

KRYSTYNA JEŻOWIECKA-KABSCH

PRACA
DOKTORSKA

WROCŁAW 1970

POLITECHNIKA WROCŁAWSKA
INSTYTUT MASZYN I URZĄDZEŃ HYDRAULICZNYCH
ORAZ APARATURY PRZEMYSŁOWEJ
Zakład Hydro- i Aeromechaniki

Mgr inż. Krystyna Jeżowiecka-Kabach

WPŁYW KSZTAŁTÓW DYFUZORÓW
NA WYSOKOŚĆ STRAT HYDRAULICZNYCH

Praca doktorska

Promotor:

Prof. inż. Adam Tadeusz Troskolewski

Wrocław, 1970 r.

Promotorowi

Panu Profesorowi Adamowi Tadeuszowi Troskolanowskiemu

za okazaną opiekę oraz cenne wskazówki w czasie
wykonywania pracy, serdeczne podziękowania składa

a u t o r k a

Wrocław, styczeń 1970 r.

SPIS RZECZY

	str.
I. Zestawienie ważniejszych oznaczeń	5
II. Wprowadzenie	
1. Wstęp	8
2. Teoretyczne ujęcie zjawisk przepływu płynów przez dyfuzor	9
3. Przegląd literatury	18
III. Cel i zakres pracy	43
IV. Część konstrukcyjna	
1. Założenia	44
2. Wyprowadzenie równań tworzących dyfuzorów krzywoliniowych	45
3. Zestawienie badanych dyfuzorów	50
4. Wykonanie badanych elementów	51
5. Budowa stanowiska pomiarowego	52
V. Część doświadczalna	
1. Pomiar podstawowych wielkości	59
2. Sposób wykonywania pomiarów i obliczeń	62
3. Opis badań	64
VI. Analiza wyników przeprowadzonych badań	66
1. Zależność współczynnika strat hydraulicznych ζ_D od liczby Reynoldsa w dyfuzorach stożko- wych	67
2. Zależność współczynnika strat hydraulicznych ζ_D od liczby Reynoldsa w dyfuzorach o two- rzących krzywoliniowych $dp/ds=Const$ i $dv/ds=Const/$	74

3. Ustalenie granicznej wartości liczby Reynoldsa $\tilde{R}_{gr}$, po przekroczeniu której współczynnik strat hydraulicznych jest wyłącznie funkcją chropowatości i kształtu	87
4. Wyznaczenie optymalnego kształtu dyfuzora przy określonym kącie rozwarcia i chropowatości bezwzględnej.	91
5. Określenie zależności współczynnika strat hydraulicznych ζ_D od charakteru krzywej określającej spadek liczby Reynoldsa w funkcji długości dyfuzora $\tilde{R}/\tilde{R}_1 = f(l/L)$	98
6. Zależność strat hydraulicznych Δh_D od charakteru krzywej zmiany wysokości ciśnienia statycznego i wysokości prędkości wzdłuż dyfuzora	103
7. Wyznaczenie krzywych zależności współczynnika strat hydraulicznych od stosunku średnicy wylotowej do wlotowej $\zeta_D = f(d_2/d_1)$ dyfuzorów stożkowych i dyfuzorów o tworzących krzywoliniowych w obszarze przepływów $\tilde{R} > \tilde{R}_{gr}$	107
8. Wyprowadzenie wzorów empirycznych na współczynnik strat hydraulicznych dyfuzora ζ_D	111
VII. Analiza dokładności przeprowadzonych badań	120
VIII. Porównanie wyników badań własnych z dotychczasowymi	124
IX. Wnioski	127
X. Spis literatury	130

I. ZESTAWIENIE WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

Oznaczenia wielkości

$\bar{d} = d_r$	- średnica rury /mm/
d_1	- średnica wlotowa dyfuzora /mm/
d_2	- średnica wylotowa dyfuzora /mm/
e	- błąd bezwzględny
g	- przyspieszenie ziemskie /m/s ² /
h	- wysokość ciśnienia /m H ₂ O/
Δh	- przyrost wysokości ciśnienia w dyfuzorze /m H ₂ O/
Δh_m	- mierniczy spadek wysokości ciśnienia /m H ₂ O/
Δh_D	- wysokość trwałej straty ciśnienia w dyfuzorze /m H ₂ O/
Δh_{fr}	- wysokość trwałej straty ciśnienia wywołanej tarciem /m H ₂ O/
Δh_q	- wysokość trwałej straty ciśnienia spowodowanej zmianą ilości ruchu /m H ₂ O/
k	- chropowatość bezwzględna /mm/
l	- długość odcinka dyfuzora /m/
l_s	- długość rurociągu ssawnego /m/
l_p	- długość rurociągu pomiarowego /m/
n	- stosunek pola przekroju wylotu do pola przekroju wlotu
p	- ciśnienie /N/m ² /
p_{st}	- ciśnienie statyczne /N/m ² /
p_{dyn}	- ciśnienie dynamiczne /N/m ² /
Δp	- mierzony przyrost ciśnienia w dyfuzorze /N/m ² /
Δp_D	- trwała strata ciśnienia w dyfuzorze /N/m ² /
r	- promień /mm/
s	- droga, współrzędna liniowa
v	- prędkość średnia /m/s/

z	- wysokość położenia /m/
Δz	- wysokość słupa cieczy manometrycznej /m/
F	- pole, przekrój /m ² /
H	- wysokość hydrauliczna /m/
L	- całkowita długość dyfuzora /m/
Q	- natężenie przepływu objętościowe /m ³ /s/
R_h	- promień hydrauliczny /m/
T	- temperatura /K/
U	- obwód zwilżony /m /
V	- objętość /m ³ /
α	- współczynnik przepływu przez dyfuzor
γ	- ciężar właściwy /kN/m ³ /
σ	- kąt rozwarcia dyfuzora /°/
ε	- błąd względny /%/
ζ_D	- współczynnik straty hydraulicznej w dyfuzorze
λ	- współczynnik oporu liniowego
ν	- lepkość kinematyczna /m ² /s/
π	- ludolfina
δ	- średnica otworu piezometrycznego /mm/
τ	- czas /s/
Δ	- przyrost, różnica
η	- sprawność

Indeksy /wskaźniki dolne/

cl	- czterochlorek węgla
cr	- krytyczny
d	- dolny

D	- dyfuzor
fr	- tarczyowy
g	- górny
gr	- graniczny
h	- hydrauliczny, poziomy
m	- mierniczy
max	- maksymalny
min	- minimalny
n	- normalny
q	- ilość ruchu
r	- rzeczywisty
p	- pomiarowy
rt	- rted
s	- ssawny
sr	- sredni
t	- tłoczny
th	- teoretyczny
w	- wylotowy
wn	- woda w warunkach normalnych

II. WPROWADZENIE

1. Wstęp

Przy hydraulicznym obliczaniu przewodów urządzeń pompowych, siłowni ciepłych oraz wszystkich układów hydraulicznych należy oprócz strat liniowych uwzględniać także miejscowe straty hydrauliczne. Występują one przy zmianie przekroju rury lub zmianie kierunku przepływu oraz w miejscach wbudowania różnych urządzeń regulacyjnych i pomiarowych. W bilansie strat energetycznych spowodowanych zmianami przekroju, przeważają straty wywołane zawirowaniem; mniejszą natomiast rolę odgrywają straty spowodowane tarcieniem. Niestety wzory empiryczne, określające ilościowo straty ciśnienia, są niewystarczające i często niezgodne między sobą. Spowodowane jest to tym, że złożone zjawiska zachodzące w strumieniu cieczy przepływającej przez przeszkodę miejscową, są do tej pory bardzo mało zbadane. Większość stosowanych w praktyce formuł empirycznych otrzymano nie w wyniku systematycznych badań, lecz ^{oparto je} na doświadczeniach wykonanych w różnych i często nieporównywalnych ze sobą warunkach. Dotychczas w wielu podręcznikach hydrauliki jako wzory zalecane do obliczenia wartości współczynników strat miejscowych podaje się dane doświadczalne z ubiegłego stulecia /np. Weisbach, Fliegner/. Dane te otrzymano w wyniku badań przepływów wody w rurach o małej średnicy, nieznacznej chropowatości ścian i przy małych prędkościach przepływu.

Dlatego też wartości współczynników oporów miejscowych nie należy przyjmować bezkrytycznie przy obliczeniu rurociągów, szczególnie rur o większych średnicach i przy dużych prędkościach przepływu cieczy. Formuły określające opory miejscowe wymagają więc uwzględnienia wyników rozważań teoretycznych, popartych badaniami doświadczalnymi.

2. Teoretyczne ujęcie zjawisk przepływu płynów przez dyfuzor

Analizując przepływ burzliwy cieczy o ciężarze właściwym γ przez prostokątną poziomą rurę o przekroju kołowym, jednostkowy spadek ciśnienia w kierunku osiowym możemy określić wzorem:

$$\frac{dp}{ds} = \lambda \frac{1}{d} \frac{\gamma}{g} \frac{v^2}{2} \quad /1a/$$

lub w postaci:

$$\Delta p = \lambda \frac{1}{d} \frac{\gamma}{g} \frac{v^2}{2} \quad /1b/$$

Zależności te wynikają z analizy wymiarowej zjawiska przepływu i są zgodne z wynikami doświadczeń.

Przy przepływie przez stożkową poziomą rurę /dyfuzor/ o kącie rozwarcia δ promieniach: na wlocie r_1 , na wylocie r_2 , równanie /1b/ przyjmuje postać:

$$\Delta p = \lambda \int_{r_1}^{r_2} \frac{1}{2r} \frac{\gamma}{g} \frac{v^2}{2} dr \quad /2a/$$

lub po uwzględnieniu zależności

$$dl = \frac{dr}{\tan(\delta/2)}$$

$$\Delta p = \lambda \frac{\gamma}{4g} \frac{1}{\tan(\delta/2)} \int_{r_1}^{r_2} \frac{v^2}{r} dr \quad /2b/$$

Jednakże dla dyfuzora, w którym następuje przemiana energii prędkości w energię ciśnienia, okazało się, że rzeczywista wysokość strat różni się od strat obliczonych z równania /2/.

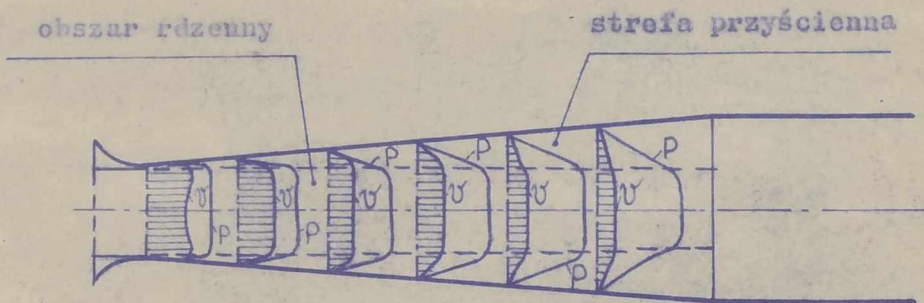
Wypływa stąd wniosek, że charakter przepływu w dyfuzorze jest bardziej złożony i różni się zasadniczo od przepływu w rurociągach prostych.

Strumień cieczy przepływający przez dyfuzor można podzielić na dwa obszary przepływu: rdzenny i przyścienny /rys. 1/.

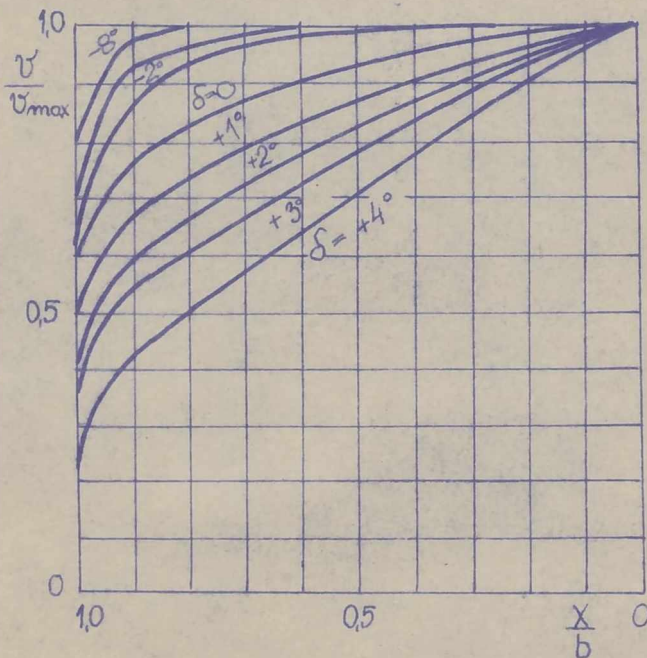
Im większy jest kąt rozwarcia dyfuzora σ lub im dłuższy jest dyfuzor o stałym kącie rozwarcia, tym większy jest stosunek przekroju pierścieniowej przyściennej strefy w stosunku do rdzennej strefy przepływu. Podczas przepływu płynu przez dyfuzor wartość prędkości i ciśnienia w przekroju poprzecznym strefy rdzennej nie ulega zmianie. W strefie przyściennej prędkość i ciśnienie całkowite zmniejszają się w kierunku ścianki. W dyfuzorach podczas opóźnienia przepływu /rys. 2/ krzywe rozkładu prędkości w strefie przyściennej stają się coraz bardziej strome. Spowodowane to jest tym, że na element płynu w warstwie przyściennej działają siły tarcia wewnętrznej skierowane przeciw prądowi i siły ciśnieniowe /wywołane częściową przemianą energii kinetycznej w energię ciśnienia/ opóźniające przepływ.

W przypadku, gdy $p + dp > p$ oraz wypadkowe sił stycznych T jest również skierowana przeciwnie niż prędkość, ruch elementu musi być opóźniony /rys. 3/.

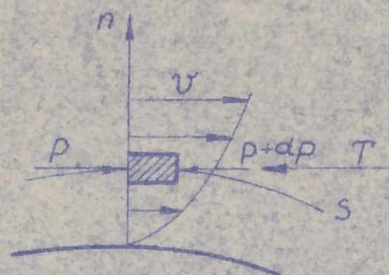
Przy dodatnim gradiencie ciśnienia ($\partial p / \partial s > 0$) obserwujemy więc nie tylko przemianę energii prędkości w energię ciśnienia, ale równocześnie część energii kinetycznej zużywana jest



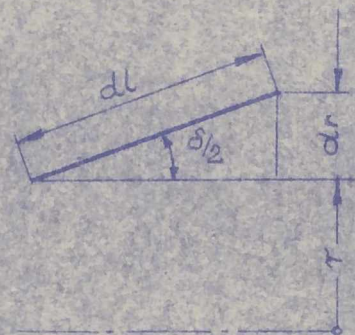
Rys. 1. Krzywe rozkładu prędkości i ciśnienia statycznego w różnych przekrojach dyfuzora /wg Riffarta/



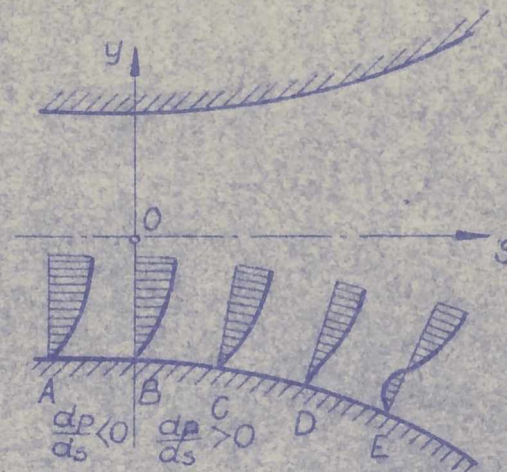
Rys. 2. Krzywe rozkładu prędkości w prostkach rurowych zbieżnych i rozbieżnych / - δ - zbieżne, + δ - rozbieżne/ wg Nikuradsego



Rys. 3. Siły działające na element płynu w warstwie przyściennej



Rys. 5. Element powierzchni dyfuzora o długości dl i początkowym promieniu r



Rys. 4. Rozkład prędkości w warstwie przyściennej dyfuzora /wg Frokoluńskiego/

na pokonanie hamujących sił stycznych. W związku z tym rozkład prędkości w warstwie przyściennej zmienia się w ten sposób, że należące do niej elementy płynu tracą stopniowo swoją prędkość. W pewnym miejscu krzywej rozkładu prędkości energia kinetyczna może zaledwie spowodować przyrost ciśnienia. Gdy energia ciśnienia w kierunku ruchu ulegnie wyczerpaniu, element cieczy zatrzymuje się. Elementy najbliższe powierzchni opływanej nie pozostają nadal w miejscu, ponieważ są odpychane do tyłu - przejawiają więc tendencję do ruchu powrotnego. W wyniku takiego rozkładu prędkości powstaje zjawisko oderwania, któremu towarzyszy powstawanie wirów.

Zjawisko to występuje w pewnym ściśle określonym punkcie, w którym charakterystyka rozkładu prędkości zmieni swoje nachylenie /osiągnie punkt zwrotny/. W tym miejscu gromadzi się substancja, która uległa zatrzymaniu i odpycha całkowity przepływ od ścianki.

Rysunek 4 przedstawia poglądowo rozkład prędkości w strefie przyściennej w poszczególnych przekrojach dyfuzora. W przekroju wlotowym dyfuzora panuje taki sam rozkład prędkości jak w przewodzie cylindrycznym /przekrój A/. Warstwa przyścienna przylega do ściany dyfuzora tak długo, dopóki istnieje nadwyżka energii kinetycznej nad energią ciśnienia. Wskutek lepkości cieczy energia ta maleje, jak to widać z rozkładu prędkości w przekroju C. W przekroju D, w którym krzywa rozkładu prędkości zbliża się do prostej prostopadłej do powierzchni ścianki dyfuzora, następuje oderwanie się warstwy przyściennej. W przekroju E występuje zjawisko częściowego przepływu w kierunku

przeciwnym do kierunku
ruchu masy ciekłej; tworzą się wiry powodujące rozpraszanie się energii.

Należy zastanowić się, co w ogóle umożliwia przyleganie strumienia przy przepływie opóźnionym, skoro tarcie o ścianki powoduje we wszystkich przypadkach rozkład prędkości przepływu malejący do zera. Pewien udział w ponownym porywaniu wraz z przepływającym strumieniem cząstek, które uległy zatrzymaniu, mają siły tarcia wewnętrznego. Przy ruchu uwarstwionym są to jedynie siły, które zapobiegają częściowo oderwaniu. Dlatego też strumień płynący ruchem uwarstwionym odrywa się już przy bardzo małych zmniejszeniach prędkości.

Przy przepływie burzliwym ruchy poprzeczne przenoszą cząstki ze strefy rdzennej o dużej prędkości do strefy przyściennej, oddziaływując tam przyspieszająco, podczas gdy cząstki znajdujące się poprzednio w pobliżu ścianek docierają do strefy rdzennej i uzyskują tam odpowiednią dawkę doprowadzonej energii. Jeżeli czas przepływu przez dyfuzor jest wystarczająco długi do dokonania odpowiedniej wymiany, to wówczas strumień nie ulegnie oderwaniu. Warunek ten może być jednak spełniony tylko wówczas, gdy kąt rozwarcia dyfuzora nie jest zbyt duży. Również przy małych kątach rozwarcia nie można stosować dyfuzora o dowolnej długości. Przy dłuższej drodze przepływu przez dyfuzor, wymiana cząstek cieczy między strefą rdzenną a przyścienną jest znacznie wolniejsza i cząstki strefy przyściennej po pewnym czasie zatrzymują się. Dlatego też stosunek przekroju wylotowego do wlotowego $F_2/F_1 = n$ w dyfuzorze nie może przekroczyć określonej wartości w przypadku, gdy chcemy zapobiec odrywaniu się strumienia, tzn. musi być za-

chowana właściwa proporcja między warstwą rdzenną i przyścienną.

Należy zaznaczyć, że proces częściowego odrywania się strumienia cieczy przy ściankach rozpoczyna się już bardzo wcześnie, natomiast ciągłe oderwanie strumienia następuje w dalszym punkcie dyfuzora /patrzac w kierunku przepływu/. Na odcinku pośrednim /pomiędzy w/w dwoma punktami/ występuje zjawisko porywania i unoszenia tworzących się zawirowań.

Podczas przepływu przez dyfuzor liczba Reynoldsa R będąca stosunkiem sił bezwładności do sił tarcia wewnętrzznego, odgrywa zasadniczą rolę w momencie odrywania się strumienia cieczy. Im większa jest wartość R na wlocie, tym punkt oderwania przesuw się bliżej przekroju wlotowego.

Również rodzaj materiału, z którego wykonany jest dyfuzor, ma istotny wpływ na położenie punktu oderwania. W dyfuzorach chropowatych oderwanie występuje znacznie później niż w dyfuzorach gładkich.

Reasumując można stwierdzić, że położenie punktu oderwania strumienia podczas ruchu opóźnionego przez dyfuzor zależy od:

- 1/ kąta rozwarcia dyfuzora δ
- 2/ wartości liczby Reynoldsa R
- 3/ grubości warstwy przyściennej
- 4/ chropowatości ścian dyfuzora
- 5/ gradientu ciśnienia w kierunku ruchu dp/ds
- 6/ gradientu prędkości w kierunku ruchu dv/ds

Niebezpieczeństwo oderwania się strumienia jest tym mniejsze, im mniejszy jest spadek gradientu prędkości i wzrost gradientu ciśnienia w dyfuzorze. W przypadkach, gdy występują duże spadki gradientu prędkości i duży wzrost gradientu ciśnienia na

całej długości prostki rozbieżnej korzystniejsze okazało się takie dobranie kształtu dyfuzora, aby następował równomierny wzrost gradientu ciśnienia wzdłuż dyfuzora lub równomierny spadek prędkości. Wówczas cały zasób energii "napędzającej" jest równomiernie rozłożony wzdłuż długości, co powoduje znaczne wydłużenie odcinka między przekrojem wlotowym a punktem oderwania. Wywołuje to znaczne zmniejszenie strat hydraulicznych w dyfuzorze.

Jak wykazały powyższe rozważania, podczas przepływu cieczy przez dyfuzor oprócz oporów, jakie występują przy przepływie przez przewody prostoosiowe o niezmiennym przekroju, występują dodatkowe opory spowodowane zaburzeniami strumienia. Straty hydrauliczne w dyfuzorze stożkowym są sumą strat wywołanych tarciami

Δh_{fr} i strat spowodowanych zmianą ilości ruchu Δh_q .

Rozpatrzmy element powierzchni dyfuzora o długości dl

/rys. 5/.

Straty spowodowane tarciami na długości wydzielonego elementu

$$\Delta h_{fr} = \lambda \frac{dl}{2r} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad /3/$$

uwzględniając zależność $dl = \frac{dr}{\sin(\sigma/2)}$ /4/

otrzymamy

$$\Delta h_{fr} = \frac{\lambda}{2r} \frac{dr}{\sin(\sigma/2)} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad /5/$$

przedstawiając wartość $v = v_1 \left(r/r_1\right)^2$ /6/

w równanie /5/ otrzymamy

$$\Delta h_{fr} = \frac{\lambda r_1^4}{2 \sin(\sigma/2)} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \cdot \frac{dr}{r^5} \quad /7/$$

Całkując to wyrażenie w granicach od r_1 do r_2 otrzymamy

$$\begin{aligned}\Delta h_{fr} &= \frac{\lambda r_1^4}{2 \sin(\sigma/2)} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r^5} = \\ &= \frac{\lambda r_1^4}{2 \sin(\sigma/2)} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \left(-\frac{1}{4r_2^4} + \frac{1}{4r_1^4} \right) = \\ &= \frac{\lambda}{8 \sin(\sigma/2)} \cdot \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^4 \right] \frac{v_1^2}{2g} \quad /8/\end{aligned}$$

ponieważ

$$\frac{r_1^4}{r_2^4} = \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2 = \frac{1}{n^2}$$

więc

$$\Delta h_{fr} = \frac{\lambda}{8 \sin(\sigma/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) \frac{v_1^2}{2g} \quad /9/$$

Straty ciśnienia spowodowane zmianą ilości ruchu przy przepływie przez stopniowo rozszerzający się przewód są mniejsze od strat występujących przy nagłym rozszerzeniu przewodu /straty Borda/.

Wprowadzając współczynnik przepływu α będący funkcją kąta rozwarcia σ , stratę ciśnienia wywołaną zmniejszeniem się ilości ruchu, możemy wyznaczyć ze wzoru:

$$\begin{aligned}\Delta h_q &= \alpha \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} = \alpha \left(1 - \frac{F_1}{F_2} \right)^2 \frac{v_1^2}{2g} = \\ &= \alpha \left(1 - \frac{1}{n} \right)^2 \frac{v_1^2}{2g} \quad /10/\end{aligned}$$

Całkowita strata hydrauliczna w dyfuzorze wynosi więc

$$\Delta h_D = \Delta h_{fr} + \Delta h_q = \left[\frac{\lambda}{8 \sin(\delta/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) + \alpha \left(1 - \frac{1}{n} \right)^2 \right] \frac{v_1^2}{2g}$$

stąd współczynnik oporów miejscowych dyfuzora:

$$\zeta_D = \frac{\lambda}{8 \sin(\delta/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) + \alpha \left(1 - \frac{1}{n} \right)^2 \quad /11/$$

W dostępnej literaturze nie mamy podanych doświadczalnych wartości współczynnika α dla większych kątów rozwarcia $\delta > 14^\circ$. Dlatego też ilościowe określenie strat hydraulicznych przy przepływie przez dyfuzory sprowadza się do doświadczalnego wyznaczenia współczynnika całkowitej straty hydraulicznej ζ_D wywołanej wbudowaniem dyfuzora w przewód, w zależności od kąta rozwarcia dyfuzora, zarysu wzdłużnego ścianek, chropowatości i liczby Reynoldsa.

Współczynnik strat hydraulicznych w dyfuzorze oblicza się ze wzoru:

$$\zeta_D = \frac{\Delta h_D}{v^2/2g} \quad /12/$$

3. Przegląd literatury

Prace dotyczące zagadnienia przepływu cieczy w prostkach rozbieżnych można podzielić na następujące grupy:

- a/ prace doświadczalne, których celem jest wyznaczenie współczynników strat hydraulicznych,
- b/ prace teoretyczne i doświadczalne, rozpatrujące zachowanie się całej masy ciekłej, przepływającej przez dyfuzor /rozkład prędkości i ciśnienia/,
- c/ prace teoretyczne i doświadczalne, obrazujące zachowanie się warstwy przysciennej przy przepływie przez dyfuzor,

d/ prace teoretyczne i doświadczalne, których celem jest ustalenie wpływu warunków panujących na wlocie, wylocie i wewnątrz dyfuzora na wartość występujących strat oraz sposobów zmniejszenia tych strat.

Taki układ przeglądu literatury podyktowany jest chronologią prac w dziedzinie przepływów przez dyfuzory. Pierwsi badacze^{nie} wnikali głęboko w mechanizm przepływu, a główną uwagę zwracali na wysokość strat energetycznych w dyfuzorze, ograniczając przy tym swe rozważania do dyfuzorów stożkowych i pomijając wpływ chropowatości ścian /wpływ ten zaznaczali przez zmianę wartości współczynników doświadczalnych w pewnych granicach/.

a. Straty hydrauliczne

Pierwsze badania doświadczalne mające na celu wyznaczenie zależności współczynnika ζ_D od kąta rozwarcia δ dyfuzora przeprowadził w 1845 r. J. WEISBACH [48], dochodząc do wniosku, iż kąt rozwarcia nie powinien przekraczać 8° .

Na podstawie analizy fizycznej, zjawiska przepływu przez rozszerzającą się łagodnie prostką rurą, A. FLIEGNER [15] doszedł do wniosku, iż straty energetyczne w dyfuzorze są spowodowane tarciami /wewnętrznym i przysciennym/ oraz zmianą ilości ruchu /pędu/.

Wyniki swych rozważań i doświadczeń A. FLIEGNER przedstawił w postaci wzoru

$$\Delta h_s = \left\{ \frac{\lambda}{8 \sin(\delta/2)} \left[\left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2 - 1 \right] + \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right)^2 \sin \delta \right\} \frac{v_2^2}{2g} \quad /13/$$

ważnego dla kątów rozwarcia $\delta \leq 10^\circ$.

Pomijając pierwszy człon we wzorze Fliegnera, A.H. GIBSON [16] w 1910 r. podał wzór do obliczania strat w krótkich dyfuzorach

$$\Delta h_s = \alpha \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right)^2 \frac{v_2^2}{2g} \quad /14/$$

uzupełniony tabelką wartości współczynnika doświadczalnego α

δ°	6	10	14
α	0,14	0,20	0,30

Uwzględniając warunek ciągłości $F_1 v_1 = F_2 v_2$, wzór FLIEGNERA można napisać w ogólniejszej postaci

$$\Delta h_D = \Delta h_{fr} + \Delta h_q = \zeta_D \frac{v_1^2}{2g} = \left(\zeta_{fr} + \zeta_q \right) \frac{v_1^2}{2g}$$

$$\Delta h_D = \left[\frac{\lambda}{8 \sin \delta/2} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) + \alpha \left(1 - \frac{1}{n} \right)^2 \right] \frac{v_1^2}{2g} \quad /15/$$

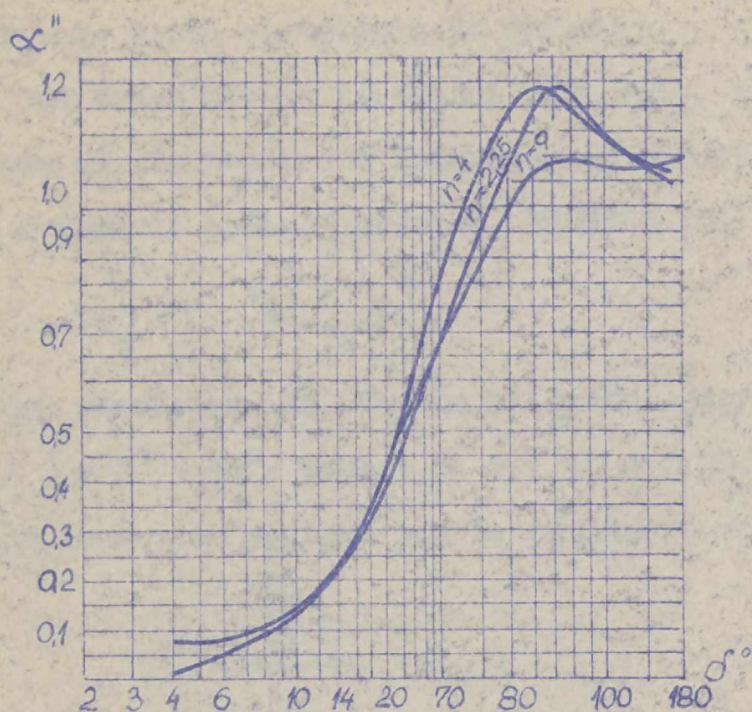
Uwzględniając kształt profilu prędkości J.E. IDIELCZIK [21] zaproponował wzór

$$\alpha = 3,2 \alpha' \operatorname{tg}(\delta/2) \sqrt{\operatorname{tg}(\delta/2)} \quad /16/$$

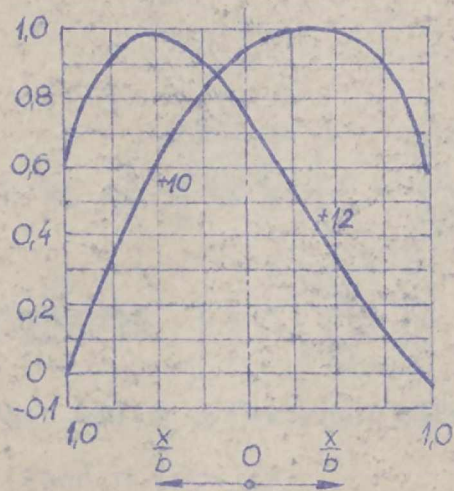
w którym α' - uwzględnia rozkład profilu prędkości u wlotu do dyfuzora, np. przy $v_{\max}/v_{\text{sr}} = 1,016$ i $\delta = 10^\circ - \alpha' = 1,15$. Według W. BĘCZKOWSKIEGO [6] całkowity współczynnik oporu dyfuzora można obliczyć ze wzoru

$$\zeta_D = \frac{\lambda}{8 \sin(\delta/2)} \cdot \frac{n+1}{n-1} + \alpha'' \left(1 - \frac{1}{n} \right)^2 \quad /17/$$

przy czym wartości współczynnika α'' w zależności od kąta rozwarcia δ i stosunku $n = F_2/F_1$, można odczytać z wykresu



Rys. 6. Zależność współczynnika α'' od kąta rozwarcia dyfuzora σ dla wartości $n = F_2/F_1$ /wg Bączkowskiego/



Rys. 7. Rozkład prędkości u wylotu dyfuzora przy kątach rozwarcia $\sigma = 10^\circ$ i 12° przy $Re = 61000$ wg Nikuradsego

/rys. 6/, ustalonego doświadczalnie przy zachowaniu bezuderzeniowego wlotu strumienia do dyfuzora.

Dodatkową stratę wysokości ciśnienia, spowodowaną rozszerzeniem się przekroju poprzecznego rurociągu, można wyznaczyć z formuły podanej przez M. BROSKO [9]

$$\Delta h_D = \zeta \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \quad /18/$$

Wartość współczynnika przy najkorzystniejszym kącie rozwarcia / $\delta = 8^\circ - 10^\circ$ / wynosi $\zeta = 0,15 - 0,20$, a przy innych kątach rozwarcia oblicza się na podstawie formuły

$$\zeta = \frac{\frac{F_2}{F_1} - 1}{\frac{F_2}{F_1} + 1} \sin \delta \quad /19/$$

Formuła ta, podobnie jak formuła GIBSONA nie uwzględnia chropowatości ścianek dyfuzora.

Według projektu PN/M 34034 [53] współczynnik strat w dyfuzorze stożkowym należy obliczać z formuły

$$\zeta_D = \zeta_q + \zeta_{fr} \quad /20/$$

w której

$$\zeta_q = 3,2 \operatorname{tg} \frac{\delta}{2} \sqrt{\operatorname{tg} \frac{\delta}{2} \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right)^2} \quad /20a/$$

$$\zeta_{fr} = \frac{\lambda}{8 \sin(\delta/2)} \left[1 - \left(\frac{d_1^2}{d_2^2} \right)^2 \right] \quad /20b/$$

Norma zaleca, aby w dyfuzorach parabolicznych straty hydrauliczne obliczać z formuły

$$\zeta_D \approx A \cdot B \cdot C \quad /21/$$

w której

$$A = 1,43 - 1,3 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \quad /21a/; \quad B = \left(1 - \frac{d_1}{d_2} \right)^2 \quad /22b/$$

$$C = f \left(\frac{L}{d_2} \right) \quad /22c/$$

Formuła ta nie uwzględnia chropowatości ścianek dyfuzora, która szczególnie przy dyfuzorach o ściankach krzywoliniowych wywiera istotny wpływ na charakter zjawiska.

Projekt normy nie określa też jednoznacznie charakteru krzywej tworzącej ścianek dyfuzora.

b. Przepływ masy ciekłej przez dyfuzor

Teoretycznymi zagadnieniami przepływów laminarnych w kanałach o zmiennej szerokości zajmował się H. BLASIUS [7]. Wyprowadził on równania hydrodynamiczne, określające warunki przepływu w rurach prostych o dowolnie zmiennym przekroju. Zasadniczą zaletą pracy jest podanie równania, określającego wartości $\tilde{R}$, przy której wystąpi przepływ wsteczny

$$\tilde{R} \cdot \frac{dr}{dl} = \frac{35}{2} \quad /23/$$

A.H. GIBSON [16] oraz W. MELISSNER i G. SCHUBERT [29] badali przepływy wody przez rury i kanały zbieżne i rozbieżne. Stwierdzili, że krytyczna wartość liczby Reynoldsa, przy której następuje przejście ruchu uwarstwionego w burzliwy, zależy w znacznym stopniu od zmiany przekroju rury. Stwierdzili, że w rurze o kącie zbieżności $\delta = 15^\circ$ liczba $\tilde{R}_{cr}$ jest 5,7 razy większa niż w rurze cylindrycznej i odwrotnie $\tilde{R}_{cr}$ jest tym mniejsza, im większy jest kąt rozwarcia rury.

Techniczne znaczenie posiada burzliwy przepływ cieczy przez

kształtki zbieżne i rozbieżne oraz połączone z tym przepływem zmiany wysokości ciśnienia i prędkości.

Głównym celem badań prowadzonych przez H. HOCHSCHILDA [18], A. RIFFARTA [40], F. DONCHA [13] oraz J. NIKURADSEGO [33] było określenie największego, dopuszczalnego kąta rozwarcia, przy którym nie dochodzi jeszcze do oderwania strumienia oraz obserwacja zjawisk występujących po przekroczeniu tego kąta.

Doświadczenia prowadzono najczęściej w przewodach o przekroju prostokątnym. Badania przeprowadzone zarówno dla wody jak i dla powietrza potwierdziły ważność prawa podobieństwa.

Stwierdzono, że wartość ciśnienia statycznego jest jednako-
wa w całym przekroju poprzecznym rury. Pomiar rozkładu prędkości przy różnych kątach rozwarcia przeprowadzał przede wszystkim NIKURADSE. Stwierdził, że krzywe rozkładu prędkości w prostkach rozbieżnych są coraz bardziej strome w miarę zbliżania się do osi rury i na odwrót - w przypadku przepływu przez prostkę zbieżną są bardziej spłaszczone niż przy przepływie w rurze cylindrycznej. Przy wartości $\tilde{Q} \approx 6,1 \cdot 10^4$ wszystkie profile prędkości przy kącie rozwarcia $\delta \leq 8^\circ$ są symetryczne. Po przekroczeniu tzw. kąta krytycznego lub tzw. wartości krytycznej $\tilde{Q}_{cr}$ przepływający strumień nie odrywa się na całym obwodzie ścianki rury, lecz utrzymuje się nadal po jednej stronie /rys. 7/. Przy $\tilde{Q} = 6,1 \cdot 10^4$ odrywanie strumienia występuje w dyfuzorach o kącie rozwarcia $9,6^\circ \leq \delta \leq 10,2^\circ$, natomiast przy $\tilde{Q} = 1 \cdot 10^5$ już przy kącie $\delta \approx 8^\circ$.

W oparciu o formułę NIKURADSEGO

$$\frac{\delta}{2} \sqrt[4]{\tilde{Q}} \approx 75$$

można określić wartość krytyczną kąta, przy którym następuje oderwanie się strumienia w gładkich prostkach rozbieżnych, np. przy $Q = 6,1 \cdot 10^4 - \delta_{cr} = 9,6^\circ$.

W prostkach o różnych kątach rozwarcia i przy różnych wartościach liczby Q stwierdzone podobne profile prędkości w przypadkach, kiedy wyrażenie $\frac{\delta}{2} \sqrt[4]{Q}$ miało tę samą wartość.

Kontynuacją badań NIKURADSEGO są badania przepływu burzliwego w przewodzie rozbieżnym prowadzone przez J.P. MILLIATA [31]. Badania płaskiego dyfuzora powietrznego o kącie rozwarcia $\delta = 0 - 6^\circ$ dotyczą przede wszystkim rozkładu prędkości w różnych przekrojach dyfuzora. Wyniki badań odbiegają nieznacznie od wyników uzyskanych przez NIKURADSEGO.

Szczegółowe badania dyfuzorów stożkowych przeprowadzone zostały przez K. ANDRESA [4]. Celem badań było określenie wartości kąta δ , przy którym występuje najmniejsza całkowita strata ciśnienia. Według ANDRESA przy współczynniku oporu liniowego $\lambda \approx 0,02$ optymalnym jest kąt $\delta = 7^\circ$, natomiast przy $\lambda \approx 0,04$ - kąt $\delta = 9^\circ$.

Z porównania rozmaitych dyfuzorów prostokątnych i kołowych G.N. PATERSON [35] wywnioskował, że najwyższą sprawność dyfuzora można osiągnąć przy kątach rozwarcia $\delta = 6^\circ$ do 10° . Zgodnie z wynikami nowszych doświadczeń /wg B. ECKA [14] / w przypadku bardzo dużych wartości liczb Reynoldsa konieczne jest zmniejszenie kąta do wartości wynoszącej tylko 5° do 6° /dla dyfuzorów gładkich/.

W Instytucie Lotniczym Wyższej Szkoły Technicznej w Stuttgarcie [51] zbadano dyfuzory powietrzne o kątach rozbieżności $\delta \leq 14^\circ$ przy zmianie stosunku $F_2/F_1 = 7 \dots\dots\dots 12$. Przy wartościach liczb Q od $8 \cdot 10^5$ do $3 \cdot 10^6$ zaobserwowane oderwanie

strumienia dopiero przy kącie $\delta = 14^\circ$. W pracy tej nie podano jednak zależności współczynnika sprawności lub strat od liczby Reynolda.

E. RIPPL [41] badał dyfuzory powietrzne o kącie rozwarcia $\delta = 3^\circ, 7^\circ, 14^\circ$ w zakresie liczb Reynolda od $Re = 8 \cdot 10^4$ do $6 \cdot 10^5$.

Wartości współczynników wynoszą odpowiednio:

$$\begin{array}{l} \text{przy } \delta = 3^\circ - \eta_D = 88\% \text{ do } 94\% \\ \text{przy } \delta = 7^\circ - \eta_D = 84\% \text{ do } 90\% \end{array} \left\{ \begin{array}{l} F_2/F_1 = 8 \\ L = 30 d_1 \end{array} \right.$$

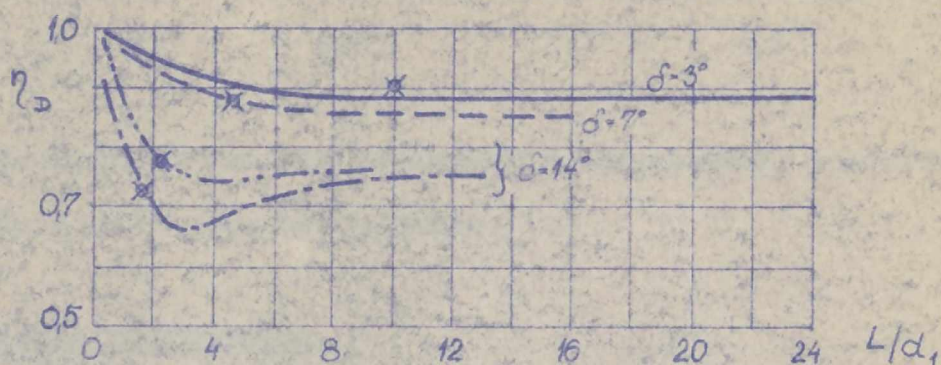
natomiast przy:

$$\begin{array}{l} \delta = 14^\circ - \eta_D = 68\% \text{ do } 74\% \\ F_2/F_1 = 12 : 1 \\ L/d_2 \gg 1,6 \text{ do } 2,4 \end{array}$$

RIPPL stwierdził, że dopuszczalne jest duże powiększenie przekroju bez oderwania strumienia, jeżeli kąt rozwarcia jest mniejszy od kąta krytycznego δ_{cr} , który przy $Re = 1 \cdot 10^5$ wynosi $\delta = 8^\circ$.

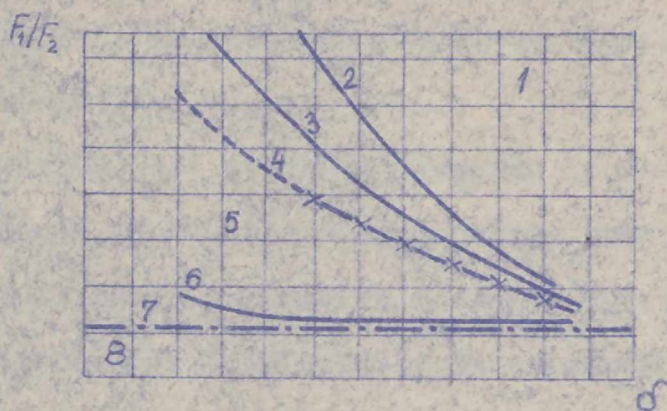
Wnioski RIPPLA potwierdzają również wyniki H. PETERSA [36], który badał dyfuzory o stałym stosunku przekrojów przy różnych kątach rozwarcia. Rysunek 8 przedstawia krzywe sprawności dyfuzorów zbadanych przez RIPPLA, na które naniesiono punkty oderwania strumienia określone przez PETERSA. Istnieje też zgodność z ^{tych prac} pracą Instytutu Lotniczego w Stuttgarcie.

Omówione dotychczas prace [14], [18], [40], [13], [33], [48], [31], [4], [35], [51], [41] i [36] są na ogół zgodne i orientacyjne wartości δ_{cr} dla dyfuzorów o przekroju prostokątnym i kołowym o gładkich ścianach w zależności od liczby Reynolda można przyjąć wg A.T. TROSKOLAŃSKIEGO [45] następująco:



Rys. 9. Krzywe sprawności dyfuzorów wg Rippla

- — — — — ciępowatość $r/k = 2700$
 - - - - - " $r/k = 1000$
 x punkty odrywania wg Petersa



Rys. 9. Obszary odrywania warstwy przyścienniej w zależności od grubości strefy przyścienniej wg Polzina

- 1 - obszar przepływu wtórnego
- 2 - odrywanie ciągłe w-wy przyśc. o grub. 15 mm
- 3 - odrywanie ciągłe w-wy przyśc. o grub. 5 mm
- 4 - Odrywanie w-wy przyścienniej przy ścięcie
- 5 - obszar początkowego odrywania przy ścięciu
- 6 - zmienne odrywanie warstwy o grubości 5 mm
- 7 - obliczony przez Polzina początek odrywania się warstwy przyścienniej
- 8 - obszar przepływu relny od odrywania się warstwy przyścienniej

Q	$5 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^5$	$1,5 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$
δ_{cr}	10°	$8,5^\circ$	$7,5^\circ$	$6,5^\circ$

W stożkowych dyfuzorach żeliwnych o chropowatej powierzchni odpowiednie kąty mogą być większe.

c. Warstwa przyścienna

Pojęcie warstwy przyściennej wprowadził w r. 1904 L. PRANDTL [39], zapoczątkowując liczne dalsze prace badawczo-doświadczalne i teoretyczne w tej dziedzinie. Koncepcja warstwy przyściennej PRANDTLA polega na tym, że wszystkie zjawiska związane z istnieniem sił stycznych stanowiących istotę lepkości ograniczają się jedynie do warstwy przyściennej. Poza warstwą przyścienną przepływ płynów rzeczywistych /lepkich/ odbywa się tak samo, jak płynów doskonałych.

G.J. TAYLOR [44] w wyniku rozważań teoretycznych ustalił ważną zależność między położeniem punktu przejścia laminarnej warstwy przyściennej w burzliwą i stanem burzliwości przepływu. Dalsze doświadczenia potwierdziły tę zależność. Badania doświadczalne warstwy granicznej w hydro- i aeromechanice opierały się na teorii Prandtla. Jak stwierdził G.K. BATCHELOR [5] hipotezy określające rozkłady prędkości w warstwie przyściennej oparte na tej teorii są sprzeczne z doświadczeniem. Dlatego też w ostatnich trzydziestu latach badania rozkładu prędkości w warstwie przyściennej prowadzono w oparciu o teorię Taylora. Umożliwiło to zebranie wielu wyników doświadczeń, jednak bez wyjaśnienia istoty zagadnienia.

Badania płaskiej warstwy przyściennej przy rosnącym gradiencie ciśnienia w kierunku przepływu były prowadzone przez G.B. SCHUBA-

EURA i P.S. KLEBANOFFA [42] oraz przez F.H. CLAUSERA [10]. Jak wykazał S. CORSIN [11] badanie warstwy przyściennej w przewodach rozbieżnych jest utrudnione zmiennością liczby Reynoldsa oraz występowaniem stref zawirowań strumieni.

Przy przepływie laminarnym w rurze prostej wszystkie cząsteczki cieczy poruszają się po torach równoległych, natomiast w rurach o zmiennym przekroju cząsteczki poruszają się w kierunkach rozbieżnych, co odbiega nieco od modelu ruchu uwarstwionego.

M.S. HELE-SHAW [17] i A. WYSZOMIRSKI [50] badali przepływ strumienia uwarstwionego w rurze o zmiennym przekroju wprowadzając, podobnie jak Reynolds, w masę płynącej wody cienkie strugi cieczy zabarwionej, nie mieszającej się z wodą. Stwierdzili, że zabarwione strugi nie mieszały się z wodą i nie przecinały się z sobą. Wynika stąd, że w prostkach zbieżnych i rozbieżnych może występować przepływ laminarny.

K. POHLHAUSEN [37] zajmował się teoretycznym zagadnieniem oderwania laminarnej warstwy przyściennej w kanałach rozbieżnych. Stwierdził, że przy rozszerzeniu przekroju większym od $F_2/F_1 = 1,214$ następuje oderwanie warstwy przyściennej, niezależnie od kąta rozwarcia δ .

J. POLZIN [38] badał oderwanie się warstwy przyściennej w płaskim dyfuzorze przy kątach rozwarcia $\delta = 0 - 20^\circ$ i wartościach $\tilde{Q} = 5 \cdot 10^3$ do $\tilde{Q} = 7,5 \cdot 10^4$. Mimo stwierdzenia burzliwego charakteru przepływu POLZIN porównywał swoje wyniki z teoretycznymi wnioskami POHLHAUSENA odnoszącymi się do laminarnej warstwy przyściennej. Rysunek 9, opracowany przez POLZINA, przedstawia obszary oderwania przyściennej warstwy w zależności od jej grubości. Wynika z niego, że rozszerzenie medium nie może być większe niż

1 : 2,8, lecz dotyczy to tylko większych kątów. W pracy brak jest jednak danych dotyczących współczynników sprawności, co uniemożliwia porównanie z innymi pracami.

B. ECK [14] opierając się na pracy POLZINA wysunął tezę, że przy wystarczającej długości dyfuzora występuje oderwanie warstwy przysściennej. Wartości kątów, przy których następowało oderwanie się warstwy przysściennej, pokrywały się z wartościami teoretycznymi. B. ECK dla małych kątów rozwarcia podaje następującą formułę

$$F_2/F_1 \text{ krytyczne} = 3,63 - 0,123 \sigma^0 \text{ dla } 6^0 \leq \sigma \leq 12^0.$$

Również J. ACKERRET [1] znalazł doświadczalnie potwierdzenie wyników POHLHAUSENA i stwierdził, że krytyczna wartość rozszerzenia przekroju nie zależy od kąta rozwarcia.

d. Sposoby zmniejszenia strat

Jak wynika z poprzednich rozważań, na wysokość strat powstających w czasie przepływu przez dyfuzor, mają wpływ u wlotu następujące czynniki: grubość warstwy przysściennej, wartość liczby Re oraz kształt profilu prędkości. O wielkości strat w dyfuzorze decydują kształt przekroju wzdłużnego i poprzecznego, długość, kąt rozwarcia i stan powierzchni ścian ograniczających. Poważną rolę odgrywają też warunki u wylotu z dyfuzora.

Dlatego też badania, których celem było ustalenie wpływu poszczególnych czynników na wartość występujących w dyfuzorze strat, a następnie zmniejszenie tych strat, uwzględniały zmianę warunków 1/ na wlocie do dyfuzora, 2/ na wylocie z dyfuzora, oraz 3/ warunków przepływu w dyfuzorze.

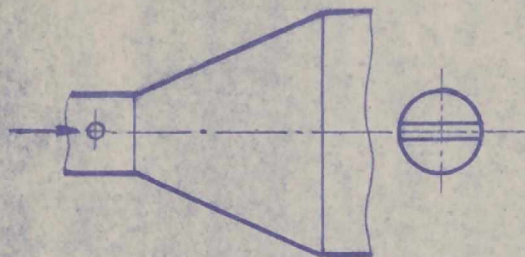
Celem badań nad zmianą warunków panujących na wlocie do dyfuzora było uzyskanie wklęsłego profilu prędkości, przy którym

warstwa czynnika, znajdującego się bliżej ściany posiadałaby pewne nadwyżki energii. Profile takie można otrzymać przez zastosowanie ciał oporowych o różnych kształtach, zależnych od typu dyfuzora.

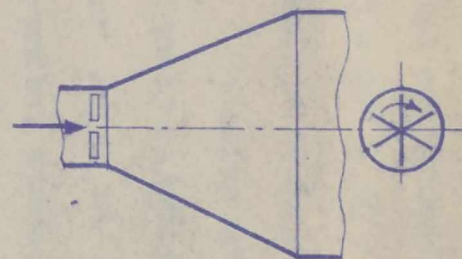
W badaniach płaskich dyfuzorów B.A. WAITMAN, L.R. RENAULT i S.I. KLINE [47] stosowali z powodzeniem w osi przewodu dolotowego płaski lub okrągły pręt /rys. 10/. Odległość tych elementów od przekroju wlotowego uwarunkowana była kątem rozwarcia dyfuzora. M. SPRENGER [43] wbudował w przekroju wlotowym dyfuzora /rys. 11/ swobodnie wirujące koło o przepływie osiowym. Łopatkę koła posiadały zmienny profil wzdłuż-osiowy. Za pomocą tego urządzenia przekształcał on wypukły profil prędkości na wklęsły, uzyskując nadwyżkę energii w warstwie czynnika znajdującego się bliżej ściany.

Według F. LIEPA [27], [28], H. PETERSA [36] i M. SPRENGERA [43] nadanie strumieniowi krętu u wlotu /rys. 12/ powoduje w dyfuzorze powstanie promieniowego przyspieszenia cząstek czynnika. Dzięki temu przyspieszeniu zmniejszają się składowe promieniowe prędkości cząstek warstwy przysciennej. Niekiedy nadanie strumieniowi zbyt silnego krętu wstępnego może doprowadzić do dużych strat energii kinetycznej na wylocie, tak że straty mogą być nawet większe niż korzyści uzyskane przy zastosowaniu tej metody. Przy bardzo silnym zawirowaniu celowe jest powiększenie kąta rozwarcia dyfuzora. VULLERS [46] stwierdził, że w dyfuzorach stanowiących wylot wentylatorów, najkorzystniejsze kąty rozwarcia zawarte są w granicach $11 - 13^{\circ}$.

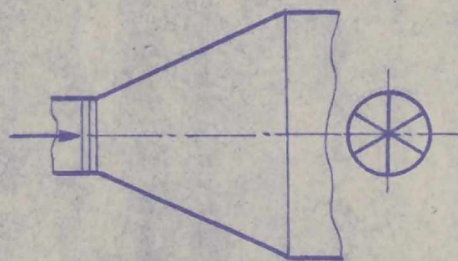
Odsysanie warstwy granicznej /rys. 13/ ma na celu usunięcie z niej cząstek o małej energii kinetycznej. Prowadzi to do uzys-



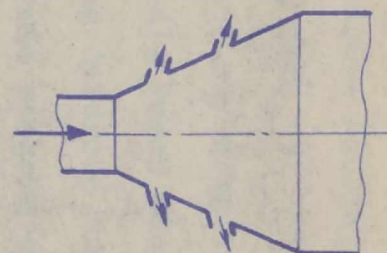
Rys. 10. Zmiana profilu prędkości przy pomocy ciała oporowego



Rys. 11. Zmiana profilu prędkości przy pomocy swobodnie obracającego się koła wirnikowego



Rys. 12. Dyfuzor z kierownicą - nadający wstępny kręt przepływającemu czynnikowi



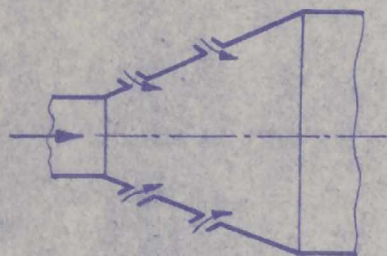
Rys. 13. Odsysanie warstwy przyściennej

kania w warstwie przyściennej korzystniejszego rozkładu prędkości i zmniejszenia jej grubości. J.E. IDIELCZIK [21] na podstawie badań przeprowadzonych nad dyfuzorami o dużych kątach rozwarcia $\angle \delta = 25^\circ - 60^\circ$ stwierdził, że odasyanie warstwy przyściennej powoduje zmniejszenie strat nawet o 50%.

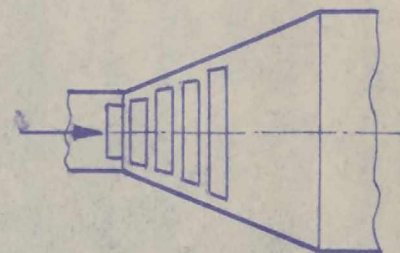
Badaniem wdmuchiwania dodatkowego czynnika do warstwy przyściennej zajmował się K. KAUFFMAN [24]. Przez szczeliny w ściankach /rys. 14/ wdmuchiwał do wnętrza dyfuzora dodatkową ilość czynnika, którego cząstki mają znacznie większą energię kinetyczną w porównaniu do cząstek znajdujących się poprzednio w warstwie przyściennej. Powoduje to wzrost średniej energii kinetycznej jej cząstek i przesunięcie miejsca oderwania strumienia w kierunku wylotu dyfuzora, a tym samym i zmniejszenie strat.

Zastosowanie łopatek kierowniczych powoduje skierowanie części czynnika z obszaru rdzennego strumienia na ścianki dyfuzora /rys. 15/. Ta metoda podana przez M. SPRENGERA [43] jest bardzo pracochłonna i wymaga szeregu prób dla wybrania odpowiednich kątów ustawienia.

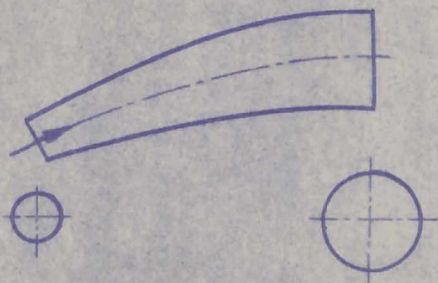
W dyfuzorach krzywoosiowych /rys. 16/ uzyskuje się nie tylko przyrost ciśnienia, lecz również zmianę kierunku przepływu. Przy przepływie przez takie dyfuzory występują bardzo duże straty, ponieważ strumień odrywa się od ściany wypukłej. Miejsce oderwania przesuwają się w kierunku wlotu wraz ze wzrostem kąta zmiany kierunku przepływu. Według J. MICZKI i J. ZAJDLA [30] zmniejszenie strat w dyfuzorze krzywoosiowym można uzyskać przez "rozdzielenie zadań" tak, aby najpierw nastąpiło rozszerzenie strumienia, a następnie zmiana kierunku przepływu. Stosuje się w tym celu odpowiedni prostoosiowy dyfuzor, do którego przyłącza



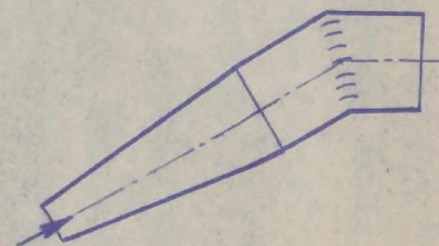
Rys. 14. Wdmuchiwanie do warstwy przyściennej dodatkowego czynnika



Rys. 15. Dyfuzor z łopatkami skierowującymi część czynnika ze strefy rdzennej przepływu do warstwy przyściennej



Rys. 16. Dyfuzor o osi zakrzywionej



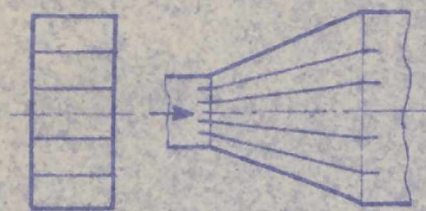
Rys. 17. Dyfuzor zastępczy

się przystawkę o stałym przekroju poprzecznym w kształcie koła-
na . W miejscu zgięcia przystawki umieszcza się łopatki kierują-
ce /rys. 17/. Metoda ta umożliwia dwukrotne zmniejszenie strat
w przypadku dyfuzora o przekroju kołowym / $\delta = 8^\circ$ / o kącie zmia-
ny kierunku $\beta = 15^\circ$, a w przypadku, gdy kąt $\beta = 30^\circ$ - ponad
czterokrotnie. W krótkich dyfuzorach o bardzo dużym kącie rozwar-
cia / $\delta > 30^\circ$ / obszar oderwania strumienia może zaczynać się
już w przekroju wlotowym. Ponieważ podstawową przyczyną niewyko-
rzystanych warunków przepływu w krótkim dyfuzorze jest duży kąt
rozwarcia, podzielono go za pomocą ścianek działowych na kilka
dyfuzorów częściowych /rys. 18 i rys. 19/. Liczbę ścianek działo-
wych dla płaskich dyfuzorów w zależności od kąta rozwarcia podał
J.E. IDIELCZIK [22] w tabeli :

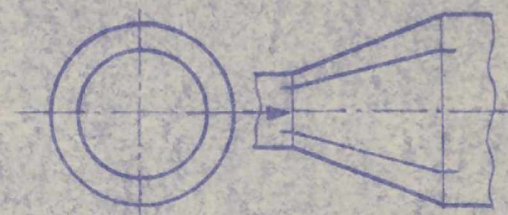
kąt rozwarcia δ	30°	45°	60°	90°	120°
liczba ścianek z	2	4	6	6	8

Z badań IDIELCZIKA wynika, że ustawienie ścianek jest najkorzyst-
niejsze wtedy, gdy ścianki dzielą na równe pola przekrój wlotowy
i wylotowy. Zastosowanie ścianek powoduje zmniejszenie strat o
30 - 40%. Należy zaznaczyć, że zastosowanie ścianek działowych w
przypadku dyfuzorów o mniejszych kątach rozwarcia / $\delta < 30^\circ$ / nie
przynosi korzyści, ponieważ rosną dość znacznie straty tarcia.

Przy wylotach swobodnych do otoczenia stosowane są z pomyśl-
nym wynikiem dyfuzory wylotowe, składające się z łopatek kierow-
niczych o kształcie pierścieniowym. Rysunek 20 wg G. DARRIEUSA
[12] przedstawia przekrój tego rodzaju praktycznie wypróbowanej
konstrukcji.



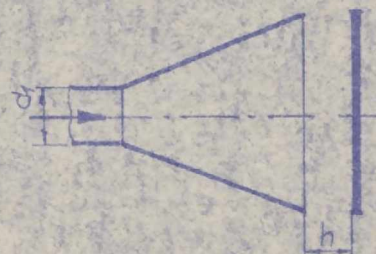
Rys. 18. Ustawienie łopatek rozdzielających
w płaskim dyfuzorze



Rys. 19. Ścianki rozdzielające w dyfuzorze o
przekroju kołowym



Rys. 20. Dyfuzor wylotowy z łopatkami gładkimi
o kształcie pierścieniowym wg Darrieusa



Rys. 21. Ustawienie ekranu przy kącie rozwarcia
 $\sigma > 30^\circ$

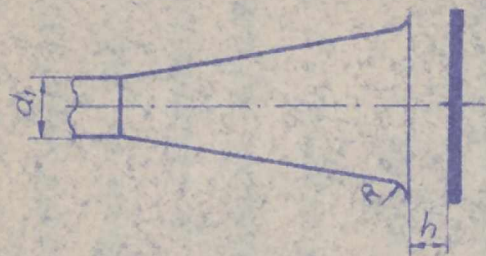
Straty w dyfuzorze końcowym można znacznie obniżyć, ustawiając za jego wylotem ekran. Sposób ten jest szczególnie korzystny dla dyfuzorów o kącie rozwarcia $\delta > 30^\circ$ /rys. 21/. Odległość ekranu od wylotu dyfuzora jest zależna od kąta rozwarcia i powinna być tym mniejsza, im kąt jest większy.

Według J. MICZKI i J. ZAJDLA [30] przy kącie rozwarcia $\delta = 60^\circ$ i odległości ekranu od wylotu $h = 0,16 d_1$ uzyskano zmniejszenie strat o 30%. Przy kącie $\delta < 30^\circ$ również można stosować ekran, lecz krawędź wylotową dyfuzora należy zaokrąglić /rys. 22/. Dla dyfuzora okrągłego o kącie rozwarcia $\delta = 14^\circ - 16^\circ$ i promienia zaokrąglenia krawędzi wylotowej $R = /0,6 - 0,7/ d_1$ oraz $h = /0,24 - 0,26/ d_1$ otrzymano obniżenie strat o 30%.

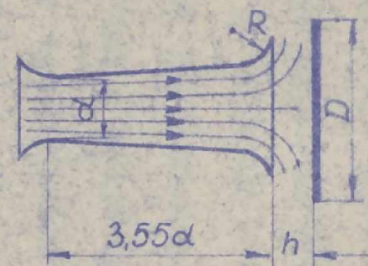
Według A. HOFMANNA [19] /rys. 23/ optymalne warunki określone przez $R/d_1 = 0,85$ oraz $D = 4-5 d$. Najlepszą sprawność uzyskano przy $\delta = 8,5^\circ$.

W dyfuzorach o kątach rozwarcia $\delta \geq 14^\circ$ i ściankach utworzonych przez powierzchnie prostokreślne gradient ciśnienia jest bardzo duży w strefie początkowej, a dalej szybko się zmniejsza. Strumień czynnika w środkowej części dyfuzora posiada już małą energię kinetyczną, co powoduje wczesne jego oderwanie i powstanie dużych strat. Rozpatrując to zagadnienie starano się uzyskać małe zmiany gradientu ciśnienia na całej długości dyfuzora. Najlepsze wyniki uzyskano przez zastąpienie ścianek o tworzących prostoliniowych - ściankami krzywoliniowymi.

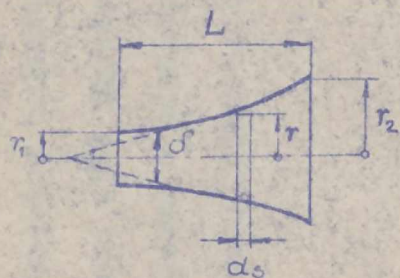
J.E. IDIELCZIK [20] dokonuje przeglądu badań określających straty w dyfuzorach, porównując dyfuzory o tworzących prostoliniowych i krzywoliniowych, a także dyfuzory ze skokowymi zmianami pola przekroju. Porównywanie sprawności dyfuzorów prost-



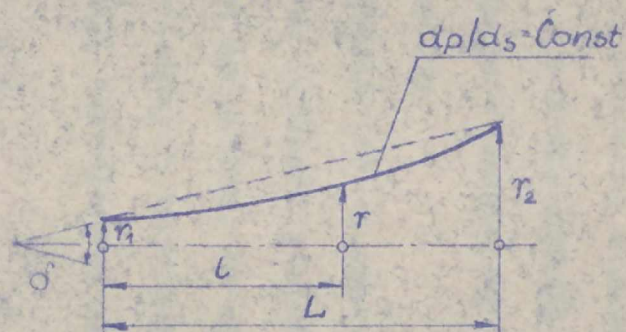
Rys. 22. Ustawienie ekranu przy kącie rozwarcia $\alpha < 30^\circ$



Rys. 23. Optymalne wymiary dyfuzora końcowego z ekranem wg Hofmanna



Rys. 24. Przekrój osiowo-symetrycznego dyfuzora o tworzących krzywoliniowych o długości L i kącie rozwarcia α



Rys. 25. Dyfuzor o profilu ścianek określonym równaniem $dp/ds = \text{Const}$

liniowych i krzywoliniowych wskazuje, że przy niewielkich kątach rozwarcia straty w prostoliniowym dyfuzorze są mniejsze, natomiast przy większych kątach bardziej ekonomiczny jest dyfuzor o zmiennym kącie. Niestety, autor nie podaje zaleceń kształtu dyfuzora krzywoliniowego $/dp/ds = \text{Const.}$ czy $dv/ds = \text{Const.}/$, przy którym straty byłyby minimalne.

E. WIROZUB i A.S. DORFMAN [49] w pracy teoretycznej rozpatrzyli zagadnienie kształtu dyfuzora z minimalnymi stratami. Rozważania swoje oparli na założeniu, że straty przy rozszerzeniu w dyfuzorach o prostoliniowych tworzących można uważać za część strat uderzenia Δh_1 , określonych wzorem BORDY

$$\Delta h_q = \psi \Delta h_1 = \psi \frac{g}{2} /v_1 - v_2/ ^2 \quad /25/$$

Zależności tej nie można wprost stosować do obliczeń ^{strat w dyfuzorach} ψ krzywoliniowymi tworzącymi. Dlatego też wprowadzono pojęcie lokalnego kąta rozwarcia:

$$\delta = 2 \arctg \frac{1}{U} \frac{dF}{ds} \quad /26/$$

Dla osiowo-symetrycznego dyfuzora:

$$\arctg \frac{\delta}{2} = \frac{dr}{ds} \quad /27/$$

gdzie r - promień dowolnego poprzecznego przekroju dyfuzora.

Rozpatrując osiowo-symetryczny dyfuzor o określonej długości L i kącie rozwarcia δ /rys. 24/, kształt jego tworzących określono z warunku, że straty przy rozszerzeniu posiadają minimum.

Po zróżniczkowaniu, kolejnych przekształceniach i wprowadzeniu dodatkowych założeń otrzymano:

$$d(\Delta h_q) = \frac{g v_1}{2} \psi \left(1 - \frac{1}{r^2} \right) 4 \frac{dr}{r^3} \quad /28/$$

Stąd współczynnik strat dyfuzora $\zeta = \frac{\Delta h_a}{\frac{1}{2} \xi v_1^2}$ /29/

obliczono z formuły:

$$\zeta = 4 \int_0^L \psi /r' / r' \frac{r^2 - 1}{r^5} ds \quad /30/$$

gdzie $r' = \frac{dr}{ds}$

W ten sposób zagadnienie optymalnego kształtu dyfuzora sprowadza się do ustalenia takiej krzywej $r = r/s$, której całka przyjmowałaby minimalną wartość. Można to wykonać tylko metodą kolejnych przybliżeń.

E. WIROZUB i A.S. DORFMAN wykazali, że dyfuzor o optymalnym kształcie składa się na wlocie z części zbliżonej do stożkowej i nagłego rozszerzenia u wylotu.

Powyższe wnioski jakościowe pokrywają się z omówionymi uprzednio wynikami doświadczalnymi IDZIELCZIKA, przeprowadzonymi na płaskich dyfuzorach. Niestety podane w pracy równanie, określające kształt dyfuzora o minimalnych stratach, jest dość skomplikowane i nie nadaje się do praktycznego stosowania.

J. MICZKA i J. ZAJDEL rozpatrzyli zagadnienie odpowiedniego kształtu dyfuzora. Stwierdzili, że najkorzystniejszy jest dyfuzor ze ściankami krzywoliniowymi, których kształt określa równanie $dp/ds = \text{Const.}$ Zastosowanie ścianek krzywoliniowych w dyfuzorach o kątach rozwarcia $\delta = 25^\circ - 90^\circ$ spowodowało zmniejszenie strat w granicach 10 - 40%. Większe efekty, wynikające z zastosowania ścianek krzywoliniowych, uzyskuje się dla dyfuzorów o dużych kątach rozwarcia. Dla małych kątów rozwarcia $\delta \leq 10^\circ$ straty są mniejsze dla dyfuzorów o ściankach prostoliniowych.

Również M.A. KOPYRIN [25] stwierdził, że w przypadku małych

długości wbudowania, zaleca się stosowanie dyfuzorów o krzywoliniowym zarysie ścianek, w których gradient ciśnienia wzdłuż osi jest stały $dp/ds = \text{Const.}$.

Tworzącą obliczamy ze wzoru /rys. 25/:

$$r = \frac{r_2}{\sqrt[4]{1 + \left[\left(\frac{r_2}{r_1} \right)^4 - 1 \right] \frac{1}{L}}} \quad /31/$$

KORYPIN podaje wyniki badań prostoliniowego i krzywoliniowego dyfuzora płaskiego o wymiarach: $L/d_2 = 1$ i $n = F_2/F_1 = 3,3$

$$\zeta_{\text{prost}} = 0,32 \quad \zeta_{\text{krzyw}} = 0,24$$

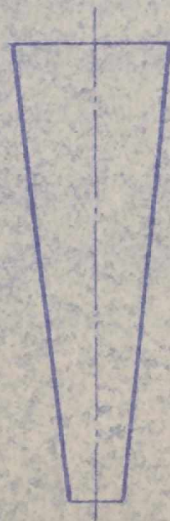
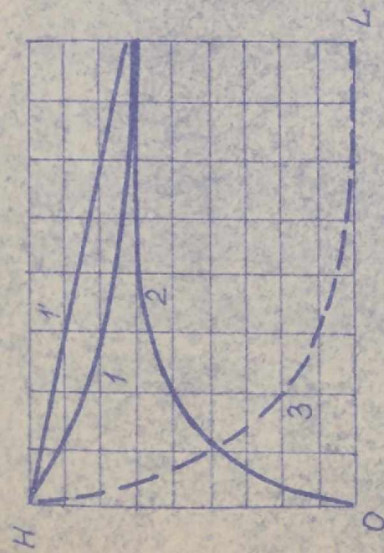
Wartość współczynnika strat w dyfuzorze krzywoliniowym jest więc o 25% niższa.

P.N. KAMIENIEW [23] zajmował się zagadnieniem wpływu kształtu dyfuzora na wartość współczynnika sprawności strumienicy.

Porównał dyfuzory stożkowe /rys. 26/, o równomiernym spadku ciśnienia dynamicznego $dp/ds = \text{Const.}$ /rys. 27/ i równomiernym spadku prędkości $dv/ds = \text{Const.}$ /rys. 28/. Stwierdził, że dyfuzory stożkowe o stałym kącie rozwarcia na całej długości powodują duże straty i dlatego nie należy ich stosować.

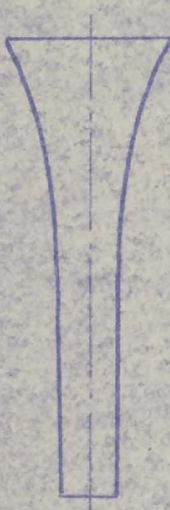
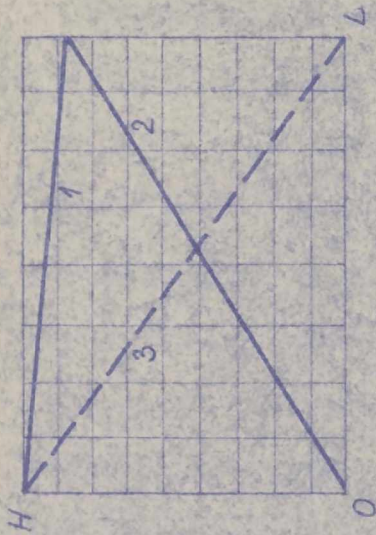
Zaleca natomiast stosowanie dyfuzorów krzywoliniowych $dp/ds = \text{Const.}$ i $dv/ds = \text{Const.}$, lecz nie określa, który z podanych kształtów jest korzystniejszy pod względem hydraulicznym.

Według KAMIENIEWA można to określić tylko drogą badań laboratoryjnych.



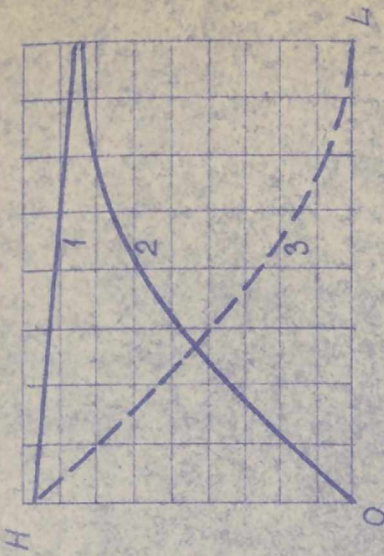
Rys. 25. Zmiana ciśnienia w dyfuzorze stożkowym

- 1 - krzywa spadku całkowitej energii
- 1' - równomierny spadek energii
- 2 - wzrost energii ciśnienia
- 3 - spadek energii kinetycznej



Rys. 27. Zmiana ciśnienia w dyfuzorze o równomiernym spadku ciśnienia dynamicznego wzdłuż długości

- 1 - spadek energii całkowitej
- 2 - wzrost energii ciśnienia
- 3 - spadek energii kinetycznej



Rys. 28. Zmiana ciśnienia w dyfuzorze o równomiernym spadku prędkości wzdłuż długości

- 1 - spadek energii całkowitej
- 2 - wzrost energii ciśnienia
- 3 - spadek energii kinetycznej

III. CEL I ZAKRES PRACY

Celem pracy jest badanie strat ciśnienia przy przepływie wody przez dyfuzory stożkowe oraz dyfuzoryo tworzących krzywoliniowych, których krzywizna jest określona warunkami:

$$\frac{dp}{ds} = \text{Const.} \quad /32/ \quad \text{oraz} \quad \frac{dv}{ds} = \text{Const.} \quad /33/$$

a w szczególności sprawdzenie i uogólnienie teorii przepływu przez dyfuzory.

Bezpośrednim zadaniem pracy jest:

- 1/ wyprowadzenie równań tworzących dyfuzorów o równomiernym spadku ciśnienia i prędkości,
- 2/ określenie i porównanie wartości współczynnika całkowitej straty ciśnienia ζ_D w dyfuzorach stożkowych oraz krzywoliniowych przy kątach rozwarcia $\delta = 8^\circ, 14^\circ, 17^\circ$ i 20° dla dyfuzorów chropowatych /odlew/ i gładkich /pomalowanych dwukrotnie lakierem bitumicznym/,
- 3/ określenie wartości liczby Reynoldsa, po przekroczeniu której współczynnik strat dyfuzora jest wyłączną funkcją chropowatości i kształtu, a nie zależy od $\tilde{R}$,
- 4/ podanie zaleceń wyboru kształtu dyfuzora w zależności od kąta rozwarcia, chropowatości i stosunku średnicy wylotowej do wlotowej,
- 5/ wyprowadzenie empirycznych formuł określających zależność współczynnika strat ciśnienia w dyfuzorze od liczby Reynoldsa, stosunku średnicy wylotowej do wlotowej i chropowatości bezwzględnej ścian.

IV. CZĘŚĆ KONSTRUKCYJNA

1. Założenia

Przedmiotem badań są dyfuzory o następujących parametrach. Przyjęto trzy wielkości średnicy wlotowej $d_1 = 65 \text{ mm}$, 80 mm , 100 mm . Ponieważ najkorzystniejsze pod względem hydraulicznym są dyfuzory o smukłości /stosunku długości do średnicy wlotowej/ $L/d_1 = 5 \div 7$, założono dla wszystkich elementów stały stosunek $L/d_1 = 6$. Przyjęto następujące kąty rozwarcia dyfuzorów stożkowych: $\delta = 8^\circ$, przy którym w dyfuzorach chropowatych nie występuje jeszcze oderwanie $\delta = 14^\circ$ - maksymalnym kącie granicznym oraz $\delta = 17^\circ$ i 20° kąty, przy których w dyfuzorze zachodzi przepływ z oderwaniem i zawirowaniem. Ponieważ długości badanych dyfuzorów spełniają warunek $L = 6 d_1$, przeto dyfuzory o tych samych kątach rozwarcia i tych samych kształtach /ściślej tej samej linii tworzącej/ są do siebie geometrycznie podobne. Nieznaczne odstępstwa od geometrycznego podobieństwa występują jedynie w wyniku chropowatości ścian.

W oparciu o przyjęte parametry zaprojektowano 12 sztuk dyfuzorów stożkowych, które następnie odlano z żeliwa. Tę serię dyfuzorów nazwano dyfuzorami stożkowymi, chropowatymi i oznaczono symbolami:

I-65-8	I-65-14	I-65-17	I-65-20
I-80-8	I-80-14	I-80-17	I-80-20
I-100-8	I-100-14	I-100-17	I-100-20

W symbolach tych

- I - oznacza przynależność do grupy dyfuzorów stożkowych,
- 65 - średnicę wlotową dyfuzora,
- 8 - kąt rozwarcia dyfuzora.

Rysunki konstrukcyjne tych dyfuzorów podano w załączniku do niniejszej pracy /rys. od 2z do 13z/.

Po przebadaniu elementów chropowatych /naturalny odlew/, były one wewnątrz malowane dwukrotnie lakierem bitumicznym - serię tę nazwano dyfuzorami stożkowymi gładkimi.

Ogółem więc do badań przygotowano 24 dyfuzory stożkowe.

2. Wyprowadzenie równań tworzących dyfuzorów krzywoliniowych

W celu sprawdzenia wpływu kształtu dyfuzora na wartość współczynnika strat hydraulicznych zaprojektowano elementy o ściankach krzywoliniowych, których tworzące są określone równaniami $dp/ds = \text{Const.}$ i $dv/ds = \text{Const.}$

Wszystkie dyfuzory $dp/ds = \text{Const.}$ zaliczono do serii II. Są to dyfuzory, których średnice wlotowe, kąt rozwarcia i długość odpowiadają wymiarom serii I, tylko profil wzdłużny ścianek jest inny.

Średnice obliczono w oparciu o założenia równomiernego spadku wysokości prędkości wzdłuż osi dyfuzora.

$$\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} = \Delta h \quad /34/$$

ponieważ

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \quad /35/ \quad i \quad v_2 = \frac{4Q}{\pi d_2^2} \quad /36/$$

więc

$$\left(\frac{4Q}{\pi d_1^2} \right)^2 - \left(\frac{4Q}{\pi d_2^2} \right)^2 = 2g \Delta h \quad /37/$$

$$\frac{16Q^2}{\pi^2 d_1^4} - \frac{16Q^2}{\pi^2 d_2^4} = 2g \Delta h$$

$$\pi^2 d_2^4 \left(\frac{16 Q^2 - 2 g \Delta h \pi^2 d_1^4}{\pi^2 d_1^4} \right) = 16 Q^2$$

stąd

$$d_2 = d_1 \sqrt[4]{\frac{8 Q^2}{8 Q^2 - g \Delta h \pi^2 d_1^4}} = d_1 \sqrt[4]{\frac{1}{1 - \frac{g \Delta h \pi^2 d_1^4}{8 Q^2}}} \quad /38/$$

zakładając

$$\frac{g \Delta h \pi^2 d_1^4}{8 Q^2} = A$$

i uwzględniając

$$2g \Delta h = \frac{16 Q^2}{g \pi^2} \left(\frac{1}{d_1^4} - \frac{1}{d_2^4} \right)$$

otrzymany wzór określający średnicę dyfuzora w odległości 1 od przekroju wlotowego

$$d_1 = d_1 \sqrt[4]{\frac{1}{1 - \frac{1}{L} A}} \quad /39/$$

w którym $A = 1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^4$

Według wzoru /39/ obliczono średnice dyfuzorów oznaczonych symbolami:

II-65-8	II-65-14	II-65-17	II-65-20
II-80-8	II-80-14	II-80-17	II-80-20
II-100-8	II-100-14	II-100-17	II-100-20

Rysunki konstrukcyjne tych dyfuzorów podano w załączniku do niniejszej pracy /rys. od 14z do 25z/.

Na podstawie rysunków roboczych wykonano odlewy żeliwne tych dyfuzorów, które badano analogicznie jak dyfuzory serii I.

Przygotowano do badań 24 sztuki dyfuzorów krzywoliniowych o stałym gradiencie ciśnienia wzdłuż osi.

Dyfuzory o stałym gradiencie prędkości wzdłuż osi $dv/ds = \text{Const.}$ zaliczono do serii oznaczonej symbolem III. Dyfuzory tej serii też tylko kształtem ścianek różnią się od odpowiednich dyfuzorów serii I.

Poszczególne średnice obliczono wychodząc z założenia, iż spadek prędkości wzdłuż osi dyfuzora jest stały.

$$v_1 - v_2 = \Delta v \quad /40/$$

Ponieważ

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \quad \text{ i } \quad v_2 = \frac{4Q}{\pi d_2^2}$$

$$\frac{4Q}{\pi d_1^2} - \frac{4Q}{\pi d_2^2} = \Delta v \quad /41/$$

$$\pi d_2^2 \left(\frac{4Q}{\pi d_1^2} - \Delta v \right) = 4Q$$

$$d_2^2 = \frac{4Q}{\pi \left(\frac{4Q}{\pi d_1^2} - \Delta v \right)} = d_1^2 \frac{1}{1 - \pi d_1^2 \frac{\Delta v}{4Q}}$$

stąd

$$d_2 = d_1 \sqrt{\frac{1}{1 - \pi d_1^2 \frac{\Delta v}{4Q}}} \quad /42/$$

zakładając

$$\pi d_1^2 \frac{\Delta v}{4Q} = B$$

i uwzględniając

$$\Delta v = \frac{4Q}{\pi} \left(\frac{1}{d_1^2} - \frac{1}{d_2^2} \right)$$

otrzymamy wzór określający średnicę dyfuzora w odległości 1 od przekroju wlotowego

$$d_1 = d \sqrt{\frac{1}{1 - \frac{1}{L} B}} \quad /43/$$

gdzie $B = 1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2$

W oparciu o wzór /43/ obliczono wszystkie średnice dyfuzorów o kształcie $dv/ds = \text{Const.}$ oznaczonych symbolami:

III-65-8	III-65-14	III-65-17	III-65-20
III-80-8	III-80-14	III-80-17	III-80-20
III-100-8	III-100-14	III-100-17	III-100-20

Według rysunków roboczych /rys. od 26z do 37z w załączniku/ wykonano odlewy żeliwne tych dyfuzorów, które badano analogicznie jak dyfuzory serii I.

Przygotowano do badań 24 sztuki dyfuzorów krzywoliniowych o stałym gradiencie prędkości wzdłuż osi.

Podane dyfuzory wykonano jako odlew nieobrabiany /chropowate/ oraz następnie malowano je dwukrotnie lakierem bitumicznym /gładkie/.

Łącznie więc przygotowano 72 sztuki elementów badawczych. Badane dyfuzory przedstawiono na zdjęciu /rys. 29/.



Rys. 29. badano dyfuzory

3. Zestawienie badanych dyfuzorów

Lp.	Symbol dyfuzora	$\bar{d}_1$	$\bar{d}_2$	δ	$\bar{d}_2/\bar{d}_1$	$L=6\bar{d}_1$
		10^{-3}m	10^{-3}m	1°		10^{-3}m
1	I-65-8	65	119,5	8	1,84	390
2	II-65-8	65	119,5	8	1,84	390
3	III-65-8	65	119,5	8	1,84	390
4	I-65-14	65	160,8	14	2,47	390
5	II-65-14	65	160,8	14	2,47	390
6	III-65-14	65	160,8	14	2,47	390
7	I-65-17	65	181,6	17	2,79	390
8	II-65-17	65	181,6	17	2,79	390
9	III-65-17	65	181,6	17	2,79	390
10	I-65-20	65	202,5	20	3,12	390
11	II-65-20	65	202,5	20	3,12	390
12	III-65-20	65	202,5	20	3,12	390
13	I-80-8	80	147,1	8	1,84	480
14	II-80-8	80	147,1	8	1,84	480
15	III-80-8	80	147,1	8	1,84	480
16	I-80-14	80	197,9	14	2,47	480
17	II-80-14	80	197,9	14	2,47	480
18	III-80-14	80	197,9	14	2,47	480
19	I-80-17	80	223,5	17	2,79	480
20	II-80-17	80	223,5	17	2,79	480
21	III-80-17	80	223,5	17	2,79	480
22	I-80-20	80	202,5	20	3,12	480
23	II-80-20	80	202,5	20	3,12	480
24	III-80-20	80	202,5	20	3,12	480
25	I-100-8	100	183,9	8	1,84	600
26	II-100-8	100	183,9	8	1,84	600
27	III-100-8	100	183,9	8	1,84	600
28	I-100-14	100	247,4	14	2,47	600
29	II-100-14	100	247,4	14	2,47	600
30	III-100-14	100	247,4	14	2,47	600
31	I-100-17	100	279,4	17	2,79	600
32	II-100-17	100	279,4	17	2,79	600
33	III-100-17	100	279,4	17	2,79	600
34	I-100-20	100	311,6	20	3,12	600
35	II-100-20	100	311,6	20	3,12	600
36	III-100-20	100	311,6	20	3,12	600

4. Wykonanie badanych elementów

Badane dyfuzory zostały odlane z żeliwa, Masę formierską dobrano w ten sposób, aby chropowatość bezwzględna k ścianek wewnętrznych dyfuzora odpowiadała chropowatości kształtek wodociagowych nieobrabianych. Zastosowano więc ^{masę} formierską rdzeniową przy użyciu piasku o granulacji ziarn poniżej 1 mm /przesyp przez sito 1 mm/ przy użyciu pokostu jako lepiszcza.

Modele dyfuzorów i skrzynie rdzeniowe wykonano na podstawie rysunków roboczych dyfuzorów /w załączeniu/. Dokładny pomiar wymiarów geometrycznych odlanego już dyfuzora jest bardzo trudny. Dlatego też wszystkie skrzynki rdzeniowe przed odlewem były dokładnie sprawdzane. Stwierdzone przy pomiarach odchyłki ^{wartości} od nominalnych wynoszą $\pm 0,5\%$, uzyskana więc dokładność wykonania skrzynek była wystarczająca.

Powierzchnie czołowe odlanych dyfuzorów obrabiano mechanicznie. Przy obróbce skrawaniem szczególną uwagę zwrócono na wykonanie średnicy wlotowej d_1 i wylotowej d_2 . Stwierdzone przy kontroli odchyłki od wartości nominalnych wynoszą $\pm 0,5\%$.

W celu uniknięcia błędów pomiaru zapewniono współśrodkowość wbudowania dyfuzora poprzez pierścienie centrujące wpasowane w odpowiednio wykonane kołnierze rurociągu pomiarowego. Zapobiega to grubym błędom wskazań, jakie mogłyby powstać wskutek mimośrodkowego wmontowania dyfuzora lub niezbyt dokładnie wykonanych uszczelek.

W celu zbadania rozkładu ciśnień statycznych wzdłuż dyfuzora, zaprojektowano wykonanie otworków piezometrycznych o średnicy $\phi = 4$ mm w czterech płaszczyznach pionowych prostopadłych do osi rurociągu. Płaszczyzny te dzielą dyfuzor na pięć równych części

o długości 1. W każdej płaszczyźnie rozmieszczono symetrycznie na obwodzie po cztery otworki piezometryczne łączące obszar przepływu cieczy z elastycznymi obwodowymi komorami ciśnienia. Umożliwiło to odbiór ciśnienia średniego w danym przekroju rury. Celem zapewnienia niezmienności warunków odbioru w czasie pomiaru zaokrąglono krawędzie nawierconych otworków.

5. Budowa stanowiska pomiarowego

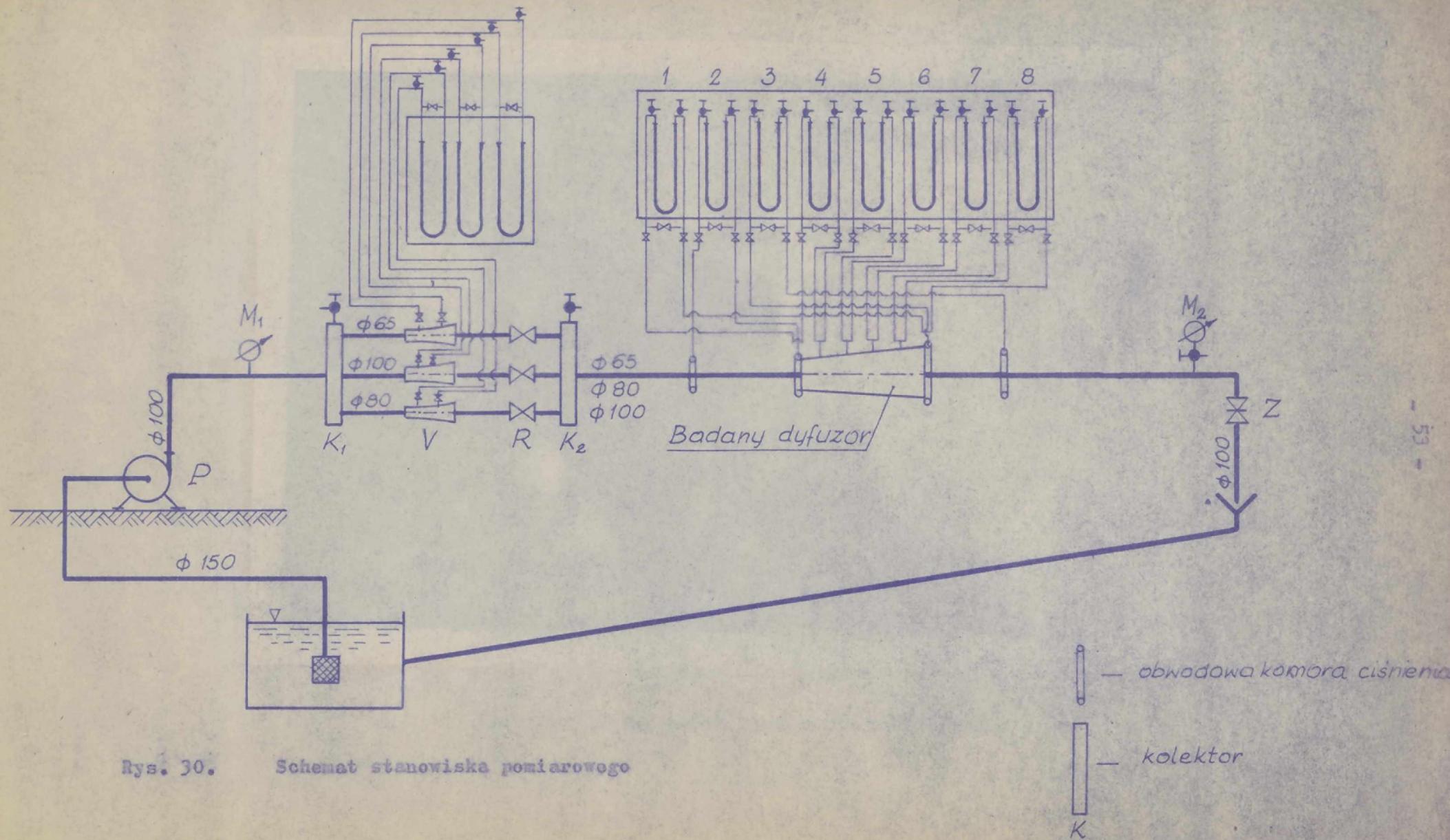
Badania dyfuzorów przeprowadzono na stanowisku pomiarowym zbudowanym w Laboratorium Hydromechanicznym Zakładu Hydro- i Aeromechaniki Instytutu Maszyn i Urządzeń Hydraulicznych oraz Aparatury Przemysłowej. Stanowisko badawcze zaprojektowano z uwzględnieniem następujących wymagań:

- a/ ustalony i niezakłócony przepływ w rurze pomiarowej,
- b/ równomierny rozkład prędkości w rurze pomiarowej,
- c/ dokładny pomiar natężenia przepływu,
- d/ możliwość regulacji natężenia przepływu w zakresie od
 $0 - 28 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$,
- e/ prawidłowy odbiór ciśnienia na odcinkach pomiarowych.

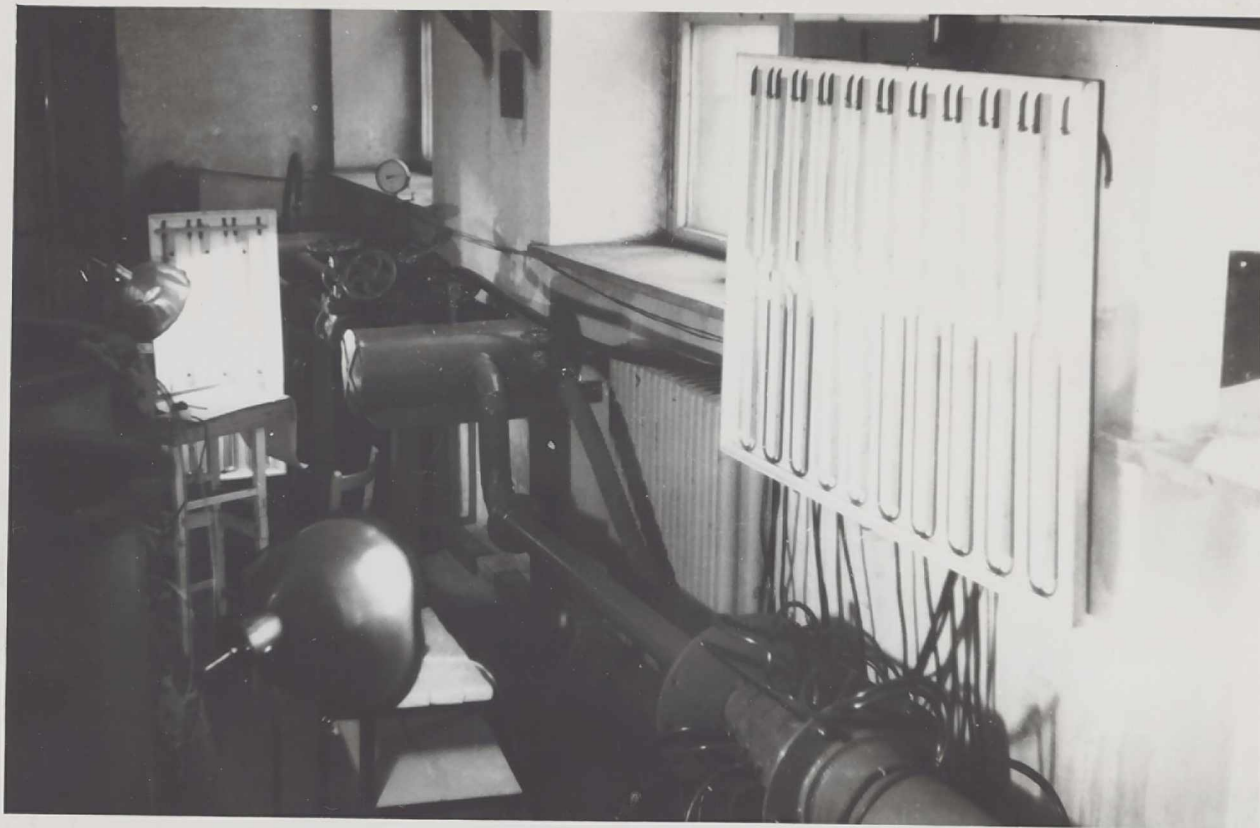
Na rysunku roboczym 1 z /w załączniku/, schemacie rys. 30 oraz zdjęciach rys. 31 i 32 przedstawiono stanowisko pomiarowe do badania dyfuzorów. Układ mierniczy jest układem zamkniętym o stałym obiegu wody, wywołanym pompą i regulowanym zaworami.

Układ składa się z:

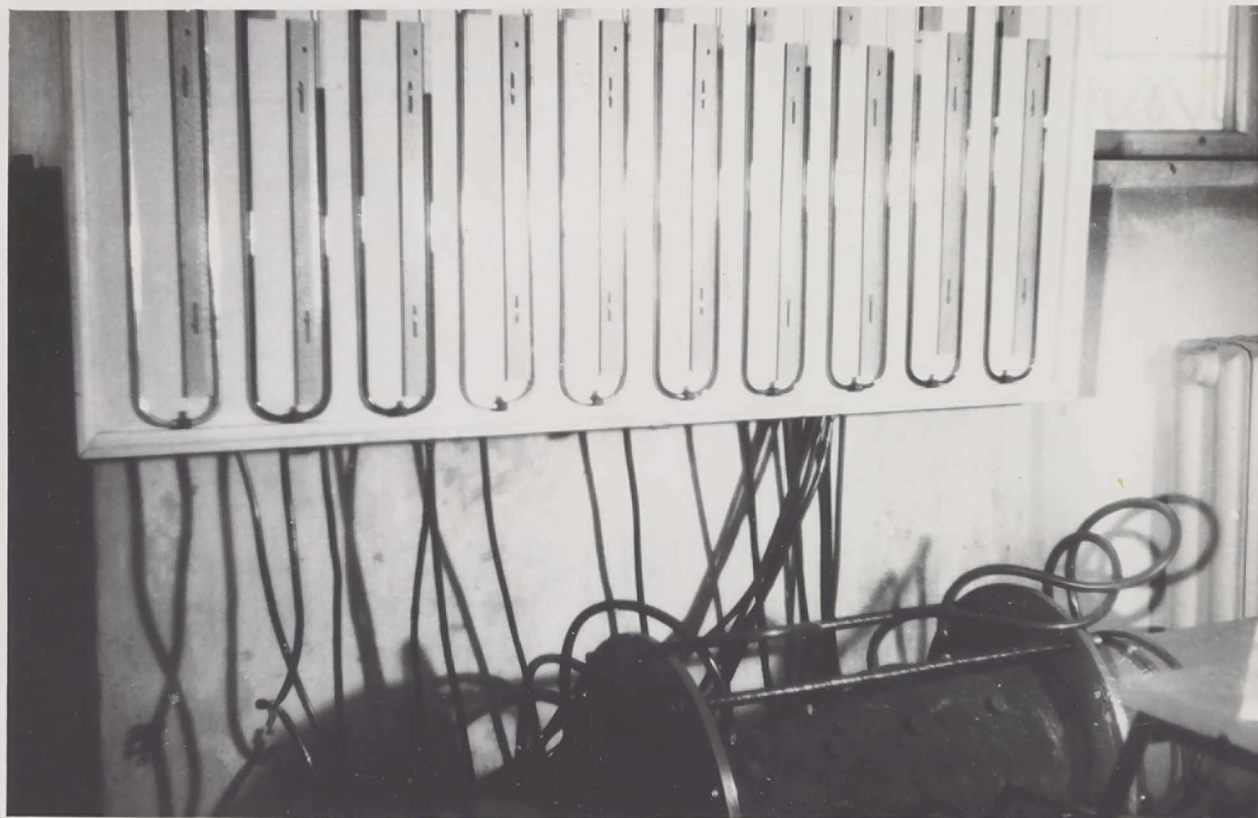
- A - zbiornika dolnego o objętości $V \approx 4 \text{ m}^3$
- B - odcinka rurociągu ssawnego o średnicy $d_s = 150 \text{ mm}$ i długości $l_s = 16,0 \text{ m}$
- C - pompy odśrodkowej typu 100N 210 o parametrach $Q = 1500 \text{ l/min}$,



Rys. 30. Schemat stanowiska pomiarowego



Rys. 31. Ogólny widok stanowiska pomiarowego



Rys. 32. Sposób wbudowania dyfuzora i widok tablicy
manometrycznej

$H = 52 \text{ m H}_2\text{O}$, $n = 3000 \text{ obr/min}$ z zainstalowanym na króćcu tłocznym manometrem prężnym M_1

D - odcinka tłocznego stałego o długości $l_t = 3,1 \text{ m}$ złożonego z 3 równoległych rurociągów o średnicach $d_r = 60, 80 \text{ i } 100 \text{ mm}$ z wbudowanymi zwężkami mierniczymi Venturiego - V i zaworami regulacyjnymi - R

E - odcinka tłocznego wymiennego, czyli odcinka pomiarowego o długości $l_p = 5,75 \text{ m}$ z wbudowaną na końcu zasuwą regulującą - Z

F - grawitacyjnego odprowadzenia do zbiornika A

Rurociąg tłoczny dzieli się więc na dwa odrębne układy pomiarowe D i E.

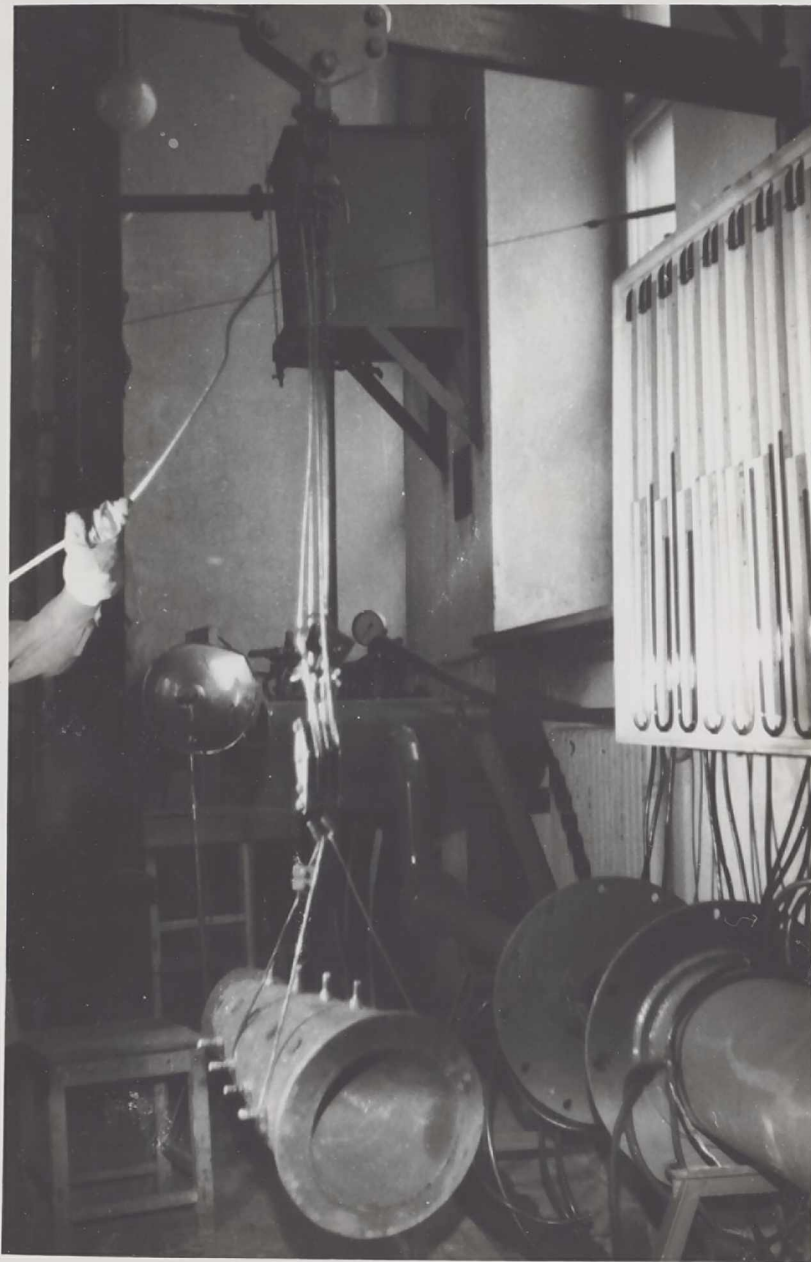
Pierwszy z nich /stały/ stanowi układ pomiarowy natężenia przepływu. Usytuowany został na wysokości $z = 0,88 \text{ m}$ i dokładnie wypoziomowany. Celem dokładnego określenia natężeń przepływu w możliwie szerokich granicach, układ ten składa się z trzech równoległych poziomych rur o średnicach $d_r = 65, 100 \text{ i } 80 \text{ mm}$, z wbudowanymi zwężkami Venturiego V i zaworami regulacyjnymi R. W ten sposób można uzyskać stosunkowo dużą dokładność pomiaru przy przepływach najmniejszych, średnich i największych. I tak najmniejsze natężenia przepływu były mierzone zwężką wbudowaną w rurociąg $d_r = 65 \text{ mm}$, średnie - zwężką $d_r = 80$, największe - zwężką $d_r = 100 \text{ mm}$. Do regulacji przepływu służą zawory R umieszczone za zwężkami mierniczymi w odległościach zgodnych z normą PN-65/M-53950.

W celu uniknięcia zaburzeń, które mogłyby być wywołane rozgałęzieniami, króciec tłoczny pompy połączono z trzema poziomymi rurociągami układu pomiarowego natężenia przepływu poprzez poziomy zbiornik - K_1 o średnicy $d_z = 300 \text{ mm}$. W ten sam sposób poprzez

zbiornik K_2 połączono układ stały z odcinkiem mierniczym /wymennym/. Rurociąg pomiarowy, ułożony na wysokości $z_m = 0,7$ m i dokładnie wypoziomowany składa się z:

- a/ wymiennego odcinka przed dyfuzorem o długości 1,8 m. Średnice wynoszą kolejno $d_r = 65$ mm, 80 mm i 100 mm. Długość tego odcinka została dobrana tak, aby w najniekorzystniejszym przypadku, tj. przy średnicy $d_r = 100$ mm, odcinek przed dyfuzorem był dostatecznie długi w celu uzyskania osiowo-symetrycznego przepływu. Przy średnicy $d_r = 100$ mm długość odcinka wynosi $18 d_r$, przy $d_r = 80$ mm - $22 d_r$, natomiast przy $d_r = 65$ mm - $28 d_r$. Na końcu tego odcinka, tj. bezpośrednio przed dyfuzorem, nawiercono w płaszczu rury cztery otworki piezometryczne $\phi = 4$ mm, łączące obszar przepływu cieczy z obwodową komorą ciśnienia, przyspawaną do kołnierza rury. Króciec wylotowy obwodowej komory ciśnienia jest połączony elastycznym węzłem z manometrem różnicowym, umieszczonym na tablicy pomiarowej. Ciśnienie bezpośrednio przed dyfuzorem mierzono w odległości $0,01$ m + grubość kołnierza, tj. ok. $0,025$ m. W celu obserwacji zmian ciśnienia w odcinku dolotowym, wywołanych przez badany element, wykonano w odległości $\sim 5 d_r$ od dyfuzora obwodową komorę ciśnienia połączoną z obszarem przepływu cieczy i manometrem,
- b/ wymiennego odcinka za dyfuzorem o długościach 1,24, 1,12 i 1,0 m.

Średnice odcinka za dyfuzorem dobrano odpowiednio do średnic wylotowych dyfuzora - d_2 . Wykonanych zostało 12 króćców wymiennych z otworkami piezometrycznymi i komorami odbioru ciśnienia bezpo-



Rys. 33. Montaż dyfuzora

średnio za dyfuzorem $\sim 0,025 \text{ m/}$ i w odległości $5 d_2$. Komory te są takie same, jak w króćcu dolotowym,

c/ stałego odcinka złożonego z rur o średnicy $d_r = 356 \text{ mm}$ i długości $l = 1,7 \text{ m}$ z zamontowanym manometrem prężnym M_2 z kurkiem odpowietrzającym O_3 oraz odcinka o średnicy $d_r = 150 \text{ mm}$ i długości $l = 1,7 \text{ m}$ z zainstalowaną zaskrętką Z /celem uzyskania stałego ciśnienia w rurociągu tłocznym/.

Po wykonaniu całej serii badań dyfuzora, wymienne odcinki układu mierniczego demontowano, zastępując je elementem i odcinkami o innych średnicach. Ponieważ masa elementów badawczych była dość duża /do 150 kg/ zaprojektowano dźwig montażowy U z wielokrążkami o możliwości przesuwu w poziomie i pionie. Montowany dyfuzor podwieszano na linie stalowej, którą następnie podciągano /zdzjęcie rys. 33/. Ułatwiło to znacznie montaż i demontaż elementów badanych.

V. CZĘŚĆ DOŚWIADCZALNA

1. Pomiar podstawowych wielkości

a/ Pomiar wysokości, przyrostu i spadku ciśnienia

Wysokości i różnice wysokości ciśnienia na odcinkach pomiarowych mierzono metodą wielopunktową. Obwodowe komory wyrównawcze połączono z ramionami poszczególnych manometrów różnicowych rurkami przyłączeniowymi ze sztucznego tworzywa o średnicy 8 mm . Manometry różnicowe wykonano z rurek szlanych o średnicy wewnętrznej 10 mm . Jako cieczy manometrycznej użyto rtęci Hg $99,99\%$ $\gamma_{rt} = 132,846 \text{ kN/m}^3$ przy temperaturze $T = 293 \text{ K/}$ i czterochlorku węgla CCl_4 $\gamma_{cl} = 15,642 \text{ kN/m}^3$, $T = 293 \text{ K/}$. Zmierzoną manometrem

różnicę ciśnień przeliczano na metry słupa wody ze wzoru

$$\Delta h = \frac{\gamma_m - \gamma_w}{\gamma_w} \cdot \Delta z \quad /44/$$

Podczas pomiarów zapisywano temperaturę otoczenia celem ustalenia każdorazowej wartości $\gamma_m - \gamma_w$.

Przed pomiarami manometr i rurki impulsowe starannie odpowietrzano, otwierając kolejno zaworki odpowietrzające przy jednoczesnym przepływie wody przez rurociąg pomiarowy.

Skale manometrów wykonano z listew drewnianych z podziałką milimetrową. Podziałkę skali sprawdzono za pomocą legalizowanego przymiaru metalowego - błąd nie przekroczył 1%. Przed każdym pomiarem sprawdzano i regulowano położenie zerowe manometrów.

Obok manometrów różnicowych układ był zaopatrzony w manometry prężne Bourdona. Jeden z nich umieszczony był na kołnierzu wylotowym pompy, drugi przed zaworem przy wylocie rurociągu tłoczego. Dokładność wskazań tych manometrów wg świadectw legalizacyjnych wynosi $\pm 0,5\%$.

b/ Pomiar natężenia przepływu

Natężenie przepływu mierzono za pomocą zwężek mierniczych Venturiego o parametrach:

$$1/ \quad d_r = 100 \text{ mm}; \quad d_1 = 95 \text{ mm}; \quad \Delta h_{\max} = 6 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$Q = 0,03 \text{ m}^3/\text{s};$$

$$2/ \quad d_r = 80 \text{ mm}; \quad d_1 = 75 \text{ mm}; \quad \Delta h_{\max} = 6 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$Q = 0,03 \text{ m}^3/\text{s};$$

$$3/ \quad d_r = 65 \text{ mm}; \quad d_1 = 60 \text{ mm}; \quad \Delta h_{\max} = 6 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$Q = 0,02 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Zwężki te wywzorcowano metodą bezpośrednią przez pomiar objętości wody wypływającej do zbiornika pomiarowego w określonym czasie. Wykresy na rysunkach od 38z do 40z w załączniku przedstawiają krzywe wzorcowania zwęzek mierniczych. Zależność błędów pomiarowych od Δh dla zwęzek 100, 80 i 65 przedstawiono na rys. 41z w załączniku. Spadek ciśnienia mierniczy mierzono za pomocą manometru różnicowego rtęciowego. Manometry były połączone ze zwężkami, podobnie jak i przy dyfuzorach, węzami ze sztucznego tworzywa. Przy manometrach umieszczono zaworki odpowietrzające.

d/ Pomiar wymiarów geometrycznych dyfuzorów

Dokładny pomiar wymiarów geometrycznych /wewnętrznych/ dyfuzora jest bardzo trudny. Dlatego też duży nacisk położono na dokładne wykonanie skrzynek rdzeniowych. Każdą skrzynkę przed odlewem starannie sprawdzano, po obróbce natomiast sprawdzano tylko średnicę wlotową, wylotową i długość dyfuzora. Wszystkie wielkości liniowe sprawdzono zgodnie z odpowiednimi rysunkami za pomocą suwmiarki. Rozstaw miejsc otworów piezometrycznych sprawdzano legalizowanym przymiarem metalowym o podziałce milimetrowej. Stwierdzone odchyłki od wartości nominalnych przy tych wszystkich pomiarach nie przekraczały $\pm 0,5\%$.

e/ Pomiar chropowatości

Badanie wchodzące w zakres niniejszej pracy zostały przeprowadzone na dyfuzorach, których sztucznie uzyskana chropowatość bezwzględna w zakresie $k \approx 0,1 \text{ mm}$ do $k \approx 0,3 \text{ mm}$ była zbliżona swym charakterem do chropowatości rur spotykanych w praktyce. Podobieństwo to osiągnięte przez wykonanie odlewów w formie z piasku o określonej granulacji /patrz rozdział IV, 4/ oraz przez

pomalowanie wewnętrznej powierzchni lakierem bitumicznym /gładkie/.

Chropowatość powierzchni wewnętrznych określano z możliwą do uzyskania dokładnością, metodą wykonania odcisków badanych powierzchni i zmierzenia nierówności na odciskach. Z każdego dyfuzora bezpośrednio po zakończeniu pomiaru robiono po dwa odciski duraktylowe o powierzchni $\sim 5 \text{ cm}^2$. Podstawą obliczenia chropowatości bezwzględnej dyfuzora była średnia arytmetyczna otrzymanych z pomiarów wartości obliczonych wg PN-58/M-04250.

Wskutek trudności ilościowego określenia chropowatości otrzymane wyniki pomiarowe nie mogą stanowić ścisłej miary chropowatości, niemniej jednak odtwarzają charakter chropowatości.

2. Sposób wykonywania pomiarów

a/ Metoda pomiarów

W celu określenia zależności współczynnika strat dyfuzora od parametrów $\tilde{Q}$, σ , k i kształtu przeprowadzono szereg badań wykonanych dyfuzorów. Badania laboratoryjne polegały na:

- 1/ wyznaczeniu rzeczywistego natężenia przepływu Q przez pomiar spadku ciśnienia mierniczego na jednej z trzech zwęzek Venturiego i odpowiednim jego przeliczeniu,
- 2/ wyznaczeniu za pomocą manometrów różnicowych przyrostu ciśnienia statycznego w całym badanym dyfuzorze oraz w poszczególnych odcinkach dyfuzora.

b/ Technika pomiarów

Po wmontowaniu badanego dyfuzora uruchamiano obieg wody w układzie. Stwierdzono na podstawie próbnych pomiarów, że czas ustalenia się równomiernej temperatury układu wynosi 1,5 godziny.

W tym czasie przy maksymalnym przepływie wody odpowietrzano układ pomiarowy i manometry. Po okresie wstępnym dławiono przepływ do wartości minimalnej i rozpoczynano właściwe badania. Poprzez odpowiednią regulację przepływu zaworami na początku i na końcu rurociągu pomiarowego ustalano natężenie przepływu. Równocześnie z odczytem mierniczego spadku ciśnienia w zwężce odczytywano wysokości słupów cieczy manometrycznej na tablicy manometrów nad dyfuzorem. Każdy odczyt przy ustalonym natężeniu przepływu powtarzano trzykrotnie, a do obliczeń wstawiano wartość średnią tych trzech pomiarów, o ile naturalnie nie różniły się one znacznie między sobą. Dzięki temu unikano grubych błędów odczytu. Po wyznaczeniu tych odczytów zmieniano natężenie przepływu od wartości najmniejszej do największej i na odwrót, utrzymując jednak stałe ciśnienie w rurociągu pomiarowym $p_p \approx 1 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$. W ten sposób eliminowano błędy przypadkowe. Po wykonaniu trzech serii pomiarów instalowano kolejny dyfuzor, dla którego przeprowadzano opisane powyżej czynności.

c/ Sposób wykonywania obliczeń

Wszystkie obliczenia przeprowadzano w układzie SI. Polegały one na:

- 1/ obliczeniu średniego natężenia przepływu na podstawie pomiaru mierniczego spadku ciśnienia Δh_m w zwężce z wzoru

$$Q = C \sqrt{\Delta h_m} \quad /45/$$

- 2/ wyznaczeniu średniej prędkości przepływu wody w poszczególnych przekrojach mierniczych dyfuzora z zależności

$$v_{sr} = \frac{4 Q}{\pi d^2} \quad /46/$$

- 3/ określeniu kinematycznego współczynnika lepkości wody z tablic w zależności od temperatury

$$\nu = f / t / \quad /47/$$

- 4/ obliczeniu liczby Reynoldsa z wzoru

$$Re = \frac{4 Q}{\pi d \nu} \quad /48/$$

- 5/ obliczeniu przyrostu ciśnienia statycznego w badanym dyfuzorze jako różnicy ciśnień między przekrojami hydrometrycznymi za i przed dyfuzorem oraz w pięciu przekrojach dyfuzora

$$\Delta h = \frac{\Delta p}{\gamma} = h_2 - h_1 \quad /49/$$

- 6/ obliczeniu teoretycznej wartości przyrostu ciśnienia w dyfuzorze

$$\Delta h_{th} = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} \quad /50/$$

- 7/ obliczeniu całkowitej straty wysokości ciśnienia w dyfuzorze

$$\Delta h_D = \Delta h_{th} - \Delta h = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} - \frac{\Delta p}{\gamma} \quad /51/$$

- 8/ obliczeniu współczynnika strat ciśnienia w dyfuzorze

$$\zeta_D = \frac{\Delta h_D}{v_1^2 / 2g} \quad /52/$$

3. Opis badań

Badania wpływu kształtu dyfuzora przy różnych kątach rozwarcia i chropowatościach przeprowadzono dla trzech średnic rurociągów: 65, 80, 100 mm. Przed przystąpieniem do podstawowych pomiarów wykonano szereg prób celem określenia warunków i możliwości przeprowadzenia zamierzonych badań. Podczas pomiarów wstępnych przewzorcowano zwężki Venturiego w celu ustalenia ich charakterystyk w

rzeczywistych warunkach wbudowania. Dobrano rodzaj cieczy manometrycznej wypełniającej poszczególne manometry różnicowe. Ustalono minimalny czas pracy układu pompowego przed rozpoczęciem pomiarów /1,5 godziny/.

Po wykonaniu badań wstępnych przystąpiono do podstawowych pomiarów. Pierwsze badania przeprowadzono dla rurociągu o średnicy $d_r = 65$ mm. Po wbudowaniu w stanowisko odpowiedniego odcinka pomiarowego wraz z dyfuzorem I-65-8 chropowatym uruchomiono układ pompowy oraz układ pomiarowy. Badania przeprowadzano opisaną techniką pomiarową /patrz p. 2b/. Wyniki zestawiono w tabelach pomiarowych 1 /przykład rys. 42z w załączniku/. Następnie sporządzano tabele wyników 2 /zamieszczone w załączniku rys. 43 z do 74z/, na podstawie których sporządzano wykresy zależności

$\xi_D = f / \tilde{Q} /$. Serie pomiarowe od 1 do 12 dotyczyły dyfuzorów chropowatych $k \approx 0,3$ mm wbudowanych w rurociąg $d_r = 65$ mm. Serie badań od 13 do 24 obejmowały dyfuzory chropowate $k \approx 0,3$ mm wbudowane w rurociąg $d_r = 80$ mm. Serie od 25 do 36 dotyczyły dyfuzorów chropowatych / $k \approx 0,3$ mm/ wbudowanych w rurociąg $d_r = 100$ mm. Serie pomiarowe od 37 do 48 obejmowały pomiar dyfuzorów gładkich / $k \approx 0,1$ mm/ o średnicy wlotowej $d_1 = d_r = 65$ mm. Serie badań od 49 do 60 dotyczyły dyfuzorów gładkich / $k \approx 0,1$ mm/ o średnicy wlotowej $d_1 = d_r = 80$ mm. Serie badań od 61 do 72 obejmowały dyfuzory gładkie / $k \approx 0,1$ mm/ o średnicy wlotowej $d_1 = d_r = 100$ mm.

Przed rozpoczęciem pomiarów odrzucono dyfuzory oznaczone symbolami I-80-17, II-80-20, III-80-17 i II-100-17, ze względu na dużą nierównomierność chropowatości powierzchni wewnętrznej,

VI. ANALIZA WYNIKÓW PRZEPROWADZONYCH BADAŃ

Analiza otrzymanych wyników doświadczalnych obejmuje:

- 1/ zależność wartości współczynnika strat hydraulicznych w dyfuzorze ζ_D od liczby Reynoldsa i kąta rozwarcia δ dyfuzorów stożkowych przy różnych chropowatościach bezwzględnych;
- 2/ zależność współczynnika ζ_D od liczby Reynoldsa i kąta rozwarcia dyfuzorów o tworzących określonych równaniami $dp/ds = \text{Const.}$ i $dv/ds = \text{Const.}$ przy różnych chropowatościach bezwzględnych;
- 3/ ustalenie minimalnej wartości liczby Reynoldsa $\tilde{R}_{gr}$, po przekroczeniu której współczynnik strat hydraulicznych ζ_D jest wyłączną funkcją chropowatości, kąta rozwarcia i kształtu, a nie zależy od $\tilde{R}$;
- 4/ wyznaczenie optymalnego kształtu dyfuzora przy określonym kącie rozwarcia i chropowatości bezwzględnej;
- 5/ zależność współczynnika strat hydraulicznych ζ_D od charakteru krzywej określającej stosunek liczb Reynoldsa w zależności od długości dyfuzora $\tilde{R}/\tilde{R}_1 = f(1/L)$
- 6/ zależność strat hydraulicznych w dyfuzorze Δh_D od charakteru krzywej zmiany wysokości ciśnienia statycznego i wysokości prędkości wzdłuż dyfuzora,
- 7/ wyznaczenie krzywych zależności wartości współczynnika strat hydraulicznych od wartości stosunku średnicy wylotowej do wlotowej $\zeta_D = f(d_2/d_1)$ dyfuzorów stożkowych i dyfuzorów o tworzących krzywoliniowych w obszarze przepływów $\tilde{R} > \tilde{R}_{gr}$
- 8/ wyprowadzenie wzorów empirycznych $\zeta_D = f(d_2/d_1)$ w obszarze $\tilde{R} > \tilde{R}_{gr}$

1. Zależność współczynnika ζ_D od liczby Reynoldsa w dyfuzorach stożkowych

Zależność współczynnika ζ_D od liczby Reynoldsa dla dyfuzorów stożkowych o smukłości $L/d_1 = 6$ /kształt I/ o różnych średnicach wlotowych, kątach rozwarcia i chropowatościach przedstawiają rysunki od 34 do 39. Dla każdej wartości średnicy wlotowej i kąta rozwarcia sporządzone krzywe $\zeta_D = f / \tilde{R} /$ dla poszczególnych badanych dyfuzorów odpowiadające dwóm chropowatościom.

W badanych dyfuzorach występuje wyraźna zależność $\zeta_D = f / \tilde{R} /$ do wartości granicznej $\tilde{R}_{gr}$. Powyżej tej wartości współczynnik ζ_D osiąga w badanym zakresie $\tilde{R}$ wartość stałą.

Przy wartościach liczby Reynoldsa $\tilde{R} < \tilde{R}_{gr}$ mniejsze wartości współczynnika ζ_D wywołane są następującymi zjawiskami:

- mniejsze prędkości przepływu powodują zmniejszenia wymiany pędu między cząstkami strefy rdzennej i przyściennej,
- przy małych kątach rozwarcia dyfuzorów istnienie warstewki przyściennej wzdłuż ścianki czyni ją hydraulicznie gładszą,
- przy dużych kątach rozwarcia mniejsze wartości liczb $\tilde{R}$ na wlocie powodują przesunięcie punktu oderwania się strumienia do przekroju bardziej oddalonego od przekroju wlotowego.

Ponieważ przy projektowaniu dyfuzorów zostało w zasadzie zachowane prawo podobieństwa geometrycznego, otrzymane krzywe $\zeta_D = f / \tilde{R} /$ są porównywalne i można wyciągnąć z ich przebiegu następujące wnioski:

- a/ dyfuzory o kącie rozwarcia $\sigma = 8^\circ$ i mniejszej chropowatości bezwzględnej $/k \approx 0,1 \text{ mm}/$ posiadają najniższe wartości współczynnika ζ_D ,

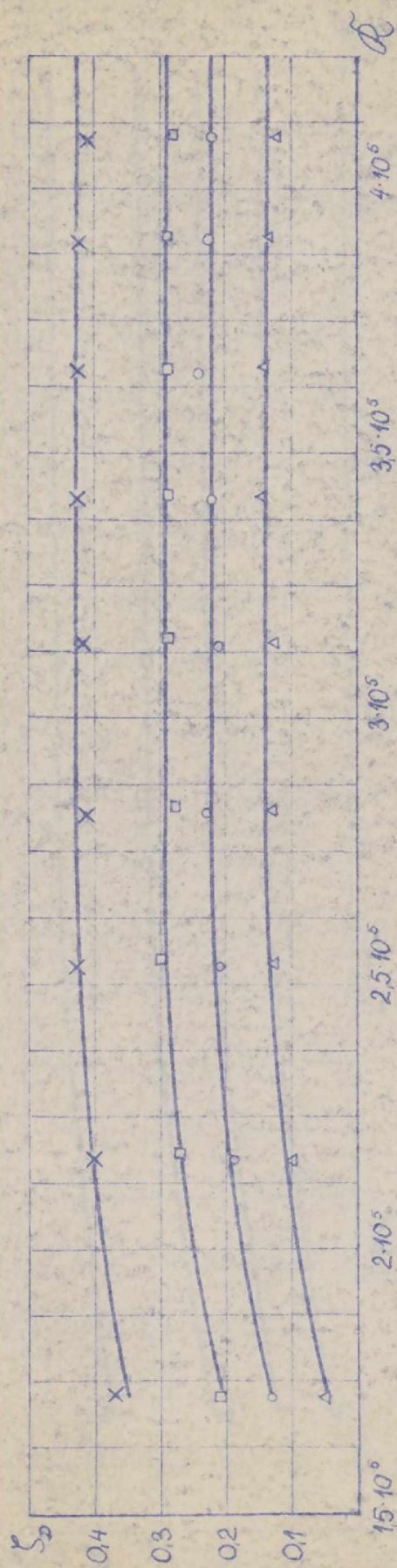


Рис. 24. Зависимость коэффициента сопротивления гидравлических Σδ в диффузоре от числа Рейнольдса Re для диффузоров стоконных с разными кривыми рег-вартия при диаметре входе d₁ = 0.05 м и скорости течения v = 10 м/с.

Δ - диффузор 1-65-8
 ○ - диффузор 1-65-14
 □ - диффузор 1-65-17
 × - диффузор 1-65-23

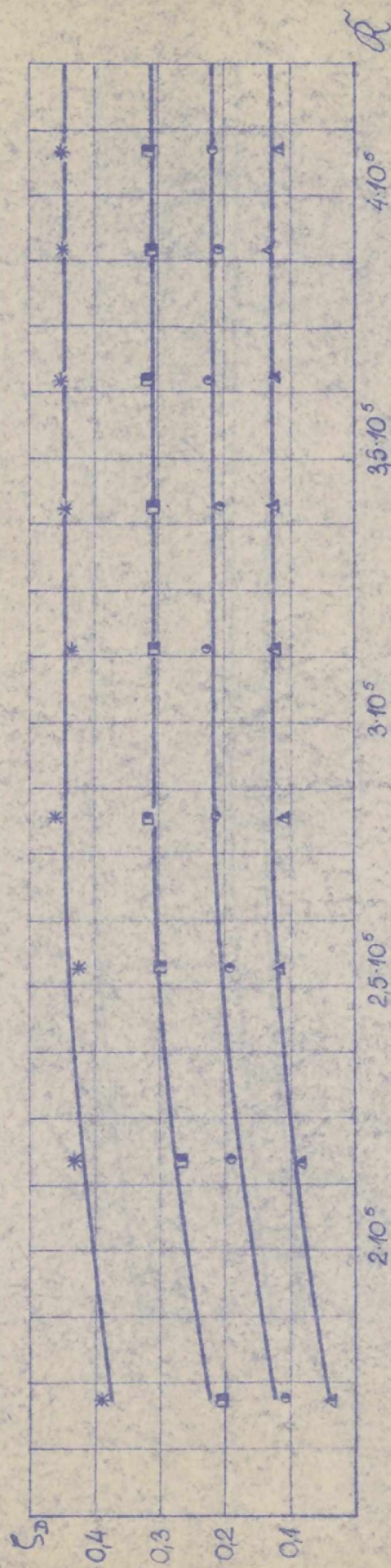


Рис. 35. Зависимость коэффициента потерь гидравлических Σ в диффузорах от линии Рейнольдса Re для диффузоров ступенчатых с разными кривыми потерь при средней скорости $d_1 = 65$ мм и относительной барометрической высоте $h \approx 0,1$ мм.

Δ — диффузор 1-65-6
○ — диффузор 1-65-14
□ — диффузор 1-65-17
* — диффузор 1-65-20

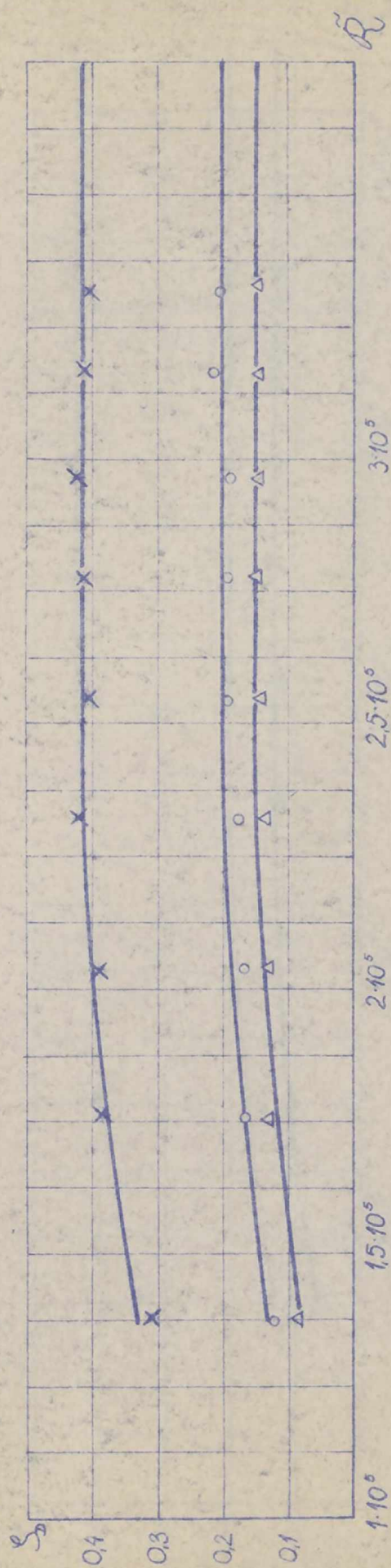
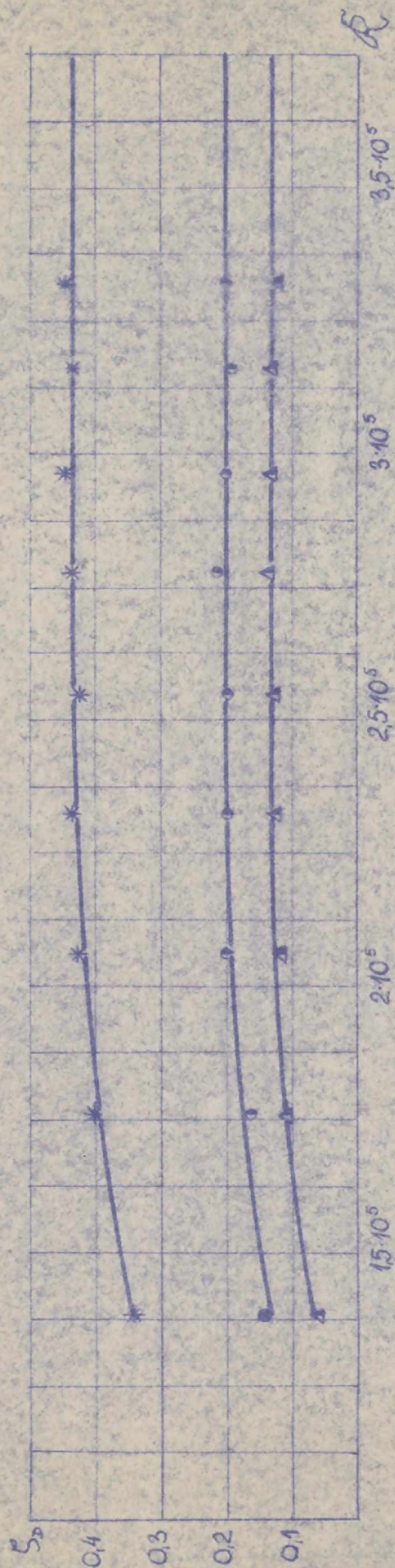


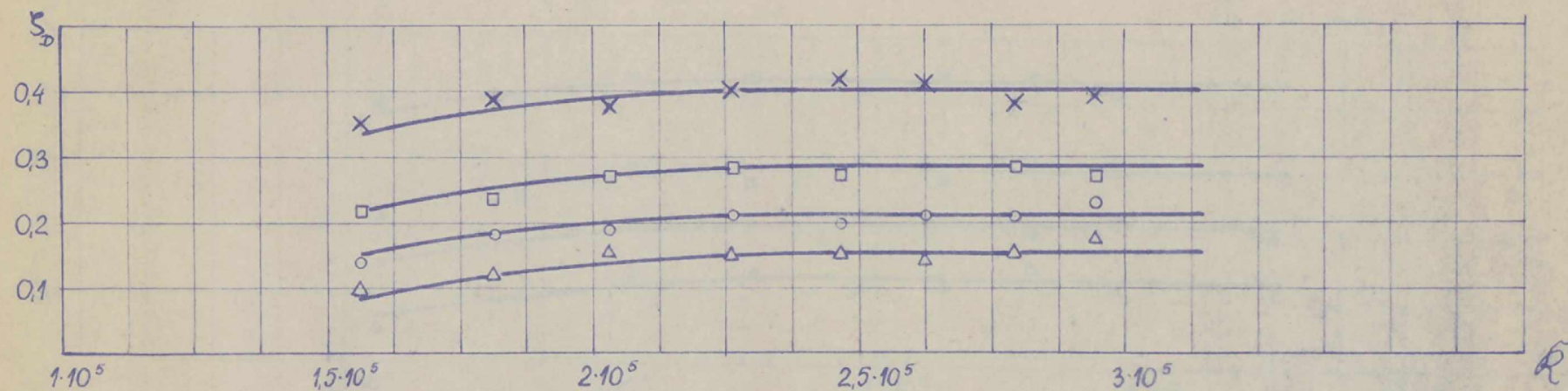
Рис. 26. Залежність коефіцієнта втрат гідрравлічних Σ в дифузоре від кількості бойових R для дифузорові стоківних в різних кутах розв'язу при радіусі вlotу $d_1 = 60$ мм і коефіцієнті беззатягності $k \approx 0,3$ мм

Δ - дифузор I-80-0
 $\circ$ - дифузор I-80-14
 $\times$ - дифузор I-80-20



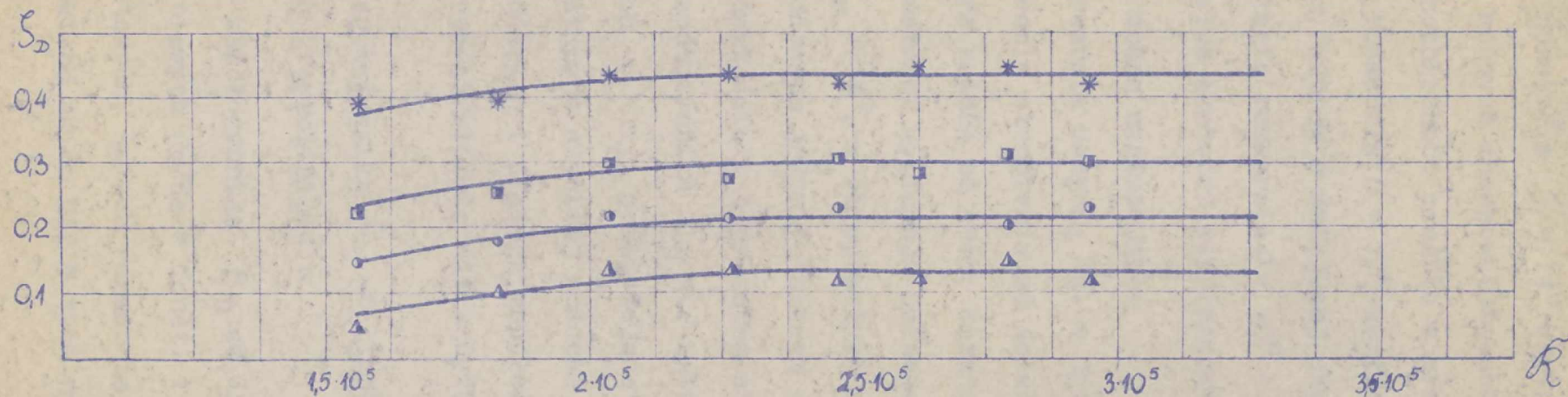
rys. 37. Zależność współczynnika oporu hydraulicznego Σ w dyfuzorze od liczby Reynoldsa R dla dyfuzorów stożkowych o różnych kątach rozwarcia przy średnicy wlotowej $d_1 = 20$ mm i charakterystyki bezwzględnej $\lambda \approx 0,1$

Δ - dyfuzor 1-30-3
 ○ - dyfuzor 1-80-14
 * - dyfuzor 1-80-20



Rys. 38. Zależność współczynnika strat hydraulicznych ζ_D w dyfuzorze od liczby Reynoldsa Re dla dyfuzorów stożkowych o różnych kątach rozwarcia przy średnicy wlotowej $d_1 = 100$ mm i chropowatości bezwzględnej $k \approx 0,3$ mm

- Δ - dyfuzor I-100-8
- $\circ$ - dyfuzor I-100-14
- $\square$ - dyfuzor I-100-17
- $\times$ - dyfuzor I-100-20



rys. 39. Zależność współczynnika strąt hydraulicznych ξ_D w dyfuzorze od liczby Reynoldsa Re dla dyfuzorów stożkowych o różnych kątach rozwarcia przy średnicy wlotowej $d_1 = 100$ i grubości krawędzi $k \approx 0,1$ mm

- △ - dyfuzor I-100-6
- - dyfuzor I-100-14
- - dyfuzor I-100-17
- * - dyfuzor I-100-20

- b/ przy kątach rozwarcia $\sigma = 14^\circ$ wartości współczynnika ζ_D dyfuzorów o różnych chropowatościach są równe /zachodzi tylko nieznaczna rozbieżność zawarta w granicach błędów pomiarów/,
c/ przy kątach rozwarcia $\sigma = 17^\circ$ wartości współczynnika ζ_D są wyższe dla dyfuzorów o mniejszej chropowatości / $k \approx 0,1 \text{ mm}$ /,
d/ dyfuzory o kącie rozwarcia $\sigma = 20^\circ$ i mniejszej chropowatości mają maksymalne wartości współczynnika ζ_D .

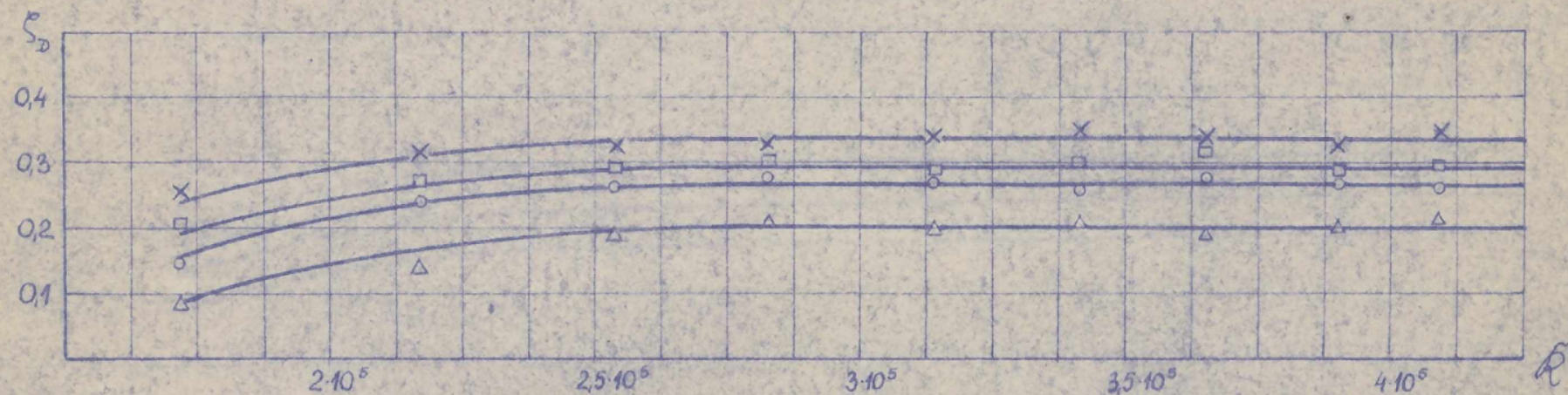
Wy tłumaczyć to można następująco:

Przy kątach rozwarcia małych, tj. w dyfuzorach, w których nie występuje oderwanie strumienia od ścianek, występują tylko straty tarcia, które zależą od chropowatości ścianek. W dyfuzorach o małej chropowatości występuje początek odrywania przy kącie krytycznym $\sigma_{cr} \approx 14^\circ$, w chropowatych natomiast straty hydrauliczne są spowodowane jedynie tarciem o ścianki. Ponieważ straty wywołane chropowatością i oderwaniem strugi są tego samego rzędu, wartości współczynnika ζ_D nie zależą od chropowatości ścian.

Przy kątach $\sigma > \sigma_{cr}$ przeważają straty spowodowane oderwaniem, które występuje szybciej podczas przepływu przez dyfuzor o ściankach gładzych i dlatego współczynnik ζ_D w tych dyfuzorach osiąga wartości większe niż w dyfuzorach chropowatych.

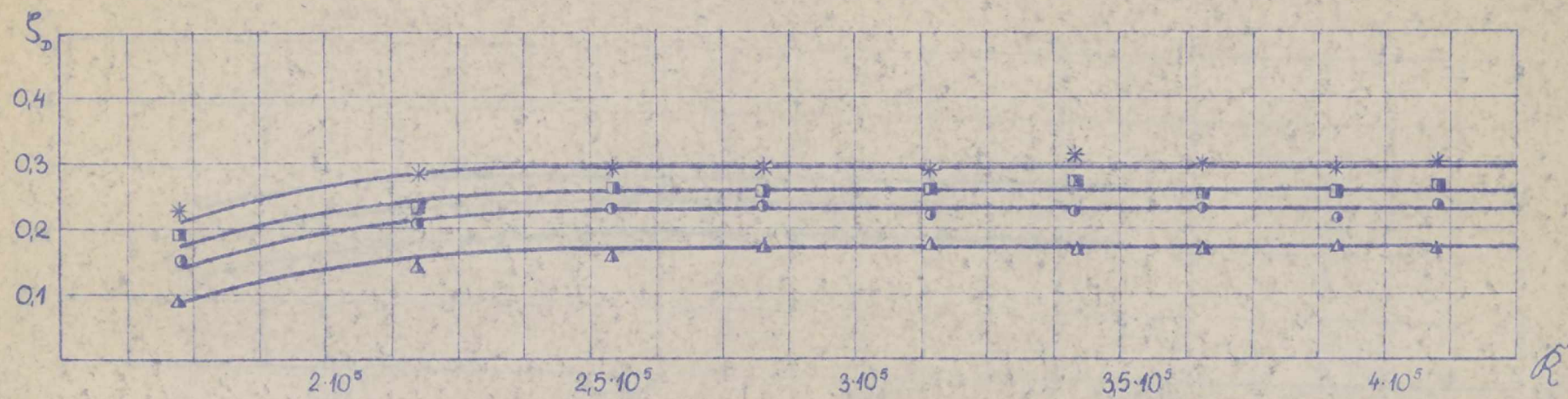
2. Zależność współczynnika ζ_D od liczby Reynoldsa w dyfuzorach o tworzących krzywoliniowych

Zależność współczynnika ζ_D od liczby Reynoldsa dla dyfuzorów krzywoliniowych $dp/ds = \text{Const.}$ i $dv/ds = \text{Const.}$ o różnych średnicach wlotowych, kątach rozwarcia i chropowatościach przedstawiają rysunki od 40 do 51. W tych dyfuzorach występuje też



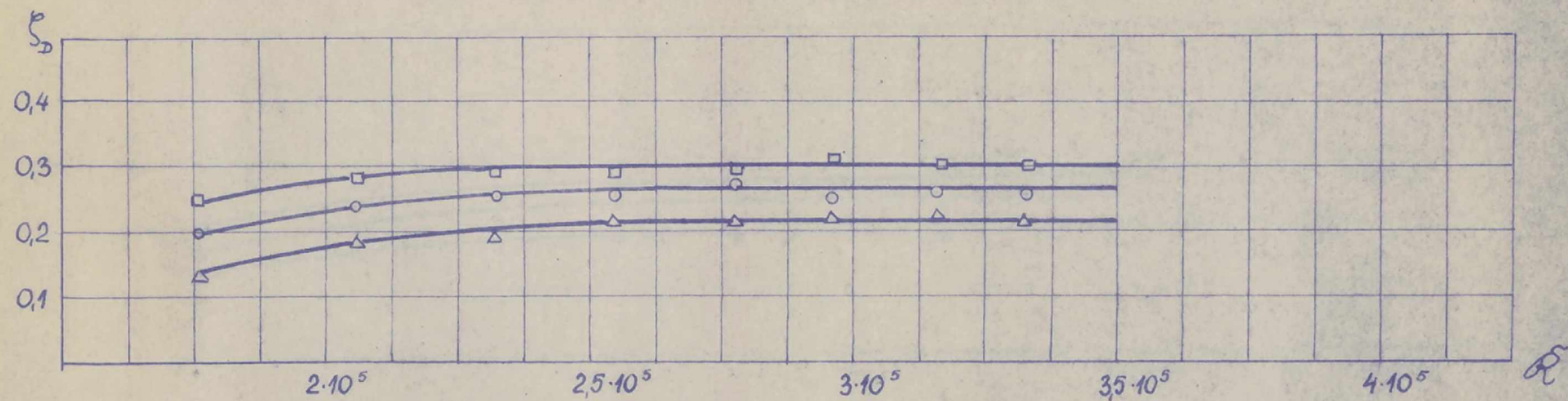
rys. 40. Zależność współczynnika strat hydraulicznych ξ_D w dyfuzorze od liczby Reynoldsa Re dla dyfuzorów krzywoliniowych $d_2/d_1 = \text{const}$ o różnych kątach rozwarcia przy średnicy wlotowej $d_1 = 65$ mm i chropowatości bezwzględnej $k \approx 0,3$ mm

- Δ - dyfuzor II-65-3
- $\circ$ - dyfuzor II-65-14
- $\square$ - dyfuzor II-65-17
- $\times$ - dyfuzor II-65-20



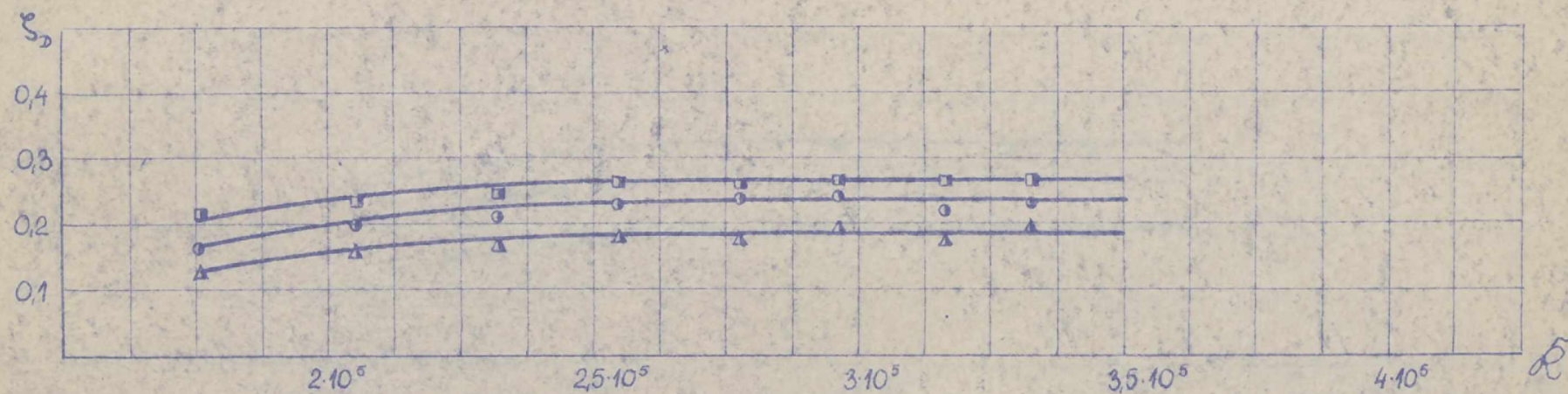
Rys. 41. Zależność współczynnika strat hydraulicznych ξ_d
 od liczby Reynoldsa Re dla dyfuzorów kątowych
 o różnych kątach rozwarcia przy średnicy
 wlotowej $d_1 = 65$ mm i chropowatości powierzchni
 $k \approx 0,1$ mm

- Δ - dyfuzor II-65-8
- - dyfuzor II-65-16
- - dyfuzor II-65-17
- * - dyfuzor II-65-20



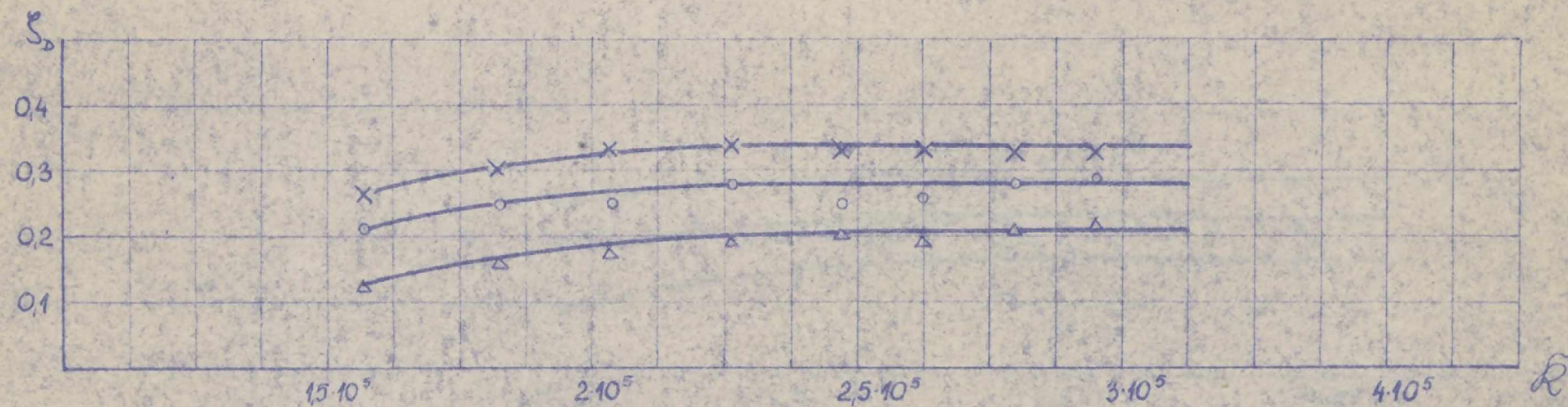
Rys. 42. Zależność współczynnika strat hydraulicznych ζ_D w dyfuzorze od liczby Reynoldsa Re dla dyfuzorów krzywoliniowych $dp/ds = \text{Const.}$ o różnych kątach rozwarcia przy średnicy wlotowej $d_1 = 80$ mm i chropowatości bezwzględnej $k \approx 0,3$ mm

- Δ - dyfuzor II-80-3
- $\circ$ - dyfuzor II-80-14
- $\square$ - dyfuzor II-80-17



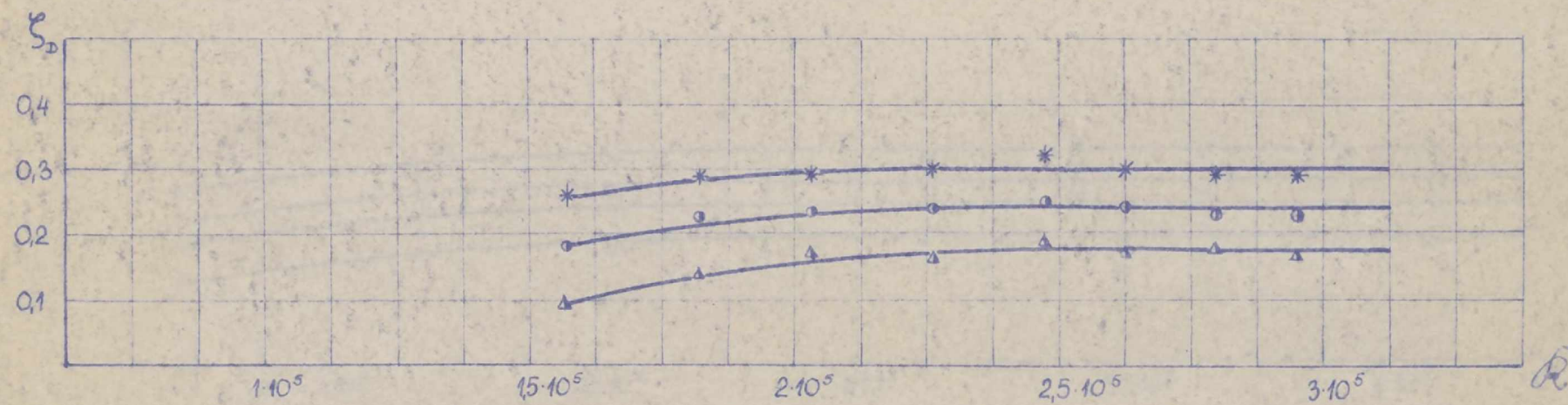
Rys. 43. Zależność współczynnika strat hydraulicznych ζ w dyfuzorze od liczby Reynoldsa R dla dyfuzorów^{II} krzywoliniowych $\frac{dp}{ds} = \text{const}$ różnych kątach rozwarcia przy średnicy wlotowej $d_1 = 80$ mm i chropowatości bezwzględnej $k \approx 0,1$ mm

- △ - dyfuzor II-80-8
- - dyfuzor II-80-14
- - dyfuzor II-80-17



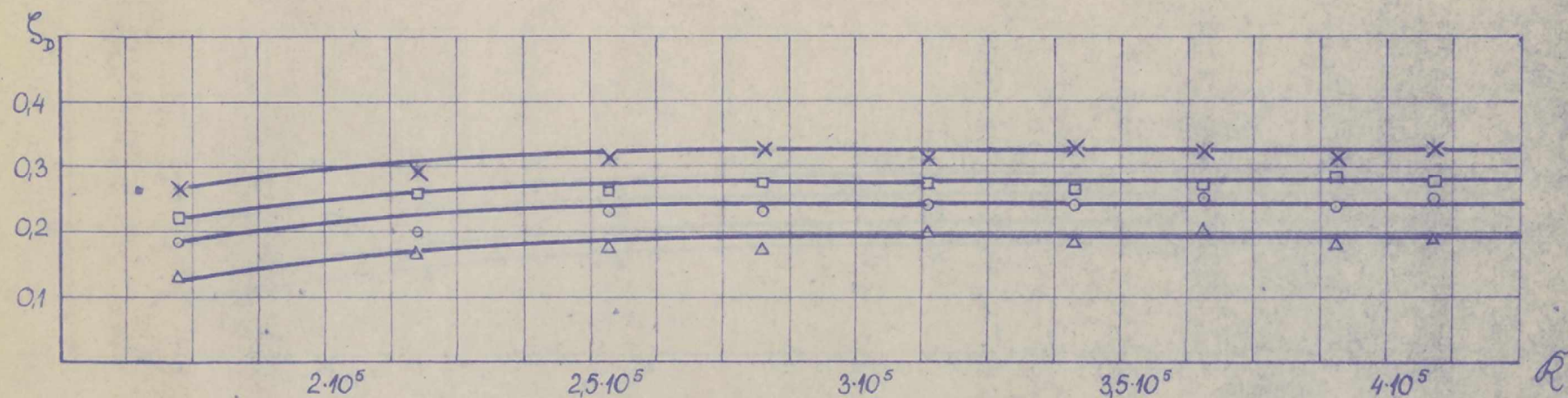
Rys. 44. Zależność współczynnika strat hydraulicznych ζ_D
 w dyfuzorze od liczby Reynoldsa Re dla dyfuzorów przywolinowych
 o różnych kątach rozżarciu przy średnicy
 wlotowej $d_1 = 100$ mm i chropowatości bezwzględnej
 $k \approx 0,3$ mm

- Δ - dyfuzor II-100-2
- o - dyfuzor II-100-14
- x - dyfuzor II-100-20



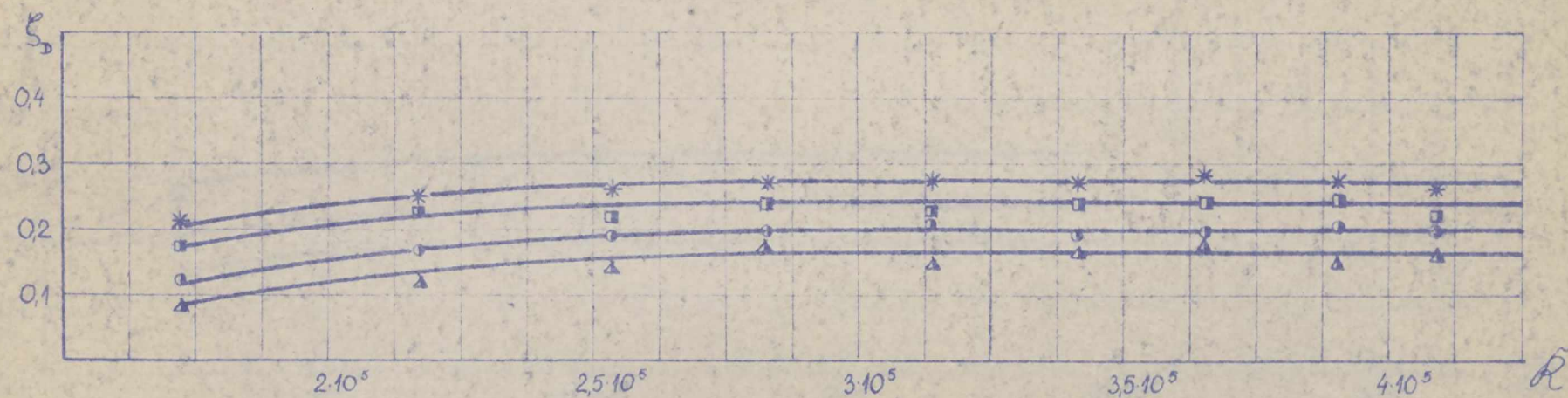
Rys. 45. Zależność współczynnika strat hydraulicznych ξ_p w dyfuzorze od liczby Reynoldsa Re dla dyfuzorów krzywoliniowych $d_0/d_1 = \text{const}$ o różnych kątach rozwarcia przy średnicy wlotowej $d_1 = 100$ mm i chropowatości bezwzględnej $k \approx 0,1$ mm

- Δ - dyfuzer II-100-8
- - dyfuzer II-100-14
- * - dyfuzer II-100-20



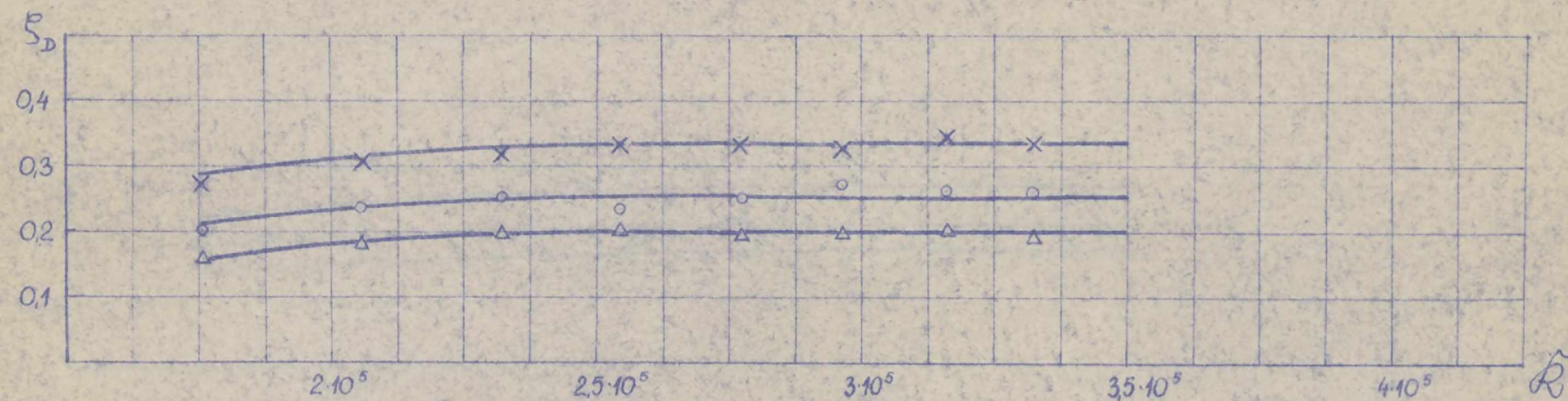
Rys. 46. Zależność współczynnika strat hydraulicznych ζ_D w dyfuzorze od liczby Reynoldsa R dla dyfuzorów krzywoliniowych $d_2/d_1 = \text{const}$ o różnych kątach rozwarcia przy średnicy wlotowej $d_1 = 65$ mm i chropowatości bezwzględnej $k \approx 0,3$ mm

- Δ - dyfuzor III-65-8
- $\circ$ - dyfuzor III-65-14
- $\square$ - dyfuzor III-65-17
- $\times$ - dyfuzor III-65-20



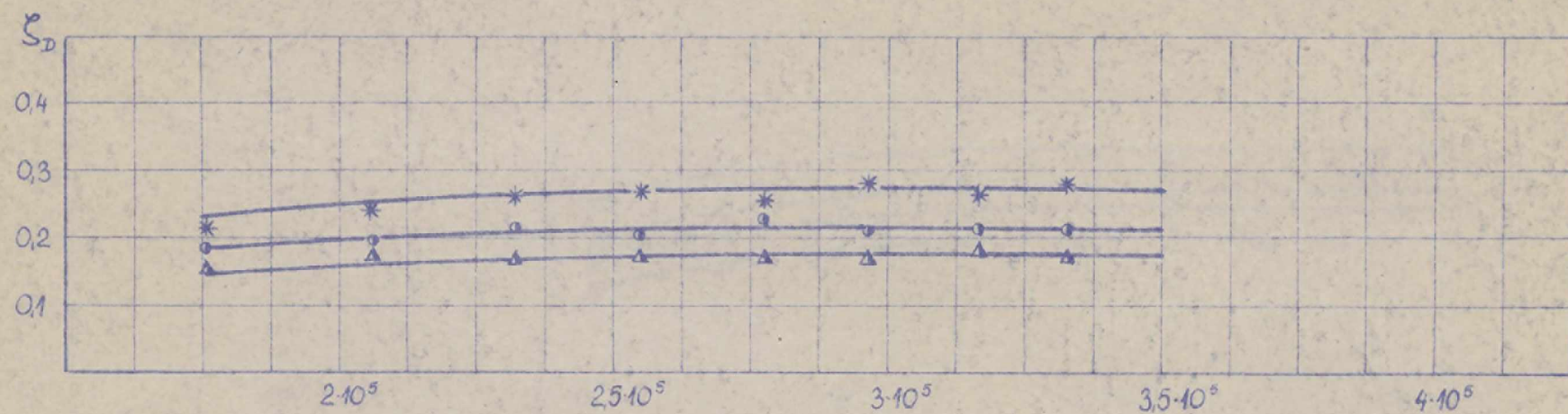
Kys. 47. Zależność współczynnika strat hydraulicznych ζ_D w dyfuzorze od liczby Reynoldsa R dla dyfuzorów krzywoliniowych $av/ds = \text{const}$ o różnych kątach rozwarcia przy średnicy slotowej $d_1 = 65 \text{ mm}$ i chropowatości bezwzględnej $k \approx 0,1 \text{ mm}$

- Δ - dyfuzor III-65-8
- $\circ$ - dyfuzor III-65-14
- $\square$ - dyfuzor III-65-17
- $*$ - dyfuzor III-65-20



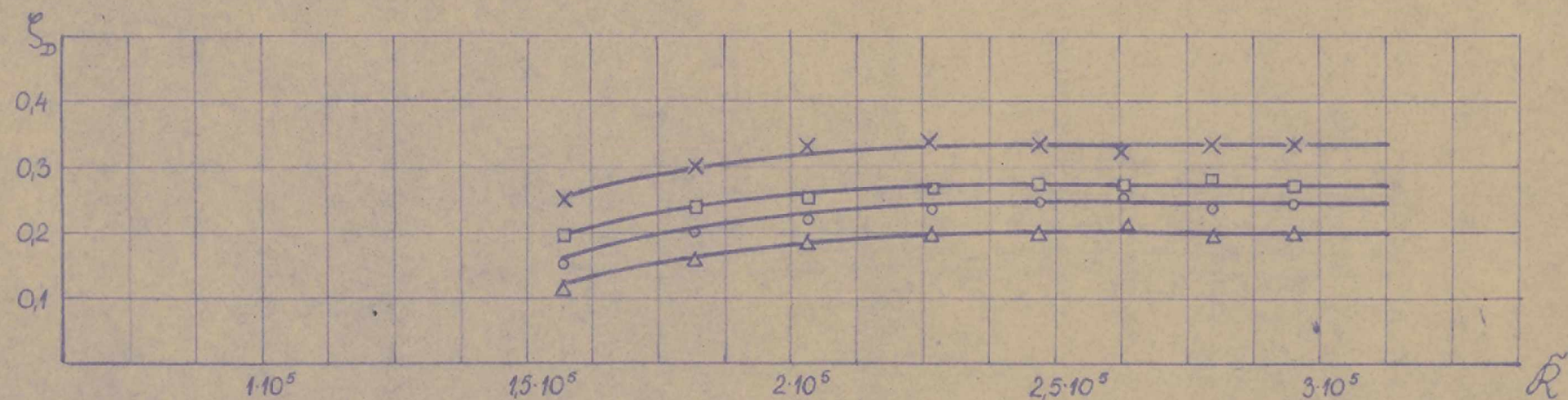
Rys. 43. Zależność współczynnika strat hydraulicznych ζ_D w dyfuzorze od liczby Reynoldsa R dla dyfuzorów krzywoliniowych $dv/ds = \text{const}$ o różnych kątach rozwarcia przy średnicy wlotowej $d_1 = 80$ mm i chropowatości bezwzględnej $k \approx 0,3$ mm

- Δ - dyfuzor III-80-3
- $\circ$ - dyfuzor III-80-14
- $\times$ - dyfuzor III-80-20



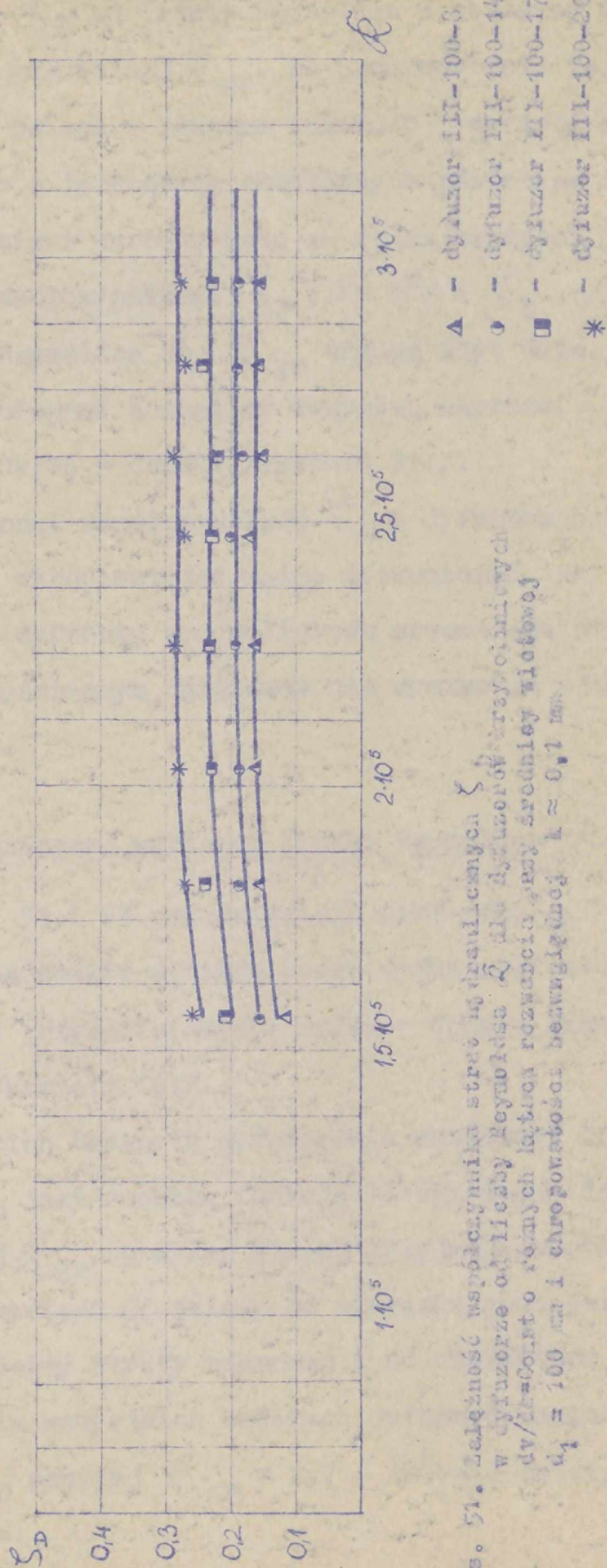
Rys. 49. Zależność współczynnika strat hydraulicznych ζ_D w dyfuzorze od liczby Reynoldsa Re dla dyfuzorów krzywoliniowych $dy/dx = \text{const}$ o różnych kątach rozwarcia przy średnicy wlotowej $d_1 = 80$ mm i chropowatości bezwzględnej $k \approx 0,1$ mm

- Δ - dyfuzor III-80-8
- - dyfuzor III-80-14
- * - dyfuzor III-80-20



Rys. 50. Zależność współczynnika strat hydraulicznych ζ_D w dyfuzorze od liczby Reynoldsa $\tilde{R}$ dla dyfuzorów krzywoliniowych $dy/ds = \text{const}$ o różnych kątach rozwarcia przy średnicy wlotowej $d_1 = 100$ i chropowatości bezwzględnej $k \approx 0,3 \text{ mm}$

- Δ - dyfuzor III-100-8
- $\circ$ - dyfuzor III-100-14
- $\square$ - dyfuzor III-100-17
- $\times$ - dyfuzor III-100-20



rys. 51. Zależność współczynnika strat hydraulicznych ξ w dyfuzorze o liczbie Reynoldsa Re dla dyfuzorów trój- i czterokątnych $dv/dz = \text{const}$ o różnych kątach rozwarcia, przy średnicy wlotowej $d_1 = 100$ mm i chropowatości powierzchni $k \approx 0,1$ mm.

wyraźna zależność ζ_D od liczby Reynoldsa w obszarze przepływów poniżej wartości granicznej $\tilde{R}_{gr}$. Po przekroczeniu tej wartości współczynnik ζ_D osiąga w badanym zakresie $\tilde{R}$ wartość stałą.

W dyfuzorach o tworzących określonych równaniem $dp/ds = \text{Const.}$ /kształt III/ w miarę wzrostu kąta δ rosną wartości ζ_D . Jednak różnice między współczynnikami $\zeta_D / \delta = 8^\circ$ i $\zeta_D / \delta = 20^\circ$ w obszarze liczb Reynoldsa $\tilde{R} > \tilde{R}_{gr}$ nie są zbyt duże. Podobne wnioski można wyciągnąć z analizy krzywych wartości ζ_D dyfuzorów krzywoliniowych $dv/ds = \text{Const.}$ /kształt III/.

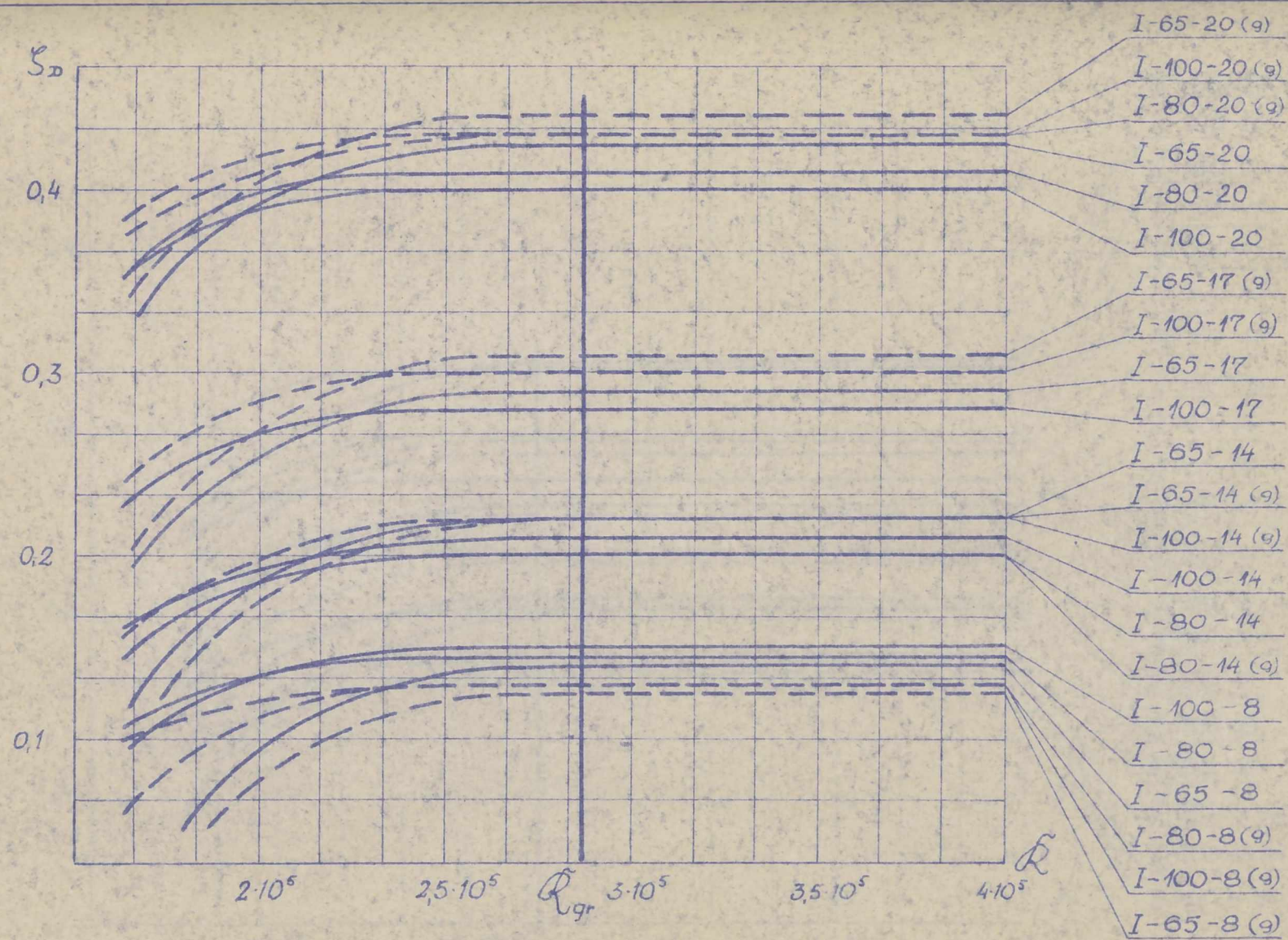
Niższe wartości współczynników ζ_D w dyfuzorach krzywoliniowych o mniejszej chropowatości można wytłumaczyć tym, że przy przepływie przez dyfuzory krzywoliniowe przeważają straty spowodowane tarciem przyściennym, ponieważ nie występuje zjawisko oderwania strumienia.

3. Ustalenie granicznej wartości liczby Reynoldsa $\tilde{R}_{gr}$ -

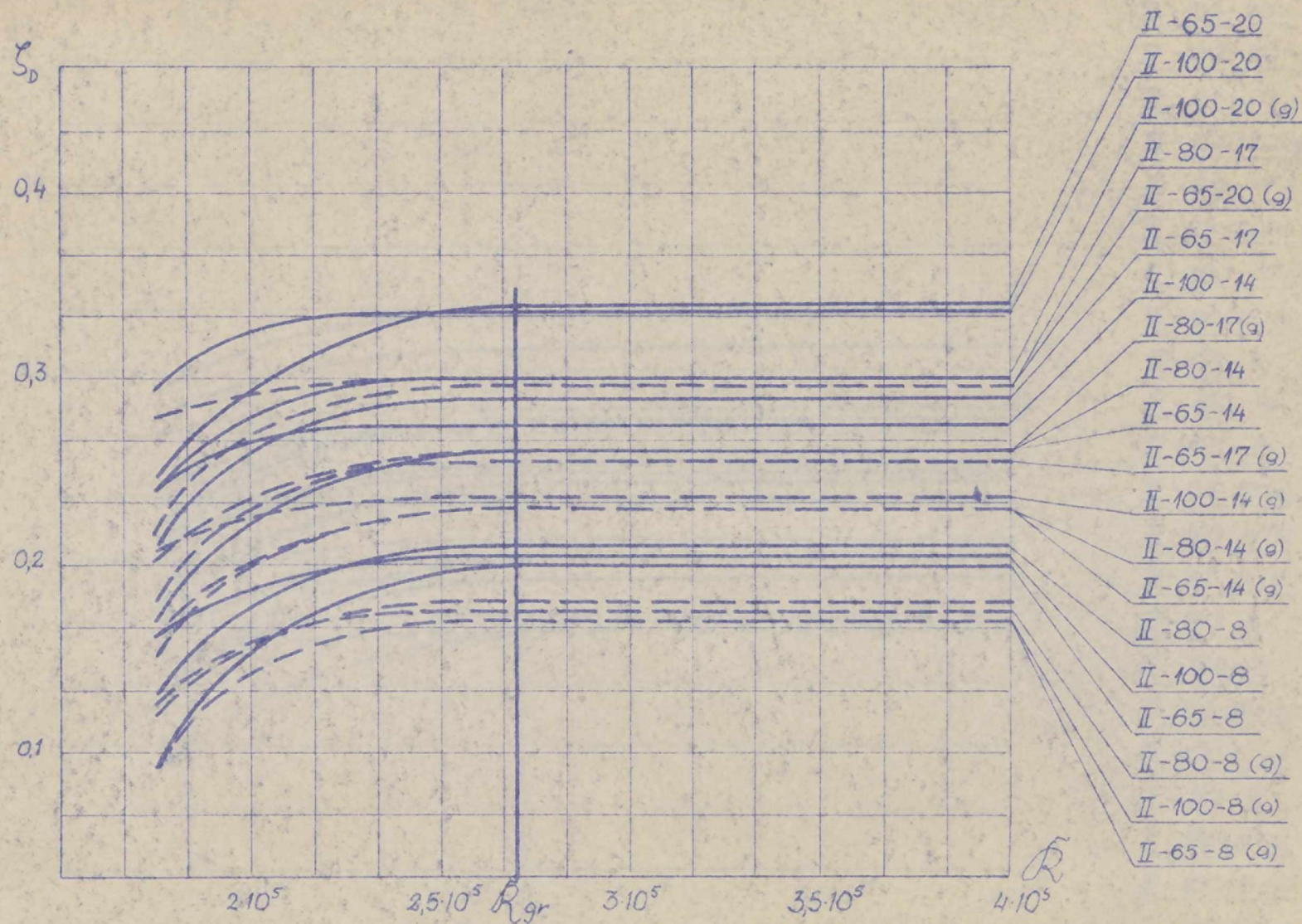
Rysunki 52, 53 i 54 przedstawiają zależności $\zeta_D = f / \tilde{R}$ zestawione na podstawie wyników badań dyfuzorów: stożkowych /kształt I/ oraz krzywoliniowych: $dp/ds = \text{Const.}$ /kształt II/ i $dv/ds = \text{Const.}$ /kształt III/.

Dla wszystkich badanych dyfuzorów o smukłości $L/d_1 = 6$ współczynnik ζ_D jest rosnącą funkcją liczby Reynoldsa aż do wartości granicznej $\tilde{R}_{gr}$, powyżej której przyjmuje wartość stałą.

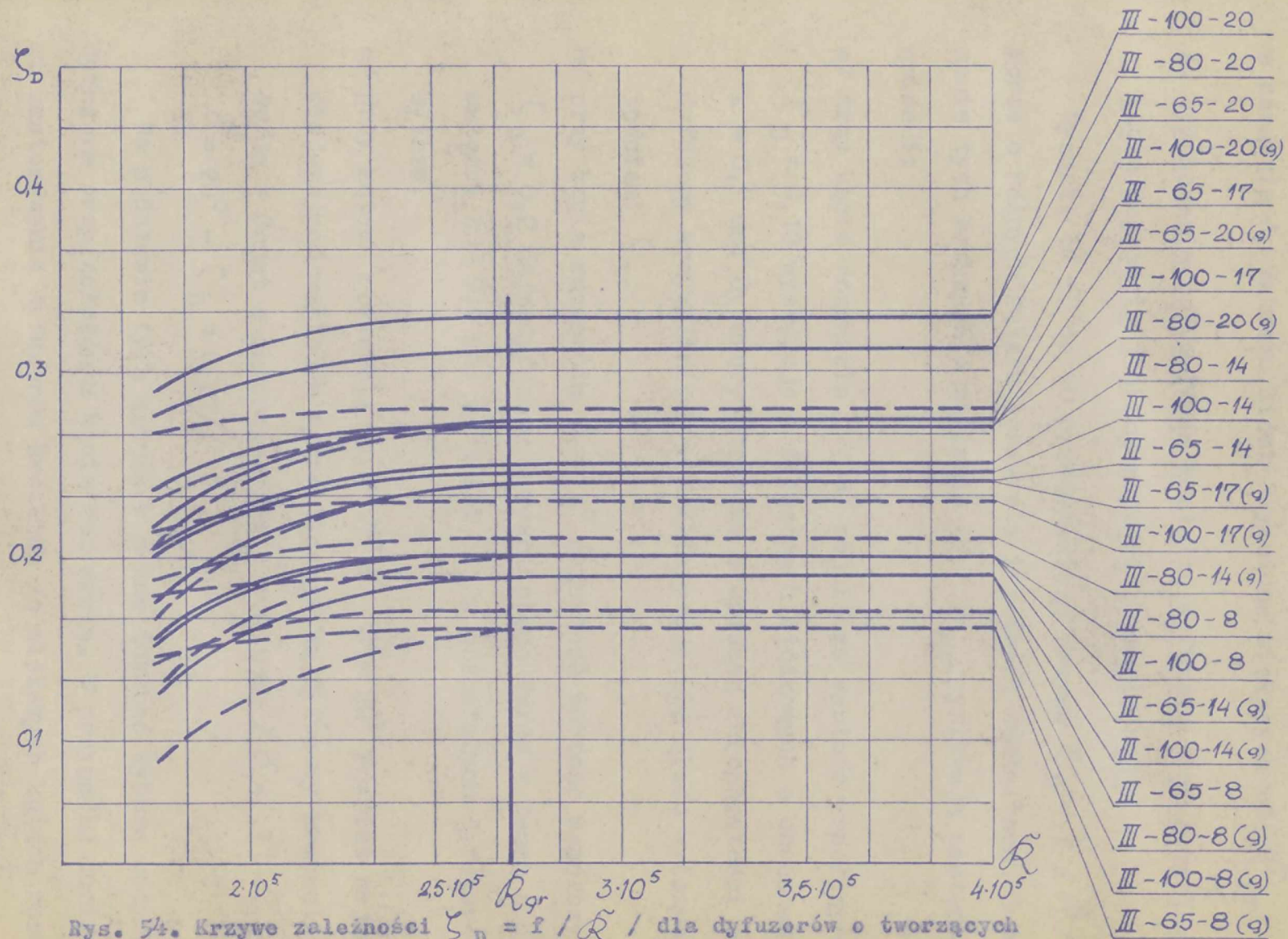
Graniczna wartość $\tilde{R}$ zależy od stosunku grubości strefy przyściennej do średnicy strefy rdzennej i od charakteru przepływu przy ścianie. Dla wszystkich badanych dyfuzorów można przyjąć, że współczynnik ζ_D powyżej $\tilde{R}_{gr} = 2,7 \cdot 10^5$ nie zależy od wartości liczby Reynoldsa.



Rys. 52. Krzywe zależności $\zeta_D = f / \Re$ dla dyfuzorów stołkowych
 $\Re_{gr} = 2,7 \cdot 10^5$



rys. 53. Krzywe zależności $\zeta_D = 2 / \tilde{R}$ dla dysz o tworzących krzywoliniowych
 $dp/ds = \text{const} \quad 1/\tilde{R}_{gr} = 2,7 \cdot 10^5$



Rys. 54. Krzywe zależności $\zeta_D = f / \tilde{R}$ dla dyfuzorów o tworzących krzywoliniowych $dv/ds = \text{Const} / \tilde{R}_{gr} = 2,7 \cdot 10^5 /$

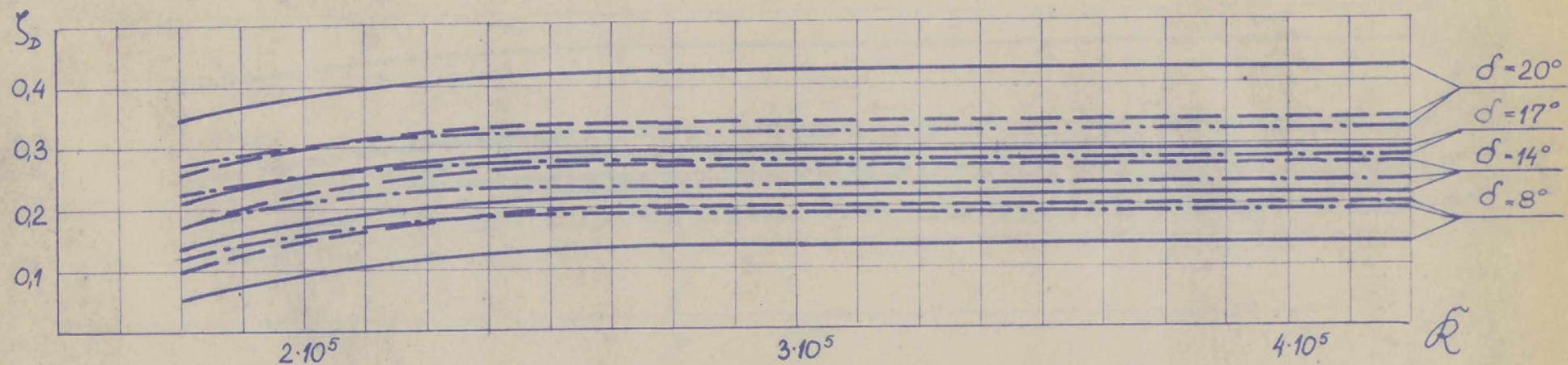
Dalsze rozważania i wnioski niniejszej pracy odnoszą się w zasadzie do zakresu liczb Reynoldsa większych od $\tilde{R}_{gr}$.

4. Wyznaczenie optymalnego kształtu dyfuzora przy określonym kącie rozwarcia i chropowatości bezwzględnej

Rysunki od 55 do 60 przedstawiają krzywe $\zeta_D = f / \tilde{R}$ dyfuzorów o różnych kątach rozwarcia i różnych kształtach. Z porównania tych krzywych w zakresie $\tilde{R} > \tilde{R}_{gr}$ wypływają następujące wnioski:

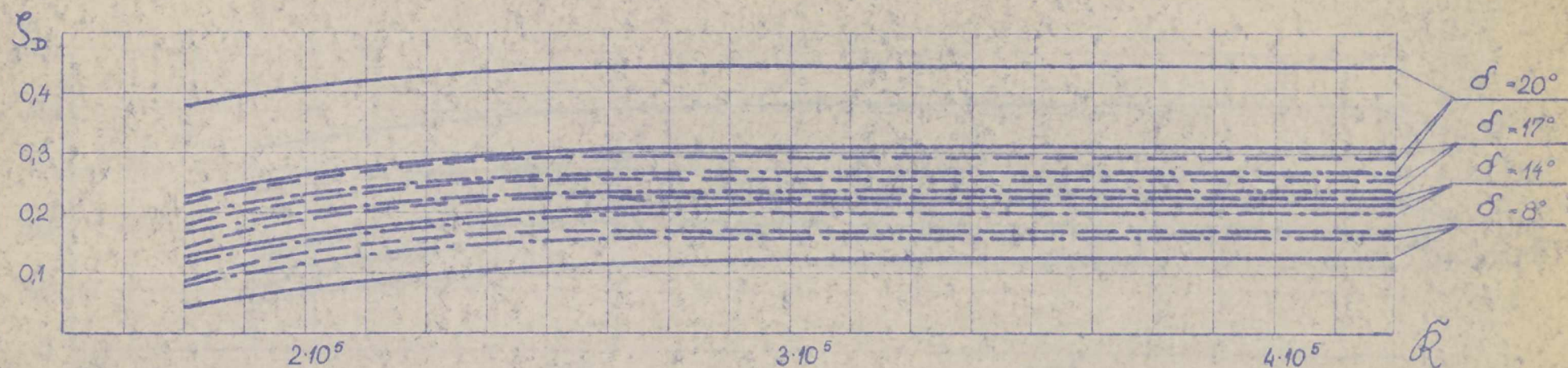
- a/ przy kącie rozwarcia $\delta = 8^\circ$ najniższa wartość współczynnika $\zeta_D = 0,13$ występuje w dyfuzorach stożkowych o chropowatości $k \approx 0,1$ mm; dyfuzory stożkowe o wyższej chropowatości oraz dyfuzory krzywoliniowe charakteryzuje się nieco wyższymi wartościami ζ_D ,
- b/ przy kącie rozwarcia $\delta = 14^\circ$ najniższą wartość współczynnika $\zeta_D = 0,2$ mają dyfuzory krzywoliniowe $dv/ds = \text{Const}$ o chropowatości $k \approx 0,1$ mm; wartości ζ_D w pozostałych dyfuzorach są wyższe,
- c/ przy kątach rozwarcia $\delta = 17^\circ$ i $\delta = 20^\circ$ również najkorzystniejsze pod względem hydraulicznym są dyfuzory krzywoliniowe $dv/ds = \text{Const}$ o chropowatości $k \approx 0,1$ mm / $\delta = 17^\circ - \zeta_D = 0,23$, $\delta = 20^\circ - \zeta_D = 0,27$.

Na podstawie tych wniosków można dokonać wyboru optymalnego dyfuzora przy założonym kącie rozwarcia. W przypadku konieczności zastosowania dyfuzorów krótkich /o większych kątach rozwarcia/ najmniej straty hydrauliczne wywołuje wbudowanie dyfuzorów krzywoliniowych $dv/ds = \text{Const}$ o możliwie gładkiej powierzchni



Rys. 55. Porównanie krzywych zależności $\zeta_D = f / Re$ / dla dyfuzorów o różnych kształtach i kątach rozwarcia o średnicy wlotowej $d_1 = 65$ mm i chropowatości $k \approx 0,3$ mm

Kształt I	————
Kształt II.	-----
kształt III	- . - . - .

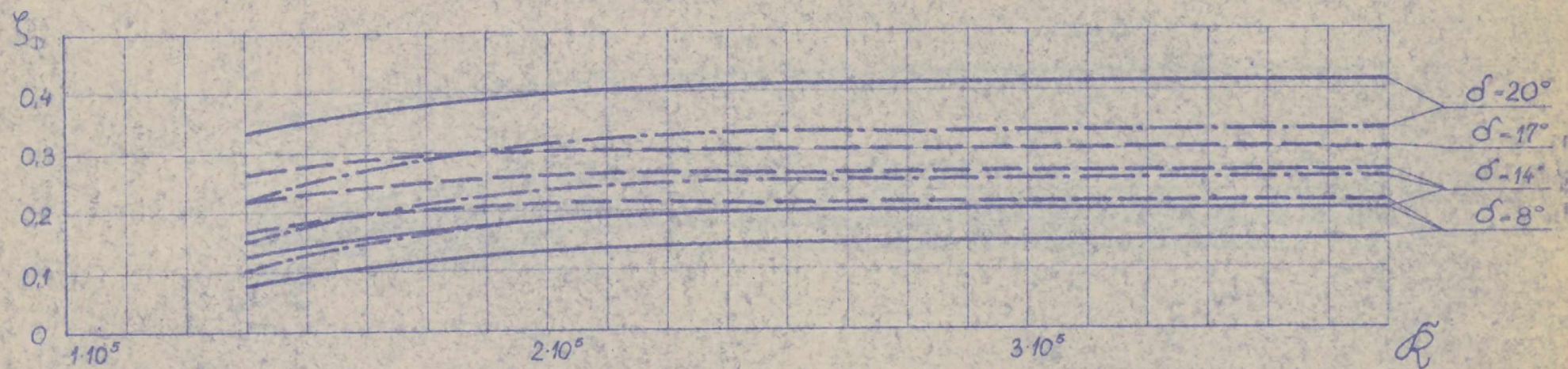


Rys. 56. Porównanie krzywych zależności $\zeta_D = f / Re$ dla dyfuzorów o różnych kształtach i kątach rozwarcia o średnicy wlotowej $d_1 = 65$ mm i chropowatości $R \approx 0,1$ mm

kształt I

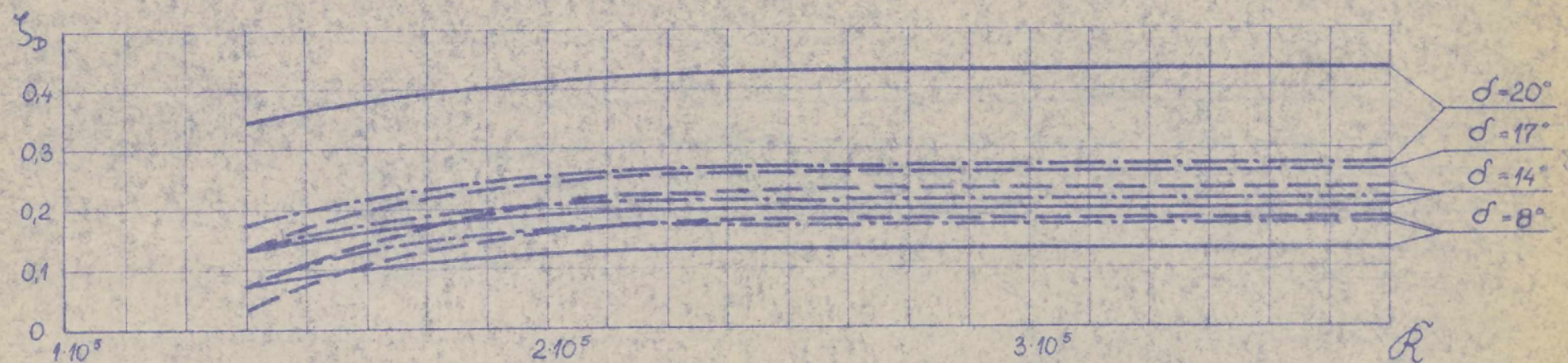
kształt II

kształt III



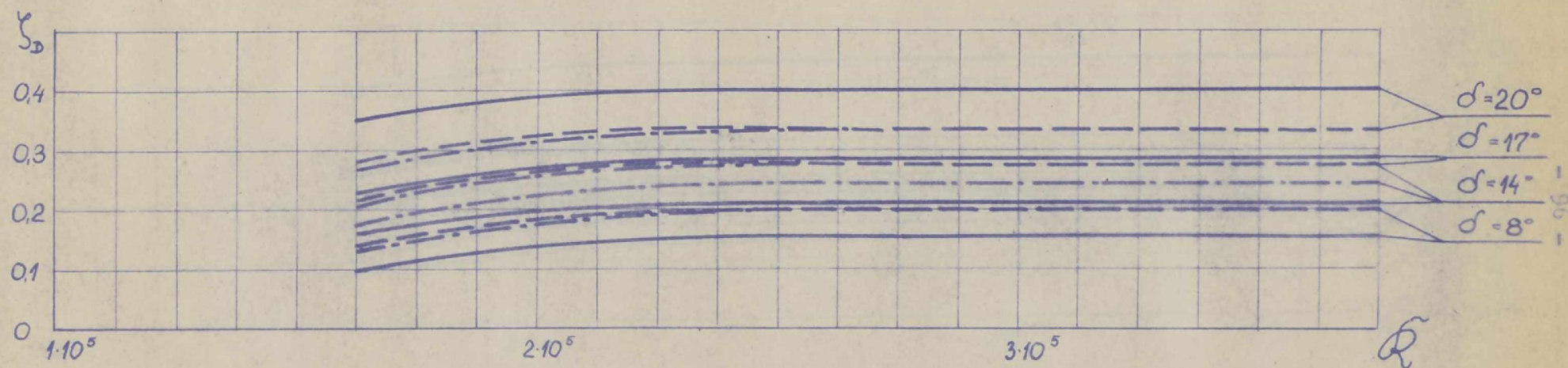
rys. 57. Porównanie krzywych zależności $\zeta_D = f / Re$ dla dyfuzorów o różnych kształtach i kątach rozkucia o średnicy wlotowej $d_1 = 80$ mm i chropowatości $k \approx 0,3$ mm

kształt I —————
 kształt II - - - - -
 kształt III - . - . -



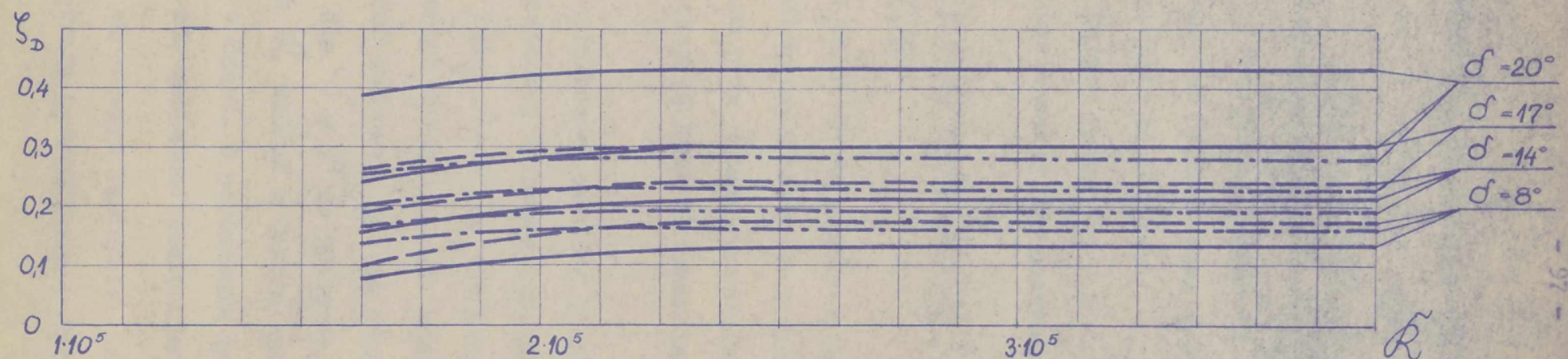
Rys. 53. Porównanie krzywych zależności $\zeta_D = f(R)$ dla dyfuzorów o różnych kształtach i kątach rozfocenia o średnicy wlotowej $d_1 = 30$ mm i chropowatości $k \approx 0,1$ mm

kształt I —————
 kształt II - - - - -
 kształt III -



Rys. 59. Porównanie krzywych zależności $\zeta_D = f / R_e$ dla dyfuzorów o różnych kształtach i różnych kątach rozwarcia o średnicy wlotowej $d_1 = 100$ mm i chropowatości $k \approx 0,3$ mm

kształt I —————
 kształt II - - - - -
 kształt III - . - . -



Rys. 60. Porównanie krzywych zależności $\zeta_D = f / R_{\tilde{t}}$ dla dyfuzorów o różnych kształtach i kątach rozwarcia o średnicy wlotowej $d_1 = 100$ mm i chropowatości $k \approx 0,1$ mm

kształt I —————
 kształt II - - - - -
 kształt III -

wewnętrznej. Wartości współczynnika ζ_D tych dyfuzorów w zakresie $\tilde{R} > \tilde{R}_{gr}$ są średnio o 40% niższe od wartości ζ_D dyfuzorów stożkowych o kącie rozwarcia $\delta = 20^\circ$, a o 30% niższe od wartości ζ_D dyfuzorów stożkowych o kącie rozwarcia $\delta = 17^\circ$.

Przy kącie rozwarcia $\delta = 14^\circ$ różnica ta jest nieznaczna, dlatego też dogodniejsze jest zastosowanie ^{stożkowego} dyfuzora o dość dużej chropowatości ścianek.

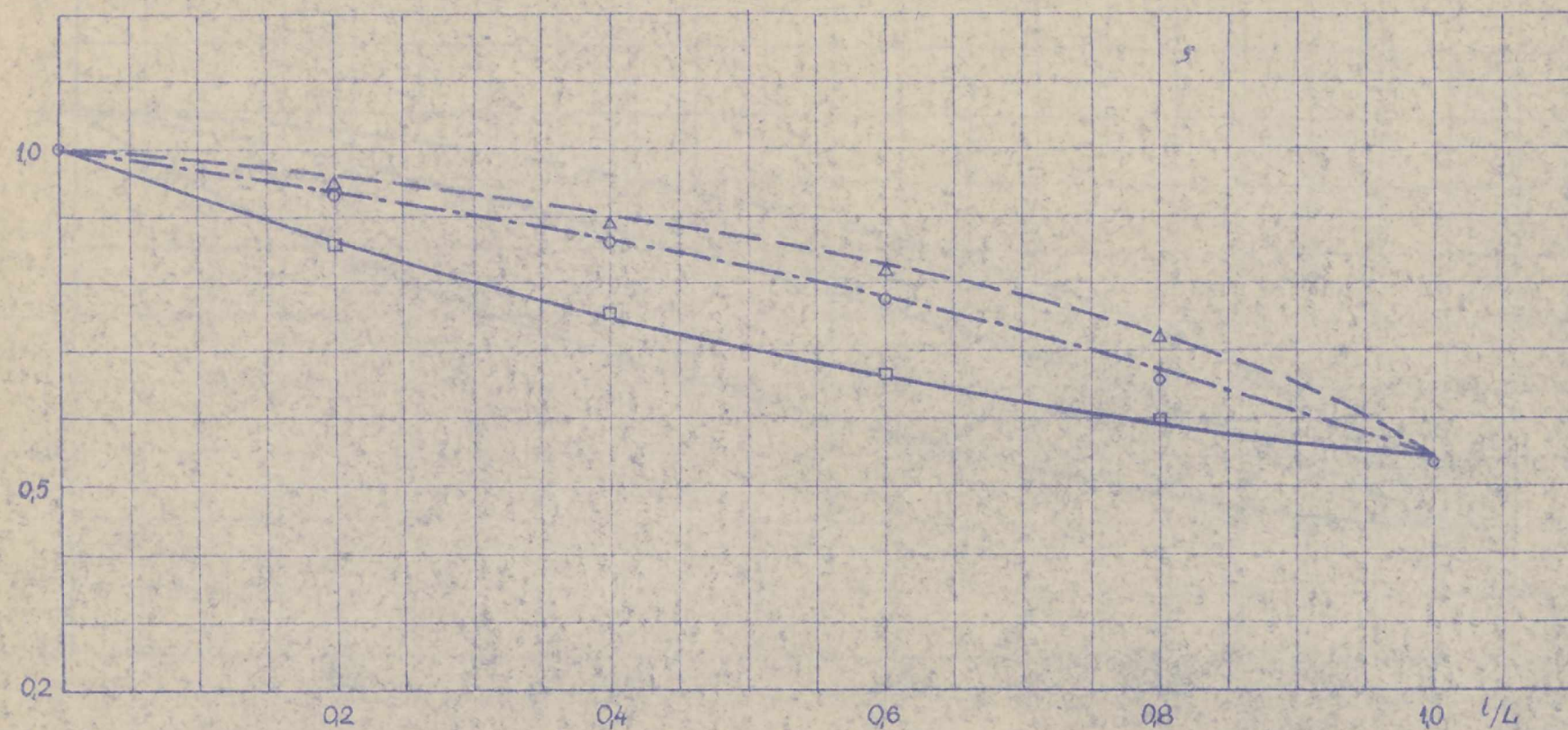
Przy małych kątach rozwarcia / $\delta < 14^\circ$ / należy stosować tylko dyfuzory stożkowe o małej chropowatości ścianek.

5. Określenie zależności współczynnika ζ_D od charakteru krzywej $\tilde{R}_2/\tilde{R}_1 = f(1/L)$

Wykresy rys. od 61 do 64 przedstawiają zmianę liczby Reynoldsa wzdłuż dyfuzorów stożkowych i krzywoliniowych o średnicy wlotowej $d_1 = 80$ mm przy kątach rozwarcia $\delta = 8^\circ, 14^\circ, 17^\circ$ i 20° . W dyfuzorach o większych kątach rozwarcia, mniejsza jest wartość stosunku $\tilde{R}_2/\tilde{R}_1$.

W dyfuzorach stożkowych wartość liczby Reynoldsa maleje szybciej w części początkowej dyfuzora, np. przy $1 = 20\% L$ $\Delta\tilde{R}$ wynosi od 32% dla kąta $\delta = 8^\circ$ do 45% przy kącie $\delta = 20^\circ$. W dyfuzorach krzywoliniowych $dp/ds = \text{Const.}$ znaczny spadek liczby obserwujemy w części końcowej, np. na odcinku $1/L = 0,8 - 1,0$ $\Delta\tilde{R}$ wynosi od 39% dla $\delta = 8^\circ$ do 50% przy $\delta = 20^\circ$. Najbardziej równomierny spadek $\tilde{R}$ wzdłuż dyfuzora zachodzi w dyfuzorach krzywoliniowych $dv/ds = \text{Const.}$ Z porównania tych wykresów z wykresami /rys. 55 do 60/ można wyciągnąć następujące wnioski:

a/ w dyfuzorach o określonym kształcie, im stosunek $\tilde{R}_2/\tilde{R}_1$ jest mniejszy, tym straty hydrauliczne w dyfuzorach są większe, tzn.

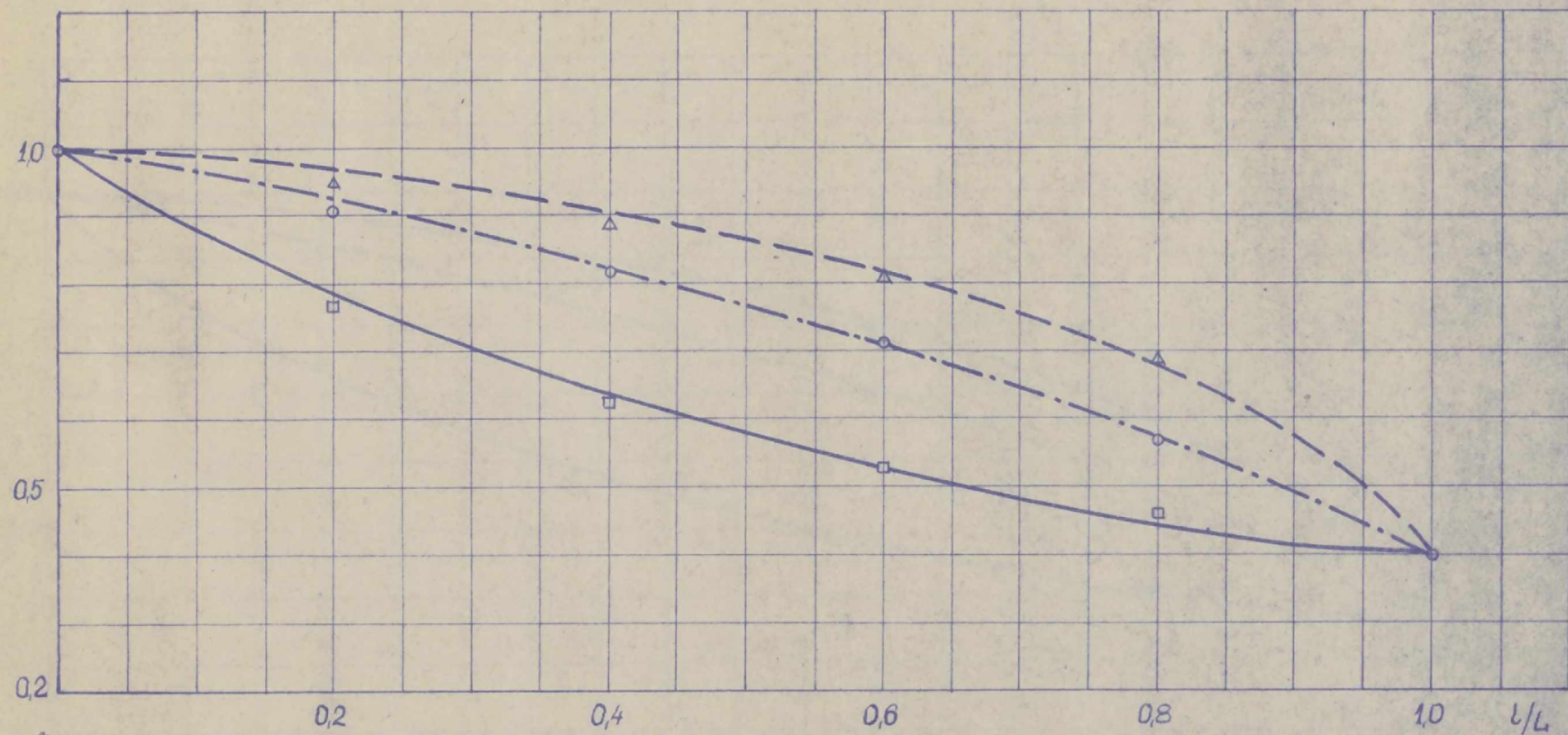


Rys. 61. Krzywa zależności $R/R_1 = f(l/L)$ dla dyfuzorów
 stożkowych i krzywoliniowych o kącie rozwarcia
 $\delta = 5^\circ$ i średnicy wlotowej $d_1 = 30$ mm

dyfuzory stożkowe

dyfuzory krzywoliniowe $ds/ds = \text{Const}$

dyfuzory krzywoliniowe $dv/ds = \text{Const}$

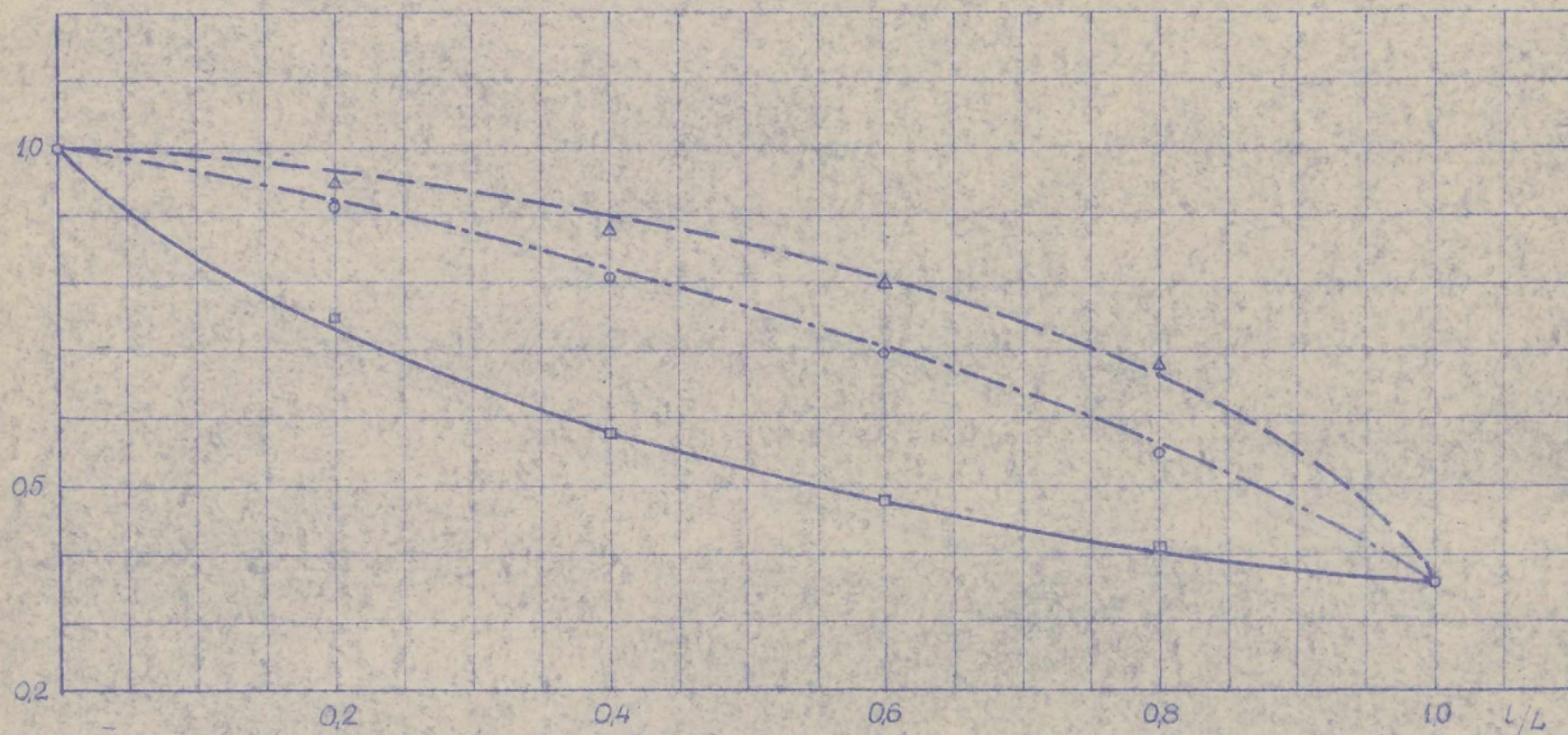


Rys. 62. Krzywe zależności $\tilde{R} / R_1 = f(l/L)$ dla dyfuzorów stożkowych i krzywoliniowych o kącie rozwarcia $\sigma = 14^\circ$ i średnicy wlotowej $d_1 = 80$ mm

dyfuzory stożkowe

dyfuzory krzywoliniowe $dp/ds = \text{Const}$

dyfuzory krzywoliniowe $dv/ds = \text{Const}$

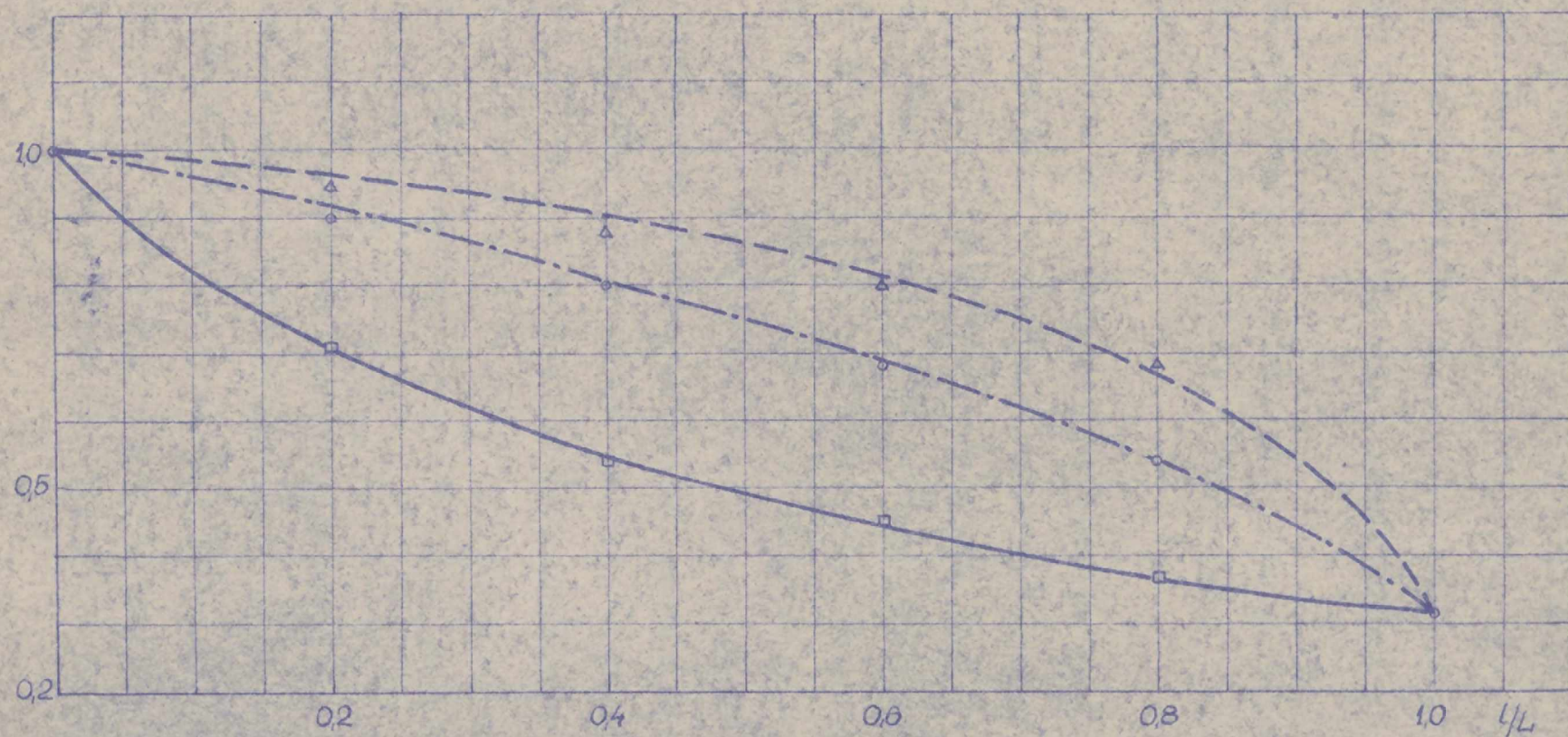


rys. 63. Krzywe zależności $\tilde{R}/\tilde{R}_1 = f(l/L)$ dla dyfuzorów stożkowych i krzywoliniowych o kącie rozwarcia $\sigma = 17^\circ$ i średnicy wlotowej $d_1 = 30$ mm

dyfuzory stożkowe

dyfuzory krzywoliniowe $d_p/ds = \text{Const}$

dyfuzory krzywoliniowe $dv/ds = \text{Const}$



Rys. 64. Krzywe zależności $\tilde{R}/R_1 = f(l/L)$ dla dyfuzorów stożkowych i krzywoliniowych o kącie rozwarcia $\sigma = 20^\circ$ i średnicy wlotowej $d_1 = 50$ mm

dyfuzory stożkowe

dyfuzory krzywoliniowe $dp/ds = \text{const}$

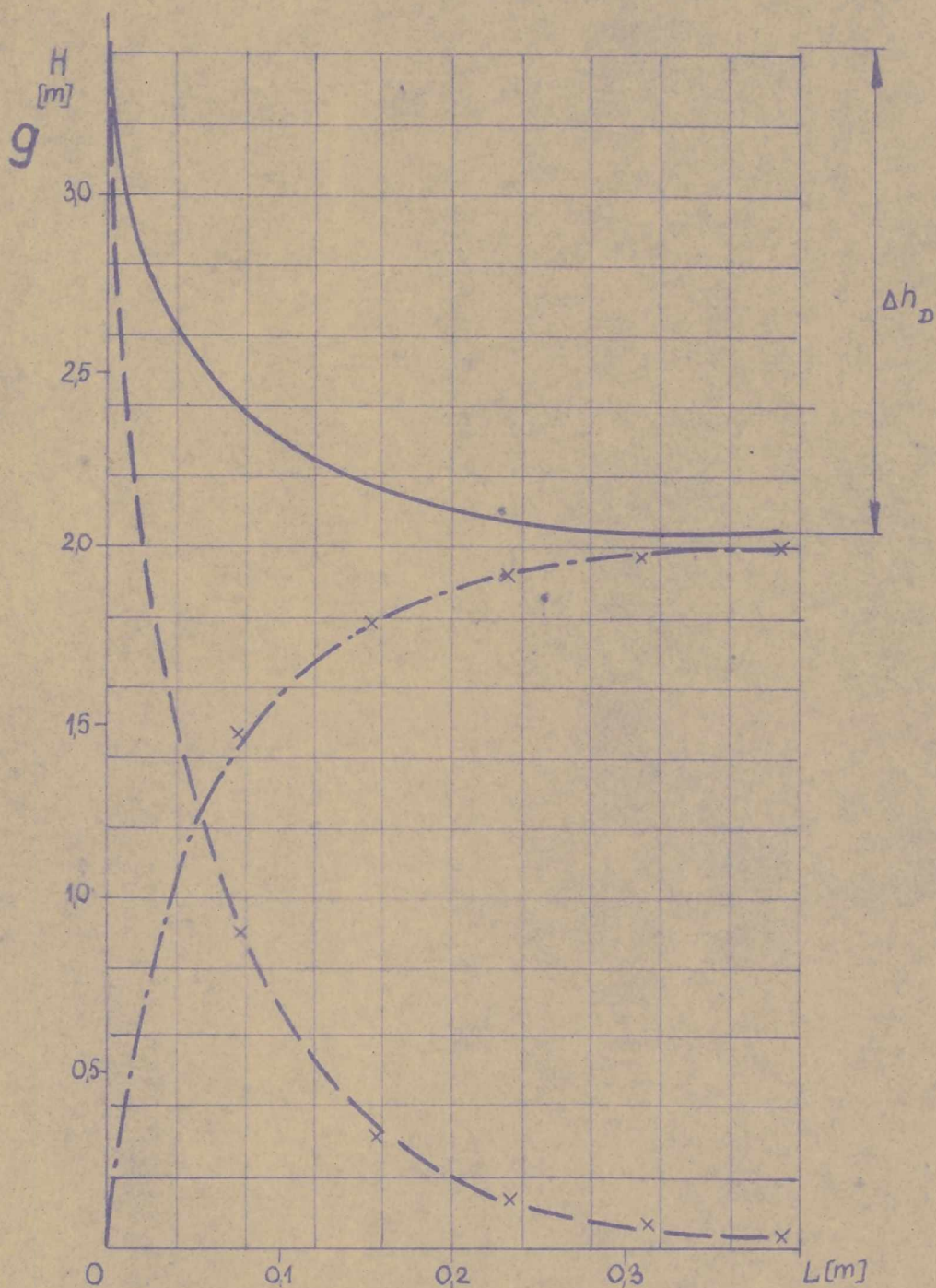
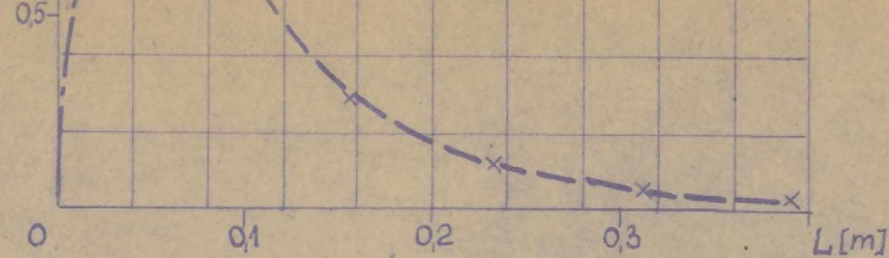
dyfuzory krzywoliniowe $dv/dr = \text{const}$

przy większych kątach rozwarcia występują większe straty,
b/ wysokość strat hydraulicznych w dyfuzorze zależy od charakteru krzywej $\tilde{K}/\tilde{K}_1 = f /l/L/$. Przy określonym kącie rozwarcia, im bardziej równomierny jest spadek liczby Reynoldsa, tym mniejsza jest wysokość strat hydraulicznych w dyfuzorze.

6. Zależność strat hydraulicznych Δh_D od charakteru krzywej zmiany wysokości ciśnienia statycznego i wysokości prędkości wzdłuż dyfuzora

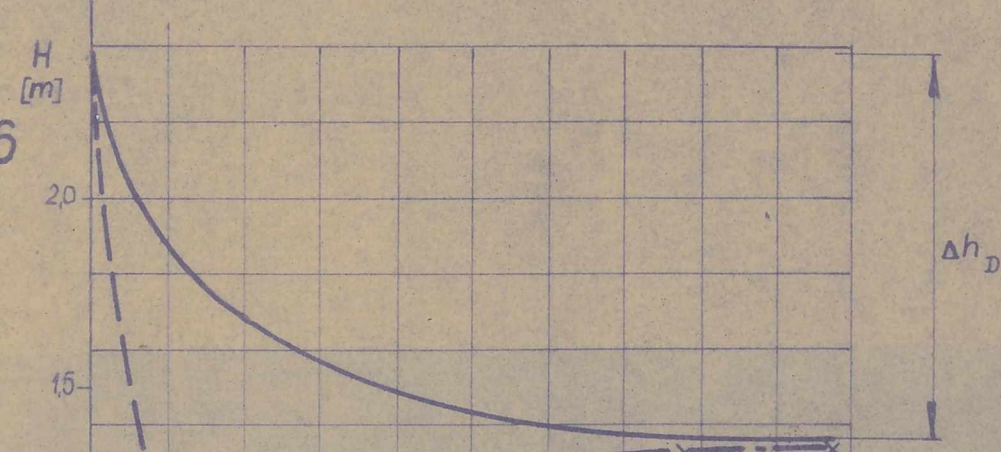
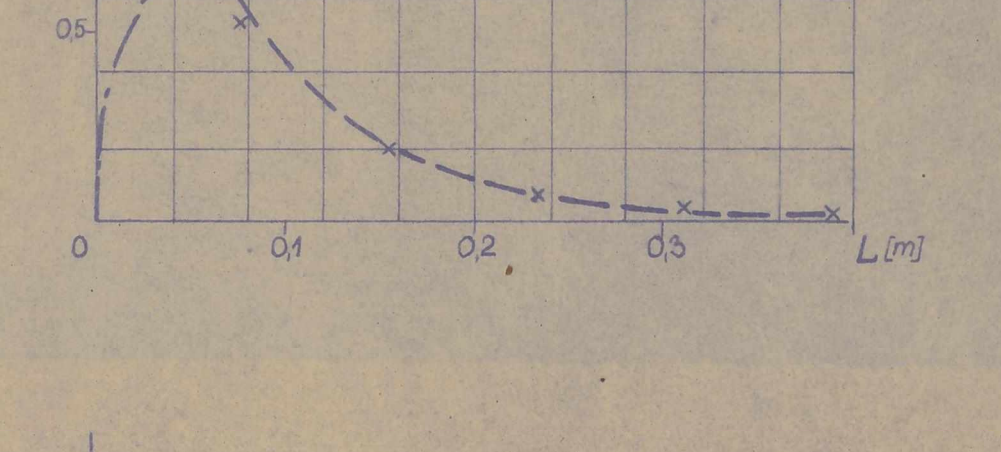
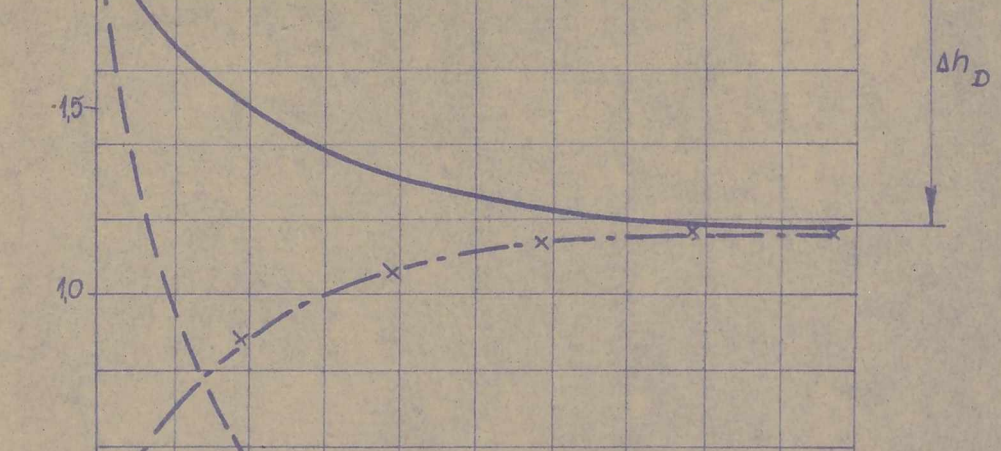
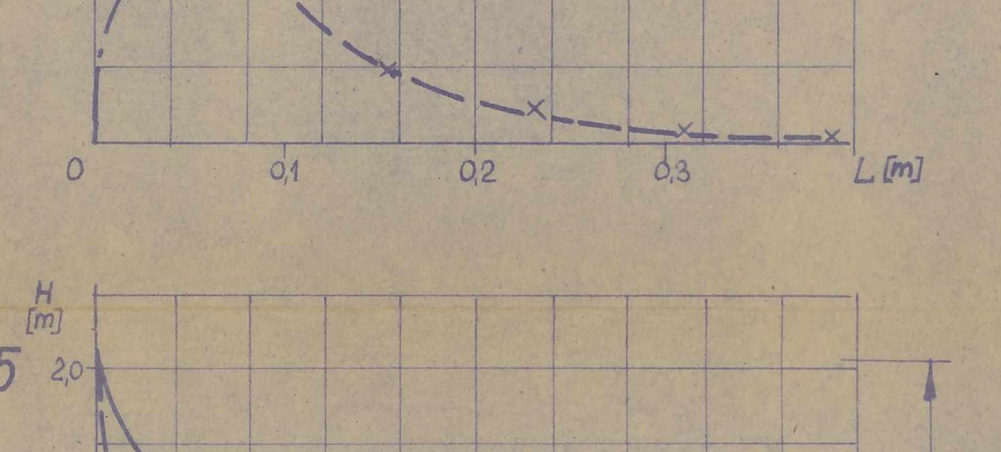
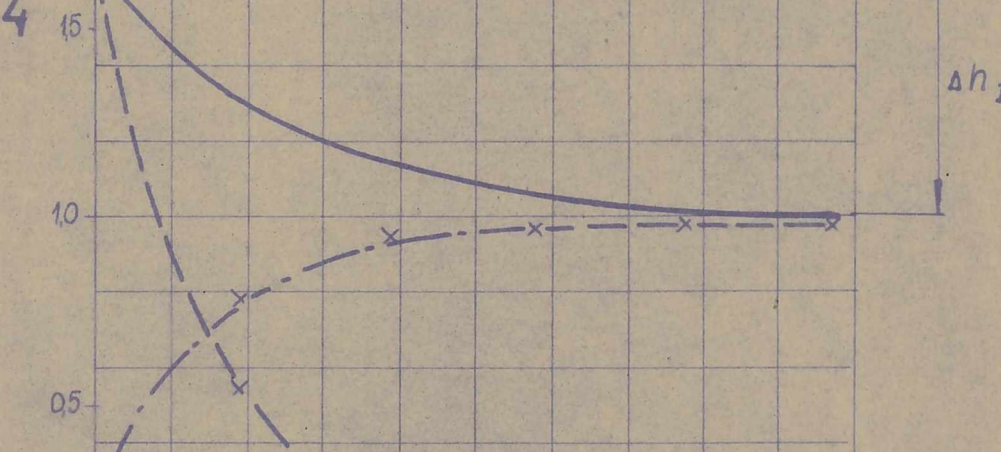
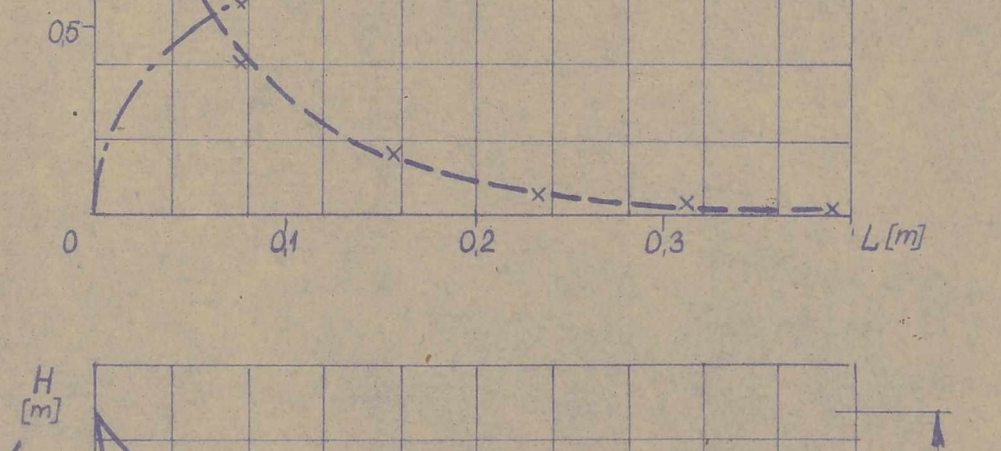
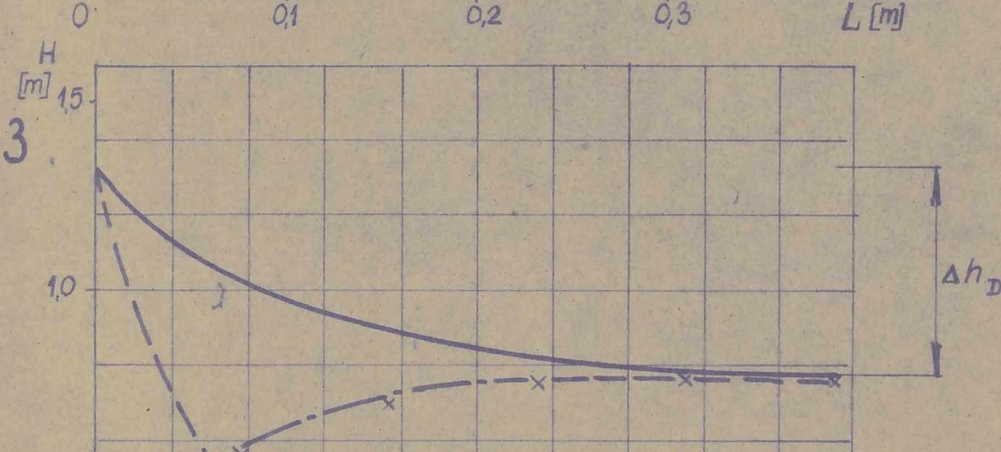
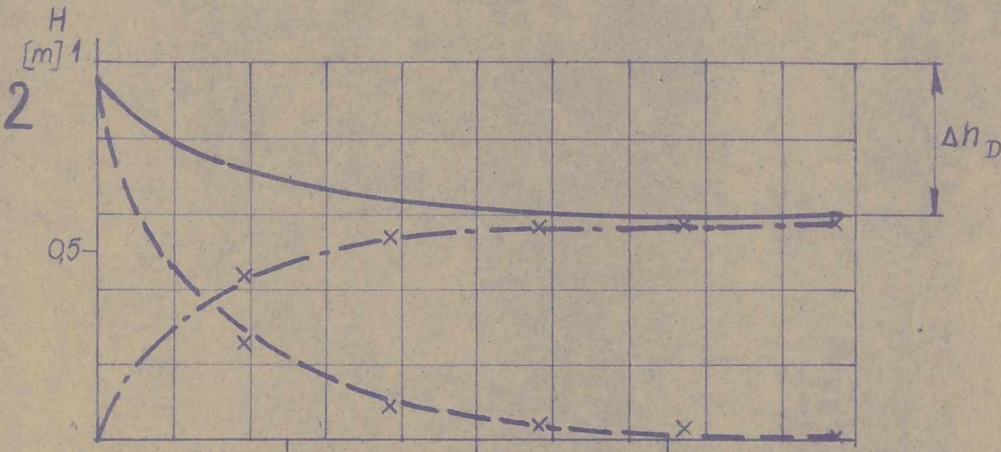
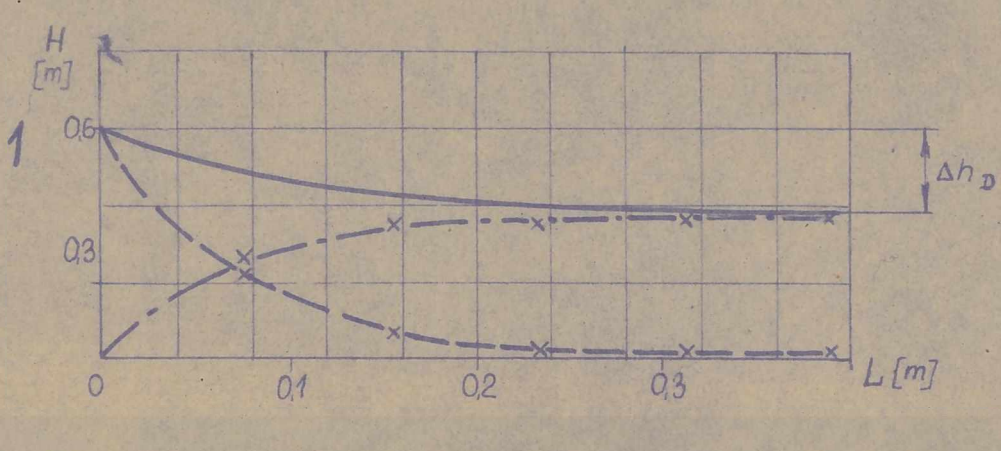
Analizę tej zależności przeprowadzono w oparciu o wykresy zmiany wysokości ciśnienia w trzech dyfuzorach I-65-20, II-65-20 i III-65-20 o chropowatości $k \approx 0,3$ mm. Rys. 65, 66 i 67 przedstawiają krzywe doświadczalne wzrostu ciśnienia statycznego oraz krzywe spadku wysokości prędkości i wysokości ciśnienia rozporządzonego dla dziewięciu serii pomiarowych określonego dyfuzora /tzn. przy różnych natężeniach przepływu/.

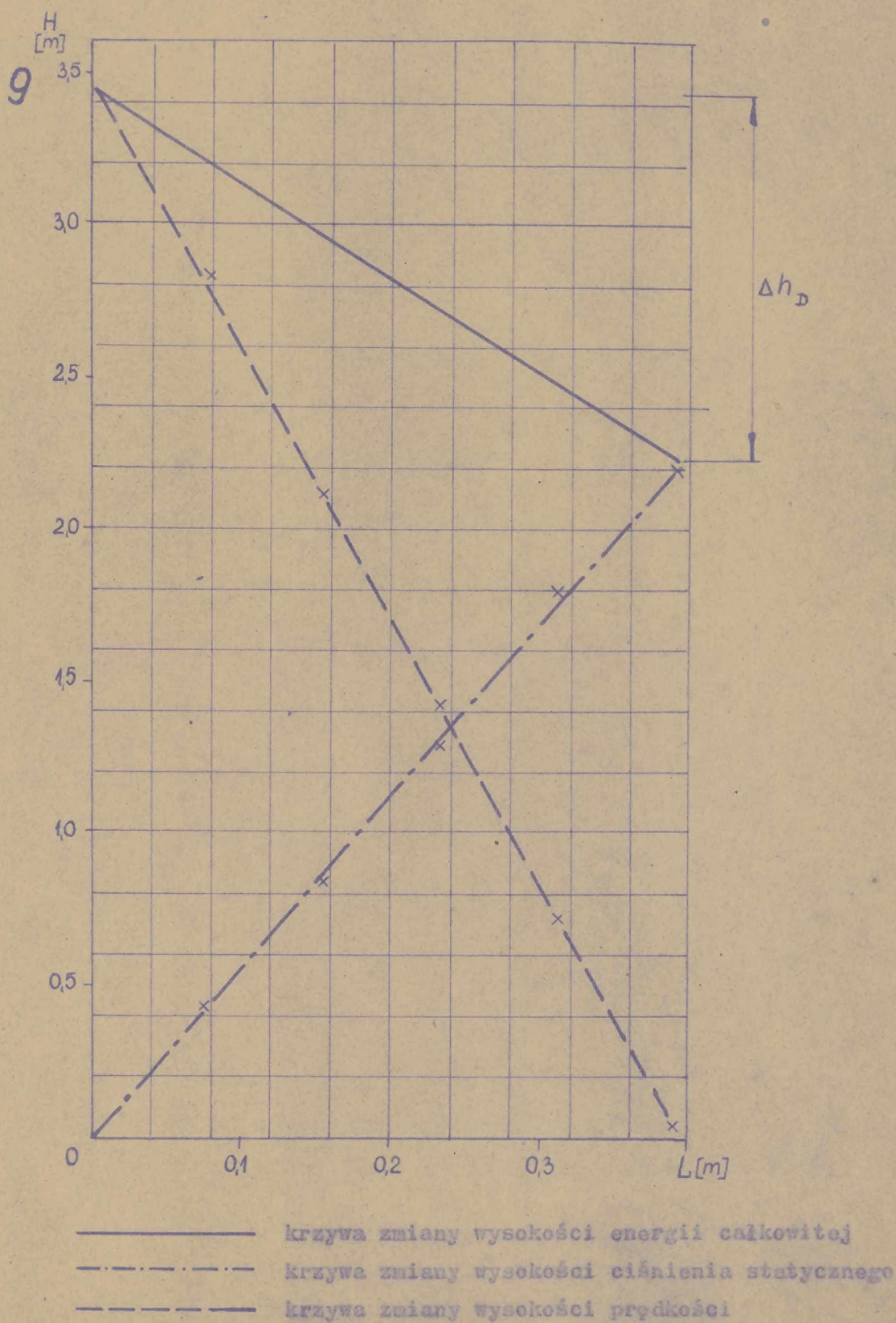
W dyfuzorze stożkowym /I-65-20/ następuje duży spadek wysokości prędkości i duży wzrost ciśnienia statycznego we wlotowym odcinku dyfuzora, co pociąga za sobą największe straty ciśnienia w tym odcinku. To wywiera decydujący wpływ na wysokość strat hydraulicznych w dyfuzorze stożkowym, np. przy $Q_{\min} = 0,007 \text{ m}^3/\text{s}$ $\Delta h_D = 0,225 \text{ m H}_2\text{O}$, a przy $Q_{\max} = 0,0274 \text{ m}^3/\text{s}$ $\Delta h_D = 1,408 \text{ m H}_2\text{O}$. W dyfuzorach tworzących krzywoliniowych $dp/ds = \text{Const}$ /II-65-20/ ciśnienie statyczne wzdłuż długości dyfuzora wzrasta równomiernie i również równomiernie maleje ciśnienie dynamiczne. Wzdłuż dyfuzora następuje równomierny spadek ciśnienia całkowitego, co powoduje zmniejszenie strat hydraulicznych w stosunku do straty w dyfuzorze stożkowym



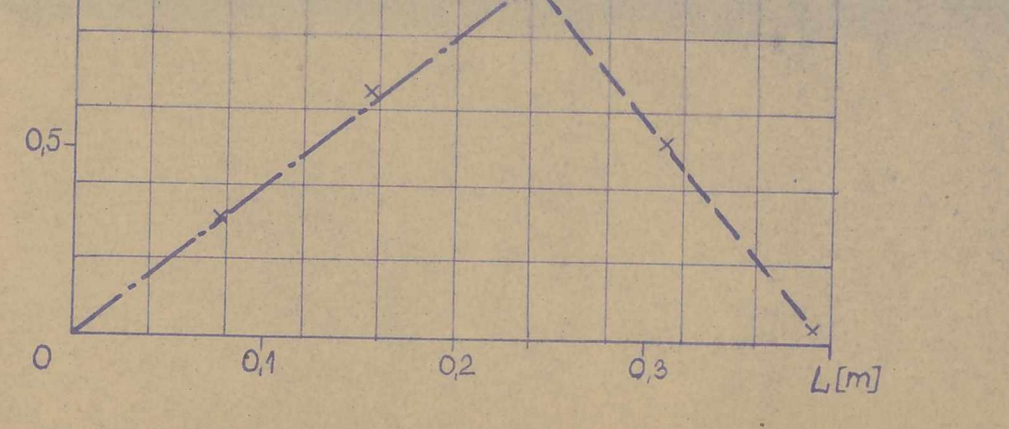
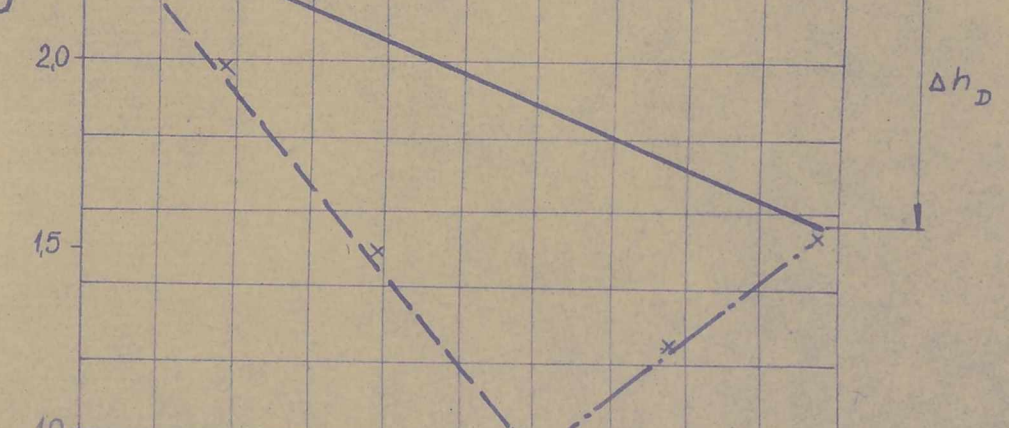
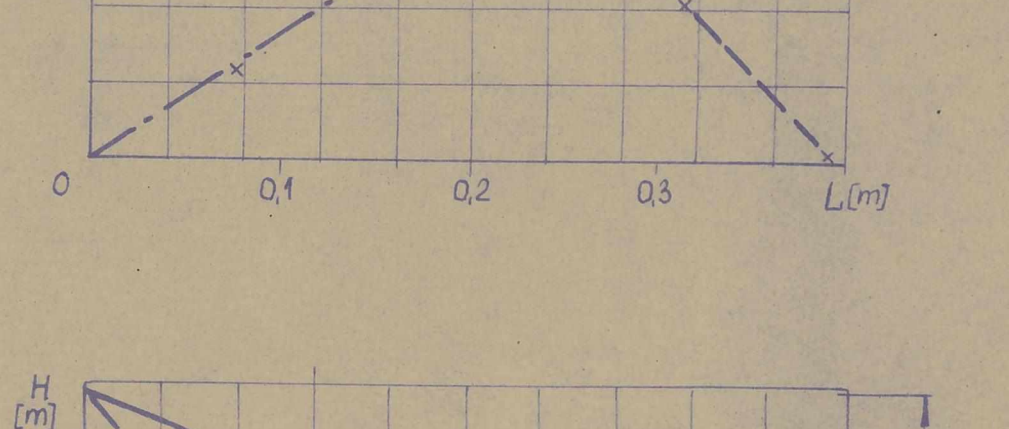
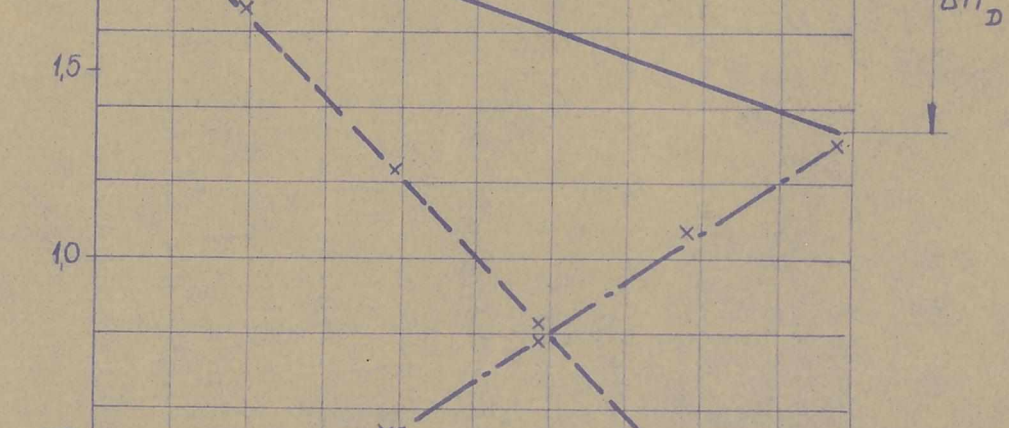
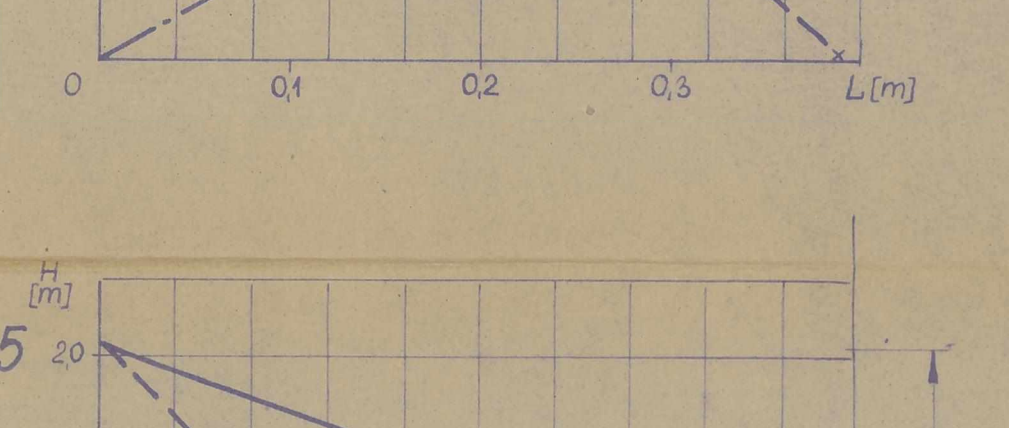
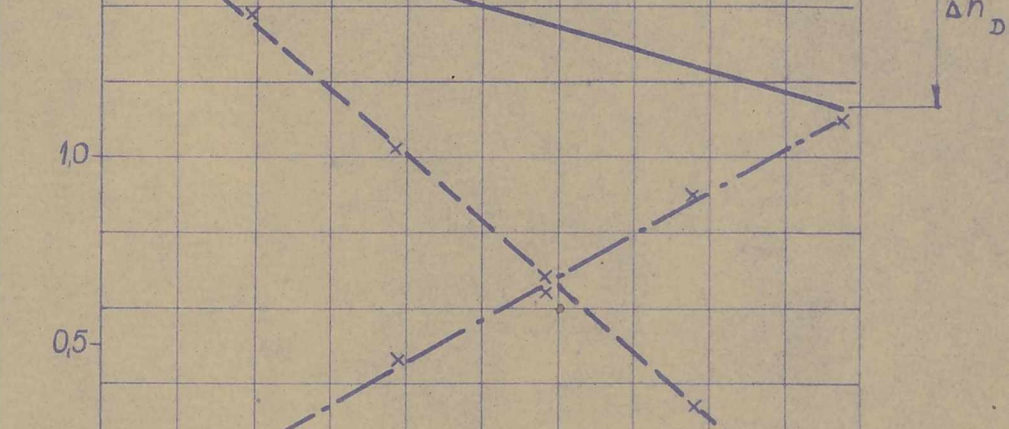
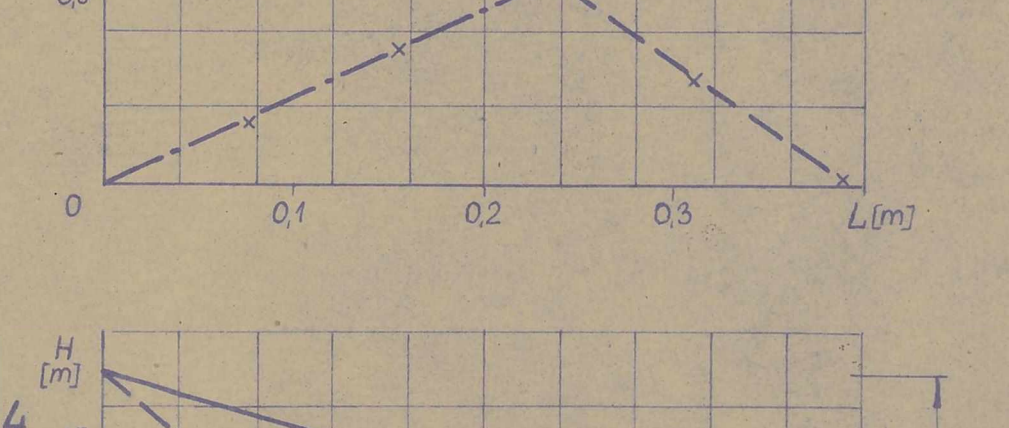
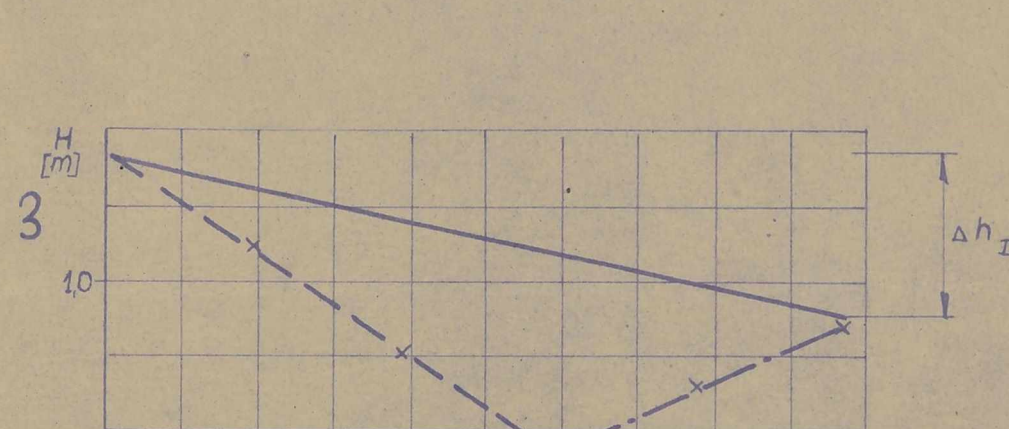
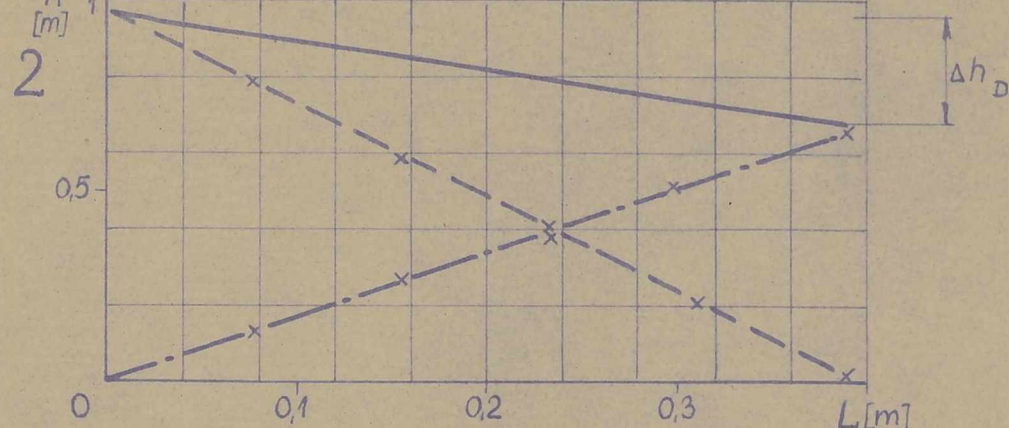
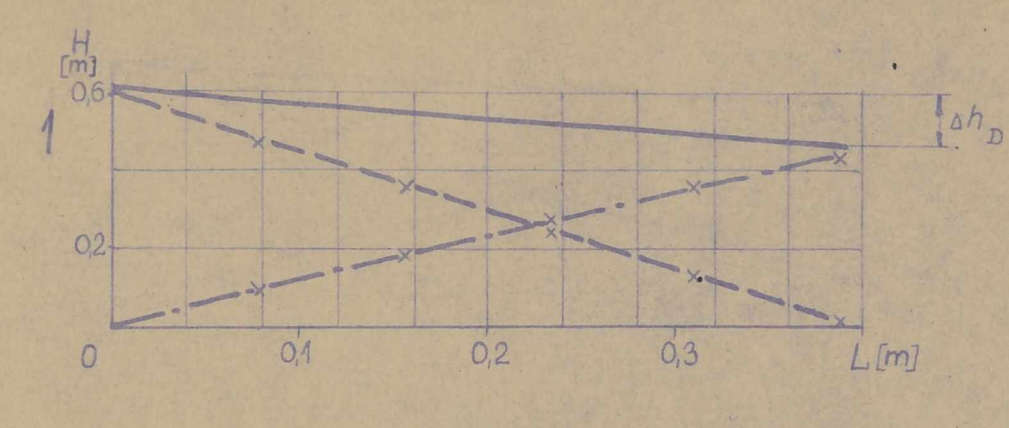
- krzywa zmiany wysokości energii całkowitej
- - - krzywa zmiany wysokości ciśnienia statycznego
- · - krzywa zmiany wysokości prędkości

Rys.65. Zmiana wysokości ciśnień wzdłuż dyfuzora stożkowego I-65-20 o chropowatości $k \approx 0,3$ mm przy różnych prędkościach wlotowych

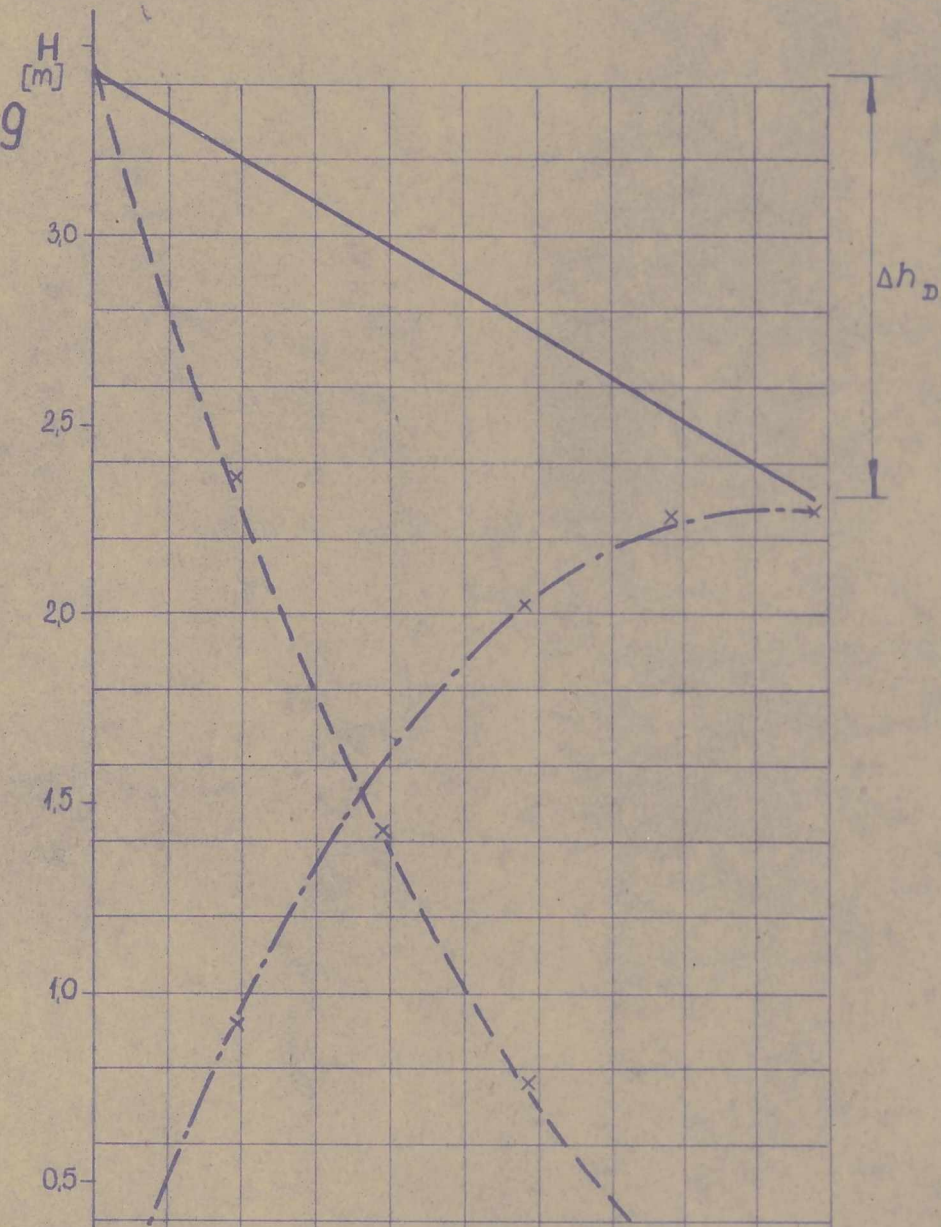
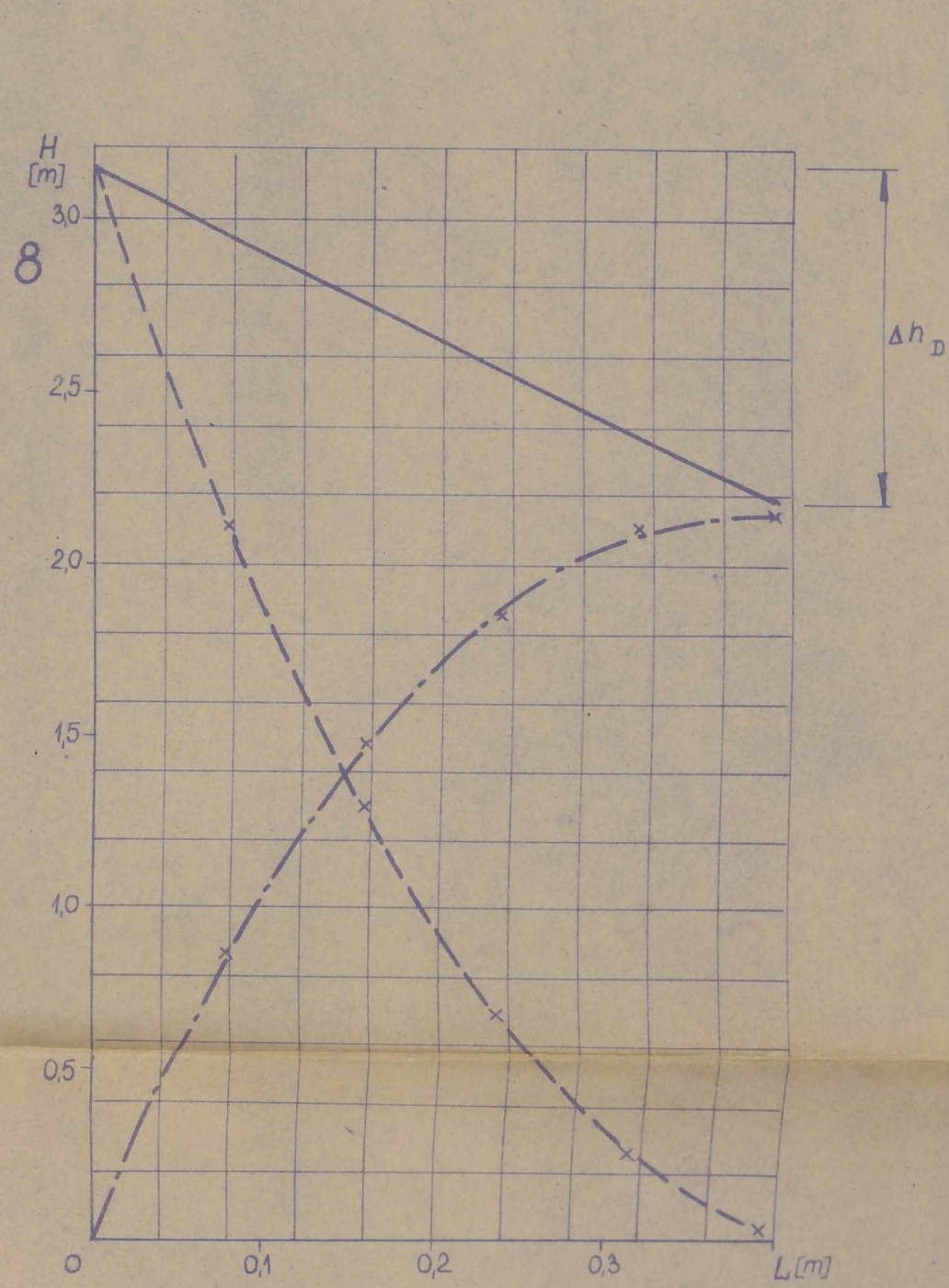
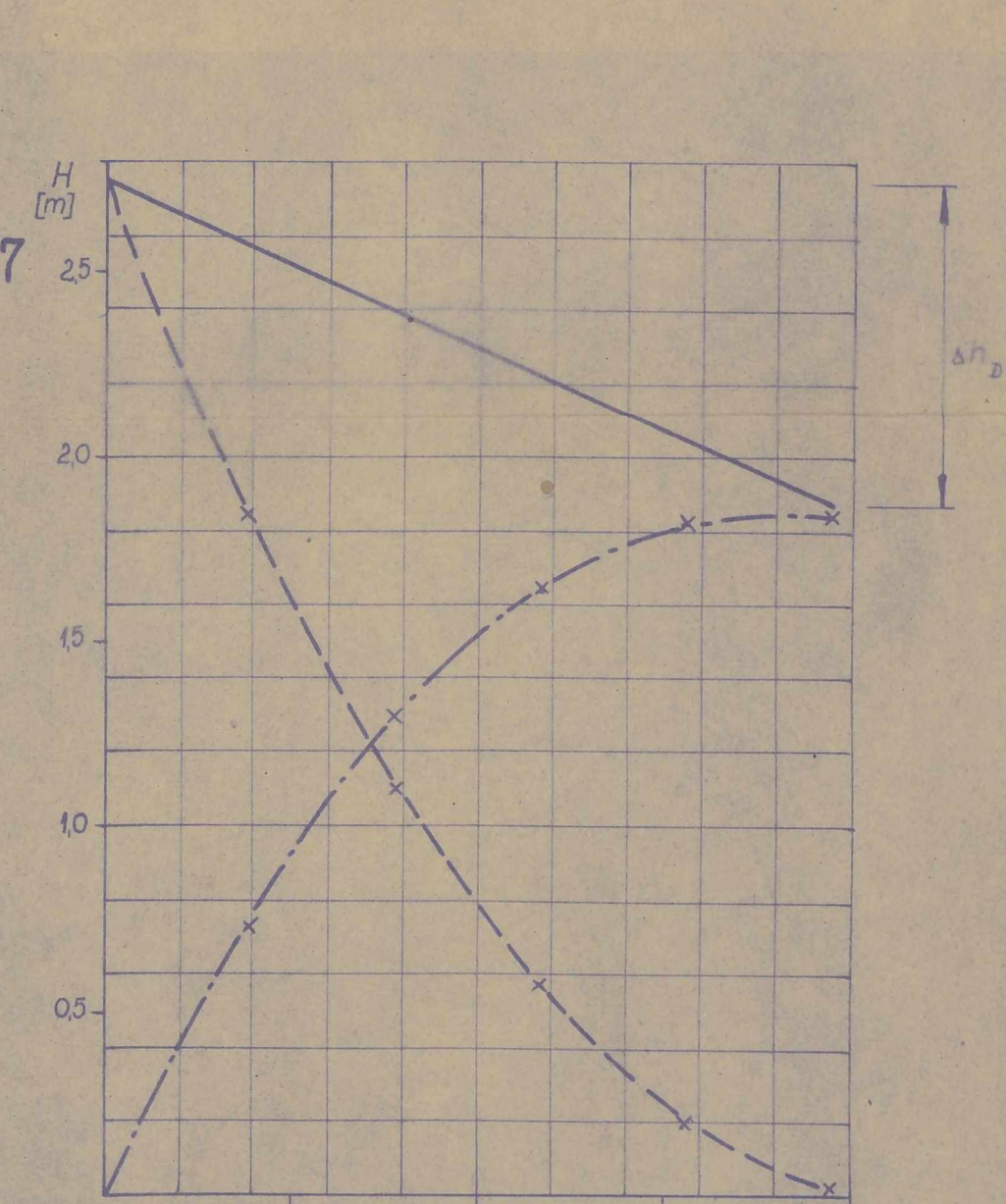
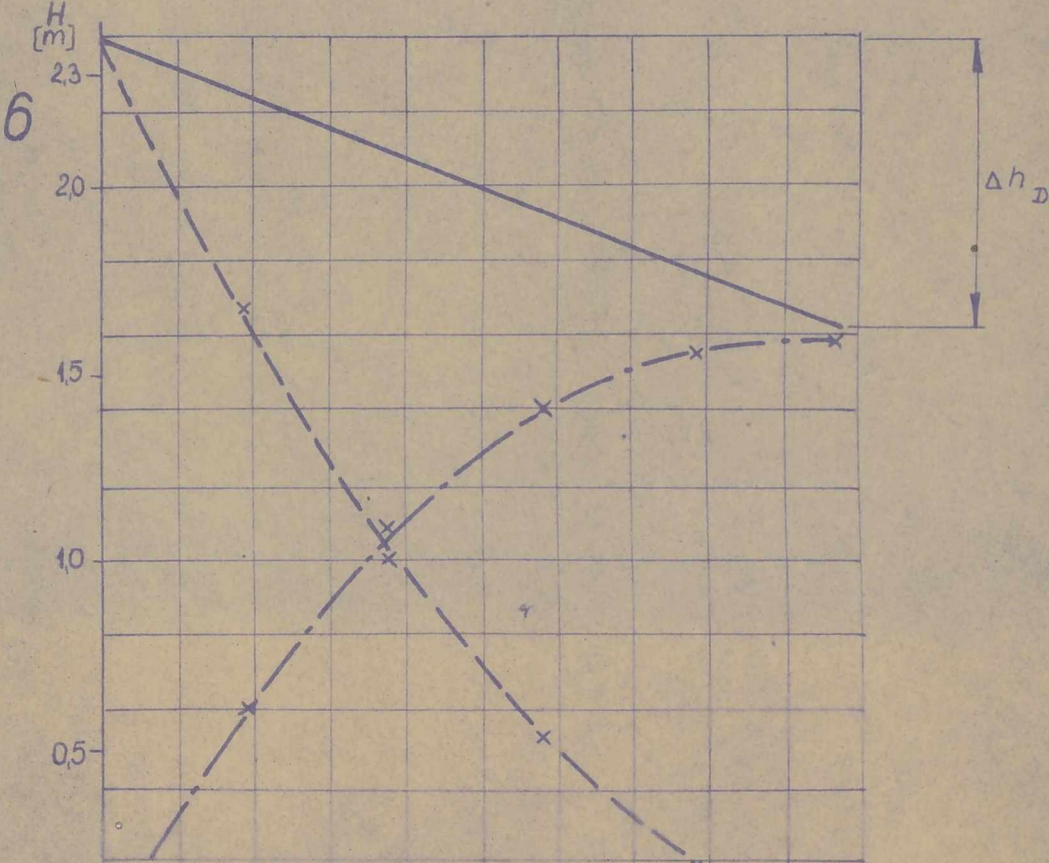
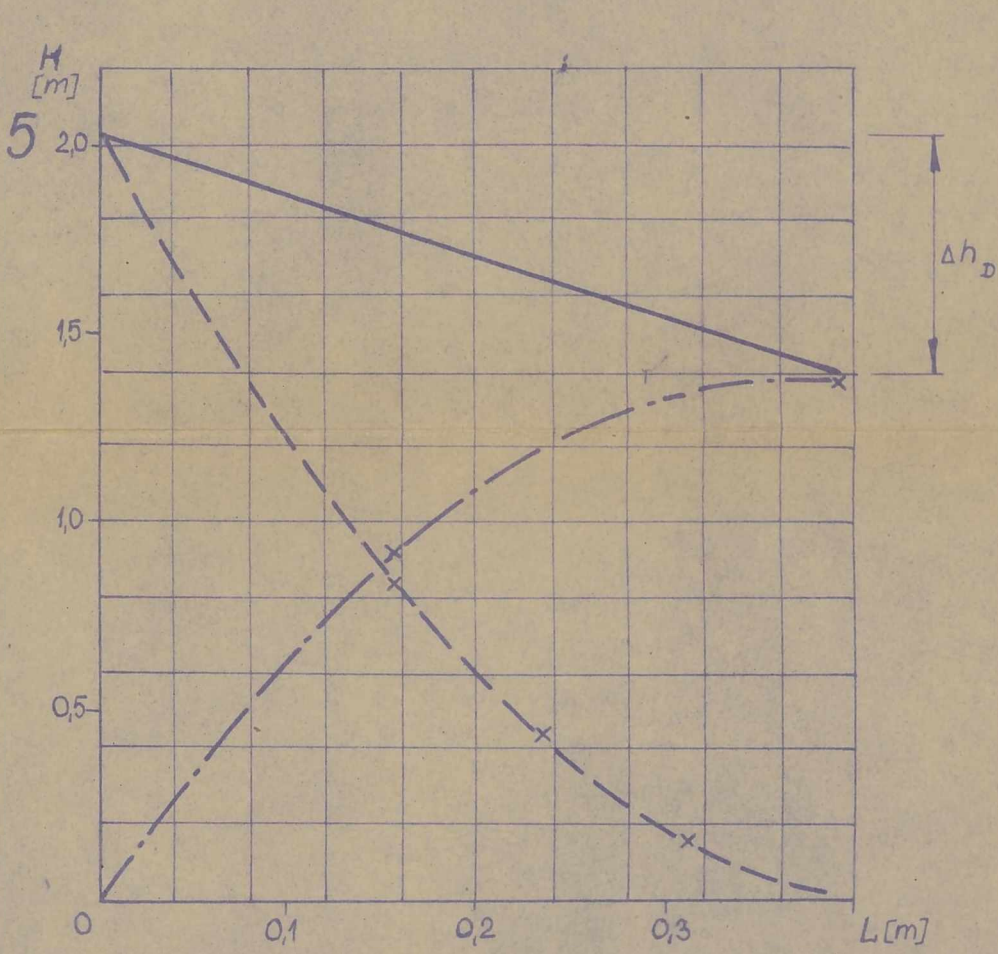
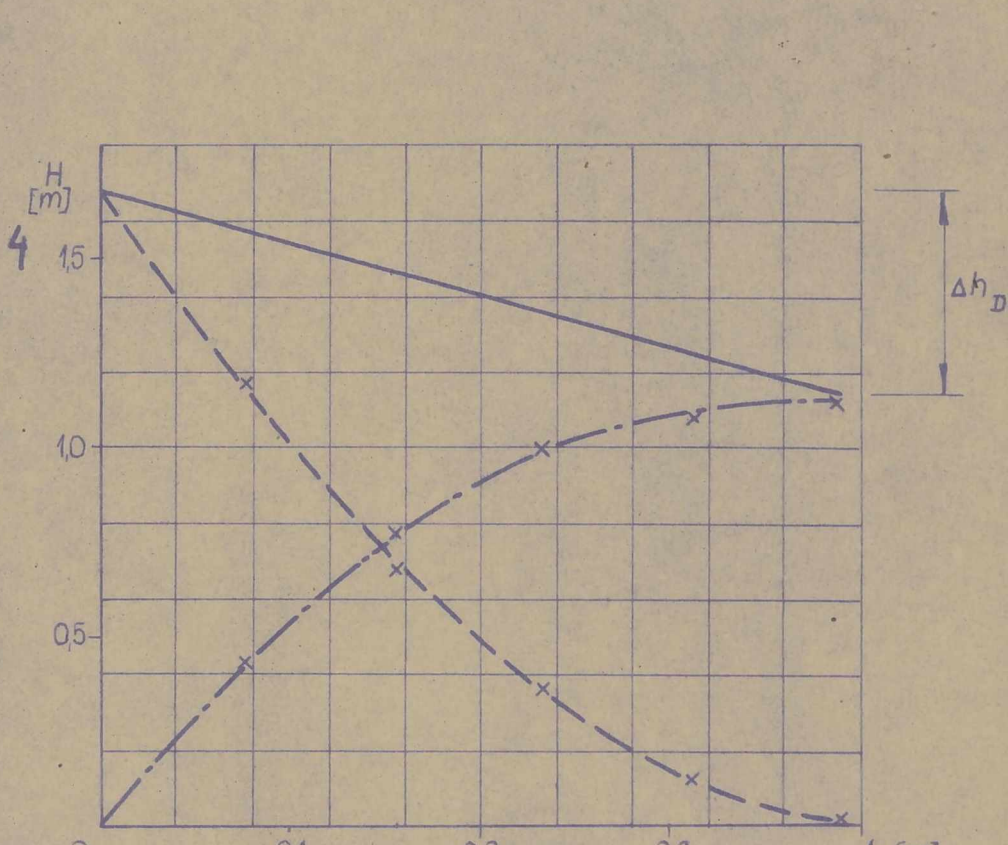
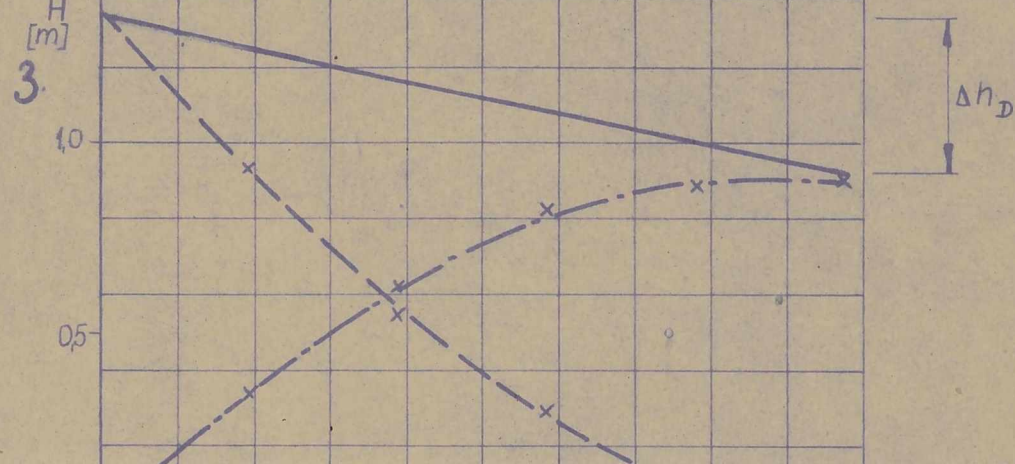
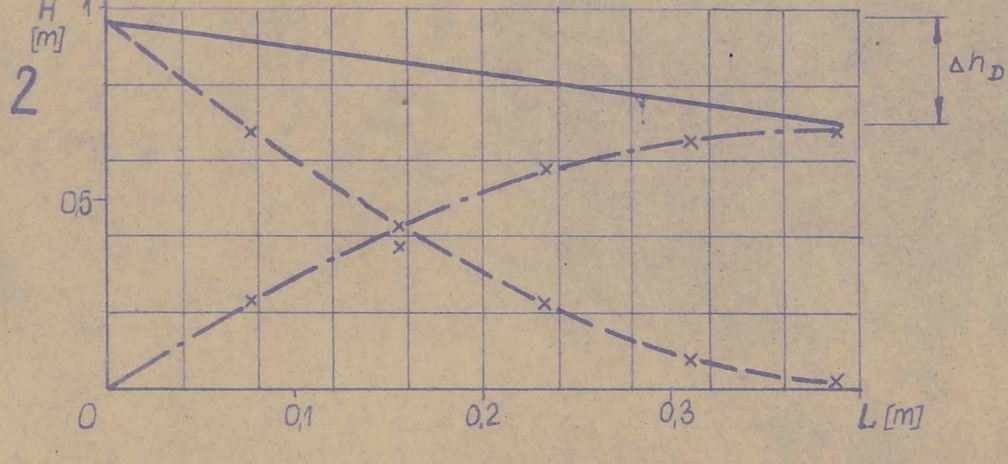
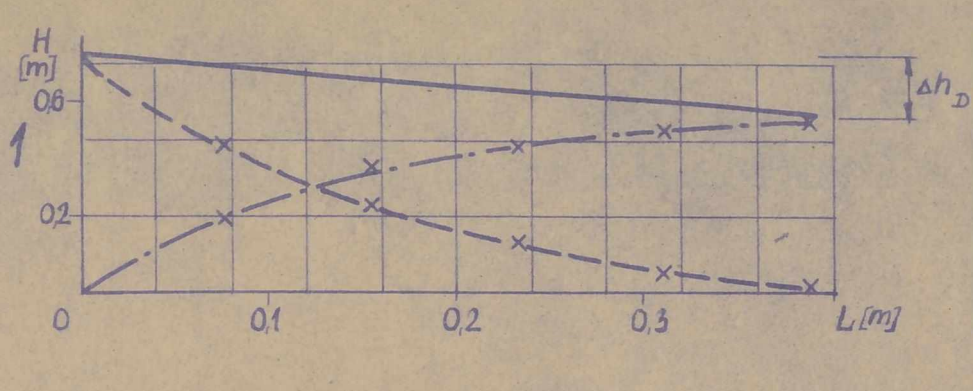




Rys. 66. Zmiana wysokości ciśnień wzdłuż dyfuzora otwierających krzywoliniowych $dp/ds = \text{Const.}$ II-65-20 o chropowatości $k \approx 0,3$ mm przy różnych prędkościach wlotowych



_____ krzywa zmiany wysokości energii całkowitej
 - krzywa zmiany wysokości ciśnienia statycznego
 - - - - - krzywa zmiany wysokości prędkości



przy $Q_{\min} = 0,007 \text{ m}^3/\text{s}$ $\Delta h_D = 0,157 \text{ m H}_2\text{O}$

przy $Q_{\max} = 0,0274 \text{ m}^3/\text{s}$ $\Delta h_D = 1,202 \text{ m H}_2\text{O}$

W dyfuzorze o profilu ścianek określonym równaniem $dv/ds = \text{Const}$ następuje ciągły wzrost ciśnienia statycznego i ciągły spadek wysokości prędkości w dużej części dyfuzora, tylko w końcowej części obie krzywe ulegają spłaszczeniu. Wysokość rozporządzalna ciśnienia zmniejsza się równomiernie wzdłuż całego dyfuzora. Taki charakter krzywych zmiany ciśnienia jest najkorzystniejszy pod względem hydraulicznym. W dyfuzorze o kształcie III wysokość strat hydraulicznych przy minimalnym natężeniu przepływu jest wprawdzie większa od straty w dyfuzorze o kształcie II, jednak przy większych natężeniach przepływu wartości strat hydraulicznych osiągają najniższe wartości np. przy $Q_{\max} = 0,0274 \text{ m}^3/\text{s}$ $\Delta h_D = 1,123 \text{ m H}_2\text{O}$.

7. Wyznaczenie krzywych zależności $\zeta_D = f(d_2/d_1)$ dyfuzorów stożkowych i dyfuzorów o tworzących krzywoliniowych w obszarze przepływów $\tilde{R} > R_{gr}$

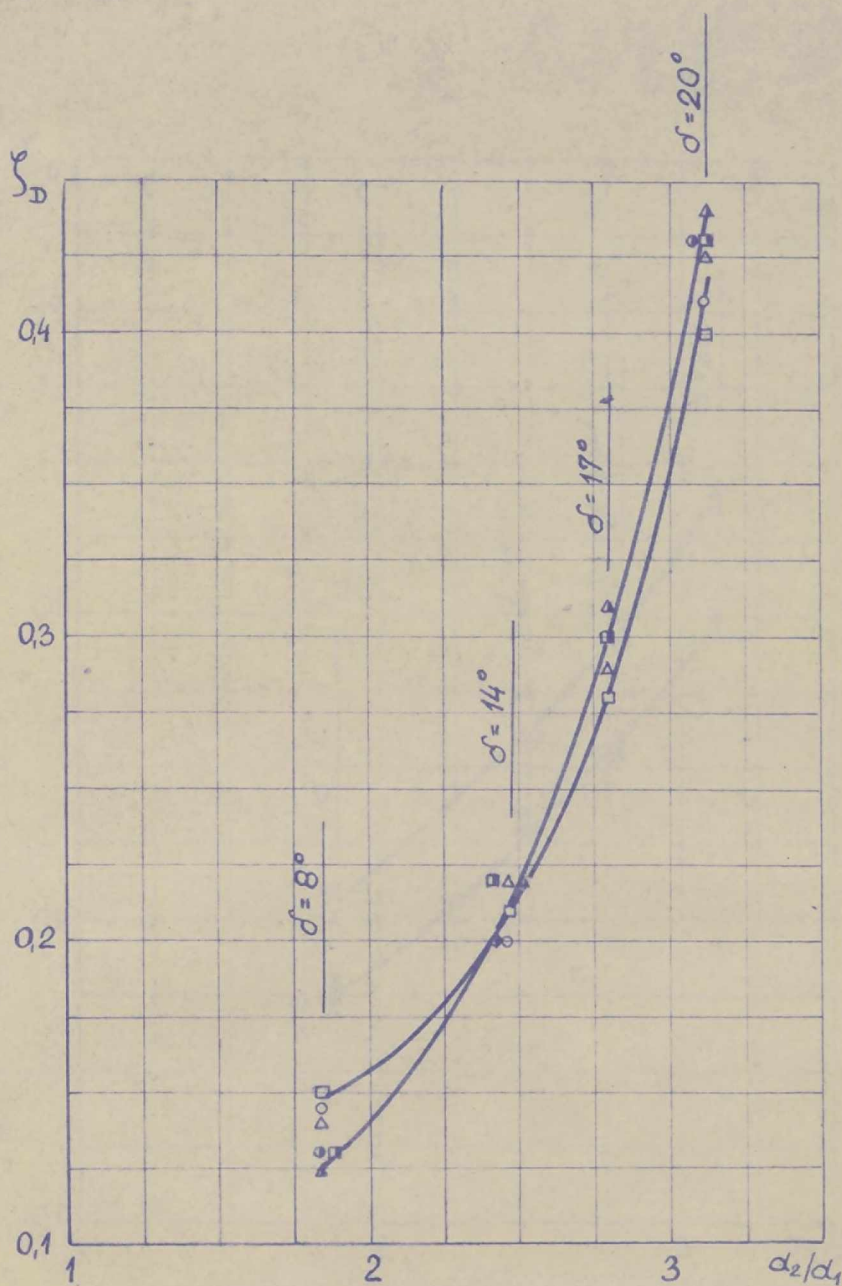
Krzywe /rys. 68, 69 i 70/ przedstawiają zależność

$\zeta_D = f(d_2/d_1)$, a tym samym od kąta rozwarcia w dyfuzorach stożkowych i o tworzących krzywoliniowych przy różnych chropowatościach bezwzględnych. Punkty doświadczalne odpowiadają wartościom współczynnika ζ_D wszystkich badanych dyfuzorów w obszarze przepływów $\tilde{R} > R_{gr}$.

Przez zespoły punktów ustalonych doświadczalnie dla serii dyfuzorów o określonej chropowatości i kształcie ścianek poprowadzono krzywe. Następnie wybrano krzywą, dla której wartość śred-

d_1 [mm] k [mm]

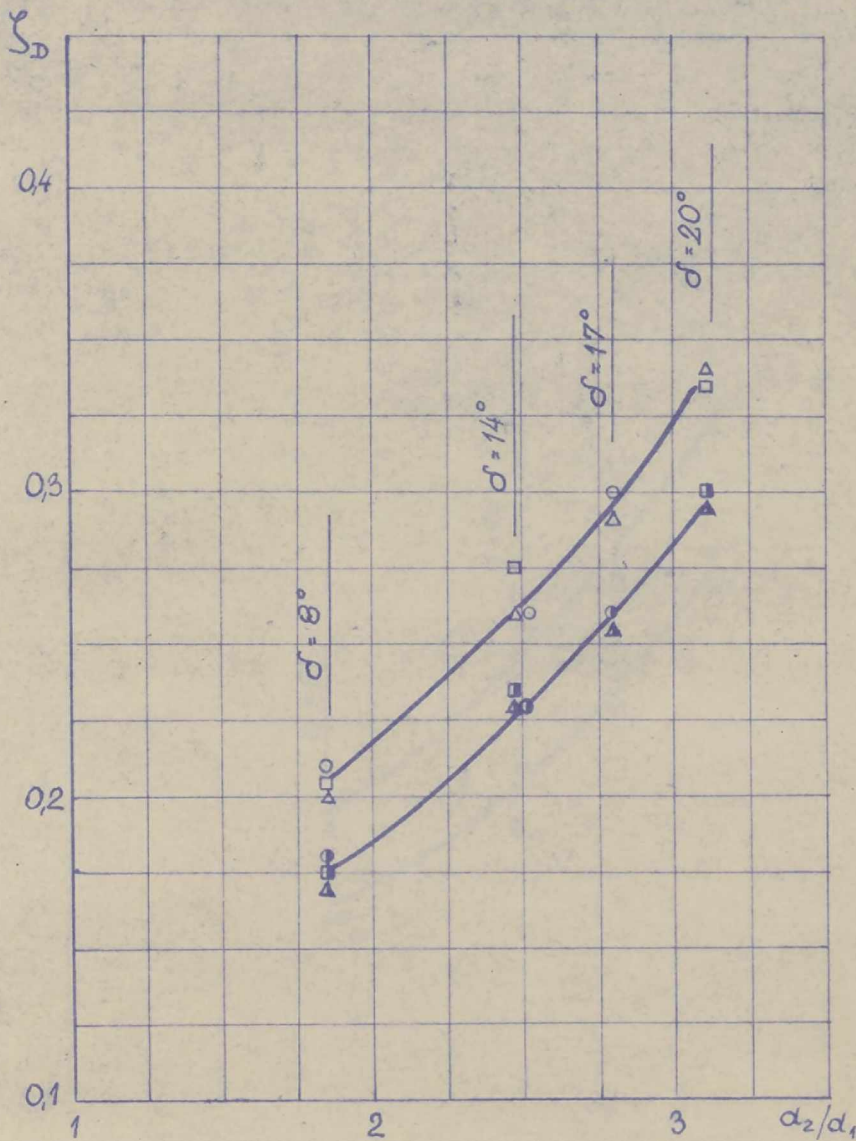
Δ	-	65	$\sim 0,3$
$\circ$	-	80	$\sim 0,3$
$\square$	-	100	$\sim 0,3$
$\blacktriangle$	-	65	$\sim 0,1$
$\bullet$	-	80	$\sim 0,1$
$\blacksquare$	-	100	$\sim 0,1$



Rys. 68. Krzywe doświadczalne zależności współczynnika strat hydraulicznych ζ_D od stosunku średnicy wylotowej do wlotowej d_2/d_1 w dyfuzorach stożkowych o smukłości $L/d_1 \approx 6$ i chropowatości $k \approx 0,3$ mm i $0,1$ mm w zakresie $d_2/d_1 \approx 2,7 \cdot 10^5$

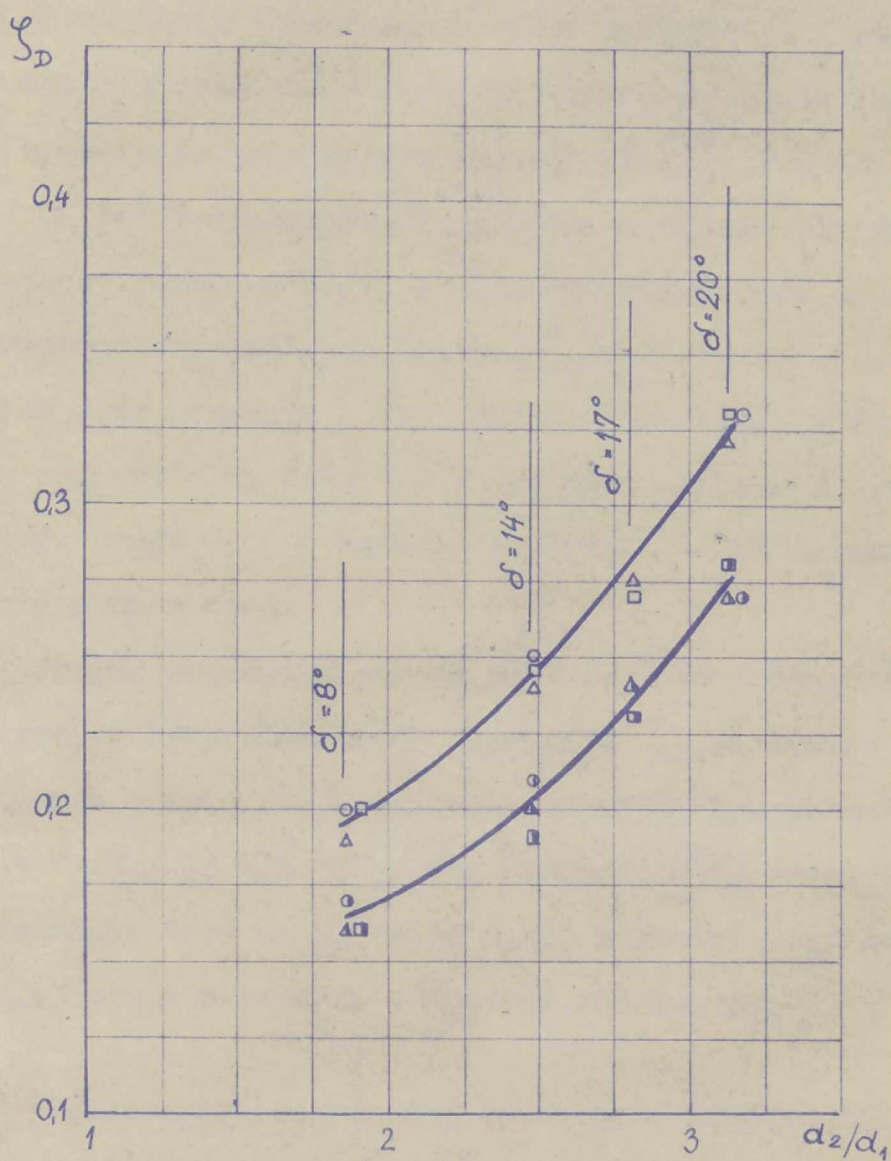
d_1 [mm] k [mm]

Δ	-	65	$\sim 0,3$
$\circ$	-	90	$\sim 0,3$
$\square$	-	100	$\sim 0,3$
Δ	-	65	$\sim 0,1$
$\bullet$	-	80	$\sim 0,1$
$\blacksquare$	-	100	$\sim 0,1$



Rys. 69. Krzywe doświadczalne zależności współczynnika strat hydraulicznych ζ_D od stosunku średnicy wylotowej do wlotowej d_2/d_1 w dyfuzorach o tworzących krzywoliniowych $dp/ds = \text{Const}$ o smukłości $L/d_1 = 6$ i chropowatości $k \approx 0,3$ mm i $0,1$ mm w zakresie $Q \gg 2,7 \cdot 10^5$

d_1 [mm]	k [mm]
Δ - 65	$\sim 0,3$
$\circ$ - 80	$\sim 0,3$
$\square$ - 100	$0,3$
$\blacktriangle$ - 65	$0,1$
$\bullet$ - 80	$0,1$
$\blacksquare$ - 100	$0,1$



Rys. 70. Krzywe doświadczalne zależności współczynnika strat hydraulicznych ζ_D od stosunku średnicy wylotowej do wlotowej d_2/d_1 w dyfuzorach o tworzących krzywoliniowych $dv/ds = \text{Const}$ o smukłości $L/d_1 = 6$, chropowatości $k \approx 0,3$ i $0,1$ mm w zakresie $Re > 2,7 \cdot 10^5$

dniej kwadratów błędów doświadczenia jest najmniejsza. Wszystkie krzywe $\zeta_D = f(d_2/d_1)$ są parabolami n -tego rzędu.

Analizując wykres rys. 68 dotyczący dyfuzorów stożkowych, można stwierdzić, że przy $d_2/d_1 < 2,5$, tzn. przy kątach rozwarcia $\delta \leq 14^\circ$ najkorzystniejsze pod względem hydraulicznym są dyfuzory o mniejszej chropowatości. Przy stosunku średnic $d_2/d_1 \approx 2,5$, tzn. przy kącie rozwarcia $\delta = 14^\circ$ wartości ζ_D są jednakowe dla dyfuzorów stożkowych o różnych chropowatościach /chropowatość nie wywiera żadnego wpływu na wartość ζ_D /. Przy $d_2/d_1 > 2,5$, tzn. $\delta > 14^\circ$ wartości współczynnika są wyższe dla dyfuzorów o mniejszej chropowatości, a więc korzystniejsze są dyfuzory o większej chropowatości. Krzywa $\zeta_D = f(d_2/d_1)$ dla dyfuzorów stożkowych jest parabolą o dość dużym wykładniku, wraz ze wzrostem kąta rozwarcia wartości ζ_D rosną dość szybko. Stosowanie więc dyfuzorów stożkowych o kątach rozwarcia $\delta > 20^\circ$ przynosi niewielkie efekty ekonomiczne.

Krzywe przedstawione na rys. 69 i 70 dotyczą dyfuzorów o tworzących krzywoliniowych. Wartości ζ_D są zawsze niższe dla dyfuzorów o mniejszych chropowatościach. Krzywe zależności $\zeta_D = f(d_2/d_1)$ dla ^{o tworzących krzywoliniowych} dyfuzorów stożkowych są parabolami o niższym wykładniku. Wraz ze wzrostem d_2/d_1 wartości ζ_D rosną znacznie wolniej niż w przypadku dyfuzorów stożkowych.

8. Wyprowadzenie wzorów empirycznych na współczynnik strat hydraulicznych dyfuzora ζ_D

Końcowym celem pracy jest ilościowe określenie współczynnika strat hydraulicznych przy przepływie wody przez dyfuzory o smukłości $L/d_1 = 6$. Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono,

że w obszarze $\tilde{R} > 2,7 \cdot 10^5$ i przy określonej chropowatości bezwzględnej i kształcie ^{dyfuzora} współczynnik ζ_D jest jednoznaczna funkcją d_2/d_1 . Wzory empiryczne wyprowadzono tylko dla obszaru $\tilde{R} > 2,7 \cdot 10^5$. Formuły empiryczne ustalono w oparciu o metodę podaną przez BRETSZNAJDERA [8]. Funkcja $\zeta_D = f(d_2/d_1)$ dla stałej wartości k jest liniowa w logarytmicznym układzie współrzędnych $X = \lg(d_2/d_1)$ i $Y = \lg \zeta_D - c$ i ma ogólną postać

$$y = c + ax^b \quad /53a/ \quad \text{czyli}$$

$$\zeta_D = c + a(d_2/d_1)^b \quad /53b/$$

gdzie: a , b i c są stałymi współczynnikami dla określonej wartości k i określonego kształtu dyfuzora.

Współczynniki te dla poszczególnych sześciu krzywych wyznaczone następująco: na krzywej obrano dwa dowolne punkty o współrzędnych (x_1, y_1) i (x_2, y_2) oraz trzeci punkt o odciętej $x_3 = \sqrt{x_1 \cdot x_2}$ i o rzędnej y_3 . Wówczas współczynnik c równa się

$$c = \frac{y_1 y_2 - y_3}{y_1 + y_2 - 2 y_3} \quad /54/$$

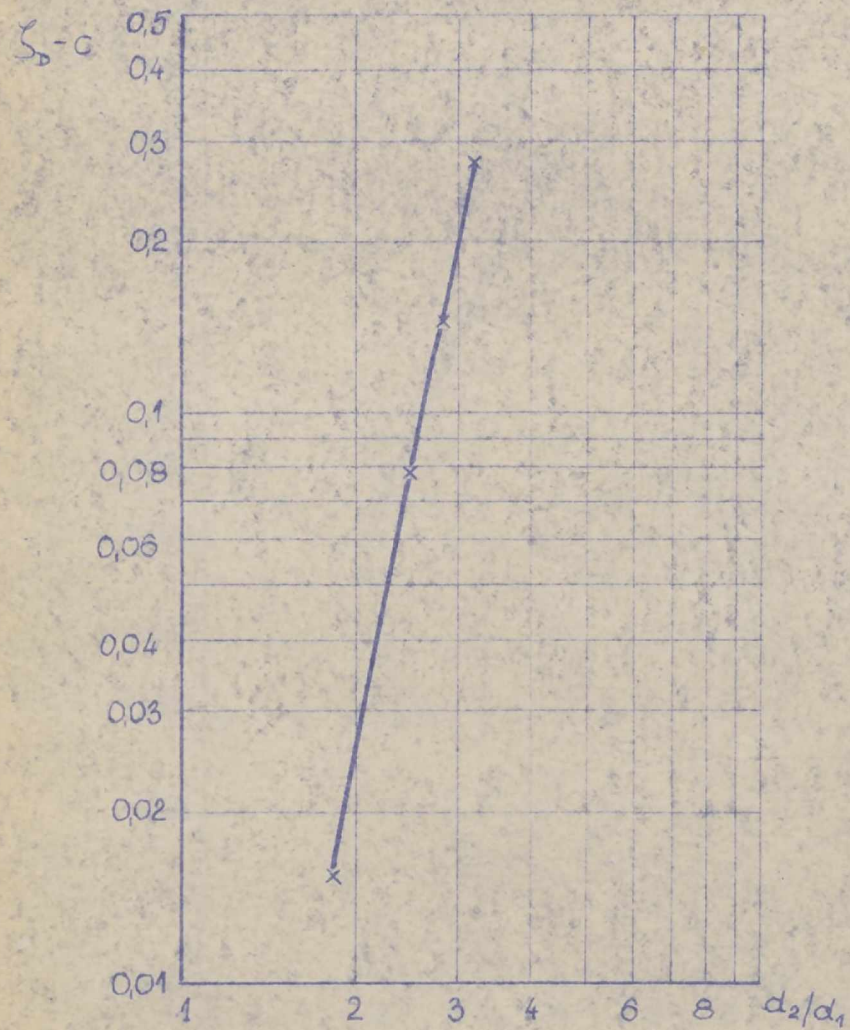
Następnie wykreślono poszczególne krzywe w układzie współrzędnych $X = \lg x$ i $Y = \lg y - c$ w celu sprawdzenia, czy w tak dobranym układzie współrzędnych punkty odpowiadające wynikom pomiarów układają się wzdłuż prostej, co świadczy o słuszności przyjętego typu równania. Wykresy rys. 71, 72 i 73 przedstawiają krzywe doświadczalne przedstawione w przyjętym układzie współrzędnych.

Wstawiając współrzędne punktów skrajnych w równanie liniowe

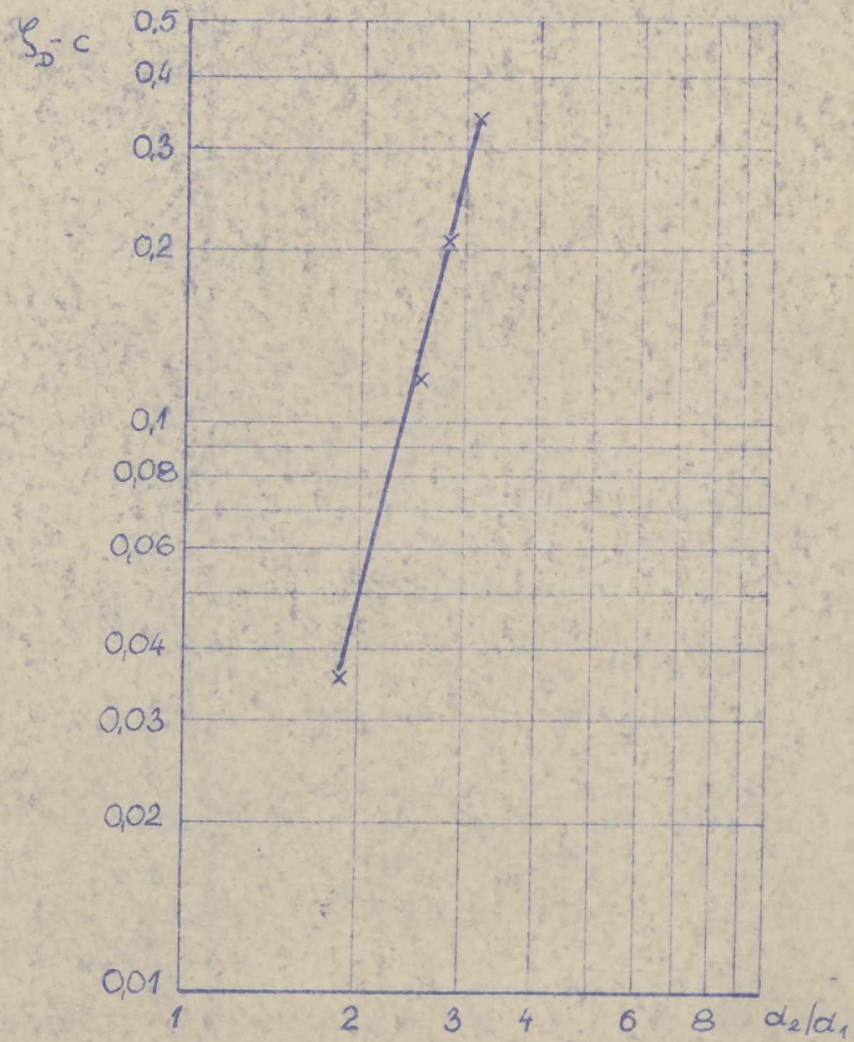
$$Y = \lg a + b \cdot X \quad /55/$$

obliczono wartości współczynników a i b .

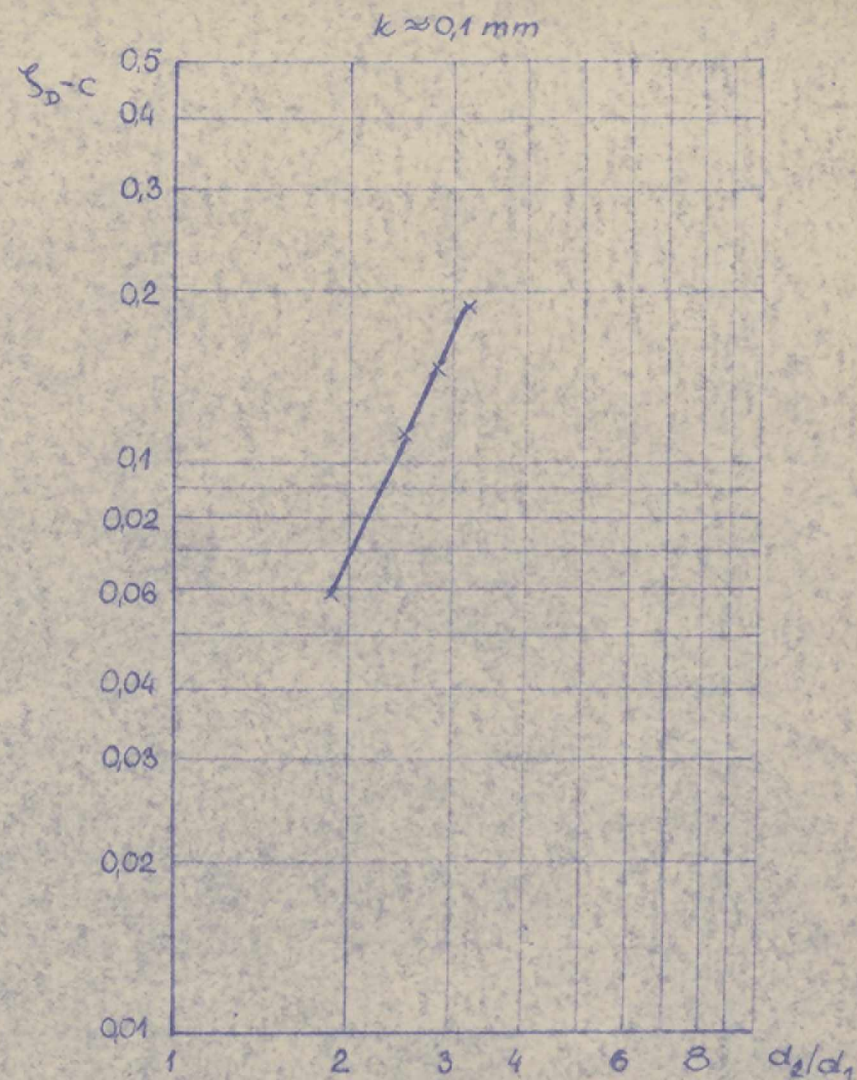
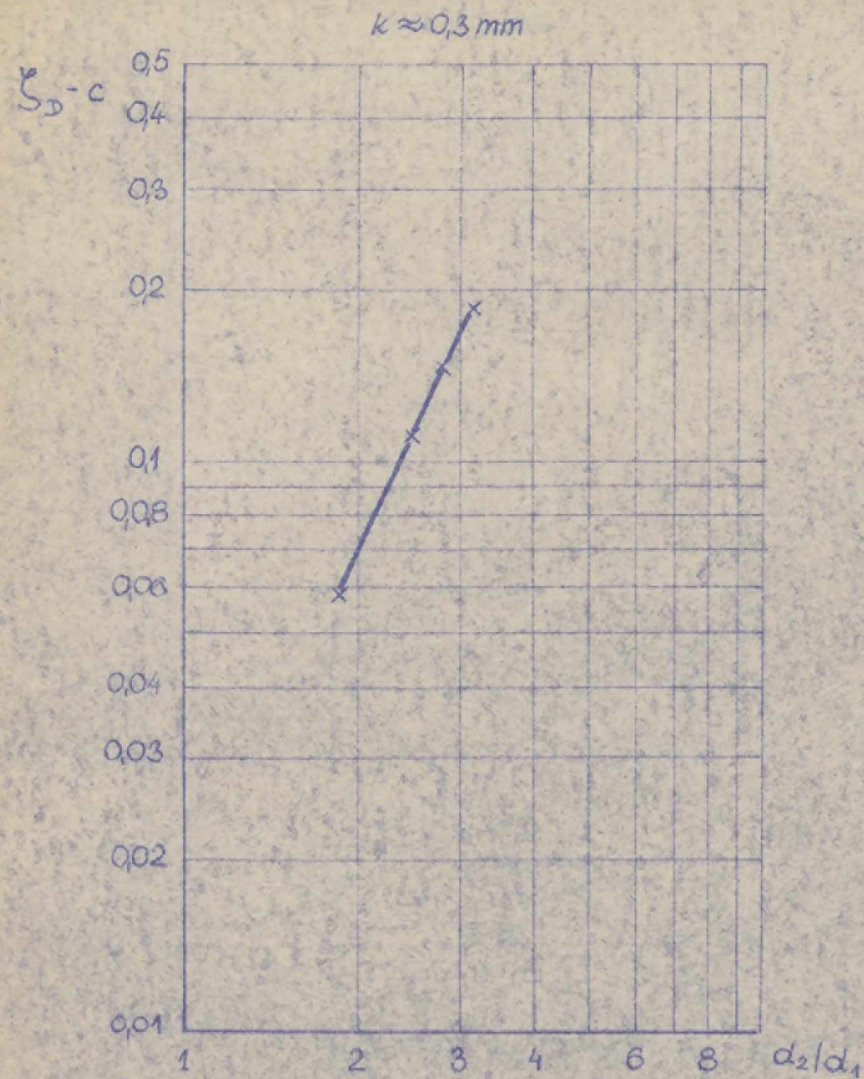
$k \approx 0,3 \text{ mm}$



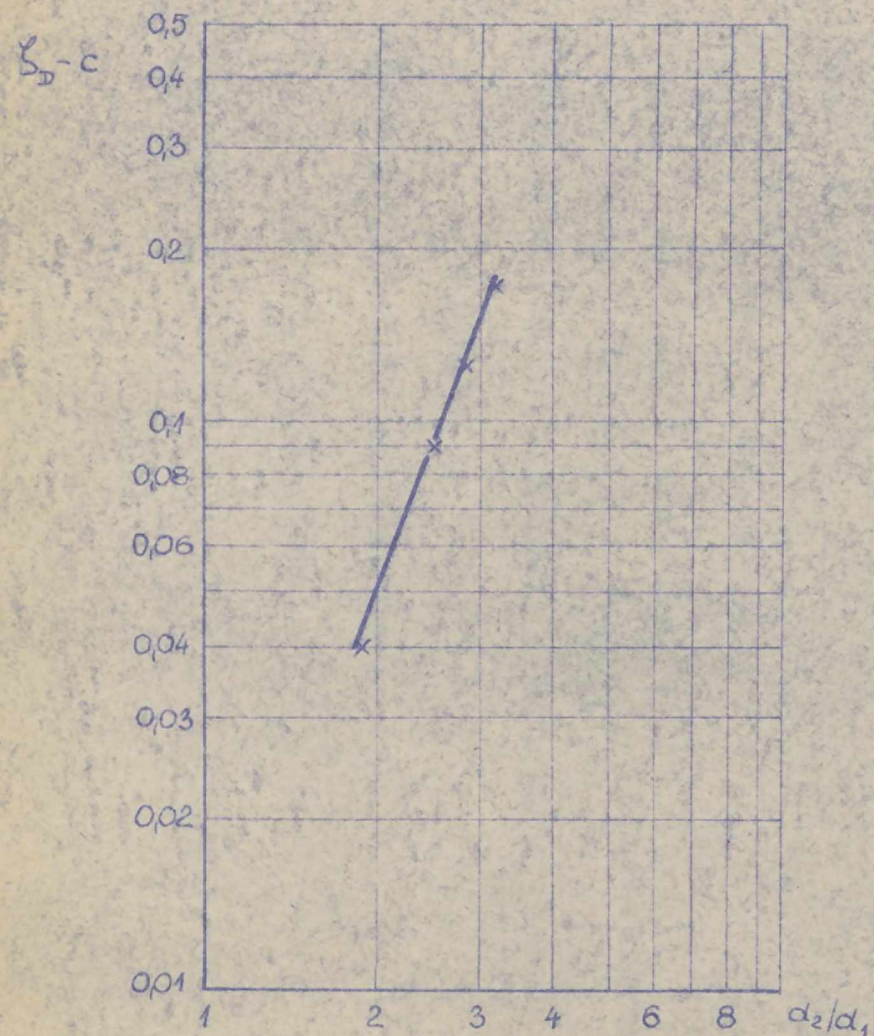
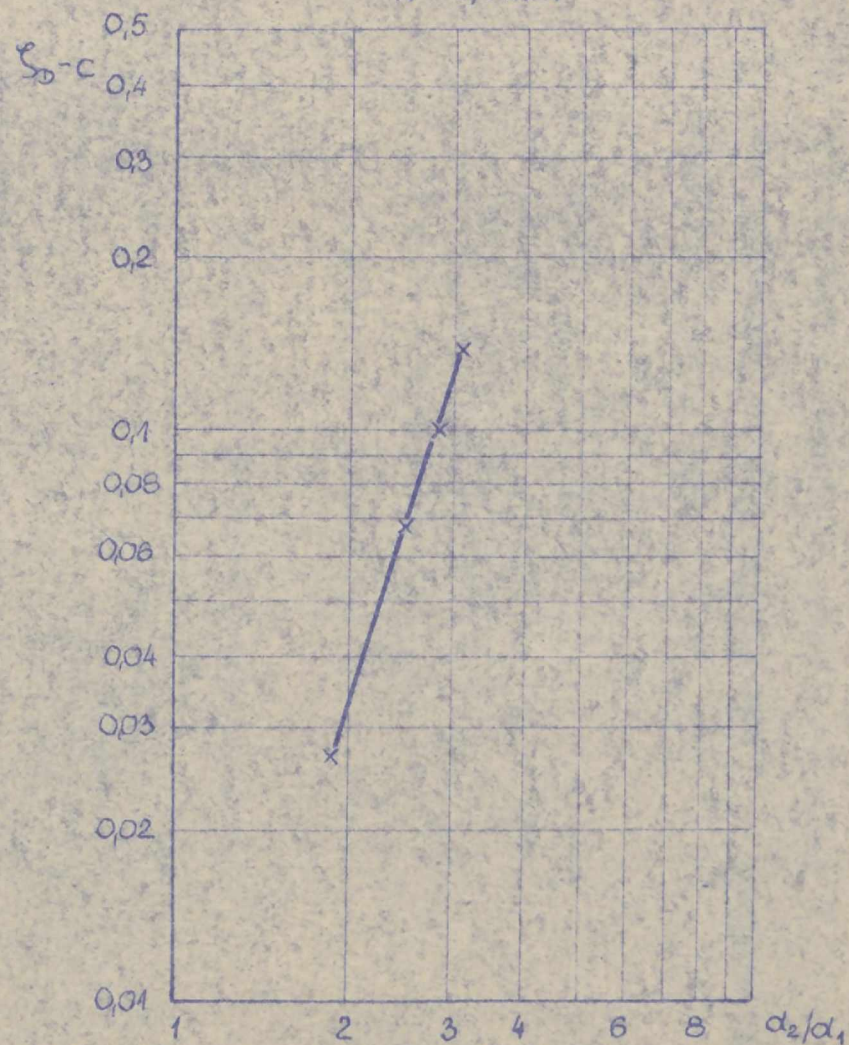
$k \approx 0,1 \text{ mm}$



Rys. 71. Krzywe doświadczalne $\zeta_D - c = f(d_2/d_1)$ w logarytmicznym układzie współrzędnych dla dyfuzorów stożkowych.



Rys. 72. Krzywe doświadczalne $\xi_D - c = f(d_2/d_1)$ w logarytmicznym układzie współrzędnych dla dyfuzorów o tworzących krzywoliniowych $dp/ds = \text{Const.}$

$k \approx 0,3 \text{ mm}$

 $k \approx 0,1 \text{ mm}$


Rys. 73. Krzywe doświadczalne $\xi_D - c = f / d_2/d_1 /$ w logarytmicznym układzie współrzędnych dla dyfuzorów o tworzących krzywoliniowych $dv/ds = \text{Const.}$

a/ Wyprowadzenie równania krzywej zależności $\zeta_D = f /d_2/d_1/$
dla dyfuzorów stożkowych /kształt I/ o chropowatości bez-
względnej $k \approx 0,3$ mm.

x_1	2	0,1553
x_2	3	0,35
x_3	2,45	0,204

Stała $c = 0,1305$

Współrzędne krzywej doświadczalnej

d_2/d_1	1,84	2,47	2,79	3,12
ζ_D	0,147	0,21	0,277	0,41
c	0,1315	0,1315	0,1315	0,1315
$\zeta_D - c$	0,0155	0,0785	0,1455	0,2785

Równanie liniowe $Y = \lg a + b \cdot X$, czyli

$$\lg /y - c/ = \lg a + b \lg x$$

$$\left. \begin{array}{l} \lg 0,0155 = \lg a + b \lg 1,84 \\ \lg 0,2785 = \lg a + b \lg 3,12 \end{array} \right\} \text{ dla punktów skrajnych}$$

Z tego układu równań wyznaczamy niewiadome a i b

$$a = 0,00055 \quad b = 5,47$$

Równanie krzywej ma zatem ogólną postać:

$$y = 0,1315 + 0,00055 \cdot x^{5,47} \quad /56a/$$

czyli

Ia

$$\zeta_D = 0,1315 + 0,0005 /d_2/d_1/^{5,47}$$

/56b/

b/ Równanie krzywej zależności $\zeta_D = f /d_2/d_1/$ dla dyfuzorów stożkowych /kształt I/ o chropowatości $k \approx 0,1$ mm.

Obliczono następujące wartości współczynników równania /53b/:

$$c = 0,091, \quad a = 0,00251, \quad b = 4,3$$

Wzór więc przybiera postać:

Ib

$$\zeta_D = 0,091 + 0,00251 /d_2/d_1/^{4,3}$$

/57/

c/ Równanie krzywej zależności $\zeta_D = f /d_2/d_1/$ dla dyfuzorów o tworzących krzywoliniowych $dp/ds = \text{Const}$ /kształt II/ o chropowatości $k \approx 0,3$ mm.

Wartości współczynników równania /53b/ wynoszą:

$$c = 0,1467, \quad a = 0,01497, \quad b = 2,23$$

Formuła empiryczna ma więc postać

IIa

$$\zeta_D = 0,1467 + 0,01497 /d_2/d_1/^{2,23}$$

/58/

d/ Równanie krzywej zależności $\zeta_D = f /d_2/d_1/$ dla dyfuzorów o tworzących krzywoliniowych $dp/ds = \text{Const}$ /kształt II/ o chropowatości $k \approx 0,1$ mm.

Wartości współczynników równania /53b/

$$c = 0,125, \quad a = 0,01303, \quad b = 2,27$$

Postać formuły empirycznej:

IIb

$$\zeta_D = 0,125 + 0,01303 /d_2/d_1/^{2,27}$$

/59/

e/ Równanie krzywej zależności $\xi_D = f /d_2/d_1/$ dla dyfuzorów o tworzących krzywoliniowych $dv/ds = \text{Const}$ /kształt III/ o chropowatości $k \approx 0,3 \text{ mm}$.

Wartości współczynników równania /53b/

$$c = 0,155, \quad a = 0,00753, \quad b = 2,739$$

Postać formuły empirycznej

$$\text{III a} \quad \boxed{\xi_D = 0,155 + 0,00753 /d_2/d_1/^{2,739}} \quad /60/$$

f/ Równanie krzywej zależności $\xi_D = f /d_2/d_1/$ dla dyfuzorów o tworzących krzywoliniowych $dv/ds = \text{Const}$ /kształt III/ o chropowatości $k \approx 0,1 \text{ mm}$.

Wartości współczynników równania /53b/

$$c = 0,1345, \quad a = 0,003927, \quad b = 3,131$$

Postać formuły empirycznej

$$\text{IIIB} \quad \boxed{\xi_D = 0,1345 + 0,003927 /d_2/d_1/^{3,131}} \quad /61/$$

Podane formuły empiryczne określające współczynnik strat hydraulicznych wywołanych wbudowaniem w przewód dyfuzorów o różnych kształtach i chropowatościach są ważne tylko dla dyfuzorów o smukłości $L/d_1 = 6$ w zakresie liczb Reynoldsa $\tilde{R} > 2,7 \cdot 10^5$ i przy określonych chropowatościach. Jako wzory przybliżone można je stosować w obszarze $\tilde{R} \geq 2,5 \cdot 10^5$ i przy chropowatościach zbliżonych do podanych powyżej.

Otrzymane wzory /56/, /57/, /58/, /59/, /60/ i /61/ dosyć dokładnie określają uzyskane z pomiarów zależności współczynnika $\xi_D = f /d_2/d_1/$. Różnice między wartościami współczynników ξ_D otrzymanymi z krzywej pomiarowej a wartościami tych współczynników obliczonych z wzorów przedstawia poniższe zestawienie.

Wartości	$\frac{d_2}{d_1}$	Kontakt I		Kontakt II		Kontakt III	
		$k = 0,3 \text{ mm}$	$k = 0,1 \text{ mm}$	$k = 0,3 \text{ mm}$	$k = 0,1 \text{ mm}$	$k = 0,3 \text{ mm}$	$k = 0,1 \text{ mm}$
ξ_D z krzywych pomiarowych	2	0,1553	0,1375	0,2175	0,186	0,2025	0,1675
	3	0,35	0,37	0,32	0,2825	0,3075	0,2575
ξ_D obliczone	2	0,1559	0,1403	0,2169	0,1878	0,2052	0,1689
	3	0,3665	0,372	0,3202	0,280	0,3075	0,2569
σ	2	$\pm 0,0006$	$\pm 0,0028$	$\pm 0,0006$	$\pm 0,0018$	$\pm 0,0027$	$\pm 0,0014$
	3	$\pm 0,0165$	$\pm 0,002$	$\pm 0,0002$	$\pm 0,0025$	$\pm 0,0000$	$\pm 0,0006$
ξ	2	$\pm 0,38\%$	$\pm 2,04\%$	$\pm 0,27\%$	$\pm 0,97\%$	$\pm 1,33\%$	$\pm 0,83\%$
	3	$\pm 4,7\%$	$\pm 0,54\%$	$\pm 0,062\%$	$\pm 0,88\%$	$\pm 0,0\%$	$\pm 0,23\%$

VII. ANALIZA DOKŁADNOŚCI PRZEPROWADZONYCH BADAŃ

Ostatecznym celem przeprowadzonych badań było przede wszystkim ilościowe określenie wartości współczynnika strat hydraulicznych ζ_D jako funkcji kształtu dyfuzora, kąta rozwarcia i chropowatości. Zadaniem analizy błędów przeprowadzonych badań jest określenie stopnia dokładności wyznaczenia współczynnika ζ_D .

Współczynnik ζ_D wyznaczono sposobem pośrednim mierząc bezpośrednio następujące wielkości:

- 1/ przyrost wysokości ciśnienia statycznego w dyfuzorze Δh ,
- 2/ średnie natężenie przepływu Q ,
- 3/ średnice dyfuzora: wlotową - d_1 i wylotową - d_2 .

Zatem błąd /rozbieżność średnia/ wyznaczenia współczynnika ζ_D będzie zależał od błędów /rozbieżności średnich/ pomiarów Δh , Q , d_1 i d_2 .

Analiza błędów wyznaczonych wartości współczynnika ζ_D została przeprowadzona na podstawie wyników pomiarów Δh , Q , d_1 i d_2 dla dyfuzora stożkowego I-65-8 o chropowatości $k = 0,1$ mm przy $Re = 1,72 \cdot 10^5$. Wybrano do analizy dyfuzor o najmniejszej wartości współczynnika ζ_D , którego błąd względny wyznaczenia jest największy.

1. Błąd pomiaru przyrostu ciśnienia statycznego w dyfuzorze

Wartość Δh była wyznaczona na podstawie odczytów wskazań różnicowego manometru różnicowego. Średni błąd odczytu określano na podstawie trzech serii pomiarowych. Zakładając normalny rozkład prawdopodobieństwa błędów przypadkowych, błąd średni $e_{\Delta z}$

wyznaczono z zależności

$$e_{\Delta z} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n e_i^2}{n-1}} \quad /62/$$

gdzie: e_i - jest odchyłką danego odczytu od wartości średniej n obserwacji

$$\text{Względny błąd } \xi_{\Delta h} = \frac{e_{\Delta z}}{\Delta z} + \xi_{\gamma_{rt}} - \gamma_w - \xi_{\gamma_w} \quad /63/$$

gdzie: Δz - jest średnią arytmetyczną szeregu pomiarów.

Na podstawie rozrzutu trzech serii pomiarowych wyznaczono średnią wartość wskazań, obliczono wartość e_i oraz błąd względny odczytu różnicy wskazań. Błąd ten przy wartości $\bar{R} = 1,72 \cdot 10^5$ /minimalnej w przeprowadzonych badaniach danego dyfuzora/ wynosi:

$$e_i = 0,025 \text{ m} \quad e_{\Delta z} = 0,0177 \text{ m} \quad \xi_{\Delta z} = \frac{e_{\Delta z} \cdot 100}{\Delta z} = \pm 3,32\%$$

We wzorze /63/ uwzględniono również błąd wyznaczenia γ_{rt} i γ_w . Temperaturę otoczenia mierzono przy każdej serii pomiarowej.

Wahania jej w czasie pomiarów każdej serii nie przekraczały $\pm 0,5^\circ$. Ta zmiana temperatury wywołuje zmianę $\gamma_{rt} - \gamma_w$ o $0,059 \text{ kN/m}^3$, co dla średniej wartości $\gamma_{rt} - \gamma_w = 123,058 \text{ kN/m}^3$ daje błąd względny $\pm 0,04\%$ i zmianę γ_w o $0,05 \text{ kN/m}^3$, co daje błąd względny $\pm 0,51\%$.

Całkowity błąd pomiaru wynosi więc

$$\xi_{\Delta h} = 3,32\% + 0,04\% - 0,51\% = 2,85\%$$

2. Błąd pomiaru natężenia przepływu

Do pomiaru natężenia przepływu Q zastosowano trzy różne zwężki miernicze na trzech równoległych rozgałęzieniach rurociągu pomiarowego. Wyznaczony na podstawie badań bezpośrednich błąd ~~względny~~ względny pomiaru /rys. 41z w załączniku/ przy $Q_{\min} = 0,0115 \text{ m}^3/\text{h}$ - zwężka $\varnothing 65 \text{ mm}$ wynosi $\varepsilon_Q = \pm 0,9\%$.

3. Błąd pomiaru średnicy wlotowej i wylotowej dyfuzora

Błąd pomiaru średnic d_1 i d_2 określono za pomocą pomiarów bezpośrednich w obu przekrojach. Dokładność pomiaru średnic d_1 i d_2 rury wynosi $\varepsilon_d = \pm 0,5\%$.

4. Błąd wyznaczenia współczynnika ζ_D

Współczynnik strat hydraulicznych w dyfuzorze ζ_D obliczono z wzoru

$$\zeta_D = \frac{\Delta h_D}{v_1^2 / 2g} \quad /12/$$

w którym

$$\Delta h_D = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} - \Delta h \quad /51a/$$

Z równania ciągłości

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \quad \text{ i } \quad v_2 = \frac{4Q}{\pi d_2^2}$$

Po podstawieniu do wzoru /12/ otrzymamy

$$\zeta_D = 1 - \frac{d_1^4}{d_2^4} - \frac{\pi^2 g \Delta h d_1^4}{8 Q^2} \quad /64/$$

Średnią rozbieżność, czyli średni bezwzględny błąd kwadratowy współczynnika ζ_D można wyznaczyć z wzoru:

$$e_{\zeta_D} = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial \zeta_D}{\partial \Delta h}\right)^2 e_{\Delta h}^2 + \left(\frac{\partial \zeta_D}{\partial Q}\right)^2 e_Q^2 + \left(\frac{\partial \zeta_D}{\partial d_1}\right)^2 e_{d_1}^2 + \left(\frac{\partial \zeta_D}{\partial d_2}\right)^2 e_{d_2}^2}$$

/65/

w którym

$$\frac{\partial \zeta_D}{\partial \Delta h}, \frac{\partial \zeta_D}{\partial Q}, \frac{\partial \zeta_D}{\partial d_1}, \frac{\partial \zeta_D}{\partial d_2} - \text{pochodne cząstkowe współczynnika } \zeta_D \text{ względem wielkości } \Delta h, Q, d_1 \text{ i } d_2$$

$$e_{\Delta h}, e_Q, e_{d_1}, e_{d_2} - \text{średnie bezwzględne błędy wielkości } \Delta h, Q, d_1 \text{ i } d_2$$

Po obliczeniu pochodnych cząstkowych współczynnika ζ_D względem poszczególnych wielkości i po podstawieniu poszczególnych wartości średni błąd bezwzględny dla minimalnego przepływu wyniesie:

$$e_{\zeta_D} = \pm 0,00314$$

Błąd względny

$$\xi_{\zeta_D} = \frac{e_{\zeta_D}}{\zeta_D} \cdot 100 = \pm 8,23\%$$

Jest to największy średni błąd pomiarowy przeprowadzonych badań. Widzimy, że jest on dość znaczny przy małym natężeniu przepływu.

Podany błąd wyznaczenia współczynnika ζ_D odnosi się do przypadku, gdy ζ_D zmienia się z liczbą Reynoldsa. Natomiast w zakresie dużych liczb Reynoldsa, dla których ζ_D nie zależy od $\mathcal{R}$ błąd wyznaczenia współczynnika ζ_D będzie równy średniemu błędowi średniej arytmetycznej z pomiarów ζ_D przy różnych liczbach Reynoldsa. Dla średniej wartości liczby Reynoldsa $\mathcal{R} \approx 2,8 \cdot 10^5$ średni błąd względny pomiaru ζ_D obliczono jak poprzednio, wynosi $\xi_{\zeta_D} = \pm 3,62\%$, a graniczny błąd względny wartości średnich błędów współczynnika ζ_D

$$3\xi_{\zeta_D} = \pm 10,9\%$$

Tęgorzędności wartości błędów są maksymalnymi rzeczywistymi błędami wartości współczynnika ζ_D naniesionych na wykresy $\zeta_D = f(d_2/d_1)$, które następnie stosowano przy wyprowadzaniu wzorów empirycznych.

VIII. PORÓWNYWANIE WYNIKÓW BADAŃ WŁASNYCH Z DOTYCHCZASOWYMI

Przeprowadzone badania potwierdzają przyjęte na wstępie założenia, że wartość strat hydraulicznych w dyfuzorze zależy od:

- 1/ kąta rozwarcia dyfuzora δ
- 2/ wartości liczby Reynoldsa Re
- 3/ grubości warstwy przyściennej
- 4/ chropowatości ścian dyfuzora
- 5/ gradientu ciśnienia i prędkości w kierunku ruchu.

W oparciu o przeprowadzone badania można stwierdzić, że współczynnik ζ_D jest funkcją Re , k , d_2/d_1 i kształtu.

Współczynnik ten rośnie ze wzrostem Re do wartości granicznej, po przekroczeniu której osiąga wartość stałą dla danej chropowatości i kształtu. A zatem powyżej Re_{gr} współczynnik ζ_D jest wyłączną funkcją d_2/d_1 , chropowatości i kształtu. W dyfuzorach stożkowych przy małych kątach rozwarcia ze wzrostem chropowatości współczynnik ζ_D rośnie, zaś powyżej krytycznego kąta rozwarcia $[\delta > 14^\circ]$ ζ_D maleje.

W dyfuzorach o tworzących krzywoliniowych wraz ze wzrostem chropowatości wartość ζ_D jest zawsze większa.

Przeprowadzone badania potwierdziły wnioski niektórych badaczy, z innymi zaś są trudno porównywalne, ponieważ nie obejmowały dyfuzorów gładkich.

Wiele formuł empirycznych podanych w literaturze dotyczy-
ko bądź dyfuzorów chropowatych o nieokreślonej ilościowo chro-
powatości, bądź gładkich i wobec tego nie można ich porównywać
z współczynnikami obliczonymi z wyprowadzonych równań empi-
rycznych, które dotyczą dyfuzorów o określonych chropowatościach.

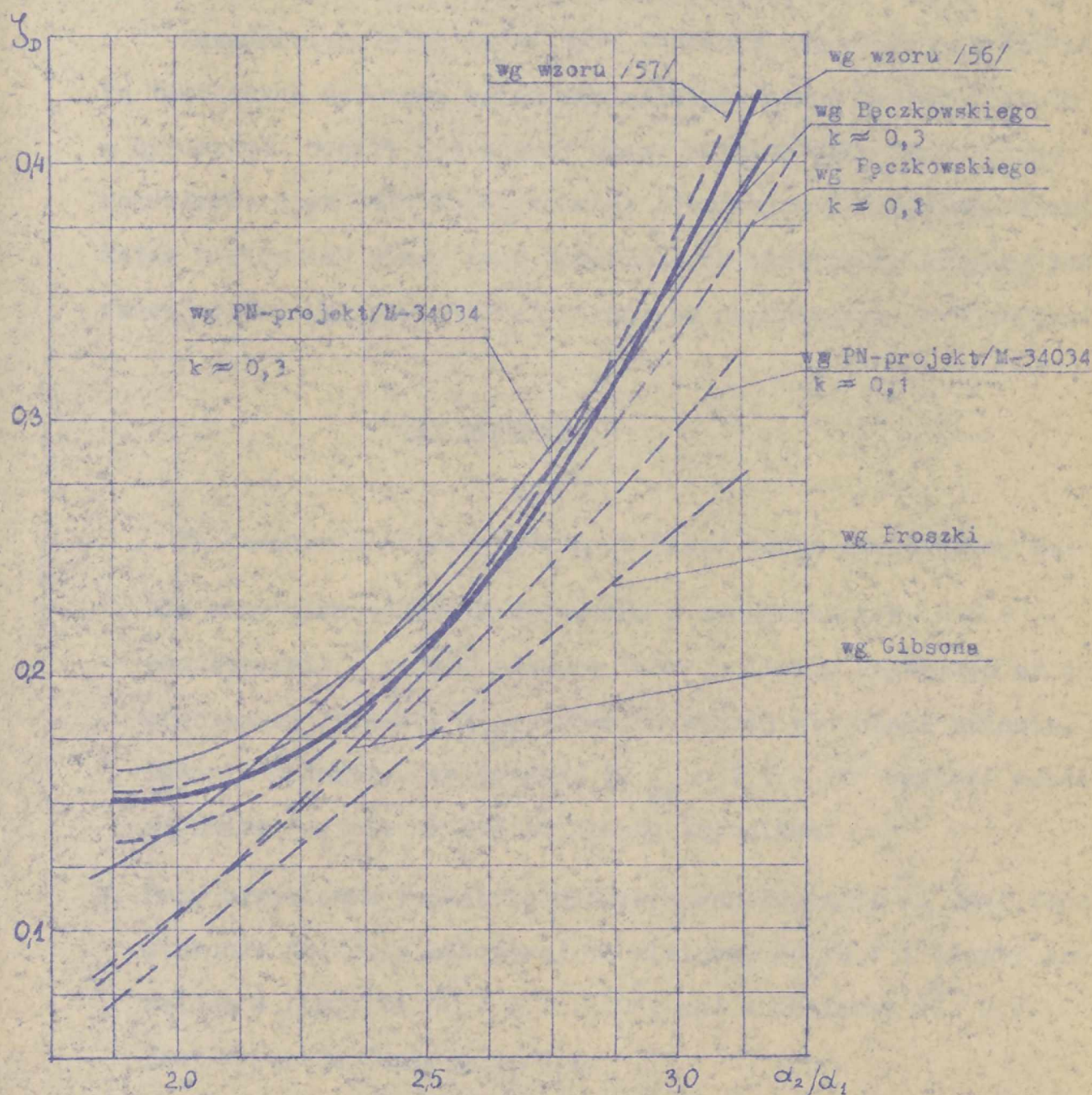
Na rys. 74 przedstawiono porównanie krzywych funkcji

$\zeta_D = f(d_2/d_1)$ dyfuzorów stożkowych obliczonych z równań /56/ i
/57/ z krzywymi obliczonymi z formuł podanych przez Gibsona,^{Broszko,}
Bęczkowskiego i PN-projekt/M-34034.

Formuły empiryczne Gibsona i Broszki dotyczą nieokreślonej
chropowatości - z przebiegu krzywych należy sądzić, że dotyczą
one dyfuzorów gładkich lub o małej chropowatości. Krzywe sporzą-
dzone w oparciu o formuły empiryczne, podane przez Bęczkowskiego
i PN-projekt/M-34034 są na ogół zgodne i porównywalne z wynikami
niniejszej pracy.

Z przebiegu krzywych wyznaczonych z wzorów Bęczkowskiego i
PN/M-34034 można sądzić, że strata ciśnienia w dyfuzorach stożko-
wych o ściankach gładkich jest zawsze mniejsza od straty w dyfu-
zorach o ściankach bardziej chropowatych, gdy tymczasem z prac
doświadczalnych i teoretycznych jak i z niniejszej pracy wynika,
że w zakresie $\delta < \delta_{cr}$ wartość współczynnika ζ_D dyfuzorów o
większej chropowatości jest większa od ζ_D o mniejszej, zaś w za-
kresie $\delta > \delta_{cr}$ jest odwrotnie.

W oparciu o przeprowadzone badania można stwierdzić, że kry-
tyczny kąt rozwarcia, przy którym występuje oderwanie się strumie-
nia wynosi $\delta_{cr} \leq 14^\circ$, co potwierdza wyniki uzyskane w Instytu-
cie Lotniczym Wyższej Szkoły Technicznej w Stuttgarcie.



Rys. 74. Porównanie krzywych zależności ζ_D od stosunku średnicy wylotowej do wlotowej α_2/d_1 wyznaczonych z wzorów /56/ i /57/ z krzywymi wyznaczonymi z wzorów Gibsona, Broszki, Pęczkowskiego i PN-projekt/M-34034

W niniejszej pracy został też potwierdzony wniosek Patersona, że najwyższy stopień sprawności dyfuzora stożkowego może być osiągnięty przy małych kątach rozwarcia $\delta < 14^\circ$.

Zasadniczym celem badań było dobranie odpowiedniego kształtu tworzących dyfuzora celem zmniejszenia strat hydraulicznych w dyfuzorze. Wyniki niniejszej pracy potwierdziły teoretyczne rozważania oraz dane doświadczalne Idielczika i Kopyrina. Rezultatem niniejszej pracy jest jednoznaczne określenie krzywej tworzącej dyfuzora, przy której straty są najmniejsze $dv/ds = \text{Const.}$.

IX. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, że:

1. Dla wszystkich badanych dyfuzorów o smukłości $L/d_1 = 6$ - współczynnik ζ_D jest rosnącą funkcją liczby Reynoldsa aż do granicznej wartości Re_{gr} , powyżej której nie ulega zmianie. Badania wykazały, że powyżej $Re_{gr} = 2,7 \cdot 10^5$ wartość współczynnika ζ_D nie zależy od liczby Reynoldsa.
2. Przy określonym kształcie dyfuzora współczynnik ζ_D jest funkcją stosunku średnicy wylotowej do wlotowej d_2/d_1 i liczby Reynoldsa w obszarze $Re < 2,7 \cdot 10^5$, zaś w obszarze $Re > 2,7 \cdot 10^5$ - jest wyłączną funkcją d_2/d_1 .
3. Współczynnik ζ_D jest funkcją chropowatości - przy określaniu strat hydraulicznych dyfuzorów nie można pomijać wpływu chropowatości, gdyż błędy stąd wynikające mogą być bardzo duże.
4. Przy małych kątach rozwarcia $\delta < 14^\circ$ najmniejsze straty ciśnienia występują w dyfuzorach ^{stożkowych} o małej chropowatości ścianek.

5. Przy większych kątach rozwarcia $\delta > 14^\circ$ najmniejsze straty hydrauliczne wywołuje wbudowanie dyfuzorów o tworzących krzywoliniowych określonych równaniem $dv/ds = \text{Const.}$ o możliwie gładkiej powierzchni wewnętrznej.
6. Wysokość strat hydraulicznych w dyfuzorze zależy od charakteru krzywej spadku liczby Reynoldsa wzdłuż dyfuzora. Przy określonym kącie rozwarcia im bardziej równomierny jest spadek liczby Reynoldsa wzdłuż długości dyfuzora, tym mniejsza jest wysokość strat hydraulicznych.
7. Wysokość strat hydraulicznych w dyfuzorze zależy od charakteru krzywej zmiany ciśnienia statycznego i dynamicznego wzdłuż dyfuzora. Im charakter tych krzywych jest bardziej równomierny, tym wartość wysokości strat hydraulicznych jest mniejsza.
8. Dla dyfuzorów stożkowych i dyfuzorów o tworzących krzywoliniowych o różnych chropowatościach podano formuły empiryczne /56/, /57/, /58/, /59/, /60/ i /61/, określające współczynnik strat hydraulicznych w dyfuzorze ζ_D jako funkcję d_2/d_1 . Współczynniki ζ_D wyznaczone za pomocą tych formuł, określają z dostateczną dla praktyki dokładnością, straty hydrauliczne dyfuzorów w obszarze $Q \geq 2,7 \cdot 10^5$, d_2/d_1 od 1,8 do 3,2 przy najkorzystniejszej smukłości $L/d_1 = 6$ oraz chropowatościach $k \approx 0,1$ i $0,3$ mm.
9. Przeprowadzone badania nie wyczerpują całości zagadnienia strat hydraulicznych w dyfuzorach chropowatych. Należałoby rozszerzyć zakres chropowatości badanych dyfuzorów /od $k = 0,05$ do $k = 0,5$ mm/ i zbadać dyfuzory o kątach rozwarcia $\delta = 10^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 40^\circ$.

W oparciu o przeprowadzone dodatkowe badania, należałoby wyprowadzić formuły $\xi_D = f / d_2 / d_1$ i $k /$ dla danego kształtu i smukłości oraz rozszerzyć zakres stosowalności do niskich liczb Reynoldsa przez wprowadzenie do wzorów członu zależności od R .

10. Przez praktyczne zastosowanie przedstawionych wyników badań, możliwym jest osiągnięcie znacznych korzyści ekonomicznych, wynikających ze zmniejszenia zapotrzebowania energii w tych urządzeniach przepływowych, w których stosuje się dyfuzory. Korzyści te osiągnąć można głównie dzięki zastosowaniu dyfuzorów o odpowiednich kształtach^{i chropowatościach}. Przy tych samych stratach hydraulicznych dyfuzory o tworzących krzywoliniowych mogą być krótsze od stożkowych, co pozwala na znaczne oszczędności materiałowe.
11. Przeprowadzone badania mogą oddać usługi przy projektowaniu kanałów międzystopniowych pomp wirowych, turbin wodnych, strumieni oraz innych urządzeń i instalacji hydraulicznych.

X. SPIS LITERATURY

- [1] J. ACKERET:- Bemerkungen über die Messfehler bei Flügelmessungen in schräger Strömung. Schweizerische Bauzeitung, 103 - 1934.
- [2] A.D. ALTSZUL:- Międzyryje gidrowliczeskije soprotiwlienijsza pri dwizhenij wzazkich zidkostiej. C.E.I. Moskwa 1962.
- [3] A.D. ATSZUL: Gidrowliczeskije potieri na truboprowodach, C.E.I., Moskwa 1963.
- [4] K. ANDRES: Versuche über die Umsetzung von Wassergeschwindigkeit in Druck. VDI - Forschungsheft 1909, Nr 76.
- [5] G.K. BATCHELOR: Note on free turbulent flows with special reference to the two - dimensional wake. Journal of Aeronautical Science, vol. 7, 1950.
- [6] W. BĘCZKOWSKI: Rurociągi energetyczne, cz. I WNT - Warszawa 1965.
- [7] H. BLASIUS: Laminare Strömung in Kanälen von wechselnder Breite. Z. Math. Phys. Bd. 58-1910.
- [8] S. BRETZNAJDER: Zagadnienia projektowania procesów przemysłu chemicznego, Tom I. Warszawa 1956.
- [9] M. BROSZKO: Poradnik techniczny. Mechanik, tom I/1, Instytut Wydawniczy SIMP, Warszawa 1949.
- [10] P.H. CLAUSER: Turbulent boundary layers in adverse pressure gradients. Journal of Aero, vol. 21, No 2, 1954.
- [11] S. CORSIN: Investigation of flow in an axially symmetrical heated jet of air. NACA W.R. W - 94, 1943.
- [12] G. DARREUS: Betrachtungen über den Bau von Windkanälen. BBC Mitt. 1943, s. 168.

- [13] F. DONCH: Divergente und konvergente turbulente Strömungen mit kleinen Öffnungswinkeln. VDI - Forschungsheft, 1926, Nr 282.
- [14] B. ECK: Technische Strömungslehre. Springer-Verlag, Berlin, 7 Aufl. 1966
- [15] A. FLIEGNER: Versuche über das Ausströmen von Luft durch konisch divergente Rohre. Schweiz. Bauztg. Bd. 31. Bern, 1898.
- [16] A.H. GIBSON: On the flow of water through pipes and passages having ^{or diverging} converging boundaries. Proc. Roy. Soc. London, vol. 83- 1910.
- [17] H.S. HELE-SHAW: Investigation of the nature of surface resistance of water and streamline motion under certain experimental conditions. Inst. Naval. Archit., vol. 39-40 London 1897-1898.
- [18] H. HOCHSCHILD: Versuche über Strömungsvorgänge in erweiterten und verengten Kanälen. VDI - Forschungsheft Nr 114, 1912.
- [19] A. HOFMANN: Die Energieumsetzung in saugrohrähnlicher erweiterten Düsen. Mitt. Hydraul. Inst. Th München 1931, Heft 4.
- [20] J.E. IDIELCZIK: Promyszlennaja aerodynamika, Nr 3, 1947.
- [21] J.E. IDIELCZIK: Gidrawliczeskije soprotiwlenia. Gosenergoizdat, 1954.
- [22] J.E. IDIELCZIK: Powyższenie efektywności krótkich dyfuzorów z pomocą rozdzielających ścianek. Tieploenergetika, 1958, Nr 8.
- [23] P.N. KAMENIEW: Hidroelewatory w stroitelstwie, Moskwa 1964.

- [24] K. KAUFFMAN: Grenzschriftbeeinflussung bei Diffusoren von Strömungsmaschinen. Voith - Forschung und Konstruktion, Heft 2, 1957.
- [25] M.A. KOPYRIN: Gidrawlika i gidrawlicze skije masziny, Moskwa 1961.
- [26] B. KUBICA; Z. SAMSONOWICZ: Badanie gładkości odlewów. Zeszyty Naukowe Politechniki Wrocławskiej, Nr 21, Mechanika III, Wrocław 1957.
- [27] F. LIEPE: Experimentelle Untersuchungen über den Einfluss des Dralles auf die Strömungen in schlan-ken Kegeldiffusoren. Wiss. Z. Technische Hoch-schule, Dresden 1958/1959, 8, Nr 2.
- [28] F. LIEPE: Untersuchungen über das Verhalten von Drall-strömungen in Kegeldiffusoren. Maschinenbau-technik 12, 1963, Heft 3.
- [29] W. MEISSNER, G. SCHUBERT: Kritische Reynoldssche Zahl für Rohrströmung und Entropieprinzip. Ann. Phys. Bd 3, 1948.
- [30] J. MICZKA, J. ZAJDEL: O niektórych sposobach zmniejszenia strat przepływu w dyfuzorach. Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej, Nr 27, Mecheni-ka, z. 10, 1964.
- [31] J.F. MILLIAT: Etude de l'écoulement turbulent dans un di-vergent-referat wygłoszony na 6-tym Kongresie Międzynarodowego Stowarzyszenia Badań Hydrau-licznych - wrzesień 1955.
- [32] J. NIKURADSE: Untersuchung über die Geschwindigkeitsvertei-lung in turbulenten Strömungen. VDI - For-schungsheft, 1926, Nr 281.

- [33] J. NIKURADSE: Untersuchungen über die Strömungen des Wassers in konvergenten und divergenten Kanälen. VDI - Forschungsheft, 1929, Nr 289.
- [34] J. OBALSKI: Poradnik techniczny, Mechanik, tom I/1, Inst. Wydawn., SIMP, Warszawa 1949.
- [35] C.N. PATERSON: Aircraft Engineering, 1938, s. 267.
- [36] H. PETERS: Energieumsetzungen in Querschnittserweiterungen bei verschiedenen Zulaufbedingungen Ing. Arch. II - 1932.
- [37] K. POHLHAUSEN: Zur Näherungsgleichen Intergration der Differentialgleichung der laminaren Reibungsschicht. Ze MM I - 1921.
- [38] I. POLZIN: Strömungsuntersuchungen in einem ^{ebenen} Diffusor. Ing. Arch. 1940, II Band, 5. Heft.
- [39] L. PRANDTL: Dynamika przepływów. Tłum. z jęz. niemieckiego - PWN, Warszawa 1956.
- [40] A. RIFFART: Über Versuche mit Verdichtungsdüsen. VDI - Forschungsheft, 1922, Nr 257.
- [41] E. RIEPL: Experimentelle Untersuchungen über Wirkungsgrade und Abreissverhalten von schlanken Kegeldiffusoren. Maschinenbautechnik 5/1956.
- [42] G.B. SCHUBAUER, P.S. KLEBANOFF: Investigation of separation of the turbulent boundary layer. NACA T.M. 1950.
- [43] M. SPRENGER: Experimentelle Untersuchungen an geraden und gekrümmten Diffusoren. Mitt. Inst. Aerodyn. ETH Zürich 1959, Nr 27.
- [44] G.J. TAYLOR: The spectrum of turbulence. Proc. Royal Society of London A 164, 1938.

- [45] A.T. TROSKOLANSKI: Hydromechanika techniczna. Tom II. PWT
Warszawa 1954.
- [46] VULLERS: Z. Verein Deutscher Ingenieure, s. 847.
- [47] B.A. WAITMAN, L.R. BENEAU, S.J. KLINE: Effects of Inlet
Conditions on Performance of Two- Dimensional Subsonic Diffusers. Journal of Basic
Engineering, 1961/VIII.
- [48] J. WEISBACH: Ingenieur und Maschinenmechanik, 2 Aufl.
Teil 1, Braunschweig 1850.
- [49] E. WIROZUB, A.S. DORFMAN: Ob optimalnoj formie diffuzora -
Tieploenergetika 19, 1961.
- [50] A. WYSZOMIRSKI: Stromlinien und Spannungslinien. Disserta-
tion. Dresden 1914.
- [51] Bericht des Flugtechnischen Instituts an der TH Stuttgart:
Wirkungsgrad von Diffusoren. Jahrbuch d.
deutschen Luftfahrt - 1939.
- [52] PN-65/M-53950 - Pomiar natężenia przepływu płynów za pomocą
zwężek.
- [53] PN-projekt/M-34034 - Rurociągi - Obliczanie strat ciśnienia.

