $A_2, A_4, B_2 = B_4, C_4$ — współczynniki liczbowe określone odpowiednio wzorami [24], [46], [23] i [24],
 $S_n(), S_l()$ — sumy skończonej liczby (n lub l) wyrazów ciągu (por. Dodatek),
 H — wielkość pomocnicza określona równością [45],
 $a_1, b_1, c_1; a_2, b_2, c_2$ — współczynniki równań kwadratowych określone równościami [57] i [61],
 Δ_1, Δ_2 — wyróżniki równań kwadratowych, określone równościami [59] i [63].

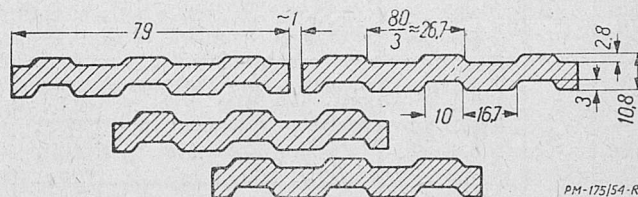
Objaśnienia wstępne

Obliczeniu podlega tylko płaszcz (rura) wysokociśnieniowego naczynia systemu Schierenbecka¹⁾. Zamknięciom płaszczu zostaną poświęcone oddzielne obliczenia. Na rys. 1 po-



Rys. 1. Naczynie wysokociśnieniowe z płaszczem owijanym systemu Schierenbecka

kazano przekrój osiowy płaszcza składającego się z rury rdzeniowej i wielu warstw otrzymanych z kolejnych nawinięć taśmy (rys. 2) posiadającej wgłębienia i występy.



Rys. 2. Schemat nawijania taśmy.

Rura rdzeniowa jest opatrzona wgłębieniami w postaci trójzwojowej linii śrubowej o szerokości wgłębienia ok. 10 mm, głębokości 3 mm oraz skoku każdego zwoju 80 mm w celu ząbienia się z nimi wystęgów warstwy taśmy.

Taśmy następnych warstw ząbnią się swymi wystęgami z wgłębieniami taśm warstwy poprzedniej.

¹⁾ por. (I. 1).

TABLICA. Dopuszczalne ciśnienia robocze ($n_Q = 1,7$) ($Q_R = 2300$; $K_R = 1350 \cdot Q_T = 3000$; $K_T = 1750$; $\sigma_T = 500$)

$\dot{d}$ $\dot{D}_w = 2a$ mm	a			b			c			d			e			f			g					
	$g \approx 50$; $g_R = 20$; $n = 4$			$g \approx 100$; $g_R = 20$; $n = 10$			$g \approx 150$; $g_R = 30$; $n = 15$			$g \approx 200$; $g_R = 40$; $n = 20$			$g \approx 250$; $g_R = 50$; $n = 25$			$g \approx 300$; $g_R = 60$; $n = 30$			$g \approx 350$; $g_R = 70$; $n = 35$					
	b mm	Dopuszczalne ciśnienie p atn		b mm	Dopuszczalne ciśnienie p atn		b mm	Dopuszczalne ciśnienie p atn		b mm	Dopuszczalne ciśnienie p atn		b mm	Dopuszczalne ciśnienie p atn		b mm	Dopuszczalne ciśnienie p atn		b mm	Dopuszczalne ciśnienie p atn				
p_α		p_β	p_α		p_β	p_α		p_β	p_α		p_β	p_α		p_β	p_α		p_β	p_α		p_β	p_α	p_β	p_γ	
1	500	302	207	293	492	607	569	400	640	985	771	1415	1082	844	1900	1320	550	930	2430	1610	600	970	3010	1860
2	600	352	170	233	425	486	468	450	556	790	684	1130	903	774	1480	1097	600	845	1900	1330	650	906	2340	1582
3	700	350	402	150	382	378	416	500	511	660	599	925	772	720	1235	974	650	786	1550	1169	700	847	1900	1333
4	800	400	452	131	175	185	364	550	474	571	538	600	574	790	740	831	700	733	1300	1008	750	794	1600	1167
5	900	450	502	112	147	158	344	600	420	487	468	650	522	609	609	743	750	686	1130	908	800	758	1370	1046
6	1000	500	552	102	133	144	307	650	390	436	433	700	489	607	560	685	800	643	985	818	850	706	1195	945
7	1100	550	602	92	119	130	265	700	357	387	383	750	460	554	521	630	850	611	885	775	900	669	1065	860
8	1200	600	652	87	112	115	252	750	335	355	364	800	422	486	467	586	900	571	790	689	950	630	945	791
9	1300	650	702	82	105	115	223	800	312	324	337	850	401	452	441	529	950	540	715	636	1000	602	865	733
10	1400	700	752	77	98	101	194	850	300	309	327	900	383	420	416	507	1000	503	660	599	1050	572	790	689
11	1500	750	802	72	91	101	175	900	280	278	296	950	348	371	375	468	1050	489	607	586	1100	526	715	631

$\dot{d}$ $\dot{D}_w = 2a$ mm	h			i			j			k			l			m			n					
	$g \approx 400$; $g_R = 80$; $n = 40$			$g \approx 450$; $g_R = 90$; $n = 45$			$g \approx 500$; $g_R = 100$; $n = 50$			$g \approx 550$; $g_R = 110$; $n = 55$			$g \approx 600$; $g_R = 120$; $n = 60$			$g \approx 650$; $g_R = 130$; $n = 65$			$g \approx 700$; $g_R = 140$; $n = 70$					
	b mm	Dopuszczalne ciśnienie p atn		b mm	Dopuszczalne ciśnienie p atn		b mm	Dopuszczalne ciśnienie p atn		b mm	Dopuszczalne ciśnienie p atn		b mm	Dopuszczalne ciśnienie p atn		b mm	Dopuszczalne ciśnienie p atn		b mm	Dopuszczalne ciśnienie p atn				
p_α		p_β	p_α		p_β	p_α		p_β	p_α		p_β	p_α		p_β	p_α		p_β	p_α		p_β	p_α	p_β	p_γ	
1	500	650	1011	3630	2190	1049	4320	2475	1080	5060	2810	1104	5850	3140	1128	6650	3530	1141	7530	3830	950	1163	8530	4220
2	600	700	950	2800	1795	995	3330	2040	1026	3870	2300	1047	4420	2515	1075	5060	2850	1100	5750	3100	1000	1118	6390	3860
3	700	750	888	2260	1469	928	2650	1705	973	3090	1930	1022	3870	2330	1035	4050	2410	1045	4550	2590	1050	1078	5060	2850
4	800	800	849	1900	1328	859	2200	1485	926	2570	1680	963	2920	1830	988	3330	2060	1017	3700	2185	1100	1036	4130	2430
5	900	850	802	1620	1195	900	1900	1330	886	2180	1482	922	2480	1634	950	2800	1800	980	3120	1850	1150	1000	3380	2140
6	1000	900	760	1415	1084	950	1650	1200	847	1900	1341	885	2150	1470	1100	2430	1623	944	2710	1745	1200	970	3010	1905
7	1100	950	722	1260	987	1000	1460	1098	812	1675	1217	848	1900	1331	1150	880	2130	907	2380	1593	1250	937	2660	1732
8	1200	600	680	1150	913	702	1300	1008	771	1480	1110	814	1700	1230	1200	846	1900	880	2100	1436	1300	902	2310	1572
9	1300	650	656	1020	843	1100	702	1170	744	1345	1043	783	1530	1138	1250	818	1720	845	1900	1340	1350	876	2100	1439
10	1400	700	623	925	783	1150	669	1065	711	1215	973	752	1390	1056	1300	785	1550	827	1720	1243	1400	847	1900	1341
11	1500	750	593	845	782	1200	645	985	682	1105	896	718	1255	988	1350	771	1415	787	1550	1151	1450	819	1720	1247

p_α – z war. wytrzymał. elementów na wewnętrznej pow. o promieniu $r = a$ p_β – z war. wytrzymał. elementów na zewnętrznej pow. o promieniu $r = b$

p_γ – z war. wytrzymał. środkowej warstwy uzwojenia o promieniu $r = \frac{b}{m} + 1$

Cel pracy

W związku z przygotowywaniem się w kraju do produkcji naczyń wysokociśnieniowych i przewidywaniem konieczności stosowania naczyń o płaszczach wielowarstwowych zachodzi potrzeba wyjaśnienia zagadnienia wytrzymałości płaszcza takiej konstrukcji i dania konstruktorowi wskazówek umożliwiających szybkie zorientowanie się odnośnie grubości ściany rury rdzeniowej i ilości warstw nawinięcia taśmy przy różnych średnicach wewnętrznych naczynia i wartościach ciśnienia roboczego, do jakiego jest ono przeznaczone.

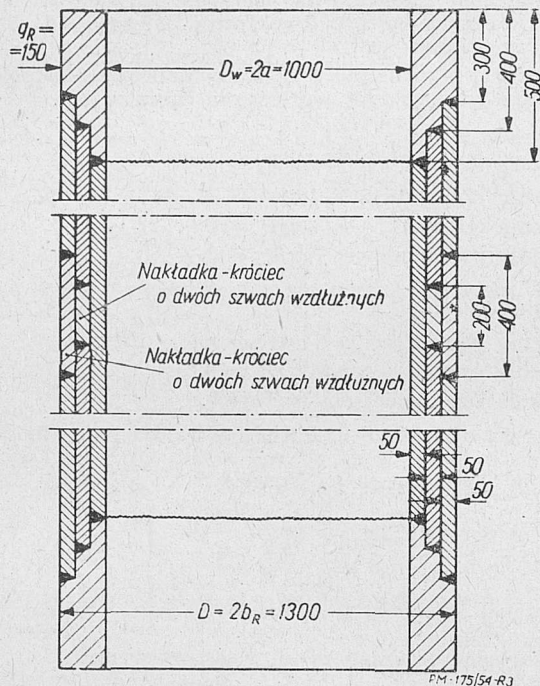
Rozważania zostały dokonane i wyniki ujęte w tablicę dla jedenastu średnic wewnętrznych ϕ 500 ÷ 1500 mm, przy czym różnica kolejnych (sąsiednich) średnic wynosi 100 mm. Dla każdej z tych średnic zostało określone ciśnienie robocze odpowiadające czternastu przypadkom ogólnej grubości ściany (rury rdzeniowej i uzwojenia) $g = b - a \approx 50 \div 700$ mm, przy czym różnica kolejnych (sąsiednich) grubości wynosi 50 mm. Wymiary przekrojów poprzecznych tych płaszczy zostały podane w tablicy I.

Założenia

1. Aby napężenie ściskające w ścianie rury rdzeniowej nie było zbyt wysokie, grubość jej ściany powinna wynosić 20% do 25% całkowitej grubości ściany płaszcza, a w żadnym razie nie powinna być mniejsza od 10%²⁾.

2. Przyjmujemy zasadniczą grubość rury rdzeniowej $g_R = b_R - a$ jako równą co najmniej 20% całkowitej grubości ściany płaszcza $g = b - a$, przy czym:

a) nie może ona wynosić mniej niż 20 mm, a to ze względu na osłabienie rury rowkami głębokości około 5 mm, które powinny posiadać łagodne przejście od ścian rowka do jego dna, co będzie dotyczyło grubości $g = b - a$ równych 100 mm i mniejszych;



Rys. 3. Szkic rury rdzeniowej o średnicy $2a = 1000$ mm wykonanej z trzech warstw blachy o grubości 50 mm.

b) grubość ściany pojedynczej rury rdzeniowej może wynosić nie więcej niż 80 mm. Zachodzić to będzie przy całkowitej grubości ściany płaszcza $g = b - a$ równej 400 mm. Ograniczenie powyższe wypływa stąd, że mamy możliwość wykonania zwykłej (jednowarstwowej) rury z blach o grubości najwyższej 85 ÷ 90 mm, z której po zdjęciu 5 mm na zewnętrznym promieniu (w razie potrzeby zastosowania zgrubnej obróbki) pozostanie: $g_R = 80$ mm. Przy grubych ścianach o znacznej ilości warstw uzwojenia należy uzyskać potrzebną grubość rury rdzeniowej przez odpowiednie odłanie jej ze staliwa lub wykonanie z paru walcowych warstw (rur) nałożonych wzajemnie na siebie praktycznie bez luzu i wcisku. Szkic takiego proponowanego wykonania rury rdzeniowej z trzech warstw o średnicy $2a = 1000$ mm i o ogólnej grubości $g_R = 50 \cdot 3 = 150$ mm przedstawia rys. 3.

2) por. (I. 2).

3. Materiał rury rdzeniowej narażony jest na odkształcenia wzdłużne w większym stopniu w porównaniu z odpowiednią warstwą walcową myślowo wydzieloną z odpowiedniego płaszcza litego, toteż w celu umożliwienia osiągnięcia znacznych odkształceń plastycznych przyjmujemy w obliczeniu dla rury rdzeniowej stal węglową B41K³⁾ ($R_r = 4100 \div 5000$ kG/cm², $Q_{rmin} = 2500$ kG/cm², $a_5 = 23 \div 26\%$).

Dla taśmy przyjmujemy początkowo stal St5⁴⁾ ($R_r = 5000 \div 6200$ kG/cm², $Q_{rmin} = 2800$ kG/cm², $a_5 = 19 \div 21\%$).

W obliczeniu przyjmować będziemy dla materiału rury rdzeniowej $Q_R = 2300$ kG/cm² jako wartość obliczeniową dla stali B41K, natomiast dla materiału taśmy $Q_r = 3000$ kG/cm², gdyż wobec znacznej liczby warstw taśmy nie ma potrzeby przyjmowania dla jej materiału najmniejszej granicy plastyczności.

Minimalne wydłużenie jednostkowe materiału rury rdzeniowej powinno w każdym razie wynosić $a_5 \geq 15\%$, a dla taśmy $a_5 \geq 12\%$.

4. Oznaczając ogólnie przez K_R i K_T granicę niebezpieczną (granicę plastyczności lub przy wyższych temperaturach — wytrzymałość trwałą) dla materiału rury i taśmy, określamy zastępczą granicę niebezpieczną K jako równą⁵⁾

$$K = K_R \frac{g_R}{g} + K_T \frac{g - g_R}{g} = \frac{K_R}{g} \left(g_R + \frac{K_T}{K_R} g_T \right), \quad [1]$$

przy czym g_T oznacza całkowitą grubość uzwojenia taśmą.

Przy

$$K = Q_{red}; \quad \frac{K_T}{K} = \frac{Q_T}{Q_R} = \frac{3000}{2300} = 1,305 \approx 1,3 \text{ mamy}$$

$$Q_{red} = \frac{2300}{g} (g_R + 1,3 g_T). \quad [2]$$

Rolę zastępczej granicy plastyczności Q_{red} należy tak rozumieć, że przy płaszczu o grubości ściany $g = g_R + g_T$ złożonego z dwóch rur, z których jedna o grubości g_R z materiału o granicy plastyczności Q_R jest wsunięta bez luzu i wcisku w drugą o grubości g_T z materiału o granicy plastyczności Q_T wystąpiłby stan plastyczny w zewnętrznych elementach złożonej rury zamkniętej przy ciśnieniu wewnętrznym określonym wzorem⁶⁾

$$p'_{kr} = \frac{2}{\sqrt{3}} Q_{red} \ln \frac{b}{a} \approx 1,1547 Q_{red} \ln \frac{b}{a}, \quad [3]$$

natomiast w wewnętrznych elementach tej rury stan plastyczny wstąpiłby już przy ciśnieniu⁷⁾

$$p'_{kr} = \frac{1}{\sqrt{3}} Q_R \left[1 - \left(\frac{a}{b} \right)^2 \right] \approx 0,57735 Q_R \left[1 - \left(\frac{a}{b} \right)^2 \right]. \quad [4]$$

Usprawiedliwia to zgodnie z rzeczywistością przyjęcie jednakowej wartości modułów Younga $E_R = E_T$ dla obydwu materiałów, z których są wykonane obydwie elementy rurowe.

Przy materiale taśmy o znacznej wytrzymałości oraz przy znacznej ilości warstw uzwojenia można obawiać się, że zanim zostałyby zrealizowane ciśnienie p'_{kr} (wzór [3]), materiał w rurze rdzeniowej może — po przekroczeniu przez odkształcenia obydwu granic plastyczności — ulec wzmocnieniu (utwardzeniu). Zaciemniłoby to i tak niejasny obraz zjawisk zachodzących w wymiarze grubości ściany naczynia.

5. Temperatura taśmy podczas owijania, siła jej naciągu, sposób chłodzenia i wszystkie inne czynniki mające wpływ na skuteczność owijania powinny być tak dobrane, aby materiał taśmy stygnąc i przekraczając granicę plastyczności odpowiadającą obniżającej się temperaturze wykazywał po ostygnięciu dające się stwierdzić napężenie rozciągające $\sigma_T = 500$ kG/cm², lub inne, jeżeliby stosowanie innego układu okazało się w różnych przypadkach bardziej celowe.

Jeżeli w pierwszej warstwie taśmy panuje napężenie $\sigma_T = 500$ kG/cm², jej grubość wynosi $g_t = 0,8$ cm, a promień rury, na którą jest nawijana wynosi q_1 cm, to rura rdzeniowa doznaje działania ciśnienia na wewnętrznej powierzchni równego

$$|q_1| = \frac{g_t}{q_1} \cdot \sigma_T \text{ kG/cm}^2. \quad [5]$$

3) PN/H-92123 z 24.V.1952.

4) PN/H-84020 z 7.IV.1953.

5) por. (I. 2).

6) por. (I. 3), str. 340, wzór (225.27).

7) por. (I. 3), str. 335, wzór (225.4).

Od ciśnienia tego powstają następujące naprężenia w ścianie rury ściskanej⁸⁾

naprężenie obwodowe

$$(\sigma'_1)^r_1 = - |q_1| \frac{\rho_1^2}{\rho_1^2 - a^2} \left(1 + \frac{a^2}{r^2}\right) \quad [6]$$

naprężenie osiowe

$$(\sigma'_2)^r_1 = 0, \quad [7]$$

naprężenie promieniowe

$$(\sigma'_3)^r_1 = - |q_1| \frac{\rho_1^2}{\rho_1^2 - a^2} \left(1 - \frac{a^2}{r^2}\right), \quad [8]$$

przy czym r jest promieniem, którego wartość mieści się w granicach $a \leq r \leq \rho_1$.

Uwzględniając wyrażenie $|q_1|$ z równości [5] w równościach [6], [7] i [8], otrzymujemy

$$(\sigma'_1)^r_1 = - \frac{g_t}{\rho_1} \cdot \frac{1 + \left(\frac{a}{r}\right)^2}{1 - \left(\frac{a}{\rho_1}\right)^2} \cdot \sigma_T, \quad [9]$$

$$(\sigma'_2)^r_1 = 0, \quad [10]$$

$$(\sigma'_3)^r_1 = - \frac{g_t}{\rho_1} \cdot \frac{1 - \left(\frac{a}{r}\right)^2}{1 - \left(\frac{a}{\rho_1}\right)^2} \cdot \sigma_T \quad [11]$$

Na wewnętrznej powierzchni rury ($r = a$) naprężenia te przyjmują wartość

$$\left. \begin{aligned} (\sigma'_1)^a_1 &= - 2 \frac{g_t}{\rho_1 \left[1 - \left(\frac{a}{\rho_1}\right)^2\right]} \cdot \sigma_T; (\sigma'_2)^a_1 = 0; \\ (\sigma'_3)^a_1 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad [12]$$

Każda nowa warstwa, charakteryzowana promieniem ρ_i , będzie wywoływała dodatkowe naprężenia dodające się do poprzednich. Ich ogólne wyrażenie jest

$$(\sigma'_1)^a_i = - 2 \frac{g_t}{\rho_i \left[1 - \left(\frac{a}{\rho_i}\right)^2\right]} \cdot \sigma_T; (\sigma'_2)^a_i = 0; (\sigma'_3)^a_i = 0 \quad [13]$$

Suma tych naprężeń, pochodzących od wszystkich warstw w liczbie n wyrazi się

$$(\sigma'_1)^a = \sum_{i=1}^n (\sigma'_1)^a_i = - \sum_{i=1}^n 2 \frac{g_t}{\rho_i \left[1 - \left(\frac{a}{\rho_i}\right)^2\right]} \cdot \sigma_T = - A_1, \quad [14]$$

$$(\sigma'_2)^a = \sum_{i=1}^n (\sigma'_2)^a_i = 0; (\sigma'_3)^a = \sum_{i=1}^n (\sigma'_3)^a_i = 0, \quad [15]$$

przy czym wyrażając a , g_R i ρ_i w centymetrach, mamy

$$\rho_1 = a + g_R, \rho_2 = \rho_1 + g_t, \dots, \rho_i = \rho_1 + (i-1) g_t, \dots, \rho_n = \rho_1 + (n-1) g_t = b - g_t \quad [16]$$

Wzór [14] można z łatwością przekształcić podając go w postaci

$$A_1 = 2 g_t \sigma_T \sum_{i=1}^n \frac{\rho_1 + (i-1) g_t}{[(\rho_1 - a) + (i-1) g_t] \cdot [(\rho_1 + a) + (i-1) g_t]} \quad [17]$$

Przy pomocy wzoru [a] — por. Dodatek — wartość A_1 wyrażamy wzorem

$$A_1 = \left[\frac{g_t}{\rho_1 - a} \cdot S_n \left(\frac{g_t}{\rho_1 - a} \right) + \frac{g_t}{\rho_1 + a} \cdot S_n \left(\frac{g_t}{\rho_1 + a} \right) \right] \cdot \sigma_T, \quad [18]$$

przy czym wartości sum $S_n(\cdot)$ odczytuje się ze specjalnych tablic.

6. Od ciśnienia wewnętrznego p w zamkniętej rurze litej jest⁹⁾

$$\text{naprężenie obwodowe } (\sigma''_1)^r = + p \frac{\left(\frac{b}{r}\right)^2 + 1}{\left(\frac{b}{a}\right)^2 - 1}, \quad [19]$$

$$\text{naprężenie osiowe } (\sigma''_2)^r = + p \frac{1}{\left(\frac{b}{a}\right)^2 - 1}, \quad [20]$$

$$\text{naprężenie promieniowe } (\sigma''_3)^r = - p \frac{\left(\frac{b}{r}\right)^2 - 1}{\left(\frac{b}{a}\right)^2 - 1}. \quad [21]$$

Dla wewnętrznej powierzchni rury ($r = a$) naprężenia te przyjmują wartość

$$\begin{aligned} (\sigma''_1)^a &= + p \frac{\left(\frac{b}{a}\right)^2 + 1}{\left(\frac{b}{a}\right)^2 - 1} \equiv A_2 \cdot p; (\sigma''_2)^a = + p \frac{1}{\left(\frac{b}{a}\right)^2 - 1} \equiv \\ &\equiv B_2 \cdot p; (\sigma''_3)^a = - p \equiv - C_2, \quad [22], [23], [24] \end{aligned}$$

a na zewnętrznej powierzchni ($r = b$)

$$(\sigma''_1)^b = + p \frac{2}{\left(\frac{b}{a}\right)^2 - 1} = 2 B_2 \cdot p; (\sigma''_2)^b = B_2 \cdot p; (\sigma''_3)^b = 0, \quad [25] \text{ i } [26]$$

7. Przez superpozycję obu przypadków, omówionych w punkcie 5 i 6 uzupełnionych dodatkowym założeniem, znajdujemy wartości miarodajnych dla obliczenia naprężeń.

Założeniu podlegać będzie rozkład naprężenia osiowego, przy czym przyjmujemy, że na zewnętrznej powierzchni naczyń jest ono równe zeru, wzrasta do wewnątrz płaszcza w przybliżeniu liniowo i na jego wewnętrznej powierzchni ($r = a$) osiąga wartość dwukrotnie większą od wartości określonej wzorem [23].

Rozpatrujemy kolejno trzy stany naprężenia odpowiadające trzem szczególnym wartościom promienia r .

a. Na wewnętrznej powierzchni rury rdzeniowej ($r = a$)

$$\text{naprężenie obwodowe } (\sigma_1)^a = - A_1 + A_2 \cdot p, \quad [27]$$

$$\text{naprężenie osiowe } (\sigma_2)^a = 0 + 2 B_2 \cdot p, \quad [28]$$

$$\text{naprężenie promieniowe } (\sigma_3)^a = 0 - C_2. \quad [29]$$

β. Na zewnętrznej powierzchni płaszcza ($r = b$)

$$\text{naprężenie obwodowe } (\sigma_1)^b = \sigma_T + 2 B_2 \cdot p, \quad [30]$$

$$\text{naprężenie osiowe } (\sigma_2)^b = 0, \quad [31]$$

$$\text{naprężenie promieniowe } (\sigma_3)^b = 0. \quad [32]$$

γ. Na promieniu odpowiadającym środkowej m -tej warstwie uzwojenia
Liczbę m określamy w ten sposób:

$$\left. \begin{aligned} \text{jeśli } n - \text{parzyste, to } m &= \frac{n}{2} \\ \text{jeśli } n - \text{nieparzyste, to } m &= \frac{n-1}{2} \end{aligned} \right\} \quad [33]$$

Zewnętrzny promień m -tej warstwy wynosi

$$\rho_{m+1} = \rho_1 + m \cdot g_t \quad [34]$$

Liczbę warstw położonych na zwoju m -tym oznaczamy przez l . Wówczas oczywiście

$$l = n - m \quad [35]$$

Naprężenie w m -tym zwoju przed założeniem zwoju $(m+1)$ -szego wynosi oczywiście σ_T . Na skutek założenia $(m+1)$ -szego zwoju na zewnętrznej powierzchni zwoju m -tego (o promieniu ρ_{m+1}) pojawi się ciśnienie

$$|q'_1| = \frac{g_t}{\rho_{m+1}} \cdot \sigma_T \quad \text{kG/cm}^2 \quad [36]$$

Dodatkowe naprężenia obwodowe i promieniowe na promieniu ρ_{m+1} wywołane ciśnieniem ρ_1 wyniosą:

$$(\sigma'_1)^{\rho_{m+1}} = - \frac{g_t}{\rho_{m+1}} \cdot \frac{\rho_{m+1}^2}{\rho_{m+1}^2 - a^2} \cdot \left(1 + \frac{a^2}{\rho_{m+1}^2}\right) \cdot \sigma_T, \quad [37]$$

⁸⁾ por. (I. 4), str. 149, wzory (69.3).

⁹⁾ por. (I. 4), str. 149, wzory (69.2).

$$(\sigma'_3)_{m+1}^{\rho_{m+1}} = - \frac{g_t}{\rho_{m+1}} \cdot \frac{\rho_{m+1}^2}{\rho_{m+1}^2 - a^2} \cdot \left(1 - \frac{a^2}{\rho_{m+1}^2}\right) \cdot \sigma_T, \quad [38]$$

a dodatkowe naprężenia wywołane nałożeniem i -tej warstwy ($i = m+1, m+2, \dots, n$)

$$(\sigma'_1)_i^{\rho_{m+1}} = - \frac{g_t}{\rho_i} \cdot \frac{\rho_i^2}{\rho_i^2 - a^2} \cdot \left(1 + \frac{a^2}{\rho_{m+1}^2}\right) \cdot \sigma_T, \quad [39]$$

$$(\sigma'_3)_i^{\rho_{m+1}} = - \frac{g_t}{\rho_i} \cdot \frac{\rho_i^2}{\rho_i^2 - a^2} \cdot \left(1 - \frac{a^2}{\rho_{m+1}^2}\right) \cdot \sigma_T. \quad [40]$$

Całkowite naprężenie w zwoju m -tym wyniesie zatem

$$(\sigma'_1)^{\rho_{m+1}} = \left[1 - g_t \left(1 + \frac{a^2}{\rho_{m+1}^2}\right) \sum_{i=m+1}^n \frac{\rho_i}{(\rho_i^2 - a^2)}\right] \cdot \sigma_T, \quad [41]$$

$$(\sigma'_3)^{\rho_{m+1}} = - g_t \left(1 - \frac{a^2}{\rho_{m+1}^2}\right) \cdot \sigma_T \sum_{i=m+1}^n \frac{\rho_i}{(\rho_i^2 - a^2)} \quad [42]$$

Posługując się analogicznym przekształceniem jak przy przejściu od wzoru [17] do [18], możemy wzory [41] i [42] przedstawić w postaci

$$(\sigma'_1)^{\rho_{m+1}} = \left[1 - \frac{1}{2} \left(1 + \frac{a^2}{\rho_{m+1}^2}\right) \cdot H\right] \cdot \sigma_T = A_3 \quad [43]$$

$$(\sigma'_3)^{\rho_{m+1}} = - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{a^2}{\rho_{m+1}^2}\right) \cdot H \cdot \sigma_T = - C_3, \quad [44]$$

gdzie:

$$H = \left[\frac{g_t}{\rho_{m+1} - a} \cdot S_l \left(\frac{g_t}{\rho_{m+1} - a} \right) + \frac{g_t}{\rho_{m+1} + a} \cdot S_l \left(\frac{g_t}{\rho_{m+1} + a} \right) \right] \quad [45]$$

Od działania ciśnienia wewnętrznego powstaną naprężenia, które obliczymy kładąc we wzorach [19], [20] i [21] $r = \rho_{m+1}$

$$(\sigma''_1)^{\rho_{m+1}} = + p \frac{\left(\frac{b}{\rho_{m+1}}\right)^2 + 1}{\left(\frac{b}{a}\right)^2 - 1} = A_4 \cdot p, \quad [46]$$

$$(\sigma''_2)^{\rho_{m+1}} = + p \frac{1}{\left(\frac{b}{a}\right)^2 - 1} = B_4 \cdot p = B_2 \cdot p, \quad [47]$$

$$(\sigma''_3)^{\rho_{m+1}} = - p \frac{\left(\frac{b}{\rho_{m+1}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{b}{a}\right)^2 - 1} = - C_4 \cdot p. \quad [48]$$

Stan naprężenia występujący na zewnętrznej powierzchni m -tej warstwy ($r = \rho_{m+1}$) określony jest przez naprężenie

$$\text{naprężenie obwodowe} \quad (\sigma_1)^{\rho_{m+1}} = A_3 + A_4 \cdot p, \quad [49]$$

$$\text{naprężenie osiowe} \quad (\sigma_2)^{\rho_{m+1}} = 0 + B_2 \cdot p, \quad [50]$$

$$\text{naprężenie promieniowe} \quad (\sigma_3)^{\rho_{m+1}} = - C_3 - C_4 \cdot p. \quad [51]$$

Obliczenia

Obliczeniu podlegają 154 wielowarstwowe płaszcze; wymiary ich przekrojów i wyniki obliczeń podano w tablicy na str. 40.

Dopuszczalne ciśnienia robocze $p_\alpha, p_\beta, p_\gamma$ dla każdego z płaszczy obliczono z trzech warunków wytrzymałościowych, opartych o hipotezę Hubera-Misesa-Hencky'ego, odpowiadających trzem różnym promieniom.

Wyteżenie w przekroju o promieniu r jest równe

$$W_r = \sqrt{[(\sigma_1)^r]^2 + [(\sigma_2)^r]^2 + [(\sigma_3)^r]^2 - (\sigma_1)^r \cdot (\sigma_2)^r - (\sigma_2)^r \cdot (\sigma_3)^r - (\sigma_3)^r \cdot (\sigma_1)^r} \quad [52]$$

Wspomniane wyżej 3 warunki przyjmują postać

$$\alpha) \quad r = a \quad W_{r=a} = \frac{Q_R}{1,7} = \frac{2300}{1,7} = 1350 \text{ kG/cm}^2 \quad [53]$$

Wartości naprężeń określamy z wzorów [27], [28], [29].

$$\beta) \quad r = b \quad W_{r=b} = \frac{Q_T}{1,7} = \frac{3000}{1,7} = 1765 \text{ kG/cm}^2 \quad [54]$$

Wartości naprężeń określamy z wzorów [30], [31], [32].

$$\gamma) \quad r = \rho_{m+1} \quad W_{r=\rho_{m+1}} = \frac{Q_T}{1,7} = 1765 \text{ kG/cm}^2 \quad [55]$$

Wartości naprężeń określamy z wzorów [49], [50], [51]. Jak to wynika z powyższych wzorów, za współczynnik bezpieczeństwa przyjęto $n_Q = 1,7$. Ponadto założono $\sigma_T = 500 \text{ kG/cm}^2$.

U w a g a :

Warunek [53] prowadzi do rozwiązania równania kwadratowego

$$a_1 \cdot p^2 - 2 b_1 \cdot p - c_1 = 0, \quad [56]$$

gdzie:

$$\left. \begin{aligned} a_1 &= 1 + A_2 + A_2^2 + (2B_2) + (2B_2)^2 - A_2 \cdot (2B_2), \\ 2b_1 &= A_1 + 2A_1A_2 - A_1(2B_2), \\ c_1 &= 1350^2 - A_1^2. \end{aligned} \right\} \quad [57]$$

Ciśnienie dopuszczalne wynikające z tego warunku ma wartość

$$p_\alpha = \sqrt{\Delta_1} + \frac{b_1}{a_1}, \quad [58]$$

gdzie:

$$\Delta_1 = \left(\frac{b_1}{a_1}\right)^2 + \frac{c_1}{a_1}. \quad [59]$$

Warunek [55] prowadzi do rozwiązania równania kwadratowego

$$a_2 \cdot p^2 + 2b_2 \cdot p - c_2 = 0, \quad [60]$$

gdzie:

$$\left. \begin{aligned} a_2 &= A^2 + B^2 + C^2 + A_4C_4 + B_2C_4 - A_4B_2, \\ 2b_2 &= 2A_3A_4 + A_3C_4 + A_4C_3 + B_2C_3 + 2C_3C_4 - A_3B_2, \\ c_2 &= 1765^2 - A^2 - C^2 - A_3C_3. \end{aligned} \right\} \quad [61]$$

Ciśnienie dopuszczalne wynikające z tego warunku ma wartość:

$$p_\gamma = \sqrt{\Delta_2} - \frac{b_2}{a_2}, \quad [62]$$

gdzie:

$$\Delta_2 = \left(\frac{b_2}{a_2}\right)^2 + \frac{c_2}{a_2}. \quad [63]$$

Uwagi końcowe

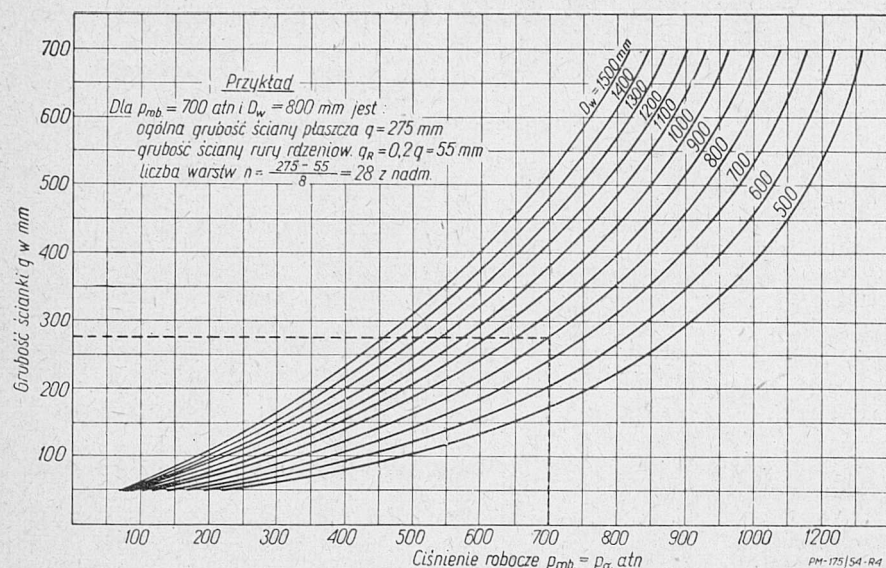
1. Jak to wynika z tablicy, warunkiem decydującym o wytrzymałości naczyń okazał się warunek wytrzymałościowy dla elementów rury rdzeniowej, położonych na jej wewnętrznej powierzchni. Innymi słowy ciśnienie p_α może być dla wszystkich 154 płaszczy przyjmowane za dopuszczalne ciśnienie robocze i dlatego jego wartości obwiedzione zostały w tablicy grubą linią.

2. Załączony wykres na rys. 4 umożliwia szybkie znajdowanie ogólnej grubości ścianki płaszcza g przy założonych: ciśnieniu roboczym p_α i średnicy wewnętrznej D_w . Należy przy tym pamiętać, że

$$g_R \approx 0,2 g \geq 20 \text{ mm}, \quad n \approx \frac{(g - g_R) \text{ cm}}{0,8 \text{ cm}}$$

3. Obliczenie płaszczy zostało przeprowadzone przy założeniu, że $\sigma_T = 500 \text{ kG/cm}^2$. Dla innych wartości $\sigma_T \neq 500 \text{ kG/cm}^2$ należy wykonać przeliczenie wg następującego schematu, przy czym kreską u góry oznaczono nowe wartości, odpowiadające zmienionemu σ'_T

$$\begin{aligned} A'_1 &= A_1 \cdot \frac{\sigma'_T}{500}; \quad \left(\frac{b_1}{a_1}\right)' = \left(\frac{b_1}{a_1}\right); \quad \frac{A'_1}{A_1}, \quad \left(\frac{c_1}{a_1}\right)' = \\ &= \frac{1350^2 - (A'_1)^2}{a_1}, \end{aligned}$$



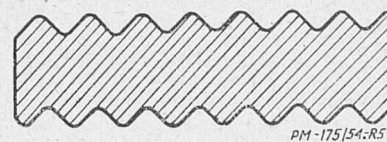
Rys. 4. Wykres dla określania grubości ścianki płaszczu g przy założonym ciśnieniu roboczym p_{rob} i średnicy wewnętrznej D_w .

$$p'_a = \sqrt{\left[\left(\frac{b_1}{a_1}\right)'\right]^2 + \left(\frac{c_1}{a_1}\right)'} + \left(\frac{b_1}{a_1}\right)'$$

4. Przeprowadzone obliczenie nie wskazuje na to, aby zastosowanie materiału wyższej jakości na taśmę, aniżeli to przyjęto w obliczeniach, mogło okazać się korzystne.

5. Należy rozważyć, czy przekrój taśmy (rys. 5) pokazany na rys. 15 artykułu J. Classa i A. F. Maiera (l. 1), użyty dla pierścienia, nie byłby odpowiedniejszy od pokazanego na rys. 2. Na korzyść tego (rys. 5) przekroju w porównaniu z przekrojem wg rys. 2 przemawiają następujące względy: a) równomierniejszy rozkład zmniejszenia pola przekroju rury rdzeniowej; b) wyższy stopień możliwości uniknięcia ostrych karbów; c) uniknięcie luzów we wzajemnym zabębieniu się taśmy z rurą i taśmy z taśmą; d) a co najważniejsze — ściskający nacisk wzdłużny rury rdzeniowej i wewnętrznych warstw taśmy podczas stygnięcia warstwy nawijanej, co pociąga za sobą zmuszanie warstw taśmy do przenoszenia naprężeń wzdłużnych wspólnie z rurą rdzeniową w stopniu wyższym niż w przypadku taśmy rys. 2; e) obliczenie powyższe wykonane dla taśmy rys. 2 jest ważne z większym nieco współczynnikiem bezpieczeństwa dla taśmy rys. 5.

6. Jakkolwiek przy obliczaniu zestawionych w tablicy 154 płaszczy przyjęto dla przykładu $\sigma_T = 500 \text{ kg/cm}^2$, to jednak artykuł podaje metodę obliczenia niezależnie od



Rys. 5. Przekrój taśmy do nawijania korzystniejszy od podanego na rys. 2.

przyjętego naciągu, którego wartość może być ustalona dowolnie.

7. Jedyne założenie dowolne mające istotne znaczenie dla powyższych obliczeń dotyczy przyjęcia wartości naprężenia osiowego w ścianie rury rdzeniowej.

Pomiary wydłużenia osiowego przy próbie naczyń wykonanych dadzą wskazówki, czy i jak należy obliczenia uzupełnić.

Dodatek

W pracy użyto oznaczenia

$$S_n(k) = 1 +$$

$$+ \frac{i}{1+k} + \frac{1}{1+2k} + \dots +$$

$$\frac{1}{1+(n-1)k} = \sum_{i=1}^{n-1} \frac{1}{1+(i-1)k}$$

Sumy $S_n(k)$ zostały obliczone dla $0 \leq k \leq 1$ zmieniającego się co 0,05 i dla $n = 1 \div 100$. Odpowiednich tablic ze względu na brak miejsca nie przytoczono.

Jeżeli posiadamy obliczone tablice sum $S_n(k)$, to łatwo można obliczyć cały szereg sum skończonych posługując się wzorem

$$\sum_{i=1}^{n-1} \frac{a_1 + (i-1)k_1}{[a_2 + (i-1)k_2] \cdot [a_3 + (i-1)k_3]} = \frac{1}{a_2} \cdot \frac{a_2 k_1 - a_1 k_2}{a_2 k_3 - a_1 k_2} \cdot S_n\left(\frac{k_2}{k_3}\right) + \frac{1}{a_3} \cdot \frac{a_3 k_1 - a_1 k_3}{a_2 k_3 - a_1 k_2} \cdot S_n\left(\frac{k_3}{a_3}\right), \quad [a]$$

gdzie: $a_1, a_2, a_3; k_1, k_2, k_3$ są dowolnymi liczbami.

LITERATURA

1. Class J., Maier A. F. — Bauarten von Hochdruck-Hohlkörpern in Mehrteil, insbesondere Mehrlagenkonstruktion, Chem. Ing. Technik, nr 4, 1952.
2. Siebel E., Schwaigerer S. — Die Beanspruchungsverhältnisse gewickelter Behälter, Chem. Ing. Technik, nr 4, 1952.
3. Huber M. T. — Teoria sprężystości, t. II, Nakł. PAU, Kraków, 1950.
4. Kłebowski Z. — Obliczanie wytrzymałościowe naczyń ciśnieniowych, PZWS, Warszawa, 1951.

W kilku słowach

● Zarządzenie Przewodniczącego PKPG nr 223 z dnia 3 listopada 1954 r. ustala, że jednostki gospodarki społecznej obowiązane są przy projektowaniu i produkcji maszyn oraz urządzeń technicznych stosować wyłącznie łożyska toczne wymienione w załączniku A do Zarządzenia. Stosowanie przy projektowaniu i produkcji maszyn innych łożysk wymaga zgody Centralnego Biura Konstrukcyjnego Łożysk Tocznych (odnośnie łożysk wymienionych w wykazie B) oraz w przypadku łożysk nie wymienionych ani w wykazie A, ani w wykazie B — Centralnego Zarządu Przemysłu Metalowego Ministerstwa Przemysłu Maszynowego.

● Kilkadziesiąt parowozów bezpaleniskowych pracuje już na terenie kraju. Nadają się one szczególnie dla zakładów o rozwiniętym wewnętrznym transporcie kolejowym, posiadających wła-

sne kotłownie. Parowóz zasila się parą z kotłowni; jednorazowe zasilenie wystarcza na 3-godzinna pracę przy pełnym obciążeniu. Parowóz bezpaleniskowy nie posiada całego szeregu części normalnych parowozów, jak: ruszty, palenisko, rury płomieniówkowe, tendry itd. Oszczędność węgla jaką uzyskuje np. Elektrownia Warszawska przez zastosowanie tych parowozów wynosi w skali rocznej około 3.600 ton węgla. Obok oszczędności węgla parowóz gwarantuje bezpieczeństwo przed zaprószeniem ognia. Do produkcji parowozów bezpaleniskowych kolej wykorzystuje podwozia starych parowozów, wycofanych z ruchu.

● Fabryka Aparatów Rentgenowskich w Warszawie rozpoczęła ostatnio seryjną produkcję aparatów do wykonywania zdjęć chirurgicznych oraz do prześwietleń kontrolnych. Zaletą nowych aparatów jest prosta obsługa oraz to, że zmontowane są na podsta-

wie zaopatrzonej w kółka, co umożliwia wykonywanie zdjęć bezpośrednio przy łóżku chorego.

● W zakładach chemicznych „Oświecim” rozpoczęto produkcję karbidu. Karbid przerobiony w dalszych wytwórniach wielkiego kombinatu stanowić będzie produkt wyjściowy do produkcji syntetycznego kwasu octowego, acetonu — surowca do otrzymywania mas plastycznych, syntetycznego kauczuku itp.

● Rozpoczęto seryjną produkcję nowoczesnych maszyn sterowniczych do statków morskich budowanych przez krajowy przemysł okrętowiczy. Po próbnej produkcji przeprowadzonej w Zakładach Mechanicznych im. Gen. Świerczewskiego w Elblągu, seryjną produkcję tych maszyn podjęła Gdańska Fabryka Wrobów Metalowych. Maszyny opracowane zostały całkowicie w kraju.

O możliwościach powiększenia dokładności i obszaru mierniczego całkujących gładkościomierzy pneumatycznych

620.191.392:53.082.3

Mgr inż. JERZY MIERZEJEWSKI

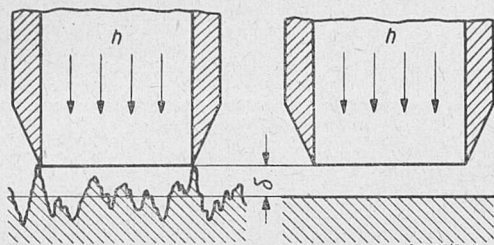
Artykuł podaje wyniki obliczeń i doświadczeń związanych z konstrukcją nowego typu końcówki pomiarowej całkującego gładkościomierza pneumatycznego. Przedstawiono sposoby wyznaczania obszarów mierniczych. Podano schematy układu różnicowego czujnika pneumatycznego, który daje możliwości pracy w dużym obszarze mierniczym oraz nie wymaga stałego ciśnienia dolotowego¹⁾.

1. Wstęp

Pomiar gładkości powierzchni całkowaniem pneumatycznym można uważać za jedną z najprostszych metod wyznaczania gładkości powierzchni części maszyn. Należy przypuszczać, że w warunkach kontroli warsztatowej proste pneumatyczne przyrządy do pomiaru gładkości mogą znaleźć szerokie zastosowanie. W stanie obecnym metoda ta jest jeszcze jednak mało poznana tak od strony teoretycznej, jak i doświadczałnej. W przeprowadzonych badaniach stosuje się układy niemal analogiczne jak w czujnikach pneumatycznych, od których zresztą metoda ta wywodzi się. Wydaje się jednak, że odrębne czynniki występujące przy zastosowaniu czujnika pneumatycznego do pomiaru gładkości powierzchni narzucają konieczność odstąpienia od utartych schematów i szukania nowych rozwiązań, bardziej odpowiednich dla nowych celów.

2. Modelowe i rzeczywiste warunki wypływu powietrza przy pomiarze gładkości

W rozważaniach teoretycznych nad całkującym gładkościomierzem pneumatycznym posłużymy się modelem zastępczym, odtwarzającym w przybliżeniu warunki rzeczywistego przepływu powietrza szczelinami, powstałymi między nierównościami powierzchni i krawędzią dyszy pomiarowej. Rys. 1 przedstawia rzeczywiste warunki przepływu



Rys. 1. Rzeczywiste i modelowe warunki przepływu powietrza.

powietrza oraz warunki modelowe. Oczywiście, że model zastępczy odtwarza rzeczywiste warunki przepływu z pewnymi błędami, z którymi należy się jednak pogodzić, gdyż dokładne określenie tych warunków, chociażby ze względu na nieznaną kształt mierzonych powierzchni, jest niemożliwe. Zwykle przyjmuje się w modelu zastępczym wysokość wzniosu dyszy modelowej

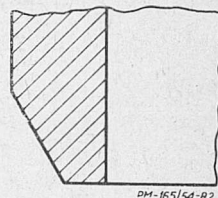
$$\delta = 0.5 H_{sr} \text{ mm},$$

gdzie H_{sr} mm oznacza średnią wysokość chropowatości powierzchni.

W praktyce przyrządy do pomiaru gładkości powierzchni są wzorcowane według wzorców gładkości i błędy wynikające z założeń modelowych nie mają wpływu na ich wskazania. Założenia modelowe dają nam natomiast możliwość przeprowadzenia analizy matematycznej zagadnień związanych z teorią działania gładkościomierza.

W czasie wykonywania pomiaru gładkości, końcówka pomiarowa jest dociskana do badanej powierzchni ze stałą siłą. Krawędź pomiarowa dyszy stykająca się z nierównościami powierzchni, do których jest dociskana, w pewnym stopniu deformuje wzniesienia chropowatości powierzchni. Jeżeli krawędź dyszy jest zaokrąglona małym promieniem tak, że jest ona „bardzo ostra”, to odkształcenia nierówności w stosunku do ich wymiarów mogą być znaczne i wyniki pomiaru będą błędne. Ostre zakończenie krawędzi dyszy jest również niepożądane z uwagi na łatwość jej uszkodze-

nia, a wobec niesłuchanie małych nierówności powierzchni jakie mierzymy (np. 0.5μ) najmniejsza szczybka na krawędzi pomiarowej jest niedopuszczalna, gdyż zmienia warunki przepływu powietrza, w jakich końcówka była wzorcowana. Wydaje się, że z wymienionych względów najodpowiedniejszym i najłatwiejszym do wykonania kształtem krawędzi będzie kształt otrzymany przez spłaszczenie końca dyszy (rys. 2).

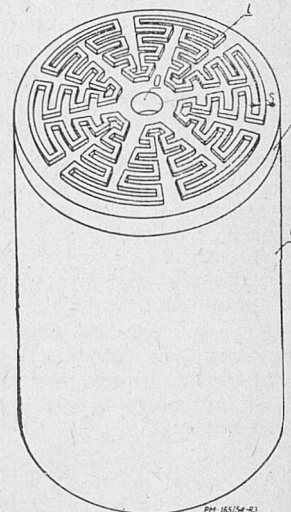


Rys. 2. Spłaszczenie końca dyszy pomiarowej.

3. Końcówka „rozetowa”

Na dokładność wyniku pomiarów gładkości niewątpliwie znaczny wpływ wywiera długość krawędzi dyszy pomiarowej. Przy długiej krawędzi wielkość nieszczelności, a zatem i natężenie wypływu powietrza będzie większa niż przy krawędzi krótkiej, a jak wiadomo, natężenie wypływu powietrza ma zasadniczy wpływ na wynik pomiaru.

Rys. 3 przedstawia schematycznie końcówkę pomiarową o konstrukcji odmiennej od dotychczas stosowanych²⁾. Nazwijmy ją, od charakterystycznego ułożenia linii stanowiącej krawędź dyszy pomiarowej, końcówką „rozetową”. Zasadniczą częścią tej końcówki jest cienka blaszka b o grubości ok. 0.1 mm, w środku której wykonany jest mały otwór o . Obszar powierzchni blaszki wokół otworu otoczony jest wypukłością, która tworzy linię l ułożoną w zygzak. Blaszka przyklejona jest do walca gumowego g . Jeżeli za pośrednictwem gumowego walca przyciśniemy blaszkę z wypukłą linią do badanej powierzchni, to blaszka wygnie się odpowiednio, dopasowując się do kształtu przedmiotu. Wypukła linia zetknie się swoją powierzchnią przylgową z nierównościami powierzchni, a w obszarze ograniczonym badaną powierzchnią — powierzchnią blaszki i wypukłą linią — panować będzie ciśnienie większe od atmosferycznego na skutek połączenia tego obszaru poprzez otwór w blaszce i gumowym kłoczu z komorą czujnika.

Rys. 3. Schematyczny widok końcówki rozetowej: b — elastyczna blaszka; o — otwór, którym dopływa powietrze; l — wypukłość w kształtach linii; g — gumowy walec.

Blaszki końcówek „rozetowych”, które wyprodukowano dla celów doświadczalnych, były wykonane metodą trawienia foto-chemigraficznego. Tego rodzaju technologia daje możliwość utrzymania bardzo wąskich, o dużej całkowitej długości, gęsto ułożonych wypukłych linii końcówki „rozetowej”. W jednej z blaszek średnica tarczki wynosiła 5 mm, zaś całkowita długość linii — 63 mm, przy szerokości 0.1 mm. Materiałem, z którego wykonano blaszki, były ostrza do golenia. Trawienie rozetki na blaszce było poprzedzone bardzo dokładnym wypolerowaniem powierzchni blaszki, wobec czego przylgowa powierzchnia linii po trawieniu pozostała bardzo gładka.

4. Obliczenia i doświadczenia z końcówkami „rozetowymi”

Rys. 4 przedstawia element linii końcówki rozetowej o długości 1 mm, której płaszczyzna przylgowa o szerokości s jest wzniesiona na wysokość δ nad równoległą do niej płaszc-

²⁾ Konstrukcja oparta na wynalazku pracowniczym autora (patent nr 79326).

¹⁾ Badania nad nowym typem końcówki były prowadzone przez autora na terenie Centralnego Biura Konstrukcyjnego Obrabiarek w Pruszkowie (praca racjonalizatorska).

Pomocy w zakresie zagadnień poligraficznych udzielił autorowi inż. Czesław Rudziński, któremu w tym miejscu autor składa podziękowanie, jak również i pracownikom Izby Pomiarów i Galwanizacji Zakładów Przemysłowych im. 1 Maja w Pruszkowie za okazaną przez nich pomoc.

czynną. Przyjmując, że w szczelinie występować będzie laminarny ruch powietrza, natężenie wypływu obliczyć możemy przy pomocy równania (1.1)

$$q_r = \frac{h_w \delta^3}{12 \cdot 10^3 \eta s} \text{ cm}^3/\text{sek},$$

gdzie: h_w — nadciśnienie powietrza od strony wlotu w cm H_2O , czyli w G/cm^2 ,

δ — wysokość szczeliny w mm,

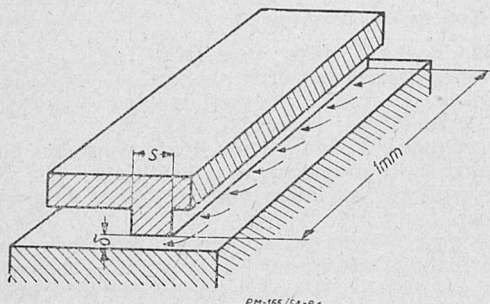
s — szerokość linii w mm,

η — współczynnik lepkości dynamicznej w kgsek/m^2 .

Przy całkowitej długości linii l mm, natężenie objętościowego wypływu wynosi:

$$Q_r = \frac{l h_w \delta^3}{12 \cdot 10^3 \eta s} \text{ cm}^3/\text{sek} \quad [1]$$

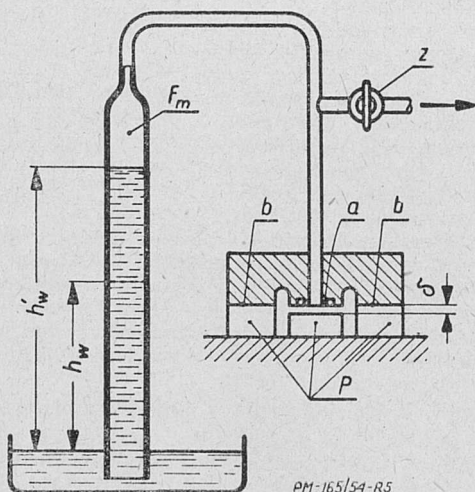
Dla sprawdzenia, czy równanie [1] odpowiada rzeczywistym warunkom wypływu powietrza, przeprowadzono szereg



Rys. 4. Element linii z końcówki rozetowej.

doświadczeń z różnymi rodzajami końcówek rozetowych. W doświadczeniach tych mierzono czas wypływu określonej ilości powietrza przy pomocy układu, przedstawionego na rys. 5. Przez wypompowanie powietrza z przewodów poziom wody w rurce podnoszono do poziomu h'_w , a następnie zamykano zaworek z i mierzono czas t , w jakim poziom wody opadł na wysokość h_w . Powietrze w tym czasie dopływało do rurki poprzez szczelinę utworzoną między powierzchnią przylgową końcówki a płaszczyzną płytki wzorcowej. Dla badań tych wypukła linia końcówki została wytrawiona nie na blaszce, lecz na sztywnej płytce. Powierzchnie przylgowe a linii końcówki, leżące w tej samej płaszczyźnie co i dalsze powierzchnie b płytki zostały dokładnie dotarte tak, że tworzyły jedną płaszczyznę. Fotografia (rys. 6) przedstawia płytkę z rozetką. Na skraju płytki umieszczono monetę jednogroszową w celu porównania wielkości.

Kłosek z rozetką ustawiono na dwu wzorcowych płytkach pomiarowych, których wysokość była większa o δ od trzeciej płytki, umieszczonej pod rozetką. W ten sposób wysokość szczeliny mogła być każdorazowo bardzo dokładnie ustalana.



Rys. 5. Schemat układu służącego do pomiaru czasu przepływu powietrza; p — płytki wzorcowe; z — zaworek.

Czas t w jakim ciśnienie zmienia się od wartości h'_w do h_w , można wyznaczyć na drodze teoretycznej. Przy zmianie ciśnienia h'_w na h_w (rys. 5) słup wody w rurce o przekroju F_m cm^2 opada, na skutek czego początkowo objętość V przewodów ulega powiększeniu o

$$\Delta V = F_m \left(\frac{h'_w - h_w}{\gamma_{\text{H}_2\text{O}}} \right) \text{ cm}^3.$$

Korzystając z równania stanu gazów, określić możemy ciężar powietrza zawartego w przewodach przy stanie ciśnienia h_w .

$$m_1 = \frac{b - h_w}{10^3 RT} (V + \Delta V) = \frac{b - h_w}{10^3 RT} \left(V + F_m \frac{h'_w - h_w}{\gamma_{\text{H}_2\text{O}}} \right),$$

gdzie: R — stała gazowa dla powietrza m^3/C , T — temperatura bezwzględna $^\circ\text{C}$, $b = 1033$ cm H_2O — ciśnienie barometryczne.



Rys. 6. Płytkę z wytrawioną rozetką. Monetę umieszczono dla porównania wielkości.

Ponieważ $\gamma_{\text{H}_2\text{O}} = 1 \text{ G/cm}^3$

$$m_1 = \frac{b - h_w}{10^3 RT} [V + F_m (h'_w - h_w)].$$

Różniczkując podane równanie względem zmiennej h_w otrzymamy wyrażenie na elementarny przyrost ciężaru powietrza

$$dm_1 = \frac{1}{10^3 RT} [F_m (2 h_w - h'_w - b) - V] dh_w.$$

Posługując się równaniem [1], określającym objętość powietrza przepływającego w jednostce czasu przez końcówkę rozetową oraz korzystając z równania stanu gazów, określić możemy elementarny ciężar powietrza dopływającego w czasie dt do układu

$$dm_2 = \frac{(b - h) h_w \delta^3}{12 \cdot 10^3 RT \eta s} dt.$$

Z warunku ciągłości przepływu wynika

$$dm_1 = dm_2$$

Po podstawieniu i wykonaniu przekształceń otrzymamy

$$dt = \frac{12 \cdot 10^3 \eta s [F_m (2 h_w - h'_w - b) - V]}{l \delta^3 h_w (b - h_w)} dh_w.$$

Dla znalezienia ogólnego równania określającego czas t , po jakim osiągnie się w rurce ciśnienie h_w , należy znaleźć ogólną całkę ostatniego równania różniczkowego.

$$t = \frac{12 \cdot 10^3 \eta s}{l \delta^3} \int \left[\frac{2 F_m}{b - h_w} - \frac{F_m (h'_w + b) + V}{(b - h_w) h_w} \right] dh_w + C.$$

Całkując oraz wyznaczając stałą C z warunków brzegowych $t = 0$ dla $h_w = h'_w$

otrzymamy

$$t = \frac{12 \cdot 10^3 \eta s}{l \delta^3} \left[\left(F_m + F_m \frac{h'_w}{b} + \frac{V}{b} \right) \ln \frac{h'_w (b - h_w)}{h_w (b - h'_w)} + 2 F_m \ln \frac{b - h_w}{b - h'_w} \right] \text{ sek}$$

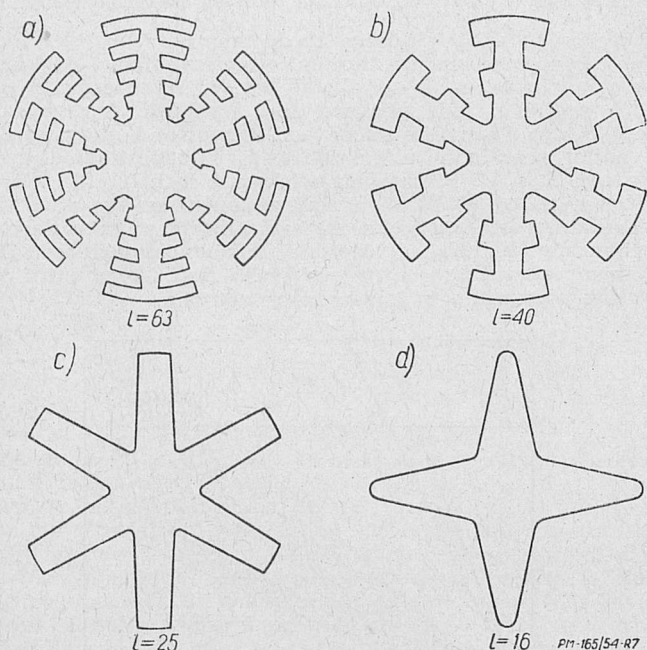
ponieważ $h_w \ll b$ i $h'_w \ll b$ $\ln \frac{b - h_w}{b - h'_w} \approx 0$

równanie można uprościć

$$t \approx \frac{12 \cdot 10^3 \eta s}{l \delta^3} \left(F_m + F_m \frac{h'_w}{b} + \frac{V}{b} \right) \ln \frac{h'_w(b - h_w)}{h_w(b - h'_w)} \text{ sek} \quad [2]$$

Porównując czas obliczony z równania [2] przy danych jak w doświadczeniu, z wynikami pomiaru czasu z doświadczenia, możemy wnioskować czy równanie [1] odpowiada rzeczywistym warunkom wypływu powietrza.

Na rys. 7 przedstawiono układ linii czterech badanych typów końcówek. Każda z nich posiada inną całkowitą długość linii. Długości te dla poszczególnych typów wynoszą: $l = 63$ mm, $l = 40$ mm, $l = 25$ mm i $l = 16$ mm. Linie ułożone są we wzór, który tworzy rozetkę o średnicy 5 mm. Szerokość linii wynosi $s = 0,1$ mm; tyle również wynosi głębokość trawienia, czyli wysokość linii. Przy doborze układu kierowano się względami łatwego rozplywu powietrza, które dopływa otworem w środku rozetki, a następnie powinno równomiernie uchodzić przez nieszczelności wzdłuż całej długości linii.



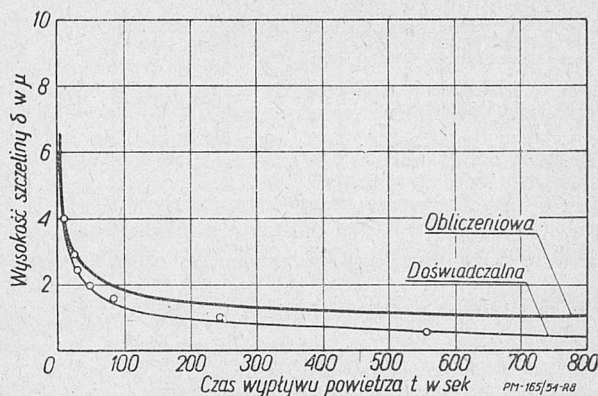
Rys. 7. Cztery typy badanych końcówek rozetowych.

Na wykresie rys. 8 przedstawiona jest zależność $t = f(\delta)$. Linia gruba podaje wyniki obliczeń czasu wypływu powietrza przy pomocy równania [2] dla następujących danych: długość linii rozety $l = 63$ mm, szerokość linii $s = 0,1$ mm, przekrój rurki $F_m = 0,555 \text{ cm}^2$, objętość przewodów $V = 3 \text{ cm}^3$, ciśnienie wyjściowe $h'_w = 20,4 \text{ cm H}_2\text{O}$, końcowe $h_w = 15 \text{ cm H}_2\text{O}$, przyjęto $\eta = 184 \cdot 10^{-8} \text{ kG sek/m}^2$. Linia cienka wykresu przedstawia wyniki pomiarów przeprowadzonych z końcówką rozetową o długości linii $l = 63$ mm i pozostałych danych analogicznych jak w obliczeniach.

Jak widać z wykresu, charakter obu krzywych jest ten sam. Natomiast w zakresie małych δ (ok. 1μ), krzywe różnią o stałą wartość ok. $0,4\mu$. Różnicę tę należy przypisać błędem wynikającym z niezupełnie dokładnego wykończenia powierzchni przylgowych linii oraz płytki. W wyniku tego obliczeniowa wysokość szczeliny powinna wynosić nie δ , lecz $\delta + k$, gdzie k wyrażałoby wzrost wysokości szczeliny na skutek nierówności powierzchni przylgowych linii i płytki.

W wyniku pomiarów przeprowadzonych na końcówkach rozetowych o $l = 63; 40; 25; 16$ mm, można było stwierdzić, że natężenie wypływu Q_r jest proporcjonalne do długości linii l , co zgodnie jest całkowicie z równaniem [1].

Porównanie wyników doświadczalnych i obliczeniowych daje podstawy do uznania równania [1] za odpowiadające w zupełności rzeczywistym warunkom wypływu powietrza



Rys. 8. Czas wypływu powietrza w zależności od wysokości szczeliny δ (objaśnienia w tekście)

przez szczeliny końcówki rozetowej. W wyniku przeprowadzonych badań można na równaniu [1] oprzeć obliczenia związane z końcówkami rozetowymi.

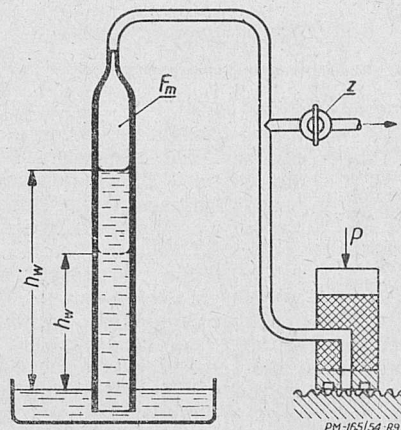
5. Wpływ nacisku

Wpływ różnego nacisku wywieranego przez końcówkę rozetową na badaną powierzchnię w odniesieniu do wyniku pomiaru gładkości zbadano, obciążając klocek gumowy z naklejoną końcówką rozetową ciężarkami tak, jak to jest pokazane na rys. 9. Sposób wykonywania pomiarów był analogiczny, jak w badaniach opisanych poprzednio. Kończówkę rozetową dociskano do płaskiej powierzchni szlifowanej o gładkości odpowiadającej mniej więcej 7 klasie gładkości wg PN/M-04251. Dane doświadczenia: $h'_w = 15 \text{ cm H}_2\text{O}$, $h_w = 8 \text{ cm H}_2\text{O}$. Inne dane te same co w pomiarach poprzednich.

Zmiany czasu wypływu w funkcji siły P przedstawione są na wykresie rys. 10. Jak widzimy, przy wzroście obciążenia różnice w czasie wypływu maleją tak, że począwszy od 2 kG zmiany można uważać za nieznaczne. Wynik ten ma duże znaczenie, gdyż przy pomiarach gładkości powierzchni niepłaskich, np. walcowych, należy się liczyć ze zmiennymi naciskami. Jeżeli jednak nacisk będzie dostatecznie duży, to — jak wynika z przeprowadzonych badań — nie wpływa on na wyniki pomiaru.

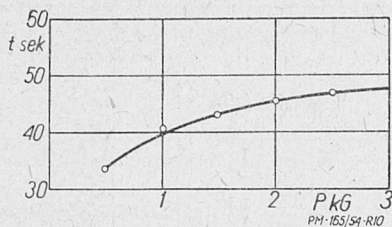
6. Przełożenie wskazań i dokładność pomiaru

Rys. 11 przedstawia schemat czujnika pneumatycznego, odbiegającego konstrukcją od dotychczas budowanych. Powietrze wpływa do komory czujnika nie otworem tworzącym dyszę, lecz przewodem o przekroju prostokątnym $L \times$



Rys. 9. Schemat układu do pomiaru czasu przepływu powietrza przy zmiennym obciążeniu P końcówki rozetowej.

$\times \Delta$ mm i długości S mm. Szerokość przewodu $L \gg \Delta$. Korzyści wynikające z zastosowania dla wlotu powietrza nie dyszy, lecz przewodu o przekroju prostokątnym, zostaną omówione w dalszej części artykułu. Wypływ powietrza z komory zachodzi szczeliną δ końcówki rozetowej. Jeżeli oznaczymy ciśnienie przed wlotem do komory przez $H \text{ cm H}_2\text{O}$, zaś ciśnienie w komorze — $h \text{ cm H}_2\text{O}$, to równania na-



Rys. 10. Wykres zmian czasu przepływu dla różnych obciążeń.

teżenia wypływu na wlocie i wylocie zgodnie z równaniem [1] będą:

$$Q_1 = \frac{L \Delta^3 (H - h)}{12 \cdot 10^3 \eta S} \text{ cm}^3/\text{sek};$$

$$Q_2 = \frac{l \delta^3 h}{12 \cdot 10^3 \eta s}$$

Z warunku ciągłości przepływu powietrza wynika:

$$Q_1 = Q_2.$$

Po podstawieniu i przekształceniu otrzymamy równanie określające ciśnienie h , które ustali się w komórce:

$$h = \frac{H}{1 + \frac{L \delta^3}{L s \Delta^3}} \text{ cm H}_2\text{O}. \quad [3]$$

Przełożenie wskazań czujnika wyznaczmy różniczkując równanie [3]:

$$i = \left| \frac{dh}{d\delta} \right| = \frac{3 H L \delta^2}{L \Delta^3 s \left(1 + \frac{L \delta^3}{L s \Delta^3} \right)^2} \text{ cm H}_2\text{O/mm} \quad [4]$$

Przełożenie wskazań czujnika pneumatycznego użytego jako gładkościomierz powinno być odpowiednio dobrane dla różnych zmieniających się w szerokim zakresie wartości $\delta = 0,5 H_{sr}$. Wynika to z ogólnej zasady mierniczej, która ustala, że błąd narzędzia mierniczego nie powinien przekraczać pewnej części (0,1 do 0,2) dopuszczalnego błędu wyniku pomiaru. Przyjmując w dalszym ciągu, że dopuszczalny błąd wyniku pomiaru stanowić powinien w wypadku pomiaru gładkości powierzchni pewną część wielkości mierzonej, należy dla małych δ stosować układ o dużym przełożeniu, zaś dla dużych δ wystarczy małe przełożenie.

Warunek ten można przedstawić w następującym równaniu:

$$i = \frac{c}{\delta}, \quad [5]$$

które określa przełożenie wskazań i jako wielkość odwrotnie proporcjonalną do wzniosu dyszy pomiarowej δ , przy współczynniku proporcjonalności c . Nazwijmy c współczynnikiem przełożenia wskazań.

Obliczenie wartości współczynnika przełożenia c wymaga określenia dopuszczalnego błędu wyniku pomiaru e_d oraz uchybienia przyrządu pomiarowego e_u . Założmy, że uchybienie przyrządu nie może przekraczać 0,2 dopuszczalnego błędu wyniku pomiaru. Uwzględniając przełożenie i , powyższy warunek możemy przedstawić w równaniu:

$$e_u \leq 0,2 e_d i.$$

W pomiarach przemysłowych gładkości można przyjąć za dopuszczalny błąd wyniku pomiaru $e_d = 0,1\delta$.

Korzystając z równania [5] wyznaczmy wartość c .

$$c \geq \frac{e_u}{0,2 \cdot 0,1} = 50 e_u \text{ cm H}_2\text{O}.$$

Dla przyrządów, w których pomiar ciśnienia h dokonuje się manometrem wodnym można przyjąć $e_u = 0,2 \text{ cm H}_2\text{O}$, dla dokładniejszych przyrządów o dobrej stabilizacji ciśnie-

nia dolotowego, w których wymiar ciśnienia dokonuje się manometrem sprężynowym $e_u = 0,02 \text{ cm H}_2\text{O}$. W przypadku pierwszym otrzymamy $c \geq 10$ oraz w drugim $c \geq 1$.

7. Obszary miernicze

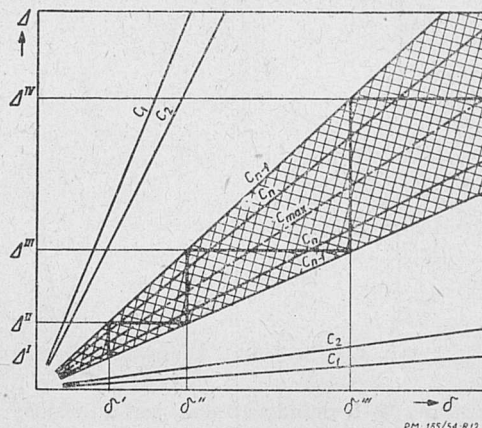
Rozwiążmy teraz równanie [4] względem zmiennej wielkości Δ , podstawiając wartość i z równania [5].

$$\Delta_{1,2} = \delta \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{L S}{L s} \left[\frac{H}{c} - \frac{2}{3} \pm \sqrt{\frac{H}{c} \left(\frac{H}{c} - \frac{4}{3} \right)} \right]} \text{ mm} \quad [9]$$

Równanie posiada dwa rozwiązania dla $c < \frac{3}{4} H$, natomiast dla $c = \frac{3}{4} H$ istnieje tylko jedno rozwiązanie. W układzie $\Delta = f(\delta)$, najbardziej nas interesującym, równanie [6] przedstawia pęk prostych (rys. 12), przechodzących przez początek układu, przy tym wartościom $c < \frac{3}{4} H$ odpowiadają dwie proste, zaś dla $c = \frac{3}{4} H$ otrzymujemy jedną prostą.

Na wykresie przedstawiono pęk prostych dla wartości $c_1 < c_2 \dots < c_{n-1} < c_n < c_{max} = \frac{3}{4} H$. Jak widać z wykresu, dwie proste określone przez jeden współczynnik przełożenia $c_{n-1} < \frac{3}{4} H$, wyznaczają obszar (zakreskowany na

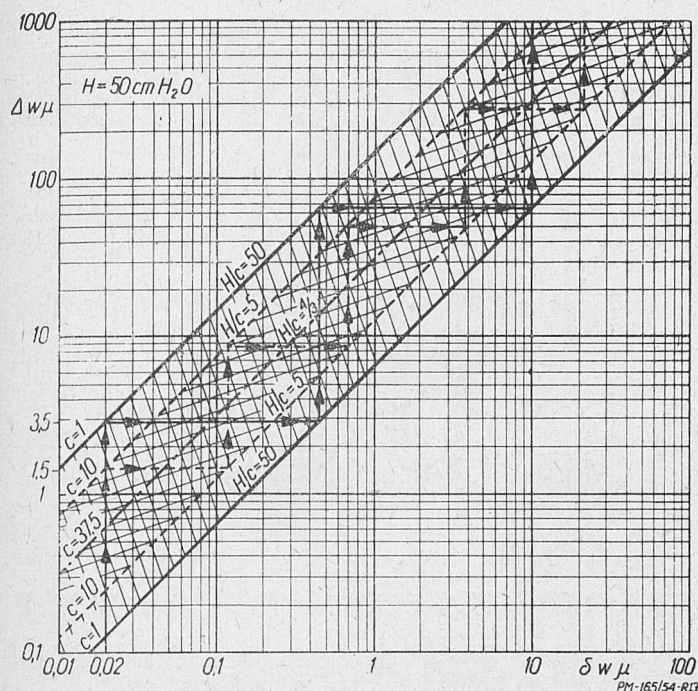
wykresie), wewnątrz którego każda inna para prostych musi być podporządkowana takiemu współczynnikowi c_n , który spełnia warunek $c_{n-1} < c_n < c_{max} = \frac{3}{4} H$. Wyznamy z pomocą wykresu, jaka powinna być wysokość Δ przewodu wejściowego dla wzniosu końcówki rozetowej δ' , przy współczynniku przekładni c_{n-1} . Wartości δ' odpowiadają dwie wartości Δ' i Δ'' . Przyjmijmy większą z nich Δ'' , dla której w zakresie od δ' do δ'' mamy zapewniony współczynnik przekładni c większy od założonego, a zatem w zakresie tym zachowamy większą od założonej dokładność pomiaru. Dla δ'' mamy analogicznie dwie wartości Δ'' i Δ''' , przy czym Δ''' tak jak poprzednio wyznacza nowy zakres δ .

Rys. 12. Wykres zmiany wysokości przewodu wlotowego Δ dla czujnika pneumatycznego (objaśnienia w tekście). Podziałka proporcjonalna.

Wykres na rys. 12 — jak wynika z przeprowadzonej analizy — pozwala wyznaczyć ciąg wysokości Δ' ; Δ'' ; Δ''' ; przewodów wlotowych oraz odpowiednie zakresy miernicze δ' ; δ'' ; δ''' .

Na wykresie rys. 13 przedstawiono omawianą poprzednio zależność w układzie logarytmicznym dla danych liczbowych. Nowy wykres dokładnie odwziera zależność w zakresie małych δ . Wykres został zbudowany dla następujących danych liczbowych: $l = 100 \text{ mm}$, $s = 0,03 \text{ mm}$, $L = 1 \text{ mm}$, $S = 10 \text{ mm}$ oraz dla ciśnienia dolotowego powietrza $H = 50 \text{ cm H}_2\text{O}$. Jest on jednak słuszny i dla innego ciśnienia H , lecz wtedy już dla innych wartości c , takich, którym odpowiadać będzie podany na wykresie stosunek H/c .

Na wykresie z podziałką logarytmiczną (rys. 13) wykreślono liniami ze strzałkami, podobnie jak i na wykresie z podziałką proporcjonalną (rys. 12), sposób znajdowania ciągu wysokości przewodu wlotowego Δ oraz zakresów mierniczych δ . Ciągi wysokości wyznaczono dla dwu wartości $H/c = 50$ i $H/c = 5$, wychodząc od wartości $\delta = 0,02 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$.



Rys. 13. Wykres zmian wysokości przewodu wlotowego Δ dla czujnika pneumatycznego (objaśnienia w tekście). Podziałka logarytmiczna.

Z wykresu logarytmicznego wynika w sposób oczywisty, że wysokości Δ stopniowane są wg ciągu geometrycznego o ilorazie szeregu

$$\varphi = \frac{\Delta_1}{\Delta_2} = \sqrt[3]{\frac{\frac{H}{c} - \frac{2}{3} + \sqrt{\frac{H}{c} \left(\frac{H}{c} - \frac{4}{3} \right)}}{\frac{H}{c} - \frac{2}{3} - \sqrt{\frac{H}{c} \left(\frac{H}{c} - \frac{4}{3} \right)}}}$$

gdzie Δ_1 i Δ_2 są pierwiastkami równania [6].

Do pomiaru bardzo małych wzniosów końcówki rozetowej δ należy użyć — jak to widać na wykresie rys. 13 — również bardzo małych wysokości Δ przewodu wlotowego. Np. dla $\delta = 0,02 \mu$ przy $H/c = 50$ otrzymamy $\Delta = 3,5 \mu$. Przewód prostokątny, mimo tak małych wysokości Δ , można otrzymać przez odpowiednie ułożenie klocków o różnych wymiarach. Te właściwości łatwego wykonania przewodów o bardzo małym prześwicie stanowią jedną z zalet stosowania przewodów wlotowych o przekroju prostokątnym. Jednak mimo tych zalet trudności wykonania przewodów o tak małej wysokości są jeszcze duże. Istnieje również obawa zanieczyszczenia ich, co wpływałoby ujemnie na dokładność pomiaru. Poza tym mały przekrój przewodu wlotowego wpływa na znaczne przedłużenie czasu, potrzebnego dla ustalenia się ciśnienia w komorze, czyli na czas potrzebny do wykonania pomiaru (l. 5).

Należy przypuszczać, że trudności wynikające ze stosowania małych prześwitów przewodu wlotowego wyznaczają granice stosowalności metody pomiaru gładkości całkowaniem pneumatycznym.

Wysokość przewodu wlotowego Δ — jak wynika z równania [6] — można zwiększyć przez wykonanie końcówki rozetowej o większej długości linii i mniejszej szerokości s . Wydaje się, że przy użyciu odpowiednich aparatów i urządzeń byłoby możliwe wykonanie końcówki o znacznie większej długości linii i mniejszej szerokości niż to miało miejsce w końcówkach doświadczalnych. Przypuszczać należy, na podstawie porównania z podobnymi technologicznie procesami poligraficznymi, że możliwe byłoby wykonanie końcówki rozetowej o długości linii $l = 200$ mm i szerokości $s = 0,02$ mm, przy średnicy rozety $\phi 6$ mm.

8. Całkujący gładkościomierz pneumatyczny bez stabilizatora ciśnienia

Czujniki pneumatyczne wymagają, aby zasilać je powietrzem o stałym ciśnieniu H . Dla otrzymania stałego ciśnienia H w przewodzie zasilającym stosuje się dwa typy stabilizatorów ciśnienia dolotowego: wodne i mechaniczne

przeponowe. Oba typy stabilizatorów zostały dokładnie opisane (l. 4) i nie ma potrzeby opisu ich tu powtarzać. Należy jedynie zaznaczyć, że stabilizator wodny, który jest dokładniejszy od mechanicznego, posiada duże rozmiary (wysokość 600 mm). Również wymiary mniej dokładnego stabilizatora mechanicznego są duże.

Te właściwości stabilizatorów ciśnienia dolotowego praktycznie wykluczają możliwość budowy małego, przenośnego gładkościomierza warsztatowego ze stabilizatorem. Przenośny gładkościomierz nie powinien być również zasilany z sieci sprężonego powietrza, ani z pompy mechanicznej, gdyż to znacznie zmniejsza jego poręczność.

Rys. 14 przedstawia schemat czujnika różnicowego o dwu komorach, który nie jest wrażliwy na zmiany ciśnienia dolotowego H . Oznaczmy indeksami m i p wielkości odnoszące się do jednej oraz drugiej komory czujnika. Zgodnie z równaniem [3] wyznaczyć możemy ciśnienie panujące w komorach

$$h_m = \frac{H}{1 + \frac{l_m S_m \delta_m^3}{L_m s_m \Delta_m^3}}; \quad h_p = \frac{H}{1 + \frac{l_p S_p \delta_p^3}{L_p s_p \Delta_p^3}}$$

Wypadek, gdy ciśnienia w obu komorach są sobie równe, to znaczy

$$h_m = h_p \quad [7]$$

zachodzi wtedy, gdy

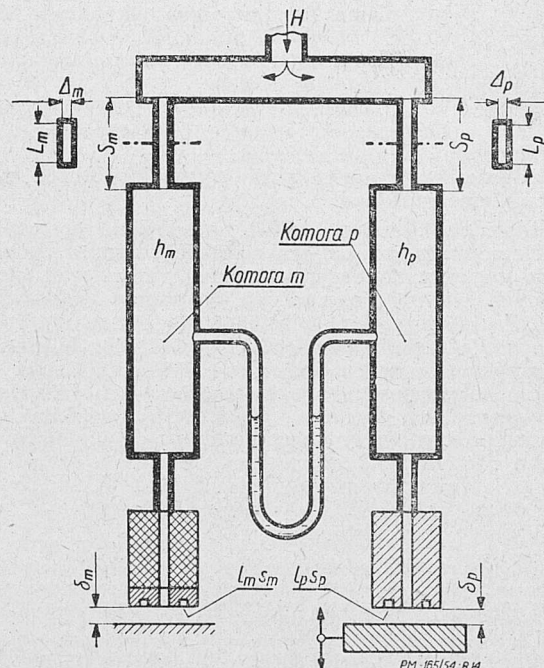
$$\frac{l_m S_m \delta_m^3}{L_m s_m \Delta_m^3} = \frac{l_p S_p \delta_p^3}{L_p s_p \Delta_p^3}$$

W wypadku szczególnym, dla $L_m = L_p$; $S_m = S_p$; $\Delta_m = \Delta_p$; to znaczy wtedy, gdy wymiary przewodów wlotowych do obu komór są identyczne, zachodzi równość

$$\delta_m = \delta_p \sqrt[3]{\frac{l_p s_m}{s_p l_m}} \text{ mm} \quad [8]$$

Na schemacie rys. 14 zaznaczono strzałkami, że płytka przysłaniająca końcówkę rozetową na wylocie z komory p może być dosuwana lub odsuwana, co daje zmienność wzniosu δ_p . Ponieważ wielkości pod znakiem pierwiastka w równaniu [8] są dla danych końcówek wielkością stałą, wystarczy jedynie ustawić płytkę przysłaniającą na taki wznios, aby zachodziła równość [8], a tym samym ciśnienia w obu komorach będą sobie równe, zgodnie z równaniem [7].

Jeżeli płytka przysłaniająca wyłot z komory p będzie dosuwana lub odsuwana odpowiednim mechanizmem zaopatrzonym w skalę, to z chwilą widocznego na manometrze zrównania się ciśnień w komorach, na skali odczytać będzie można, jakiemu odpowiada to δ_p . Znając δ_p oraz wymiary końcówek, znajdziemy z równania [8] wznios końcówki rozetowej drugiej komory czujnika δ_m . Oczywiście, w prakty-

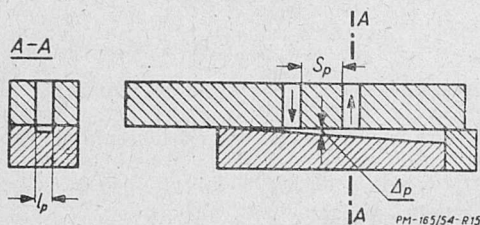


Rys. 14. Układ różnicowy czujnika pneumatycznego.

ce będzie znacznie dokładniej, jeżeli skala mechanizmu przesuwu płytki zostanie ustalona na drodze wzorcowania tak, że podawać będzie od razu wymiar δ_m .

Jak wynika z równania [8] na wynik pomiaru δ_m nie ma żadnego wpływu wielkość ciśnienia dolotowego H . Stanowi to niewątpliwie wielką zaletę tego typu układu, gdyż pozwala zasilać przyrząd powietrzem pompowanym prostymi urządzeniami, jak np. ręczną pompką o postaci gruszki gumowej, używanej przy rozpylaniu płynów.

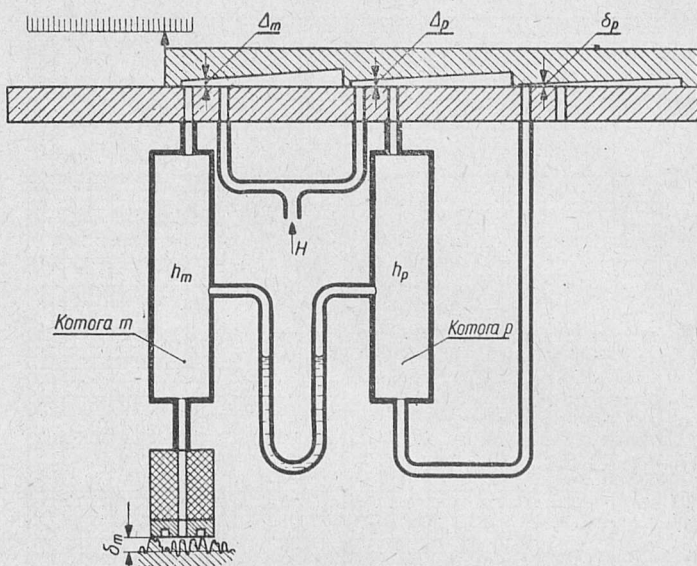
Pewne trudności wynikają przy rozwiązywaniu konstrukcyjnym regulacji przysłaniania wylotu z komory czujnika. Wydaje się, że trudności te można rozwiązać przez zastosowanie suwaka (rys. 15), suwającego się po płytce z klinowo wyciętym rowkiem o przekroju prostokątnym. Tego typu regulacja daje możliwość uzyskania dużej dokładności, dzięki długiej drodze przesunięcia suwaka, na której zmienia się wznios δ_p szczeliny.



Rys. 15. Suwak służący do regulacji wysokości szczeliny.

Zalety układu różnicowego nie ograniczają się do poprzednio omówionych. Można jeszcze ponadto uzyskać znaczne powiększenie obszaru mierniczego całkującego gładkościomierza, zmieniając układ poprzedni na układ przedstawiony na rys. 16. Zmiana polega na wprowadzeniu regulacji ciągłej wysokości szczeliny, nie tylko na wylocie z komory p , lecz również na wlocie do obu komór.

Przesuwając suwak o trzech rowkach klinowych, zmieniamy jednocześnie warunki wpływu powietrza z komory p oraz dopływu do obu komór. W ten sposób możemy zawsze zapewnić dla każdego δ_m optymalne warunki dopływu po-



Rys. 16. Układ różnicowy czujnika pneumatycznego z jednoczesną regulacją wlotu powietrza do komór m i p oraz wylotu z komory p .

wietrza. Wykres na rys. 13 pozwala określić, jak powinna zmieniać się wysokość $\Delta_m = \Delta_p$ w zależności od δ_m .

LITERATURA

1. Adam Tadeusz Troskołański — Hydromechanika techniczna, PWT, Warszawa, 1951.
2. Gorodeckij i Polianskij — Primienienie pnevmatycznych miotodow kontroli w maszynostrojenii. Moskwa, 1949.
3. S. Peszkowski — Pomiar gładkości powierzchni metodą całkowania pneumaticznego. Przegląd Mechaniczny, nr 3/1954.
4. T. Sawicki — Przyrządy pneumaticzne do pomiarów liniowych. Przegląd Mechaniczny, nr 6—7/1952.
5. J. Mierzejewski — Szybkość działania czujnika pneumaticznego. Przegląd Mechaniczny, nr 4/1954.
6. A. Rostowy — Pnevmatyczkiye izmereniya razmierow. Moskwa, 1948.

Nowe metody określania hartowności stali wysokostopowych głębokohartujących

669.15-194:620.181.41

Prof. mgr inż. FRYDERYK STAUB i
inż. JERZY JANICKI

Jednym z czynników decydujących o doborze stali na poszczególne elementy konstrukcyjne jest cecha jej zwana hartownością. Określanie hartowności stali płytko- i średniohartujących jest powszechnie stosowane i nie przedstawia już w chwili obecnej żadnych trudności (l. 1,2). Napotyka się natomiast na nie przy określaniu hartowności stali głębokohartujących, co spowodowane jest odrębnym zachowaniem się tych stali przy hartowaniu.

W artykule omówiono obszerniej dwie metody określania hartowności stali wysokostopowych (głębokohartujących) stosowane za granicą, a opracowane przez A. Ł. Niemczyńskiego i W. Wilsona¹⁾.

1. Określanie hartowności stali wysokostopowych metodą A. Ł. Niemczyńskiego

W ostatnich latach w ZSRR opracowana została przez A. Ł. Niemczyńskiego (l.3) nowa metoda, będąca próbą rozwiązania zagadnienia określania hartowności stali głębokohartujących. Należy ją zaliczyć do metod chłodzenia od czoła. Metoda może być stosowana do określania hartowności stali wysokostopowych, zapewniających przehartowanie przekrojów o grubości 400 ÷ 500 mm. Cechą specyficzną tej metody jest możliwość określania grubości warstwy zahartowanej oraz rozkładu szybkości chłodzenia w elementach gotowych, przy uwzględnieniu ich wymiarów oraz kształtów. Metoda Niemczyńskiego umożliwia również analizowanie wpływu poszczególnych czynników jak: wielkość ziarna, skład chemiczny, wtrącenia niemetaliczne itp. na grubość warstwy zahartowanej.

¹⁾ Zaznaczyć trzeba, że obie metody — opracowane niezależnie od siebie — cechują wnikliwe rozważania oparte o wywody matematyczne oraz skomplikowane urządzenia badawcze. Można je więc uważać też za typowe metody badań metaloznawczych w nowoczesnych laboratoriach. Ukazanie się obu prac mniej więcej w jednym czasie świadczy również o tym, że zagadnienie hartowności stali głębokohartujących jest doniosłe, a przemysł domaga się opracowywania tak aktualnych tematów.

Nowa metoda oparta jest na następujących założeniach:

- a) próbki chłodzone są wyłącznie od czoła (pozostałe powierzchnie są dokładnie izolowane);
- b) warunki wymiany ciepła przedmiotu i próbki z ośrodkiem chłodzącym muszą być identyczne;
- c) pola przekroju poprzecznego próbki i przedmiotu winny się zmieniać na całej długości l według zasady podanej w formie równania różniczkowego:

$$\left(\frac{ds}{dl}\right)_{\text{przedmiotu}} = \left(\frac{ds}{dl}\right)_{\text{próbki}} = f(l),$$

gdzie: s — pole powierzchni prostopadłej do kierunku odpływu ciepła;

l — odległość powierzchni oziębianej od geometrycznego środka przedmiotu lub próbki.

Próbka stosowana w tej metodzie posiada kształty geometryczne odpowiadające w myśl rozważań teoretycznych kształtowi przedmiotu, natomiast wymiary jej są proporcjonalnie mniejsze. Dla przykładu rozpatrzone zostały najbardziej elementarne formy geometryczne przedmiotu: płyta, walec, kula drażniona i walec drażniony.

Każdy z tych elementarnych kształtów charakteryzuje podana zależność:

$$\frac{ds}{dl} = f(l).$$

Dla płyt $s = const.$, zatem $\frac{ds}{dl} = 0$, tzn. powierzchnia przekroju na całej długości l nie zmienia się. Ten warunek spełniają także powierzchnie walcowe. Zatem do badania przedmiotów wykonanych w kształcie płyty należy wykonać próbki walcowe (o średnicy 80 mm, jak przyjął Niemczyński). W przypadku chłodzenia obu płaszczyzn czołowych próbki, długość walca winna być równa grubości płyty. Można również wykonywać próbki o długości wynoszącej połowę grubości płyty i chłodzić je tylko od czoła, izolując pozostałe powierzchnie.

Dla przedmiotów o kształcie walca $\frac{ds}{dl} = const.$, tzn., że powierzchnia odprowadzająca ciepło jest powierzchnią walcową, której wielkość zmienia się proporcjonalnie do odległości od osi cylindra. Po scałkowaniu: $s = K_1 \cdot l$. Równanie to spełnia powierzchnia próbki posiadającej kształt stożka o promieniu podstawy $r = K_2 \cdot l$. Wysokość stożka winna być równa promieniowi cylindrycznego przedmiotu.

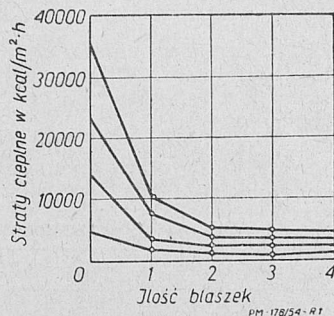
Jeśli przedmiot ma kształt walca drążonego (rury), wówczas próbka winna posiadać kształt stożka, jak w przypadku pełnego walca z tym, że będzie to stożek ścięty o wysokości równej grubości ścianki rury.

Dla kuli:

$$\frac{ds}{dl} = K_3 \cdot l; \quad s = K_3 \cdot l \cdot dl = K_4 \cdot l^2;$$

pole przekroju jest proporcjonalne do kwadratu odległości od środka kuli. Warunek ten spełnia stożek, którego wysokość równa jest promieniowi kuli. Podobnie z rozważań teoretycznych wynika, że gdy przedmiot ma kształt drążonej kuli, próbka ma kształt stożka ściętego, o wysokości równej grubości ścianki drążonej kuli.

Aby rozkład temperatury na przekrojach próbek o wspomnianych kształtach był identyczny z rozkładem temperatury na odpowiednich przekrojach przedmiotu, konieczne jest zmniejszenie intensywności chłodzenia H (l.1). W tym celu zmniejsza się H na wszystkich powierzchniach próbki z wyjątkiem powierzchni bezpośrednio stykającej się z ośrodkiem chłodzącym. Nieprzestrzeganie tego warunku doprowadza do błędnych wyników próby, występuje bowiem chłodzenie powierzchni bocznych próbki przez powietrze. Zmniejszenie wpływu powietrza przez zwiększenie średnicy (wymiarów) próbek jest praktycznie niemożliwe ze względu na to, że otrzymuje się zbyt duże wymiary próbek. Konieczne jest zatem stosowanie izolacji, którą cechuje niska przewodność i mała pojemność cieplna. Jak wykazało doświadczenie, bardzo małą pojemność cieplną wykazuje izolacja warstwowa wykonana z cienkich, centrycznie ułożonych blaszek stalowych, oddzielonych od siebie warstwami powietrza o grubości 8 ÷ 10 mm. Rys. 1 ujmuje zależność strat ciepła



Rys. 1. Zależność strat ciepłych od ilości blaszek izolujących.

nych od ilości blaszek dla próbki o wymiarach $\varnothing$ 63 mm, $l = 200$ mm.

Przy obliczaniu strat ciepłych należy uwzględnić błąd powstający wskutek chłodzenia próbki przez samą izolację. Błąd ten orientacyjnie można określić w sposób następują-

cy: jeśli promieniową szybkość chłodzenia próbki określić wzorem:

$$V_r = \frac{2 \alpha}{r \cdot \gamma \cdot c} (t - t_0), \text{ zaś szybkość chłodzenia od czoła}$$

(w głąb) wzorem:

$$V_w = \frac{\alpha}{1 \cdot \gamma \cdot c} (t - t_0),$$

gdzie: r — promień próbki, l — długość próbki, α — współczynnik wymiany ciepła od metalu do izolacji, γ — ciężar właściwy stali, c — pojemność cieplna stali, t — temperatura czoła próbki, t_0 — temperatura ośrodka chłodzącego, V_r — promieniowa szybkość chłodzenia, V_w — szybkość chłodzenia w głąb (wzdłuż osi próbki), to błąd względny określa się zależnością:

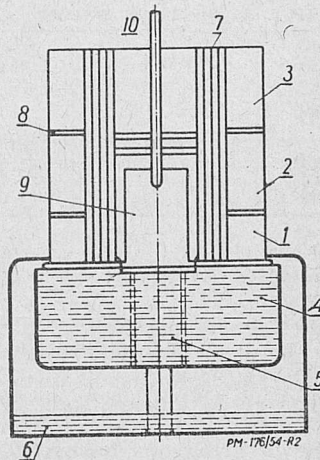
$$\delta = \frac{V_r + V_w}{V_o}$$

(V_o — szybkość odprowadzania ciepła przez ośrodek chłodzący).

Dla przykładu podano, że dla płyt o grubości ponad 400 mm błąd szybko wzrasta osiągając przy grubości 600 mm wartość około 50%, zaś przy hartowaniu w oleju błąd zwiększa się 1,5 ÷ 2 razy.

Urządzenie do określania hartowności składa się z dwóch zasadniczych części: układu izolującego oraz układu chłodzącego. Układ izolujący zawiera cztery centrycznie ustawione walce blaszane (izolacja warstwowa) umieszczone wewnątrz pieca. Piec elektryczny, oporowy podzielony jest na trzy sekcje, przy czym każda z nich posiada niezależne zasilanie prądem. Układ chłodzący składa się ze zbiornika z ośrodkiem chłodzącym, urządzenia do chłodzenia od czoła oraz zbiornika ściekowego. Schemat urządzenia przedstawiono na rys. 2.

Rys. 2. Schemat urządzenia do określania hartowności metodą Niemczyńskiego — rys. 3. Zarówno płytę jak i odpowiadającą jej próbkę (cylindryczną) nagrzano jedynie do temperatury poniżej A_{c3} w celu wyeliminowania wpływu przemiany strukturalnej na wyniki badania. Z otrzymanych wyników zestawiono dwie krzywe: 1 — dla chłodzenia środka płyty i 2 — dla chłodzenia środka geometrycznego próbki. W ten sposób stwierdzono, że obie krzywe w przybliżeniu pokrywają się.



Jako zabezpieczenie przed ewentualnym przedostawaniem się wody (względnie pary) do izolacji warstwowej, zastosowano uszczelnienia labiryntowe.

Próbkę po nagraniu do temperatury hartowania i odpowiednim wygrzaniu umieszcza się w urządzeniu izolującym, uruchamiając równocześnie chłodzenie od czoła na określony przeciąg czasu. Ze wskazań termopary wykreśla się krzywą chłodzenia. Pomiar twardości oraz wyznaczenie charakterystyki utwardzania dokonuje się podobnie jak w próbie Jominy. Otrzymane krzywe chłodzenia dają możliwość zorientowania się w przebiegu rozpadu austenitu, co z kolei może służyć jako dodatkowe kryterium dla oceny hartowności stali wysokostopowej, głębokohartującej.

W celu skontrolowania dokładności wyników uzyskanych tą metodą przeprowadzono porównanie krzywych chłodzenia środka płyty o dużych wymiarach z krzywymi otrzymanymi metodą Niemczyńskiego — rys. 3. Zarówno płytę jak i odpowiadającą jej próbkę (cylindryczną) nagrzano jedynie do temperatury poniżej A_{c3} w celu wyeliminowania wpływu przemiany strukturalnej na wyniki badania. Z otrzymanych wyników zestawiono dwie krzywe: 1 — dla chłodzenia środka płyty i 2 — dla chłodzenia środka geometrycznego próbki. W ten sposób stwierdzono, że obie krzywe w przybliżeniu pokrywają się.

*Gwiazdkami, obok porządkowych liczb artykułów, oznaczone są publikacje znajdujące się w bibliotekach poszczególnych ośrodków.

OŚRODEK DOKUMENTACJI OBRABIAREK I OBRÓBKİ SKRAWANIEM

- 1* SV 621.923:621.951.7 18
Szeptalin W. A., Piotrowskij: **Zagadnienie naddatków na rozwiertaki wykańczające**. „K woprosu o dopuskach na czystowye zeinkiery”. Stanki i Instr. r. 25, Nr 7, lip. 54, s. 36; A4, 1 str., 1 rys., 1 tabl. — Omówiono dotychczas stosowany sposób określania naddatków na rozwiertaki wykańczające, wskazując na niewłaściwość metody oraz podano wzór na obliczenie, zapewniający właściwe naddatki w rozwiertakach.
- 2* SS 621.922 18
Junker L.: **Właściwe stosowanie ściernic**. „Richtige Anwendung von Schleifscheiben”. Fertigungstechnik, r. 2, Nr 1, stycz. 52, s. 15; A4, 4,5 str. 1 rys., 2 wykr., 5 tabl. — Podano oznaczenia ściernic, jak ziarnistość, twardość, struktura, rodzaje stosowanych spoiw, sposób obliczania ciężaru, szybkości obwodowej przedmiotu i ściernicy. Zalecane szybkości przy szlifowaniu. W tablicy ujęto dobór ściernicy, jej ziarnistości i twardości w zależności od rodzaju materiału i rodzaju szlifowania. Podano nomogramy doboru szybkości obwodowej ściernicy i szlifowanego wałka.
- 3* RS 621—58 18
Dime A.: **Reduktory szybkości**. „Les réductions de vitesse”. Mach. Outil, Nr 84, stycz. 54, s. 83; B5, 3 str., 1 fot., 1 rys., 3 tabl. — Krótka charakterystyka reduktorów i multiplikatorów szybkości, które przenoszą moce od ułamka KM do kilku tysięcy KM (stosunek przeniesienia 20/1-3000/1). Stosuje się przy ich konstrukcji różne rodzaje kół zębatych (koła zębate czołowe, stożkowe, ślimakowe, planetarne). Ważną rzeczą jest stosowanie obfitego i należyte dobranie smarowania, przy czym stosowane jest czasami chłodzenie oleju.
- 4* U:SW 621.9—472:621—515 18
Przyrząd „Vika” do wiercenia otworów kwadratowych i sześciokątnych. „Appareil „Vika” à percer les trous carrés et hexagonaux”. Mach. Mod. Nr 540, maj 54, s. 81; 0,25 str., 1 fot. — Firma Dako wyprodukowała przyrząd „Vika”, który może być zastosowany na wiertarkach, tokarkach i frezarkach i służy do wykonywania otworów kwadratowych i sześciokątnych. W obudowie tego przyrządu umieszczona jest szablon o żądanym profilu, który steruje ruchem specjalnych frezów. Można wykonywać otwory od 4 do 30 mm. Jako przykład podano, że obróbka otworu kwadratowego $\varnothing$ 10 mm, o głębokości 16 mm, wymaga dwóch minut czasu (dokładność obróbki + 0,05).
- 5* 621.825.24:621.96 18
Gudim — Lewkowicz N. M.: **Wielotarczowe sprzęgło pneumatyczne do włączania prasy mimośrodowej**. „Pniewmatyczeskaja mnogodiskowaja mufta wključenija kriwoszupno wo priessa”. Stanki i Instr. r. 25, Nr 7, lip. 54, s. 12; A4, 3 str., 1 rys., 6 wykr., 2 tabl., 3 poz. bibl. — Wyniki badań przeprowadzonych nad ustaleniem optymalnych wymiarów sprzęgieł pneumatycznych wielotarczowych dla pras mimośrodowych. W wyniku badań stwierdzono, że w celu lepszej pracy sprzęgieł ciernych uruchamianych pneumatycznie należy zmniejszyć wymiary, a moment bezwł. sprzęgła nie powinien przekraczać 30% całego momentu mas napędzanych, zmniejszyć współczynnik zapasu na złączenie na $1,5 \div 1,2$ a zwiększyć ciśnienie na tarczy do $3,5 \text{ kg/cm}^2$ oraz stosować nowy metaloceramiczny materiał ścierny.
- 6* NF 621.914.2 18
Sokołowski I. A.: **Odchyłki i metody kontroli frezów o małych modułach**. „Dopuski i metody kontroli mielkomodulnych friez”. Stanki i Instr. r. 25, Nr 7, lip. 54, s. 23; A4, 2,5 str., 3 rys., 1 wykr., 4 tabl. — Metoda przeprowadzania kontroli frezów o małych modułach. W tablicach podano kolejność przeprowadzanych pomiarów oraz wielkości odchyłek w zależności od modułów.
- 7* PF 621—791.2 18
Lewin G. L.: **Nanoszenie dokładnych podziałek na cylindrycznych powierzchniach części maszyn**. „Naniesienije tocz-

- nych dielenij na cilindriczeskoj powierchnosti dietali”. Stanki i Instr. r. 25, Nr 7, lip. 54, s. 31; A4, 2 str., 6 rys. — Nowa technologia wykonywania dokładnych podziałek na cylindrycznych częściach przyrządów pomiarowych np. mikrometrach. Podziałki wykonuje się metodą tłoczenia. Sposób wykonania matrycy, przyrządu do nanoszenia cyfr oraz sposób nanoszenia podziałek i cyfr.
- 8* P 681.2 18
Weinhold H.: **Przyrząd do mierzenia kątów roboczych noży tokarskich**. „Gerät zum Messen der Arbeitswinkel an Drehmeisseln”. Fertigungs-technik, r. 4, Nr 5, maj 54, s. 201; A4, 2 str. 3 rys., 4 poz. bibl. — Rysunki, zasada działania i sposób użytkowania prostego przyrządu do pomiaru kątów ostrza noża tokarskiego. Na stałej skali kątowej przesuwana się ruchoma strzałka połączona z ciężarem pod kątem 90° . Po ustawieniu przyrządu na nożu, ciężar opadając w dół ustawia wskazówkę pod kątem, jaki ma mierzony nóż. Wzory na poprawki w zależności od mierzonego kąta.
- 9* QE 621.319.5:621.9.02 18
Potuček F.: **Dyskusja o elektroiskrowym ulepszaniu ostrzy narzędzi**. „Diskuse o elektroiskrovém zpevňování ostří nástrojů”. Stroj. Výroba. t. 2, Nr 6, czerw. 54, s. 254; A4, 1 str. — Zakłady Wytwarzania Precyzyjnych w Gottwaldowie wypowiadają się w dyskusji nad elektroiskrowym ulepszaniem narzędzi, podkreślając konieczność zorganizowania ściślejszej współpracy na tym polu z innymi zakładami, celem osiągnięcia opłacalności tej metody. W zakładach dotychczasowe wyniki prób prowadzonych chaotycznie nie doprowadziły do właściwego rozwiązania.
- 10* O 621.92:621.9 18
Szlifierka narzędziowa. „Union tool and Cu Har sharpening machine”. Machinery, t. 85, Nr 2174, lip. 54, s. 145; A4, 0,7 str., 1 fot. — Konstrukcja stołowej szlifierki narzędziowej dla mniejszych zakładów. Ostrzyć na niej można noże i narzędzia długości do 16 cali i średnicy do 6 cali. Na obydwóch końcach wrzeciona umieszczone są różne średnicy (6 i 3 cale) tarcze ściernic: talerzowa i garnkowa. Narzędzie ma możliwość posuwu w kierunku podłużnym, poprzecznym i pionowym.
- 11* O:S 621.915:621.92:621.91.07:621.233.383 18
Ciężkie frezarki i szlifierki do ślimaków Duranda. „Durand heavy-duty worm milling and grinding machines”. Machinery, t. 85, Nr 2174, lip. 54, s. 135; A4, 3,5 str., 5 fot., 1 rys. — Opis konstrukcji frezarek i szlifierek do wyrobu ślimacznicy i kół ślimakowych, produkowanych przez francuską firmę Société des Engrenages Durand. Na frezarkach tych można obrabiać ślimacznice o różnej wielkości aż do średnicy 12 cali i długości 48 cali i koła zębate do średnicy około 3,60 m.
- 12* O 621.941.232 18
Zonnenbierg S. M., Liejtjes M. J.: **Zmodernizowana rewolwerówka z automatycznym cyklem pracy**. „Modernizirowannyj tokarno-riewolwiernyj stanok s awtomatyczeskim ciklom raboty”. Stanki i Instr. r. 25, Nr 7, lip. 54, s. 30; A4, 1,5 str., 2 fot. — Rysunek oraz schemat rozrządu zmodernizowanej rewolwerówki. Opisano zasadę działania i sposób eksploatacji. Automatyczne podawanie materiału prętowego oraz mocowania materiału. Obrabianka po przeprowadzonej modernizacji wykazała dobre cechy eksploatacyjne.
- 13* O 621.924.3:621.923:621.822 18
Podwójna szlifierka do płaszczyzn do łożysk rolkowych. „Rowland duplex surface grinding machine for bearing rollers”. Machinery, t. 85, Nr 2174, lip. 54, s. 139; A4, 1,5 str., 2 fot. — Opis konstrukcji podwójnej szlifierki do płaszczyzn, służącej do obróbki łożyskowych, równocześnie na obydwu końcach. Szlifierka jest wyposażona w różne urządzenia, jak hydrauliczne osadzenie głowic przy

nieruchomych zderzakach, pneumatyczną wyrzutnię i urządzenie alarmowe.

14* TK 621.96:621.775.81 18
Prasa firmy Fielding and Platt do brykietowania wiórów żeliwnych. „Fielding and Platt briquetting press for cast iron swarf“, Machinery (London), t. 84, Nr 2169, czerw. 54, s. 1253; 1 str., 2 fot. — Celem łatwego przetapiania wiórów żeliwnych firma Fielding and Platt skonstruowała 400-tonową prasę hydrauliczną do brykietowania; waga brykietów wynosi 4 ÷ 6 funtów, co gęstości 85%. Wyrób brykietów nie wymaga żadnego środka wiążącego ani też spiekania. Wydajność prasy 5 ÷ 6 brykietów na minutę, co odpowiada ilości 0,7 ÷ 0,9 ton wiórów na godzinę. Ciśnienie wywierane przez prasę wynosi 48 ton na 1 cal². Krótki opis samoczynnego urządzenia, doprowadzającego wióry do prasy i odmierzającego właściwy ciężar brykietu.

15* O 621—34:621.9 18
Zastosowanie napędu P.I.V. w obrabiarkach produkowanych na kontynencie. „Application of the P.I.V. gear on continental machine tools“. Machinery (London), t. 84, Nr 2148, 15 stycz. 54, s. 113; A4, 8 str., 5 fot., 8 rys. — Opis i zasada działania reduktorów stożkowo-ciernych, stosowanych w obrabiarkach oraz zalecany zakres szybkości i mocy przenoszonej dla różnych typów (A,R,R,S). Szkice ilustrujące zastosowanie tych napędów do wrzecienników tokarek i wiertarek. Schematy samoczynnego sterowania napędów P.I.V. na drodze mechanicznej i elektrycznej.

16* O 621.9 18
Rozwój i ulepszenia ciężkich obrabiarek konstrukcji niemieckiej. „Développement et amélioration des machines outils lourdes de construction allemande“. Mach. Mod. t. 47, Nr 530, sierp. 53, s. 57; A4, 3,5 str., 11 fot., 2 rys. — Kierunki rozwoju konstrukcji ciężkich obrabiarek panujące do drugiej wojny światowej w przemyśle Niemiec Zachodnich. Omawiając kilka typów karuzelówek oraz wiertarko-frezarek najnowszej konstrukcji rozważano zagadnienia: zastosowanie stożkowych łożysk tocznych przy łożyskowaniu stołów szybkobieżnych karuzelówek, urządzenia do kopowania zainstalowane na karuzelówkach, karuzelówki z podwójnym stołem: mniejszy wewnętrzny oraz większy zewnętrzny napędzane niezależnie. Bezstopniowa zmiana obrotów i posuwów (układ Ward-Leonarda) oraz sterowanie elektryczne ciężkich wiertarko-frezarek.

17* O 621.952 18
Wiertarka współrzędnościowa. „Pléuseuse pointeuse de haute précision“. Mach.-Outil Française, Nr 82, list. 53, s. 84; A4, 1 str., 1 fot. — Opis i fotografia wiertarki współrzędnościowej z bezstopniową regulacją obrotów wrzecionna. Odczyt posuwu wzdłużnego i poprzecznego stołu dokonuje się bezpośrednio na mikroskopie z dokładnością do 1/100 mm. Obrabiarka ta nadaje się specjalnie do bardzo dokładnego wytaczania otworów. Charakterystyka techniczna.

18* 621.9.02:669.73:541.451.669.71:541.451 18
 669.89:541.451:669.26/27:541.451

Ostrza ceramiczne. „Keramische Schneiden-Werkstoffe“, Werkstatt u. Betrieb, r. 87, Nr 10, paźdz. 54, s. 645; A4, 1 str., 1 tabl., 2 poz. bibl. — Artykuł jest skrótem z Ceramic Cutting Tools 1953 Nr 7, s. 304/307. Podano skład kilku typów niemieckich spieków ceramicznych oraz ujęto w tabeli dane charakterystyczne trzech grup spieków ceramicznych w porównaniu ze spiekami węglukami metali. Ostatnio prowadzi się próby nad spiekami ceramicznymi z węgla boru.

19* NF 621.914.2 18
Engel H.: Konstrukcja i zdolności skrawne głowicy frezarskiej. „Konstruktion und Arbeitsergebnisse eines Schlagzahnfräserkopfes“, Fertigungstechnik, t. 2, Nr 10, paźdz. 52, s. 297; A4, 1 str., 1 fot., 1 rys. — Podano warunki pracy, sposób wykonania i rysunki konstrukcyjne głowicy frezarskiej pięcioostrzowej z ostrzami mocowanymi mechanicznie. Dwa przykłady warunków skrawania tą głowicą i uzyskane czasy maszynowe.

20* NT 621.9:621.78 18
Mohr W.: Zwiększenie trwałości narzędzi przez obróbkę w gorącym oleju. „Stanzeiterhöhung von Werkzeugen durch Heißölbehandlung“, Fertigungstechnik, t. 4, Nr 3, marz. 54, s. 106; A4, 1 str. 2 poz. bibl. Porównanie metod polepszania trwałości ostrzy narzędzi skrawających specjalnie wiertel i gwintowników, przez fosfatyzację, obróbkę w gorącej wodzie i w gorącym oleju. Wszystkimi tymi drogami otrzymano wzrost trwałości ostrzy rzędu 125 ÷ 138%, przy czym metoda olejowa okazała się najprostszą do prze-

prowadzenia, gdyż odpada konieczność odłuszczenia narzędzia.

21* 621.9.025.4/5:669.018.25 18
Bierman A.K.: Nóż z mechanicznie mocowaną płytką. „Rie-ziec s mechanickeskim kriepleniem płastinki“. Stanki i Instr. t. 25, Nr 8, sierp. 54, s. 36; A4, 1,5 str., 4 rys. — Rysunki konstrukcyjne trzech typów oprawek nożowych do mocowania płytek ze spiekanych węglików metali oraz spieków ceramicznych; rysunki warsztatowe, łamaczy wióra oraz pozostałych elementów oprawki.

22* S:MN 621.9.001.5/6:621.9:65.011 18
Řezáč A.: Perspektywy w obróbce i produkcji narzędzi. „Vyhledy v obrábění a výrobě nářadí“. Stroj. Výroba. t. 2, Nr 6, czerw. 54, s. 233; A4, 2,5 str., 2 rys., 5 poz. bibl. — Statystyka wykazuje, że na jedną tonę wyrobów metalowych zdejnowane jest 0,7 ÷ 1 tony wiórów. Dlatego głównym zadaniem gospodarczym i technicznym jest wprowadzenie nowej techniki pozwalającej na zmniejszenie ilości wiórów do 350 ÷ 500 kg na tonę wyrobu oraz na obniżenie kosztów narzędzia, które wynoszą obecnie 80 halerzy na godzinę czasu maszynowego. Do tego celu prowadzi oprócz odpowiedniej gospodarki materiałowej stosowanie odpowiedniej geometrii ostrzy, oszczędność węglików spiekanych przez stosowanie spieków ceramicznych zwłaszcza przy obróbce żeliwa, stosowanie ulepszania narzędzi i nowoczesnych metod w produkcji narzędzi skrawających.

23* NT 621.794.62 18
Nowotny K.: Fosfatyzacja noży tokarskich i narzędzi tnących. „Phosphatierung Dreh — und Schneidwerkzeugen“. Fertigungs-technik, t. 4, Nr 7, lip. 54, s. 315; A4, 1 str., 1 rys., 2 tabl. — Warunki, w jakich należy przeprowadzać fosfatyzację narzędzi skrawających oraz efekt ekonomiczny, wyrażony we wzroście okresu trwałości ostrza dla różnych typów narzędzi skrawających. Fosfatyzacji nie należy stosować do przeciągaczy.

24* NP 621.9 18
Jukliček J.: Oszczędnościowa produkcja narzędzi. „Usporna výroba nástroju“. Stroj. Výroba. t. 2, Nr 6, czerw. 54, s. 258; A4, 1 str., 3 rys. — Znaczenie oszczędności deficytowych i importowanych materiałów narzędziowych. Jednym ze sposobów realizacji tych oszczędności jest metoda przypawania płytek ze stali szybko tnącej na ostrza frezów za pomocą wiórów ze stali szybko tnącej i elektrod spawalniczych. Podano w skrócie technologiczny przebieg produkcji narzędzi wykonywanych tą metodą.

25* SF 621.914:621.833 18
Behr H.: Obliczanie frezów do obwiedniowego frezowania czółowych kół zębnych. „Die Berechnung der Abwälzfräser für Stirnzahnräder“. Fertigungstechnik, t. 2, Nr 1, stycz. 52, s. 6; A4, 2 str., 7 rys., 3 wyk., 1 poz. bibl. — Sposób i wzory obliczania frezów modułowych do obwiedniowego frezowania kół zębnych czółowych. Przeprowadzono całkowite obliczenia na przykładzie freza: $m = 10$, $d_{zew} = 140$ mm, $b = 160$ mm, 10 zwojów, kąt ustawienia $\lambda = 5^\circ 10'$, $\alpha_K = 8^\circ$.

26* NP 621.9.004.6 18
Mohr W.: Zwiększenie okresu trwałości ostrza narzędzi skrawających przez obróbkę w gorącym oleju. „Stanzeiterhöhung von Werkzeugen durch Heißölbehandlung“. Stanki i Instr. t. 4, Nr 3, marz. 54, s. 106; A4, 1 str., 2 poz. bibl. — Metoda obróbki narzędzi skrawających w gorącym oleju o temperaturze 94 ÷ 96°C, dająca znaczne zwiększenie trwałości ostrza. Obróbka w gorącym oleju daje takie same efekty co fosfatyzacja oraz znacznie upraszcza proces (dwa zabiegi zamiast siedmiu koniecznych przy fosfatyzacji).

27* U 621.229.34 18
Steger H.: Właściwy zabierak szlifierski. „Zweckmäßige Schleifmitnehmer“. Fertigungstechnik, t. 4, Nr 3, marz. 54, s. 117; A4, 1,5 str., 6 rys. — Rysunki kilku rozwiązań konstrukcyjnych zabieraków zapewniających właściwe mocowanie wałków, pozwalające na szlifowanie ich przy jednym zamocowaniu na całej długości. Ten sposób mocowania zapewnia otrzymanie żądanej dokładności na całej długości szlifowanego wałka, co jest niemożliwe przy stosowaniu normalnej tarczy zabierakowej z sercówką.

28* U 621—791.2 18
Zill H.: Użytkowanie przyrządów pomiarowych w produkcji. „Umgang mit Messzeugen in der Fertigung“. Fertigungstechnik, r. 2, Nr 10, paźdz. 52, s. 305; A4, 3 str., 2 fot., 2 rys., 3 wyk., 1 tabl. — Wpływ takich czynników jak temperatura, dokładność ustawienia, dokładność wyko-

kania przyrządu oraz sposób odczytu i pomiaru na dokładność pomiaru. Sposób przechowywania bardzo dokładnych przyrządów, zagadnienie właściwej eksploatacji oraz przechowywania przyrządów pomiarowych.

29* SW 621—515:621.9—427 18

Cany G.: **Urządzenia do jednoczesnego wiercenia wielu otworów.** „Dispositifs pour percages multiples“, Mach. Outil Française, r. 82, list. 53, s. 51; A4, 3 str., 9 fot., 1 poz. bibl. — Podano możliwość wiercenia jednocześnie wielu

otworów. Omówiono głowice wielowrzecionowe o nastawialnych odległościach osi, pozwalające dostosować wiertarki jednowrzecionowe do pracy jednocześnie wielu narzędziami. Przechodząc do obrabiarek zespołowych omówiono jednostki wiertarskie jednowrzecionowe oraz zestawy tych jednostek pozwalające na jednoczesne wykonywanie wielu otworów. Zastosowanie skrzyń wrzecionowych o stałych (najczęściej) lub zmiennych odległościach osi pozwala wykonać wiele otworów jednocześnie jedną jednostką wiertarską.

OŚRODEK DOKUMENTACJI KONSTRUKCJI URZĄDZEŃ BUDOWLANYCH

1 629.119.4 16

Steels Engineering Products Ltd.: **Żuraw na kołach.** „Battery operated mobile crane“. Mass Production, t. 30, Nr 2, luty 54, s. 103; A4, 0,5 str., 1 fot. — Żuraw na kołach napędzany prądem z własnych baterii. Wyposażony on jest w wysięgnik o długości 15 stóp (ok. 4,5 m). Maksymalny udźwig żurawia wynosi 1 tonę przy wysięgu 6 stóp (około 2,5 m). Obrót wysięgnikiem — 360°. Żuraw wykonuje cztery czynności robocze: podnoszenie, przemieszczanie, obrót, jazda.

2 621.873 16

Coles: **Żuraw na kołach.** „Why operators prefer coles“. Engineering, t. 177, Nr 4608, maj 54, s. 36; A3, 1 str., 3 fot. — Maksymalny udźwig 20 ton. Kierowanie jazdą za pomocą normalnej kierownicy samochodowej, bez względu na wzajemne względem siebie położenie kabiny i podwozia. Urządzenie zabezpieczające przed zbyt dużym obciążeniem oraz przed nagłą przerwą w dopływie prądu w czasie pracy.

3 629.119.4:634.982.5 16

Bałowniew P. F.: **Żuraw na ciągniku KT-12.** „Pogruzocznyj kran na traktorze KT-12“. Lesn. Promyszl., t. 14, Nr 3, marz. 54, s. 18; A4, 1,5 str., 2 rys. — Żuraw konstrukcji Jermakowa znalazł zastosowanie do ładowania drzewa na samochody lub platformy kolei wąskotorowej; wyróżnia się on prostym sterowaniem i wysoką wydajnością. Zasilanie paliwem drzewnym. Wyposażenie składa się z wciągarki dodatkowej, wysięgnika, 5 rolek 3-tonowych, 60 m liny, łożyska, łańcucha Galla, tulejki bramowej i walcowanych kształtowników. Montaż żurawia i technologia pracy. Konstrukcja i montaż dodatkowej wciągarki. Średnia wydajność na zmianę wynosi 98,8 m³, co stanowi 164% normy.

4* 621.874 16

Corruthers. **Suwnica bramowa z rur stalowych.** „Corruthers tubular-steel overhead cranes“. Engineering, t. 177, Nr 4608, maj 54, s. 41; A3, 1 str., 1 fot., 1 wyk. — Suwnica bramowa o konstrukcji nośnej spawanej z rur stalowych. Węzły konstrukcji poddawane są kontrolnym prześwietleniom promieniami Roentgena. Przez zastosowanie rur w miejsce dotychczas stosowanych kształtowników uzyskuje się zmniejszenie ciężaru własnego o około 35%—55%. Zmniejszenie ciężaru własnego uzależnione jest od rozpiętości suwnicy.

5* 621.874.04:389.6 16

Normalizacja wózków suwnicowych. „Standarisierung der Laufkatzen für normale Laufkrane“. Masch.-Bautechn., t. 3, Nr 2, luty 54, s. 108; A4, 3 str., 2 rys., 5 tabl. — Normy wciągarek wraz z wózkami (dla suwnic). Dokładne dane wymiarowe i udźwigi. Prędkości podnoszenia. Norma ta jest bardzo interesującym materiałem dla konstruktorów wózków suwnicowych.

6* 621.866—83 16

Oto nowość na 1954 r. w dziedzinie elektrowciągów. „Here is the big news in hoists for 1954“. Flow, t. 9, Nr 4, stycz. 54, s. 52; A4, 2 str., 5 fot. — Omówiono nowe konstrukcje elektrowciągów P&H Harnischfeger. Elektrowciągi ze sterowaniem przyciskowym (elektrycznym). Elektrowciąg ze sterowaniem dźwigniowo-łańcuchowym. Dane techniczne.

7* 621.876.063.22 16

Wolf A.: **Rozwój konstrukcji jednosilnikowej wciągarki chwytakowej.** „Entwicklung und Vervollkommung der Einmotoren-Greiferwinde“. Fördern u. Heben, t. 4, Nr specj. wyst. Hanover 1954, s. 98; A4, 3,5 str., 3 fot., 3 rys., 4 poz. bibl. — Na tle konstrukcji dwusilnikowych oraz przestarzałych konstrukcji jednosilnikowych opisano działanie i konstrukcję nowoczesnej wciągarki chwytakowej z jednym silnikiem napędowym. Uniwersalna, jednodźwigniowa skrzynka biegów do sterowania napędu wciągarki, o konstrukcji zbliżonej do skrzynek samochodowych.

8* 629.114—445.7:621.796 16

Wykaz brytyjskich wózków niskiego podnoszenia. „List of British-made power-propelled pallet and stillage trucks“.

Mechan. Handl., t. 41, Nr 4, kw. 54, wkładka; A4, 4 str., 1 tabl. — Dokładne dane ujęte w tablicy odnoszące się do wszystkich produkowanych w Wielkiej Brytanii wózków niskiego podnoszenia, posiadających napęd mechaniczny i nożne sterowanie. Nośności, zastosowanie, prędkość podnoszenia, rodzaj napędu i dane silnika, wymiary wózka, rodzaj kół. Ciężary poszczególnych zespołów i całego wózka.

9* 629.114—445.7 16

Obrotowe urządzenie jako wyposażenie wózka wysokiego podnoszenia. „Lift truck attachment for handling rolls“. Engineering, t. 117, Nr 4600, kw. 54, s. 414; A3, 0,5 str., 1 fot. — Wózek wysokiego podnoszenia wyposażony w boczne chwytaki zamiast w widły i chwytaki, zamocowane na obrotnicy, która z kolei zamontowana jest na maszcie wózka. Napęd chwytaków i obrotnicy hydrauliczny. Udźwig 8 cwt. (około 410 kg).

10* 621.879.16.004.1 16

Sznejder W. A.: **O podnoszeniu wydajności zgarniarek kołowych.** „O powyszenii proizwoditelnosti kolesznych skiepirow“. Mechaniz. Stroit., t. 11, Nr 4, kw. 54, s. 6; A4, 3 str., 3 fot., 2 rys., 2 tabl. — Możliwości podniesienia wydajności zgarniarek (skrócenie cyklu pracy, powiększenie objętości kosza). Wyniki przeprowadzonych prób. Zastosowanie zgarniarki, jej praca i wady. Rodzaje strat wskutek wysypywania się ziemi oraz ich przyczyny. Zmiany konstrukcyjne kosza. Warunki uniknięcia strat przesypywania się ziemi pomiędzy nożem i przednią osłoną.

11* 658.28 16

Glover C. W.: **Transport materiałów i rozplanowanie fabryki, cz. I.** „Materials handling and factory layout“. Mechan. Handl., t. 41, Nr 1, stycz. 54, s. 23; A4, 7 str., 5 fot., 10 rys., 1 tabl. — Cele naukowej organizacji transportu wewnętrznego i rozplanowania zakładów przemysłowych. Przykłady przestarzałych metod transportu oraz najnowocześniejsze rozwiązania. Zastosowanie suwnic niskich, podpartych — ich charakterystyki. Racjonalne rozplanowanie fabryki w poziomie i w pionie.

12* 621.745.34.002.52:621.86/87 16

Zmechanizowany załadunek kopułek. „Mechanized cupola charging plant“. Mechan. Handl., t. 41, Nr 4, kw. 54, s. 176; A4, 4 str., 9 fot., 1 rys. — Opisano zestaw urządzeń transportowych służący do załadunku 4 kopułek. Suwnica z chwytakiem magnetycznym. Przenośniki rolkowe. Przenośniki podwieszane (kolejki jednoszynowe). Rozjazdy torów przenośników podwieszanych. Dane techniczne wymienionych urządzeń.

13* 621.867.56.0.31.6.001.5 16

Wellinger K., Uetz H.: **Badania nad tarciami i ścieralnością niehartowanych i hartowanych blach rynien zszpawanych.** „Reibungs- und Verschleissversuche an ungehärtetem und gehärtetem Stahlblech für Förderrinnen“. Z. VDI, t. 95, Nr 26, wrzes. 53, s. 906; A4, 4,5 str., 5 rys., 17 wyk., 6 tabl. — Opisano badania współczynnika tarcia oraz ścieralności blach rynien zszpawanych (transport na zasadzie siły ciężkości i pochłlenia drogi). Schematy aparatury badawczej. Wyniki badań ujęte w tablicy i wykresy. Badania przeprowadzono dla rynien zszpawanych z blachy zwykłej i hartowanej.

14* 629.114.2.001/002.2 16

Koenig W.: **Współzależność konstrukcji i racjonalnego wykonawstwa przedstawiona na przykładach z budowy ciągników.** „Wechselwirkungen zwischen Konstruktion und rationaler Fertigung dargestellt an Beispielen aus dem Schlepperbau“. Z. VDI, t. 95, Nr 26, wrzes. 53, s. 896; A4, 8 str., 8 fot., 25 rys., 4 tabl. — Artykuł jest jednym z referatów na sesji „Konstrukcja i wykonawstwo“ odbytej w VDI w Essen 1953. Dwie tendencje zmniejszenia kosztów wykonawstwa: ukształtowanie części upraszczające obróbkę oraz zmniejszenie ilościowe części pojedynczych. Przykłady zmian konstrukcyjnych w budowie ciągników wychodzące z powyższych założeń. Ułatwienia montażu łożyskowania.

15* 621.831:539.4 16
Hiersig H. M.: **Na temat przeciążalności przekładni zębatych**. „Zur Frage der Überlastbarkeit von Zahnradgetrieben“. Z. VDI, t. 96, Nr 8, marz. 54, s. 221; A4, 4,5 str., 8 wyk., 4 tabl., 18 poz. bibl. — Przekładnie zębate pracują przy dużej zmienności rodzaju i wielkości obciążeń. Stąd istnieje więc konieczność ustalenia zależności między obciążeniem

nominalnym przekładni, a dopuszczalnymi wartościami maksymalnych obciążeń chwilowych i długotrwałych. Dla obliczenia przekładni zębatych jedynym źródłem ustalenia powyższych zależności jest praktyka. W związku z tym podano zestawienia tych zależności, wzięte z praktyki dla różnych gałęzi przemysłu (różnych zastosowań skrzynek przekładniowych).

OŚRODEK DOKUMENTACJI OBRÓBKİ PLASTYCZNEJ

1* 621.975.1:621.979:621.98 57
Morse E. C.: **Kierunki rozwojowe w budowie pras mechanicznych**. „Trends in mechanical press design“. Mod. Ind. Press. t. 16, Nr 6, czerw. 54, s. 29; A4, 8 str., 22 fot. — W budowie pras mechanicznych daje się zauważyć szereg kierunków, w których ulegają one stałemu udoskonaleniu: zwiększenie zwartości budowy, zmniejszenie ciężaru elementów, budowa korpusów spawanych, smarowanie obiegu, udoskonalenie w sterowaniu i urządzeniach kontrolnych, udoskonalenia urządzeń zabezpieczających, unowocześnienie napędu przez stosowanie sprzęgieł elektro-pneumatycznych itd. Obok tego występuje wyraźnie dążenie do automatyzacji i budowy pras automatycznych.

2* 621.975—82:621.983.32—82 57
Morse E. C.: **Kierunki rozwojowe budowy pras hydraulicznych**. „Trends in hydraulic press design“. Mod. Ind. Press. t. 16, Nr 7, lip. 54, s. 26; A4, 6 str., 19 fot. — Ogólny kierunek w budowie pras wyraża się dążeniem do konstruowania pras specjalnych, a jak najmniej uniwersalnych. Pras specjalne wyposażone w urządzenia mechanizujące i automatyzujące pracę posiadają znacznie wyższą wydajność niż pras uniwersalne. Krótko omówiono szereg najnowszych pras hydraulicznych specjalnego przeznaczenia: Cincinnati-Hydroform, prasy Clearinga poziome — dwustronnie działające, prasy do tłoczenia w gumie, prasy do wyciskania stali na zimno, prasy automatyczne i inne.

3* 621.979—82 57
Poliszczuk D. Ja.: **Automatyzacja uniwersalnych pras hydraulicznych**. „Awtomatizacja uniwersalnych gidrawliczeskich priessow“. Stanki i Instrum. t. 25, Nr 5, maj 54, s. 4; A4, 2,5 str., 2 rys. — Szczegółowo omówiono konstrukcyjne rozwiązanie urządzenia do automatycznego stosowania sterowania pras hydraulicznych do prasowania mas plastycznych. Urządzenie takie m. in. samoczynnie wyłącza prasę po pewnym czasie, określonym w zależności od wymagań technologii prasowanego tworzywa.

4* 621.975:621.979:621.98 57
Morse E. C.: **Poważne pytanie — modernizować czy nie modernizować stare pras**. „The big question — to modernize or not to modernize old presses“. Mod. Ind. Press. t. 16, Nr 5, maj 54, s. 28; A4, 6 str., 14 fot. — Oplacalność modernizacji starych pras (pochodzących z reguły co najmniej sprzed 10, zwykle sprzed 20 lat) zależy od wielu czynników. Dlatego zagadnienie to należy traktować bardzo indywidualnie i rozpatrywać każdy przypadek osobno. Wypowiedzi szeregu amerykańskich wytwórców i użytkowników pras na ten temat. Rozważania ogólne zilustrowane konkretnymi przykładami modernizacji pras mechanicznych. Modernizacja obejmuje zwykle wbudowanie nowoczesnego sprzęgła elektro-pneumatycznego, przebudowę napędu i układu sterującego.

5 621.963.014:621.317.39 57
Emschermann H. H., Peter H.: **Badania nad sprężynowaniem pras**. „Untersuchung der Auffederung von Pressen“. Z. VDI, t. 96, Nr 25, wrzes. 54, s. 831; A4, 4 str., 4 fot., 3 rys., 6 wyk. — Metody pomiaru siły cięcia, sprężystych odkształceń prasy i drogi cięcia, przy użyciu elektrycznych przyrządów pomiarowych i oscylografu. Omówiono stosowane przyrządy, technikę pomiarów i przykłady pomiarów dokonanych na przechylnej wysięgowej prasie mimośrodowej.

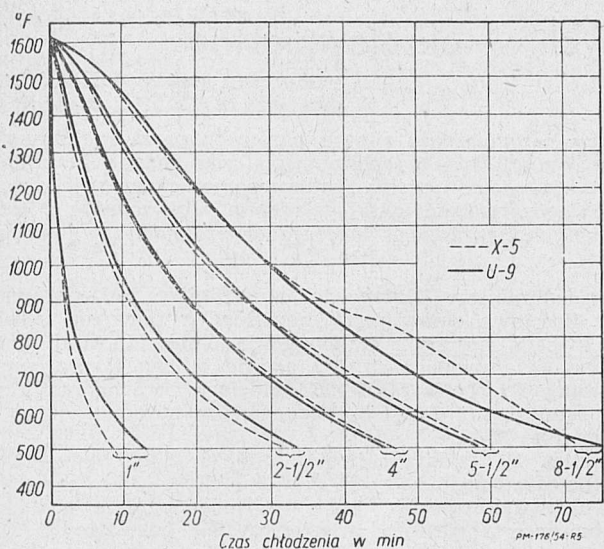
6* 621.944.9 57
Mort J. H.: **Planetarna walcarka Sendzimira do walcowania na gorąco**. „Sendzimir planetary hotmill“. Iron Steel. t. 27, Nr 10 i 11, wrzes. i paźdz. 54, s. 451 i 486; A4, 9 str., 2 fot., 3 rys., 8 wyk., 8 tabl. — Opis oraz teoretyczna analiza pracy nowej walcarki planetarnej do walcowania taśm na gorąco. Walcarka posiada dwa dużej średnicy walce oporowe, otoczone (każdy) osiemnastoma walcami roboczymi w układzie planetarnym. Taka konstrukcja walcarki powoduje, że jej praca odpowiada raczej swym charakterem kuciu i wyciskaniu niż zwykłemu walcowaniu. Walcarka posiada możliwości wykonania bardzo dużych młotów za jednym przepustem.

7* 621.983.32 57
Tanie wytłoczki produkowane przez nową odwróconą prasę. „Low cost stampings produced by new inverted press“. Tooling a. Prod. t. 20, Nr 1, kw. 54, s. 102; A4, 1 str., 1 fot. — Opis i zastosowania nowej hydraulicznej prasy automatycznej z dolnym napędem i nieruchomym stołem. Nacisk prasy 175 ton wywiera cylinder (wmontowany w podstawę) połączony czterema słupami z górną ruchomą płytą. Prasa nadaje się do gięcia, wykrawania, ciągnięcia i wyciskania. Posiada ona zwartą budowę i jest łatwa w obsłudze.

8* 621.983.321:679.5 57
Konferencja poświęcona narzędziom z plastyków. „Forum on plastic tools“. Mod. Ind. Press. t. 16, Nr 7, lip. 54, s. 8; A4, 0,5 str. — Krótkie sprawozdanie z konferencji zorganizowanej w Nowym Yorku przez Pressed Metal Institute. Referenci podkreślili wzrastające zastosowanie plastyków w budowie tłoczników, zwłaszcza w przemyśle karoseryjnym oraz korzyści uzyskane w wyniku przejścia w wielu przypadkach z tłoczników stalowych na tłoczniiki z mas plastycznych. Obecnie największe zastosowanie mają masy fenolowe i poliestry.

9 669.141.17:621.9.02 57
Konferencja wytwórców i użytkowników spieków w r. 1953. „Tagung der Hartmetall- Hersteller und Verbraucher 1953“. Technik. t. 9, Nr 2, luty 54, s. 118; A4, 5 str., 2 fot., 7 rys., 1 wyk., 2 mikrogr. — Na konferencji poświęconej wytwórczości i użytkownikom narzędzi ze spieków twardej metalu przedstawiono następujące referaty: 1) Gatunki spieków do obróbki plastycznej metali (zagadnienia jakościowe i wykonawcze), 2) Wytyczne do konstruowania narzędzi z wkładkami ze spieków i dobór pras do tego typu narzędzi (główne zastosowanie w wykrojnیکach), 3) Obróbka mechaniczna wykrojnیکów z wkładkami ze spieków, 4) Nowe metody obróbki pierścieni, płyt i stempli tnących ze spieków (obróbka elektroerozyjna), 5) Teoria ciągnięcia drutu i doświadczenia z ciągnięciem przez ciągadła ze spieków. Artykuł podaje skróty referatów i główne wnioski.

10* 621.944.99 57
Nowikow I. I., Akimow N. M.: **Wysokowydajne urządzenie do walcowania półwyrobów o złożonym profilu**. „Wysoko-
próizwoditelnoje prispособlenie dla walcowki zagotowok sluzhnowo profila“. Stanki i Instrum. t. 25, Nr 6, czerw. 54, s. 33; A4, 1 str., 1 fot., 3 rys. — W budowie przyrządów zachodzi często potrzeba wykonania prętów o złożonych przekrojach nie wchodzących w zakres asortymentu wyrobów walcowanych przez huty. Tego rodzaju cienkie pręty można walcować na specjalnej walcarce zamiast frezować lub strugać. Artykuł zawiera opis przyrządu walcującego, napędzanego wrzecionem tokarki.

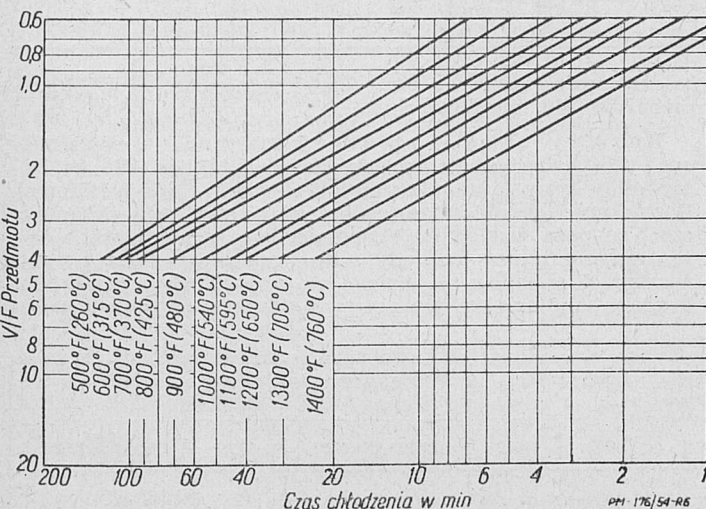


Rys. 5. Krzywe chłodzenia stali X5 i U9 dla różnych odległości od czoła próbki.

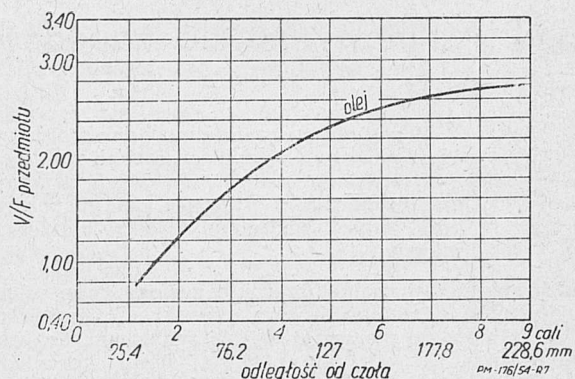
chłodzenia były podstawą do budowy wykresu w układzie podwójnie logarytmicznym: czas chłodzenia — stosunek V/F przedmiotu. Wykresy takie opracowano dla poszczególnych gatunków stali (rys. 6).

Według przyjętego kryterium (porównanie chłodzenia próbki od czoła z chłodzeniem przedmiotu w oleju) Wilson przeprowadzał porównanie między wynikami próby hartowności, a wynikami hartowania w oleju w warunkach przemysłowych. Porównanie tych wyników zostało przeprowadzone metodą graficzną przy wykorzystaniu wykresów (rys. 5 i 6). Z wykresu na rys. 6 dla danego V/F przedmiotu odczytuje się czas chłodzenia od temperatury hartowania do pewnej temperatury np. 260°C . Następnie z krzywych chłodzenia próbki (rys. 5) wyznacza się, jakiej odległości od czoła próbki odpowiada ten sam czas chłodzenia od temperatury hartowania do temperatury 260°C . W ten sposób otrzymuje się zależność między V/F przedmiotu a odległością od czoła próbki (rys. 7). Po ustaleniu tej zależności przeprowadza się właściwe porównanie wyniku próby hartowności z hartowaniem przedmiotów (rys. 8).

Na wykresie rys. 8 czasy podawane na osi pionowej są to czasy chłodzenia przedmiotu o pewnym stosunku V/F w tym przypadku równym 1,5 od temperatury hartowania do poszczególnych temperatur obliczone z wykresu na rys. 6. Na osi poziomej podawane są czasy chłodzenia próbki, również od temperatury hartowania do poszczególnych temperatur,brane z wykresu na rys. 5, w odległości od czoła odpowiadającej V/F przedmiotu = 1,5. Jakiej odległości od czoła próbki odpowiada V/F przedmiotu = 1,5 podaje wykres na rys. 7.



Rys. 6. Wykres do obliczania czasu chłodzenia w różnych zakresach temperatur dla poszczególnych V/F przedmiotu.

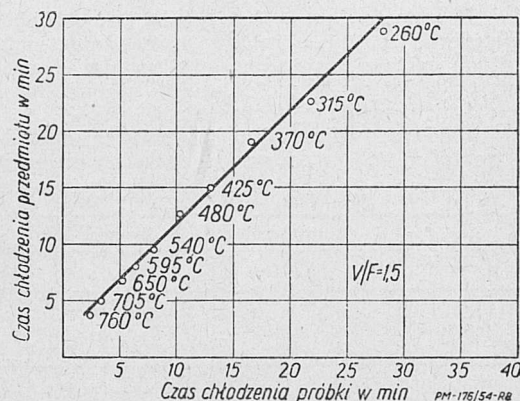


Rys. 7. Zależność między V/F przedmiotu a odległością od czoła próbki, odpowiadającą pewnemu V/F próbki.

Gdy przez zbiór tak otrzymanych punktów na wykresie rys. 8 można przeprowadzić linię prostą pod kątem 45° , wówczas ma się pewność, że krzywe chłodzenia dla próbek chłodzonych od czoła pokrywają się z krzywymi chłodzenia przedmiotu w oleju, a zatem zaistniała równoważność warunków chłodzenia. Przy niej, dla danych warunków chłodzenia w oleju można przewidzieć twardość rdzenia przedmiotu na podstawie danych próby hartowności i stosunku V/F .

Wnioski

W ostatnich latach opracowano dalsze, co najmniej dwie metody wyznaczania hartowności stali wysokostopowych, głębokohartujących. Niewątpliwie badania trwają nadal w celu możliwie korzystnego rozwiązania tego zagadnienia i dostarczenia przemysłowi jeszcze sprawniejszych metod. Prace te świadczą o dużej doniosłości zagadnienia i trwającej jego aktualności. Nie mniej omawiane metody Niemczyńskiego i Wilsona są dowodem ciągłego postępu w badaniach hartowności.



Rys. 8. Porównanie wyników sposobem graficznym.

Metoda Niemczyńskiego może być użyta zarówno dla porównywania hartowności różnych gatunków stali wysokostopowych, jak i do określenia grubości warstwy zahartowanej w przedmiocie, uwzględniając przy tym jego kształt oraz wymiary. Metoda pozwala również na badanie wpływu poszczególnych czynników jak: składu chemicznego stali, wielkości ziarna, wtrąceń niemetalicznych oraz kształtu i wielkości przedmiotów na grubość warstwy zahartowanej.

Metoda Wilsona winna zastąpić próbę Greena-Posta mającą pewne braki. Metoda daje możliwość określenia hartowności stali głębokohartujących i prowadzi do odtwarzania wyników hartowania w oleju na przedmiotach gotowych.

LITERATURA

1. F. Staub i S. Wojciechowski — Badanie hartowności stali metodą Jominy — Przegląd Mechaniczny, 1948.
2. F. Staub i S. Wojciechowski — Współczesne metody badania hartowności — Przegląd Mechaniczny, 1950.
3. A. E. Niemczyński — Metodika eksperymentalnego określenia prokaliwajetności stali — Wiestnik Maszynostrojstwa, luty 1952.
4. W. A. Delle — Legirowannaja konstrukcionnaja stal — Metałurgizdat, 1953.
5. D. K. Bullens — Steel and its Heat Treatment, New York, 1948.
6. W. Wilson — A Hardenability Test for Deep Hardening Steels — Transactions, A. S. M., 1951.

Napęd spalinowy na tle napędów parowych w okrętownictwie

621.43:621.16:629.123.2

Mgr inż. LECH BURZYŃSKI
i mgr inż. BOGUMIŁ BAJDECKI

W artykule przytoczono dane statystyczne świadczące o wypieraniu silnika parowego przez spalinowy w okrętownictwie, przeprowadzono analizę kosztów eksploatacji silnika spalinowego oraz podano inne dane z eksploatacji statków morskich. Omówiono kierunki rozwojowe napędu spalinowego w ciągu najbliższych lat, wychodząc z osiągnięć światowych, jakie daje się zaobserwować w tej dziedzinie. Jak wynika z artykułu, napęd spalinowy w okrętownictwie jest w pewnych warunkach najbardziej racjonalny i ekonomiczny.

Silnik spalinowy znalazł szerokie zastosowanie w napędach głównych okrętowych dużo później niż napęd parowy — bo dopiero po pierwszej wojnie światowej. Co prawda jeszcze później, bo zaledwie parę lat temu wprowadzono do omawianych napędów turbinę spalinową, ale ta ostatnia, przeciwnie jak tłokowy silnik spalinowy, nie znalazła jeszcze powszechnego zastosowania. Dlatego też mówiąc dalej o napędzie spalinowym będziemy mieli na myśli silnik spalinowy tłokowy a nie turbinę spalinową.

Dzięki swym zaletom silnik spalinowy po wprowadzeniu go do maszynowni okrętowych zaczął szybko wypierać panujący dotąd napęd parowy, już nawet w okresie międzywojennym. Po drugiej zaś wojnie światowej przewaga silnika spalinowego stała się zdecydowana. Przytoczone dalej dane statystyczne najlepiej uzasadniają wypowiedziane twierdzenie.

TABLICA I. Okrętowe instalacje napędowe we flocie światowej odniesione w % do tonażu okrętów

Instalacja napędowa	Lata międzywojenne					Lata powojenne				
	1924	1928	1932	1936	1940	1949	1950	1951	1952	1953
Tłokowe silniki parowe	84	78	72	67	62					
Turbiny parowe	12	13	14	14	14	43	40	32	32	39
Silniki spalinowe	4	9	14	19	24	57	60	68	68	61

Tablica I, zaczerpnięta z książki W. A. Biełoborodowa pt. „Współczesne silniki okrętowe i instalacje napędowe“ i uzupełniona późniejszymi danymi ilustruje dosyć szybki wzrost stanu ilościowego motorowców w okresie międzywojennym i w ostatnich pięciu latach.

W ostatnim wprowadzie roku procentowy udział motorowców zmalał o 7% w stosunku do utrzymującej się na

TABLICA II. Ilości wodowanych w świecie okrętów w r. 1952

Tonaż w gross tons	Motorowce		Parowce		Razem okrętów
	Ilość szt.	%	Ilość szt.	%	
100 ÷ 2000	501	86	85	14	586
2000 ÷ 15000	326	71	137	29	463
Powyżej 15000	11	34	21	66	32
Ogółem:	838	78	243	22	1081

tym samym poziomie w ciągu dwóch lat okazałej cyfry 68%. Wydać więc mogłoby się, że w roku tym zahamowany został bardzo poważny dotąd rozwój silnika spalinowego. Byłby to jednak zbyt pochopny wniosek. Wspomniany spadek tłumaczy się przede wszystkim tym, że w omawianym roku 1953 wybudowano okazałą ilość tankowców o nie stosowanej dotąd, dużej nośności 30000 ÷ 45000 ton. Ze względu na szczytowe moce niezbędne do ich napędu, tylko 8 z nich, a więc zaledwie 16,5% mogło być motorowcami.

Dla przykładu w sierpniu 1951 r., gdy nie budowano tankowców olbrzymów, wśród zamówionych 88 dużych tankowców, motorowców było 40 czyli jednak 45%. Nic więc dziwnego, że przy odnoszeniu udziału motorowców do globalnej nośności okrętów w roku 1953 stosunek ten wypadł

pozornie mniejszy. Dlatego też słuszniejsze jest porównywanie ilościowe omawianych napędów w pewnych ustalonych klasach nośności. Odpowiednie dane odnośnie budownictwa światowego z r. 1952 podaje tablica II. Porównując tablice I i II dla roku 1952 widzimy, że o ile motorowce w odniesieniu do globalnego tonażu stanowiły 68% to ilościowo aż 78%.

Tablica III podająca ilości, tonaż i moce budowanych motorowców wykazuje, że zarówno ilość wybudowanych w świecie motorowców, jak i ich moce ogólnie wzrastały w minionym pięcioleciu; a w roku 1953 bezwzględna ilość motorowców nie tylko nie zmalała, ale poważnie wzrosła.

Dla dalszej ilustracji wzajemnego udziału poszczególnych rodzajów napędów przypatrzmy się danym z ostatnich dwóch lat dotyczących Wielkiej Brytanii. Podaje je tablica IV. Jest rzeczą interesującą, że w znanym z konserwatyzmu kraju można zaobserwować znaczny spadek tonażu statków wyposażonych w parowe maszyny tłokowe, spowodowany nieomal całkowicie wstrzymaną budową tego rodzaju jednostek przy jednoczesnym usuwaniu ze służby statków wybudowanych poprzednio. Zwraca również uwagę bardzo mały przyrost tonażu turbinowców; wynosi on bowiem zaledwie 1/6 przyrostu tonażu motorowców.

TABLICA IV. Tonaż brytyjskiej floty handlowej w lipcu 1952 r. i lipcu 1953 r.

	Parowce		Motorowce	Ogółem
	Maszyna parowa tłokowa	Turbiny parowe		
1952	7206160	4316385	7098105	18620655
1953	6716554	4384149	7480425	18581120
spadek lub wzrost	- 489606	+ 67762	+ 382319	- 39525

Ciekawym zagadnieniem jest, jak kształtują się omawiane rodzaje napędów w Niemczech, które budują swoją flotę handlową nieomal od początku, a są bardziej postępowe niż Anglosasi. Dane te zawiera tablica V, z której widać,

TABLICA V. Dane odnośnie zamówionych w Niemczech w r. 1953 okrętów handlowych

Rodzaj napędu	Liczba okrętów	Udział w %	Całkowita moc KM	% mocy
Maszyna parowa tłokowa	17	4	35000	2,5
Turbina parowa	56	12	600000	42
Silnik spalinowy	394	84	800000	55,5

że motorowce stanowią 84% wśród zamówionych w Niemczech okrętów handlowych.

Rozwój stanu zmotoryzowania poszczególnych flot handlowych przedstawiono w tablicy VI. Widzimy stały wzrost stopnia zmotoryzowania floty handlowej. Rozbieżności wśród poszczególnych państw każą przypuszczać, że poza względami ekonomicznymi grają tu dużą rolę tradycje i inne względy natury gospodarczej lub politycznej. Nie należy się dziwić, że wzrost motoryzacji marynarki handlowej odbywa się w dość powolny sposób. Dzie-

TABLICA III. Budownictwo motorowców w latach 1949 ÷ 1953

	Ilości okrętów > 2000 DTW wybudowanych w latach					Tonaż w DWT okrętów wybudowanych w latach					Moce indykowane jednostek wybudowanych w 1000 KM				
	1949	1950	1951	1952	1953	1949	1950	1951	1952	1953	1949	1950	1951	1952	1953
Ogółem w świecie	291	283	369	352	381	2 290 400	2 397 050	3 400 400	3 713 150	3 810 450	1 586 570	1 510 050	2 051 970	2 272 250	2 448 400
Średni tonaż i moce okrętów budowanych w latach						7 900	8 500	9 350	10 600	10 000	5 450	5 350	5 550	6 450	6 450

je się to na skutek tego, że żywot statku handlowego jest długi. Mamy bowiem dziś w świecie 25% okrętów w wieku ponad 20 lat, 58% — w wieku od 5 ÷ 20 lat i 17% okrętów w wieku do lat 5. Liczby procentowe podano w stosunku do światowego tonażu w BRT.

TABLICA VI. Udział w ‰ do całkowitego tonażu w BRT motorowców w poszczególnych krajach

Kraj	r. 1939	r. 1952	r. 1953
Norwegia	62,2	72	79
Dania	52,2	74	76
Szwecja	46,6	73	76
Niemcy	—	56	—
W. Brytania	—	38	—
U S A	—	4,4	—

Dane liczbowe zawarte w tablicach I ÷ V potwierdzają wypowiedzianą na początku tezę o przewadze napędu spalinowego w okrętownictwie, a w każdym razie w pewnych granicach tonażowych.

Pomimo tej przewagi silniki spalinowe nie zdołały wyprzeć całkowicie silników parowych. I nie ma na razie powodu by mogło to mieć miejsce w najbliższej przyszłości między innymi dlatego, że napęd parowo-turbinowy oparuje moce do największych stosowanych w siłowniach okrętowych w jednym zespole, a spalinowy nie przekroczył do tej pory 14000 KM, co przy tendencji budowania jednostрубowców jest bardzo ważnym aspektem.

Najważniejszą zaletą silnika spalinowego, stawiającą go na czele wszystkich maszyn cieplnych, jest najniższe, dotychczas nie osiągnięte przez żaden inny silnik cieplny, jednostkowe zużycie paliwa. Przeciętna jego wartość dla niedoładowanego silnika wynosi 165 g/KM_{ch} dla oleju napędowego. Dla silników doładowanych wartości te są niższe. Silniki doładowane *Burmeistra* i *Waina* mają jednostkowe zużycie paliwa 150 g/KM_{ch}.

Doładowany silnik *Doxford* uzyskał 148 g/KM_{ch}. Tę samą wartość dla oleju napędowego ma silnik doładowany *Werkspoor*. Silnik ten pracując na oleju opałowym, uzyskał wartość 160 g/KM_{ch}. Najniższą wartość zużycia paliwa 142 g/KM_{ch} osiągnięto w wysoko doładowanym 4-suwowym silniku *MAN* o następującej charakterystyce: ilość cylindrów 6 · $\frac{\text{średnia cylindra } 300}{\text{skok } 450}$ · liczba obrotów 400 (w skrócie 6 · $\frac{300}{450}$ · 450).

Co się tyczy zużycia paliwa to dla olejów opałowych jest ono nieco większe niż przy oleju napędowym, a to ze względu na większe straty przy odwirowaniu oleju opałowego, które wynosi 3,8% więcej niż przy oleju napędowym.

Jeśli chodzi o instalacje parowe, to ogólnie można przyjąć, że przy obecnie budowanych i eksploatowanych siłowniach parowo-turbinowych jednostkowe zużycie zawiera się między 220 ÷ 260 g/KM_{ch}, przy czym wartość 245 g/KM_{ch} można uważać za przeciętną. Dla siłowni parowych tłokowych, bardzo rzadko już obecnie budowanych, zużycie dochodzi do 370 g/KM_{ch} i wyżej. Ta wartość będzie malała, zbliżając się do osiągniętej przez siłownie stacyjne wartości zużycia równej 200 g/KM_{ch} odniesionej do oleju opałowego, ze względu na stały wzrost parametrów pary, który jest hamowany na obecnej chwili nie względami technicznymi, a konserwatyzmem armatorów i towarzystw ubezpieczeniowych.

Dla armatorów niskie jednostkowe zużycie paliwa poza oszczędnościami finansowymi pozwala zmniejszyć zbiorniki rozchodowe paliwa, czyli zwiększyć ładowność lub zasięg statku. W porównaniu z parowcami, gdzie przeciętne zużycie paliwa należy przyjąć — jak podano wyżej — równe 245 g/KM_{ch}, zmniejszenie ilości koniecznego na jeden rejs paliwa lub zwiększenie zasięgu może wyrazić się pokaźną cyfrą dochodzącą do 50%.

Do napędów okrętowych silników spalinowych do niedawna stosowany był wyłącznie olej napędowy, oczywiście, droższy od używanego w instalacjach parowych do opalania kotłów, oleju opałowego. Różnica w cenie między wymienionymi wyżej gatunkami paliw zależy nie tylko od podaży i popytu, lecz również od innych czynników gospodarczych a nawet politycznych oraz jest zmienna dla poszczególnych portów świata. W Wielkiej Brytanii np. oleje opałowe są o 35 ÷ 38% tańsze. Można więc założyć, że średnio różnica

cen między olejem napędowym a opałowym wyraża się pokaźną liczbą, bo 30% na korzyść oleju opałowego. Korzyści finansowe wynikające ze stosowania oleju opałowego uwytkli jeszcze bardziej następujący rachunek: Przyjmijmy — wg danych *Motor Ship*, December 1953 — cenę oleju napędowego za tonę 35,4 \$, a oleju opałowego C — 23 \$/t.

- a) zużycie oleju napędowego dla niedoładowanego silnika spalinowego 165 g/KM_{ch}
- b) zużycie oleju opałowego dla siłowni parowej turbinowej 245 g/KM_{ch}
- c) zużycie oleju opałowego dla niedoładowanego silnika spalinowego 173 g/KM_{ch}
- d) zużycie oleju opałowego dla doładowanego silnika spalinowego 160 g/KM_{ch}

Wobec tego dla statku o rozwijanej mocy napędowej 4000 KM, będącego w ciągu roku 6000 godzin w biegu, koszt paliwa wyniesie

- a) 165 · 15⁻⁶ · 4 · 10³ · 6 · 10³ · 35,4 ≈ 140000 \$
- b) 245 · 15⁻⁶ · 4 · 10³ · 6 · 10³ · 25 ≈ 135000 \$
- c) 173 · 15⁻⁶ · 4 · 10³ · 6 · 10³ · 23 ≈ 95000 \$
- d) 160 · 10⁻⁶ · 4 · 10³ · 6 · 10³ · 23 ≈ 88000 \$

A więc roczna oszczędność na samym tylko paliwie między maszynownią spalinową, pracującą na oleju opałowym (poz. c), wynosi pokaźną sumę ok. 45000 \$.

Dlatego też od paru lat prowadzi się próby mające na celu zastosowanie olejów opałowych do napędu silników spalinowych. Dziś można uważać, że próby te dały wyniki pozytywne. Dostatecznym wyrazem tego jest 350 motorowców, pracujących w ciągu roku 1953 na oleju opałowym. W chwili obecnej użycie do napędu silników spalinowych oleju opałowego należy uważać za ekonomicznie słuszne i technicznie możliwe, mimo że połączone jest jednak z dużymi trudnościami.

Zagadnieniu temu poświęcona była konferencja w Mediolanie w kwietniu 1953 roku. Nie jest tu miejsce na obszernie streszczanie całokształtu poruszonych zagadnień, przypomnijmy sobie pokrótce tylko najbardziej istotne.

Finansowo konieczna dodatkowa instalacja pozwalająca na spalanie w silnikach spalinowych oleju opałowego, podraża koszt budowy statku o około 10%. Odnośnie zużycia tulei cylindrowej, zgodnie stwierdzono, że jest ono dwukrotnie wyższe niż przy oleju gazowym, wynosi więc przeciętnie 0,2 mm na 1000 godzin pracy, mimo iż notowano i większe zużycia. Chromowanie tulei cylindrowych i pierścieni tłokowych przedłuża ich żywot. Konieczne jest zainstalowanie w szereg dwóch wydajnych wirówek — puryfikatora i klasyfikatora — takich, aby w ciągu 8 godzin oddzielić dobowe zapotrzebowanie paliwa. Należy również instalować przy wirówkach specjalne zbiorniki osadowe. Zawartość siarki w paliwie nie powinna przekraczać 3%, a zawartość ciężkopalnych części 10%. Części trudnopalne przy obecności siarki koksują się i odkładają na gorących ściankach komory spalania, na wtryskiwaczach, zaworach wydechowych i szczelinach. Polecane jest stosowanie olejów smarnych HD (*Heavy Duty*). Przepłukanie przy pomocy pomp tłokowych jest dla tych silników korzystniejsze niż przy pomocy dmuchaw wirnikowych.

Dozór silnika jest bezspornie bardziej skomplikowany ze względu na konieczność ścisłego przestrzegania właściwych temperatur podgrzewania paliwa, czyszczenia wirówek, na konieczność bardziej częstych przeglądów i wymiany części zużytych. Pociąga więc za sobą zwiększone koszty ruchu.

Ogólnie dodatkowe wydatki na części zamienne, czyszczenie, ogrzewanie paliwa, obsługę łącznie z amortyzacją przedstawiają dzisiaj 20 ÷ 25% sumy zysków, uzyskanej z różnicy kosztów użycia paliwa opałowego; 75% więc tej sumy stanowi zysk netto armatora. W podanym przeliczeniowym przykładzie zysk netto wyniesie 0,75 · 45000 ≈ 33800 \$.

Procentowy podział dodatkowych kosztów jest następujący: 30% sumy stanowią części zamienne dla cylindrów, pierścieni tłokowych i wtryskiwaczy; 45% koszty ogrzewania paliwa i czyszczenia; 25% dodatkowe wydatki.

Rozpatrzmy teraz ciężar jednostkowy omawianych instalacji. Współczesne silniki napędowe budowane w jednostkach pływających cechuje wyraźna tendencja zmniejszenia ciężaru jednostkowego na KM. O ile nie tak dawno, bo jeszcze w latach 1951, budowane silniki bezpośrednio sprzęgnięte z wałem śrubowym miały ciężar jednostkowy

wy od 60 ÷ 65 kG/KM i więcej, obecnie skonstruowany silnik *Werkspoor-Lugt* o takim samym przeznaczeniu ma ciężar 50 kG/KM. Ostatnio zaś skonstruowany w Japonii silnik, również o napędzie bezpośrednim, w wersji spawanej, ma ciężar jednostkowy — 33 kG/KM, a w wersji lanej 41 kG/KM.

W przypadku silników o zwiększonej liczbie obrotów, pracujących poprzez przekładnię, można przytoczyć dane radzieckiego silnika typu DR o charakterystyce: $8 \frac{430}{610} \cdot 250 \cdot 2500$ KM, którego ciężar jednostkowy bez przekładni równa się 35 kG/KM.

Podobny silnik *Sulzera*: $10 \frac{580}{760} \cdot 225 \cdot 5000$ KM ma ciężar jednostkowy — 40 kG/KM bez przekładni, a z przekładnią i sprzęgiem elektromagnetycznym — 50 kG/KM. Liczby te są zbliżone do ciężarów jednostkowych siłowni turbino-parowych, których ciężar jednostkowy przy mocach między 10000 ÷ 15000 KM zawiera się w granicach 38 kG/KM, w czym udział samej turbiny z kondensatorem, ramą fundamentową, łożyskiem oporowym i przekładnią wynosi 15 kG/KM, reszta przypada na kotłownię, rurociągi i pomosty. Dane te dotyczą siłowni typowych, wykonywanych przez zakłady Howaldtswerke w Hamburgu.

Ciężar jednostkowy jest w grubym przybliżeniu wskaźnikiem kosztu siłowni. Z powyższego wynika, że koszt instalacji w przeliczeniu na 1 KM dla siłowni parowych jest niższy niż dla spalinowych.

Zapotrzebowanie przestrzeni dla maszynowni jest podobne dla obydwu porównywanych napędów, mając na myśli siłownię parowo-turbinową o wysokich parametrach pary i silnik spalinowy doładowany o bezpośrednim sprzęgnięciu. Jedną z dalszych zalet napędu spalinowego jest jego natychmiastowa gotowość ruchu. Natomiast inne czynności związane z obsługą omawianych maszynowni przemawiają raczej na korzyść napędu parowego. Również nadzór, naprawy i konserwacje powodują przy siłowniach parowych mniejsze koszty w odniesieniu do 1 KM, niż przy siłowniach spalinowych, a zwłaszcza tych, które przystosowane są do spalania olejów ciężkich.

Jeśli chodzi o próbę przybliżonego liczbowego ujęcia całokształtu zagadnień związanych z ruchem porównywanych instalacji, to można by przytoczyć opinię podaną w marcowym numerze *Motor Ship* 1954 przez brytyjskiego eksperta *Johna Lamba*. Twierdzi on, że za słuszną ocenę kosztów ruchu statków wyposażonych w interesujące nas instalacje napędowe może służyć następujące zestawienie: Przyjmując za 100% całkowite koszty związane z ruchem statku o napędzie turbo-parowym takie same koszty dla statku z silnikiem spalinowym tłokowym wyniosą 93%, a dla silnika z turbiną spalinową 105%.

Nie ulega wątpliwości, że roczne wydatki związane z ruchem statku na morzu, sądząc choćby tylko z poprzednio podanych sum pochłanianych przez zużycie paliwa, stanowią pokaźne sumy. Dopiero w ich świetle można ocenić korzyści finansowe, jakie niesie z sobą stosowanie napędu spalinowego. Na ich ich te podane 7-procentowe oszczędności nabiorą właściwego wyrazu.

Przy omawianiu zastosowania poszczególnych rodzajów napędów należy osobno potraktować trzy różne aspekty rozgraniczające siłownie spalinowe i parowe:

- a) moc siłowni
- b) zwiększone zapotrzebowanie pary do celów grzejnych
- c) stosunek kosztów ruchu do kosztów bezczynności

Odnosnie p-tu a) należy wziąć pod uwagę dane zawarte w tablicy II.

Na ich podstawie można wysunąć następujące wnioski odnośnie zastosowania napędu spalinowego w okrętownictwie:

1) Jeśli chodzi o jednostki małe to panuje tu nadal niepodzielnie napęd spalinowy. Obecnie, małe jednostki, holowniki nawet buduje się wyłącznie o napędzie spalinowym. Również największe lodołamacze, trawlerzy i statki-przetwórcze buduje się obecnie coraz częściej z napędem motorowym.

2) Odnosnie jednostek dużych o mocach napędowych, powyżej 12000 KM, to przeważać zaczyna bezsprzecznie tur-

bina parowa, w rejonach zaś szczytowych mocy napędowych panuje nieomal niepodzielnie. W dobie obecnej dąży się do budowy jednostek w układzie jednośrubowym. Układ wielośrubowy, jako mniej sprawny, jest obecnie raczej zarzucany. Jeśli chodzi o układy jednośrubowe, bezpośrednio napędzające wał śruby, to wybudowana już została liczna seria silników spalinowych o mocy 12500 KM, a dyskutowane są silniki o mocach na jednym wale 15000 KM (nowy doładowany turbosprężarką *Mitsubishi* dwusuw o charakterystyce $12 \frac{750}{1500} \cdot 115$ lub o analogicznej charakterystyce

B 8 W o mocy 17500 KM — $10 \frac{750}{1700 + 600} \cdot 100$).

3) W zakresach mocy do 12500 KM stosowane bywają oba rodzaje napędów, przy czym przeważa napęd spalinowy. Nie ma raczej obiektywnych przyczyn natury ekonomicznej sprzeciwiających się zajęciu przez napęd spalinowy i w tej grupie niepodzielnego stanowiska. Zwiększone zapotrzebowanie energii grzejnej obejmuje przede wszystkim tankowce, następnie statki-przetwórcze, statki-bazy rybackie itp.

Wśród właścicieli tankowców panuje pogląd, że dla tego statku, ze względu na potrzebę pary dla celów grzejnych w porcie w czasie przepompowywania paliwa, korzystniejsza jest instalacja parowa.

Jednak początek bieżącego roku zwiastuje i w tej dziedzinie zapowiedź korzystniejszej dla napędu spalinowego zmiany stosunków. Otóż dotychczas największym tankowcem motorowym był „*Octavian*” o nośności 31000 DWT, szybkość 14½ węzłów, dwuśrubowiec z dwoma silnikami *Dorford* o mocy do 12000 KM każdy. Obecnie w budowie są tankowce motorowe o nośności 34000 DWT i prędkości 16 węzłów. Dla nich przewidziane są silniki o mocy do 12500 KM napędzające jedną śrubę. Jeśli wziąć pod uwagę, że obecnie panuje tendencja zaniechania budowy tankowców olbrzymów o wielkości powyżej 45000 DWT to prawdopodobne się wyda, że i wśród tankowców w najbliższej przyszłości motorowce zyskają przewagę.

Pozostaje do omówienia ta grupa statków, dla których miarodajny do oceny opłacalności takiej czy innej siłowni jest stosunek kosztów ruchu i kosztów postoju (bezczynności). Dla statków o dużym udziale kosztów ruchu dominować będzie napęd spalinowy, natomiast dla statków o dużych przerwach w ruchu opłacalność może nakazywać użycie napędu parowego. Do statków tego typu należeć będą statki pasażerskie, zwłaszcza dla komunikacji nieregularnej, statki żeglugi trampingowej, lodołamacze itp. Chociaż i w tej grupie statków mianowicie wśród trampów, zaczyna również przeważać napęd motorowy. W Wielkiej Brytanii obecnie są zamówione 62 statki tego typu, przy czym 56 (tj. 90%) z nich stanowią motorowce.

W pozostałych typach statków handlowych a więc wśród statków towarowych, towarowo-pasażerskich jest również szeroko stosowany napęd spalinowy. Nowoczesny liniowiec towarowo-pasażerski „*Prins Willen van Oranje*” o wyporności 6700 ton wyposażony jest w doładowany silnik *Werkspoor Lugt* $12 \frac{680}{1250} \cdot 125$ o mocy 9600 KM. Największy wybudowany w r. 1953 statek pasażerski „*Kungsholm*” 22000 BRT o szybkości 19 węzłów, wyposażony został w dwa silniki B & W, dwusuwowy bezpośrednio sprzęgnięty ze śrubami o mocy 17 500 KM.

Zastanówmy się teraz nad kierunkami rozwoju wymi napędu spalinowego. Z biegiem lat dał się zaobserwować wzrost średniego tonażu statku handlowego i jego prędkości, a w związku z tym i stosowanych mocy. Potwierdza to choćby podana tablica III.

Okazało się, że powiększenie mocy drogą zwiększania pojemności skokowej i ilości cylindrów nie daje wystarczających wyników. Doładowanie silników zarówno dwusuwowych jak i czterosuwowych, wolnobieżnych i szybkobieżnych otworzyło nowe szerokie perspektywy rozwojowe przed napędem spalinowym dla potrzeb morskich.

Dzięki doładowaniu powszechnie dotąd stosowany silnik dwusuwowy o bezpośrednim sprzęgnięciu odgrywać będzie jeszcze w ciągu najbliższych lat nadal dominującą rolę.

Przemawia za tym zwiększona ilość zamówień na ten typ silnika, wahająca się obecnie w samej tylko Anglii między 30 ÷ 40 szt. w roku 1953, oraz pojawienie się nowych konstrukcji omawianego typu silnika w wykonaniu wszystkich niemal światowych firm.

Götaverken buduje doładowane dwusuwowe, przeznaczone do dużej serii tankowców 18500 ton, o następującej charakterystyce: $8 \frac{760}{1500} \cdot 112 \cdot 7500$ KM, ciężar całkowity silnika 400 t, jednostkowy 53 kg/KM.

Burmeister & Wain buduje nowe serie doładowanych dwusuwów o łącznej liczbie 65 o następującej charakterystyce:

$$9 \frac{740}{1600} \cdot 115 \cdot 11200 \text{ KM}$$

Silniki tego typu mają 3 turbosprężarki *Brown Boveri* VTR 630 i pracują na oleju opałowym. Dają one dzięki doładowaniu taką samą moc, co niedoładowany silnik 12 cyl. o tych samych parametrach, są więc o 35% lżejsze i krótsze o 3,6 m. Sprawność mechaniczna wynosi 88%, $p_e = 7,2$ kg/cm², zużycie paliwa 149 ÷ 154 g/KM.

Firma *Dorford* wypuściła nowe doładowane silniki dwusuwowe, przeciwbieżne przeznaczone do napędu tankowców o mocy 12300 DWT. W silnikach o wymiarach $\frac{600}{2000}$ uzyskano 50% wzrostu mocy dzięki doładowaniu. Na okręcie jednak ograniczono stopień doładowania do 30% i uzyskano $p_e = 7$ kg/cm² a zużycie paliwa 154 g/KMh. Silnik przystosowany jest do biegu na oleju opałowym.

Firma *Stork* produkuje 22 silniki doładowane dwusuwowe o następującej charakterystyce: $8 \frac{750}{1500} \cdot 115 \cdot 90000$ KM.

Silnik wyposażony jest w 4 turbosprężarki *Brown Boveri* VTR 500, ma on przepłukanie przelotowe przez 4 zawory wydechowe umieszczone w głowicy. Dzięki doładowaniu uzyskano wzrost mocy 25%. Jednostkowe zużycie paliwa 150 g/KMh przy $p_e = 6,6$ kg/cm². Silniki mogą być wykonywane zarówno w wersji odlewanej jak i spawanej.

Firma *Werkspoor-Lugt* wypuściła serię doładowanych silników dwusuwowych o charakterystyce $12 \frac{680}{1250} \cdot 125 \cdot 9600$ KM. Ciężar jednostkowy — 50 kg/KM, sprawność mechaniczna — 88%, $p_e = 6,7$ kg/cm². Silnik pracuje na oleju opałowym, wyposażony jest w dwie turbosprężarki *Brown Boveri* VTR 630.

Przez japońską wytwórnię *Mitsubishi* budowany jest obecnie silnik dwusuwowy, doładowany turbosprężarką o przepłukaniu podłużnym, o następującej charakterystyce:

$$9 \frac{750}{1500} \cdot 115 \div 120 \cdot 11250 \div 12000 \text{ KM}$$

$p_e = 7,38 \div 7,55$ kg/cm² sprawność mechaniczna 90%; przy pełnej mocy, zużycie paliwa 155 g/KMh, minimalne zużycie paliwa 153 g/KMh przy obciążeniu 3/4. Silnik posiada w głowicy 3 zawory wydechowe. Dmuchawa napędzana jest odrębnie a nie od silnika; ciężar jednostkowy silnika był podany poprzednio.

Odrębnym kierunkiem w budownictwie okrętowym jest dążność do stosowania lżejszych układów napędowych składających się z bardziej szybkobieżnych, w większości przyrządów doładowanych, pojedynczych silników pracujących poprzez przekładnię, lub też z grupy składającej się z dwóch, trzech lub rzadziej czterech doładowanych szybkobieżnych silników, pracujących poprzez sprzęgła i przekładnię na jeden wał śrubowy. W układach szybkobieżnych koszty nakładowe 1 KM jak również koszty utrzymania w ruchu są o połowę mniejsze niż analogiczne koszty w układach o sprzęgnięciu bezpośrednim. Również ciężar jednostkowy i zapotrzebowanie miejsca jest mniejsze. Szybkobieżne doładowane turbosprężarkami silniki, z natury dużo mniejsze od wolnobieżnych, mogą być budowane w większych seriach, a więc posiadać dużą precyzję wykonania, taką która jest nie do osiągnięcia w przypadku wolnobiegów. Dzięki niej oraz przy odpowiednich remontach, silniki szybkobieżne mogą dać tę samą pewność ruchu oraz zbliżoną długowieczność co wolnobiegi.

Przy silnikach szybkobieżnych odpaada konieczność stosowania długotrwałych remontów na statku co jest nie do uniknięcia przy wolnobiegu. Silnik bowiem szybkobieżny może być bez większych trudności wymontowany w całości i wymieniony. Prace remontowe nie wymagają zatem długiego przestoju statków, co wyraźnie zmniejsza koszty napraw nie tylko w stosunku do wolnobiegu ale nawet również w stosunku do instalacji turbinowych. Również jeśli chodzi o koszty nakładowe to są one mniejsze w przypadku instalacji z silnikami szybkobieżnymi produkowanymi w serii, od analogicznych kosztów instalacji turbinowych.

Obecnie wśród okrętów handlowych budowanych na niemieckich stocznich 25 jednostek wyposażonych jest w silniki spalinowe pracujące przez przekładnię. Zamówiona jest np. seria trampów 10 200 ton o prędkości 13 węzłów napędzanych przez 3 pracujące poprzez przekładnię na jeden wał silniki doładowane 4-suwowe o mocy 1200 KM przy 375 obrotach. Przekładnia redukuje obroty w stosunku 3,75:1.

Również zamówiona przez W. Brytanię w Niemczech seria frachtowców o nośności 2500 DWT i prędkości 15,75 węzłów jest wyposażona w dwa doładowane 4-suwowe silniki

$$\text{MAK } 10 \frac{385}{580} \cdot 300 \cdot 1800 \text{ KM}$$

pracujące na jedną śrubę przez sprzęgło hydrauliczne i przekładnię. Liczba obrotów śruby 140 obr/min. Normalnie pracuje jeden silnik, w przypadkach koniecznych oba.

Omawiany rodzaj napędu spalinowego jest kierunkiem przyszłości. Możliwe jest, że idąc w kierunku zwiększenia szybkobieżności, niedługo już znajdzie zastosowanie na razie obce marynarce handlowej, doładowane silniki o mocach od 1000 do 2000 KM przy 800 ÷ 1200 obr/min, stosowane już do napędu lokomotyw spalinowych i małych jednostek. Przy dzisiejszych osiągnięciach w budowie sprzęgła hydraulicznych i przekładni jest możliwe zastosowanie tego typu silników w układach przekładniowych większych jednostek.

W przyszłych instalacjach napędowych znajdzie prawdopodobnie większe rozpowszechnienie śruba nastawna, która obecnie pomimo wysokiej ceny uzyskuje prawo obywatelstwa, usuwa ona żądanie nawrotności silnika okrętowego.

W dalszym ciągu wymagająca dalszych badań jest sprawa stosowania ciężkich paliw do napędu średnio- i szybkobieżnych silników, czy to pomocniczych, czy też głównych.

Na zakończenie omawiania kierunków rozwojowych napędu spalinowego można by wspomnieć o zapoczątkowanych badaniach uwięzionych zresztą pomyślnymi wynikami, zastosowania do obiegu silnika *Diesla* wysokoprężnego tlenu przez co uzyskano wyraźne (10 ÷ 20%) podniesienie sprawności ogólnej obiegu. Prace mające na celu podniesienie sprawności obiegu silnika *Diesla* wysokoprężnego do celów przemysłowych są prowadzone obecnie w różnych krajach. Być może pozwolą one wydatnie zwiększyć otrzymaną w silniku wysokoprężnym sprawność ogólną 45% uchodzącą do tej pory za maksymalną sprawność wśród wszystkich silników cieplnych.

Również kierunek rozwojowy siłowni parowych turbinowych wskazuje na dalsze obniżenie zużycia jednostkowego paliwa poprzez stosowanie:

- wysokich parametrów pary,
- zaczepowego podgrzewania wody zasilającej,
- międzystopniowego przegrzewania pary.

Wystarczy wspomnieć, że parametry pary $p = 80$ at i $t = 480^\circ\text{C}$ były wypróbowane przed wojną na niemieckich statkach handlowych. Obecnie opublikowano dane próbnej siłowni parowej o parametrach $p = 160$ ata i $t = 610^\circ\text{C}$. Siłownia ta pracowała zadoławszy 7000 godzin. Dane dotyczące zużycia paliwa nie zostały opublikowane. Oprócz tego na marginesie można by zaznaczyć, że prowadzone są próby nad wprowadzeniem nowych obiegu termodynamicznych wysokosprawnych.

Uwzględniając zatem dotychczasowe wyniki i kierunki rozwoju obu systemów napędowych — spalinowego i parowego — należy stwierdzić, że jeszcze wiele pozostało do zrobienia w tej dziedzinie, a w szczególności w ramach polskiego przemysłu okrętowego, przystępującego do coraz poważniejszych zadań wytwórczych.

Zarządzenie PKPG w sprawie organizacji remontów

Biuletyn Państwowej Komisji Planowania Gospodarczego nr 29 z dnia 22. X. 54. zawiera Zarządzenie Przewodniczącego PKPG. Poz. 128 nr 214 z dnia 6. X. 54 r. w sprawie systemu planowo-zapobiegawczych remontów.

Pierwszy paragraf zarządzenia mówi, że „gospodarka remontowa w jednostkach gospodarki uspołecznionej powinna być oparta na zasadach systemu planowo-zapobiegawczych remontów”. Zarządzenie nakłada na odpowiednie ministerstwa obowiązek wydania w terminie do dnia 31. III. 55. instrukcji planowo-zapobiegawczych remontów, dla „obiektów powszechnie eksploatowanych w wielu resortach gospodarki narodowej”. Zarządzenie wymienia m. inn. następujące obiekty: obrabiarki do metalu i drzewa, urządzenia energetyczne, mechaniczne pojazdy drogowe, parowozy normalne i wąskotorowe oraz wagony eksploatowane poza resortem kolei, maszyny i sprzęt budowlany.

Zarządzenie uzupełnione jest dwoma załącznikami z których pierwszym jest instrukcja ramowa. Obejmuje ona definicje zasadniczych pojęć, jak: obiekt remontowy, konserwacja, przegląd, dopuszczalne graniczne zużycie, remont i jego rodzaje — bieżący, średni, kapitalny, zakres remontu, cykl remontowy, okres międzyremontowy, pracochłonność remontu, przestój remontowy, części wymienne. Drugi rozdział tego załącznika podaje cel i ogólne zasady PZR. Cel — to „stworzenie warunków umożliwiających maksymalne wykorzystanie obiektów przy najdłuższym okresie użytkowania oraz planowe powiązanie działalności remontowej z eksploatacją obiektów”. Osiągnąć go mamy przez:

- 1) należyte użytkowanie obiektów,
- 2) konserwacje i przeglądy,
- 3) planowanie i wykonywanie remontów.

Instrukcja rozróżnia trzy zasadnicze metody przeprowadzania remontów:

- 1) metodę remontów poprzeglądowych,
- 2) metodę remontów okresowych,
- 3) metodę remontów normowanych.

W stosunku do maszyn i urządzeń należy stosować drugą metodę, która polega na ustaleniu z góry dla poszczególnych obiektów remontowych przeciętnych (średnich, przybliżonych) normatywów remontowych (cykl, okres, zakres, pracochłonność, przestój, koszt). Ustalane ogólnie normatywy — podkreśla instrukcja — „mogą być przez przedsiębiorstwa odpowiednio zmienione i dostosowane do warunków eksploatacji i stanu maszyn”. Ostateczny zakres remontu ustala się tu na podstawie wyników przeglądu poprzedzającego remont i weryfikacji przeprowadzonej w czasie remontu.

Trzecia metoda podobna w zasadzie do drugiej różni się od niej tym, że stosowane tu normatywy są ściśle, a nie przybliżone. Takie sztywne ujęcie sprawy prowadzić może do wymiany części, które mogłyby z powodzeniem jeszcze długo służyć. Przewidując to instrukcja ogranicza stosowanie tej metody „do przypadków gospodarczo uzasadnionych” oraz wyjaśnia, że tę wadę można wyeliminować zachowując ściśle okresy międzyremontowe, ale ograniczając wymianę części do zakresu rzeczywistych potrzeb stwierdzonych przy remoncie. W dalszym ciągu instrukcja omawia szerzej pojęcia normatywów. Zastrzeżenie budzą niekiedy sformułowania np. „dopuszczalne graniczne zużycie”. Instrukcja rozumie przez nie „taki stopień zużycia, po osiągnięciu którego dalsze zużycie elementu lub części obiektu zaczyna nieproporcjonalnie szybko wzrastać, co prowadzi do przyspieszenia zużycia innych elementów i części obiektu i może spowodować znaczne obniżenie wartości eksploatacyjnej lub uszkodzenie i wyłączenie obiektu z użytkowania”. Charakter krzywej zużycia lub ściślej mówiąc krzywej wzrostu luzu w funkcji czasu przyjmujemy na zasadzie rozumowania i doświadczenia, ale trudno będzie ustalić czy np. wcześniej nastąpi okres szybkiego wzrostu luzu aż do wielkości niebezpiecznej dla maszyny, czy przekroczenie wielkości luzu wykluczające zastosowanie jej, np. precyzyjnej obrabiarki, do obróbki przy określonym stopniu dokładności obróbki. Wydaje się, że lepiej byłoby graniczne zużycie powiązać z zakresem i warunkami eksploatacji obiektu, nie mówiąc o szybkości wzrostu zużycia i w tym kierunku pójdą zapewne autorzy instrukcji branżowych.

Albo inne sformułowanie: „...należy dążyć do ustalenia jednolitego cyklu remontowego dla poszczególnych grup maszyn”. Tu nasuwa się pytanie co należy rozumieć pod nazwą „grupa maszyn”. Wśród obrabiarek np. wydzielimy

grupę tokarek, tutaj trzeba będzie podział poprowadzić dalej — prawdopodobnie zależnie od wielkości i charakteru pracy.

System obliczania pracochłonności metodą jednostek różnych dla każdego rodzaju remontów nie jest wygodny. Nawiasem dodamy, że podane w instrukcji wielkości jednostek różnią się od tychże z instrukcji 30A. Przy opracowywaniu branżowych normatywów remontowych należałoby wykorzystać fakt, że instrukcja mówi o jednostkach remontowych, podanych przykładowo, jako o jednej z metod obliczania pracochłonności i przemysiec drogi uproszczenia tego systemu, np. przez wprowadzenie jednej stałej jednostki opartej powiedzmy o jedną wzorcową godzinę roboty ślusarskiej w znormalizowanych umownych warunkach i przy znormalizowanej umownej wydajności. Jednostka taka powinna być stała a dla każdej obrabiarki czy innej maszyny powinna być ustalona również stała, zależna od rodzaju remontu ilość tych jednostek, niezależnie od tego w jakim zakładzie remont jest przeprowadzany. Policzoną pracochłonność wszystkich remontów, np. w planie rocznym remontów zakładu, należałoby dostosować do warunków zakładu drogą pomnożenia przez ustalony współczynnik. Ten współczynnik (większy od jedności) świadczyłby o stopniu niedoskonałości ustawienia zagadnień remontowych w danym zakładzie.

Rozdział IV omawia wykonawstwo remontów. Wprowadza się tu podział wykonawstwa zleconego na resortowe i obce. W zasadzie akcja remontów ma być oparta na wykonawstwie własnym zakładu. Dalej omawia się zagadnienie baz remontowych i ważne zagadnienie produkcji części wymiennych.

Następne paragrafy 43 ÷ 46 poświęcono ogólnym zasadom organizacji służb konserwacyjnych i remontowych. Zostawia się tu pewną swobodę wyboru między centralizacją tych służb w Dziale Głównego Mechanika i decentralizacją tj. przydzieleniem ich do działów produkcyjnych. Z treści tego paragrafu przebija troska o podwyższenie dbałości o sprzęt. Odpowiedzialnością za jego stan obciąża się użytkowników. Wśród funkcji komórek organizacyjnych gospodarki remontowej wymienionych w rozdziale V mówi się o właściwym instruktażu w zakresie obsługi maszyn, o współzawodnictwie w zakresie utrzymania stanu maszyn, o osobistej opiece pracowników itp. Podkreślimy tu wzmiankę o szkoleniu kadr dla gospodarki remontowej, co uważać trzeba za najbardziej chyba fundamentalne zagadnienie w tej dziedzinie.

Załącznik nr 2 dotyczy trybu i zasad wprowadzenia PZR. Rozdział I mówi o trybie opracowania i wprowadzenia instrukcji branżowych PZR. Tutaj wymienia się między innymi i konieczność określenia wymaganych kwalifikacji personelu przeprowadzającego przeglądy, co powinno podnieść poziom samych przeglądów i stopień wykorzystania tej celowej formy opieki nad sprzętem.

Instrukcja rozwiązuje bardzo szczęśliwie podstawowe zagadnienie jakim jest sprawa opracowania normatywów. Przewiduje się mianowicie możliwość przekazania instytutom naukowym i komisjom remontowym branżowym przy NOT tych opracowań, których nie będą w stanie wykonać zespoły remontowców powołanych spośród „najlepszych fachowców”.

Długofalowość całej akcji podkreśla § 11, który mówi, że instrukcje branżowe powinny być sukcesywnie uzupełniane i poprawiane w miarę uzyskiwania nowych materiałów.

Ostatni wreszcie rozdział omawia tryb wprowadzenia PZR, wskazując konieczność szkolenia technicznego i politycznego obsługi sprzętu i zastosowania właściwej technologii remontów.

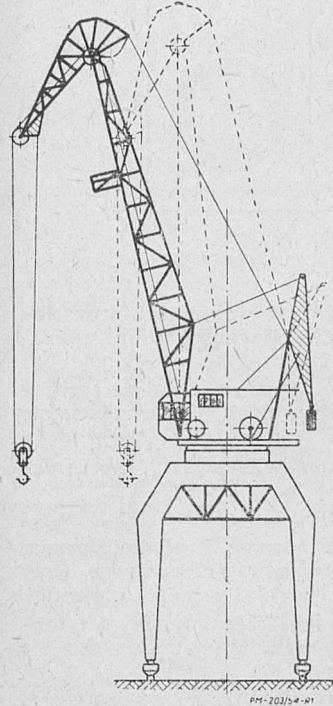
Zarządzenie nr 214 w ostatnim punkcie mówi o tym, że z dniem wprowadzenia systemu planowo-zapobiegawczych remontów tracą moc przepisy instrukcji nr 30, która mówiła o ogólnych zasadach planowania, wykonywania i finansowania remontów obiektów majątku trwałego jednostek gospodarki narodowej. Zarządzenie nr 214 w zasadniczych punktach — w przeciwieństwie do instrukcji nr 30 — nie obejmuje zagadnienia finansowania remontów. Obejmuje to specjalne zarządzenie. Główny ciężar remontów kładzie ono na wydziałach remontowe zakładu, a tylko „w uzasadnionych pod względem techniczno-ekonomicznym

dokończenie patrz str. 66

Przegląd prasy technicznej

Zwiększenie udźwigu żurawi bramowych

Normalne żurawie bramowe o udźwigu 3 i 10 ton mogą być używane do prac montażowych urządzeń, przy których wymagany jest udźwig większy od nominalnego, natomiast wysięg i prędkość podnoszenia są mniejsze od wielkości nominalnych. Na przykładach dwóch żurawi: z hakiem (rys. 1) i z chwytakiem (rys. 3), omówiono w artykule podstawy teoretyczne i możliwości praktyczne dostosowania żurawi do nowych warunków pracy, bez większych środków nakładowych, bezpośrednio na miejscu pracy.



Rys. 1. Schemat zwiększenia udźwigu żurawia z hakiem.

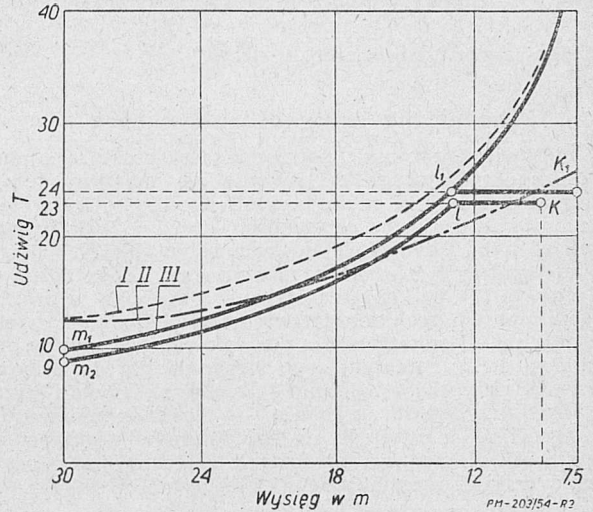
Wzrost obrotowy na pierścieniach oporowej platformy. Najdogodniej metodą wykreślną wyznacza się udźwig Q oraz napięcie liny wysięgnika T , przy zachowaniu niezmiennych sił ściskających wspornika S . Z wykresu tych sił w różnych położeniach wysięgnika znajdujemy, że siła rozciągająca T maleje ze zmniejszeniem się wysięgu i może być pominięta w dalszych rozważaniach. Rozciąganie górnego i ściskanie dolnego pasa wysięgnika przy nowym udźwigu dla różnych wysięgów sprawdzamy również wykreślnie. Zakładając, że siła rozciągająca górny pas jest niezmienna i równa największej sile występującej przy nominalnym udźwigu, otrzymamy na tym wykresie wielkość dopuszczalnego udźwigu przy odpowiednim wysięgu.

Uzyskane w powyższy sposób wielkości zwiększonego udźwigu Q należy jeszcze pomnożyć przez stosunek współczynników bezpieczeństwa konstrukcji dla warunków nominalnych ciężkiej pracy żurawia (1,4) i nowych lżejszych (1,1), tj. przez 1,27. Zachowując stały moment obciążenia $QR = \text{const.}$ (gdzie R — wysięg żurawia liczony od osi obrotu) zabezpieczamy niezmienną stateczność i naciski kół na szynę oraz wałeczków mechanizmu obrotowego.

Nanosząc otrzymane zależności na wykres (rys. 2), znajdujemy charakterystykę żurawia. Ponadto dla punktu l_1 na wykresie należy sprawdzić wytrzymałość konstrukcji wypadkowej części wysięgnika.

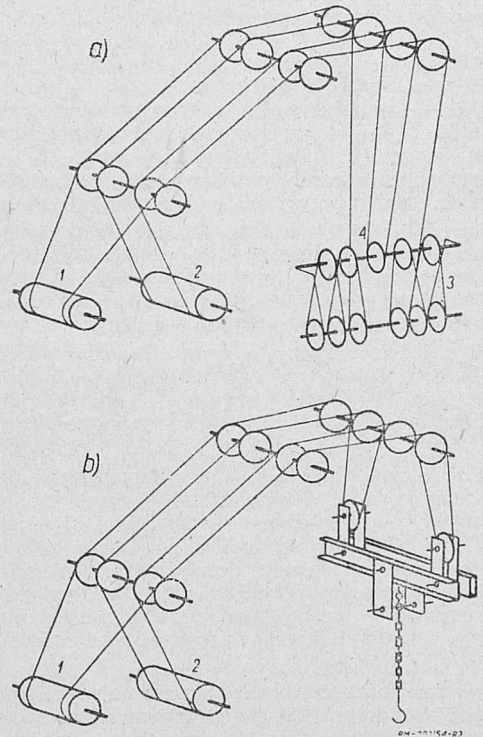
Analogicznie rozwiązujemy zadanie przystosowania żurawia z chwytakiem. W tym przypadku jednak nie możemy zastosować podwojenia lin ze względu na naruszenie poziomego ruchu przemieszczania ciężaru przy zmianie wysięgu, przeciążanie mechanizmu zmiany wysięgu oraz zginanie wspornika, wywołane tym, że liny mają inny kierunek niż osi wspornika. Konstrukcję pozwalającą na zwiększenie udźwigu przedstawia przykładowo rys. 3. W tym rozwiązaniu konieczne jest jednak zwiększenie wytrzyma-

Zwiększenie udźwigu żurawia z hakiem osiąga się drogą zmniejszenia do połowy napięcia w linie nośnej przez zawieszenie haka na krążku. Cały mechanizm ruchu i konstrukcja nośna żurawia są obliczone na ciężkie warunki pracy, przy których zakłada się czas włączenia silnika 40%, współczynnik bezpieczeństwa lin = 6, mechanizmów = 1,4, zapasu hamowania = 2,5. Warunki prac montażowych można przyjąć za lekkie i założyć czas włączenia silnika 15%, współczynnik bezpieczeństwa lin = 5, mechanizmów = 1,1, zapasu hamowania = 1,75. W wyniku podwojenia przekładni oraz zmniejszenia współczynników bezpieczeństwa nowa nośność Q_L może wzrosnąć 2,4 raza, przy czym limitująca jest wytrzymałość lin i konstrukcji. W celu ustalenia wielkości wysięgu przy zwiększonym udźwigu należy sprawdzić warunki stateczności żurawia, wytrzymałość konstrukcji nośnej i wielkość nacisków kół na szynę i wałeczków mecha-



Rys. 2. Wykres zmiany zwiększonego udźwigu 10-tonowego żurawia z hakiem, I — krzywa udźwigu w zależności od wytrzymałości wysięgnika, II — krzywa udźwigu w zależności od wytrzymałości konstrukcji części wypadkowej, III — krzywa udźwigu w zależności od momentu obciążenia, l_1 — k_1 — odcinek ograniczający udźwig ze względu na wytrzymałość lin, m — l — k — krzywa udźwigu użytkowego (przyjęto ciężar konstrukcji haka z zawieszeniem — 1 T).

kości każdej liny do 1,5 raza (przez zwiększenie średnicy o 1—2 mm i zastosowanie lin z lepszego materiału). Uwzględniając założone nominalnie współczynniki bezpieczeństwa pracy mechanizmów i ich zmniejszenie w warunkach lekkiej pracy uzyskujemy dwukrotne zwiększenie udźwigu. Przy sprawdzaniu wytrzymałości konstrukcji żurawia należy poza podanymi poprzednio elementami sprawdzić rów-



Rys. 3. Schemat zabudowy lin żurawia z chwytakiem; a — przy pracy z chwytakiem, b — przy zwiększonym udźwigu i pracy z hakiem; 1, 2 — bębny, 3 — system wielokrążków haka, 4 — krążek wyrównawczy.

niez wytrzymałość końcowej osi wysięgnika i osi łączącej wysięgnik ze wspornikiem dla obciążenia w punkcie odpowiadającym punktowi l na wykresie.

Przy pracy żurawiem o zwiększonym udźwigu należy uruchamiać jednocześnie tylko jeden mechanizm, co da mniejszą prędkość podnoszenia ciężaru i zabezpieczy przed przewijaniem lin z jednego bębna na drugi, co jest niebezpieczne.

Stosując podobne metody obliczeń do żurawi bramowych innych konstrukcji można znaleźć drogę do zwiększenia ich udźwigu przy małych wysięgach i lekkich warunkach pracy.

Z. J.

(Mechanizacja stroitielstwa, nr 11/54, str. 18)

Techniczna sztywność obrabiarek

W budowie obrabiarek potrzebna jest często znajomość wskaźnika określającego zachowanie się maszyny lub jej części pod działaniem zewnętrznych obciążeń. Cechę tę określa najlepiej pojęcie „sztywność”, które jednak w interpretacji różnych fizyków i naukowców badających odkształcenia elementów konstrukcji maszyn przyjmuje różną postać i nazwę. Prawdopodobnie teoretycznie i dogodną w praktyce formę sztywności technicznej przedstawia stosunek wielkości obciążenia od odkształcenia postaciowego, a więc w przypadku obciążenia rozciągającego stosunek siły do przyrostu długości, w przypadku zginania — stosunek siły do strzałki ugięcia, w przypadku skręcania — stosunek momentu do kąta skręcenia. Ze względu na spotykane w praktyce małe odkształcenia elementów obrabiarek zalecane jest stosowanie odpowiednio małych jednostek sztywności, jak:

$\frac{\text{kG}}{\mu}, \frac{\text{kGmm}}{\mu - \text{rad}}$ ($\mu - \text{rad} = \text{mikroradian}$).

Z ogólnych rozważań teorii sprężystości wynika matematyczne ujęcie sztywności technicznej:

Dla sztywności przy rozciąganiu

$S_r = \frac{1}{10^3} \cdot \frac{E F}{l} \text{ kG}/\mu.$

Dla sztywności przy zginaniu

$S_g = \frac{1}{10^3} \cdot K \frac{E J}{l^3} \text{ kG}/\mu.$

Dla sztywności przy skręcaniu

$S_o = \frac{1}{10^6} \cdot \frac{G J_o}{l} \text{ kGmm}/\mu - \text{rad}.$

gdzie: $E \text{ kG/mm}^2$ — współczynnik sprężystości wzdłużnej, $l \text{ mm}$ — długość elementu badanego, $F \text{ mm}^2$ — powierzchnia przekroju, K — współczynnik uwzględniający rozmieszczenie obciążenia, J — osiowy moment bezwładności przekroju przy zginaniu względem osi obojętnej (mm^4), J_o — biegunowy moment bezwładności przekroju przy skręcaniu (mm^4), G — współczynnik sprężystości poprzecznej (kG/mm^{-2}).

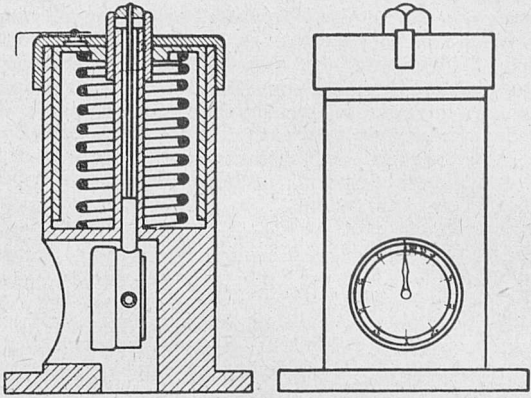
Pojęcie sztywności dynamicznej przy obciążeniach zmiennych w czasie jest analogiczne do pojęcia sztywności statycznej, omawianej na wstępie i wyraża się stosunkiem granicznej wartości obciążenia do amplitudy odkształcenia postaciowego (w stanie ustalonych drgań).

Znajomość i porównywanie wskaźników sztywności różnych typów konstrukcji pozwala na dobranie odpowiedniego kształtu przekroju projektowanej konstrukcji w celu uzyskania wyższej sztywności przy jednakowym zużyciu materiału.

Analiza tego zagadnienia ma poważny wpływ na ekonomię zużycia materiału w konstrukcji o określonej wymaganej sztywności. Wprowadzenie wskaźnika wykorzystania materiału jako stosunku sztywności do ilości zużytego materiału ułatwia ocenę wykorzystania materiału w konstrukcji, a tym samym jej ekonomiczności. Dla ilustracji należy rozpatrzeć przykład ewolucji usztywniania przekroju skrzynkowego (rys. 1) pod kątem racjonalnego wykorzystania materiału.

Pomiar sztywności statycznej na istniejących maszynach jest stosunkowo prosty i da się przeprowadzić np. przy po-

mocy przyrządu przedstawionego na rys. 2. W przyrządzie tym sprężyna wywiera siłę 100 kG na badany element, a wbudowany czujnik mierzy równocześnie odkształcanie w mikronach tak, że na odpowiednio wyskalowanej tarczy czujnika odczytuje się bezpośrednio wartość sztywności statycznej.



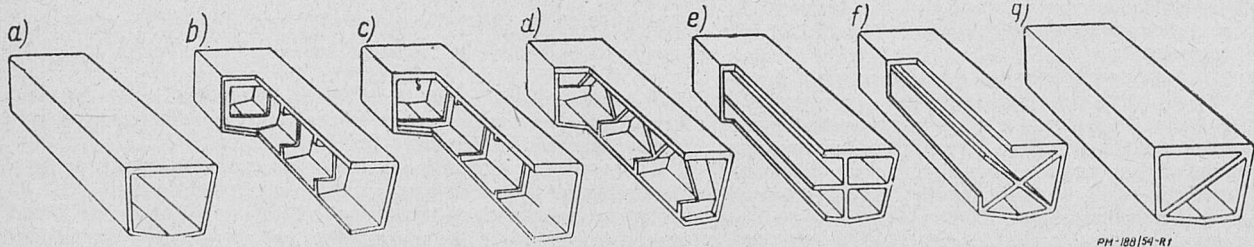
Rys. 2. Przyrząd do badania sztywności statycznej.

Na podstawie tych badań można w warunkach warsztatowych ustalić graniczne wartości sztywności, które są zależne od różnych wymagań.

W wyniku analizy sztywności maszyn ustalono szereg zasad konstrukcyjnych i eksploatacyjnych, które zaleca się do stosowania.

- 1. Konstruować w sposób możliwie zwarty, w odniesieniu do wałów $\frac{D}{L} = \frac{1}{5}$.
- 2. Unikać wsporników i konstruować zamknięte ramy, do których mocować należy wszystkie części maszyny. Przy wspornikach skracać ich długość do niezbędnego minimum.
- 3. Konstruować tak sztywno, jak to jest możliwe i unikać niepotrzebnego zużycia materiału. Przez to uzyska się również wysoką częstotliwość drgań.
- 4. Materiał najlepiej jest rozmieścić w zewnętrznych obszarach konstrukcji. Należy unikać przerywania zamkniętego profilu.
- 5. Należy pamiętać, że stal jako materiał jest dwukrotnie sztywniejsza od żeliwa.
- 6. Żeliwo należy wybierać na tworzywo tylko wtedy, gdy zmusza do tego skomplikowany kształt na małej przestrzeni, albo gdy wymagają tego względy gospodarcze.
- 7. Stosując do konstrukcji stal można uzyskać wysokie tłumienie drgań. Ogólny pogląd, że żeliwo lepiej tłumí drgania niż stal, oparty jest na wynikach badań płytek próbnych. W rzeczywistości chodzi o zdolność tłumienia drgań nie materiału, lecz konstrukcji, a wyniki badań próbek nie mogą być przenoszone na elementy maszyn. Maszyny złożone z prawidłowo zaprojektowanych elementów konstrukcji stalowych wykazują lepsze tłumienie drgań niż zbudowane z analogicznych elementów żeliwnych.
- 8. Konstrukcja skrzynkowa (wewnątrz żebrowana) podwyższa sztywność.

Wykorzystanie materiału	a	b	c	d	e	f	g
Skręcanie	1,00	1,48	1,33	1,79	1,57	2,48	2,33
Zginanie	1,00	1,00	1,04	0,95	0,85	1,19	1,23



Rys. 1. Sposoby usztywniania konstrukcji skrzynkowej.

9. Przy wysokich wymaganiach dokładności i gładkości powierzchni należy izolować od korpusu maszyny źródła drgań, jak silniki elektryczne i pompy hydrauliczne.

10. Wszystkie części wirujące, zwłaszcza silniki elektryczne należy dokładnie wyważać.

11. Luzy łożyskowe należy ograniczyć do wielkości dopuszczalnych.

12. Wybierać łożyska toczne odpowiedniej dokładności. Zwracać uwagę na prawidłowe osadzenie.

13. W miejscu zainstalowania maszyny mogą występować drgania pochodzące od obcego źródła, które powodują szkodliwe drgania maszyny.

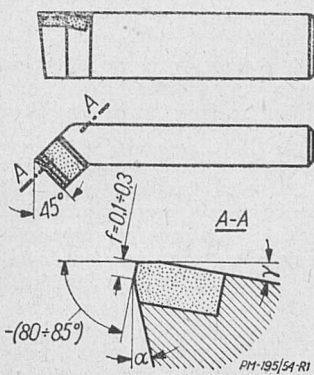
Z. J.

(Werkstatt und Betrieb, nr 2/54, str. 59)

Tłumienie drgań obrabianego przedmiotu przez wykonanie ścinu na nożu

Wiemy, że przez zmianę geometrii ostrza skrawającego możemy zmniejszyć intensywność drgań układu obrabiarka-narzędzie-przedmiot obrabiany. Podczas skrawania nożem dobrze zaostrzonym powstają drgania o małej częstotliwości, które zanikają całkowicie, jeżeli nóż ten będzie miał niewielkie stępienie na powierzchni przyłożenia. Jednakże taki nóż nie odznacza się dobrymi własnościami skrawającymi i szybko tępi się całkowicie.

Po długich i żmudnych poszukiwaniach D. I. Ryżkow skonstruował nóż ze ścinem (rys. 1), który tłumia drgania.



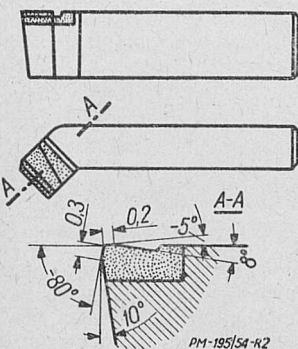
Rys. 1

2. Obróbkę stali niskowęglowych; wówczas $f = 0,1 \div 0,3$ mm, i kąt natarcia $\gamma = 0 \div 20^\circ$.

3. Obróbkę cienkich wałków, wytaczanie cienkościennych przedmiotów i innych o obniżonej sztywności: $f = 0,1 \div 0,3$ mm, $\gamma = 25 \div 35^\circ$.

4. Obróbkę stali nożem Kolesowa o głębokości skrawania powyżej 1 mm: $f = 0,2 \div 0,3$ mm.

5. Obróbkę stali nożem Kolesowa o głębokości skrawania poniżej 1 mm: $f = 0,2 \div 0,3$ mm, przy czym ścin wykonuje się na głównej i pomocniczej krawędzi tnącej.



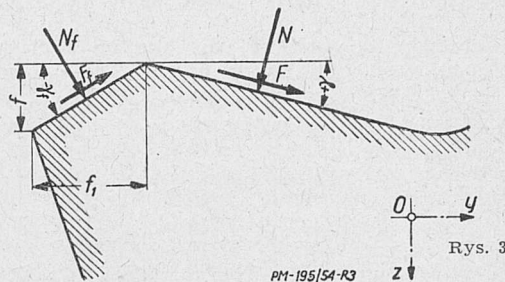
Rys. 2

P_x , P_y i P_z od prędkości skrawania dla różnych wartości f_1 , γ i γ (rys. 3), przy toczeniu wzdłużnym stali 40H nożami z płytkami T15K6 ($\alpha = 45^\circ$, $\alpha_1 = 10^\circ$, $\lambda = 0^\circ$, $r = 0,5$ mm, $\alpha = 10^\circ$).

Badania dały następujące wyniki.

1. Wykonanie na nożu ścinu zmienia zależność sił P_x i P_y od prędkości skrawania. W miarę zwiększania wartości

f_1 zakres prędkości skrawania znacznie się zżewa i poczynając od pewnej wartości f_1 siły te wraz ze wzrostem prędkości skrawania jednostajnie rosną. Bezwzględna wartość siły P_x wzrasta przy $f_1 = 0,2$ mm $1,3 \div 2,5$ raza, a przy $f_1 = 0,5$ mm — $2,5 \div 4,0$ razy.



Rys. 3

2. Bezwzględna wartość siły P_z wzrasta przy $f_1 = 0,2$ mm $1,05 \div 1,2$ raza, a przy $f_1 = 0,5$ mm — $1,3 \div 1,5$ raza.

3. Rozchód energii przy pracy nożami ze ścinem o $f_1 = 0,2 \div 0,3$ mm nie przewyższa rozchodu energii przy pracy nożami posiadającymi starcie $0,5 \div 0,7$ mm na krawędzi tnącej.

W celu wyjaśnienia powyższych wywodów należy rozpałtrzyć układ sił działających na podwójną powierzchnię natarcia (rys. 3). Rzutując siły działające na ścin i zasadniczą powierzchnię natarcia na osie z i y, otrzymamy:

$$P_z = N_f \cdot \cos \gamma_f + F_f \cdot \sin \gamma_f + N \cdot \cos \gamma + F \cdot \sin \gamma$$

$$P_y = N_f \cdot \sin \gamma_f + F_f \cdot \cos \gamma_f - N \cdot \sin \gamma + F \cdot \cos \gamma$$

Jeżeli przyjmiemy, że kąt natarcia na ścin wykonuje się zawsze jako ujemny, a na głównej powierzchni natarcia dodatni lub równy 0, to:

$$P_z = N \cdot \cos \gamma + F \cdot \sin \gamma + N_f \cdot \cos \gamma_f - F_f \cdot \sin \gamma_f$$

$$P_y = N \cdot \sin \gamma + F \cdot \cos \gamma + N_f \cdot \sin \gamma_f + F_f \cdot \cos \gamma_f$$

O decydującym wpływie prędkości skrawania na siły skrawania świadczy to, że ze zwiększeniem prędkości długość styku wióra z powierzchnią natarcia będzie się zmniejszała, a nacisk jednostkowy na powierzchnię styku będzie wzrastał. A więc siły działające na ścin będą tym silniej wpływały na siły P_z i P_y , przy czym wzrost siły N_f spowoduje zwiększenie siły P_y , a zmniejszenie siły P_z . Na tej podstawie można stwierdzić, że przy pewnej kombinacji f_1 , γ_f i γ siła P_y wraz ze zwiększeniem prędkości będzie jednostajnie wzrastała. Zależność zmiany siły P_z od prędkości skrawania określana jest zmianą siły tarcia na powierzchni natarcia. Siła tarcia rośnie wraz ze wzrostem wielkości ścinu i maleje ze wzrostem prędkości skrawania. Uwzględniając powyższe wywoły łatwo można dowiedzieć, dlaczego obecność ścinu na nożu usuwa lub w znacznym stopniu obniża drgania. Uczeń radziecki stwierdził, że drgania powstają wówczas, gdy nie istnieją jakiegokolwiek okresowo działające siły zewnętrzne, tzn. drgania te są samowzbudne. Jeżeli w układzie powstaną opory, na pokonanie których część energii (podtrzymującej drgania) zostanie zużyta, to drgania będą zmniejszone lub całkowicie usunięte.

E. D.

(Więstnik Maszynostrojania, nr 9/54, str. 37)

Punkt rosy miernikiem działania atmosfer regulowanych na węgiel stali

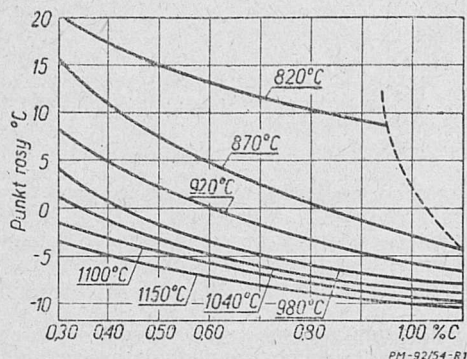
Znaczną część atmosfer, stosowanych jako ochronne przy obróbce cieplnej stali, stanowią atmosfery wytwarzane przez całkowite lub częściowe spalanie gazów opałowych (ziemnego, świetlnego itp.). Przy obróbce stali średnio- i wysokowęglowych jednak mogą one być używane tylko po dokładnym osuszeniu i oczyszczeniu od CO_2 , co wymaga dość kosztownych urządzeń.

W chwili obecnej duże rozpowszechnienie znajdują atmosfery typu $\text{CO-H}_2\text{-N}_2$ wytwarzane w stosunkowo prostych generatorach z gazu ziemnego.

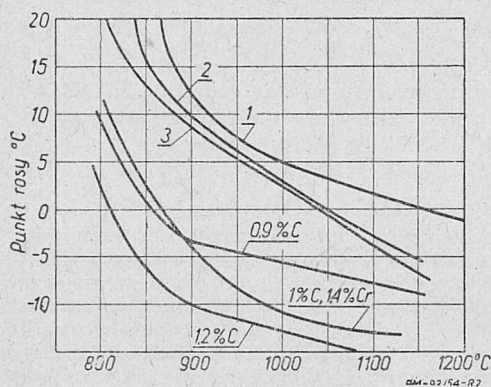
Reakcja zachodzi w obecności katalizatora, przy dużym nadmiarze gazu ($\lambda \approx 0,25$). Powstające w procesie spalania CO_2 i para wodna, w wysokiej temperaturze reagują w dalszym ciągu z metanem, dając w wyniku mieszaninę CO , H_2 i N_2 z ewentualnymi pozostałościami CH_4 (prze-

ciężny skład: ok. 20% CO, ok. 40% H₂, poniżej 1,5% CH₄, reszta N₂). Ta ostatnia reakcja ma charakter endotermiczny, stąd zachodzi konieczność ogrzewania retorty generatora z zewnątrz.

Działanie otrzymanej atmosfery na węgiel zawarty w stali (odwęglające lub nawęglające) uzależnione jest od jej wilgotności. Zmieniając wilgotność (punkt rosy) uzyskać można atmosferę obojętną w stosunku do stali o różnych zawartościach węgla. Zakresowi 0,20 ÷ 2,00% C odpowiada zmiana wartości punktu rosy w granicach od -12° do +20°C.



Rys. 1



Rys. 2

Zmianę wilgotności przy atmosferze opisywanego typu uzyskuje się zmieniając w niewielkim zakresie stosunek powietrza do gazu, co nie wpływa prawie na skład procentowy atmosfer.

Na podstawie licznych danych doświadczalnych opracowane zostały wykresy, podające warunki równowagi atmosfery typu CO-H₂-N₂ o różnej wilgotności, ze stalami o rozmaitych zawartościach węgla (rys. 1 i 2).

Krzywe powyższe sprawdzone zostały w praktyce w kilku dużych hartowniach za granicą. Okazało się przy tym, że mogą być one stosowane również i przy obróbce niektórych stali niskostopowych. Zadowalające wyniki dało również stosowanie tych wykresów przy procesach nawęglania do określonej zawartości węgla.

Należy zwrócić uwagę na następujące punkty:

1. Punkt rosy zmienia się z temperaturą pieca i dlatego konieczne jest pobieranie próbek atmosfery z okolicy nagrzewanych przedmiotów. Nie należy też przeprowadzać pomiarów punktu rosy przy otwartych drzwiach pieca (pomimo zastłony płomiennej).

2. Przy stałych urządzeniach do badania wilgotności rurki do pobierania próbek atmosfery powinny być wykonane z materiałów żaroodpornych (zalecane stopy typu Inconel).

3. Konieczne jest użycie dość dokładnych przyrządów do pomiaru punktu rosy.

4. Powierzchnia obrabianych przedmiotów nie powinna być pokryta zgorzeliną.

5. Podane krzywe równowagi ważne są tylko dla atmosfery, w której reakcja zaszła do końca, tj. dla atmosfery nie zawierającej CO₂ i odpowiadającej podanemu składowi. Wzbogacenie świeżym gazem również zmienia warunki równowagi.

Punkt rosy atmosfery w piecu powinien zawierać się w granicach $\pm 3^\circ\text{C}$ od wielkości ustalonej z wykresu. Zasad-

niczym wskazaniem jest, że im wyższa temperatura i im dłuższy czas grzania, tym odchylenia od ustalonej wartości punktu rosy powinny być mniejsze.

J. T.

(Metal Progress, February 1954, str. 90)

Malowanie elektrostatyczne

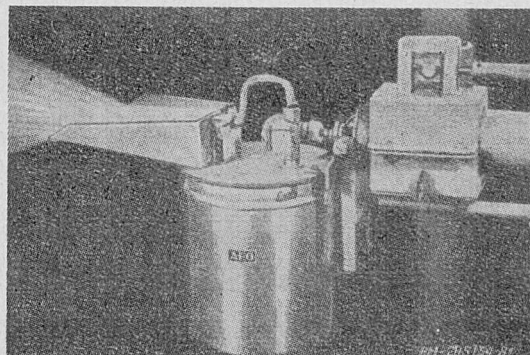
Technika lakierowania natryskowego została uzupełniona w ciągu ostatnich lat metodą tzw. lakierowania elektrostatycznego. Metoda ta różni się od zwykłego natryskiwania tylko tym, że pomiędzy pistoletem do natryskiwania a natryskiwany przedmiot wytwarza się pole elektryczne, przy zastosowaniu napięcia stałego rzędu ok. 100 kV. Zalety tej metody są następujące: równomierna i ściśle przylegająca powłoka farby oraz znaczna oszczędność farby. W połączeniu z tą metodą używa się często tzw. procesu elektrostatycznego oddzielania, polegającego na usuwaniu ewentualnych nadmiarów farby drogą elektrostatycznego przyciągania.

Obecnie wprowadza się ulepszoną metodę elektrostatycznego powlekania przedmiotów farbą, przy której nie stosuje się w ogóle pistoletu natryskowego. Powłoka z farby zostaje mianowicie nałożona na przedmiot już tylko na drodze elektrostatycznego przyciągania.

Na rys. 1 przedstawiono najważniejsze części nowego urządzenia do lakierowania, które nazwano „pędzlem elektrostatycznym”. Farba znajduje się w zbiorniku cylindrycznym, na pokrywze którego umieszczona jest pompka dostarczająca farbę do miseczki, ukształtowanej w formie skośnej szufelki tak, aby farba znajdująca się w dostatecznej ilości w tylnej części miseczki, obficie dopływała do płaskiego obrzeża przedniego, zwróconego ku przedmiotowi natryskiwanemu. Ewentualny nadmiar farby odprowadzany jest z miseczki do zbiornika.

Pomiędzy przednim obrzeżem miseczki i przedmiotem wytwarza się dostatecznie wysokie napięcie stałe (ok. 100 kV), na skutek czego farba znajdująca się na brzegu miseczki rozpyla się i natryskuje na przedmiot malowany. Grubość i równomierność powłoki będzie zależała oczywiście od szybkości, z jaką przesuwany jest przedmiot wzdłuż obrzeża miseczki.

Opisana metoda powlekania farbą nadaje się jeszcze bardziej niż wszystkie poprzednie, do zautomatyzowania. Szczególną jej zaletą jest wyeliminowanie pistoletu natryskowego i związanego z nim urządzenia na sprężone powietrze. Zużycie prądu przez pompkę nie odgrywa w ogóle roli, a moc pobierana przez urządzenie wysokiego napięcia nie jest specjalnie duża, gdyż chodzi tu prawie tylko o wystarczająco wysokie napięcie.



Rys. 1. Widok urządzenia do malowania elektrostatycznego.

Ponieważ przy tego rodzaju wysokich napięciach najchętniej stosuje się dzisiaj suchy prostownik z warstwą zaporową, odpada więc konieczna moc grzewcza lamp oraz ewentualny czas nagrzewania; niezwłocznie po włączeniu urządzenie może rozpocząć pracę. Ponadto należy podkreślić, że urządzenia wysokiego napięcia zaopatrzone w suche prostowniki o warstwie zaporowej wykazują niezwykłą długotrwałość i nie wymagają dozoru.

Na zasadzie krótko tu przytoczonych różnych okoliczności można przyjąć, że technika „pędzla elektrostatycznego” szybko się przyjmie, w szczególności przy produkcji masowej.

E. A.

(Feinwerktechnik, nr 10/54, str. 333)

Wiadomości SIMP

Krajowa Konferencja w sprawie Metrologii Warsztatowej i Kontroli Technicznej

W dniach 10, 11 i 12 grudnia 1954 r. odbyła się w Warszawie w Domu Technika Krajowa Konferencja w sprawie Metrologii Warsztatowej i Kontroli Technicznej, zorganizowana przez Stowarzyszenie Naukowo-Techniczne Inżynierów i Techników Mechaników Polskich przy współpracy Ministerstwa Przemysłu Maszynowego i poparciu Polskiego Komitetu Planowania Gospodarczego.

W konferencji wzięło udział ponad 500 uczestników, głównie przedstawicieli izb pomiarowych i działów kontroli technicznej oraz konstruktorów i technologów większych zakładów produkcyjnych.

Otwierając konferencję oraz witając przybyłych gości i uczestników obrad, wiceprezes Zarządu Głównego SIMP, kol. inż. *Kraiński*, nawiązał do podjętej w okresie planu 6-letniego wyzycznej walki o jakość produkcji, przedstawiając uczestnikom jako główne zadanie konferencji — dostarczenie przemysłowi konkretnych wskazań w zakresie zagadnień metrologii warsztatowej i kontroli technicznej. Kol. *Kraiński* podkreślił również ogromne zasługi, jakie na tym polu położył niedawno zmarły prof. inż. *Edmund Ośka*.

Podstawowy referat wprowadzający wygłosił przedstawiciel PKPG, kol. inż. *Muszyński*, zwracając uwagę zebranych na duże znaczenie, jakie władze państwowe przypisują sprawom, które stanowią przedmiot omawianych obrad. Świadczą o tym między innymi takie fakty, jak:

- 1) Zalecenie Przewodniczącego PKPG z 1949 r., które spowodowało zorganizowanie znacznej liczby izb pomiarowych zaopatrzonych w nowoczesne narzędzia miernicze.
- 2) Uchwała Prezydium Rządu z dnia 2 listopada 1953 r. w sprawie produkcji, importu, eksportu i stosowania aparatury kontrolnej, naukowej i laboratoryjnej.
- 3) Wydanie przez Główny Urząd Miar licznych przepisów w sprawie konstrukcji i dokładności narzędzi mierniczych oraz ich stosowania i sprawdzania.
- 4) Wydanie szeregu zarządzeń resortowych w sprawie organizacji kontroli technicznej.
- 5) Uwzględnienie w programach politechnicznych zagadnień pomiarów i kontroli technicznej, co zapewni przemysłowi tak bardzo potrzebne kadry inżynierów-pomiarowców.

Plena i zjazdy partyjne oraz kongresy techniczno-gospodarcze stwierdzają jednak wyraźnie, że pomimo znacznych osiągnięć w zakresie metrologii warsztatowej i kontroli technicznej, wiele jest jeszcze na tym odcinku niedociągnięć i braków, które stawiają przed inżynierami i technikami szczególnie odpowiedzialne zadania.

Kol. inż. *Muszyński* sprecyzował podstawowe zadania konferencji jako:

- 1) Tworzenie przeanalizowanie dotychczasowych osiągnięć w zakresie metrologii warsztatowej i kontroli technicznej.
 - 2) Udzielenie przemysłowi konkretnych wytycznych w sprawie sposobów pokonywania istniejących obecnie trudności i usuwania niedociągnięć na tym odcinku.
 - 3) Ustalenie sposobów zapewnienia pełnej realizacji uchwalonych na konferencji postulatów i wniosków.
- Obradom przewodniczył przedstawiciel MPMasz. kol. inż. *Janusz Tymowski*. Zagadnienia stanowiące przedmiot konferencji zostały podzielone na pięć następujących grup:
1. Technika pomiarów i budowa narzędzi mierniczych:
 - a) technika kontroli produkcji masowej,
 - b) budowa narzędzi mierniczych,
 - c) metody pomiarów,
 - d) metody pomiaru w zakresie geometrii powierzchni,
 - e) metody pomiaru w zakresie twardości.
 2. Zagadnienia pomiarów z punktu widzenia konstruktora i technologa.
 3. Gospodarka narzędziami mierniczymi.
 4. Zagadnienia kontroli technicznej.
 5. Szkolenie, wydawnictwa i filmy w dziedzinie pomiarów.

W ożywionej i wszechstronnej dyskusji nad tymi zagadnieniami wzięło udział ponad 90 uczestników konferencji, omawiając między innymi następujące zagadnienia: możliwości zastosowania przyrządów wielokontrolnych czujni-

kowych i sygnałowych, postęp w budowie narzędzi mierniczych, krajowa produkcja środków mierniczych, elektryczne metody pomiarów, metody pomiaru: gwintów stożkowych oraz ostrzy narzędzi skrawających, sprawdzanie: gwintowników o nieparzystej liczbie ostrzy, rolek łożyskowych oraz optometrów i innych narzędzi mierniczych, ocena błędów kształtu i położenia, zastosowanie mikrointerferencji do pomiarów czułości powierzchni, dobór sposobu pomiaru twardości, dobór środków mierniczych, wprowadzenie nowego układu tolerancji, pasowań i gładkości powierzchni do przemysłu obrabiarkowego, wpływ sposobu wymiarowania i tolerowania na planowanie tolerancyjne obróbki skrawaniem, pomiary warsztatowe w procesie wytwarzania, współpraca kontroli technicznej z innymi wydziałami w zakładach produkcyjnych, regeneracja i przeróbka środków mierniczych, nadzór nad środkami mierniczymi w przemyśle, podstawy prawne działalności i organizacji kontroli technicznej, ewidencja techniczna braków, statystyczna kontrola jakości, wpływ przestrzegania dyscypliny technologicznej na jakość produkcji, osiągnięcia ruchu racjonalizatorskiego, uchwała KERM, angażowanie i uposażenie pracowników KT, trudności kontroli technicznej w przemyśle terenowym, zagadnienie norm w przemyśle aparatów elektrycznych, szkolenie pracowników kontroli technicznej i izb pomiarowych, wydawnictwa z dziedziny metrologii warsztatowej i kontroli technicznej, filmy instruktażowe z zakresu pomiarów, zadania Ośrodka Dokumentacji Metrologii, zagadnienie kontroli technicznej w programach szkolnictwa zawodowego.

W toku dyskusji wysunięto ponad 140 postulatów i wniosków, na podstawie których specjalnie powołana na konferencji Komisja Wnioskowa opracowała projekt rezolucji, przyjęty i uchwalony przez zebranych jednogłośnie. Po konferencji wnioski te zostały przekazane Sekcji Metrologii i Mechaniki Precyzyjnej SIMP w celu bardziej szczegółowego ich opracowania i przedłożenia odpowiednim władzom. Ogólna rezolucja konferencji brzmi jak następuje: „Uczestnicy zorganizowanej przez SIMP w dn. 10, 11 i 12 grudnia 1954 r. Konferencji w sprawie Metrologii Warsztatowej i Kontroli Technicznej stwierdzają:

1. Zagadnienie wysokiej jakości i ekonomiczności w produkcji jest szerokim zagadnieniem techniczno-ekonomicznym, które wymaga współdziałania konstruktorów, technologów i kontrolerów. Planowana i dobra produkcja wielkoseryjna jest możliwa tylko przy ścisłym powiązaniu konstrukcji i technologii z metrologią warsztatową dla wspólnego celu, którym jest ekonomiczne wytwarzanie wysokiej jakości wyrobów, mające na celu pomyślny rozwój i uprzedmiotowienie naszej Ojczyzny oraz szybki wzrost dobrobytu jej obywateli.

2. Wysoka jakość produkcji przemysłowej wymaga należytej opracowanej dokumentacji technicznej, określającej produkt i wymagania jakim on powinien odpowiadać. Dokumentacja ta powinna w jak najszerszym zakresie opierać się na dobrze opracowanych normach dostosowanych do potrzeb przemysłu.

W dokumentacji tej należy stosować podstawowe zasady wymiarowania tolerancyjnego z zachowaniem podstaw, mając na względzie poprawne działanie wyrobu, ekonomiczność jego wykonania i montażu oraz łatwość kontroli.

3. Procesy wytwarzania powinny przebiegać według planów obróbki, montażu i kontroli. Plany powinny zawierać wymiary tolerowane.

4. Osiągnięcie wysokiej jakości wyrobów przemysłowych wymaga stosowania odpowiednich środków produkcji w postaci surowców, półfabrykatów, znormalizowanych elementów obrabiarek, przyrządów i narzędzi obróbkowych i mierniczych. Duże znaczenie dla ekonomii wytwarzania i podniesienia jakości wyrobów ma automatyzacja procesów wytwórczych i kontrolnych oraz stosowanie specjalnych obrabiarek, zaopatrzonych w urządzenia sterujące lub sortujące, które umożliwiają masową, automatycznie kontrolowaną produkcję przedmiotów dokładnych.

5. Zachowanie jakości miar wymaga, aby stosowane w zakładach przemysłowych środki miernicze były przed oddaniem do użytku sprawdzone i następnie okresowo sprawdzane w laboratoriach izb pomiarowych zakładów w oparciu na kompletach podstawowych płytek wzorcowych, uwierzytelnionych w Głównym Urzędzie Miar, oraz na przepisach i instrukcjach tego urzędu. Laboratoria pomiarowe powinny być odpowiednio wyposażone w narzędzia miernicze, oraz mieć odpowiednie pomieszczenia.

6. Zaopatrzenie przemysłu w środki miernicze wymaga zwiększenia i rozszerzenia krajowej produkcji tych środków, a w szczególności sprawdzianów, oraz zorganizowania warsztatów remontowo-usługowych przeprowadzających naprawy uszkodzonych lub częściowo zużytych narzędzi mierniczych.

7. Wysoka jakość produkcji wymaga starannej i fachowej kontroli zarówno ze strony wykonawców jak i kontrolerów. Kontrola techniczna powinna obejmować kontrolę wstępną, dotyczącą surowców i artykułów sprowadzanych z zewnątrz, kontrolę międzyoperacyjną, kontrolę gotowych części i podzespołów oraz kontrolę ostateczną gotowego produktu. Należy w miarę możliwości kontrolę bierną zastę-

pować kontrolą czynną, która ma na celu zapobieganie wykonaniu złych wyrobów w biegu produkcji.

8. Jednym z najważniejszych warunków ekonomicznej produkcji i odpowiedniej jej jakości jest poziom i kwalifikacje zawodowe personelu technicznego, zwłaszcza kontroli. Podniesienie poziomu kadr technicznych wymaga zwiększenia ilości publikacji z zakresu metrologii warsztatowej, wykonywania filmów instruktażowych, organizowania szkół i kursów pomiarów warsztatowych i kontroli technicznej. Należy wymagać, aby każdy techniczny pracownik przemysłu, w szczególności pracownik kontroli technicznej — miał odpowiednie fachowe przeszkolenie w zakresie swej specjalności".

Mgr inż. Przemysław Mańkowski
Sekretarz Konferencji

Konferencja Naukowo-Techniczna SIMP poświęcona zagadnieniom konstrukcji spawanych

Stowarzyszenie Naukowo-Techniczne Inżynierów i Techników Mechaników Polskich przystąpiło z inicjatywy Sekcji Spawalniczej SIMP i Instytutu Spawalnictwa do zorganizowania konferencji naukowo-technicznej poświęconej zagadnieniom konstrukcji spawanych. Konferencja odbędzie się we wrześniu br. w Warszawie.

W celu pogłębienia współpracy i wymiany doświadczeń na konferencję zaproszeni będą przedstawiciele Związku Radzieckiego i krajów demokracji ludowej (CSR, NRD i Węgry).

Dla przygotowania konferencji wyłoniony został Komitet Organizacyjny w następującym składzie:

Prof. Z. Dobrowolski — Politechnika Warszawska
Prof. L. Dreher — Politechnika Gdańska
Inż. M. Dworczyk — PKPG
Inż. E. Juffy — Politechnika Warszawska
Inż. J. Legat — Sekretarz Generalny SIMP
Inż. Z. Leśniak — Politechnika Warszawska
Prof. J. Pilarczyk — Politechnika Gliwicka

Inż. S. Rudowski — Min. Przem. Maszynowego
Inż. M. Rzędowski — Min. Bud. Przemysłowego
Inż. L. Stankiewicz — Ministerstwo Kolei
Inż. B. Szupp — Instytut Spawalnictwa.

Funkcję przewodniczącego objął inż. S. Rudowski, sekretarza — inż. E. Juffy.

Udział w konferencji i otrzymanie materiałów konferencyjnych zapewnione będzie na podstawie płatnych kart uczestnictwa, rozesłanych w odpowiednim czasie do zainteresowanych instytucji i zakładów.

Celem konferencji jest jak najszersze oświetlenie zagadnień konstrukcji spawanych z punktu widzenia ich technologiczności, pilne zadanie w związku z planem 5-letnim. Komitet Organizacyjny prosi tą drogą o zgłaszanie referatów pod adresem Zarządu Głównego SIMP, Warszawa, ul. Czackiego 3/5, w terminie do dnia 31 marca 1955 r. Zgłoszenie powinno zawierać dyspozycję referatu i wnioski. W przypadku przyjęcia referatu, termin ukończenia opracowania upływa 30 kwietnia 1955 r.

Bibliografia

W. M. Szestopał — ODLEWNICTWO W BUDOWIE OBRABIAREK. — Tłum. z ros. mgr inż. Jerzy Lutosławski. Format B5, str. 261, rys. 264, tabl. 62. PWT, Warszawa 1954 r. Cena zł 26.—

Książka prof. Szestopała stanowi bardzo cenny wkład do naszej literatury technicznej, ubogiej dotąd w dzieła traktujące o odlewnictwie w sposób ogólny, a o odlewnictwie części obrabiarek w szczególności.

Odlewnictwo w krajowych fabrykach obrabiarek stanowi na tle osiągnięć naszego przemysłu obrabiarkowego dziedzinę nie nadążającą za ogólnym postępem, zarówno co do metod odlewania jak i co do jakości. Brak książki omawiającej wyłącznie zagadnienia związane z odlewaniem części obrabiarek dawał się odczuwać już od dawna.

Książka prof. Szestopała, wybitnego radzieckiego specjalisty w dziedzinie odlewnictwa, zawiera całością spraw związanych z odlewnictwem obrabiarkowym. Będzie ona stanowić cenną pomoc dla każdego, kto styka się w swej pracy z żeliwnymi częściami obrabiarek, a więc dla pracowników odlewni (formierzy i kierownictwa), projektantów technologii odlewniczej, dla modelarzy, kalkulatorów, pracowników działów inwestycji, dyrektorów zakładów i dla konstruktorów obrabiarek.

Książka ujęta jest w sześciu rozdziałach, z których każdy zawiera osobne zagadnienia potraktowane jako zwarta i nie powtarzająca się w innych rozdziałach całość.

Rozdział I traktuje o zadaniach radzieckiego odlewnictwa w budowie obrabiarek, o polepszeniu jakości odlewów, stosowaniu metod produkcji wielkoseryjnej, o powiększeniu rozmiarów produkcji, obniżeniu pracochłonności i zmniejszeniu strat w odlewniach.

Rozdział II zawiera ogólną charakterystykę odlewów obrabiarkowych, ich wagowy udział w różnych typach obrabiarek, wymagania stawiane odlewom, podział odlewów na klasy itd. właściwości konstrukcyjne.

Rozdział III obejmuje technologię wykonywania odlewów obrabiarkowych. Zawiera on wiadomości o formowaniu ręcznym i maszynowym, opis ręcznego wykonywania rdzeni i na maszynach różnego typu jak: wyciskających, wstrząsarkach, nadmuchiwarkach i narzucarkach. Następnie opisano wykonywanie i wybijanie form i rdzeni oraz oczyszczanie odlewów. Wyczerpująco ujęta została obróbka cieplna mająca na celu usunięcie naprężeń własnych

w odlewach, polepszające jakość odlewów oraz obróbka usuwająca zabielenia i polepszająca obrabialność żeliwa. Podano również sposoby naprawiania wadliwych odlewów i specjalne metody odlewania (kokilową i odśrodkową). Bogata treść tego rozdziału mieści się na 130 stronach.

Rozdział IV traktuje o wyborze procesów technologicznych. W sposób wnikliwy rozpracowano zagadnienie określenia kosztów procesów technologicznych, wydatki na materiały i wyposażenie. Podano przykłady obliczeń niezbędnych dla wybrania najbardziej rentownych procesów technologicznych dotyczących formowania, wykonania rdzeni i wykańczania odlewów.

Rozdział V podaje sposoby projektowania technologii odlewniczej i jest niezwykle cenną częścią książki dla sił technicznych kierujących pracą odlewni. Opisano zagadnienie wyboru technologii w zależności od typu produkcji, technologiczną analizę konstrukcji odlewów, położenie części przy odlewaniu, wyznaczania naddatków na obróbkę. W rozdziale tym zamieszczono szczegółową analizę takich zagadnień jak: wybór formy, położenie części przy formowaniu, budowa rdzeni, gabarytu skrzyń formierskich i ułożenie modeli na płycie. Wyczerpująco opisano układ wlewowy, podano szczegółowym rozważaniem wybór typu, budowę i obliczenie układu wlewowego, oraz wiążący się ściśle z tym zagadnieniem przebieg stygnięcia odlewu. Rozdział kończy się opisem sposobów kontroli wymiarów rdzeni, formy i odlewu.

Rozdział VI mieści w sobie analizę wyposażenia modelowego, skrzynek formierskich i oprzyrządowania. Podano obliczenie kompensacyjnej krzywizny modeli łoż. Opisano konstrukcję i podano wymiary skrzynek formierskich do odlewów obrabiarkowych. Przeanalizowano tolerancje wymiarów elementów wyposażenia modelowego i oprzyrządowania.

Jak widać z powyższego zestawienia treści, książka mieści w sobie kolosalny materiał, który autor potrafił zmieścić na 264 stronach, dając wykład jasny, dobrze usystematyzowany, bez uproszczeń i skrótów. Skondensowana forma książki pociągnęła za sobą konieczność zwężenia lecz dostatecznie zrozumiałego języka.

Ponieważ książka przeznaczona była w oryginale dla czytelnika radzieckiego, dysponującego odpowiednimi źródłami i literaturą, pewne miejsca w książce mogą być mniej jasne dla polskiego czy-

telnika. Tłumacz wywiązał się ze swego zadania dobrze, dając poprawną polszczyzną wierny przekład oryginału.

Nasuwa się jednak szereg uwag dotyczących tekstu i tłumaczenia, które podajemy w celu nadania ewentualnemu drugiemu wydaniu „Odlewnictwa” jeszcze bardziej doskonałej formy.

Zbyt krótko i ogólnikowo została ujęta sprawa formowania kilku modeli w jednej skrzynce formierskiej (str. 11 w. 1 od dołu), zwłaszcza, że do tej kwestii nie powraca się już w dalszych rozdziałach. Ujęcie to aczkolwiek zrozumiałe wymaga szerszego omówienia, choćby dla czytelnika mniej przygotowanego. Uwaga ta dotyczy również następnego zdania mówiącego o powiększeniu ilości metalu przypadającej na jedną formę. Tu pożądane byłoby wyjaśnienie przez dodanie choćby krótkiego komentarza.

Tłumacz niewłaściwie przełożył rosyjski termin, Фармык, który nie oznacza naszego słowa fartuch, lecz zamek tokarski. Błąd ten występuje np. na stronach: 17, rys. 43, str. 127 i rys. 115.

Czytanie książki w znacznym stopniu utrudniają niestarannie wykonane rysunki układów formierskich. W wielu wypadkach wykonane są w zbyt małej skali (np. na stronie 32). Kontury odlewu winny być wykonane linią grubą, wyraźnie odznaczającą się na tle całości. Najgorzej wypada kreskowanie przekrojów; linie są za grube i zlewają się ze sobą. Zaciera to widok konturów i utrudnia obserwację rysunku.

Str. 38. Formowanie z modelu szkieletowego. Opis pozbawiony przykładu rysunkowego jest bardzo trudny do zrozumienia, należałoby zilustrować odpowiednim przykładem z praktyki.

Str. 45, w. 9 od dołu wymienienia maszyn formierskich Bφ2 konstrukcji radzieckiej, nie pokazując jej rysunku lub fotografii. Tekst staje się przez to trudny do zrozumienia ze szkoda dla czytelnika. To samo dotyczy innych typów maszyn wymienionych na dalszych stronach z wyjątkiem maszyny Bφ4, której fotografia mieści się na stronie 62. Jak pokazuje tablica 17 na str. 47 formierki te posiadają nie tylko różną charakterystykę i wielkość lecz również całkiem różną konstrukcję i przeznaczenie.

Książka poza tym nie jest przystosowana do potrzeb i możliwości polskiego czytelnika. Tłumacz w bardzo wielu miejscach posługuje się radzieckimi oznaczeniami surowców, materiałów formierskich, kontroli odlewów itp. Nie odstępując od zasady ścisłego przekładu, można ułatwić czytanie książki polskiemu czytelnikowi przez objaśnienie wymienionych symboli w odnośnikach pod tekstem, co tłumaczowi nie sprawiałoby trudności.

Strona 108, wiersz 20 od dołu — termin „gwiazdki” wymaga choćby krótkiego komentarza określającego, o jakie gwiazdki chodzi, a każdy czytelnik z reguły musi się namyślić zanim znajdzie trafną odpowiedź.

Strona 118, 4 w. od dołu. Warto byłoby napisać, jakie to kłopotliwe następstwa może wywołać odłożenie odpuszczania hartowanego odlewu na czas późniejszy.

Str. 119, 1 wiersz: Poczynając od 180°C twardość żeliwa odpuszczanego obniża się równomiernie ze wzrostem temperatury. Jest to niezgodne z wykresem rys. 105, z którego wynika, że twardość odpuszczonego żeliwa obniża się już od 100°C równomiernie. Należy poprawić wykres.

Str. 119, wiersz 13. Również zachodzi niezgodność tekstu z wykresem. Tym razem różnica wynosi 50°C. Wykres wykazuje max. wytrzymałości żeliwa przy temperaturze odpuszczania 400 ÷ 500°C, zaś tekst podaje przy 350 ÷ 450°C.

Str. 124, w. 25. Nie „brakowanie” lecz „brokowanie” (przypuszczalnie błąd drukarski). Zamiast termin „bukowanie” lepiej użyć powszechnie zresztą przyjęty polski wyraz „tulejowanie”.

Str. 126, w. 5. Punkt a) niezrozumiały, ponieważ nie można porównywać powierzchni wkładki (wielkość drugiego rzędu) z szerokością przewodnicy (wielkość pierwszego rzędu).

Str. 163 w. 1. Zdanie należy zilustrować przykładem rysunkowym. W ten sposób wykład zyska na jasności, bowiem nie jest pewne, o jakich elementach autor mówi: czy o ściankach, czy o nagromadzeniach metalu w ostrych kątach połączenia. Jeszcze mniej wyraźnie sprawa ma się z połączeniem Y. To samo dotyczy zdania zaczynającego się od wiersza 22.

Str. 186 — rys. 187 oraz str. 187 w. 6 ÷ 9. Brak na rysunku 187 wymiaru omawianego w tekście na str. 187. Nadto fotografia na rys. 187 jest bardzo nieczytelna.

W wielu przypadkach tłumacz posługuje się terminem „waga” zamiast ciężar, poza tym dość powszechnie występuje błąd w wymiarze ciężaru lub siły w kg zamiast w kG.

Wymienione usterki nie zmniejszają bynajmniej wysokiej wartości książki, której brak odczuwali szczególnie pracownicy zatrudnieni w przemyśle obrabiarkowym.

Mgr inż. Władysław Pac — PRÓBY MECHANICZNE W SPAWALNICTWIE. — Format A5, str. 168, rys. 203. PWT — Warszawa 1954. Cena zł 14.—.

W książce podzielonej na pięć rozdziałów podano wiadomości ogólne o rodzaju i zastosowaniu prób mechanicznych oraz omówiono szczegółowo cele, zakres stosowania, sposoby przeprowadzania badań i ocenę wyników niektórych prób stosowanych w spawalnictwie. Omówiono jedynie próby rozciągania różnego typu złącz spawanych i stopiwa, próby zginania, udarności i łamania złącz spawanych. Jak we wstępie do książki autor zaznaczył, podano opisy tylko tych prób kontrolnych, które powinny być wykonywane w zakładach do bieżącej kontroli produkcji. Zadaniem pośrednim tych prób jest podniesienie jakości prac spawalniczych.

W wiadomościach ogólnych scharakteryzowano główne wady wykonania spoin, rodzaje prób mechanicznych i ich zastosowanie do badań spoiw, sposobów spawania, kontroli spawaczy, kontroli wykonania i badań odbiorczych. Następnie omówiono sposoby przygotowania płyt próbnych.

W opisach poszczególnych prób podano charakterystykę prób i urządzeń do badań oraz szczegółowe wymiary próbek i sposoby prowadzenia badań. Ponieważ do oceny wyników badań jest nieodzowne znormalizowanie prób i metod badania, książka wypełnia pod tym względem bardzo poważną lukę w dziedzinie spawalnictwa. Książka będzie świetnym komentarzem do norm, które jak to wynika z załączonego wykazu norm, dotychczas są w chronicznym stadium „projektu”.

Natomiast podane w książce wytyczne oceny wymiarów prób i ich zastosowania — choć stanowią bardzo cenny materiał — nie wywiązują oceny subiektywnej i nie zastąpią norm obowiązujących. Zaletą książki jest wyczerpujące omówienie zalet i wad wielu prób z poszczególnych rodzajów stosowanych za granicą i szeregu prób rzadko używanych. Jednak do praktycznego korzystania z książki konieczne jest posiadanie w dużym zakresie wiadomości z wytrzymałości materiałów i „metalurgii spawalniczej”. Z tych względów książka będzie bardziej przydatna pracownikom laboratoriów wytrzymałościowych i kontroli technicznej niż warsztatowcom.

Przy czytaniu książki nasuwają się następujące zastrzeżenia:

Zamknięcie otworu kółkiem wg. rys. 60 po wycięciu korka próbnego nie zastąpi osłabionego przekroju w elemencie przenoszącym obciążenie. Z rys. 71 nie wynika sposób założenia próbki w rewersorze.

Nie można się zgodzić z podanym sposobem określenia wytrzymałości próbki po obróbce, przy przyjęciu pierwotnej grubości dla próbek z przesuniętymi krawędziami (rys. 85). Wyniki nie będą w niczym porównywalne, gdyż otrzyma się wartości zaniżone.

Do niewłaściwych określeń należy zaliczyć np. spawanie „łukiem metalowym” zamiast łukowe elektrodą metalową (str. 28, 29); „średnica spoiwa” zamiast średnica elektrody (str. 30).

Pomimo podanych wyjaśnień trudno jest zrozumieć cel próby rozciągania spoiny (str. 74). O ile w próbie rozciągania stopiwa (str. 81) bada się materiał stopionych przy spawaniu elektrod (a nie mieszaninę stopionego materiału rodzimego i stopiwa), to w próbie spoiny wg. rys. 91, 92, 93, zostanie zbadany również tylko materiał stopiwa. Mieszanina materiału rodzimego i stopiwa z elektrody wystąpi tylko w ściegach ułożonych bezpośrednio na materiale w strefie wtopienia.

Dużo miejsca poświęcono próbie zginania złącz spawanych, która umożliwia w prosty sposób oceny jakości złącza i pracy spawacza. Jest to próba bardzo ostra, gdyż zewnętrzne warstwy próbki otrzymują duże wydłużenia. Podana szczegółowa charakterystyka prób i sposób przeprowadzenia badań ułatwią wykonawcom praktyczne ich zastosowanie. Zastosowanie do prób zginania pomiaru wydłużeń (str. 113) nie wydaje się celowe, co zresztą potwierdza również i autor (str. 102). Z przytoczonych wzorów można dojść do wniosku, że kąt zgięcia próbki stanowiący kryterium wyniku badania nie ma znaczenia. W rzeczywistości w badaniach warsztatowych pomiaru wydłużeń nie stosuje się.

Próba udarności złącz spawanych jest próbą raczej laboratoryjną. Ze względu na niejednorodność strukturalną spoiny wykonanie tylko kilku prób ze złącza może dać zupełnie przypadkowe wyniki. Dopiero wykonanie całej serii prób daje obraz zmian udarności na przekroju całego złącza (wg Cabelki).

Oceniając pozytywnie pracę jako jeszcze jedną pozycję w polskiej literaturze spawalniczej należy wziąć pod uwagę to, że zaleceń podanych w podręczniku nikt nie będzie stosował, o ile nie będzie rygoru w formie przepisu lub normy. A że konieczność takich rygorów istnieje świadczą wprost niewiarogodne fakty złej jakości prac spawalniczych.

Prof. dr inż. Kornel Wesotowski — METALOZNAWSTWO T. I, BADANIE METALI. — Format B5, str. 376, rys. 400, tabl. 41. PWT — Warszawa 1954. Cena zł 37.—.

W polskiej literaturze technicznej odczuwało się dotychczas poważny brak odpowiedniego opracowania książkowego z zakresu metaloznawstwa na poziomie szkół akademickich. Wprawdzie przed wojną wydane zostały trzy książki z metaloznawstwa: prof. Anzysca, prof. Broniewskiego i prof. Czipińskiego, które jednak z powodu szybkiego rozwoju nowoczesnego metaloznawstwa należy uważać za przestarzałe. Do tej pory poza tłumaczeniami z języków obcych oraz wydaniem skryptowym brak było książki, która na właściwym poziomie szeroko i niefragmentarycznie omawiałaby zagadnienia natury teoretycznej i praktyczno-laboratoryjnej nowoczesnego metaloznawstwa.

Z wielkim uznaniem należy powitać pierwszy tom trzypięciotomowej pracy prof. dr K. Wesotowskiego.

Rozdział I zawiera podstawowe wiadomości o budowie materii ze szczególnym uwzględnieniem krystalicznej budowy metali. Po krótkim wstępie historycznym na temat poglądów o budowie materii podano współczesną teorię budowy atomu oraz typy wiązań atomowych. W rozdziale tym podano również zasady krystalografii, przy czym należy podkreślić jasne i proste sformułowania niektórych pojęć, które dotąd ujmowane były w sposób mniej zrozumiały i bardziej zawiły. Przykładem tego może być przedstawienie budowy siatki diamentu.

W rozdziale II podano podstawowe wiadomości o krystalizacji i strukturze czystych metali. W dziale tym podano również krótki przegląd metod otrzymywania pojedynczych kryształów.

O krystalizacji i strukturze stopów mowa jest w rozdziale III, przy czym w rozdziale tym podano również sposoby badania metali i stopów metodami cieplnymi. Należy podkreślić, że w dotychczasowej literaturze brak było odpowiedniego zestawienia opisu metod i przyrządów, stosowanych do badania fizycznych metali i stopów.

Rozdział IV, ujmujący analizę metalograficzną metali i stopów, podaje nie tylko sposoby wykonywania prób mikro- i makroskopowych, lecz również omawia budowę typowych spotykanych najczęściej w laboratoriach mikroskopów, łącznie z zasadą działania mikroskopu elektronowego. Wiadomości zawarte w tym rozdziale mogą być wielką pomocą nie tylko dla studentów przy ćwiczeniach laboratoryjnych, lecz również dla pracowników w laboratoriach metalograficznych przy zakładach przemysłowych.

Krótki zarys podstawowych wiadomości o badaniach rentgenograficznych metali i stopów zawiera rozdział V.

W rozdziale VI podano sposoby badania własności mechanicznych metali i stopów. Oprócz typowych prób wytrzymałościowych podano jeszcze sposoby przeprowadzenia badań w temperaturach podwyższonych i obniżonych.

Badania elektrycznych własności metali i stopów ujęte zostały w rozdziale VII, a badania własności magnetycznych w rozdziale VIII. Krótki przegląd metod badań nieniszczących zawarty jest w rozdziale IX. Również krótko w rozdziale X podano zasady

fizycznych i chemicznych metod analizy metali i stopów. W zestawieniu tym pominięto stosowaną często w praktyce analizę kropelkową.

Ostatni X rozdział książki omawia korozję metali i stopów. Oprócz omówienia różnych rodzajów korozji podano również wyjaśnienia pasywności metali i podstawowe sposoby walki z korozją.

Wydaje się, że autor prawdopodobnie przeoczył umieszczenie za rozdziałem VI opisu prób technologicznych, stosowanych również jako próby odbiorcze obok prób wytrzymałościowych.

Na ostatniej stronie książki podano spis literatury. Bardziej celowe byłoby umieszczenie krótkich zestawień literatury specjalnej za każdym rozdziałem, co ułatwiłoby w dużej mierze szybkie odnalezienie źródeł bardziej szczegółowych.

Na zakończenie należy nadmienić, że książka będzie dużą pomocą dla magistrów, inżynierów mechaniki i studentów wyższych szkół mechanicznych. Szata graficzna książki jest bardzo staranna.

Prof. dr inż. Egon Dworzak

I. Mieszczerski — ZBIÓR ZADAŃ Z MECHANIKI. Tłum. z jęz. ros. Andrzej Solarzski. Format B5, stron 375, liczne rysunki. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa, 1954. Cena zł 29,50.

„Zbiór zadań z mechaniki” wydany został po raz pierwszy w 1914 r. wg koncepcji i pod redakcją I. Mieszczerskiego. W opracowaniu pierwszego wydania udział wzięli wykładowcy mechaniki b. Petersburskiego Instytutu Politechnicznego. Powodzenie, jakim cieszyła się ta książka w Rosji i w Związku Radzieckim, spowodowało, że już w 1936 r. (po śmierci I. Mieszczerskiego) osiągnęła 10 wydań. Tłumaczenia na język polski dokonano z wydania dwiętnastego.

Jak informują przedmowy do kolejnych wydań tej książki, była ona stopniowo uzupełniana i rozszerzana nowymi działami i w wydaniu 16 osiągnęła postać, w jakiej udostępniono ją czytelnikowi polskiemu. Pracę nad przygotowaniem i uzupełnieniem poszczególnych wydań wykonał zespół wykładowców wydziałów mechanicznych Leningradzkiego Instytutu Politechnicznego, częściowo przy udziale wykładowców mechaniki innych leningradzkich wyższych uczelni.

„Zbiór zadań z mechaniki” podzielony jest na 4 części: Statyka ciała sztywnego, Kinematyka, Dynamika, Teoria drgań — w których zadania, uszeregowane w sposób systematyczny, od łatwiejszych do trudniejszych i zgodnie z klasycznym programem nauczania, obejmują całokształt mechaniki teoretycznej; w całości książka zawiera 1363 zadania.

W większości zadania są ilustrowane dobrze i przejrzystie opracowanymi rysunkami, przy czym po każdym zadaniu podana jest odpowiedź.

Obok trafnego doboru zadań należy podkreślić dość dobre nawiązanie treści zadań do zagadnień praktycznych. Z tych względów książka nadaje się w pierwszym rzędzie jako pomoc przy nauczaniu mechaniki na uczelniach technicznych. Wydanie polskie książki przeprowadzono bardzo starannie.

Należy się spodziewać, że omyłkowo podane „wydanie trzecie” (w języku polskim) — wobec braku w naszej literaturze podobnego zbioru zadań z mechaniki — w niedługim czasie stanie się faktem dokonany.

W. K.

Dokończenie ze str. 58

przypadkach dla remontów kapitalnych i ewentualnie średnich maszyn“ dopuszcza istnienie przedsiębiorstw remontowych, baz sprzętu itp. w ramach Centralnego Zarządu lub Ministerstwa. Instrukcja nr 30 przewidywała istnienie baz warsztatów centralnych, okręgowych przedsiębiorstw remontowych itp. i podkreślała celowość ich organizacji.

Instrukcja ramowa (załącznik do Zarządzenia nr 214) mówi, że pracochłonność remontów może być wyrażona w jednostkach, trzeba się więc domyślać, że nie stawia ona zasadniczego sprzeciwu stosowaniu innych metod.

Instrukcja nr 30 nazywa siebie również instrukcją ramową, ale poleca wydanie przez CZP tylko szczegółowych zarządzeń dotyczących organizacji i zharmonizowania przebiegów planowania, wykonania i odbioru wykonywanych remontów, oraz uzupełnienia i komentarza do in-

strukcji. Zarządzenie nr 214 przerzuca całkowite opracowanie instrukcji branżowych na odpowiednie Ministerstwa dając na to kilka miesięcy czasu. Takie potraktowanie sprawy stwarza możliwość opracowania instrukcji branżowych w sposób zasadniczo przystosowanych do różnych warunków istniejących w różnych gałęziach. Należałoby sobie życzyć, aby instrukcje te były tak opracowane żeby naprawdę przyczyniły się do pełnego zastosowania tego bardzo cennego dla gospodarki narodowej systemu planowo-zapobiegawczych remontów a nie przysłoniły tej rzeczywistej wartości grubą warstwą papieru, formularzy, druków itp., które przecież same nie wykonają remontów, ale logicznie potraktowane mogą w znacznym stopniu uporządkować je i zorganizować, a przez to ułatwić ich realizację.

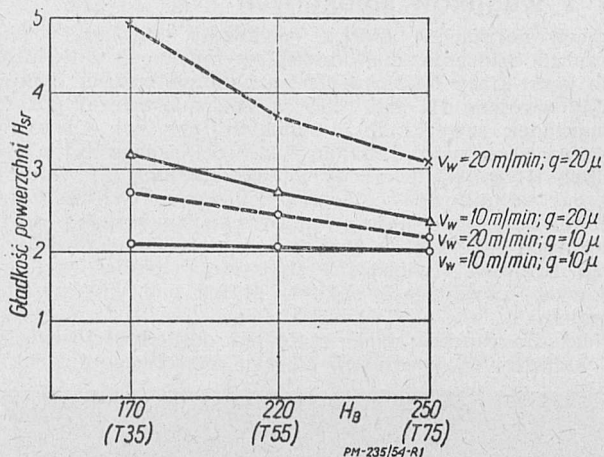
Inż. Jan Gruchalski

WYDAWCA: NACZELNA ORGANIZACJA TECHNICZNA, WARSZAWA, Czackiego 3/5

Komitet Redakcyjny: mgr inż. PAWEŁ KOSIERADZKI, mgr inż. STANISŁAW KULESZA, dr inż. JAN OBALSKI, inż.-mech. FELIKS MATCZYŃSKI, prof. dr inż. ALEKSY PIATKIEWICZ, prof. mgr inż. ZDZISŁAW RYTEL, mgr inż. LECH STRZELECKI, prof. mgr inż. JÓZEF ZAGÓRSKI, mgr inż. EDWARD ŻMIHORSKI
Redaktor Naczelny: prof. mgr inż. MARIAN WAKALSKI
Z-ca Redaktora Naczelnego: inż.-mech. WŁADYSŁAW KAWĘCKI
Sekretarz redakcji: JULIA KULINICZ
Redaktor techniczny: JÓZEF IŻYCKI

Z badań nad doбором warunków szlifowania stali

W ramach szeroko zaplanowanej pracy badawczej nad doбором warunków szlifowania, ukończony został etap dotyczący szlifowania niektórych gatunków stali węglowych i stopowych. Na podstawie dotychczas przeprowadzonych



Rys. 1. Zależność gładkości powierzchni od gładkości skrawania, szybkości skrawania i twardości stali.

prób szlifowania wałków uzyskano cały szereg ciekawych wyników, rozszerzających wyniki dotychczas publikowane przez literaturę fachową. Badania obejmują wpływ materiału, ziarnistości, twardości i szerokości ściernicy, wpływ

gatunku materiału obrabianego oraz jego twardości, wpływ szybkości obwodowej ściernicy, szybkości obwodowej wałka, posuwu i głębokości skrawania — na gładkość powierzchni obrabianej, na wydajność szlifowania, ubytek ściernicy, siłę i moc skrawania. Zakres badań obejmuje stale węglowe o wytrzymałości $R_r = 45...95$, stale stopowe, stale narzędziowe węglowe i stopowe — ściernice karborundowe i elektrokorundowe o twardościach I...Q, ziarnistościach 24...180 i szerokościach 30...90 mm. Zakres warunków szlifowania: szybkość obwodowa ściernicy $v_s = 5...35$ m/sek, szybkość obwodowa wałka $v_w = 5...20$ m/min, posuw $p = 7,5...30$ mm/obr, głębokość $g = 5...30$ mikronów.

Badania przeprowadza się na specjalnie do tego celu przebudowanej szlifierce dającej możliwość bezstopniowej regulacji obrotów i posuwów. Pomiarów gładkości dokonuje się na profilografii Brusha, pozwalającym na mierzenie nierówności powierzchni rzędu dziesiątych części mikrona.

Poniżej dla przykładu na rys. 1 podano jeden z wielu wykresów obrazujących wpływ poszczególnych parametrów na gładkość powierzchni. Wykres ten podaje wpływ twardości obrabianego materiału, głębokości skrawania g , i szybkości obwodowej wałka v_w dla stali węglowych T 35, T55 i T75, ściernicy karborundowej 30/36, I o szerokości $B = 70$ mm przy posuwie $p = 14$ mm/obr i chłodzeniu emulsją olejową E o stężeniu 5% przy wydajności $Q = 20$ l/min.

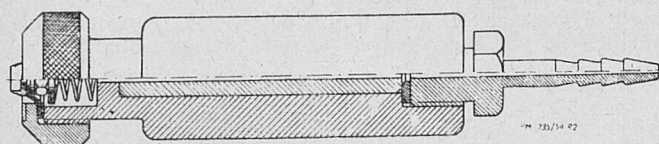
Wyniki wykonanej pracy posłużą do sporządzenia tablic zalecających stosowanie optymalnych warunków szlifowania przebadanych gatunków stali.

mgr inż. Adam Bułat

Pneumatyczny komparator do kontroli gładkości

Warsztatowa kontrola gładkości polega zazwyczaj na porównaniu powierzchni wyrobu z powierzchnią wzorcową, przy czym taka ocena wzrokowa lub dotykowa odznacza się subiektywnością i ogranicza do powierzchni, dla których średnia wysokość chropowatości jest większa od 1 mikrona.

Obiektywność oceny, jak też rozszerzenie jej zakresu na powierzchnie bardziej gładkie można uzyskać przez zastosowanie komparatorów dających porównawcze, liczbowe wskaźniki gładkości. Między innymi stosowano dotychczas do tego celu pneumatyczne czujniki typu „Solex” zamieniając ich normalną końcówkę mierniczą na samoustauną dyszkę Polańskiego (rys. 2).



Rys. 2. Samoustauną dyszka Polańskiego.

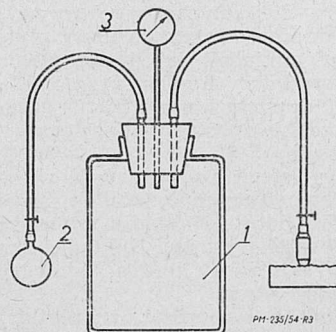
W komparatorach tego typu miarą gładkości jest ciśnienie powietrza, którego wartość jest funkcją przestrzeni ograniczonej krawędzią dyszki i wgłębieniami nierówności powierzchni, tzn. wielkością pola wylotu powietrza z komory czujnika „Solex”.

Pewną niedogodnością tej metody jest uzależnienie stanowiska pomiarowego od źródła sprężonego powietrza, ponadto przeszkodę w jej rozpowszechnieniu na terenie polskiego przemysłu stanowi słabe wyposażenie w czujniki pneumatyczne przy pełnym wykorzystaniu posiadanych czujników typu „Solex” do innych celów pomiarowych.

Tani, prosty i możliwy do wykonania we własnym zakresie jest gładkościowy komparator pneumatyczny, działający na odmiennym zasadzie, opracowany i wypróbowany w Instytucie Obrabiarek i Obróbki Skrawaniem.

Zasadę działania i budowę komparatora wyjaśnia schemat podany na rys. 3.

Zbiornikiem sprężonego powietrza jest butla szklana 1 o pojemności ok. 1 litra. Do sprężania powietrza służy gruszka gumowa 2 z wentylem jednokierunkowym, połączona ze zbiornikiem giętką rurką gumową. Ciśnienie panujące w zbiorniku wskazuje manometr sprężynowy 3 o zakresie mierniczym 0-200 mm Hg. Sprężone powietrze wypływa dyszką, której wylot spoczywa na powierzchni badanej. Miarą porównawczą gładkości jest czas wypływu powodującego określony spadek ciśnienia $p = p_1 - p_2$, przy czym wartości p wynoszą od 250 ÷ 100 mm Hg, wartości p_2 od 150 do 50 mm Hg w zależności od klasy gładkości, sprawdzanych powierzchni, a czasy wypływu mierzone chronometrem nie przekraczają 3 minut. Czas wzorcowy ustala



Rys. 3. Schemat komparatora pneumatycznego.

się przy cechowaniu przyrządu na powierzchni wzorcowej obrabianej tym samym sposobem obróbki i w warunkach skrawania zbliżonych do warunków stosowanych przy produkcji kontrolowanych wyrobów, przy czym wartość H_{sr}

dla powierzchni wzorcowej powinna odpowiadać największej, jeszcze dopuszczalnej chropowatości powierzchni wyrobów. Uzyskany przy cechowaniu przyrządu na powierzchni wzorcowej czas jest graniczny, to znaczy gładkość powierzchni sprawdzanych, dla których czas ten będzie dłuższy od granicznego zostaje uznana za właściwą, krótsze czasy uzyskania określonego przy cechowaniu spadku ciśnienia dyskwalifikują sprawdzaną powierzchnię, gdyż dowodzą gładkości gorszej od wymaganej.

Próby przyrządu tej konstrukcji przeprowadzone w IOOS wykazały wysoką jego czułość i dobrą powtarzalność wyników pomiaru. Komparator ten może być stosowany dla po-

wierzchni płaskich oraz — po drobnych zmianach konstrukcyjnych w końcówce mierniczej — dla powierzchni wałków i otworów, obrobionych dowolnym sposobem obróbki. Dotychczas stwierdzono doświadczalnie prawidłowość działania komparatora w klasach gładkości od 1 do 10, przy czym istnieje prawdopodobieństwo rozszerzenia jego zakresu stosowności również na wyższe klasy gładkości.

Instytut Obrabiarek i Obróbki Skrawaniem zamierza uruchomić w r. 1954 produkcję komparatorów tego typu, a zakładom pragnącym wykonać komparator we własnym zakresie udostępni dokumentację przyrządu.

mgr inż. Andrzej Sadowski

Badania importowanych nakładek z węglików spiekanych

Na życzenie jednej z krajowych central handlu zagranicznym przeprowadzono w IOOS badania nakładek z węglików spiekanych produkcji szwedzkiej, duńskiej i czeskiej.

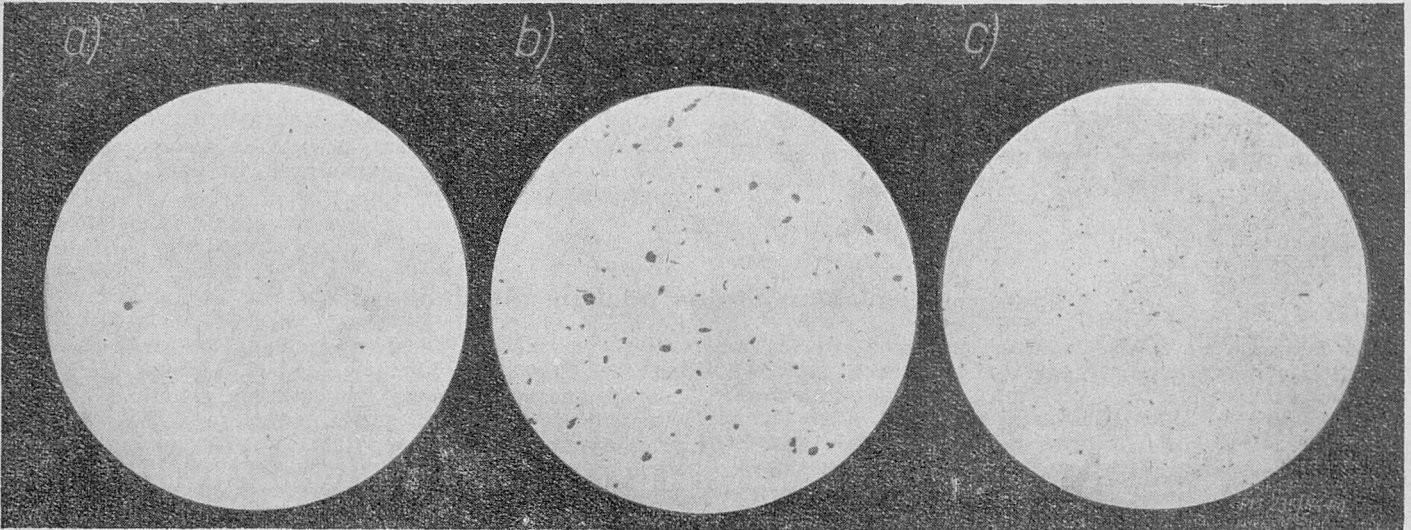
Celem pracy było stwierdzenie jakości importowanych nakładek w celu wytypowania gatunków najlepszych.

- Badania obejmowały:
- kontrolę dokładności wymiarowej,
 - kontrolę dokładności kształtowej,
 - pomiary ciężaru właściwego,
 - pomiary twardości zewnętrznej na przełomie,
 - badania struktury i nieciągłości materiałowej,
 - badania zdolności skrawnych.

Badaniom poddano płytki szwedzkie C 20 gatunku S1 i H1, duńskie A 20, G 16 i G 12 gatunku S2 i G1 oraz czeskie A20 gatunku S1 i D8 gatunku H1 (łącznie 31 szt.).

nicznych normach odbioru wykazały nakładki czeskie. Z punktu widzenia dokładności wymiarowej zakwalifikowano je do klasy III. Twardość uznano za średnią. Nakładki czeskie zarówno H1 jak i S1 są znacznie więcej porowate od nakładek szwedzkich i duńskich (rys. 4c). Obserwacja struktury oraz wyniki badań zdolności skrawnej nakładek czeskich H1 zakwalifikowały je jako gatunek G1. Odpowiadają one gatunkowo krajowym nakładkom G1. Na korzyść nakładek czeskich należy zanotować zwiększoną grubość płytek typu A20. Jest to bardzo korzystne, bowiem doświadczenia krajowe stwierdzają zbyt małą grubość nakładek krajowych, powodującą pękanie płytek pod większymi obciążeniami.

Nakładki duńskie pod względem dokładności wymiarowej, kształtowej, twardości, ciężaru właściwego i struktury



Rys. 4. a) — struktura płytki szwedzkiej H1. Pow. 100x. b) — struktura płytki duńskiej G1. Pow. 100 x. c) — struktura płytki czeskiej H1. Pow. 100 x.

Badania przeprowadzono zgodnie z projektem normy*) RN-53/MPM-25022 (projekt): „Węgliki spiekane. Nakładki na narzędzia skrawające. Techniczne warunki odbioru“.

Z przebadanych nakładek z węglików spiekanych najwyższą jakość wykazały nakładki szwedzkie. Nakładki szwedzkie pod względem dokładności wymiarowej i kształtowej zakwalifikowano do klasy I, tzn. do klasy płytek radzieckich. Zarówno wymiary nakładek jak i odchylenia od płaskości i równoległości zasadniczych płaszczyzn nakładek nie przekraczały wartości dopuszczalnych dla I gatunku nakładek.

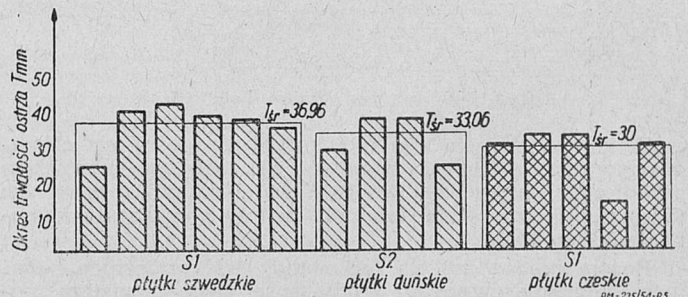
Nakładki szwedzkie posiadały najlepszą gładkość powierzchni (klasa ∇7 i ∇8).

Ciężar właściwy, strukturę, twardość warstwy zewnętrznej i warstw wewnętrznych nakładek szwedzkich ocenić można, jako bardzo dobre. Nakładki szwedzkie gatunku H1 są niemal bezporowate (rys. 4a). Nakładki szwedzkie wykazały również przy skrawaniu żeliwa i stali (rys. 5) największe okresy trwałości ostrza.

Reasumując należy stwierdzić, że płytki szwedzkie odpowiadały pod względem jakości płytkom produkcji radzieckiej.

Największe odchylenia od wartości przepisanych w tech-

oznano jako b. dobre. Badania struktury oraz wyniki prób skrawania nakładek duńskich G1 wykazały, iż należy je uznać za gatunek H1 (rys. 4b). Zdolność skrawna nakładek duńskich S2 jest nieco lepsza od nakładek czeskich S1.



Rys. 5. Okresy trwałości płytek zagranicznych gatunku S1 i S2.

Przedstawione wyniki oparte są tylko na badaniach płytek dostarczonych przez firmę zlecającą.

mgr inż. Andrzej Józefik

*) Opracowanie IOOS.

Elektryczne tensometry oporowe

Wpływ różnicy oporności i współczynnika czułości odkształceniowej „ k ” tensometrów czynnego i kompensacyjnego na dokładność pomiarów

W Instytucie Metaloznawstwa i Aparatury Naukowo-Laboratoryjnej obok prac doświadczalnych odnośnie zastosowania elektrycznej tensometrii oporowej prowadzone są również niektóre prace teoretyczne, związane ściśle z wyżej wspomnianym tematem.

W niniejszej notatce podano wyniki analizy rachunkowej przeprowadzonej przez autora dotyczące wpływu różnicy oporności i współczynnika czułości odkształceniowej k tensometrów czynnego i kompensacyjnego na dokładności pomiarów.

Przy pomiarze odkształceń metodą elektrycznej tensometrii oporowej stosuje się tensometr kompensacyjny, w celu wyeliminowania wpływu temperatury. Tensometr czynny łączy się do jednej gałęzi mostka Wheatstone’a a tensometr kompensacyjny do sąsiedniej (rys. 1). Tensometr kompensacyjny jednakże tylko wówczas spełni należycie swe zadanie, gdy uwzględnione będą następujące warunki:

1) oporność tensometru kompensacyjnego winna być równa oporności tensometru czynnego;

2) tensometr kompensacyjny i tensometr czynny winny być wykonane w identyczny sposób, to znaczy, że do produkcji ich winny być użyte te same materiały, jak drut oporowy, papier lub celuloide na podkładkę nośną oraz klej. Inaczej mówiąc winny one posiadać ten sam współczynnik czułości odkształceniowej k ;

3) tensometr kompensacyjny winien być naklejony tym samym klejem co i tensometr czynny, przy czym należy go nakleić na sztabce wykonanej z tego samego materiału, na jakim naklejono tensometr czynny. Oba tensometry należy umieścić możliwie blisko siebie ze względu na dokładność pomiaru.

Spełnienie trzeciego warunku nie sprawia w praktyce specjalnych trudności. Należy jedynie więcej uwagi poświęcić warunkom pierwszemu i drugiemu, w celu poznania wpływu, jaki może mieć niespełnienie tych warunków na dokładność dokonywanych pomiarów.

I. Wpływ niespełnienia warunku pierwszego

Jeżeli w czasie przeprowadzania pomiaru temperatura otoczenia ulegnie zmianie, wówczas w przypadku nierówności oporności tensometrów kompensacyjnego i czynnego, przyrosty ich oporności spowodowane zmianą temperatury nie będą równe, co oczywiście odbije się na dokładności uzyskanych wyników.

Analiza rachunkowa zagadnienia prowadzi do następującego wzoru:

$$r_{\max}^{\circ} \leq \frac{R_c \varepsilon_{\max} \cdot k}{\alpha_0 \Delta t + (\alpha - \alpha_1) \Delta t k - \varepsilon_{\max} k}; \quad [1]$$

gdzie: $r = R_k - R_c$ — różnica oporności między tensometrem kompensacyjnym i czynnym,

R_k — oporność tensometru kompensacyjnego,

R_c — oporność tensometru czynnego,

k — współczynnik czułości odkształceniowej tensometrów, α_0 — termiczny współczynnik oporności drutu, z którego wykonano tensometry,

Δt — przyrost (względnie spadek) temperatury otoczenia w czasie pomiaru,

α — współczynnik rozszerzalności liniowej materiału podłoża (przedmiotu) na którym naklejono tensometry,

α_1 — współczynnik rozszerzalności liniowej materiału, z którego wykonano drut oporowy tensometrów,

$\varepsilon_{\max}$ — maksymalny dopuszczalny błąd pomiaru, wyrażony w mierze odkształcenia jednostkowego.

Podana wyżej wartość $r_{\max}$ stanowi graniczną dopuszczalną wielkość różnicy oporności tensometrów kompensacyjnego

go i czynnego przy założonym przez nas maksymalnym błędzie pomiaru $\varepsilon_{\max}$ spowodowanym tą różnicą.

Stosowane mostki pomiarowe, np. typu Philipsa posiadają skalę odczytową, wycechowaną z dokładnością do $\varepsilon = 0,01\%$ (najmniejsza podziałka skali), przy czym przy pewnej wprawie można z dostateczną jeszcze dokładnością dokonać odczytu na oko w granicach 0,2 najmniejszej podziałki skali, czyli z dokładnością do $\varepsilon = 0,002\%$.

W załączonych tablicach podano dla przykładu wyliczone wartości maksymalnej dopuszczalnej różnicy oporności dla czterech tensometrów konstantanowych o opornościach nominalnych: 120, 350, 500 i 600 omów. Założono, że: $\Delta t = 10^\circ\text{C}$, $\alpha_0 = \pm 0,03 \cdot 10^{-3}$ i $\alpha_1 = 0,0152 \cdot 10^{-3}$ (dla konstantanu $k = 2,1$) i że tensometry pracują na podłożu stalowym posiadającym współczynnik $\alpha = 0,0119 \cdot 10^{-3}$ (patrz tablica I) oraz dla porównania na podłożu aluminium którego współczynnik $\alpha = 0,0244 \cdot 10^{-3}$.

TABLICA I. Maksymalna dopuszczalna różnica oporności tensometrów konstantanowych pracujących na podłożu stalowym przy założonych $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ i $\varepsilon_{\max} = 0,002\%$.

Oporność nominalna tensometru w omach	Maksymalna dopuszczalna różnica oporności tensometrów wg wzoru [1], Ω	
	przy $\alpha_0 > 0$	przy $\alpha_0 < 0$
120	$r_{\max} \leq 2,25$	$r_{\max} \leq 1,34$
350	$r_{\max} \leq 6,54$	$r_{\max} \leq 3,91$
500	$r_{\max} \leq 9,35$	$r_{\max} \leq 5,59$
600	$r_{\max} \leq 11,22$	$r_{\max} \leq 6,70$

Za maksymalny dopuszczalny błąd pomiaru przyjęto $\varepsilon_{\max} = 0,002\%$.

Wnioski

Wyżej podane wyniki pouczają, że przy produkcji i segregacji wykonanych tensometrów pod względem ich oporności należy mieć na uwadze najgorsze warunki ich pracy. Warunki takie zachodzą przy pomiarze naprężeń na przedmiotach aluminium, co tłumaczy się największym współczynnikiem rozszerzalności liniowej tego metalu.

TABLICA II. Maksymalna dopuszczalna różnica oporności tensometrów konstantanowych pracujących na podłożu aluminium o współczynniku rozszerzalności liniowej $\alpha = 0,0244 \cdot 10^{-3}$ przy założonych $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ i $\varepsilon_{\max} = 0,002\%$.

Oporność nominalna tensometru w omach	Maksymalna dopuszczalna różnica oporności tensometrów wg wzoru [1], Ω	
	przy $\alpha_0 > 0$	przy $\alpha_0 < 0$
120	$r_{\max} \leq 1,03$	$r_{\max} \leq 4,54$
350	$r_{\max} \leq 3,01$	$r_{\max} \leq 13,2$
500	$r_{\max} \leq 4,29$	$r_{\max} \leq 18,0$
600	$r_{\max} \leq 5,15$	$r_{\max} \leq 22,7$

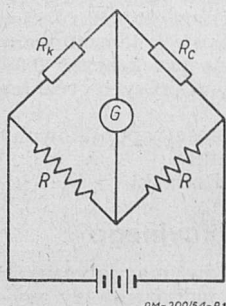
Z tablicy II wynika, że przy założonych tutaj warunkach maksymalna dopuszczalna różnica oporności tensometrów $r_{\max} \cong 0,86\%$. Dla celów praktycznych można warunek ten nieco złagodzić bez większego uszczerbku dla dokładności pomiarów przyjmując $r_{\max} \leq 1\%$.

II. Wpływ niespełnienia warunku drugiego

Jeżeli w czasie przeprowadzania pomiaru temperatura otoczenia ulegnie zmianie, wówczas w przypadku istnienia różnicy między wartością współczynnika k tensometrów czynnego i kompensacyjnego przyrosty ich oporności nie będą równe, co wpłynie na dokładność otrzymanych wyników.

Szczegółowa analiza rachunkowa prowadzi do następującego wzoru:

$$\psi_{\max} \leq \frac{k_c \varepsilon_{\max}}{(\alpha - \alpha_1) \Delta t}; \quad [2]$$



Rys. 1. Obwód mostka Wheatstone’a z tensometrami.

gdzie: k_c — współczynnik czułości odkształceniowej tensometra czynnego; pozostałe oznaczenia przyjęto jak we wzorze [1].

Otrzymana wartość ψ_{max} stanowi graniczną dopuszczalną wielkość różnicy współczynników czułości odkształceniowej k tensometrów czynnego i kompensacyjnego, przy założonym maksymalnym błędzie pomiaru ϵ_{max} , spowodowanym tą różnicą.

TABLICA III. Maksymalna dopuszczalna różnica współczynników czułości odkształceniowej tensometrów konstantanowych, pracujących na podłożu stalowym, mosiężnym i aluminium, przy założonej różnicy temperatur $\Delta t = 10^\circ C$ i $\epsilon_{max} = 0,002\%$. $k_c = 2,1$

Materiał podłoża	Maksymalna dopuszczalna różnica współczynników czułości tensometrów wg wzoru [2]	Maksymalna dopuszczalna różnica współczynników czułości tensometrów ψ_{max} w %
Stal $\alpha = 0,0119 \times 10^{-3}$	0,1273	6,06
Mosiądz $\alpha = 0,019 \times 10^{-3}$	0,1105	5,27
Aluminium $\alpha = 0,0244 \times 10^{-3}$	0,0457	2,18

W tablicy III podano dla przykładu wyliczone ze wzoru [2] wartości maksymalnej dopuszczalnej różnicy współczynników czułości ψ dla tensometrów wykonanych z drutu konstantanowego ($\alpha_1 = 0,0152 \cdot 10^{-3}$) pracujących na podłożu stalowym, mosiężnym i aluminium.

Wnioski

Z przeprowadzonej analizy zagadnienia oraz z załączonej tablicy wynika, że dla uniknięcia błędu pomiaru spowodowanego

wanego różnicą między współczynnikami k tensometrów czynnego i kompensacyjnego, przy założonej zmianie temperatury otoczenia, różnica ta winna być najmniejsza w przypadku zużycia tensometrów do pomiaru odkształceń na przedmiotach aluminiowych.

Dla tensometrów konstantanowych różnica współczynników nie powinna przekraczać w zaokrągleniu do drugiego znaku po przecinku 0,05.

Przy zastosowaniu tych samych tensometrów do pomiarów na przedmiotach mosiężnych, wspomniana różnica może wynosić około 0,11 oraz na przedmiotach stalowych 0,13.

W praktycznym zastosowaniu wyżej przytoczonych wyników należy wziąć pod uwagę, że podawane przez producentów nominalne wartości współczynnika czułości k są obciążone pewnym błędem zawierającym się normalnie w granicach od $\pm 1\%$ do $\pm 2\%$.

Jeżeli przyjmujemy, że wartość współczynnika k podana jest z dokładnością $\pm 2\%$, wtedy w celu nieprzekraczania wymienionych w tablicy dopuszczalnych wartości ψ_{max} należy przy pomiarach stosować tensometry o następujących maksymalnych różnicach wartości nominalnych współczynnika k :

1. W przypadku pomiarów na przedmiotach aluminiowych tensometry czynne i kompensacyjne należy dobierać o jednakowym współczynniku nominalnym k .

2. Przy pomiarach na przedmiotach mosiężnych różnica między nominalną wartością współczynników k tensometrów czynnego i kompensacyjnego nie powinna przekraczać 0,03.

3. Przy pomiarach na przedmiotach stalowych różnica ta nie powinna przekraczać 0,05.

Szczegółowy wywód podanych zależności opublikowany będzie w „Pracach Instytutów Mechaniki”

Z. Roliński

Wzbudnik z rdzeniami z materiałów magnetycznych do hartowania indukcyjnego

Nagrzewanie indukcyjne znajduje coraz szersze zastosowanie w przemyśle metalowym. Jednakże czynnikiem, który w pewnej mierze powstrzymuje jego rozwój jest konieczność kosztownych inwestycji. Szczególnie dotyczy to hartowania przedmiotów stosunkowo dużych lub też o bardzo skomplikowanych kształtach. Jednym z ostatnio lansowanych za granicą rozwiązań tego zagadnienia jest zastosowanie specjalnych wzbudników, które pozwalają na użycie generatorów o małej mocy do hartowania powierzchniowego dużych przedmiotów.

Wzbudniki takie posiadają rdzenie z materiałów ferromagnetycznych, które umożliwiają bardzo silną koncentrację energii na jednostkę powierzchni (około 7 kW/cm^2). Hartowanie indukcyjne przy użyciu wzbudników z rdzeniami można by porównać do hartowania płomieniowego, gdzie również mamy skoncentrowaną dużą energię cieplną na małym odcinku.

Wzbudniki z rdzeniami posiadają ściśle określone kształty, są wprawdzie drogie w wykonaniu, ale znajdują zastosowanie bardzo różnorodne.

Jednym z typowych zastosowań jest hartowanie indukcyjne kół zębatach metodą zęb po zębie poprzez wręby, hartowanie szyjek wałów korbowych, prowadnic łoż obrobionych itp.

Materiał magnetyczny, który skupia pole elektromagnetyczne powinien wykazywać małą stratność dielektryczną przy zastosowanej częstotliwości i możliwie dużą przenikalność. Największe zastosowanie mogą znaleźć tutaj nowe materiały magnetyczne tzw. ferryty, które oprócz powyższych własności nie ulegają zniszczeniu pod działaniem wyższych temperatur (rzędu paruset $^\circ C$).

Oczywiście rdzeń magnetyczny będzie się zawsze nagrzewał zarówno od strat dielektrycznych (ponieważ nie ma materiałów bezstratnych), jak też wskutek promieniowania nagrzanej powierzchni przedmiotu. Wobec tego olbrzymie znaczenie posiada skuteczne odprowadzenie wydzielającego się ciepła. Właściwe chłodzenie zależy od konstrukcji wzbudnika, od przewodności cieplnej materiału wzbudnika i od czasu nagrzewania przedmiotu, od którego promieniuje ciepło na rdzeń magnetyczny wzbudnika.

Przeprowadzone w Instytucie Metaloznawstwa i Aparatury Naukowo-Laboratoryjnej próby grzania przy pomocy wzbudnika z rdzeniem miały na celu sprawdzenie możli-

wości hartowania przy pomocy materiałów magnetycznych proszkowych. Do prób użyto wzbudnik jednozwojowy wykropowany z rurki miedzianej o średnicy 8 mm (grubość ścianki 1 mm), rdzeń wykonano z materiału magnetycznego znanego pod nazwą handlową „ferrocart”. Wzbudnik wraz z rdzeniem pokazano na rys. 2. Rdzeń posiada kształt zgodny z profilem hartowanego przedmiotu a dwie jego powierzchnie przylegały do płytek miedzianych o grubości 3 mm przypawanych do rurki wzbudnika. Płytki miedziane służyły do polepszenia odprowadzenia ciepła. Wzbudnik zasilał z generatora o mocy nominalnej 20 kW i częstotliwości około 500 000 c/sek. pracując na połowie mocy przy dobrym dopasowaniu.

Hartowano koło zębate poprzez wręby metodą jednoczesną, innymi słowy umieszczono wzbudnik między zębami koła i nagrzewano nie przesuwając go aż do osiągnięcia temperatury hartowania, po czym nagrzane powierzchnie ochłodzono strumieniem wody.

Koło zębate o module $m = 6$ było wykonane ze stali 55 w stanie znormalizowanym; nagrzewanie poprzez poszczególne wręby trwało 15 sek.; po zahartowaniu twardość powierzchni wynosiła 55 HRC. Struktura warstwy zahartowanej przedstawiała martenzyt bezpostaciowy. Na podstawie prób hartowania indukcyjnego przy użyciu wzbudnika z rdzeniem z ferrocartu wynika, że w pewnych przypadkach można zastosować opisany typ wzbudnika (z rdzeniem z ferrocartu w braku ferrytów) dla zahartowania powierzchni przedmiotu sprężonej z wzbudnikiem od zewnątrz. Czas nagrzewania jest ograniczony wytrzymałością termiczną rdzenia, wobec czego hartowanie posuwowe jest trudne do przeprowadzenia. Próby posuwowego nagrzewania doprowadziły w podanym przykładzie do zniszczenia materiału magnetycznego.

H. Knoch, T. Umiecki



Rys. 2. Widok wzbudnika z rdzeniem.