

INSTYTUT TECHNIKI CIEPLNEJ I MECHANIKI PŁYNÓW
POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ

Komunikat Nr 135

WPŁYW WYBRANYCH CECH KONSTRUKCYJ-
NYCH NA DZIAŁANIE USZCZELNIENIA Z
PIERŚCIENIEM SAMONASTAWNYM.

praca doktorska

Zdzisław Sysak

Zawarte w publikacji nowe rozwiązanie ~~Publikacja nie zawiera nowego~~
zagadnienia technicznego zostało zalecane ~~rozwiązania zagadnienia technicznego~~
do opatentowania w Urzędzie Patentowym PRL ~~nadającego się do opatentowania.~~
w dniu 8.12.1972 za Nr P — 159453

Rzecznik Patentowy

inż. Irena Wiecierzyska

6. III. 75

Promotor: doc. dr inż. Mieczysław Teisseyre

Słowa kluczowe: uszczelnienie
pierścień samonastawny
natężenie przepływu

Wrocław 1975

Nr 2777

mgr inż. Zdzisław Sysak

Instytut Techniki Ciepłej
i Mechaniki Płynów
Politechniki Wrocławskiej

Wrocław, ul. Wybrzeże Wyspiańskiego 27

W literaturze brak jest teoretycznego i doświadczalnego ujęcia zjawisk zachodzących w uszczelnieniu z pierścieniem samonastawnym. Wykazano możliwość zastosowania hydrodynamicznej teorii smarowania dotyczącej poprzecznych łożysk ślizgowych do analizy działania pierścienia samonastawnego. Na drodze doświadczalnej wyznaczono wpływ wielkości szczeliny, długości uszczelnienia, prędkości kątowej wirnika, chropowatości współpracujących powierzchni cylindrycznych pierścienia i wirnika, lepkości kinematycznej cieczy uszczelnianej na natężenie przepływu przez uszczelnienie z pierścieniem samonastawnym.

Na podstawie danych eksperymentalnych uzyskano równania określające liniowy współczynnik oporu hydraulicznego oraz współczynnik oporów miejscowych dla ostrobrzeżnej krawędzi wlotowej szczeliny pierścieniowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym w funkcji liczby Reynoldsa.

Praca dostarcza danych dla racjonalnego konstruowania uszczelniania z pierścieniem samonastawnym.

Komunikat
wpłynął do Działu Wydawnictw
3 marca 1975 r.

S P I S T R E Ś C I

strona

ZESTAWIENIE WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ	4
1. WSTĘP	7
2. ZASADA DZIAŁANIA USZCZELNIENIA Z PIERŚCIENIEM SAMONASTAW- NYM	9
2.1. Budowa uszczelnienia i działające na nie siły	9
2.2. Parametry konstrukcyjne	12
2.2.1. Długość szczeliny l	12
2.2.2. Szerokość szczeliny s	13
2.3. Przepływ cieczy przez szczelinę pierścieniową	14
2.3.1. Straty ciśnienia wynikające z liniowego oporu hydraulicznego	15
2.3.2. Straty ciśnienia spowodowane oporami miejscowymi	22
2.3.3. Określenie natężenia przepływu cieczy przez szcze- linę pierścieniową	23
3. CEL I ZAKRES PRACY	24
4. OPIS STANOWISKA BADAWCZEGO	25
5. POMIARY I OBLICZENIA	29
5.1. Pomiar parametrów konstrukcyjnych uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym	29
5.2. Specyfikacja aparatury pomiarowej i technika po- miarów	36
5.3. Tok obliczeń	37
5.4. Sprawdzenie prawidłowości pracy uszczelnienia czo- łowego w badanych uszczelnieniach z pierścieniem samonastawnym	40
5.5. Określenie dokładności pomiarów	44
6. OPRACOWANIE WYNIKÓW	48
6.1. Wpływ prędkości katowej wirnika na natężenie prze- pływu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym	49
6.2. Wpływ szerokości szczeliny na natężenie przepływu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierś- cieniem samonastawnym	54
6.3. Wpływ długości uszczelnienia na natężenie przepły- wu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym	65
6.4. Wpływ chropowatości współpracujących powierzchni cylindrycznych na natężenie przepływu przez szcze- linę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem sa- monastawnym	69

6.5.	Wpływ lepkości cieczy uszczelnianej na natężenie przepływu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym	76
6.6.	Zależność współczynnika przepływu od liczby Reynoldsa dla uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym	82
6.7.	Zależność liniowego współczynnika oporu hydraulicznego od liczby Reynoldsa dla szczeliny pierścieniowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym.	91
6.8.	Zależność współczynnika oporów miejscowych od liczby Reynoldsa dla ostrobrzeżnych uszczelnień z pierścieniem samonastawnym	96
6.9.	Wpływ kształtu krawędzi wlotowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym na sumaryczną wartość współczynnika oporu	100
7.	WNIOSKI KOŃCOWE	102
8.	LITERATURA	105

ZESTAWIENIE WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

- d_o - średnica wewnętrzna w korpusie
- d_p - średnica wewnętrzna pierścienia
- d_{p1} - średnica kołnierza
- d_{p2} - średnica zewnętrzna pierścienia
- d_w - średnica wirnika
- e - mimośrodowość
- f - współczynnika tarcia
- h - grubość warstewki cieczy
- h_o - najmniejsza grubość warstewki cieczy, przy której występuje tarcie płynne
- l - długość szczeliny - długość pierścienia samonastawnego
- l_p - długość odcinka początkowego
- l' - długość ścięcia
- m - masa
- n - liczba obrotów wirnika
- p_1 - ciśnienie przed uszczelnieniem
- p_2 - ciśnienie za uszczelnieniem
- $\Delta p = p_1 - p_2$ - spadek ciśnienia na uszczelnieniu
- Δp_m - straty ciśnienia wynikające z oporów miejscowych
- Δp_t - straty ciśnienia wynikające z liniowego oporu hydraulicznego
- s - szerokość szczeliny
- t - czas pomiaru
- u - prędkość obwodowa wirnika
- v_s - średnia prędkość przepływu cieczy przez szczelinę

- A_c - pole powierzchni styku uszczelnienia czołowego
- A_p - pole powierzchni szczeliny pierścieniowej
- F_d - siła docisku
- F_g - ciężar pierścienia
- F_t - siła tarcia
- F_w - siła hydrodynamicznego wyporu
- $Q_s = Q_{sc} + Q_{sp}$ - sumaryczne natężenie przepływu przez szczeliny uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym
- Q_{sc} - natężenie przepływu przez szczelinę w uszczelnieniu czołowym
- Q_{sp} - natężenie przepływu przez szczelinę pierścieniową
- Q_{spt} - teoretyczne natężenie przepływu w szczelinie pierścieniowej
- R - promień zaokrąglenia
- R_a - średnie arytmetyczne odchylenie profilu
- Re - liczba Reynoldsa
- Re^H - liczba Reynoldsa przy uwzględnieniu prędkości obrotowej wirnika
- Re_u - obwodowa liczba Reynoldsa
- So - liczba Sommerfelda
- T - temperatura cieczy
- Ta - liczba Taylora
- ε - mimosrodowość względna
- η - współczynnik lepkości dynamicznej
- λ - liniowy współczynnik oporu hydraulicznego
- μ - współczynnik przepływu
- ν - współczynnik lepkości kinematycznej
- ρ - gęstość

- ξ - sumaryczny współczynnik miejscowych oporów hydraulicznych
- ξ_1 - współczynnik oporów hydraulicznych na wlocie do szczeliny
- ξ_3 - współczynnik oporów hydraulicznych na wylocie ze szczeliny
- γ - względny luz średnicowy
- ω - prędkość kątowna

1. W S T Ę P

Uszczelnienia zespołów obrotowych maszyn przepływowych mają za zadanie zmniejszyć, a w niektórych przypadkach zapobiec przepływowi czynnika w miejscu przejścia wału z przestrzeni o ciśnieniu wyższym do przestrzeni o ciśnieniu niższym.

Jednym z częściej stosowanych typów uszczelnień stosowanych w maszynach przepływowych są uszczelnienia pierścieniowe. Ze względu na dążność do podwyższania parametrów maszyn, coraz częściej w konstrukcjach maszyn przepływowych stosowane są uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym np. w pompach wirowych o niskim wyróżniku szybkoobrotowości, turbinach, wentylatorach, sprężarkach, przekładniach hydrokinetycznych, generatorach elektrycznych chłodzonych wodorem itp.

Rudniew i Miełaszenko w pracy [69] przedstawili wyniki badań dla różnych typów uszczelnień na wlocie do wirnika pompy. Przeprowadzone badania wykazały, że stosowanie uszczelnień z pierścieniem samonastawnym powoduje około 4-krotne zmniejszenie strat szczelinowych w porównaniu z uszczelnieniem klasycznym. Zmniejszenie strat szczelinowych spowodowało wzrost wysokości podnoszenia pompy o około 2% oraz wzrost całkowitej sprawności pompy o 2,5%, to jest z 78% do 80,5%.

Borewskij i Żyżokin [71] prowadząc badania uszczelnień końcowych wysokoobrotowych pomp zasilających typu TES wykazali, że przyjęcie uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym powoduje zmniejszenie ilości cieczy zaperowej o około 15÷20-krotne w porównaniu z uprzednio stosowanym uszczelnieniem (szczelina pierścieniowa z gładkimi ściankami).

Badania prowadzone przez Pluteckiego [59] wykazały znaczne rozbieżności między wynikami doświadczalnymi dla uszczelnień z pierścieniem samonastawnym a wynikami obliczeń przy zastosowaniu wzorów dla szczelin pierścieniowych, symetrycznych o tych samych rozmiarach.

Brak w doniesieniach literaturowych opracowań dotyczących doboru cech konstrukcyjnych uszczelnień z pierścieniem samonastawnym jak również formuł umożliwiających określenie wielkości strat szczelinowych skłoniło autora do podjęcia prac badawczych.

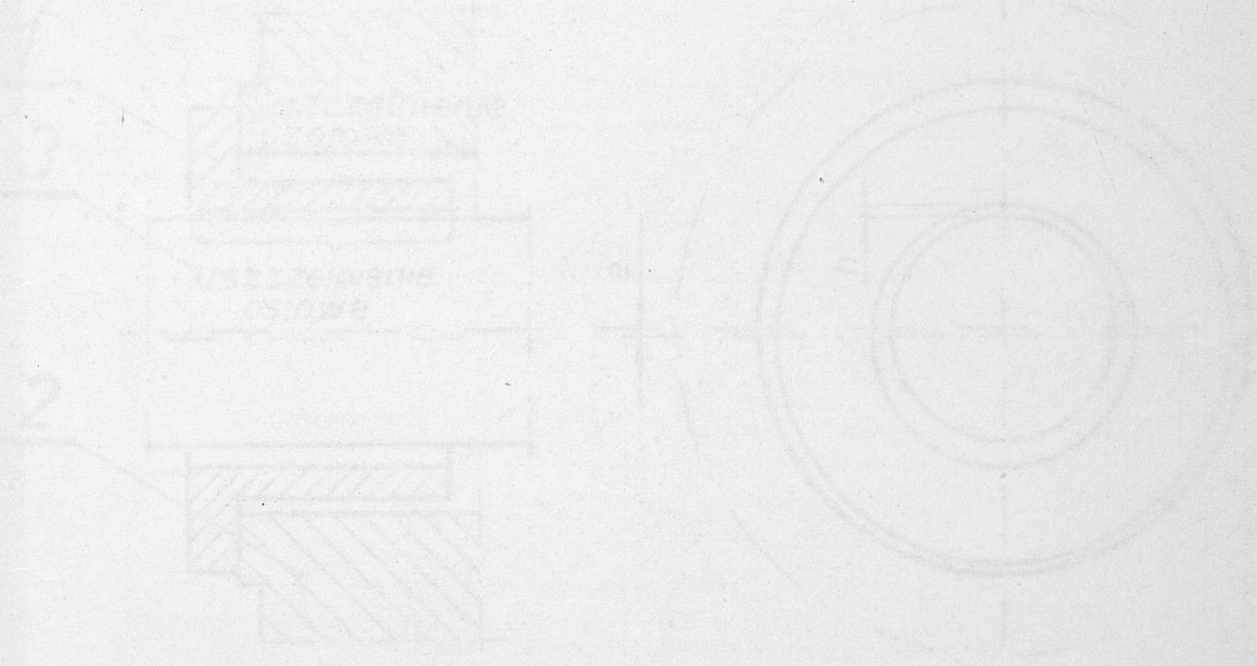


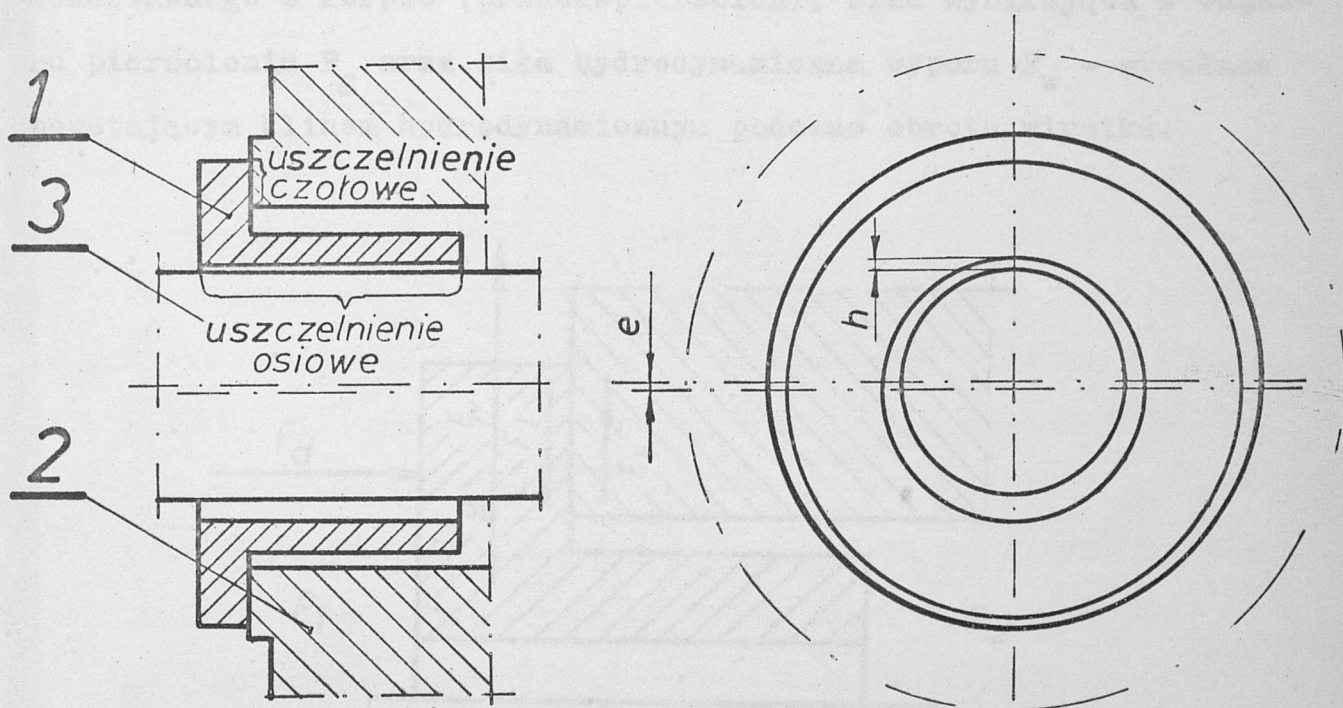
Fig. 2.1. Uszczelnienie z pierścieniem samonastawnym. 1 - pierścień samonastawny, 2 - osłona, 3 - pierścień...

Uszczelnienie z pierścieniem samonastawnym składa się z pierścienia samonastawnego (1) i osłony (2). Pierścień samonastawny ma kształt pierścienia z rowkiem wewnętrznym i występem zewnętrznym. Osłona ma kształt pierścienia z rowkiem zewnętrznym i występem wewnętrznym. Podczas montażu pierścień samonastawny wchodzi w rowek osłony, a występ pierścienia samonastawnego wchodzi w występ osłony, co powoduje uszczelnienie.

2. ZASADA DZIAŁANIA USZCZELNIENIA Z PIERŚCIENIEM SAMONASTAWNYM

2.1. Budowa i siły działające na uszczelnienie z pierścieniem samonastawnym

Na rys. 2.1 przedstawiono uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym.

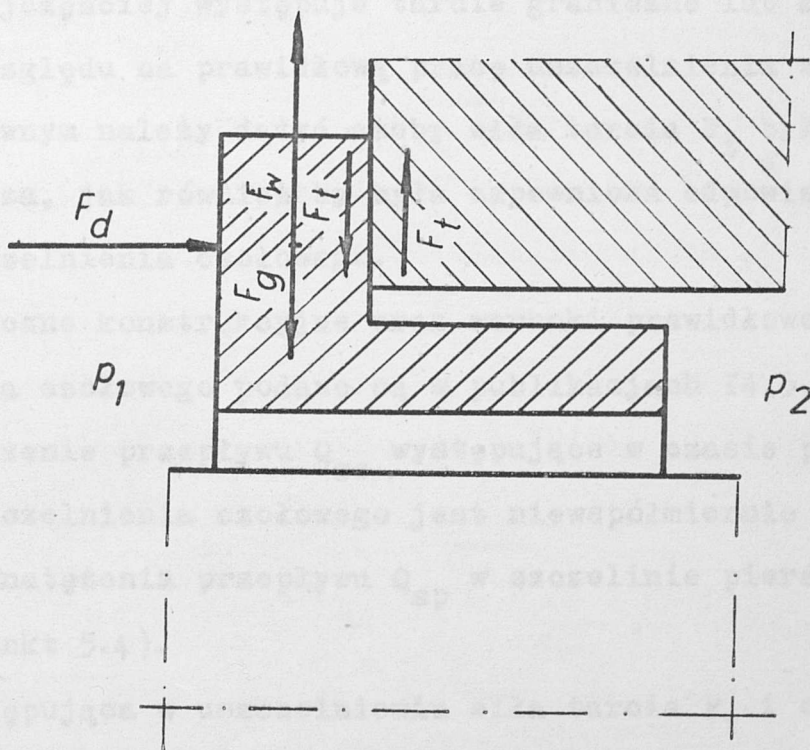


Rys. 2.1. Uszczelnienie z pierścieniem samonastawnym:
1 - pierścień samonastawny, 2 - obudowa, 3 - wirnik.

Uszczelnienie z pierścieniem samonastawnym składa się z uszczelnienia czołowego (stykowego) oraz z uszczelnienia osiowego (bezstykowego). Proces uszczelniania zachodzi w szczelinie płasko-równoległej (uszczelnienie czołowe), utworzoną pomiędzy po-

wierzchnią czołową samonastawnego pierścienia uszczelniającego (1), a powierzchnią czołową przeciwpierścienia (korpusem) (2), oraz w uszczelnieniu osiowym utworzonym przez wewnętrzną powierzchnię walcową samonastawnego pierścienia uszczelniającego (1), a powierzchnią wirnika (3).

W czasie pracy na pierścień samonastawny działają następujące siły: siła docisku F_d - wywołana różnicą ciśnienia Δp , siła tarcia F_t - wywołana tarciem powierzchni czołowej pierścienia samonastawnego o korpus (przeciwpierścień), siła wynikająca z ciężaru pierścienia F_g oraz siła hydrodynamiczna wyporu F_w - wywołana powstającym klinem hydrodynamicznym podczas obrotu wirnika.



Rys. 2.2. Siły działające na pierścień samonastawny.

Wartość siły docisku F_d oblicza się z wzoru

$$F_d = A_c (p_1 - p_2) \quad (2.1)$$

gdzie A_c jest polem powierzchni styku uszczelnienia czołowego. Siła docisku powinna zapewnić żadaną szczelność uszczelnienia czołowego.

Siła tarcia F_t zależy od wielkości siły docisku F_d oraz od rodzaju tarcia

$$F_t = f \cdot F_d \quad (2.2)$$

gdzie f - współczynnik tarcia

Na powierzchniach styku uszczelnienia czołowego zależnie od warunków pracy i rodzaju czynnika może występować tarcie od płynnego (przy specjalnych konstrukcjach uszczelnień) do tarcia technicznie suchego (przy uszczelnianiu gazów). Przy uszczelnianiu cieczy najczęściej występuje tarcie graniczne lub mieszane [4,24, 51]. Ze względu na prawidłową pracę uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym należy dążyć ażeby siła tarcia F_t była możliwie jak najmniejsza, jak również by była zapewniona odpowiednia szczelność uszczelnienia czołowego.

Wytyczne konstrukcyjne oraz warunki prawidłowej pracy uszczelnienia czołowego podane są w publikacjach [4,5,24,47,51,95].

Natężenie przepływu Q_{sc} występujące w czasie prawidłowej pracy uszczelnienia czołowego jest niewspółmiernie mała w porównaniu do natężenia przepływu Q_{sp} w szczelinie pierścieniowej (patrz punkt 5.4).

Występująca w uszczelnieniu siła tarcia F_t i ciężar pierścienia F_g równoważone są siłą hydrodynamicznego wyporu F_w

$$F_w = F_t + F_g \quad (2.3)$$

Równowaga tych sił występuje podczas obrotu wirnika przy pewnej mimosrodowości zależnej od warunków pracy, przy czym wielkość tej mimosrodowości w granicznym przypadku nie może być większa od

szerokości szczeliny s pomniejszonej o dopuszczalną grubość warstewki cieczy h_0 , przy której występuje jeszcze tarcie płynne.

Cechy konstrukcyjne oraz siły działające na pierścień samonastawny wskazują na znaczne podobieństwo uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym do poprzecznego łożyska ślizgowego. A zatem wydaje się, że przyjmując ten model pracy pierścienia samonastawnego można na podstawie hydrodynamicznej teorii smarowania obliczyć grubość warstewki cieczy h_0 , a tym samym wielkość mimośrodowości e występującej w czasie pracy uszczelnienia.

2.2. Parametry konstrukcyjne uszczelnienia osiowego

2.2.1. Długość szczeliny

Długość szczeliny l zalecana przez Łazarkiewicza i Troskołańskiego w pracy [45] wynosi od 0,12 do 0,16 średnicy wirnika d_w , natomiast w pracy [50] Marcinkowski zaleca przyjmować długość szczeliny od 10 do 20 mm. Uwzględniając długość odcinka początkowego l_p potrzebną do ustalenia się profilu prędkości strumienia, długość szczeliny nie powinna być mniejsza od długości odcinka początkowego

$$l > l_p = 0,02 s Re \quad (2.4)$$

A. Michajłow i W. Maljuszhenko [52] uzależniają długość szczeliny od średnicy wirnika i tak dla średnicy $d_w > 100$ mm, względna długość szczeliny wynosi $\frac{l}{d_w} = 0,12 \div 0,15$, natomiast dla średnicy $d_w < 100$ mm, względna długość szczeliny wynosi $\frac{l}{d_w} = 0,20 \div 0,25$. Ze względów techniczno-ekonomicznych długość szczeliny nie powinna być mniejsza od 20 mm.

2.2.2. Szerokość szczeliny s

Szerokość szczeliny w dużej mierze decyduje o natężeniu przepływu cieczy przez szczelinę pierścieniową [72], należy ją tak dobierać by była jak najmniejsza.

W literaturze istnieje cały szereg poglądów, wyrażonych w postaci wzorów i wykresów, na podstawie których dobierane są odpowiednie szerokości szczelin. Tablica 2.1 zawiera niektóre spotykane wzory określające szerokość szczeliny uszczelnienia osiowego.

Tablica 2.1. Zestawienie wzorów określających szerokość szczeliny s dla szczelin pierścieniowych

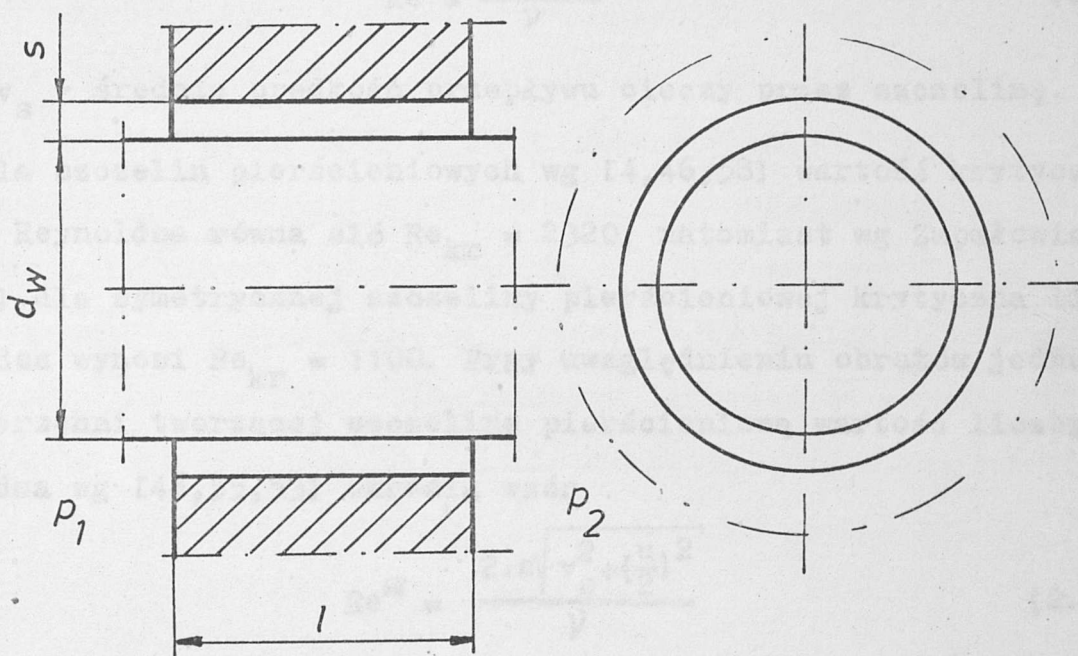
Lp.	W z ó r	Wg autorów
1.	dla $d_w < 100$ mm $s = 0,25$ mm dla $d_w > 100$ mm $s = 0,25 + (d_w - 100) 0,001$	Aizjensztajn [21]
2.	dla $d_w \leq 150$ mm $s = 0,20$ mm dla $d_w > 150$ mm $s = 0,20 + (d_w - 150) 0,001$	Łazarkiewicz Treskoleński [45]
3.	$s = 0,0015 d_w$	Łomakin [46]
4.	$s = 0,0006 d_w + 0,1 \div 0,2$	Pfleiderer [54]
5.	$s = 0,10 \div 0,40$ mm	Brosch Dąbrowski [10]
6.	$s = 0,12 \div 0,25$ mm	Trutnovsky [95]

Przedstawione w tablicy 2.1 wzory przyjmuje się do obliczeń szerokości szczeliny przy obrotach wału poniżej obrotów krytycznych, przy obrotach wału powyżej obrotów krytycznych szerokość szczeliny należy zdwoić [45].

Biblioteka Pol. Wrocław.

2.3. Przepływ ciecży przez szczelinę pierścieniową

Szczelina pierścieniowa utworzona jest przez dwie powierzchnie cylindryczne o długości l , oddalone od siebie o szerokość s tworząc szczelinę pierścieniową (rys. 2.3).



Rys. 2.3. Szczelina pierścieniowa

Przepływowi ciecży przez szczelinę pierścieniową towarzyszą straty ciśnienia wynikające z oporów hydraulicznych, przy czym wielkość tych strat zależy od cech konstrukcyjnych uszczelnienia oraz od charakteru ruchu ciecży [2,6,21,91-93,100,107].

W uszczelnieniu osiowym wyróżnia się straty ciśnienia Δp_t wynikające z liniowego oporu hydraulicznego w szczelinie pierścieniowej oraz straty ciśnienia Δp_m wynikające z miejscowych oporów przepływu, uwarunkowane w zasadzie odkształceniem i zmianą prędkości strumienia.

$$\Delta p = \Delta p_t + \Delta p_m \quad (2.5)$$

Przepływ w szczelinie pierścieniowej może mieć charakter laminarny lub turbulentny, przy czym przejście od przepływu laminarnego do przepływu turbulentnego odbywa się w warunkach określonych krytyczną liczbą Reynoldsa. Liczba Reynoldsa dla szczelin pierścieniowych określona jest wzorem

$$Re = \frac{2 \cdot s \cdot v_s}{\nu} \quad (2.6)$$

gdzie v_s - średnia prędkość przepływu cieczy przez szczelinę.

Dla szczelin pierścieniowych wg [4,46,58] wartość krytyczna liczby Reynoldsa równa się $Re_{kr} = 2320$, natomiast wg Zapałowicza [5,112] dla symetrycznej szczeliny pierścieniowej krytyczna liczba Reynoldsa wynosi $Re_{kr} = 1100$. Przy uwzględnieniu obrotów jednej z powierzchni tworzącej szczelinę pierścieniową wartość liczby Reynoldsa wg [46,55,53] określa wzór

$$Re^{\#} = \frac{2 \cdot s \sqrt{v_s^2 + \left(\frac{u}{2}\right)^2}}{\nu} \quad (2.7)$$

gdzie u - prędkość obwodowa powierzchni tworzącej szczelinę pierścieniową.

2.3.1. Straty ciśnienia wynikające z liniowego oporu hydraulicznego

Przy przepływie cieczy przez szczelinę pierścieniową ze średnią prędkością v_s wielkość strat hydraulicznych określa wzór Darcy-Weisbacha

$$\Delta p_t = \lambda \frac{1}{2s} \int \frac{v_s^2}{2} \quad (2.8)$$

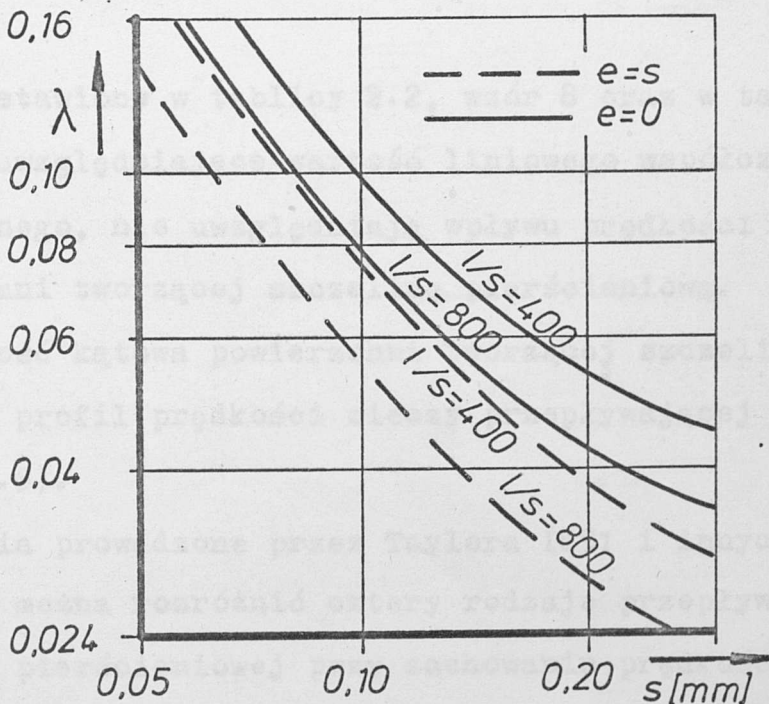
gdzie λ - liniowy współczynnik oporu hydraulicznego.

W literaturze istnieje cały szereg wykresów i wzorów określających wartość liniowego współczynnika oporu hydraulicznego.

Na rys. 6.30 przedstawiono wybrane wartości liniowego współczynnika oporu hydraulicznego w funkcji liczby Reynoldsa otrzymane przez Scheckenberga (krzywa 5 i 6) [80], Bekera (krzywa 4) [80], Aisensteina (krzywa 8 i 13) [80], Hagera i Poiseuille'a dla szczelin pierścieniowych (krzywa 2), dla rur (krzywa 3), Stellera i Reynmonna (krzywa 12) [78,79], Blasiusa (krzywa 10) [3,16,48,88], Yamadę (krzywa 9) [109,110], Allis-Chalmers (krzywa 7 i 11) [80].

Powyższe wyniki odnoszą się do szczelin symetrycznych. Jak widać z rysunku krzywe wyraźnie różnią się od siebie.

Na rysunku 2.4 przedstawiono wyniki badań Egliego, przeprowadzone w zakresie przepływu turbulentnego określające zależność współczynnika oporu liniowego λ od szerokości szczeliny pierścieniowej, dla wartości stosunku $l/s \approx 400$ i 800 , przy mimośrodowości $e = 0$ i $e = s$ [45].



Rys. 2.4. Wpływ szerokości i mimośrodowości szczeliny pierścieniowej na współczynnik oporów liniowych.

Z przebiegu tych krzywych wynika, że współczynnik maleje wraz ze zwiększaniem się szerokości szczeliny s . Należy zauważyć, że tak duże wartości $1/s$ w konstrukcjach uszczelnień stosowane są bardzo rzadko.

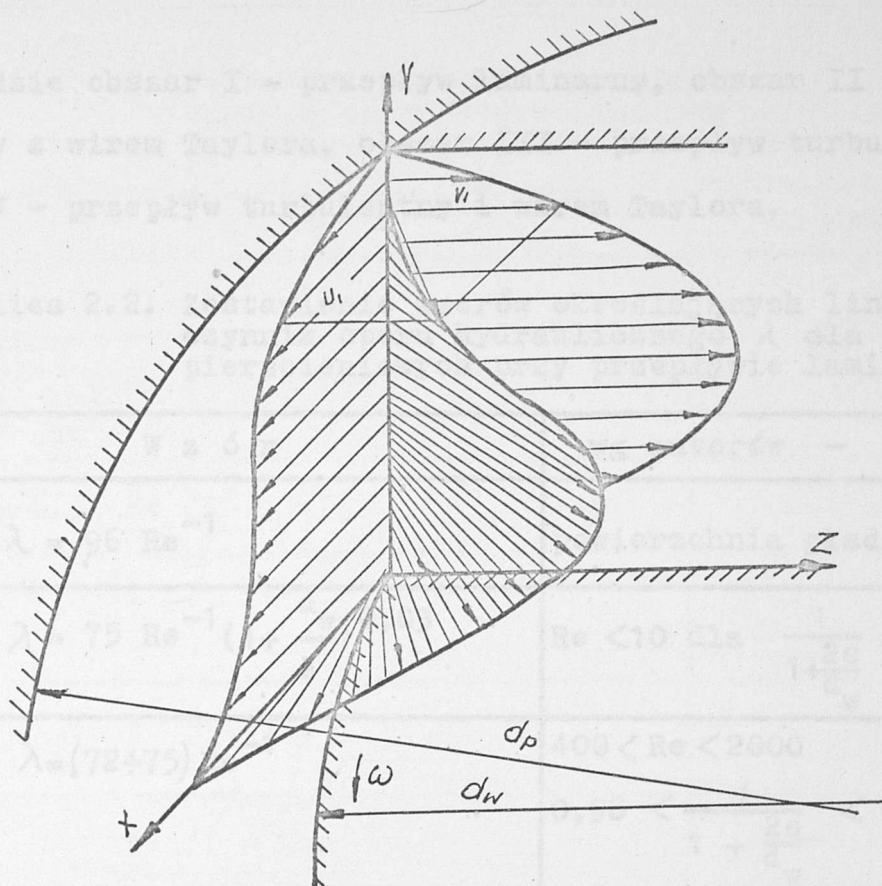
W tabelicy 2.2 przedstawiono wzory określające wartość liniowego współczynnika oporu hydraulicznego dla szczelin pierścieniowych uszczelnień klasycznych w zakresie przepływu laminarnego. W tabelicy 2.3 przedstawiono wzory określające wartość liniowego współczynnika oporu hydraulicznego dla szczelin pierścieniowych w zakresie przepływu turbulentnego.

Badania prowadzone przez Polockiego [83] (tablica 2.3, wzór 9) uwzględniające wpływ mimośrodowości na natężenie przepływu cieczy przez szczelinę pierścieniową, wykazały że przy mimośrodowości względnej $\xi = e/s \leq 0,32$ wartość natężenia przepływu nie zmienia się. Stampa [77] prowadząc badania przy przepływie turbulentnym nie zauważył wpływu mimośrodowości na natężenie przepływu przy $\xi \leq 0,50$.

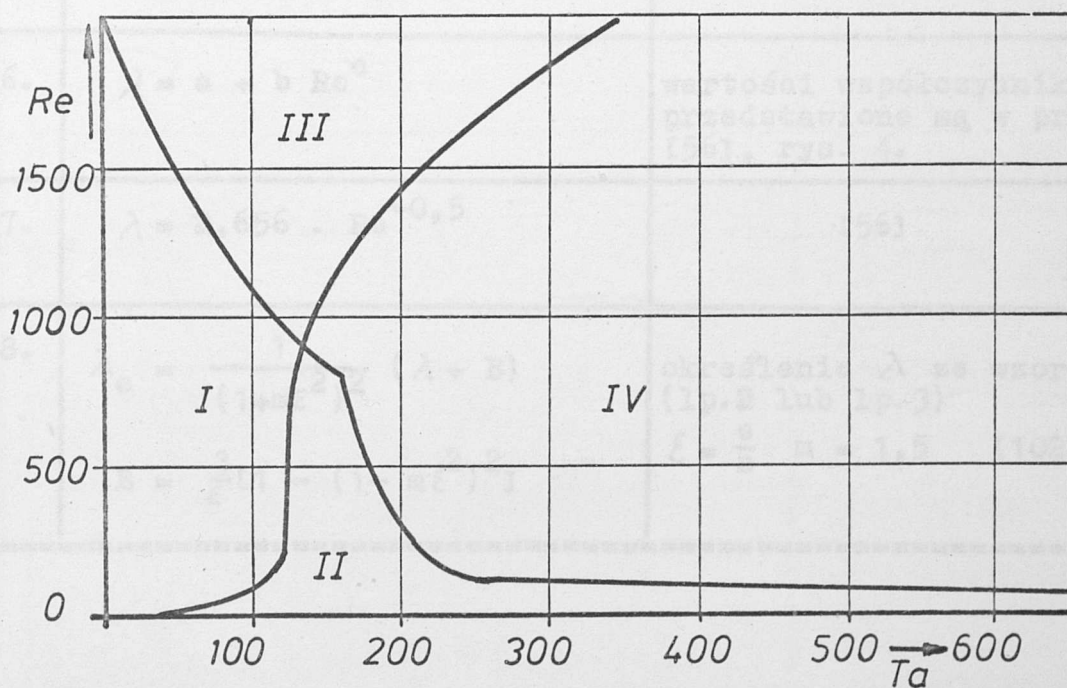
Przedstawiony w tabelicy 2.2, wzór 8 oraz w tabelicy 2.3, wzory 9 i 10 uwzględniające wartość liniowego współczynnika oporu hydraulicznego, nie uwzględniają wpływu prędkości kątowej jednej z powierzchni tworzącej szczelinę pierścieniową.

Prędkość kątowa powierzchni tworzącej szczelinę pierścieniową zmienia profil prędkości cieczy przepływającej przez szczelinę (rys. 2.5).

Badania prowadzone przez Taylora [89] i innych badaczy wykazały, że można rozróżnić cztery rodzaje przepływów cieczy w szczelinie pierścieniowej przy zachowaniu prędkości kątowej jednej z powierzchni tworzących szczelinę. Na rys. 2.6 przedstawiono obszary określające rodzaje przepływu w szczelinie pierście-



Rys. 2.5. Rozkład prędkości cieczy w szczelinie pierścieniowej przy prędkości kątowej wewnętrznej powierzchni cylindrycznej tworzącej szczelinę. [1021].



Rys. 2.6. Obszary określające rodzaj przepływu cieczy w szczelinie pierścieniowej. [1021]

niowej gdzie obszar I - przepływ laminarny, obszar II - przepływ laminarny z wirem Taylora, obszar III - przepływ turbulentny, obszar IV - przepływ turbulentny i wirem Taylora.

Tablica 2.2. Zestawienie wzorów określających liniowy współczynnik oporu hydraulicznego λ dla szczelin pierścieniowych przy przepływie laminarnym.

Lp.	W z ó r	wg autorów - uwagi
1.	$\lambda = 96 \text{ Re}^{-1}$	powierzchnia gładka [45]
2.	$\lambda = 75 \text{ Re}^{-1} \left(1 + \frac{d_w}{s}\right)^{0,03}$	$\text{Re} < 10$ dla $\frac{1}{1 + \frac{2s}{d_w}} \approx 0,995$ [102]
3.	$\lambda = (72 \div 75) \text{ Re}^{-1}$	$400 < \text{Re} < 2000$ $0,98 < \frac{1}{1 + \frac{2s}{d_w}} < 0,992$ [102]
4.	$\lambda = 10^{14,513} \left(\frac{s}{l}\right)^{3,12} \text{ Re}^{-2,5}$	$466 \leq \frac{l}{s} \leq 70$ [11]
5.	$\lambda = 16 \text{ Re}^{-1/3} - 5 \text{ Re}^{-1/2} + 40 \text{ Re}^{-1}$	$40 \leq \text{Re} \leq 2000$ [56]
6.	$\lambda = a + b \text{ Re}^c$	wartości współczynników a, b, c przedstawione są w pracy [56], rys. 4.
7.	$\lambda = 2,656 \cdot \text{Re}^{-0,5}$	[56]
8.	$\lambda_e = \frac{1}{(1+m\xi^2)^2} (\lambda + B)$ $B = \frac{3}{\xi} [1 - (1 - m\xi^2)^2]$	określenie λ ze wzoru (lp.2 lub lp.3) $\xi = \frac{e}{s} \quad m = 1,5$ [102]

Tablica 2.3. Zestawienie wzorów określających liniowy współczynnik oporu hydraulicznego λ dla szczelin pierścieniowych przy przepływie burzliwym

Lp.	W z ó r	wg autorów - uwagi
1.	$\lambda = 0,3164 Re^{-0,25}$	[451]
2.	$\lambda = \frac{0,25}{Re^{0,25}} \left(1 + \frac{d}{s}\right)^{0,03}$	[1021]
3.	$\lambda = 0,31 Re^{-0,24}$	[781]
4.	$\lambda = 0,07(4 Re)^{-0,27}$	[661] dla ścian chropowatych
5.	$\lambda = 10^{10,47 \left(\frac{s}{l}\right)^{2,538}} Re^{-1,85}$	$466 \leq \frac{l}{s} \leq 70$ [11]
6.	$\lambda = 10 \frac{\left(\frac{1}{l}\right)^{1,3} + 0,03}{Re^{0,25}}$	$Ra \geq 1,25 \mu m$ $100\ 000 \geq Re \geq 2000$ [111]
7.	$\lambda = \frac{1}{(21g r/k+1,74)^2}$	dla ścian chropowatych [631], [191]
8.	$\lambda = 0,427 \cdot Re^{-0,25}$	[21], [211]
9.	$\lambda_e = \lambda [1 - 0,31 \left(\frac{e}{s}\right)^2]$	Uwzględnienie mimosródowości $\frac{e}{s} > 0,32$ [831]
10.	$\lambda_e = \frac{1}{(1+m\varepsilon^2)^2} (\lambda+B)$ $B = \frac{3}{\varepsilon} [1 - (1 - m\varepsilon^2)^2]$	określenie λ ze wzoru (lp.2) $\varepsilon = \frac{e}{s}$ $m = 0,306$ [1021]
11.	$\lambda_n = \lambda [1 + 0,765 \left(\frac{Ta}{Re}\right)^2 \frac{d}{2s}]^{0,38}$	Uwzględnienie prędkości katowej wirnika określenie λ ze wzoru (lp.2) [1021]

ciąg dalszy tabeli 2.3

Lp.	W z ó r	wg autorów - uwagi
12.	$\lambda_n = \frac{0,31}{Re^{0,24}} \left[1 + \left(\frac{7}{8} \right)^2 \left(\frac{Re_u}{2 Re} \right)^2 \right]^{0,38}$	[78]
13.	$\lambda_n = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \left[1 + \left(\frac{Re_u}{2 Re} \right)^2 \right]^{3/8}$	bez uwzględnienia zawirowania cieczy na wlocie do szczeliny [18]
14.	$\lambda_n = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \left[1 + \left(\frac{Re_u}{2 Re} \right)^2 \right]^{7/8}$	przy uwzględnieniu zawirowania cieczy na wlocie do szczeliny [18]

Wzory uwzględniające wpływ prędkości kątowej jednej z powierzchni tworzących szczelinę pierścieniową przedstawione przez W.J.Cziegurko i L.J.Cziegurko [18], Yamadę [78] oraz otrzymane w Instytucie Maszyn Chemicznych w Leningradzie [102] zestawiono w tabelicy 2.3 wzory 11,12,13 i 14.

W zakresie przepływu turbulენტnego według Yamady, wpływ prędkości obrotowej wewnętrznej powierzchni cylindrycznej tworzącej szczelinę pierścieniową na wartość liniowego współczynnika oporu hydraulicznego uwidacznia się, gdy $Re_u/Re > 1$ [78] i [67], do takich samych wniosków doszli autorzy W.J.Cziegurko i L.J.Cziegurko [18].

W czasie badań prowadzonych przez Ingersoll - Rand w zakresie obrotów od 0 do 3600 obr/min przy średnicy wynoszącej ϕ 115mm dla przepływu turbulენტnego nie zauważono wpływu prędkości kątowej wirnika na zmianę współczynnika λ . Udowienko w pracy [97] nie zauważył wpływu prędkości kątowej wirnika w zakresie obwodowej liczby Reynoldsa $Re_u = 0 \div 500$ na natężenie przepływu cieczy przez szczelinę.

Przedstawione wykresy i wzory określające wartości liniowego współczynnika oporu hydraulicznego dotyczą szczelin pierścieniowych w uszczelnieniach klasycznych, natomiast w literaturze brak jest zależności określających wartości liniowego współczynnika oporu hydraulicznego dla szczeliny pierścieniowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym pracującym przy tarcie płynnym.

2.3.2. Straty ciśnienia spowodowane oporami miejscowymi

Straty ciśnienia wynikające z oporów miejscowych określa się z wzoru

$$\Delta p_m = \zeta \frac{\rho v_s^2}{2} \quad (2.9)$$

gdzie ζ jest sumarycznym współczynnikiem oporów miejscowych.

Współczynnik oporów miejscowych dla uszczelnień promieniowych przyjmuje się jako sumę współczynników oporów miejscowych na wlocie do szczeliny ζ_1 i na wylocie ze szczeliny ζ_3 [451, [1061, [801.

$$\zeta = \zeta_1 + \zeta_3 \quad (2.10)$$

Wartość współczynnika oporu ζ_1 dla uszczelnienia przyjmowana jest jak dla wlotowej prostki rurowej o krawędzi ostrej i wynosi 0,5. Wartość tę otrzymał doświadczalnie Weisbach w ubiegłym stuleciu. Natomiast wartość współczynnika ζ_3 równa się 1, tak więc sumaryczna wartość współczynnika oporów miejscowych w uszczelnieniach promieniowych wynosi 1,5 [451, [1061, [801, [731, [581, [201, [661, [141, [791.

Surek [831 prowadząc badania nad przepływem cieczy przez szczelinę przywlotową pompy odśrodkowej określił doświadczalnie wartość współczynnika oporu na wlocie do szczeliny, która wynosi

$\xi_1 = 0,2 \div 1,2$ oraz wartość współczynnika na wylocie $\xi_3 = 1,0 \div 1,4$.
Marcinkowski w pracy [501] zaleca przyjmować sumaryczny współczynnik oporów miejscowych $\xi = 1,3 \div 1,5$.

W pracy [171] Czechow przyjmuje wartość współczynnika oporu na wlocie do szczeliny $\xi_1 = 0$, a na wylocie $\xi_3 = 1$.

Wartości współczynników oporów miejscowych przedstawione powyżej określone były dla uszczelnień klasycznych.

2.3.3. Określenie natężenia przepływu cieczy przez szczelinę pierścieniową

Natężenie przepływu cieczy przez szczelinę pierścieniową dla ruchu ustalonego wyraża wzór

$$Q_{sp} = \mu \cdot A_p \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad (2.11)$$

gdzie μ jest współczynnikiem przepływu i wyraża się wzorem

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\lambda \frac{1}{2s} + \xi}} \quad (2.12)$$

gdzie λ - liniowy współczynnik oporu hydraulicznego

ξ - sumaryczny współczynnik miejscowych oporów hydraulicznych

3. CEL I ZAKRES BADAŃ

Z przeglądu dostępnych badań wynika brak opracowań dotyczących doboru cech konstrukcyjnych, jak również formuł umożliwiających analityczne określenie wielkości natężenia przepływu przez uszczelnienie z pierścieniem samonastawnym.

Celem pracy jest zbadanie wpływu wybranych cech konstrukcyjnych uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym na natężenie przepływu cieczy przez uszczelnienie oraz wyznaczenie formuł umożliwiających analityczne określenie natężenia przepływu przez uszczelnienie.

Badania objęły następujące zagadnienia:

- określenie wpływu długości, szerokości szczeliny oraz obrotów wirnika na natężenie przepływu cieczy przez uszczelnienie
- określenie wpływu chropowatości współpracujących powierzchni cylindrycznych na natężenie przepływu cieczy przez uszczelnienie
- określenie wpływu zmiany lepkości cieczy na natężenie przepływu przez uszczelnienie
- ocena wpływu wybranych kształtów krawędzi wlotowej uszczelnienia osiowego na sumaryczny współczynnik oporów hydraulicznych
- podanie zaleceń odnośnie wyboru cech konstrukcyjnych uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym dla zadanych warunków pracy
- wyznaczenie formuł umożliwiających analityczne określenie natężenia przepływu przez uszczelnienie z pierścieniem samonastawnym.

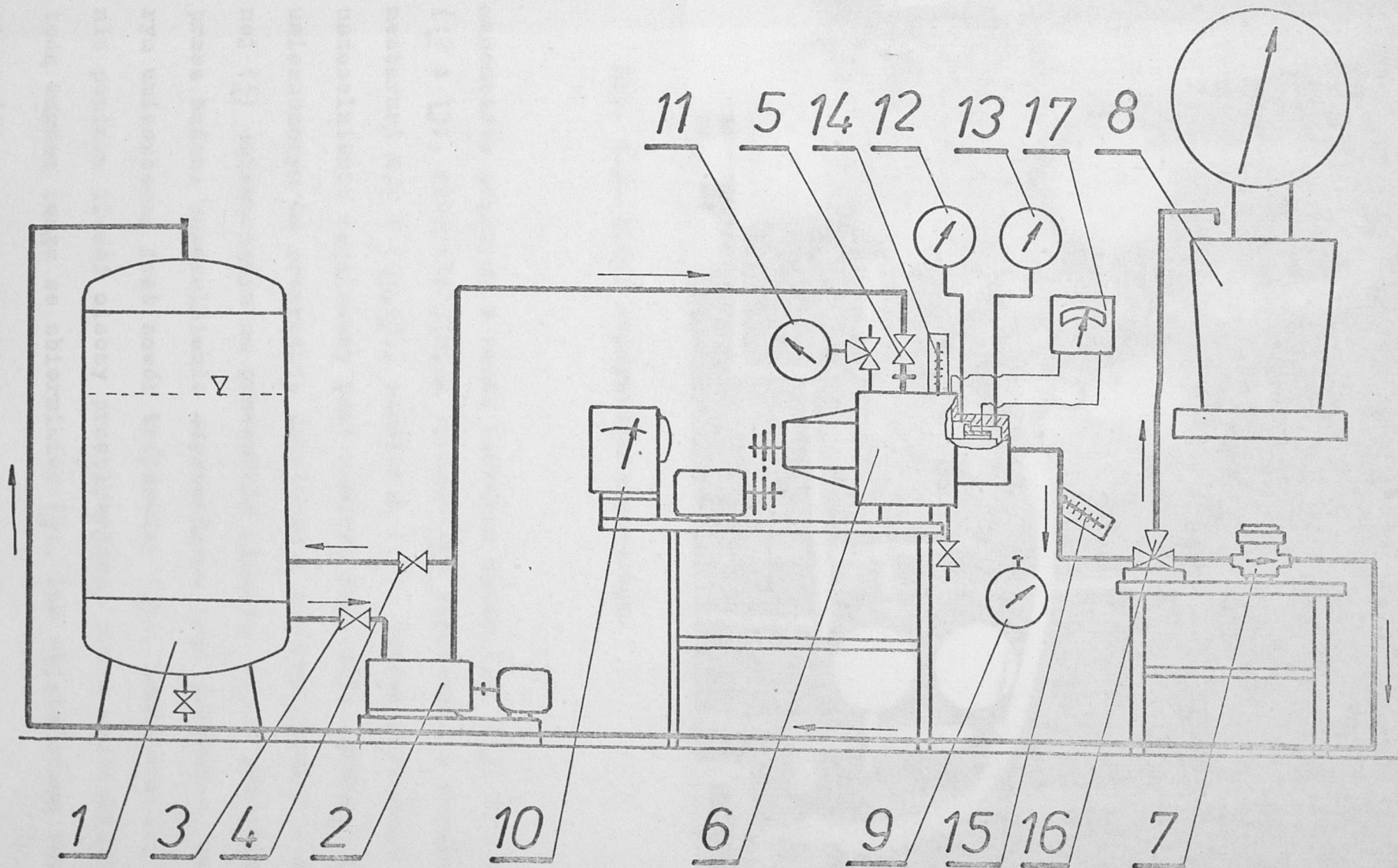
4. OPIS STANOWISKA BADAWCZEGO

Badania uszczelnień z pierścieniem samonastawnym przeprowadzono na stanowisku badawczym I841 zbudowanym w Laboratorium Zakładu Podstaw Konstrukcji Maszyn Energetycznych Instytutu Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów Politechniki Wrocławskiej. Schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rys. 4.1.

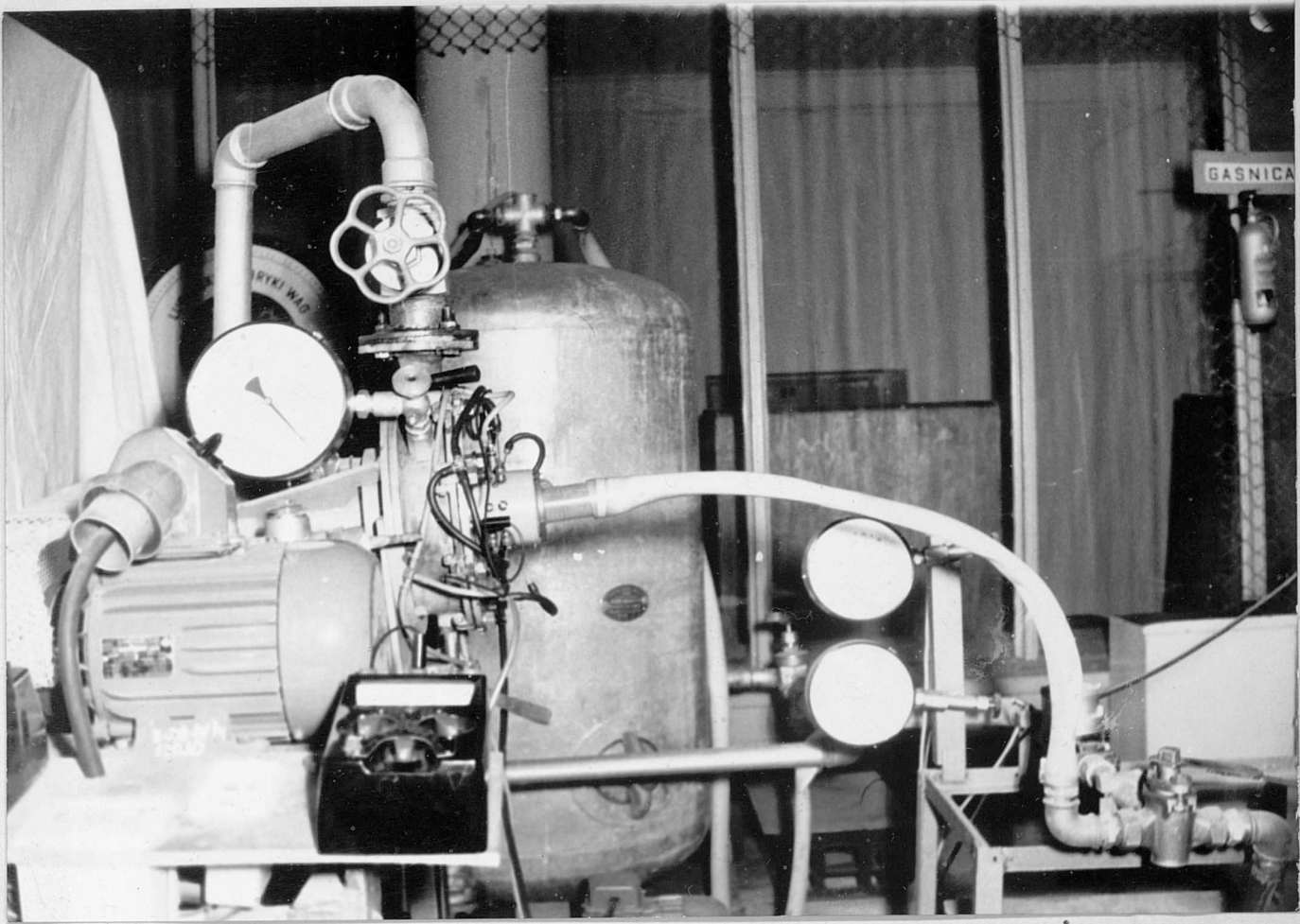
Stanowisko badawcze składa się z: zespołu zasilania, stanowiska modelowego i układu pomiarowego. Zespół zasilania składa się ze zbiornika cieczy (1) o objętości $V = 0,5 \text{ m}^3$ zapewniającego stabilność temperatury, pompy odśrodkowej (2) typu S32 o parametrach $Q = 30-80 \text{ l/min}$, $H = 48-10,5 \text{ m H}_2\text{O}$, $n = 1410 \text{ obr/min}$, napędzanej silnikiem o mocy $N = 1,7-0,9 \text{ kW}$, zaworu odcinającego (3) dopływ cieczy do pompy. Regulacja zgrubna odbywa się zaworem (4), regulacja dokładna zaworem (5). Widok stanowiska badawczego przedstawiono na fotografii - rys. 4.2.

Stanowisko modelowe składa się z (rys.4.3): komory ciśnienia (1), bloku łożyskowego (2), wału (3), wirnika (4), uszczelnienia z pierścieniem rozprężnym (wykonanym wg patentu nr P-159453 z dnia 8.12.1972 r.) (5), samonastawnego pierścienia uszczelniającego (6), pokrywy komory ciśnienia (7), elementów uspokajających (8 i 9), zaworu spustowego (10). Stanowisko modelowe napędzane jest silnikiem asynchronicznym o mocy $N = 0,8 \text{ kW}$ i obrotach $n = 1410 \text{ obr/min}$. Zmiana prędkości kątowej wirnika uzyskiwana jest przez trzystopniową przekładnię. Uzyskiwana prędkość kątowa wirnika wynosi: 104,6, 209,3, 3.14.0, rad/s. Bicie promieniowe wirnika nie przekraczało 0.02 mm.

Układ pomiarowy składał się z (rys.4.1): wodomierza (7), wagi ze zbiornikiem (8), sekundomierza (9), obrotomierza (10),

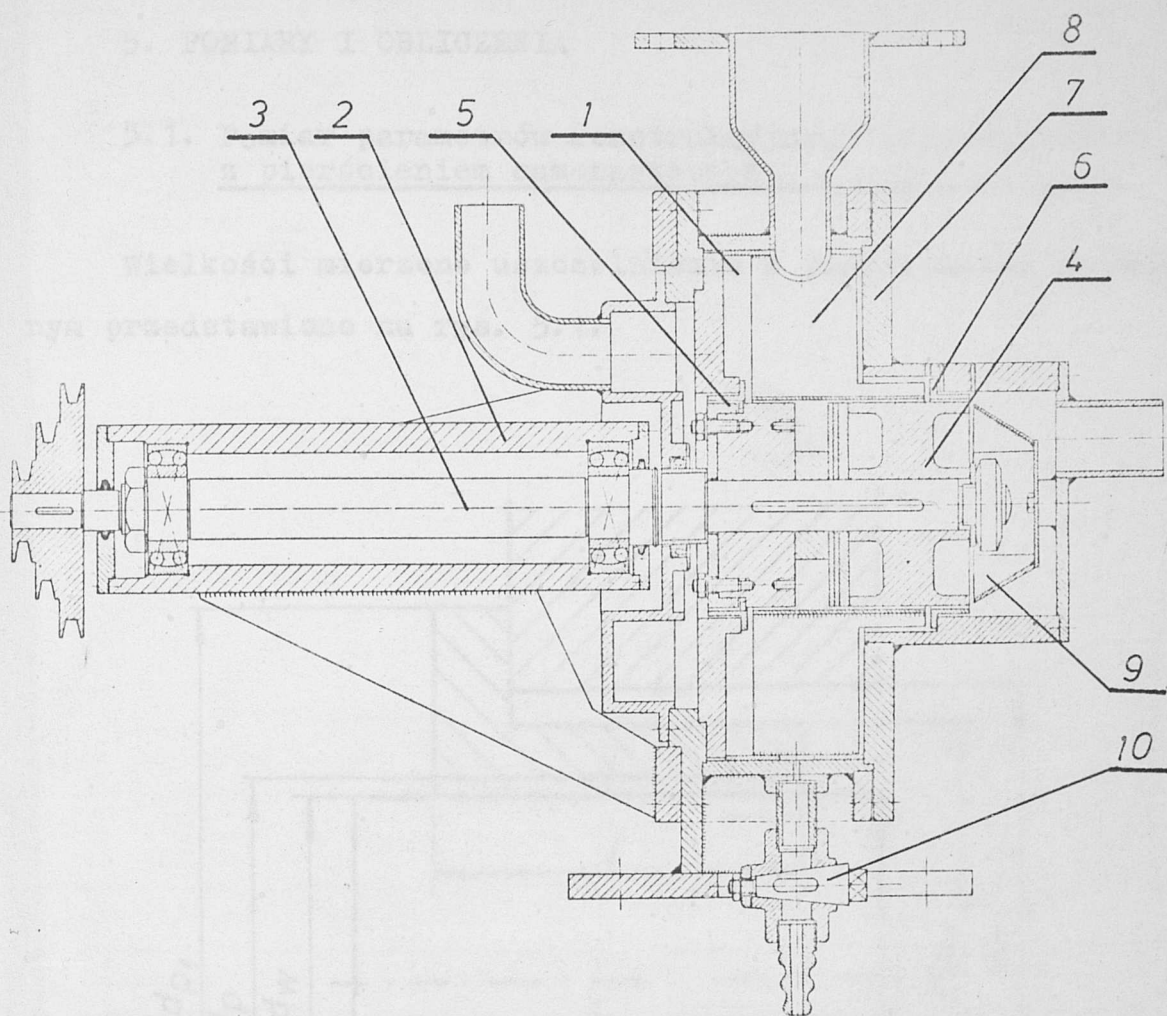


Rys. 4.1. Schemat stanowiska badawczego.



Rys. 4.2. Widok stanowiska badawczego.

manometrów prężnych z rurką Bourdona klasy 1,0 (11) i 0,5 (12 i 13), laboratoryjnych termometrów rtęciowych o działce elementarnej 0,2 K (14,15), omomierza (17). Spadek ciśnienia na uszczelnieniu regulowany jest zaworem regulacji zgrubnej (4) umieszczonym na przewodzie upustowym i zaworem regulacji dokładnej (5) umieszczonym na przewodzie głównym. Ciecz przepływająca przez badane uszczelnienie odprowadzana jest przewodem, na którym umieszczony jest zawór trójdrożny (16), umożliwiający dokonanie pomiaru ilości cieczy przepływającej przez uszczelnienie metodą wagową (waga ze zbiornikiem (8)), lub objętościową (wodomierz (7)).



Rys. 4.3. Przekrój podłużny stanowiska modelowego

Cieczą uszczelnianą była woda o temperaturze $T = 293$ K oraz olej Boxol 140 w zakresie temperatury $T = 303\div 343$ K.

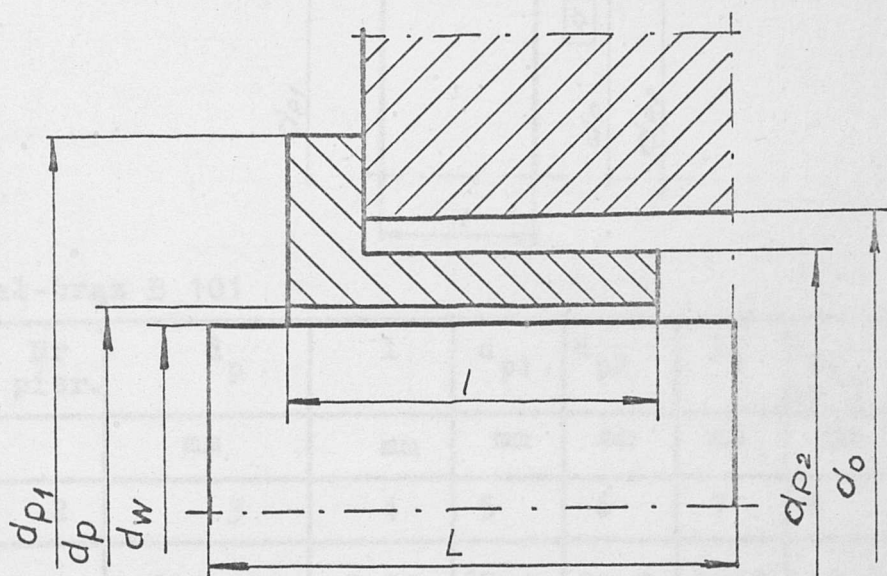
Podczas badań laboratoryjnych dokonywano pomiarów następujących wielkości:

- ilość cieczy przepływającej przez uszczelnienie
- czas przepływu cieczy
- ciśnienie przed i za uszczelnieniem
- obroty wirnika.

5. POMIARY I OBLICZENIA

5.1. Pomiar parametrów konstrukcyjnych uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym

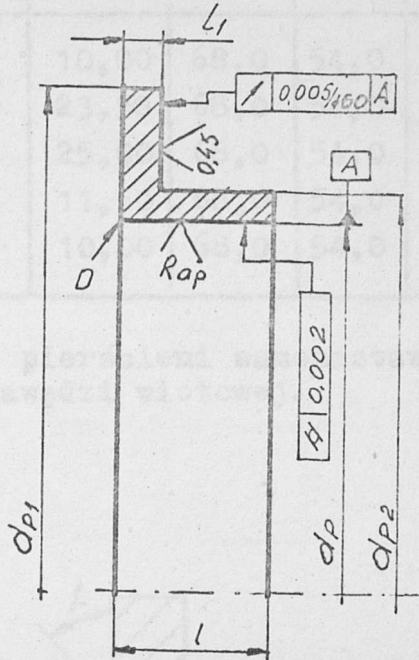
Wielkości mierzone uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym przedstawiono na rys. 5.1.



Rys. 5.1. Uszczelnienie z pierścieniem samonastawnym - wielkości mierzone

Określano również chropowatość współpracujących powierzchni cylindrycznych pierścienia i wirnika; chropowatość współpracujących powierzchni uszczelnienia czołowego; kształt krawędzi wlotowej. Otrzymane z pomiarów dane zestawiono w tablicach 5.1-5.3.

TABLICA 5.1. Wymiary pierścieni samonastawnych o krawędzi ostrobrzeżnej.

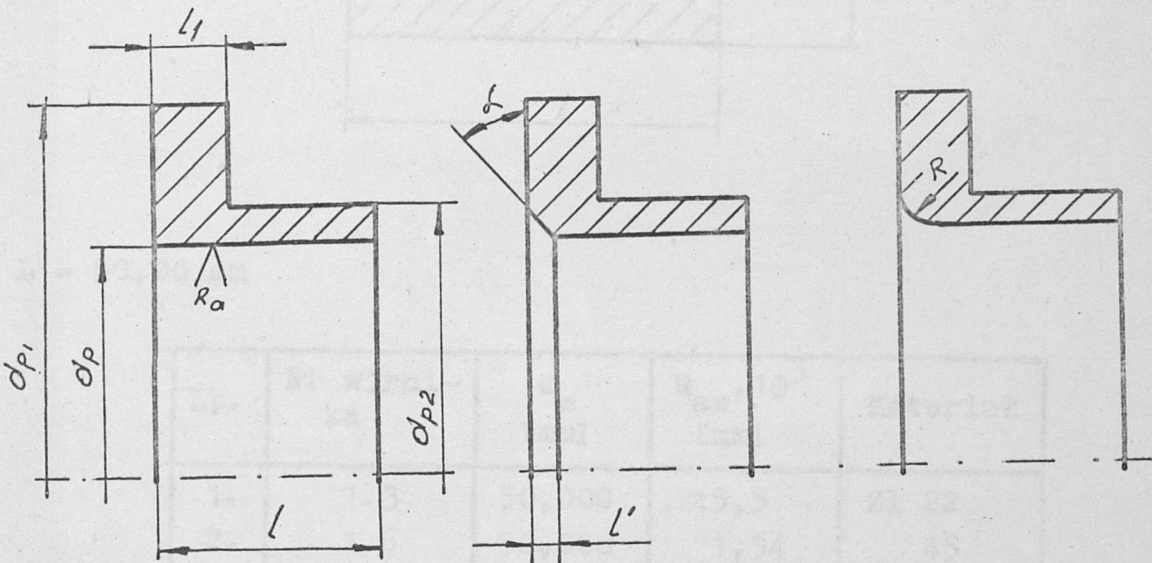


Materiał-brąz B 101

Lp.	Nr pier.	d_p	l	d_{p1}	d_{p2}	l_1	R_{ap} 10 3	Ciężar piers. F_g
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	g
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	1	50,100	5,00	68,0	54,0	2,52	2,2	43,2270
2.	2	50,200	5,00	68,0	54,0	2,50	2,7	42,6543
3.	3	50,400	5,00	68,0	54,0	2,50	3,0	43,1877
4.	4	50,150	7,50	68,0	54,0	2,47	2,3	49,5350
5.	5	50,300	7,50	68,0	54,0	2,48	3,8	49,8774
6.	6	50,600	7,50	68,0	54,0	2,54	2,4	50,6343
7.	7	50,100	10,00	68,0	54,0	2,56	1,9	57,1883
8.	8	50,200	10,00	68,0	54,0	2,49	2,5	57,4425
9.	9	50,400	10,00	68,0	54,0	2,55	3,4	57,4835
10.	10	80,180	8,00	98,0	84,0	2,55	1,4	69,5332
11.	11	80,350	8,00	98,0	84,0	2,54	2,0	69,8712
12.	12	80,140	12,00	98,0	84,0	2,49	2,4	84,7765
13.	13	80,240	12,00	98,0	84,0	2,53	1,5	84,9806
14.	14	80,500	12,00	98,0	84,0	2,50	1,9	85,3910
15.	15	80,180	16,00	98,0	84,0	2,52	1,9	100,371
16.	16	80,350	16,00	98,0	84,0	2,55	2,0	100,564

1	2	3	4	5	6	7	8	9
17.	01	50,200	10,00	68,0	54,0	2,51	2,5	57,6845
18.	23	50,200	23,50	68,0	54,0	2,47	2,4	72,5432
19.	1.10	50,084	25,00	68,0	54,0	2,53	0,16	79,9438
20.	2.10	50,084	11,50	68,0	54,0	2,54	0,16	58,4637
21.	3.10	50,084	10,00	68,0	54,0	2,53	0,16	57,3741

TABLICA 5.2. Wymiary pierścieni samonastawnych o różnych kształtach krawędzi wlotowej.



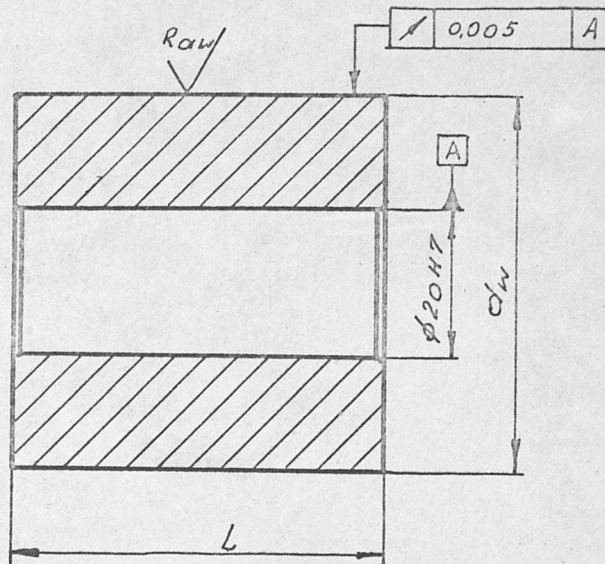
Materiał - brąz B 101

$d_p = 50,200 \text{ mm}$ $l = 20,00 \text{ mm}$
 $d_{p1} = 68,00 \text{ mm}$ $d_{p2} = 54,00 \text{ mm}$

$R_a = 2,0 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$
 $l_1 = 2,52 \text{ mm}$

Lp.	Nr pierścienia	α [°]	l' [mm]	R [mm]
1	1.0	90	-	-
2	1.1	-	-	0,8
3	1.2	45	0,8	-
4	1.3	15	0,8	-

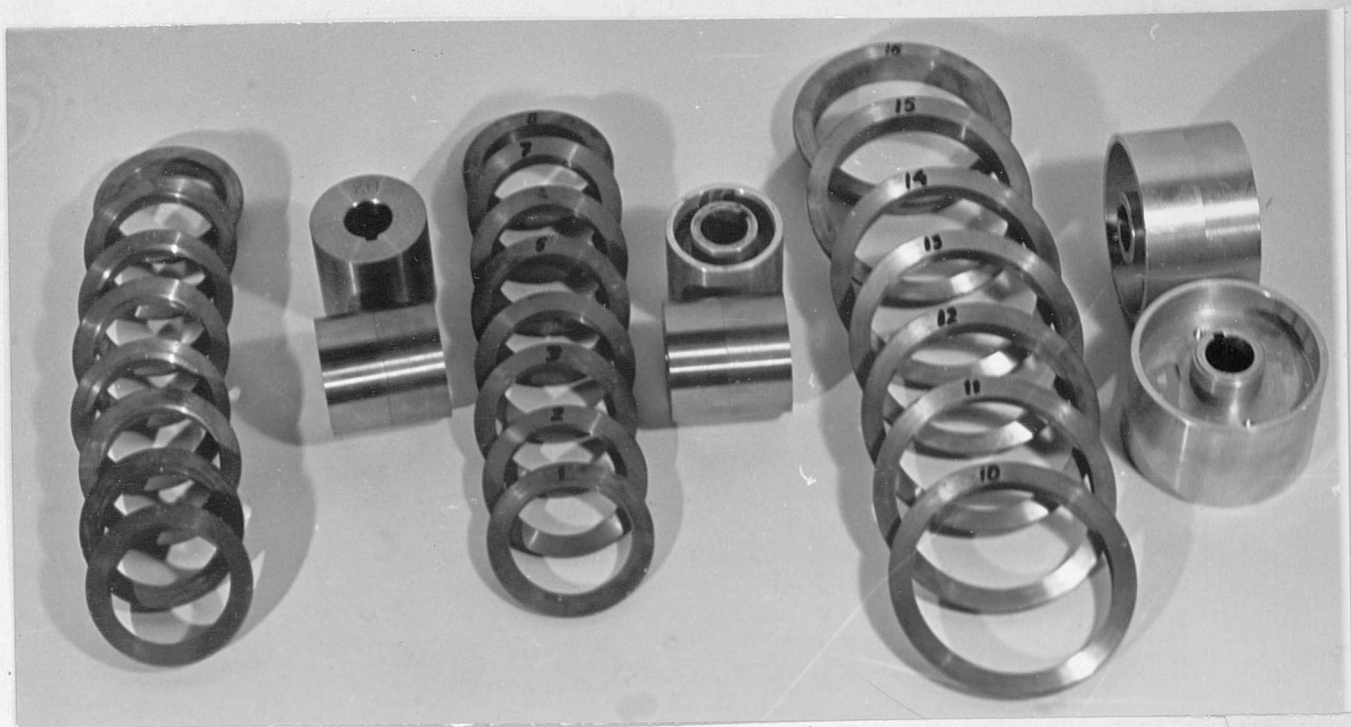
TABLICA 5.3. Wymiary wirników użytych do badań



$L = 50,00 \text{ mm}$

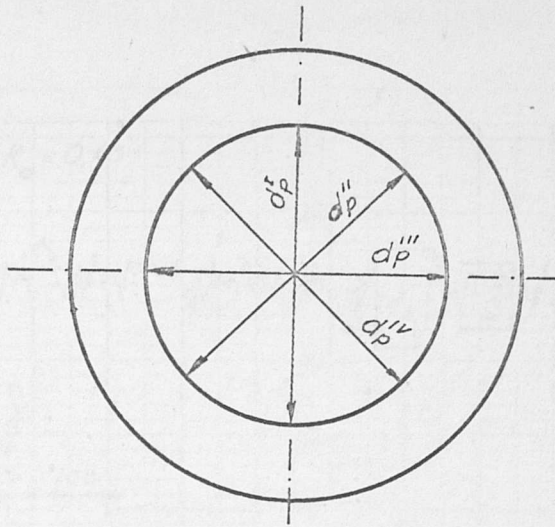
Lp.	Nr wirnika	d_w [mm]	$R_{aw} \cdot 10^3$ [mm]	Materiał
1.	1.3	50,000	15,5	Zl 22
2.	1.6	50,000	1,34	45
3.	2,6	50,000	1,30	45
4.	0,8	50,000	0,45	45
5.	1,8	50,100	0,54	45
6.	1a.8	50,000	0,45	1H 13
7.	3,6	50,130	2,0	Al Mn1
8.	4,6	49,900	2,1	Al Mn1
9.	5,6	49,775	2,4	Al Mn1
10.	6,7	50,096	1,14	45
11.	7,6	79,956	1,5	Al Mn1
12.	8.8	80,000	0,50	1H 13

Na fotografii - rys. 5.2 przedstawiono widok części badanych pierścieni samonastawnych z wirnikami.



Rys. 5.2. Widok części badanych pierścieni samonastawnych wraz z wirnikami.

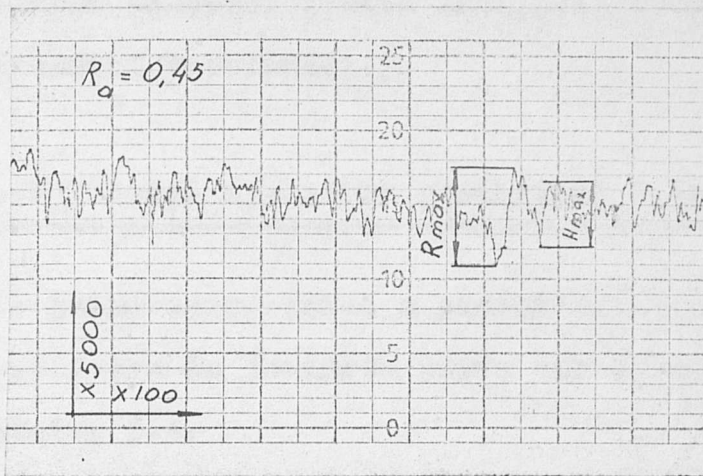
Średnicę wewnętrzną pierścienia d_p oraz średnicę wirnika d_w określono przy użyciu długościomierza poziomego firmy Carl Zeiss o działce elementarnej 0,001 mm. Dokładność wykonania cylindrycznych powierzchni d_p i d_w sprawdzono przez pomiar średnic w czterech miejscach równomiernie rozmieszczonych na obwodzie (rys.5.3) Wartość średnic wyznaczono jako średnią arytmetyczną z przeprowadzonych pomiarów ($d_w = \frac{d'_p + d''_p + d'''_p + d''''_p}{4}$). Średnicę zewnętrzną pierścienia d_{p2} , średnicę kołnierza d_{p1} , długość pierścienia l i wirnika L , wyznaczono przy użyciu mikrometru zewnętrznego o działce elementarnej 0,01 mm. Średnicę wewnętrzną w korpusie d_o wyznaczono przy użyciu średnicówki mikrometrycznej o działce elementarnej 0,01 mm. Dobór szerokości szczeliny s odbywał się metodą zamienności selekcyjnej [32].



Rys. 5.3. Pomiar średnicy wewnętrznej pierścienia

Chropowatość współpracujących powierzchni cylindrycznych wirnika i pierścienia oraz chropowatość współpracujących powierzchni uszczelnienia czołowego określano na profilometrze typu Talysurf firmy Taylor-Hobson. Powiększenie wzdłużne wynosiło: x 20, x 40, x 100, zaś poprzeczne: x 250, x 1000, x 2.500, x 5000.

Parametrami mierzonymi były zgodnie z PN/M-04251 [611] wysokości nierówności R_z oraz średnie arytmetyczne odchylenie profilu R_a . Na rys. 5.4 przedstawiono typowy profilogram powierzchni czołowej, na którym zaznaczono maksymalną wysokość profilu R_{max} , a przez H_{max} maksymalną wysokość nierówności. Profilogramy cylindrycznych powierzchni wirników i wewnętrznych powierzchni pierścieni samonastawnych przedstawione zostaną w dalszej części pracy. Kształty krawędzi wlotowej określono poprzez wykonanie odlewów (replik), a następnie wykonanie pomiarów przy użyciu uniwersalnego mikroskopu warsztatowego firmy Carl-Zeiss o działające elementarnej długości 0,005 mm i kąta 30° . Repliki kształtów krawędzi wlotowej przedstawiono na fotografii - rys. 5.5.



Rys. 5.4. Typowy profilogram powierzchni czołowej.



Rys. 5.5. Repliki kształtów krawędzi wlotowej.

Pomiary parametrów geometrycznych uszczelnienia wykonano w laboratorium Pomiarów Długości i Kąta Instytutu Technologii Budowy Maszyn Politechniki Wrocławskiej.

5.2. Specyfikacja aparatury pomiarowej i technika pomiarów

W czasie badań uszczelnień z pierścieniem samonastawnym na stanowisku modelowym do pomiarów użyto aparaturę pomiarową zestawioną w tablicy 5.4.

TABLICA 5.4. Specyfikacja aparatury pomiarowej

Lp.	Rodzaj przyrządu	Zakres pomiarowy	Działka elementar. lub kl. dokładności	Nr wg rys. 4.1	Oznaczenia
1.	wodomierz	do $5\text{m}^3/\text{h}$	1 l	7	V
2.	waga ze zbiornikiem	0-100 kg 0-10 kg	0.10kg 0,01 kg	8 8	m
3.	sekundomierz	1800 s	0,2 s	9	t
4.	stroboskop	$0-10000\frac{1}{\text{s}}$	1,5	10	n
5.	manometr prężny	$0-6\text{ kg}/\text{cm}^2$	1,0	11	p
6.	manometr prężny	$0-6\text{ kg}/\text{cm}^2$	0,5	12	p_1
7.	manometr prężny	$0-1.6\text{ kg}/\text{cm}^2$	0,5	13	p_2
8.	laboratoryjny termometr rtęciowy	273-373 K	0,2K	14 i 15	T

T e c h n i k a p o m i a r o w a

Po zamontowaniu uszczelnienia uruchomiono obieg cieczy. Stwierdzono na podstawie pomiarów próbnych, że czas ustalania się temperatury cieczy w układzie wynosi około 1,5 godziny. W tym czasie odpowietrzano stanowisko modelowe i przyrządy pomiarowe. Po ustaleniu się temperatury cieczy w układzie przez odpowiednią regulację natężenia przepływu zaworem regulacji zgrubnej, oraz zaworem regulacji dokładnej ustalano odpowiedni spadek ciśnienia na uszczelnieniu. Z chwilą ustalenia się parametrów dokonywano pomiaru ilości cieczy przepływającej przez szczelinę pierścieniową metodą wagową lub objętościową. W czasie wykonywania pomiarów odczyt przyrządów pomiarowych powtarzany był trzykrotnie. Po wykonaniu odczytów zmieniano spadek ciśnienia za uszczelnieniem, przy czym badania prowadzono od najmniejszych wartości spadku ciśnienia ($\Delta p = 0,05 \text{ MN m}^{-2}$) do największej wartości ($\Delta p = 0,40 \text{ MN m}^{-2}$) co $0,05 \text{ MN m}^{-2}$ i na odwrót. Po wykonaniu trzech serii pomiarów uszczelnienie było demontowane i po powtórnym zamontowaniu, pomiary były powtarzane. Dla każdego badanego uszczelnienia powtarzano opisane powyżej czynności. W czasie badań laboratoryjnych przeprowadzono ponad 10 000 pomiarów.

5.3. Tok obliczeń

Obliczenia wykonywane były w dwóch etapach, przy czym pierwszy etap obejmował obliczenie następujących wielkości: $A_p, l/s$, d_w/s , u , $Re^{\#}$, Re , Re_{μ} , Ta , u , v_s, Q_s , natomiast drugi etap obejmował obliczenie liniowego współczynnika oporu hydraulicznego oraz współczynnika oporów miejscowych.

Do obliczeń pierwszego etapu użyto wzorów zestawionych w tablicy 5.5.

TABLICA 5.5. Zestawienie wzorów do obliczeń pierwszego etapu

Lp.	Określenie wzoru	w z ó r
1.	Powierzchnia szczeliny A_p pierścieniowej	$A_p = \frac{\pi}{4}(d_p^2 - d_w^2)$
2.	Prędkość obwodowa wirnika u	$u = \frac{\pi d_w n}{60}$
3.	Średnie natężenie przepływu Q_s	$Q_s = \frac{m}{\rho t}$ lub $Q_s = \frac{V}{t}$
4.	Średnia prędkość przepływu cieczy przez szczelinę pierścieniową v_s	$v_s = \frac{Q_s}{A}$
5.	Liczba Reynoldsa przy uwzględnieniu prędkości obwodowej wirnika $Re^{\#}$	$Re^{\#} = \frac{2s\sqrt{(v_s)^2 + (\frac{u}{2})^2}}{\nu}$
6.	Liczba Reynoldsa Re	$Re = \frac{2 v_s s}{\nu}$
7.	Obwodowa liczba Reynoldsa Re_u	$Re_u = \frac{2 u s}{\nu}$
8.	Liczba Taylora Ta	$Ta = Re_u \sqrt{\frac{2 s}{d_w}}$
9.	Współczynnik przepływu μ	$\mu = \frac{4m}{\pi t (d_p^2 - d_w^2) \sqrt{2 \Delta p \rho}}$
9b.		l u b $\mu = \frac{4V}{\pi t (d_p^2 - d_w^2) \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}}$

W drugim etapie obliczeń określono zależność współczynnika przepływu od liczby Reynoldsa $\mu = f(Re)$ dla poszczególnych uszczelnień.

Liniowy współczynnik oporu hydraulicznego λ dla szczeliny pierścieniowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym określono z wzoru

$$\lambda = \frac{2s}{l_1 - l_2} \left(\frac{1}{\mu_1^2} - \frac{1}{\mu_2^2} \right) \quad (5.1)$$

otrzymanego z przekształcenia wzoru (2.12) przy rozpatrywaniu dwóch szczelin pierścieniowych spełniających następujące warunki:

- szerokości szczelin są sobie równe, $s_1 = s_2$
- średnice wirników są sobie równe, $d_{w1} = d_{w2}$
- długości szczelin są różne, $l_1 \neq l_2$
- liczba Reynoldsa jest równa, $Re_1 = Re_2$
- współczynniki przepływu są różne, $u_1 \neq u_2$
- współczynniki oporów miejscowych są równe, $\zeta'_1 = \zeta'_2$

jak również prędkość kątowna, chropowatość powierzchni współpracujących jest taka sama.

Współczynnik oporów miejscowych ζ dla szczeliny pierścieniowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym określono dla $Re = \text{const.}$ odejmując od sumarycznego współczynnika strat, straty wynikające z liniowego oporu hydraulicznego

$$\zeta = \frac{1}{\mu^2} - \lambda \frac{1}{2s} \quad (5.2)$$

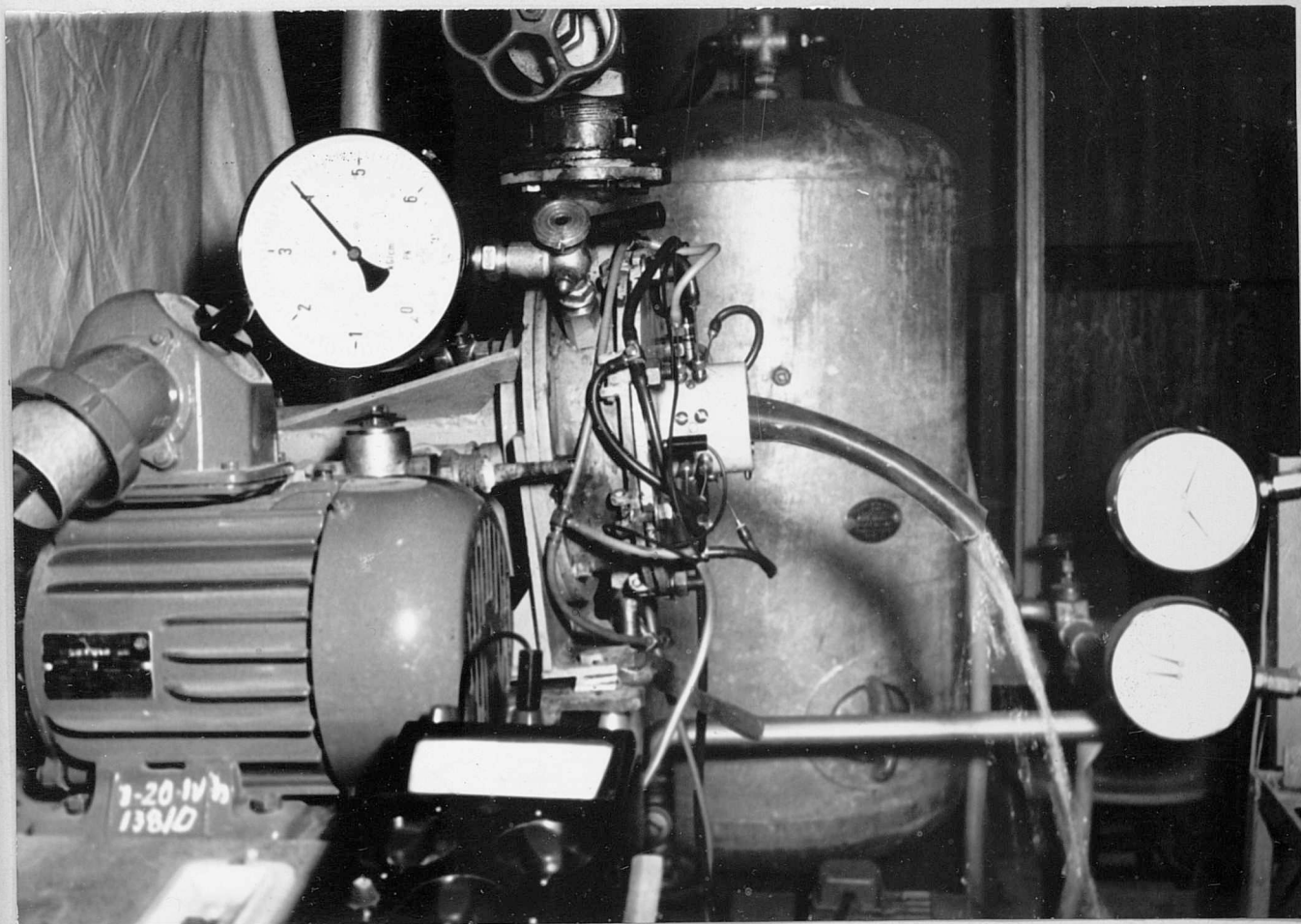
Obliczenia przeprowadzono na EMC ODRA 1204 w Centrum Obliczeniowym Politechniki Wrocławskiej.

5.4. Sprawdzenie prawidłowości pracy uszczelnienia czołowego w badanych szczelnieniach z pierścieniem samonastawnym

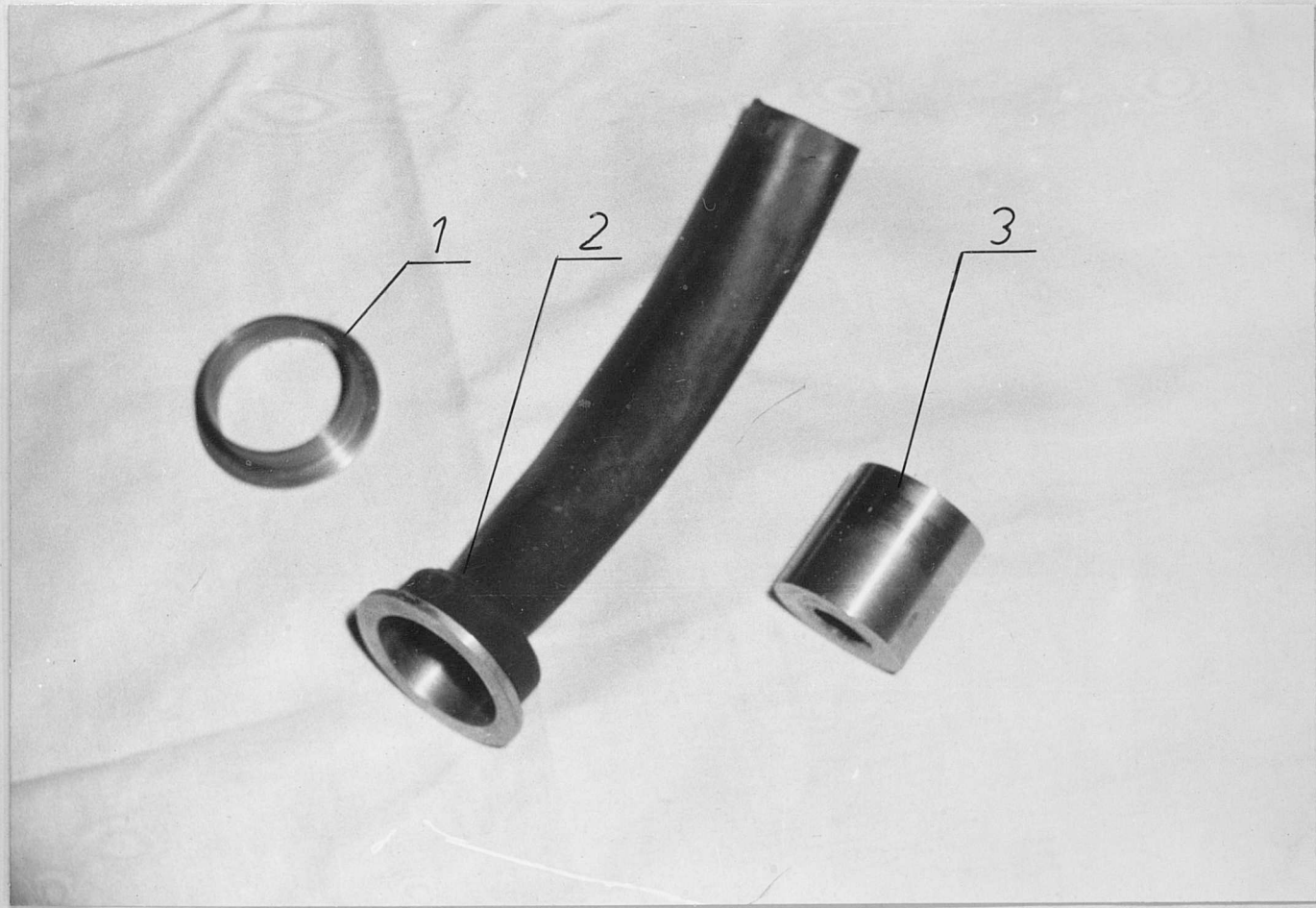
Jak podano w punkcie 2.1 natężenie przepływu przez szczelinę w prawidłowo zaprojektowanym uszczelnieniu czołowym uszczelnienia samonastawnego jest pomijalnie mała w stosunku do natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia osiowego [24, 51, 95, 113]. Celem sprawdzenia prawidłowości pracy uszczelnienia czołowego w badanych uszczelnieniach z pierścieniem samonastawnym wykonano serię pomiarów kontrolnych dla pięciu różnych uszczelnień. Pomiaru natężenia przepływu cieczy przez szczelinę uszczelnienia czołowego dokonano rozdzielając strumień cieczy wypływającej z uszczelnienia czołowego od strumienia cieczy wypływającego z uszczelnienia osiowego (rys. 5.6.). Rozdzielenia strumienia dokonano poprzez nałożenie na odpowiednio przygotowany pierścień samonastawny gumowego przewodu cienkościennego (rys. 5.7). Wypływający strumień cieczy z uszczelnienia czołowego kierowany był do menzurki z dziązką elementarną $0,1 \text{ cm}^3$. Pomiaru przecieków dokonano w zakresie spadku ciśnienia na uszczelnieniu od $0,05 \text{ MN/m}^2$ do $0,40 \text{ MN/m}^2$ ze stopniowaniem co $0,05 \text{ MN/m}^2$. Czas pomiaru dla określonego spadku ciśnienia wynosił 500s.

Wyniki pomiarów przedstawiono na wykresie natężenia przepływu cieczy przez szczelinę uszczelnienia czołowego w funkcji spadku ciśnienia na uszczelnieniu $Q_{sc} = f(\Delta p)$ (rys. 5.8).

Jak widać z pomiarów w zakresie prowadzonych badań natężenie przepływu w szczelinie uszczelnienia czołowego jest bardzo małe w stosunku do natężenia przepływu w szczelinie pierścieniowej (nie przekracza 0,05%) i jako takie zostało pominięte w dalszych rozważaniach.

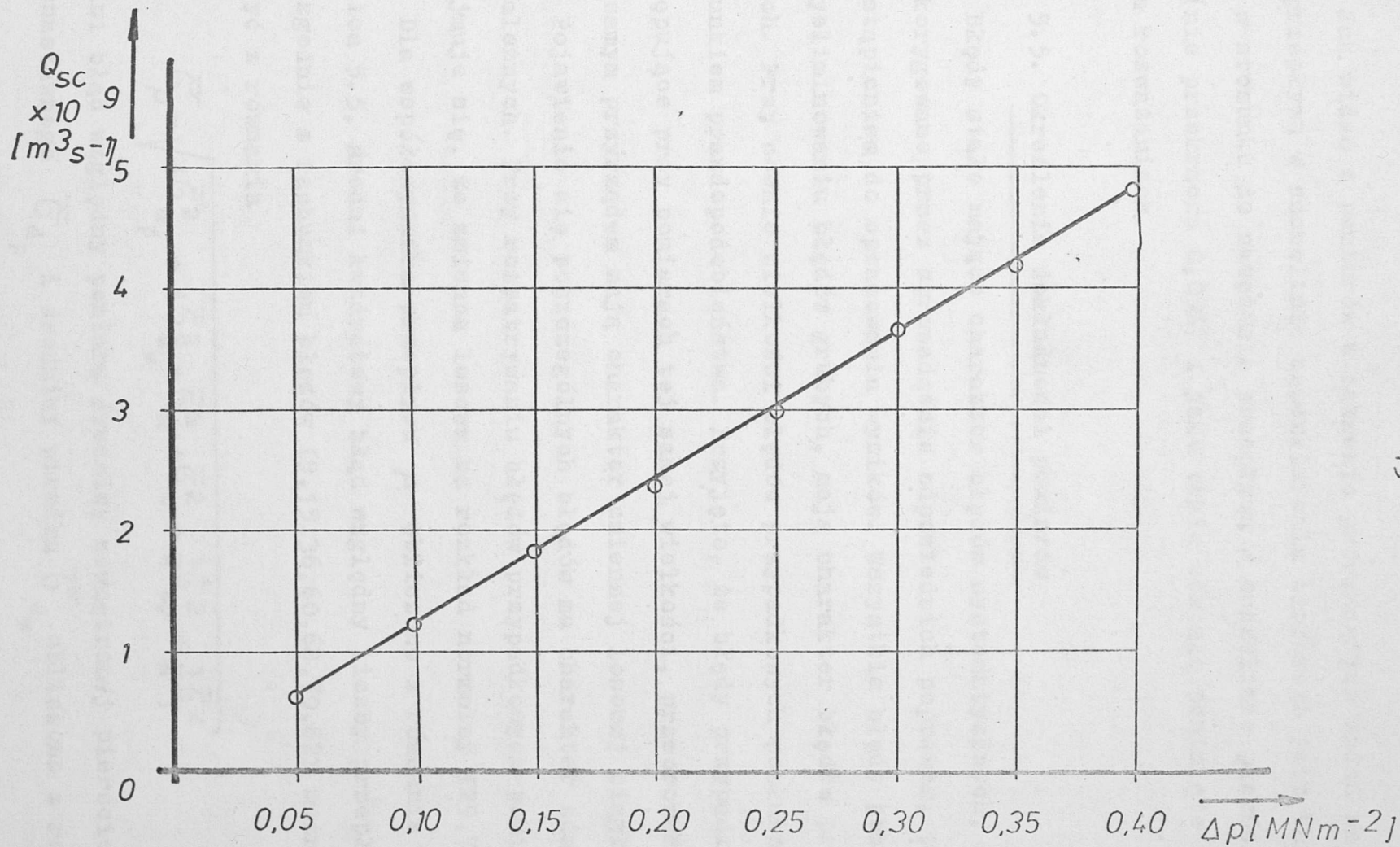


Rys. 5.6. Widok ogólny stanowiska przystosowanego do pomiaru natężenia przepływu rozdzielonych strumieni cieczy.



Rys. 5.7. Pierścienie samonastawne i wirnik.

1 - pierścień samonastawny, 2 - pierścień samonastawny z nałożonym cienkościennym przewodem gumowym, 3 - wirnik.



Rys. 5.8. Natężenie przepływu przez szczelinę uszczelnienia czołowego w funkcji spadku ciśnienia.

Jak widać z pomiarów w zakresie prowadzonych badań natężenie przepływu w szczelinie uszczelnienia czołowego jest bardzo małe w stosunku do natężenia przepływu w szczelinie pierścieniowej (nie przekracza 0,05%) i jako takie zostało pominięte w dalszych rozważaniach.

5.5. Określenie dokładności pomiarów

Błędy stałe mające charakter błędów systematycznych, zostały skorygowane przez wprowadzenie odpowiednich poprawek, przed przystąpieniem do opracowania wyników. Wszystkie błędy pozostałe, po wyeliminowaniu błędów grubych, mają charakter błędów przypadkowych. Przy ocenie wielkości błędów przypadkowych posłużono się rachunkiem prawdopodobieństwa. Przyjęto, że błędy przypadkowe występujące przy pomiarach tej samej wielkości, przeprowadzanych tym samym przyrządem mają charakter zmiennej losowej ciągłej.

Pojawienie się poszczególnych błędów ma charakter zdarzeń niezależnych. Przy rozpatrywaniu błędów przypadkowych pomiarów przyjmuje się, że zmienna losowa ma rozkład normalny [29,70,111].

Dla współczynnika przepływu μ obliczono z równania 9a tablica 5.5, średni kwadratowy błąd względny liczby przepływu $\bar{\sigma}_\mu$ zgodnie z rachunkiem błędów [9,15,36,60,68,70,82] można wyznaczyć z równania

$$\bar{\sigma}_\mu = \sqrt{4\bar{\sigma}_{d_p}^2 + 4\bar{\sigma}_{d_w}^2 + \bar{\sigma}_m^2 + \bar{\sigma}_t^2 + \frac{1}{4}\bar{\sigma}_{\Delta p}^2 + \frac{1}{4}\bar{\sigma}_s^2} \quad (5.3)$$

Średni błąd względny pomiaru średnicy wewnętrznej pierścienia samonastawnego $\bar{\sigma}_{d_p}$ i średnicy wirnika $\bar{\sigma}_{d_w}$ obliczono z równania

$$\overline{G}_{d_w} = \sqrt{\frac{4 \sum_{i=1}^{i=n} (d_{w \text{ \u015b}r.} - d_{wi})^2}{n(n-1) d_{w \text{ \u015b}r.}^2} + \left(\frac{G_{d_w}}{d_{w \text{ \u015b}r.}}\right)^2} \quad (5.4)$$

$$\overline{G}_{d_p} = \sqrt{\frac{4 \sum_{i=1}^{i=n} (d_{p \text{ \u015b}r.} - d_{pi})^2}{n(n-1) d_{p \text{ \u015b}r.}^2} + \left(\frac{G_{d_p}}{d_{p \text{ \u015b}r.}}\right)^2} \quad (5.5)$$

gdzie: $d_{w \text{ \u015b}r.} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} d_{wi}}{n}$ - $d_{p \text{ \u015b}r.} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} d_{pi}}{n}$ - \u015brednia arytmetyczna warto\u015b\u0107 \u015brednicy z n pomiar\u00f3w.

$d_{pi} - d_{wi}$ - wynik pomiaru \u015brednicy w i-tym pomiarze

G_{d_w}, G_{d_p} - bezwzgl\u0119dny b\u0142\u0105d przyrz\u0105du pomiarowego.

\u015bredni b\u0142\u0105d wzgl\u0119dny pomiaru spadku ci\u015bnienia $\overline{G}_{\Delta p}$ uzale\u017cniony jest od niedok\u0142adno\u015bci stosowanych manometr\u00f3w z [58] wyznaczono b\u0142\u0105d wed\u0142ug r\u00f3wnania

$$\overline{G}_{\Delta p} = \frac{1}{2} \frac{\Delta s_{\Delta p}}{p} \quad (5.6)$$

gdzie $\Delta s_{\Delta p}$ odpowiada klasie niedok\u0142adno\u015bci manometru.

\u015bredni b\u0142\u0105d wzgl\u0119dny g\u0119sto\u015bci cieczy \overline{G}_{ρ} okre\u015blimy z r\u00f3wnania [15]

$$\overline{G}_{\rho} = \sqrt{G_{\rho}^2 + G_{\rho T}^2 + G_{\rho p}^2 + G_{\rho k}^2} \quad (5.7)$$

gdzie: G_{ρ} - niedok\u0142adno\u015b\u0107 tablic

$G_{\rho T}$ - niedok\u0142adno\u015b\u0107 pomiaru temperatury cieczy

σ_{pp} - niedokładność pomiaru ciśnienia cieczy

σ_{pk} - niedokładność współczynnika ściśliwości

Średni błąd względny pomiaru masy cieczy $\bar{\sigma}_m$ zgromadzonej w zbiorniku pomiarowym w czasie trwania pomiaru określono z równania

$$\bar{\sigma}_m = \frac{\sigma_m}{m} \quad (5.8)$$

gdzie σ_m - średni błąd bezwzględny użytej do pomiaru masy cieczy (m) wagi, wynikający z jej klasy niedokładności.

Średni błąd względny pomiaru objętości cieczy $\bar{\sigma}_v$ przepływającej przez szczelinę uszczelnienia w czasie trwania pomiaru określono z równania

$$\bar{\sigma}_v = \frac{\sigma_v}{v} \quad (5.9)$$

gdzie σ_v - średni błąd bezwzględny użytej do pomiaru objętości cieczy (v) wodomierza, wynikający z jego klasy niedokładności.

Dokonywanie pomiarów metodą objętościową i wagową pozwoliło uzyskać pomiar z błędem mniejszym od 0,5%.

Średni błąd względny pomiaru czas $\bar{\sigma}_t$ prowadzonego eksperymentu określono z równania

$$\bar{\sigma}_t = \frac{\sigma_t}{t} \quad (5.10)$$

gdzie: σ_t - średni błąd bezwzględny użytego do pomiaru sekundomierza, wynikający z jego klasy niedokładności.

Dla najbardziej niekorzystnych warunków przeprowadzono obliczenia średnich błędów względnych poszczególnych składników równania (5.3): $\bar{\sigma}_{d_p} = \pm 0,5\%$, $\bar{\sigma}_{d_w} = 0,5\%$, $\bar{\sigma}_{\Delta p} = 1\%$, $\bar{\sigma}_\rho = 1\%$, $\bar{\sigma}_t = 0,2\%$
 $\bar{\sigma}_m = 0,5\%$.

Po podstawieniu i obliczeniu otrzymano średni kwadratowy błąd względny pomiaru współczynnika przepływu $\overline{\sigma}_\mu = \pm 1,67\%$.

Względny błąd graniczny pomiaru współczynnika przepływu \overline{s}_μ obliczono jako potrójną wartość błędu

$$\overline{s}_\mu = 3\overline{\sigma}_\mu = \pm 5,01\%$$

Przy określaniu współczynnika przepływu μ wystąpienie takiego granicznego błędu \overline{s}_μ przy rozkładzie Gaussa wynosi 0,27%.

6. OPRACOWANIE WYNIKÓW

Otrzymane wyniki z badań doświadczalnych umożliwiają określenie:

- wpływu prędkości kątowej wirnika na natężenie przepływu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym,
- wpływu szerokości szczeliny na natężenie przepływu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym,
- wpływu długości na natężenie przepływu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym,
- wpływu chropowatości współpracujących powierzchni cylindrycznych na natężenie przepływu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym,
- wpływu lepkości cieczy uszczelnianej na natężenie przepływu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym,
- zależności współczynnika przepływu od liczby Reynoldsa dla szczeliny pierścieniowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym,
- zależności liniowego współczynnika oporu hydraulicznego od liczby Reynoldsa dla szczeliny pierścieniowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym,
- zależności współczynnika oporów miejscowych od liczby Reynoldsa dla ostrobrzętej szczeliny pierścieniowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym,
- wpływu kształtu krawędzi wlotowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym na sumaryczną wartość współczynnika oporu.

Przy interpretacji badań posłużono się umownym oznaczeniem współpracujących pierścieni samonastawnych i wirników, których skojarzenie daje określoną badaną szczelinę. W oznaczeniu skojarzenia na pierwszym miejscu figuruje numer pierścienia wg tablicy 5.1, natomiast na drugim miejscu numer wirnika wg tablicy 5.3. I tak np. skojarzenie 1-1.6 oznacza, iż współpracują ze sobą pierścien 1 z wirnikiem 1.6.

6.1. Wpływ prędkości kątowej wirnika na natężenie przepływu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym

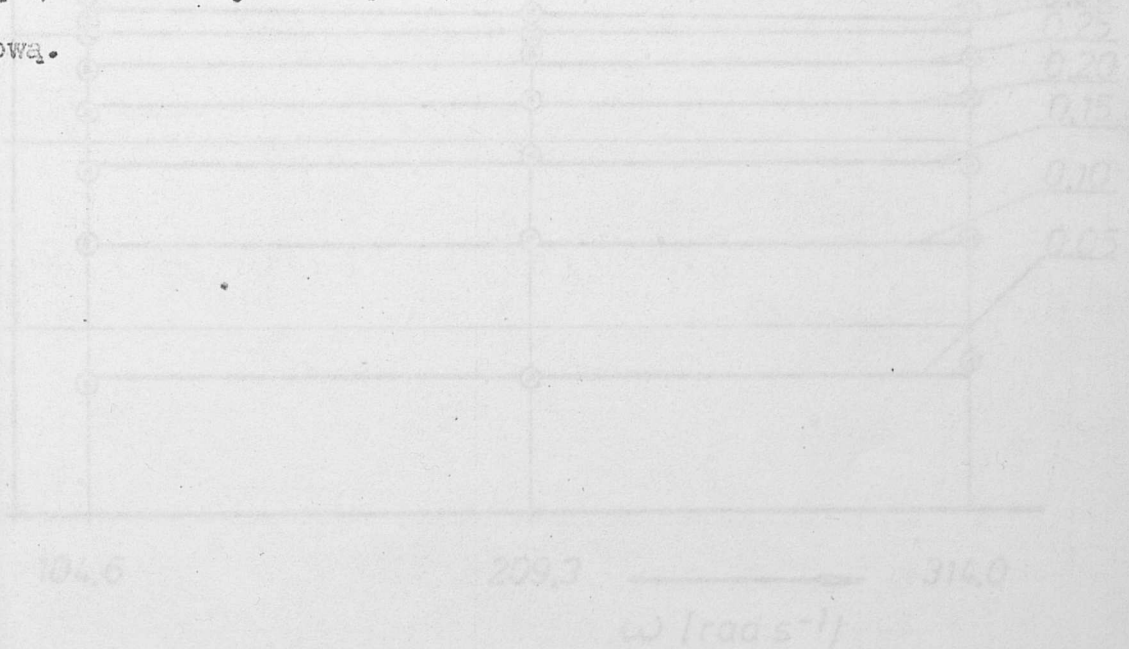
Określenie wpływu prędkości kątowej wirnika na natężenie przepływu cieczy przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym przeprowadzono dla 9 skojarzeń, przedstawionych w tablicy 6.1. Zakres prędkości kątowej przyjęty był na podstawie przeprowadzonej analizy najczęściej stosowanych prędkości kątowych wałów maszyn przepływowych. Na tej podstawie badania przeprowadzono w zakresie zmian prędkości kątowych od 104,6 do 314 rad/s.

TABLICA 6.1. Parametry konstrukcyjne badanych uszczelnień

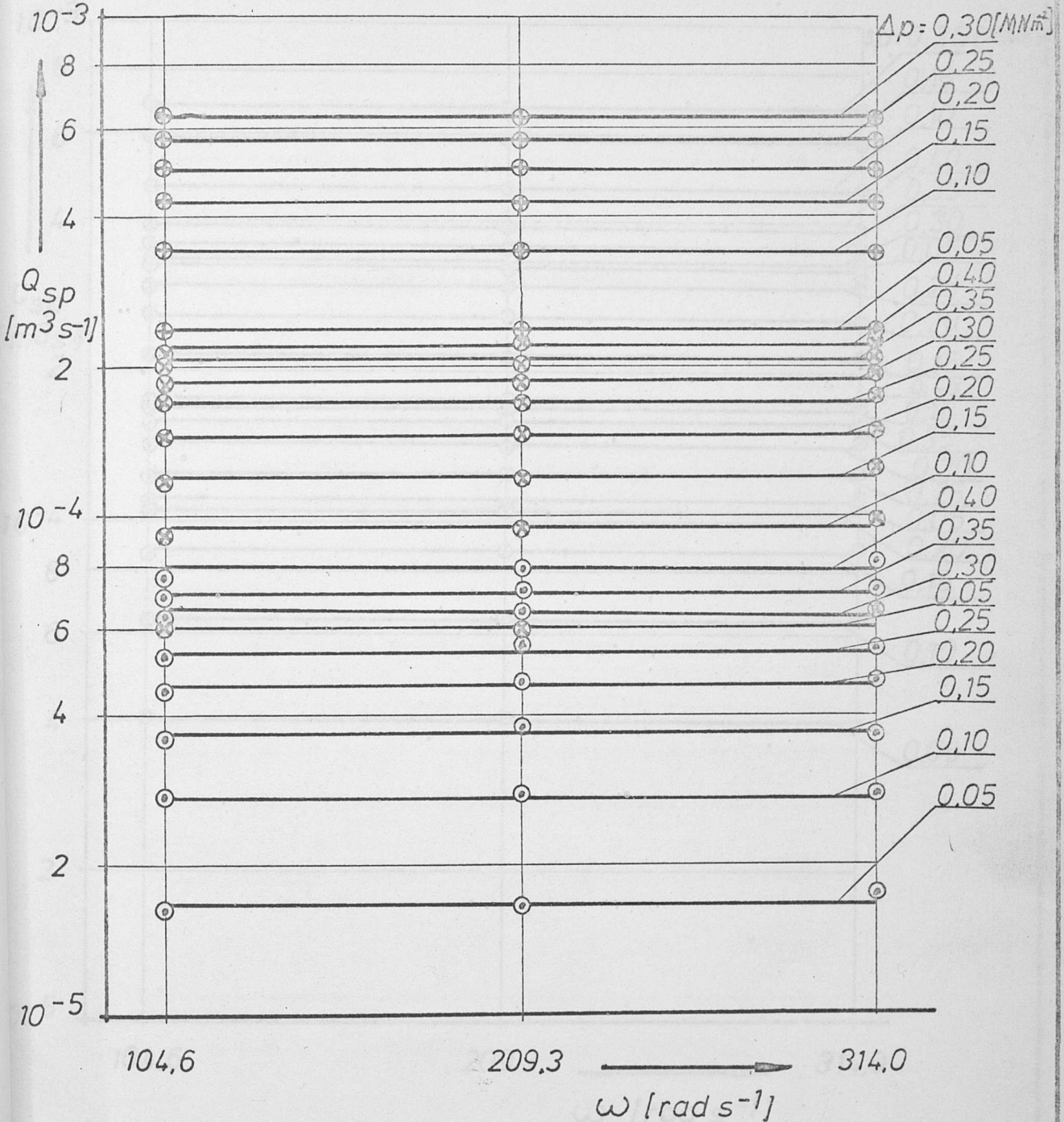
Lp.	Nr skojarzenia	Długość szczeliny [l]	Szerokość szczeliny [s]
1.	1 - 1.6	0,10 d_w	0,001 d_w
2.	2 - 1.6		0,002 d_w
3.	3 - 1.6		0,004 d_w
4.	4 - 1.6	0,15 d_w	0,0015 d_w
5.	5 - 1.6		0,003 d_w
6.	6 - 1.6		0,006 d_w
7.	7 - 1.6	0,20 d_w	0,001 d_w
8.	8 - 1.6		0,002 d_w
9.	9 - 1.6		0,004 d_w

Spadek ciśnienia na uszczelnieniu wynosi od 0,05 do 0,40 MN/m² stopniowany co 0,05 MN/m², przy czym dla uszczelnienia o szerokości szczeliny $s = 0,004 d_w$ i $0,006 d_w$ spadek ciśnienia ograniczony był wydajnością pompy. Badania przeprowadzono w zakresie liczb Taylora $Ta = 14,94 \div 588,95$, obwodowych liczb Reynoldsa $Re_u = 334,44 \div 5376,36$, liczb Reynoldsa $Re = 148,43 \div 9910,61$. Otrzymane wyniki zestawiono na wykresach przedstawiających natężenie przepływu cieczy przez szczelinę pierścieniową w funkcji prędkości kątowej ($Q_{sp} = f(\omega)$) dla zmiennych szerokości szczeliny s , zmiennych spadków ciśnienia na uszczelnieniu Δp i różnych długości szczeliny l : $l = 0,10 d_w$ - rys. 6.1, $l = 0,15 d_w$ - rys. 6.2, $l = 0,20 d_w$ - rys. 6.3.

W zbadanym zakresie prędkości kątowej wewnętrznej powierzchni cylindrycznej uszczelnienia (wirnika) nie zauważono wyraźnego jej wpływu na natężenie przepływu cieczy przez szczelinę pierścieniową.

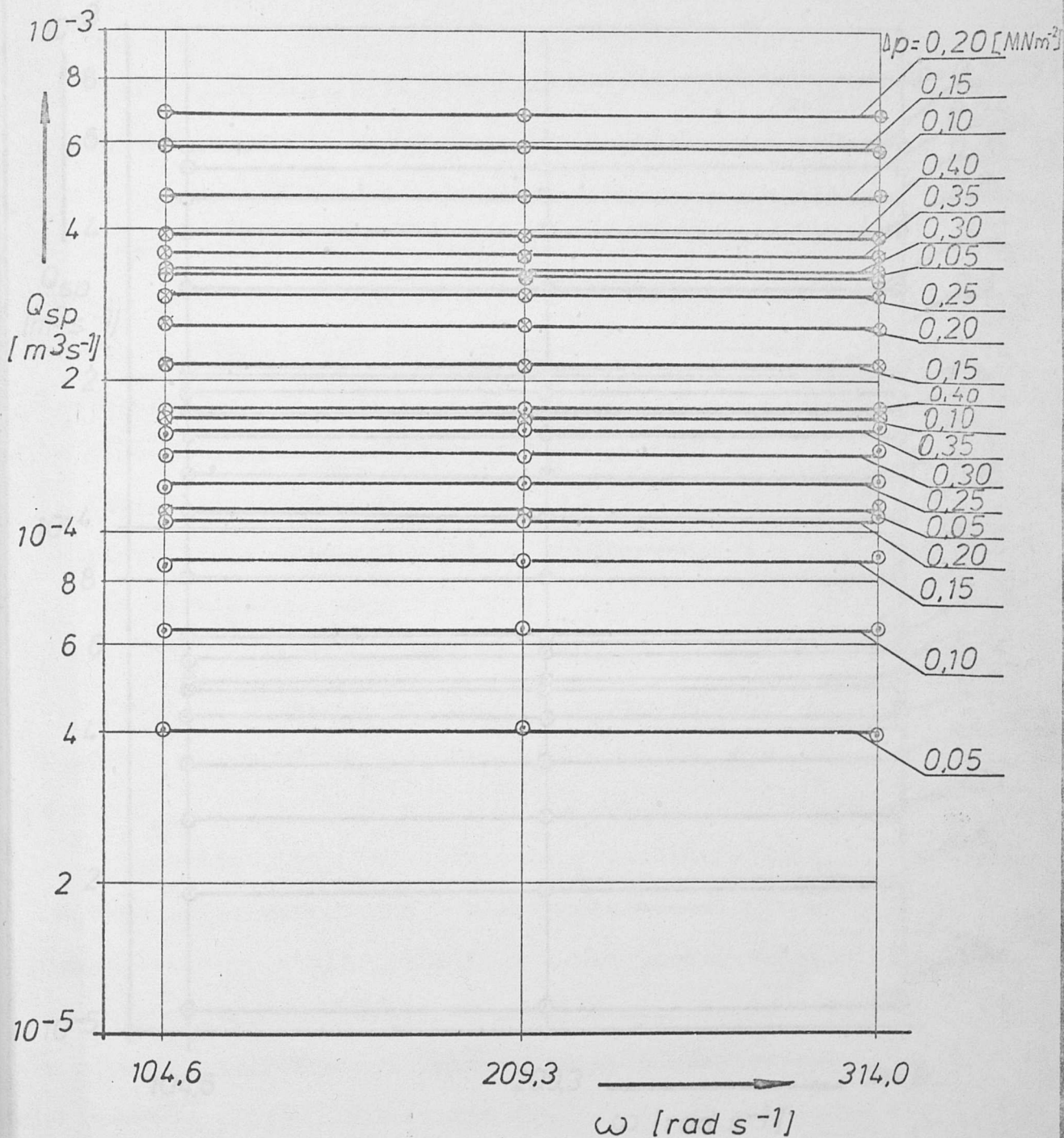


Rys. 6.1. Zależność natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową Q_{sp} od prędkości kątowej wirnika przy stałej długości szczeliny $l = 0,10 d_w$ i stałej szerokości szczeliny s .
 $s = s_1 = 0,001 d_w$
 $s = s_2 = 0,002 d_w$
 $s = s_3 = 0,004 d_w$



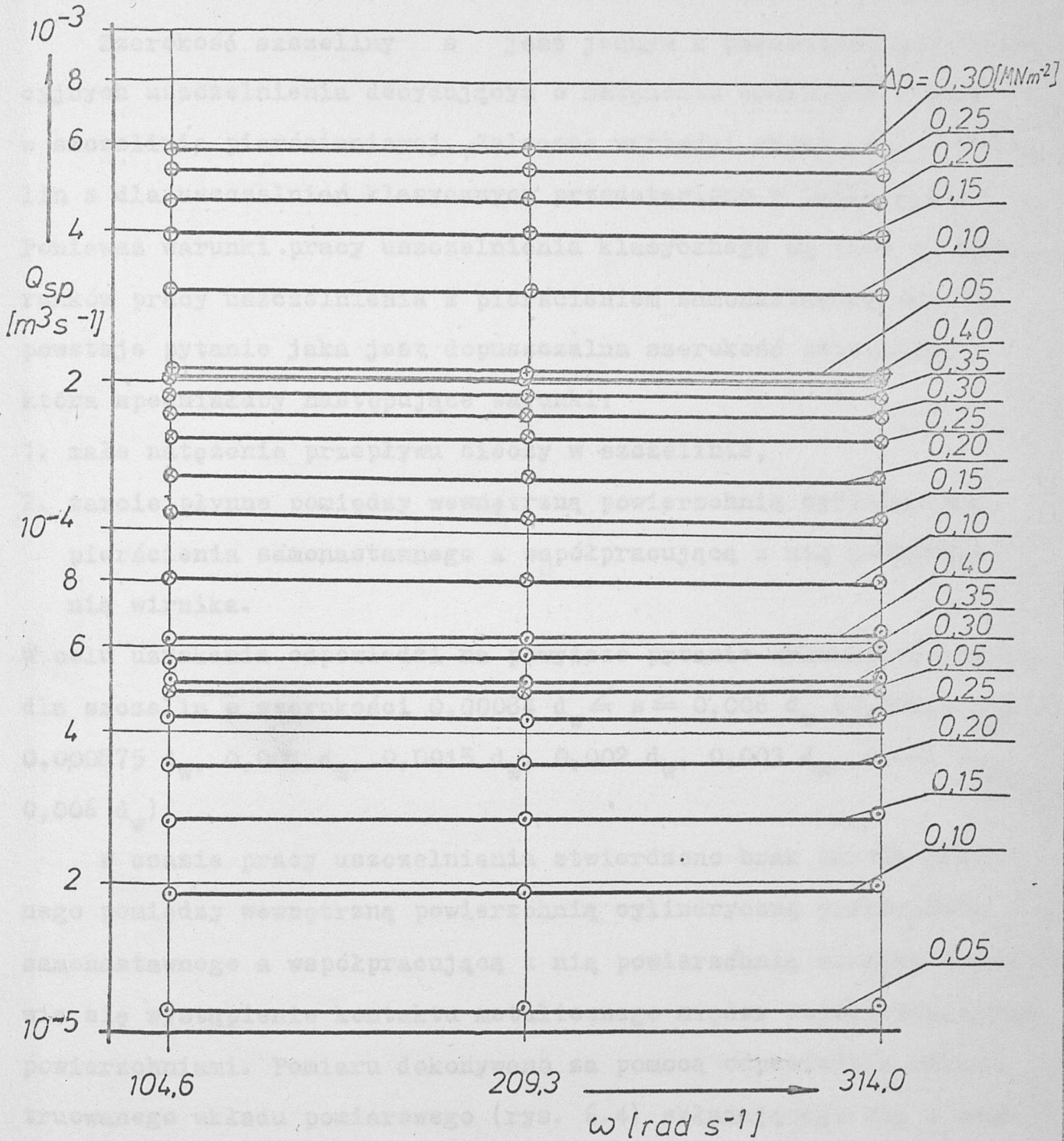
Rys. 6.1. Zależność natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową Q_{sp} od prędkości kątowej wirnika przy stałej długości szczeliny $l = 0,10 d_w$ i zmiennej szerokości szczeliny s .

- \circ - $s = 0,001 d_w$
- \otimes - $s = 0,002 d_w$
- \oplus - $s = 0,004 d_w$



Rys. 6.2. Zależność natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową Q_{sp} od prędkości kątowej wirnika przy stałej długości szczeliny $l = 0,15 d_w$ i zmiennej szerokości szczeliny s .

- - $s = 0,0015 d_w$
- ⊗ - $s = 0,003 d_w$
- ⊕ - $s = 0,006 d_w$



Rys. 6.3. Zależność natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową Q_{sp} od prędkości kątowej wirnika przy stałej długości szczeliny $l = 0,20 d_w$ i zmiennej szerokości szczeliny s .

- - $s = 0,001 d_w$
- ⊗ - $s = 0,002 d_w$
- ⊕ - $s = 0,004 d_w$

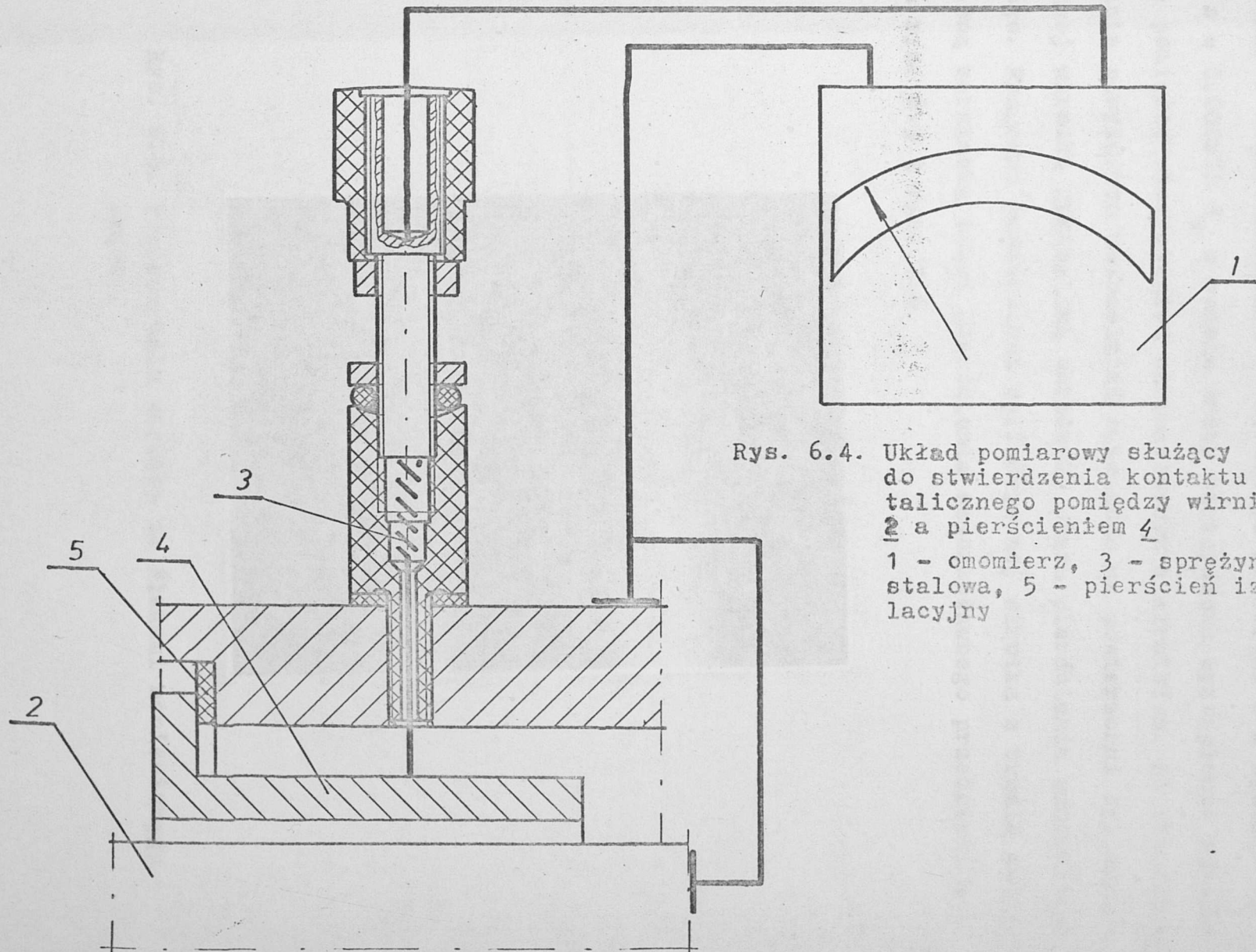
6.2. Wpływ szerokości szczeliny na natężenie przepływu cieczy przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym

Szerokość szczeliny s jest jednym z parametrów konstrukcyjnych uszczelnienia decydującym o natężeniu przepływu cieczy w szczelinie pierścieniowej. Zalecane wartości szerokości szczelin s dla uszczelnień klasycznych przedstawiono w tabelicy 2.1. Ponieważ warunki pracy uszczelnienia klasycznego są inne od warunków pracy uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym przeto powstaje pytanie jaka jest dopuszczalna szerokość szczeliny, która spełniałaby następujące warunki:

1. małe natężenie przepływu cieczy w szczelinie,
2. tarcie płynne pomiędzy wewnętrzną powierzchnią cylindryczną pierścienia samonastawnego a współpracującą z nią powierzchnią wirnika.

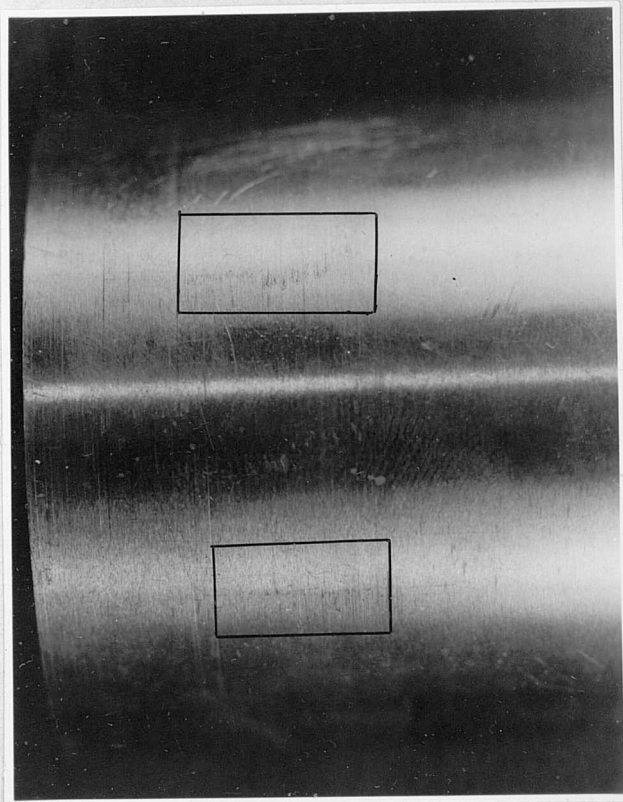
W celu uzyskania odpowiedzi na powyższe pytanie wykonano pomiary dla szczelin o szerokości $0,00084 d_w \leq s \leq 0,006 d_w$ ($0,00084 d_w$, $0,000875 d_w$, $0,001 d_w$, $0,0015 d_w$, $0,002 d_w$, $0,003 d_w$, $0,004 d_w$, $0,006 d_w$).

W czasie pracy uszczelnienia stwierdzono brak tarcia płynnego pomiędzy wewnętrzną powierzchnią cylindryczną pierścienia samonastawnego a współpracującą z nią powierzchnią wirnika objawia się wystąpienie kontaktu metalicznego między współpracującymi powierzchniami. Pomiaru dokonywano za pomocą odpowiednio skonstruowanego układu pomiarowego (rys. 6.4) składającego się z omierza (1), podłączonego jednym przewodem przez obudowę stanowiska z wirnikiem (2) a drugim przewodem ze sprężynką stalową (3) umieszczoną w izolacyjnej obudowie z pierścieniem samonastawnym (4). Pierścień samonastawny oddzielony był od obudowy

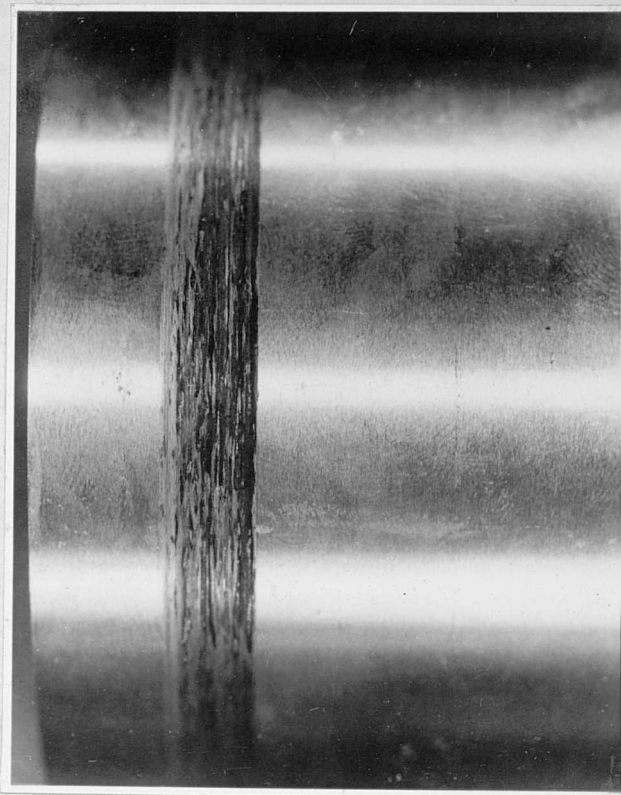


Rys. 6.4. Układ pomiarowy służący do stwierdzenia kontaktu metalicznego pomiędzy wirnikiem 2 a pierścieniem 4
 1 - omomierz, 3 - sprężynka stalowa, 5 - pierścień izolacyjny

pierścieniem izolacyjnym (5). Wystąpienie kontaktu metalicznego pierścienia samonastawnego z wirnikiem stwierdzono przez pomiar oporu. W uszczelnieniach o szerokości szczeliny $s = 0,00084 d_w$ i $s = 0,000875 d_w$ w czasie pracy stwierdzono wystąpienie kontaktu pomiędzy pierścieniem samonastawnym a wirnikiem. Po zdemonstrowaniu powyższych uszczelnień zauważono na powierzchni cylindrycznej wirnika naniesioną warstewkę brązu pierścienia samonastawnego. Fragment powierzchni cylindrycznej wirnika z trwale naniesioną warstewką brązu pierścienia samonastawnego przedstawiono na rys. 6.5 i rys. 6.6.



Rys. 6.5. Powierzchnia wirnika ze śladami naniesionego brązu .



Rys. 6.6. Powierzchnia wirnika z naniesioną warstewką brązu.

Wyniki badań otrzymane dla tych uszczelnień w dalszych opracowaniach zostały pominięte. W uszczelnieniach o szerokościach szczelin $s = 0,001 d_w$ i większych nie zauważono wystąpienia kontaktu metalicznego.

Uzyskane z pomiarów wyniki zestawiono na wykresach przedstawiających natężenie przepływu cieczy w szczelinie pierścieniowej w funkcji spadku ciśnienia na uszczelnieniu $Q_{sp} = f(\Delta p)$ dla zmiennych szerokości szczelin s dla różnych długości szczelin l : $l = 0,10 d_w$ rys. 6.7, $l = 0,15 d_w$ rys. 6.8, $l = 0,20 d_w$ rys. 6.9.

Z wykresów wynika, że szerokość szczeliny istotnie wpływa na natężenie przepływu. Na przykład dla uszczelnień o parametrach: $s = 0,001 d_w$ i $s = 0,002 d_w$ przy $l = 0,10 d_w$ tj przy powiększeniu szerokości szczeliny o 100%, przy spadku ciśnienia

na uszczelnieniu $\Delta p = 0,40 \text{ MN/m}^2$ natężenia przepływu wzrosło o 300% ; przy spadku ciśnienia na uszczelnieniu $\Delta p = 0,05 \text{ MN/m}^2$ natężenie przepływu wzrosło około 400%. Znacznie lepszą ilustrację wpływu szerokości szczeliny ma wielkość natężenia przepływu uzyskamy rozpatrując wykresy natężenia przepływu w funkcji względnej szerokości szczeliny $Q_{sp} = f\left(\frac{s}{d_w}\right)$ dla różnych spadków ciśnienia na uszczelnieniu i różnych długości szczelin 1: $l = 0,10 d_w$ rys. 6.10, $l = 0,15 d_w$ rys. 6.11, $l = 0,20 d_w$ rys. 6.12.

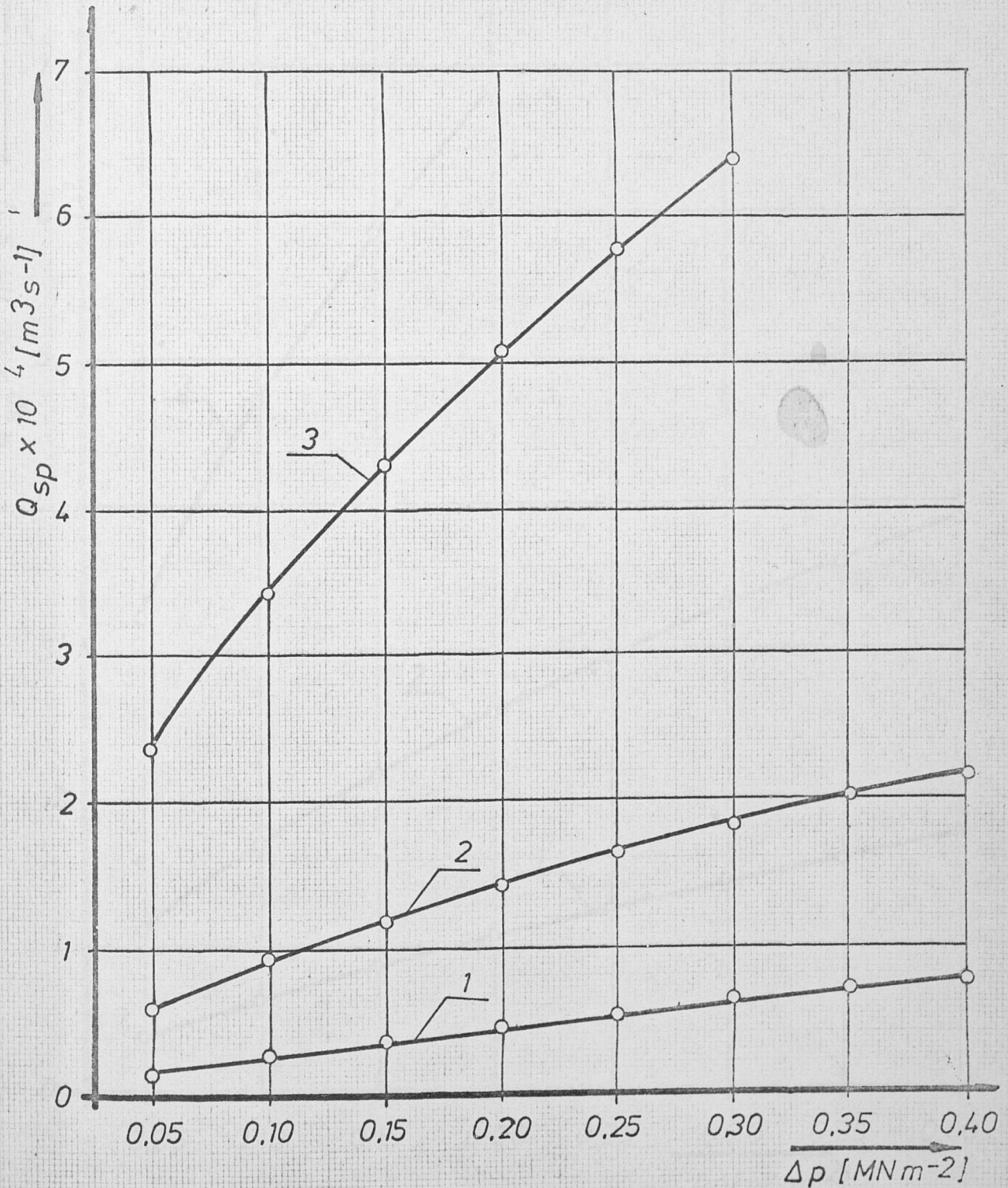
Na podstawie przeprowadzonych badań uszczelnień z pierścieniem samonastawnym można wysnuć wniosek, że dla zapewnienia małych natężeń przepływu oraz tarcia płynnego pomiędzy wewnętrzną powierzchnią cylindryczną pierścienia a współpracującą z nią powierzchnią wirnika należy przyjmować szerokość szczeliny $s = 0,001 d_w$. Zalecana szerokość szczeliny pierścieniowej dla uszczelnień z pierścieniem samonastawnym zbliżona jest do przyjmowanych luzów w łożyskach ślizgowych [23,31,37,42,54,75,81].

Rys.6.7. Zależność natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową Q_{sp} od spadku ciśnienia Δp przy stałej długości szczeliny $l = 0,10 d_w$ i zmiennej szerokości szczeliny s .

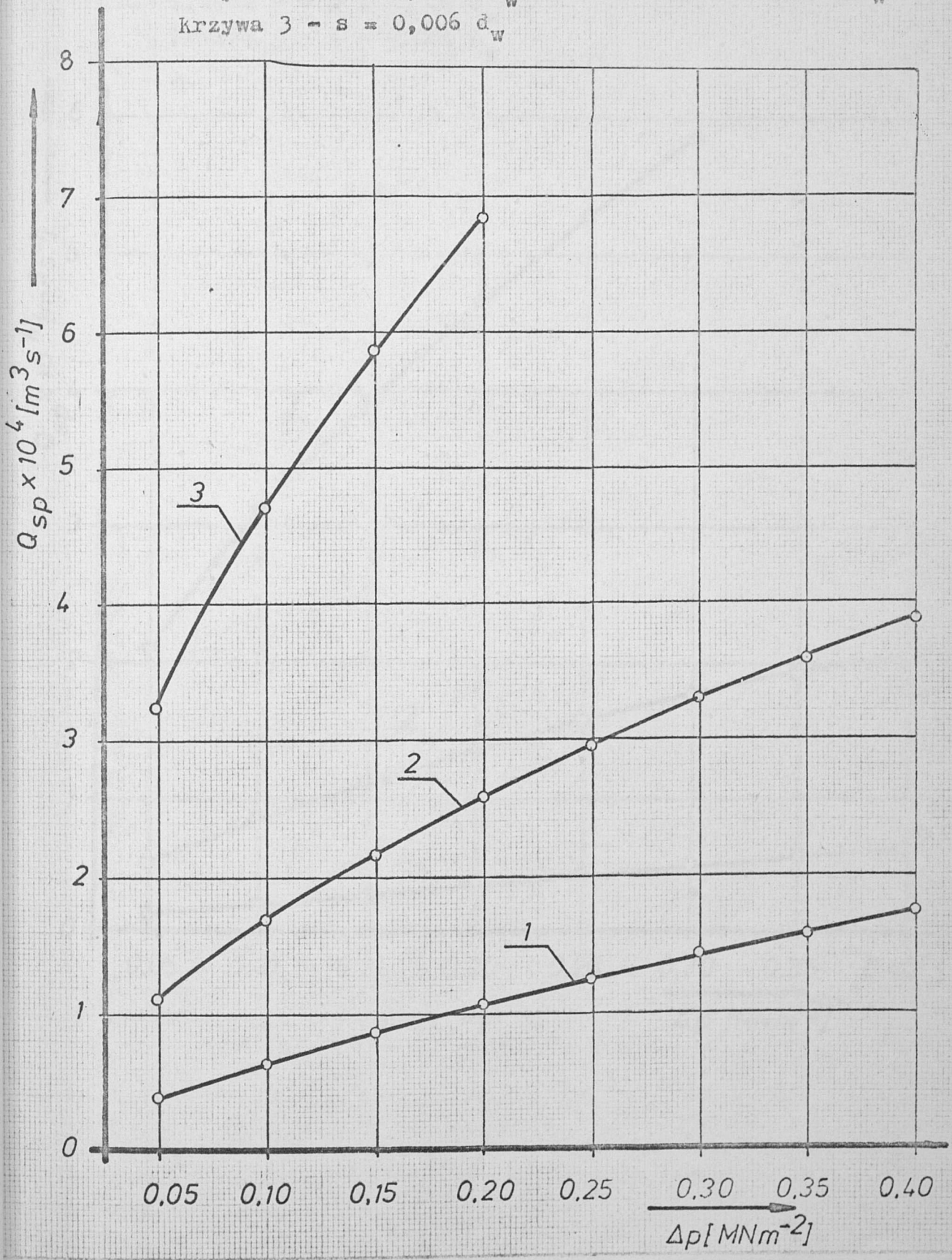
krzywa 1 - $s = 0,001 d_w$

krzywa 2 - $s = 0,002 d_w$

krzywa 3 - $s = 0,004 d_w$



Rys. 6.8. Zależność natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową Q_{sp} od spadku ciśnienia Δp przy stałej długości szczeliny $l = 0,15 d_w$ i zmiennej szerokości szczeliny s .
Krzywa 1 - $s = 0,0015 d_w$ krzywa 2 - $s = 0,003 d_w$
krzywa 3 - $s = 0,006 d_w$

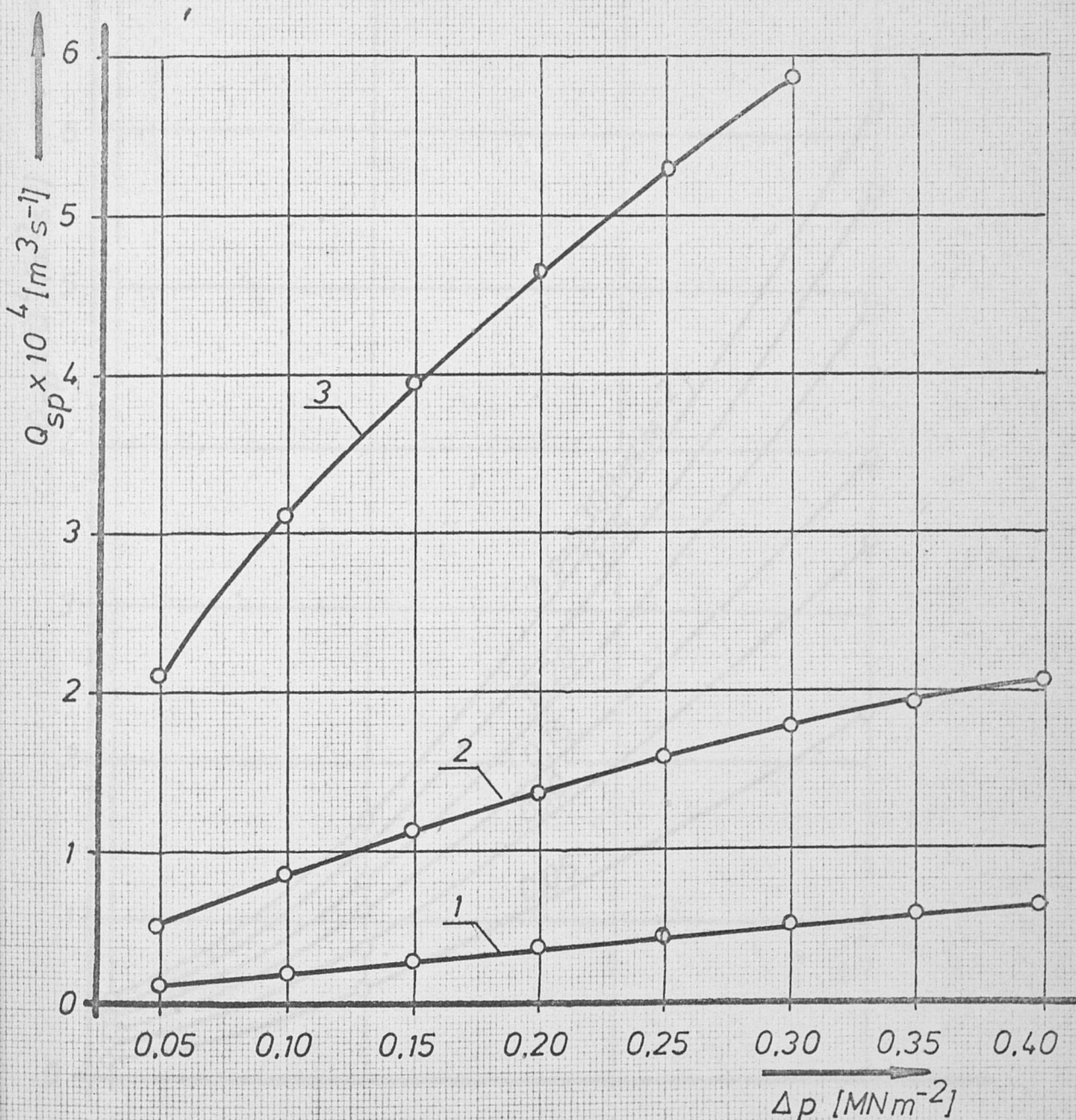


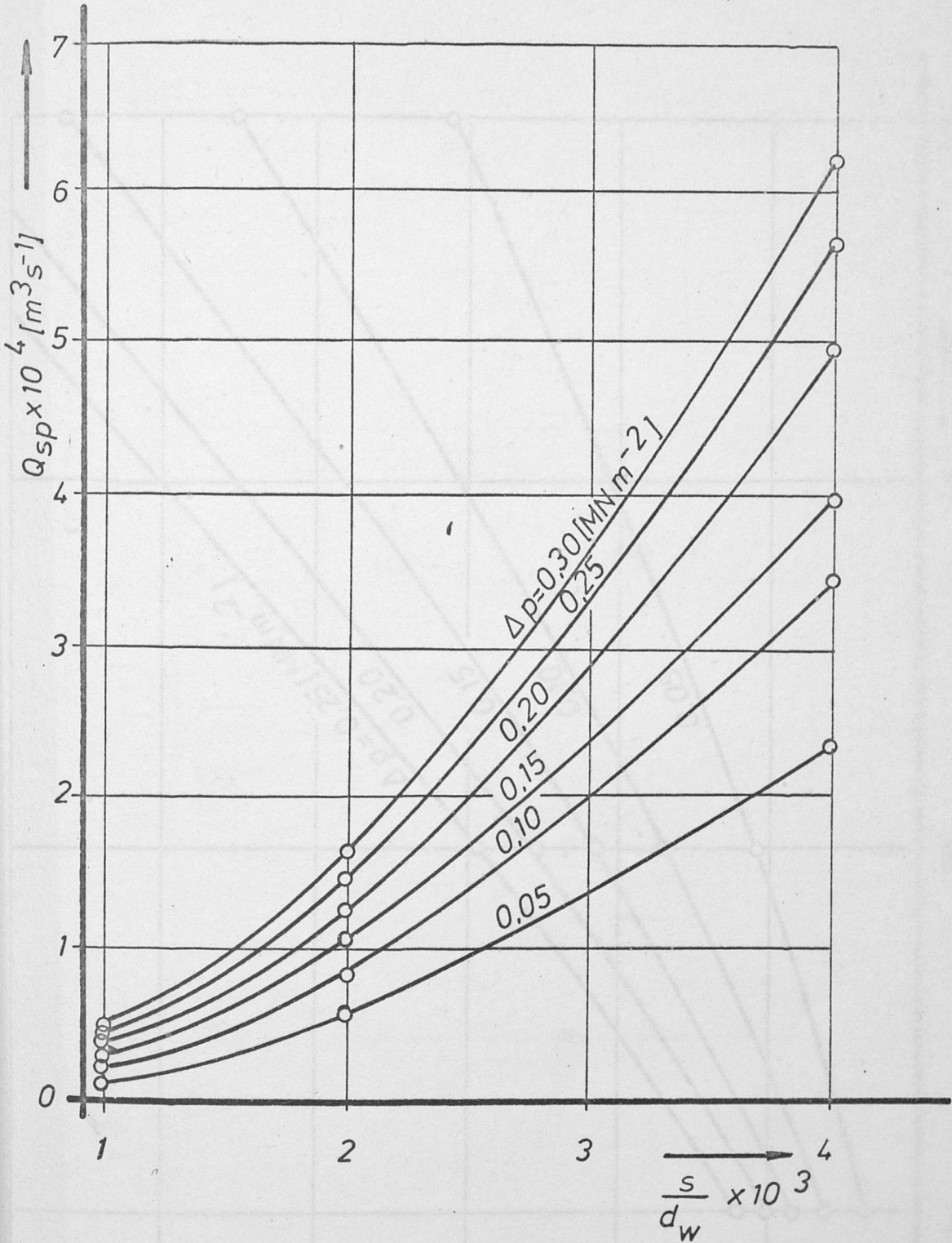
Rys. 6.9. Zależność natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową Q_{sp} od spadku ciśnienia Δp przy stałej długości szczeliny $l = 0,20 d_w$ i zmiennej szerokości szczeliny s .

Krzywa 1 - $s = 0,001 d_w$

Krzywa 2 - $s = 0,002 d_w$

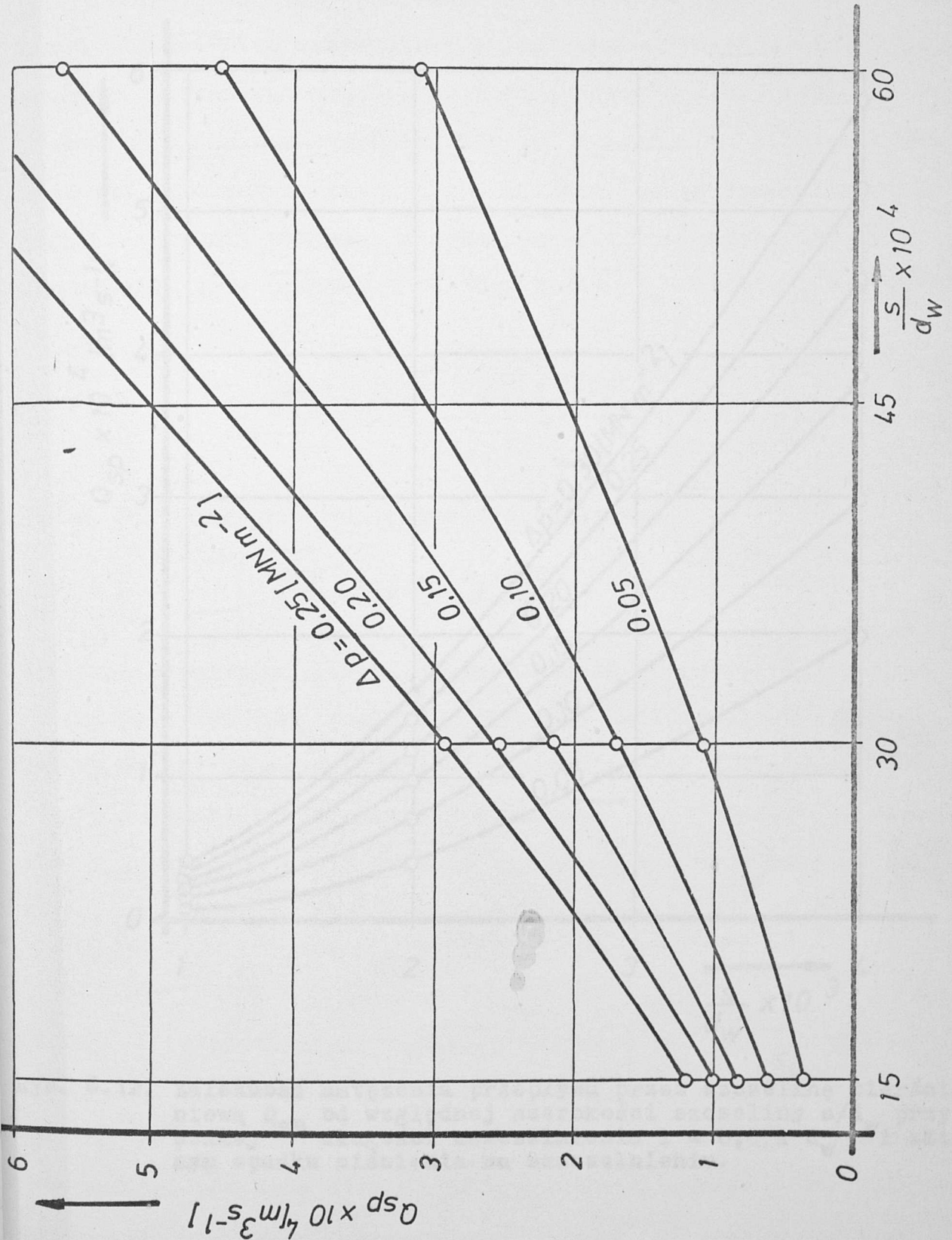
Krzywa 3 - $s = 0,004 d_w$

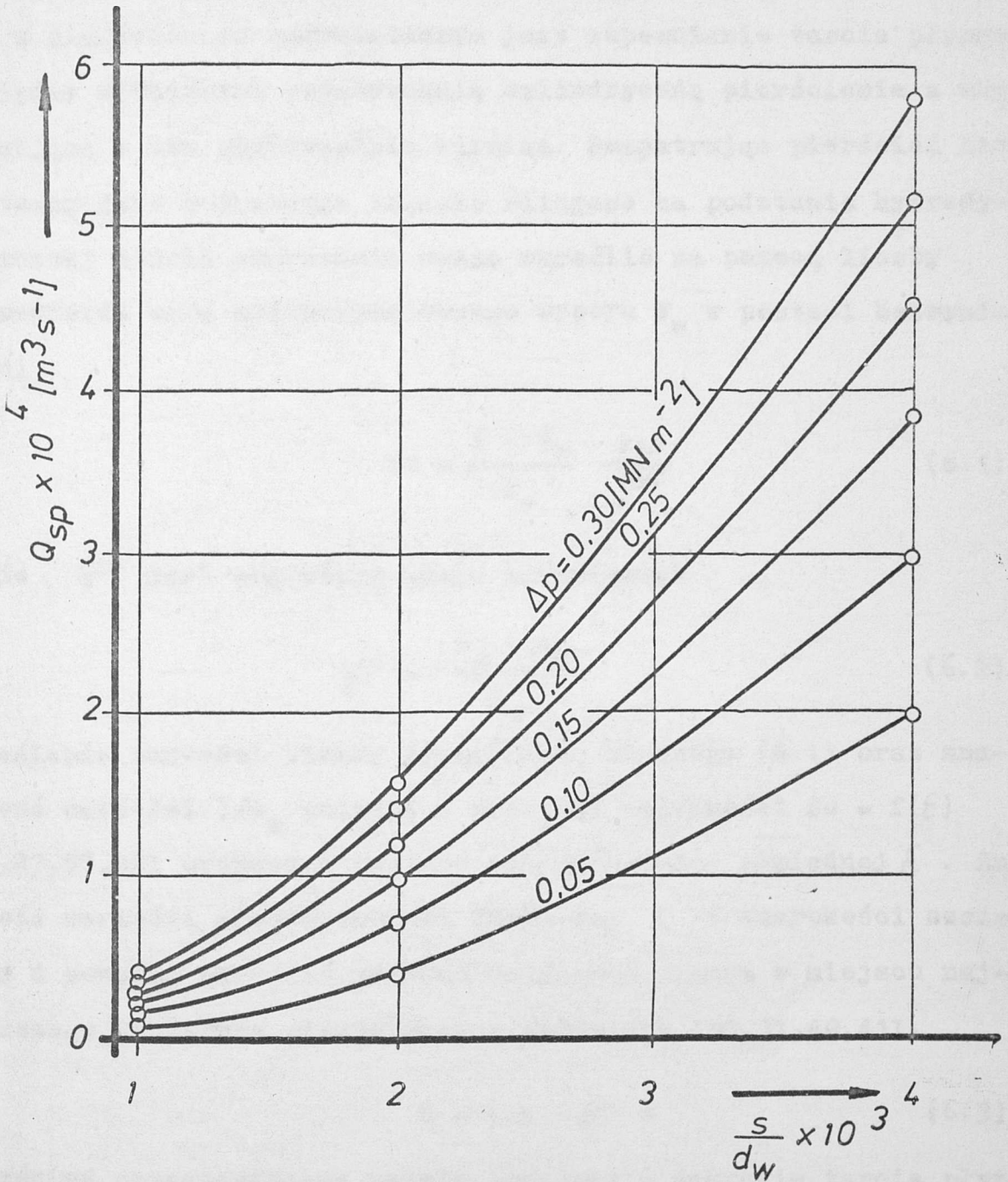




Rys. 6.10. Zależność natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową Q_{sp} od względnej szerokości szczeliny s/d_w przy stałej Q_{sp} długości uszczelnienia $l = 0,1 d_w$ i wzmienionym spadku ciśnienia na uszczelnieniu.

Rys. 6.11. Zależność natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową Q_{sp} od względnej szerokości szczeliny s/d_w przy stałej długości uszczelnienia $l = 0,15 d_w$ i zmiennym spadku ciśnienia na uszczelnieniu.





Rys. 6.12. Zależność natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową Q_{sp} od względnej szerokości szczeliny s/d_w przy stałej Q_{sp} długości uszczelnienia $l = 0,2 d_w$ i zmiennym spadku ciśnienia na uszczelnieniu.

6.3. Wpływ długości uszczelnienia na natężenie przepływu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym

Jednym z podstawowych założeń prawidłowej pracy uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym jest zapewnienie tarcia płynnego pomiędzy wewnętrzną powierzchnią cylindryczną pierścienia a współpracującą z nią powierzchnią wirnika. Rozpatrując pierścień samonastawny jako poprzeczne łożysko ślizgowe na podstawie hydrodynamicznej teorii smarowania można określić za pomocą liczby Sommerfelda siłę hydrodynamicznego wyporu F_w w postaci bezwymiarowej

$$So = \frac{l \cdot d_w}{F_w} \frac{\rho \omega}{\psi^2} \quad (6.1)$$

gdzie ψ jest względnym luzem średnicowym

$$\psi = \frac{d_p - d_w}{d_w} \quad (6.2)$$

Określenie wartości liczby Sommerfelda ze wzoru (6.1) oraz znajomość wartości l/d_w pozwala z wykresów zależności $So = f(\xi)$ [12,23,57,90] wyznaczyć wartość mimośrodowości względnej ξ . Znajomość wartości mimośrodowości względnej ξ i szerokości szczeliny s pozwala określić grubość warstewki cieczy w miejscu największego zbliżenia pierścienia z wirnikiem [30,31,40,41].

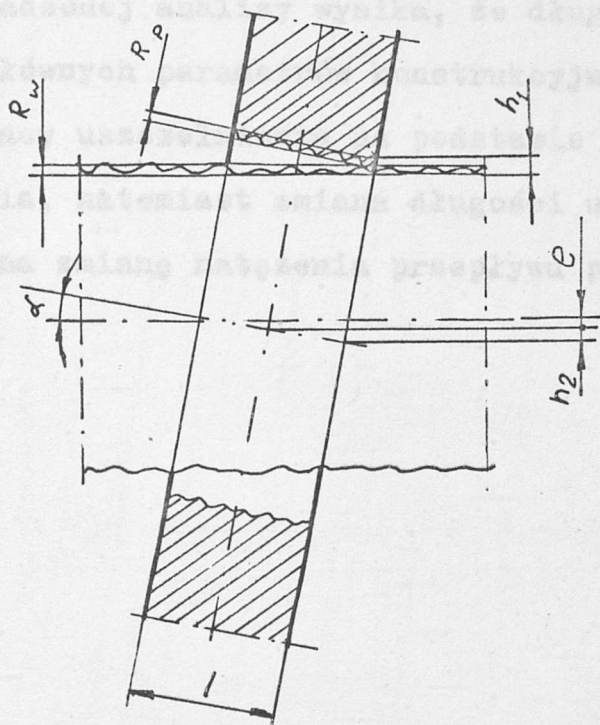
$$h = (1 - \xi) s \quad (6.3)$$

Pierścień uszczelniający będzie pracował w zakresie tarcia płynnego jeśli najmniejsza wysokość szczeliny h_0 , wynikłaa z położenia pierścienia względem wirnika, będzie większa od nierówności powierzchni pierścienia R_p i wirnika R_w (chropowatość powierzchni) h_1 oraz od ukośnego położenia pierścienia względem wirnika h_2

(rys. 6.13)

$$h > h_0 \approx h_1 + h_2 \quad (6.4)$$

jest to warunek zapewniający tarcie płynne.



Rys. 6.13. Parametry wpływające na rodzaj tarcia.

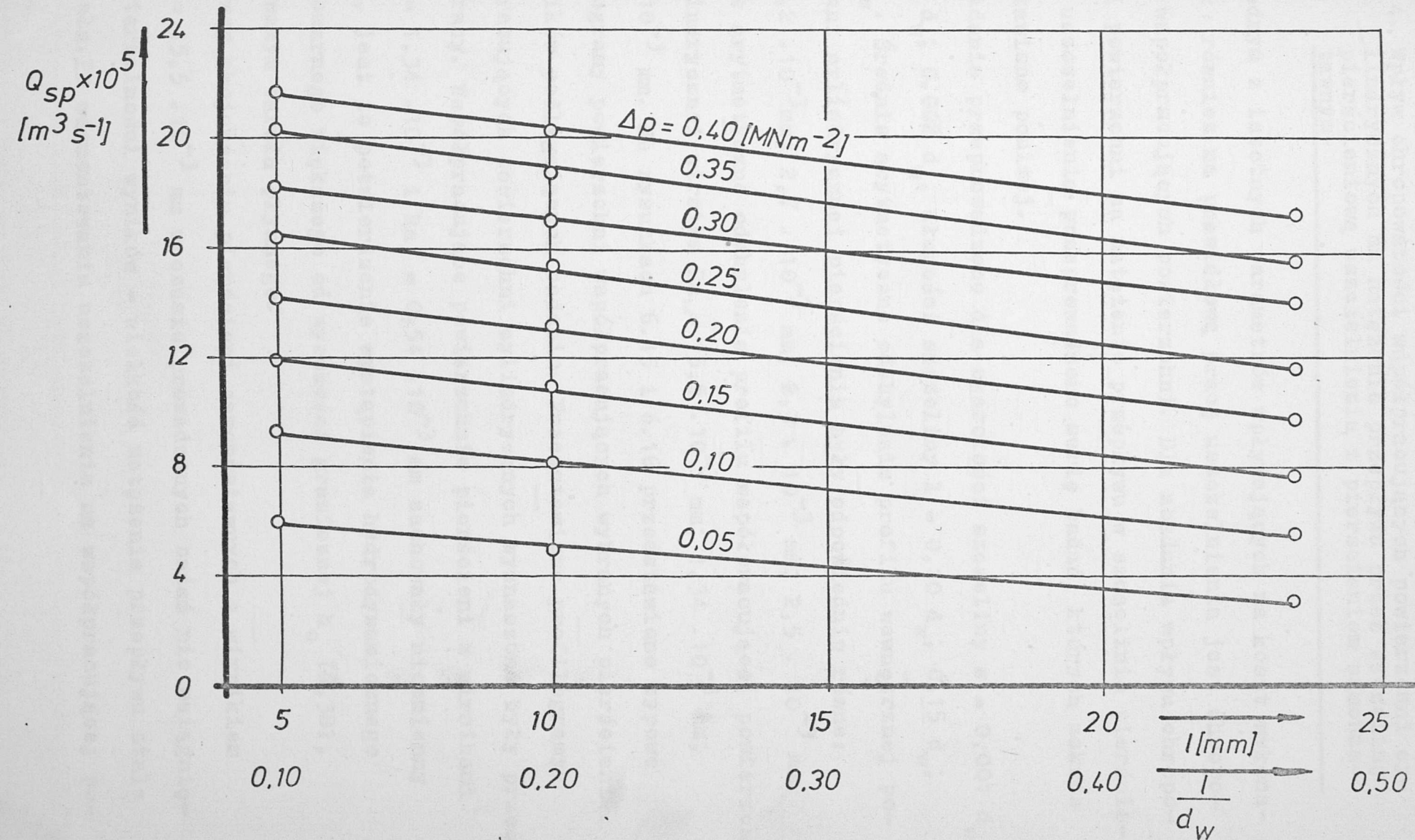
Długość pierścienia samonastawnego l jest jednym z głównych parametrów konstrukcyjnych, wpływający na położenie pierścienia względem wirnika. Dla określenia wpływu długości uszczelnienia l na natężenie przepływu Q_{sp} przeprowadzono badania uszczelnień o długościach $l = 0,10 d_w$ i $0,20 d_w$, $0,47 d_w$ przy stałej szerokości szczeliny $s = 0,002 d_w$ i stałej prędkości kątowej wirnika $\omega = 104,6 \text{ rad/s}$. Spadek ciśnienia na uszczelnieniu wynosił od $0,05$ do $0,40 \text{ MN/m}^2$, stopniowany co $0,05 \text{ MN/m}^2$.

Jak widać z rys. 6.14 dla szerokości szczeliny $s = 0,002 d_w$ powiększenie długości uszczelnienia od $0,10 d_w$ do $0,20 d_w$ (o 100%) powoduje; przy spadku ciśnienia na uszczelnieniu

$\Delta p = 0,40 \text{ MN/m}^2$ zmniejszenie natężenia przepływu Q_{sp} o około 6%, natomiast przy spadku ciśnienia $\Delta p = 0,05 \text{ MN/m}^2$ zmniejszenie natężenia przepływu o 18%. Badania prowadzone były w zakresie liczb Reynoldsa $Re = 719,2 \div 3157,1$.

Z przeprowadzonej analizy wynika, że długość uszczelnienia jest jednym z głównych parametrów konstrukcyjnych przy określaniu warunków pracy uszczelnienia na podstawie hydrodynamicznej teorii smarowania, natomiast zmiana długości uszczelnienia nieznacznie wpływa na zmianę natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową.

Rys. 6.14. Zależność natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową Q_{sp} od długości szczeliny l przy stałej szerokości szczeliny $s = 0,002 d_w$ i zmiennych spadkach ciśnienia na uszczelnieniu Δp



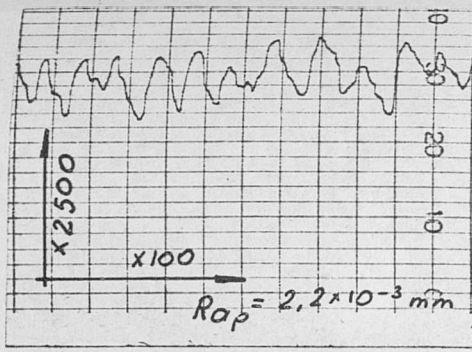
6.4. Wpływ chropowatości współpracujących powierzchni cylindrycznych na natężenie przepływu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym

Jednym z istotnych parametrów wpływających na koszt wykonania jak również na prawidłową pracę uszczelnienia jest chropowatość współpracujących powierzchni. Dla zbadania wpływu chropowatości powierzchni na natężenie przepływu w szczelinie pierścieniowej uszczelnienia przeprowadzono serię badań, których zakres przedstawiono poniżej.

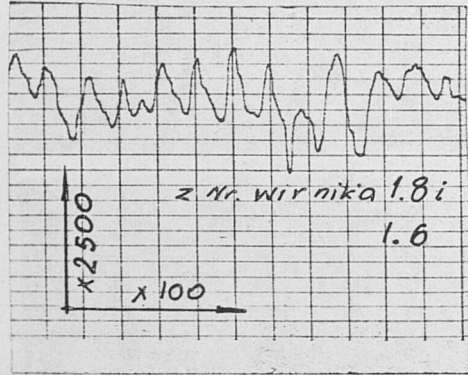
Badania przeprowadzono dla szerokości szczeliny $s = 0,001 d_w$, $0,0015 d_w$; $0,002 d_w$, długości szczeliny $l = 0,10 d_w$; $0,15 d_w$; $0,20 d_w$. Średnie arytmetyczne odchylenie profilu wewnętrznej powierzchni cylindrycznej pierścienia były odpowiednio równe: $Ra_p = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$; $2,7 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$; $2,3 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$; $2,5 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$. Średnie arytmetyczne odchylenia profilu współpracującej powierzchni cylindrycznej wirnika $Ra_w = 15,5 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$; $1,34 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$; $0,54 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$. Na rysunkach 6.15 i 6.16 przedstawiono typowe profilogramy powierzchni współpracujących wybranych pierścieni i wirników podlegających badaniu. Przedstawione profilogramy współpracujących powierzchni cylindrycznych wyznaczone były przed i po pracy. Współpracujące powierzchnie pierścieni z wirnikami o $Ra_w = 1,34 \cdot 10^{-3}$ i $Ra_w = 0,54 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$ zachowały niezmienny profil, jest to potwierdzenie wystąpienia hydrodynamicznego klina smarnego większego od wysokości granicznej h_0 [8,38], a tym samym tarcia płynnego.

Przy skojarzeniu pierścieni samonastawnych z wirnikiem o $Ra_w = 15,5 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$ w czasie prowadzonych badań nie osiągnięto powtarzalności wyników - wielkość natężenia przepływu stale wzrastała. Po zdemontowaniu uszczelnienia na współpracującej po-

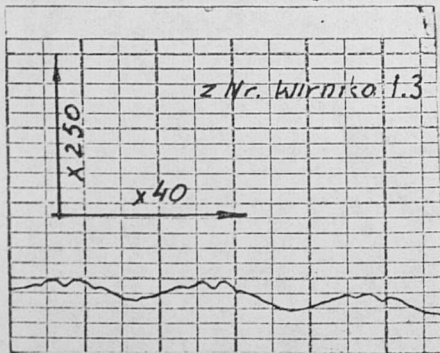
Rys. 6.16. Profilogramy wybranych powierzchni pierścieni.



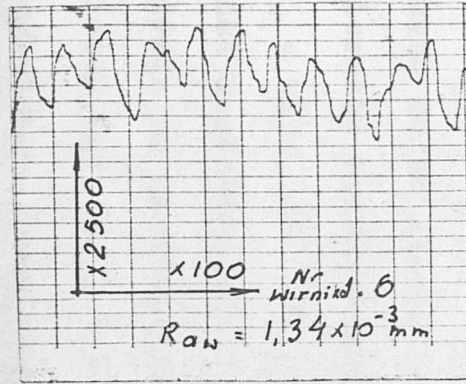
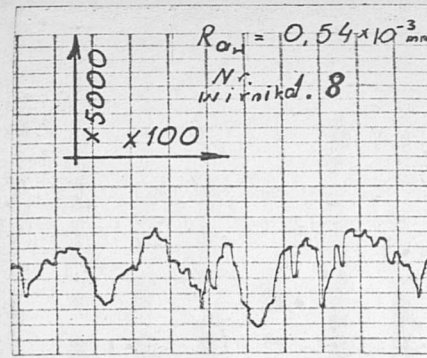
przed pracą



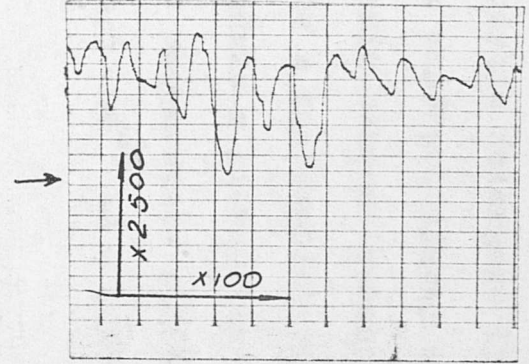
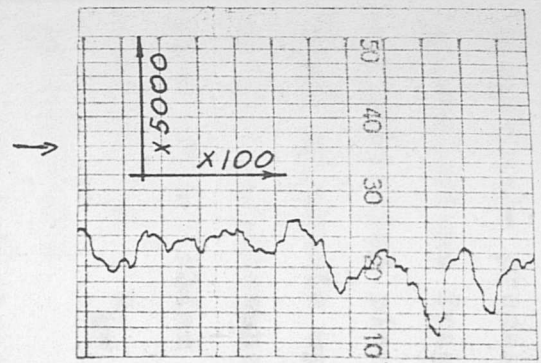
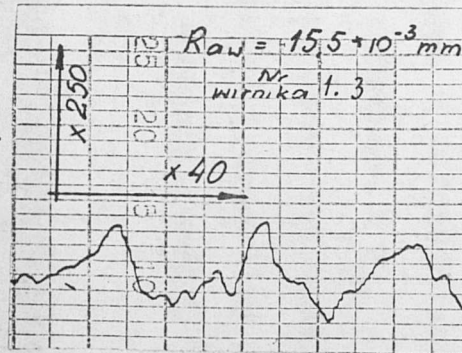
po pracy



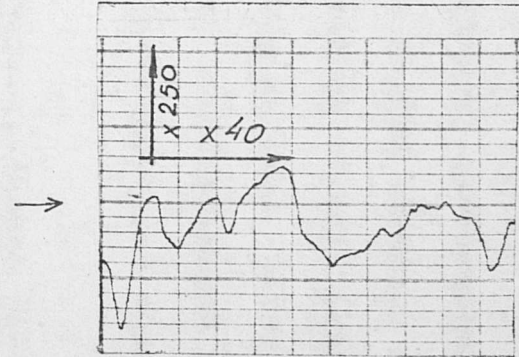
Rys. 6.15. Profilogramy wybranych powierzchni wirników.



przed pracą

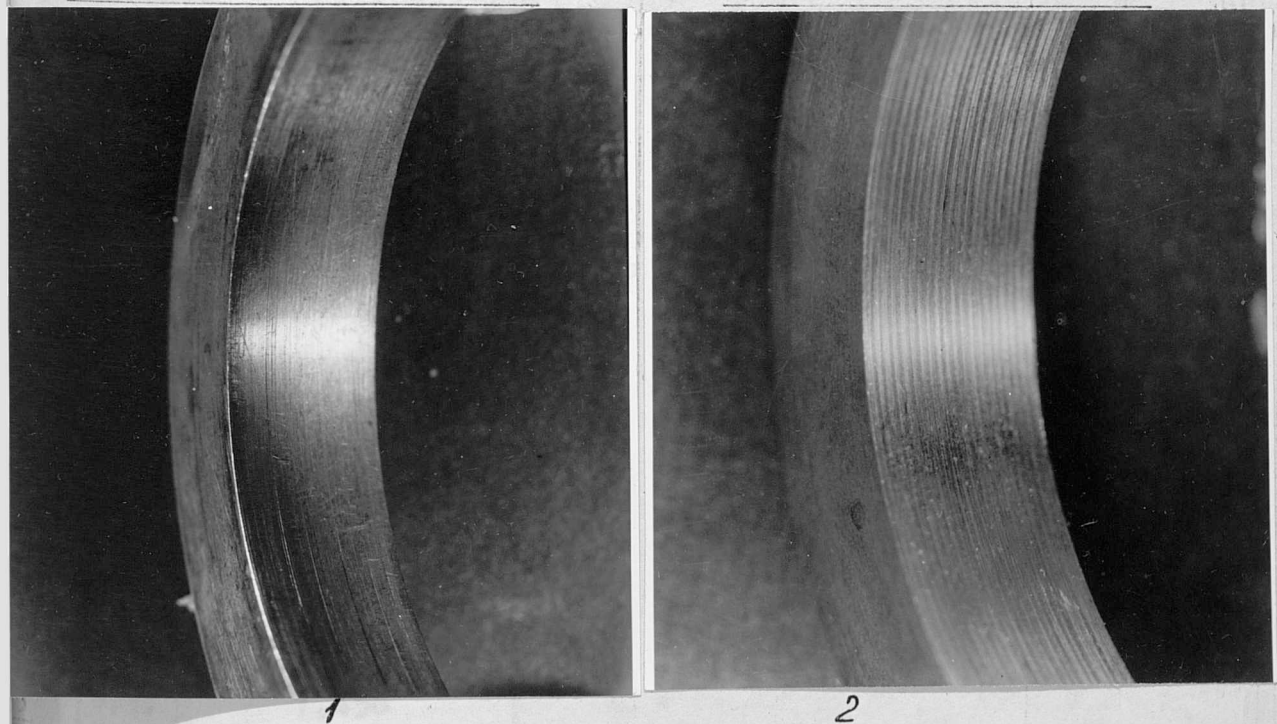


po pracy

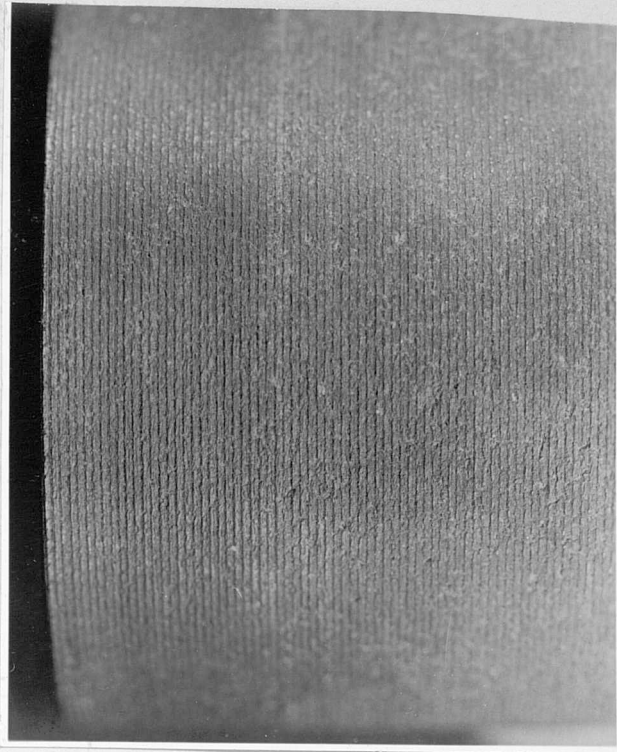


wierzchni cylindrycznej pierścienia samonastawnego stwierdzono wystąpienie procesu zużycia ściernego [31,76]. Na rysunku 6.17 przedstawiono fragment współpracującej wewnętrznej powierzchni cylindrycznej pierścienia samonastawnego, na którym widoczne są ślady skrawania wynikłe z nierówności powierzchni wirnika (rys. 6.18) i usytuowane zgodnie z kierunkiem obrotu wirnika. Otrzymane wyniki badań przy skojarzeniu pierścieni samonastawnych z wirnikiem o $R_{aw} = 15,5 \cdot 10^{-3}$ mm w dalszych opracowaniach zostały pominięte.

Dla określenia wpływu chropowatości współpracujących powierzchni cylindrycznych na natężenie przepływu w uszczelnieniu przy skojarzeniach pierścienia samonastawnego z wirnikiem o $R_{aw} = 1,34 \cdot 10^{-3}$ mm i $R_{aw} = 0,54 \cdot 10^{-3}$ mm przeprowadzono porównanie przy jednakowej długości uszczelnienia i szerokości szczeliny dla różnych spadków ciśnienia na uszczelnieniu. Otrzymane wyniki przedstawiono w tablicach 6.2, 6.3, 6.4 i 6.5.



Rys. 6.17. Wewnętrzna współpracująca powierzchnia pierścienia samonastawnego: 1 - przed pracą, 2 - po pracy z wirnikiem o $R_{ap} = 15,5 \cdot 10^{-3}$ mm.



Rys. 6.18. Powierzchnia wirnika o $R_{aw} = 15,5 \cdot 10^{-3}$ mm

TABLICA 6.2. Wpływ chropowatości współpracujących powierzchni cylindrycznych na natężenie przepływu w szczelinie pierścieniowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym dla szerokości szczeliny $s = 0,001 d_w$, długości szczeliny $l = 0,10 d_w$, średnie arytmetyczne odchylenie od profilu wewnętrznej powierzchni cylindrycznej pierścienia samonastawnego $R_{ap} = 2,2 \cdot 10^{-3}$ mm.

Δp $\frac{MN}{m^2}$	$Q_{sp} \cdot 10^5 \text{ [m}^3/\text{s]}$ dla średniego arytmetycznego odchylenia od profilu powierzchni cylindrycznej wirnika $R_{aw1} = 0,54 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]}$ $R_{aw2} = 1,34 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]}$		$\frac{Q_{sp}(R_{aw1}) - Q_{sp}(R_{aw2})}{Q_{sp}(R_{aw1})} \cdot 100$ [%]
	0,05	1,670	1,571
0,10	2,894	2,708	6,45
0,15	3,890	3,610	7,22
0,20	4,842	4,579	5,43
0,25	5,788	5,382	7,03
0,30	6,679	6,318	5,40
0,35	7,458	6,986	6,33
0,40	8,348	7,688	7,92

TABLICA 6.3. Wpływ chropowatości współpracujących powierzchni cylindrycznych na natężenie przepływu w szczelinie pierścieniowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym dla szerokości szczeliny $s = 0,0015 d_w$, długości szczeliny $l = 0,15 d_w$, średnie arytmetyczne odchylenia od profilu wewnętrznej powierzchni cylindrycznej pierścienia samonastawnego $R_{ap} = 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$

Δp $\frac{MN}{m^2}$	$Q_{sp} \cdot 10^5 \text{ [m}^3/\text{s]}$ dla średniego arytmetycznego odchylenia od profilu powierzchni cylindrycznej wirnika $R_{aw1} = 0,54 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]} \quad R_{aw2} = 1,34 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]}$		$\frac{Q_{sp}(R_{aw1}) - Q_{sp}(R_{aw2})}{Q_{sp}(R_{aw1})} \cdot 100$
	0,05	4,341	4,060
0,10	7,013	6,416	8,48
0,15	9,239	8,622	6,68
0,20	11,242	10,627	5,47
0,25	13,135	12,431	5,36
0,30	14,804	14,236	3,84
0,35	16,363	15,790	4,11
0,40	17,810	17,444	2,06

TABLICA 6.4.

$s = 0,002 d_w$, $l = 0,20 d_w$, $R_{ap} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$

Δp $\frac{MN}{m^2}$	$Q_{sp} \cdot 10^5 \text{ [m}^3/\text{s]}$ dla średniego arytmetycznego odchylenia od profilu powierzchni cylindrycznej wirnika $R_{aw1} = 0,54 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]} \quad R_{aw2} = 1,34 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]}$		$\frac{Q_{sp}(R_{aw1}) - Q_{sp}(R_{aw2})}{Q_{sp}(R_{aw1})} \cdot 100$
	0,10	8,682	8,194
0,15	11,131	10,869	2,35
0,20	13,357	13,434	- 0,58
0,25	15,472	15,567	- 0,61
0,30	17,365	17,643	- 1,60
0,35	19,034	19,099	- 0,34
0,40	20,704	20,576	0,62

TABLICA 6.5.

$$s = 0,002 d_w, l = 0,10 d_w, R_{ap} = 2,7 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Δp $\frac{MN}{m^2}$	$Q_{sp} \cdot 10^5 \text{ [m}^3/\text{s]}$ dla średniego arytmetycznego odchylenia od profilu powierzchni cylindrycznej wirnika $R_{aw1} = 0,54 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]}$ $R_{aw2} = 1,34 \cdot 10^{-3} \text{ [mm]}$		$\frac{Q_{sp}(R_{aw1}) - Q_{sp}(R_{aw2})}{Q_{sp}(R_{aw1})} \cdot 100$ [%]
	0,10	9,016	9,810
0,15	11,799	12,597	- 6,76
0,20	14,582	15,097	- 3,53
0,25	16,919	17,409	- 2,90
0,30	19,146	19,305	- 0,83
0,35	21,038	21,026	0,06
0,40	22,708	22,810	- 0,45

Przy zastosowaniu testu statystycznego przeprowadzono badanie wpływu chropowatości współpracujących powierzchni cylindrycznych na natężenie przepływu w szczelinie pierścieniowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym. Do badań przyjęto test dla dwóch średnich [26,74,108]. Obliczenia przeprowadzono dla danych przedstawionych w tabelicy 6.2. Test istotności dla hipotezy zerowej $H_0: Q_{sp}(R_{aw1}) = Q_{sp}(R_{aw2})$ (natężenia przepływu są równe) wobec hipotezy alternatywnej $H_1: Q_{sp}(R_{aw1}) > Q_{sp}(R_{aw2})$ (natężenie przepływu w szczelinie pierścieniowej przy średnim arytmetycznym odchyleniu od profilu powierzchni cylindrycznej wirnika $R_{aw1} = 0,54 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$ jest większe od natężenia przepływu w szczelinie pierścieniowej przy średnim arytmetycznym odchyleniu od profilu powierzchni cylindrycznej wirnika $R_{aw2} = 1,34 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$) na poziomie istotności $\alpha = 0,05$.

Z tablicy rozkładu t studenta dla poziomu istotności $\alpha = 0,05$ oraz dla liczby pomiarów $n_1 = 8$ i $n_2 = 8$ stopień swobody wynosi $n_1 + n_2 - 2 = 14$, dla którego wartość krytyczna $t_\alpha = 2,145$, wartość statystyki $t = 0,3009$. Porównując obliczoną wartość statystyki t z krytyczną wartością widzimy, że $t = 0,3009 < 2,145 = t_\alpha$ czyli, że nie znaleźliśmy się w obszarze krytycznym $t \geq t_\alpha$. Dla pozostałych skojarzeń uszczelnień, w których dane przedstawiono w tablicach 6.3-6.5 przeprowadzone obliczenia wartości statystyki t i porównanie z krytycznymi wartościami t_α wykazały, że $t < t_\alpha$. Brak jest podstaw do odrzucenia hipotezy H_0 o równości natężeń przepływu w szczelinie pierścieniowej dla badanych chropowatości powierzchni. Tak więc różnica natężeń przepływu w szczelinie pierścieniowej dla przebadanych uszczelnień nie jest statystycznie istotna i da się usprawiedliwić przypadkiem.

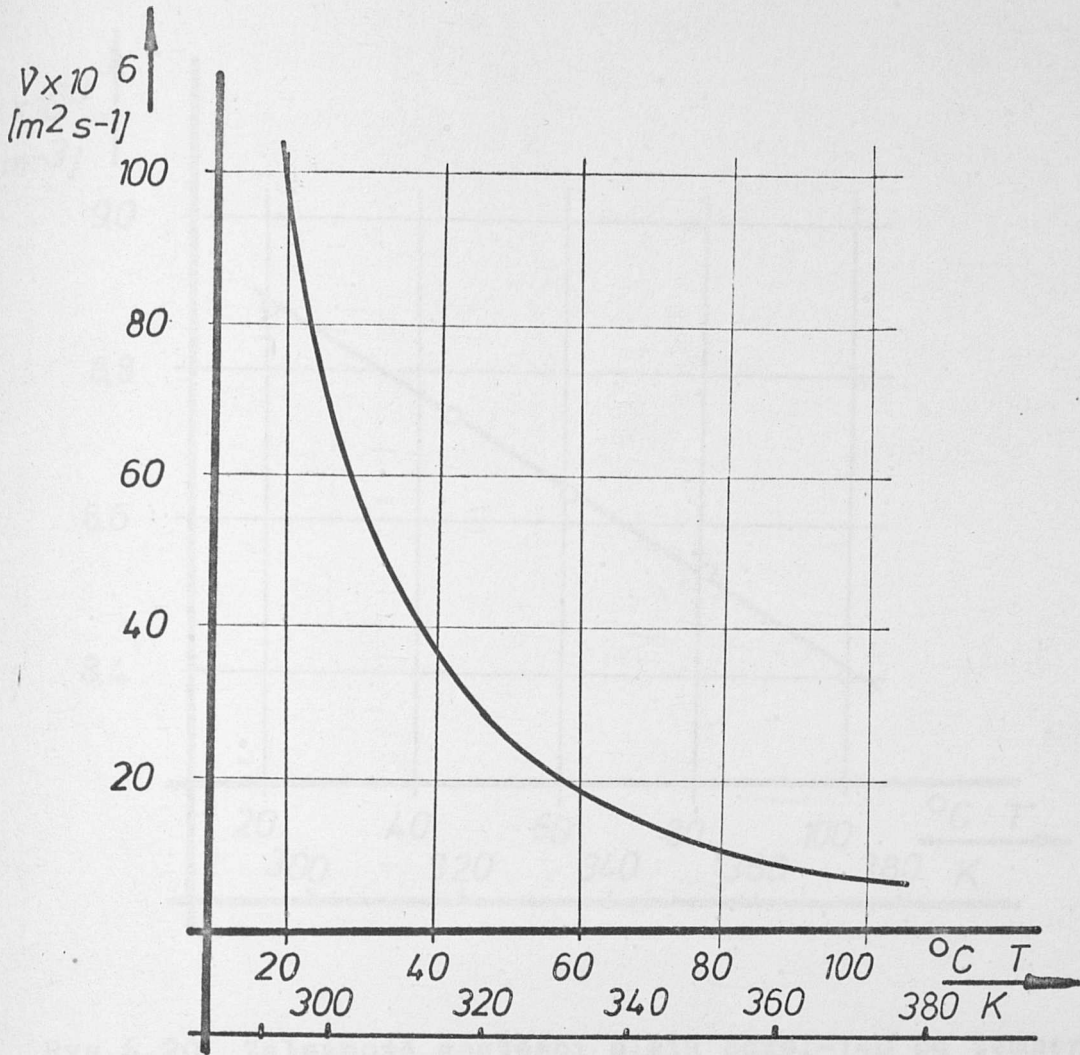
Na podstawie przeprowadzonych badań uszczelnień z pierścieniem samonastawnym dla zapewnienia tarcia płynnego pomiędzy wewnętrzną powierzchnią cylindryczną pierścienia a współpracującą z nią powierzchnią wirnika oraz ze względu na koszty związane z obróbką powierzchni zaleca się przyjmować chropowatość współpracujących powierzchni $R_{ap} = 2.2 \div 2.7 \cdot 10^{-3}$ mm, $R_{aw} = 1,34 \cdot 10^{-3}$ mm.

6.5. Wpływ lepkości kinematycznej cieczy uszczelnianej na natężenie przepływu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym

Uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym znajdują coraz szersze zastosowanie w maszynach i urządzeniach przepływających, w których czynnikiem roboczym lub napędowym jest ciecz, która pod wpływem ciśnienia lub temperatury zmienia swoją lepkość. Określenie wpływu lepkości kinematycznej na natężenie przepływu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym przeprowadzono dla skojarzeń o następujących parametrach geometrycznych: szerokość szczeliny $s = 0,001 d_w$ i $s = 0,002 d_w$ długość szczeliny $l = 0,10 d_w$ i $0,20 d_w$. Czynnikiem uszczelnianym była woda o temperaturze $T = 293$ K oraz olej Boxol 140 (stosowany w przekładniach hydrokinetycznych) o temperaturze do 343 K.

Na rys. 6.19 przedstawiono zmianę lepkości oleju Boxol-140 w funkcji temperatury $\nu = f(T)$, na rys. 6.20 przedstawiono zmianę gęstości oleju Boxol-140 w funkcji temperatur $\rho = f(T)$, wartości te określono w Instytucie Technologii Nafty i Węgla Politechniki Wrocławskiej. Określenie wyżej wymienionych zależności wynikało z braku danych dotyczących oleju Boxol-140 w literaturze.

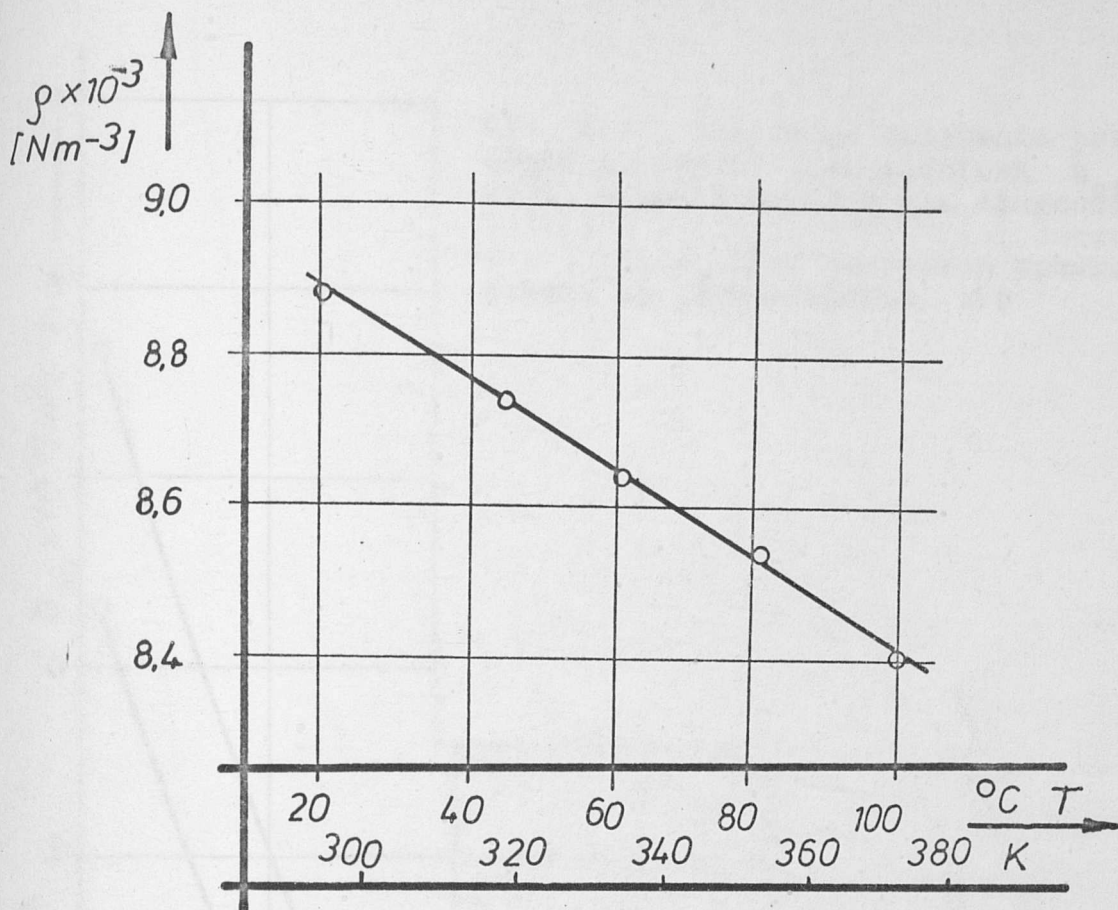
Badania natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową przeprowadzono w zakresie lepkości $1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \leq \nu \leq 60 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ przy spadku ciśnienia na uszczelnieniu od $0,10 \text{ MN}/\text{m}^2$ do $0,40 \text{ MN}/\text{m}^2$ stopniowane co $0,10 \text{ MN}/\text{m}^2$. Prędkość kątowna wirnika wynosiła $\omega = 104,6 \text{ rad}/\text{s}$. Otrzymane wyniki zestawiono na wykresach przedstawiających natężenie przepływu przez szczelinę pierścieniową w funkcji współczynnika lepkości kinematycznej $Q_{sp} = f(\nu)$ dla



Rys. 6.19. Zależność lepkości kinematycznej oleju Boxol-140 od temperatury.

zmiennych spadków ciśnienia na uszczelnieniu Δp , dla długości szczeliny $l = 0,10 d_w$ i szerokości szczeliny $s = 0,001 d_w$

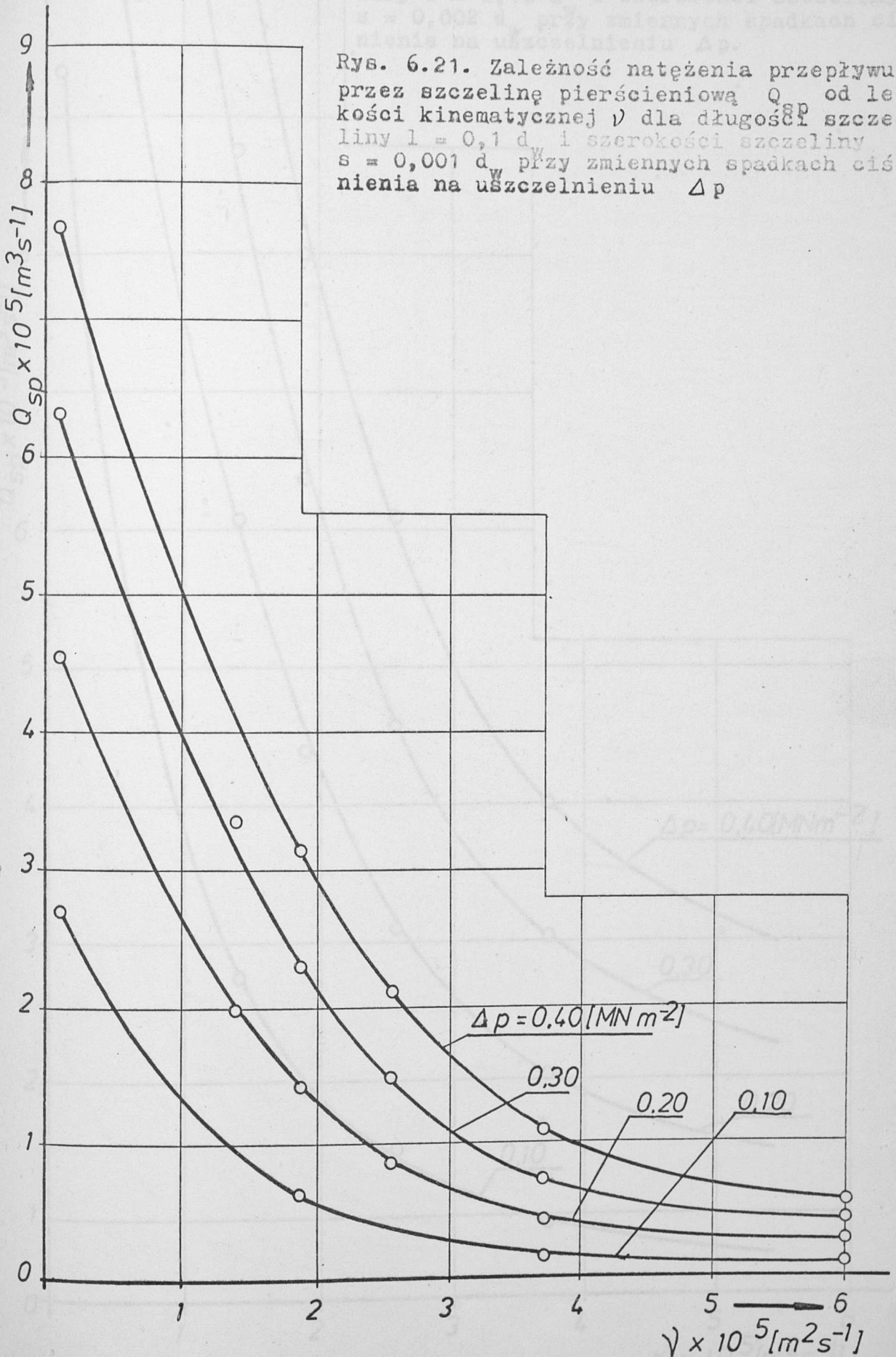
rys. 6.21, dla długości szczeliny $l = 0,10 d_w$ i szerokości szczeliny $s = 0,002 d_w$ rys. 6.22, dla długości szczeliny $l = 0,20 d_w$ i szerokości szczeliny $s = 0,001 d_w$ - rys. 6.23.



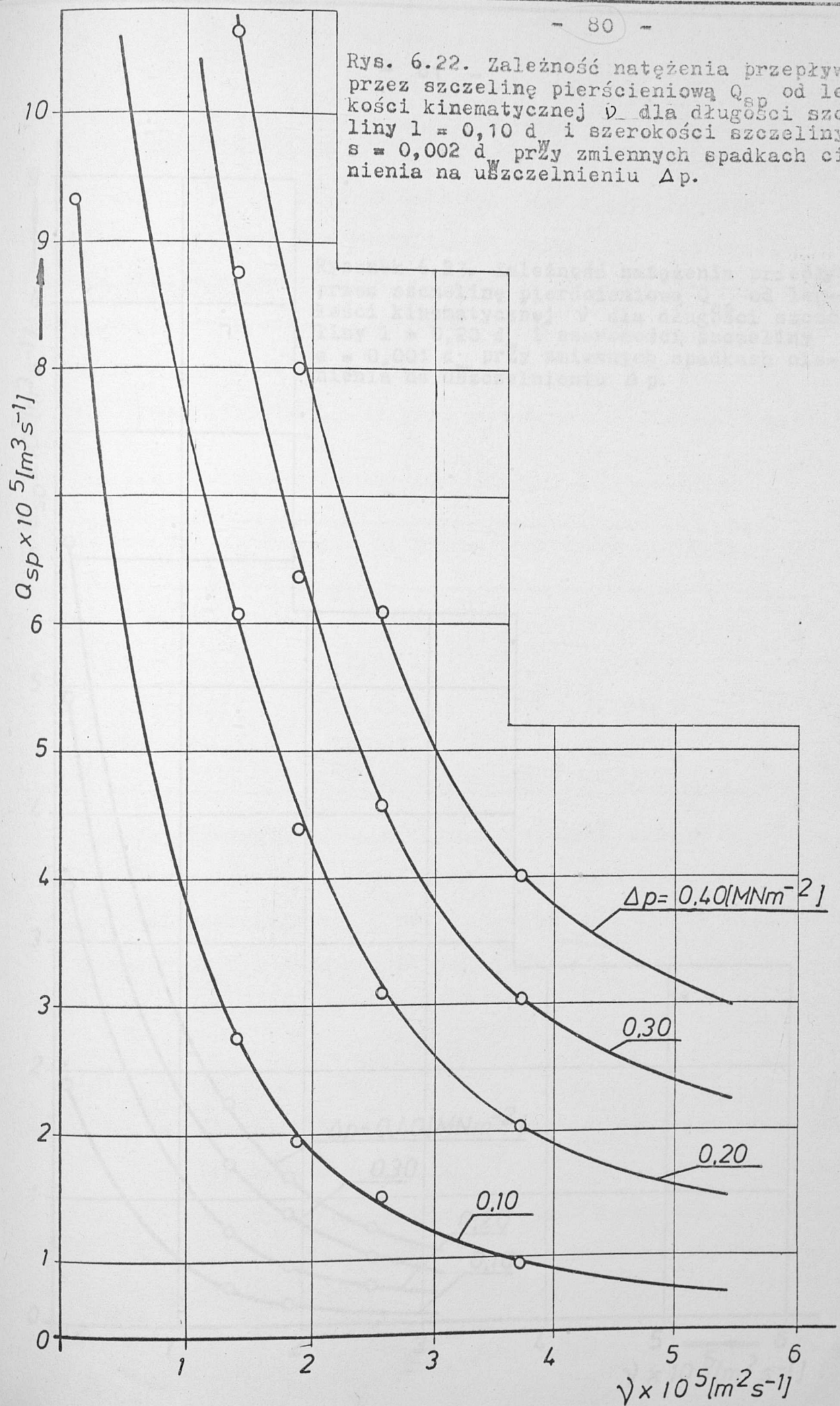
Rys.6.20. Zależność gęstości oleju Boxol-140 od temperatury.

Z przeprowadzonych badań wynika, że zmiana natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym w zależności od współczynnika lepkości kinematycznej ma charakter hiperboliczny, podobny do zmian lepkości w funkcji temperatury.

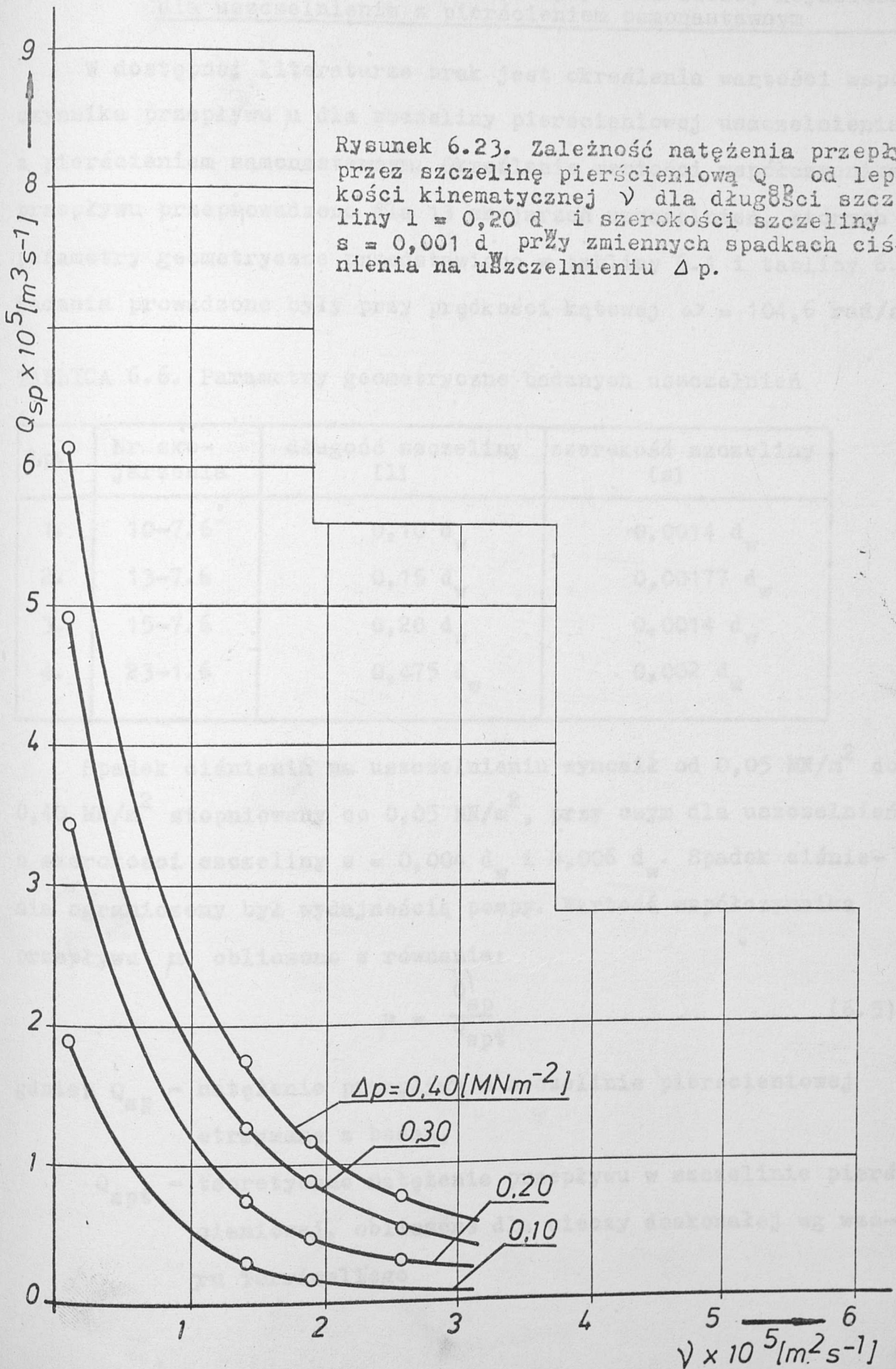
Rys. 6.21. Zależność natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową Q_{sp} od lepkości kinematycznej ν dla długości szczeliny $l = 0,1 d_w$ i szerokości szczeliny $s = 0,001 d_w$ przy zmiennych spadkach ciśnienia na uszczelnieniu Δp



Rys. 6.22. Zależność natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową Q_{sp} od lepkości kinematycznej ν dla długości szczeliny $l = 0,10 d$ i szerokości szczeliny $s = 0,002 d$ przy zmiennych spadkach ciśnienia na uszczelnieniu Δp .



Rysunek 6.23. Zależność natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową Q od lepkości kinematycznej ν dla długości szczeliny $l = 0,20 d$ i szerokości szczeliny $s = 0,001 d$ przy zmiennych spadkach ciśnienia na uszczelnieniu Δp .



6.6. Zależność współczynnika przepływu od liczby Reynoldsa dla uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym

W dostępnej literaturze brak jest określenia wartości współczynnika przepływu μ dla szczeliny pierścieniowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym. Określenie wartości współczynnika przepływu przeprowadzono dla 13 skojarzeń uszczelnień, których parametry geometryczne przedstawiono w tabelicy 6.1 i tabelicy 6.6. Badania prowadzone były przy prędkości kątowej $\omega = 104,6$ rad/s.

TABLICA 6.6. Parametry geometryczne badanych uszczelnień

Lp.	Nr skojarzenia	długość szczeliny [l]	szerokość szczeliny [s]
1.	10-7.6	0,10 d_w	0,0014 d_w
2.	13-7.6	0,15 d_w	0,00177 d_w
3.	15-7.6	0,20 d_w	0,0014 d_w
4.	23-1.6	0,475 d_w	0,002 d_w

Spadek ciśnienia na uszczelnieniu wynosił od $0,05 \text{ MN/m}^2$ do $0,40 \text{ MN/m}^2$ stopniowany co $0,05 \text{ MN/m}^2$, przy czym dla uszczelnień o szerokości szczeliny $s = 0,004 d_w$ i $0,006 d_w$. Spadek ciśnienia ograniczony był wydajnością pompy. Wartość współczynnika przepływu μ obliczono z równania:

$$\mu = \frac{Q_{sp}}{Q_{spt}} \quad (6.5)$$

gdzie: Q_{sp} - natężenie przepływu w szczelinie pierścieniowej otrzymane z badań,

Q_{spt} - teoretyczne natężenie przepływu w szczelinie pierścieniowej, obliczone dla cieczy doskonałej wg wzoru Torricellego

$$Q_{spt} = A_p \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad (6.6)$$

Otrzymane wartości współczynnika przepływu przedstawiono w funkcji liczby Reynoldsa $\mu = f(Re)$ na rys. 6.24. Dokonano porównania wartości współczynnika przepływu otrzymanego z przeprowadzonych badań z współczynnikiem przepływu otrzymanym z obliczeń na podstawie równania (2.12).

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\lambda \frac{1}{2s} + \xi}} \quad (2.12)$$

gdzie λ - współczynnik oporu liniowego którego wartość dla szczelin pierścieniowych wg Hagen'a i Poiseuille'a określana jest z zależności $\lambda = 96 \cdot Re^{-1}$

ξ - współczynnik strat miejscowych - często przyjmowana wartość współczynnika $\xi = 1,5$ [45,80].

Po podstawieniu do równania (2.12) powyższych wartości otrzymamy równanie

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{96}{Re} \frac{1}{2s} + 1,5}} \quad (6.7)$$

Wyniki zestawione na wykresach przedstawiających współczynnik przepływu w funkcji liczby Reynoldsa $\mu = f(Re)$ dla zmiennych szerokości szczelin s i różnych długości szczeliny l :

$l = 0,10 d_w, s = 0,001 d_w$ rys. 6.25, $l = 0,10 d_w,$

$s = 0,002 d_w$ rys. 6.26, $l = 0,20 d_w, s = 0,002 d_w,$

rys. 6.27 $l = 0,10 d_w, s = 0,0014 d_w$ rys. 6.28.

Przedstawiona na rysunkach linia ciągła przedstawia wartość współczynnika wyznaczonego doświadczalnie, natomiast linia przerywana określa wartość współczynnika obliczonego wg wzoru (6.7),

dla tych samych wartości Re. Z porównania krzywych wynika, że istnieją znaczne rozbieżności między wartościami współczynnika przepływu wyznaczonymi doświadczalnie dla uszczelnień z pierścieniem samonastawnym a wartościami otrzymanymi analitycznie dla szczelin pierścieniowych o tych samych parametrach konstrukcyjnych. Powyższe rozbieżności skłoniły autora do opracowania formuł służących do określenia współczynnika przepływu dla uszczelnień z pierścieniem samonastawnym w funkcji liczby Reynoldsa.

Dla wybranych nr skojarzeń formuły te określono metodą najmniejszych kwadratów i przedstawiono poniżej:

dla nr skojarzenia 1-1.6 w zakresie Re = 220 ÷ 1100

$$\mu = 0,11648 + 3,5584 \cdot 10^{-4} \text{ Re} - 1,31245 \cdot 10^{-7} \text{ Re}^2 \quad (9.5)$$

dla nr skojarzenia 2.-1.6 w zakresie Re = 800 ÷ 3160

$$\mu = 0,31375 + 9,19975 \cdot 10^{-5} \text{ Re} - 1,11930 \cdot 10^{-8} \text{ Re}^2 \quad (9.6)$$

dla nr skojarzenia 3 - 1.6 w zakresie Re = 3430 ÷ 9250

$$\mu = 0,70818 + 1,41510 \cdot 10^{-5} \text{ Re} - 4,28783 \cdot 10^{-11} \text{ Re}^2 \quad (9.7)$$

dla nr skojarzenia 7 - 1.6 w zakresie Re = 150 ÷ 850

$$\mu = 0,04989 + 4,52127 \cdot 10^{-4} \text{ Re} - 2,20264 \cdot 10^{-7} \text{ Re}^2 \quad (9.8)$$

dla nr skojarzenia 8 - 1.6 w zakresie Re = 720 ÷ 2960

$$\mu = 0,20252 + 1,6957 \cdot 10^{-4} \text{ Re} - 2,78406 \cdot 10^{-8} \text{ Re}^2 \quad (9.10)$$

dla nr skojarzenia 9-1.6 w zakresie Re = 2780 ÷ 7960

$$\mu = 0,55517 + 4,16773 \cdot 10^{-5} \text{ Re} - 1,89015 \cdot 10^{-9} \text{ Re}^2 \quad (9.11)$$

dla nr skojarzenia 10 - 7.6 w zakresie Re = 450 ÷ 2210

$$\mu = 0,31193 + 3,59468 \cdot 10^{-5} \text{ Re} + 1,37433 \cdot 10^{-8} \text{ Re}^2 \quad (9.12)$$

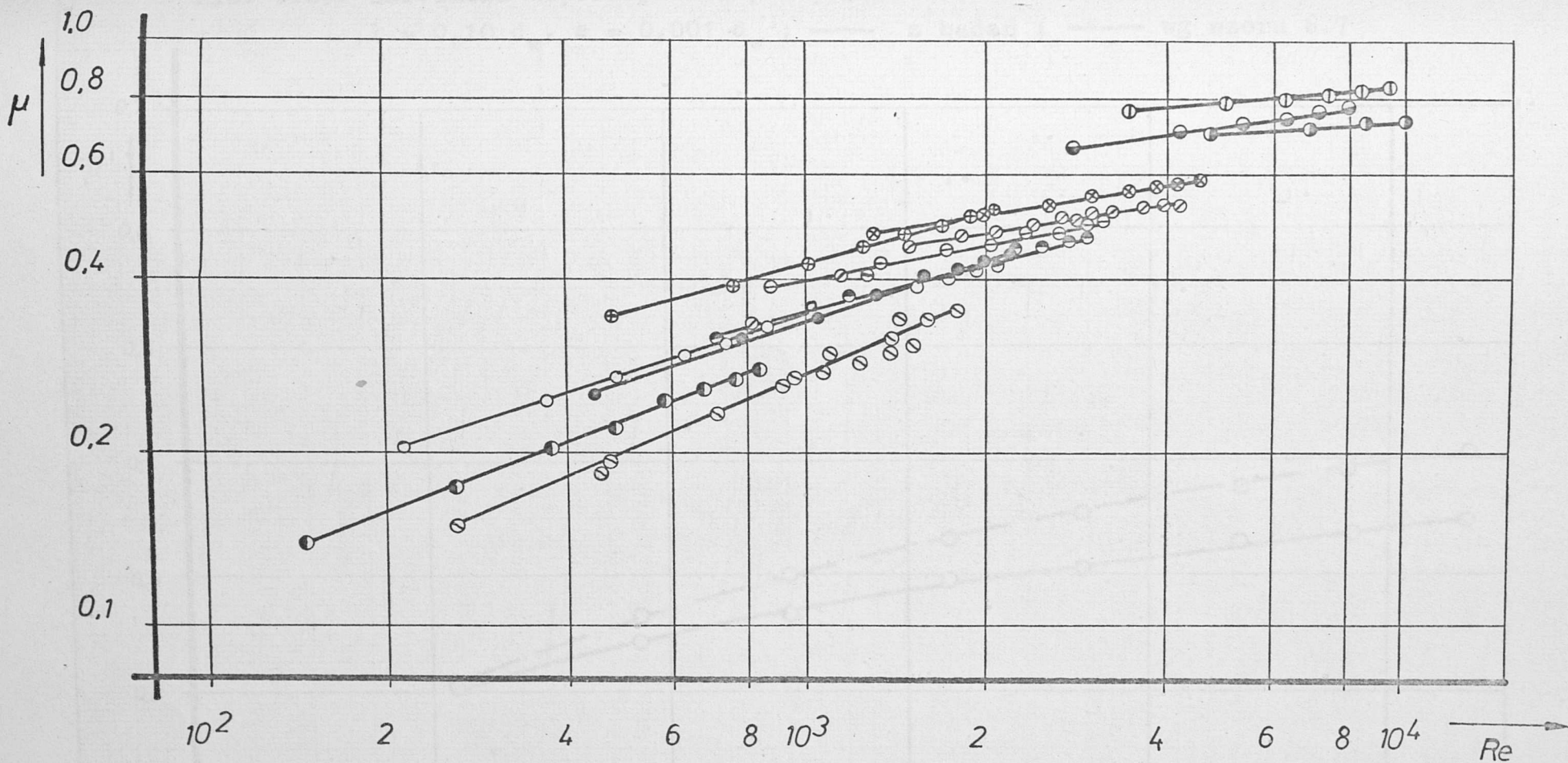
dla nr skojarzenia 15-7.6 w zakresie Re = 260 ÷ 1800

$$\mu = 0,18440 + 9,19741 \cdot 10^{-5} \text{ Re} + 8,97915 \cdot 10^{-9} \text{ Re}^2 \quad (9.13)$$

dla nr skojarzenia 23 - 1.6 w zakresie Re = 390 ÷ 2180

$$\mu = 0,109170 + 2,07281 \cdot 10^{-4} \text{ Re} - 3,59388 \cdot 10^{-8} \text{ Re}^2 \quad (9.14)$$

Z przeprowadzonych badań wynika, że współczynnik przepływu μ określony dla uszczelnień z pierścieniem samonastawnym nie jest jednoznaczna funkcją liczby Reynoldsa, lecz zależy również od parametrów konstrukcyjnych danego uszczelnienia. Bardziej szczegółowe omówienie dotyczące powyższego zagadnienia przedstawiono w punkcie 6.7 i 6.8.

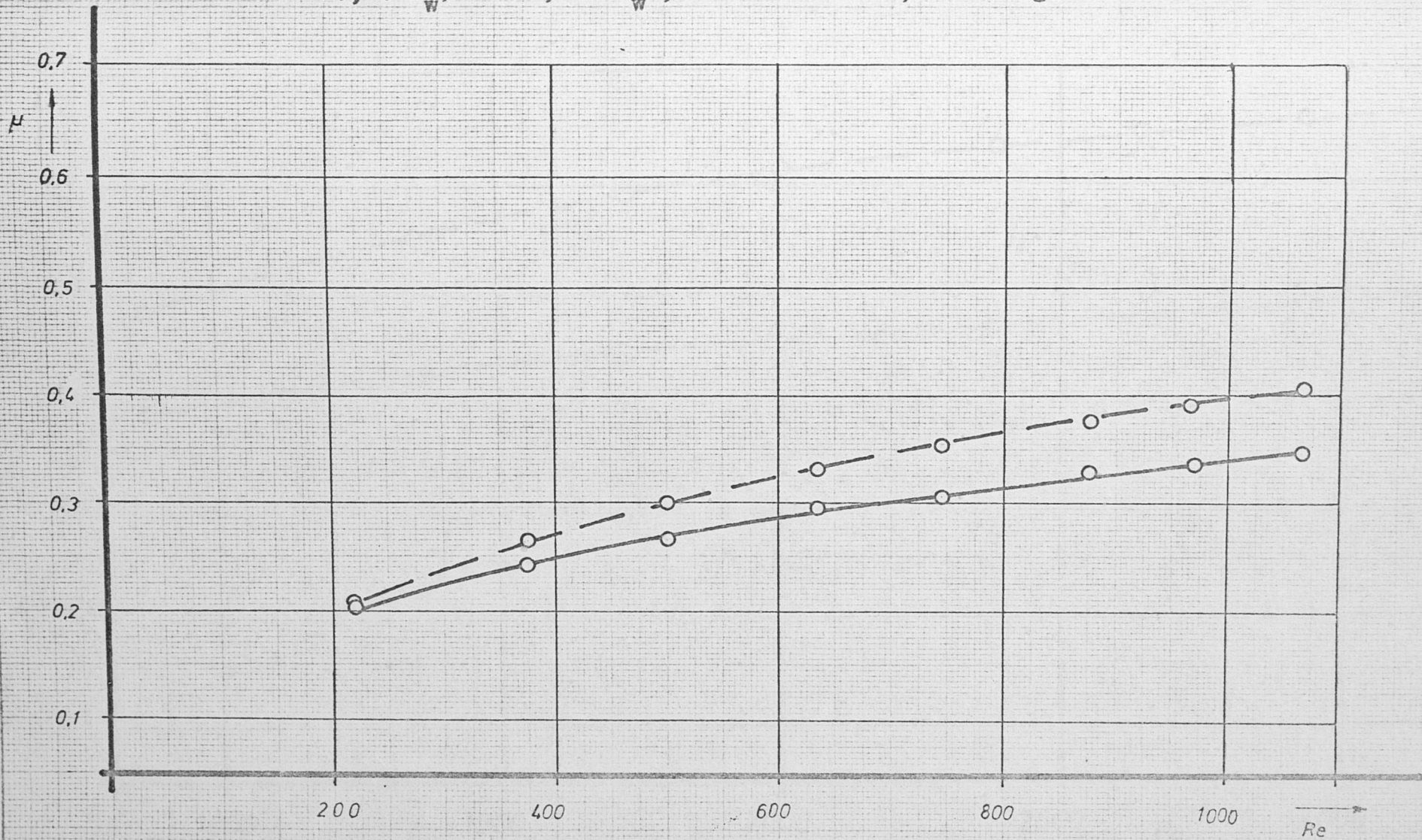


Rys. 6.24. Zależność współczynnika przepływu μ od liczby Reynoldsa dla skojarzeń:

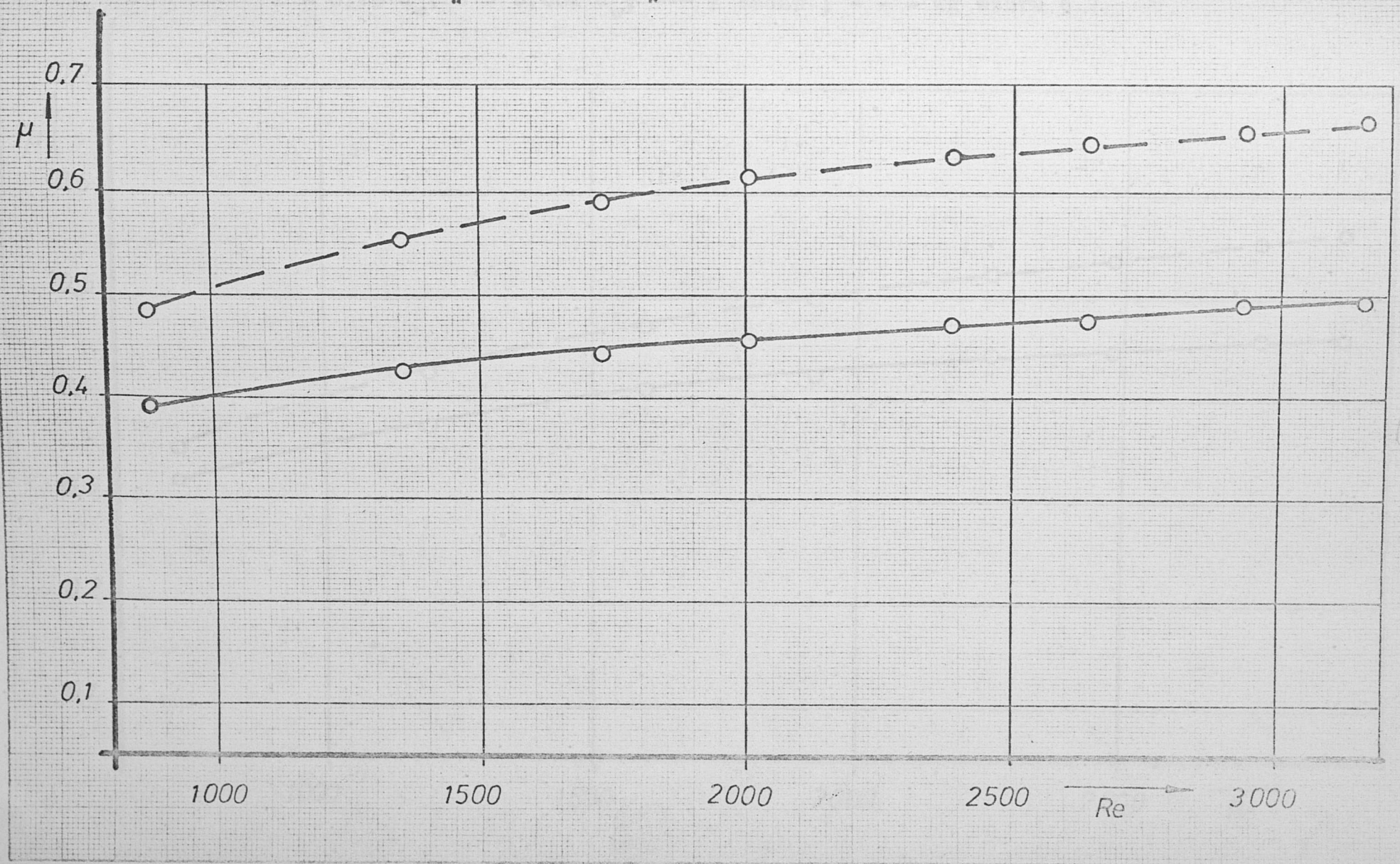
○ - 1 - 1.6 ;	⊖ - 2 - 1.6 ;	⊙ - 3 - 1.6 ;
⊕ - 4 - 1.6 ;	⊗ - 5 - 1.6 ;	⊖ - 6 - 1.6 ;
⊙ - 7 - 1.6 ;	⊗ - 8 - 1.6 ;	⊖ - 9 - 1.6 ;
⊙ - 10 - 7.6 ;	⊗ - 13 - 7.6 ;	⊖ - 15 - 7.6 ;

Rys. 6.25. Zależność współczynnika przepływu μ od liczby Reynoldsa Re

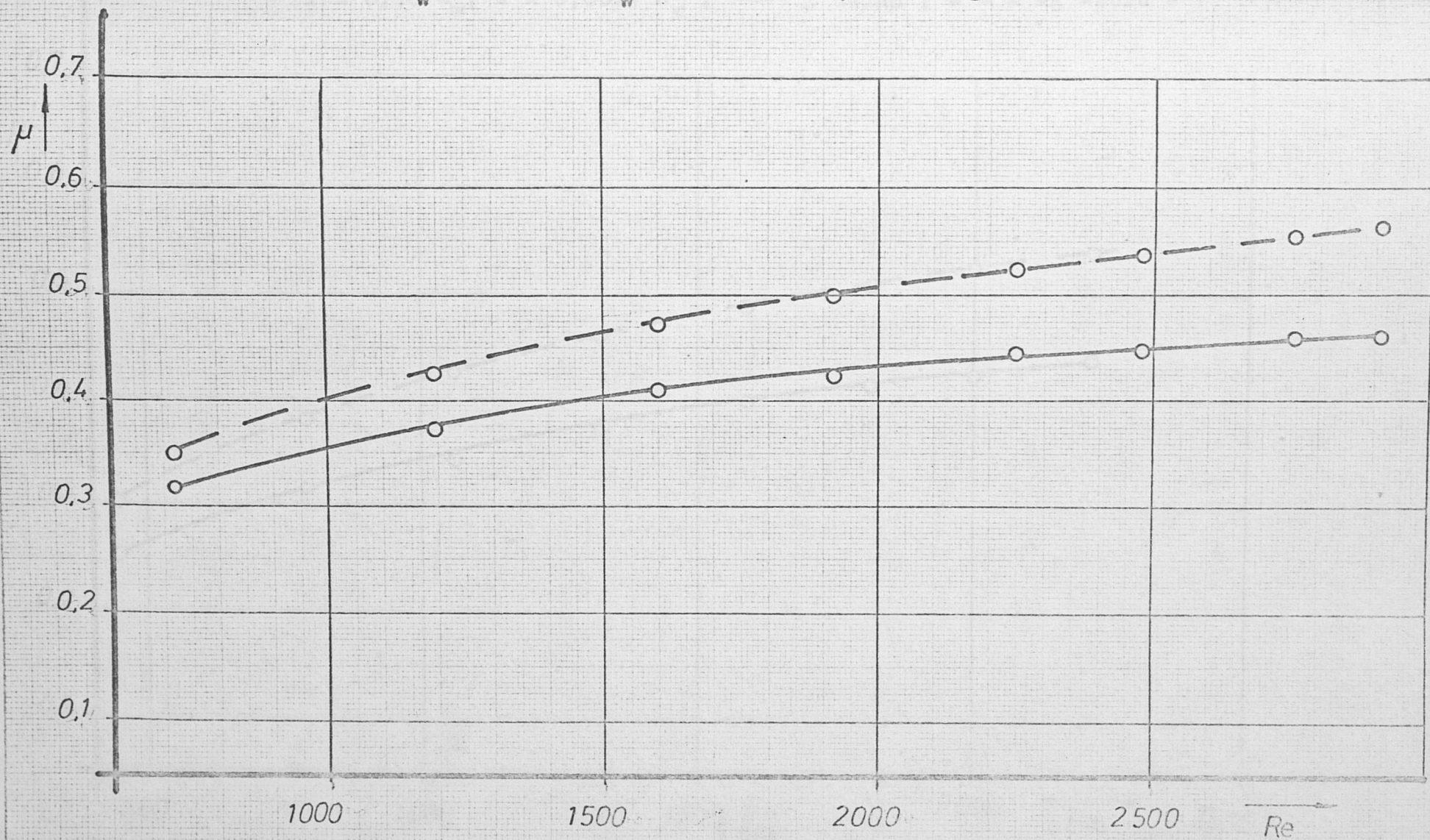
$l = 0,10 d_w$, $s = 0,001 d_w$; — z badań; - - - wg wzoru 6.7



Rys. 6.26. Zależność współczynnika przepływu μ od liczby Reynoldsa Re
 $l = 0,10 d_w, \nu = 0,002 d_w$; — z badań ; - - - - wg wzoru 6.7

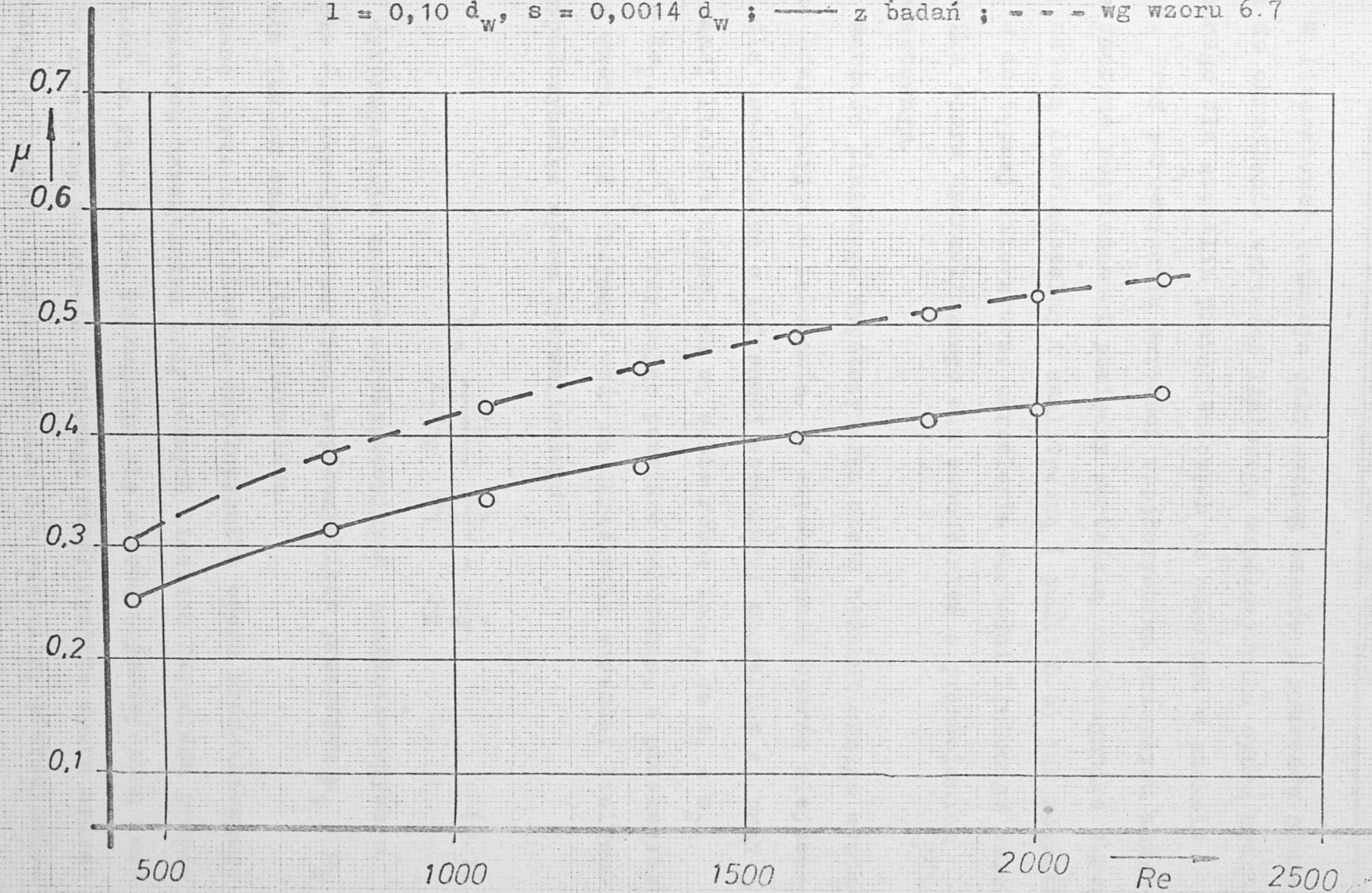


Rys. 6.27. Zależność współczynnika przepływu μ od liczby Reynoldsa Re
 $l = 0,20 d_w$, $s = 0,002 d_w$; — z badań; - - - wg wzoru 6.7



Rys. 6.28. Zależność współczynnika przepływu μ od liczby Reynoldsa

$l = 0,10 d_w$, $s = 0,0014 d_w$; — z badań; - - - wg wzoru 6.7



90

6.7. Zależność liniowego współczynnika oporu hydraulicznego od liczby Reynoldsa dla szczeliny pierścieniowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym

W literaturze istnieje cały szereg wzorów i wykresów służących do określenia wartości liniowego współczynnika oporu hydraulicznego dla szczelin pierścieniowych co omówiono w punkcie 2.2.1. Przy porównywaniu wartości współczynnika przepływu zauważono znaczne rozbieżności pomiędzy wartością współczynnika określaną metodą doświadczalną i analityczną (punkt 6.6) jak również brak w dostępnej literaturze określenia wartości liniowego współczynnika oporu hydraulicznego dla uszczelnień z pierścieniem samonastawnym.

Wartość liniowego współczynnika oporu hydraulicznego wyznaczono przy przyjęciu założenia, że współczynnik oporów miejscowych dla uszczelnień o tej samej szerokości szczeliny s , przy tej samej liczbie Reynoldsa są sobie równe tzn., że $s_1 = s_2$, $Re_1 = Re_2$, $\xi'_1 = \xi'_2$. Przyjmując powyższe założenia, z przekształcenia wzoru 2.12 otrzymano wzór na określenie wartości liniowego współczynnika oporu hydraulicznego

$$\lambda = \frac{2s}{l_1 - l_2} \frac{1}{\mu_1^2} - \frac{1}{\mu_2^2} \quad (5.1)$$

Przy wykorzystaniu wzorów aproksymacyjnych przedstawionych w punkcie 6.6 określono wartości współczynników przepływu μ_1 i μ_2 dla takich samych liczb Reynoldsa.

Otrzymane wartości liniowego współczynnika oporu hydraulicznego dla badanych uszczelnień przy różnych liczbach Reynoldsa przedstawiono na rys. 6.29. Posługując się metodą najmniejszych kwadratów określono zależność liniowego współczynnika oporu hydraulicznego w funkcji liczby Reynoldsa dla szczeliny pierścienio-

wej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym. Otrzymane tą metodą równanie ma postać

$$\lambda = 1658 \cdot \text{Re}^{-2} + 71,48 \cdot \text{Re}^{-1} - 0,009445 \quad (6.8)$$

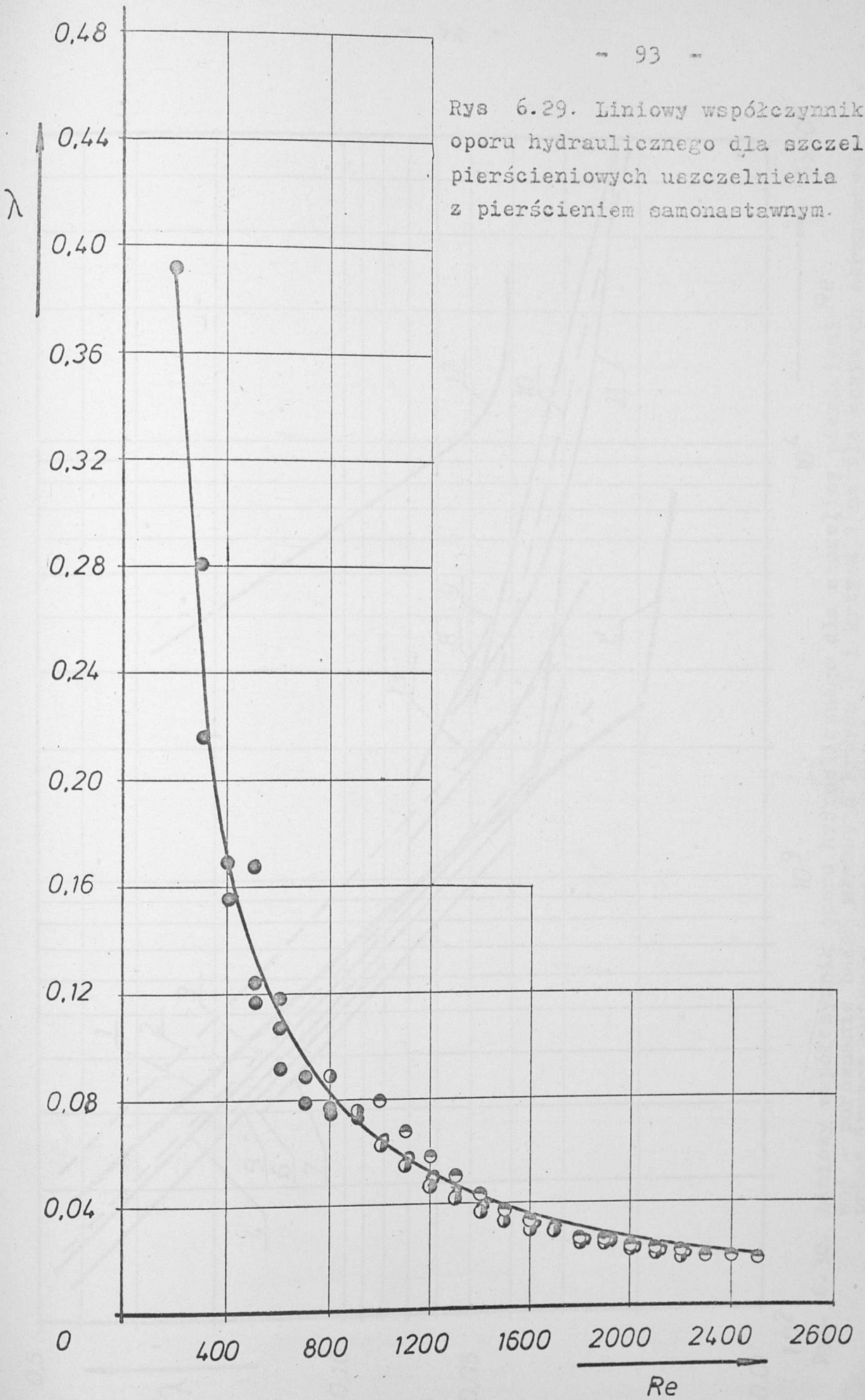
równanie to jest ważne w zakresie liczby Reynoldsa $150 \leq \text{Re} \leq 2500$. Porównania wartości liniowego współczynnika oporu hydraulicznego w funkcji liczby Reynoldsa $\lambda = f(\text{Re})$ otrzymanych z badań własnych (krzywa 1 i krzywa 1') z wartościami otrzymanymi przez innych autorów przedstawiono na rys. 6.30.

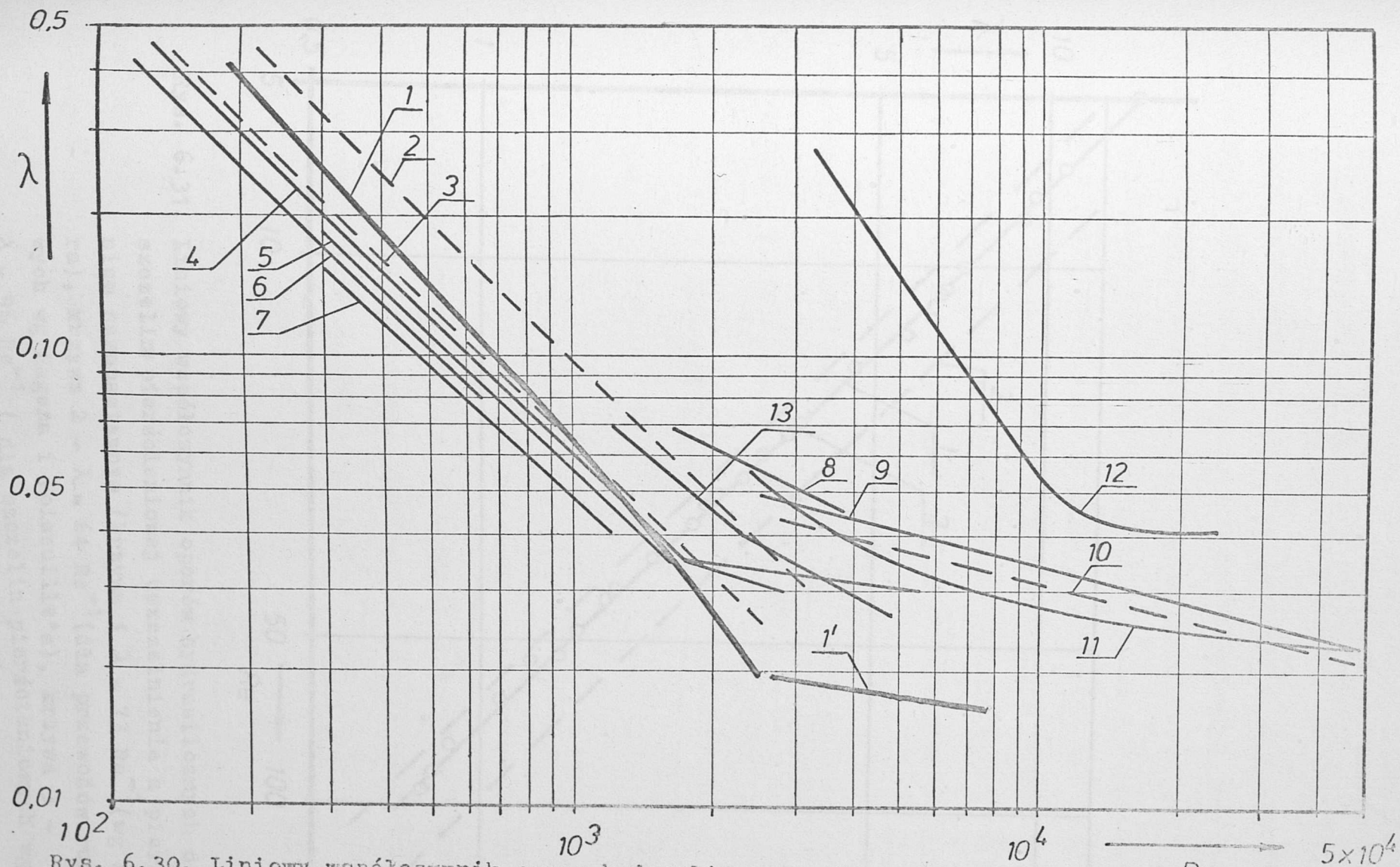
Z przeprowadzonych badań wynika, że krzywa doświadczalna (1) w zakresie liczb Reynoldsa $150 \leq \text{Re} \leq 970$ leży pomiędzy krzywymi otrzymanymi wg Hagena i Poiseuille'a dla przewodów rurowych (2) ($\lambda = 64 \text{Re}^{-1}$) i dla szczelin pierścieniowych (3) ($\lambda = 96 \text{Re}^{-1}$), w miarę wzrostu liczby Reynoldsa krzywa doświadczalna (1) zbliża się do krzywej przedstawiającej zależność dla przewodów rurowych (2). W zakresie liczby Reynoldsa $970 \leq \text{Re} \leq 2500$ krzywa doświadczalna (1) leży poniżej krzywej (2).

W zakresie małych liczb Reynoldsa ($5 \leq \text{Re} \leq 150$) przy przyjęciu, że współczynnik oporów miejscowych jest mały w porównaniu z sumarycznym współczynnikiem oporów (wg punktu 6.8), określono wartość liniowego współczynnika oporu hydraulicznego i przedstawiono w funkcji liczby Reynoldsa na rys. 6.31. Określoną metodą najmniejszych kwadratów zależność przedstawiono w postaci równania

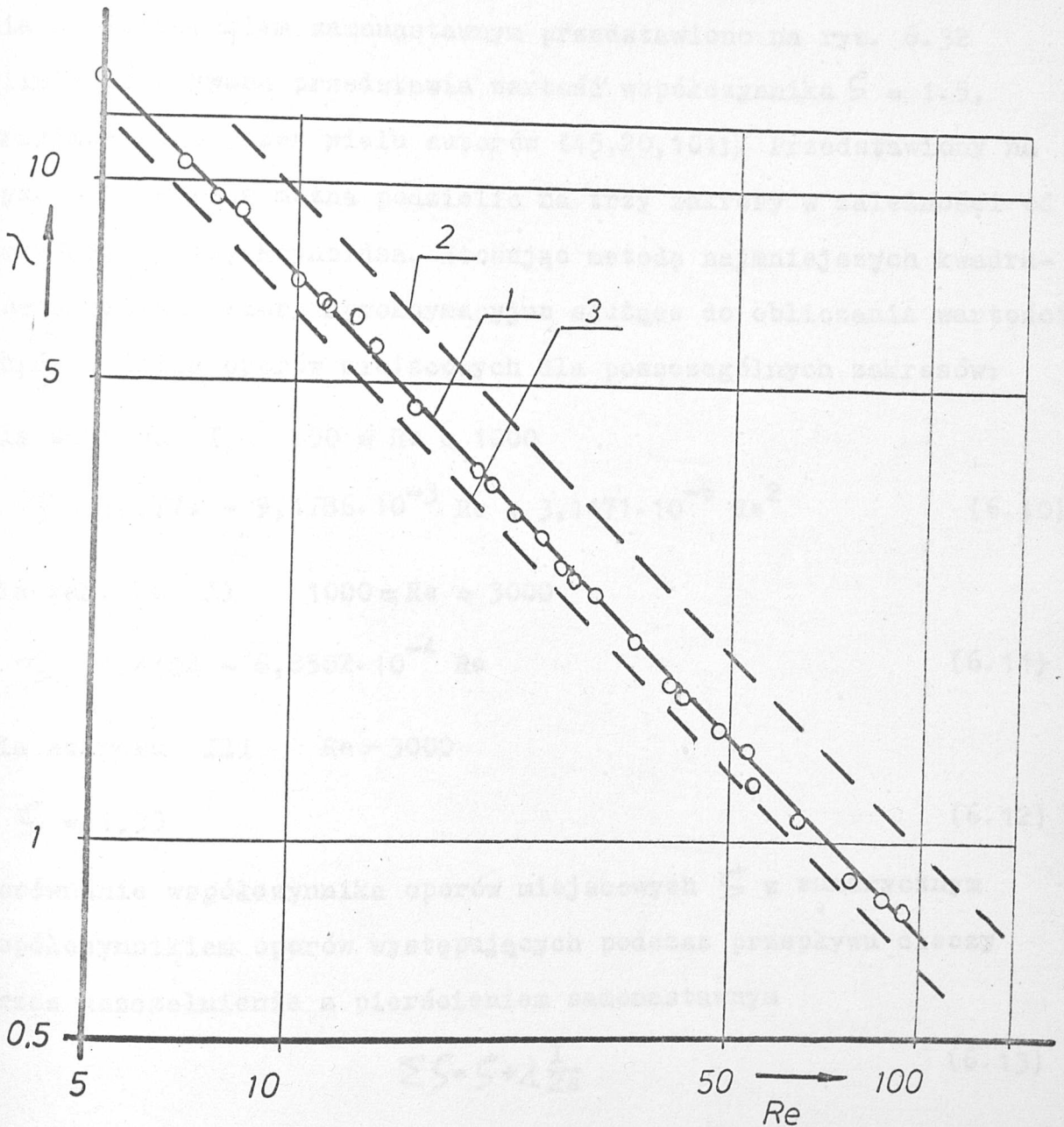
$$\lambda = 73 \text{Re}^{-1} \quad (6.9)$$

Przeprowadzone badania w zakresie liczb Reynoldsa $2500 \leq \text{Re} \leq 10000$ wykazały, że wartość liniowego współczynnika oporu hydraulicznego λ jest znacznie mniejsza od wartości otrzymanych przez innych autorów.





Rys. 6.30. Liniowy współczynnik oporu hydraulicznego dla szczeliny pierścienia Re
 wej - porównanie badań własnych krzywa 1 i krzywa 1 na tle krzywych otrzymanych
 przez innych autorów (patrz punkt 2.3.1).



Rys. 6.31. Liniowy współczynnik oporów hydraulicznych dla szczeliny pierścieniowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym (krzywa 1 $\lambda = 73 Re^{-1}$ (wg autora), krzywa 2 - $\lambda = 64 Re^{-1}$ (dla przewodów rurowych wg Hagena i Poiseuille'a), krzywa 3 - $\lambda = 96 Re^{-1}$ (dla szczelin pierścieniowych wg Hagena i Poiseuille'a).

6.8. Zależność współczynnika oporów miejscowych od liczby Reynoldsa dla ostrobrzeźnych szczelin pierścieniowych uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym

Zależność współczynnika oporów miejscowych ξ od liczby Reynoldsa dla ostrobrzeźnych szczelin pierścieniowych uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym przedstawiono na rys. 6.32 (linia przerywana przedstawia wartość współczynnika $\xi = 1.5$, przyjmowanego przez wielu autorów [45,20,101]). Przedstawiony na rys. 6.32 wykres można podzielić na trzy zakresy w zależności od wartości liczby Reynoldsa. Stosując metodę najmniejszych kwadratów określono wzory aproksymacyjne służące do obliczania wartości współczynnika oporów miejscowych dla poszczególnych zakresów:

dla zakresu I $150 \leq Re \leq 1000$

$$\xi = 10,776 - 9,1786 \cdot 10^{-3} Re + 3,1471 \cdot 10^{-6} Re^2 \quad (6.10)$$

dla zakresu II $1000 \leq Re \leq 3000$

$$\xi = 5,4404 - 6,8502 \cdot 10^{-4} Re \quad (6.11)$$

dla zakresu III $Re > 3000$

$$\xi = 1,33 \quad (6.12)$$

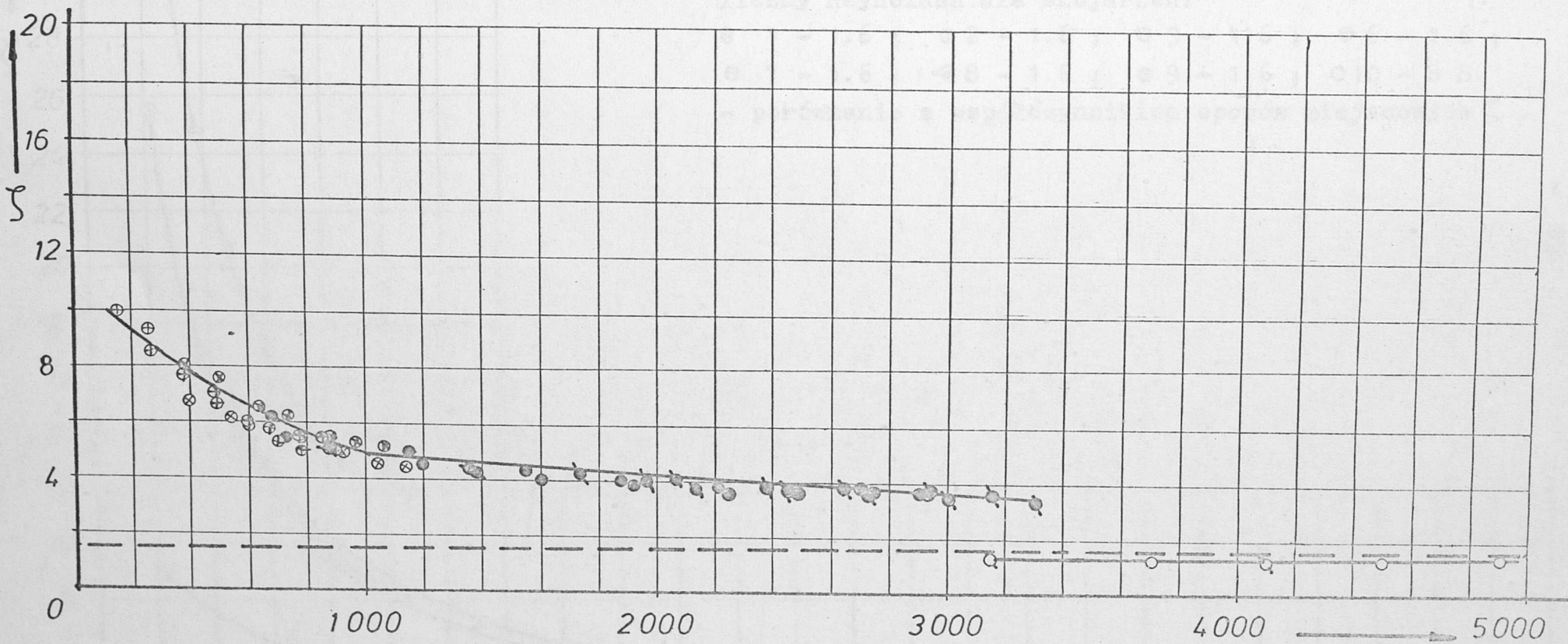
Porównanie współczynnika oporów miejscowych ξ z sumarycznym współczynnikiem oporów występujących podczas przepływu cieczy przez uszczelnienie z pierścieniem samonastawnym

$$\Sigma \xi = \xi + \lambda \frac{1}{2s} \quad (6.13)$$

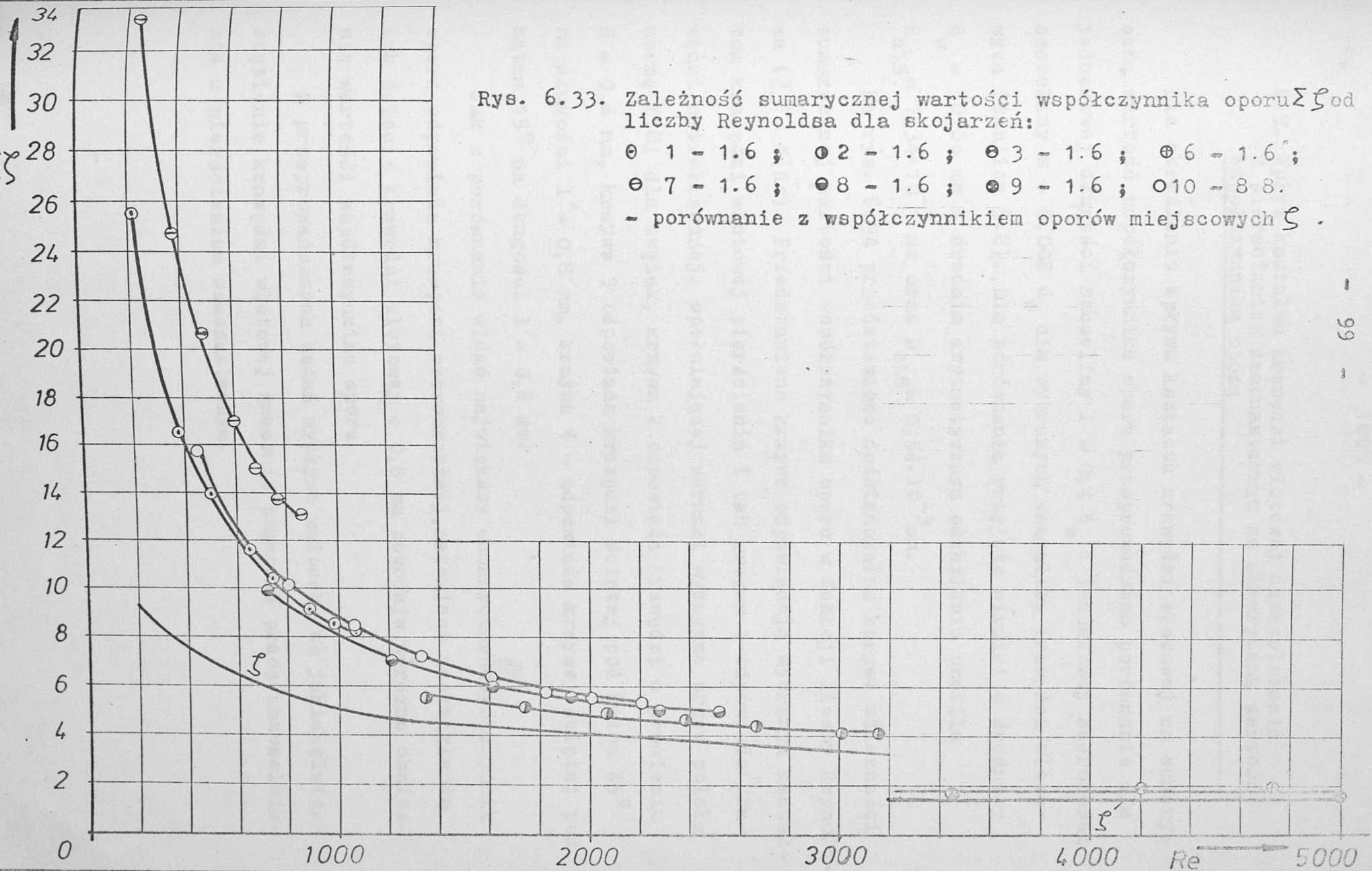
przedstawiono na rys. 6.33.

Z analizy wykresu wynika, że udziały poszczególnych współczynników oporu w sumarycznym współczynniku jest różny i zależy od liczby Reynoldsa. W zakresie $150 \leq Re \leq 1000$ występuje zna-

czny udział współczynnika strat wynikających z oporów liniowych ze wzrostem liczby Reynoldsa udział ten znacznie maleje ; w zakresie $1000 \leq Re \leq 3000$ współczynnik strat wynikających z oporów liniowych jest znacznie mniejszy od współczynnika strat wynikającego z oporów miejscowych ; w zakresie $Re > 3000$ współczynnik strat wynikający z oporów liniowych jest bardzo mały, a tym samym na sumaryczny współczynnik strat w głównej mierze wpływa współczynnik strat wynikający z oporów miejscowych. Ze względu na nieznaczny udział współczynnika strat miejscowych w sumarycznym współczynniku strat dla przepływów o liczbie Reynoldsa mniejszej od 150 może on być pominięty.



Rys. 6.32. Zależność współczynnika oporów miejscowych ξ od liczby Reynoldsa Re dla ostrobrzeźnej szczeliny pierścieniowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym - porównanie wyników badań własnych (krzywa —) z wynikami wg [14,45,66,73,80,106] (krzywa - - -).



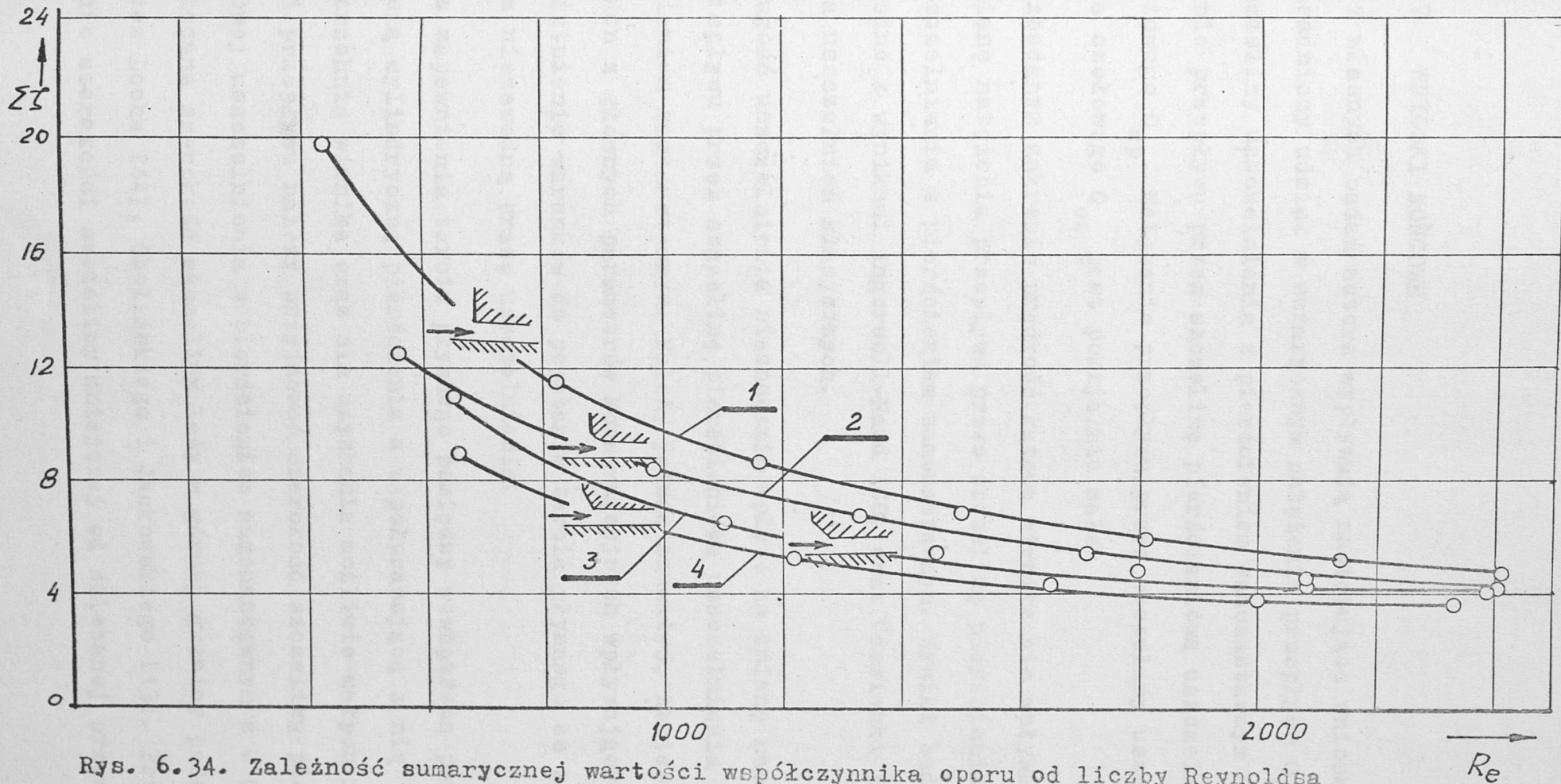
6.9. Wpływ kształtu krawędzi wlotowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym na sumaryczną wartość współczynnika oporu

Dla określenia wpływu kształtu krawędzi wlotowej na sumaryczną wartość współczynnika oporu przeprowadzono porównanie dla jednakowej długości szczeliny $l = 0,4 d_w$ i jednakowej szerokości szczeliny $s = 0,002 d_w$ dla wybranych kształtów krawędzi wlotowych (tablica 5.2). Dla porównania przyjęto wirniki o średnicy $d_w = 50,00$ mm i średnim arytmetycznym odchyleniu profilu $R_{a1,6} = 1,34 \cdot 10^{-3}$ mm oraz $R_{a1,8} = 0,54 \cdot 10^{-3}$ mm.

Na rys. 6.34 przedstawiono doświadczalne krzywe zależności sumarycznej wartości współczynnika oporu w funkcji liczby Reynoldsa ($\Sigma S = f(Re)$). Przedstawione krzywe odpowiadają wybranym kształtom krawędzi wlotowej pierścienia i tak krzywa 1 odpowiada krawędzi ostrobrzeżnej, spełniającej warunki wymagane przez polską normę [58] dla zwęzek, krzywa 2 odpowiada krawędzi o promieniu $R = 0,8$ mm, krzywa 3 odpowiada krawędzi ściętej pod kątem 45° na długości $l' = 0,8$ mm, krzywa 4 - odpowiada krzywej ściętej pod kątem 15° na długości $l' = 0,8$ mm.

Jak z porównania widać największy sumaryczny współczynnik oporu odpowiada krawędzi ostrobrzeżnej, natomiast zaokrąglenie lub ścięcie krawędzi wlotowej o $0,8$ mm powoduje wyraźne obniżenie wartości współczynnika oporu.

Z przeprowadzonych badań wypływa wniosek, że jakiegokolwiek stopienie krawędzi wlotowej znacznie pogarsza pracę uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym.



Rys. 6.34. Zależność sumarycznej wartości współczynnika oporu od liczby Reynoldsa dla krawędzi wlotowych.

krzywa 1 - krawędź ostrobrzeźna

krzywa 2 - krawędź ϕ promieniu $R = 0,8$ mm

krzywa 3 - krawędź ścięta $\alpha = 45^\circ$ na długość $l = 0,8$ mm

krzywa 4 - krawędź ścięta $\alpha = 15^\circ$ na długość $l = 0,8$ mm

7. WNIOSKI KOŃCOWE

Z własnych badań autora wypływają następujące wnioski:

1. Zasadniczy udział w sumarycznym natężeniu przepływu Q_s przez szczeliny uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym ma natężenie przepływu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia osiowego Q_{sp} . Natężenie przepływu przez szczeliny uszczelnienia czołowego Q_{sc} jest pomijalnie małe.
2. W zbadanym zakresie prędkość kątowna wirnika nie wpływa na zmianę natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym. Wyniki badań są zgodne z wynikami Ingersoll-Rand [80] oraz Udowienki [97] dla uszczelnień klasycznych.
3. Długość uszczelnienia nieznacznie wpływa na zmianę natężenia przepływu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym. Należy jednak zauważyć, że jest to jeden z głównych parametrów konstrukcyjnych wpływających na zaistnienie warunków do powstania tarcia płynnego co zapewnia niezawodną pracę uszczelnienia.
4. Dla zapewnienia tarcia płynnego pomiędzy wewnętrzną powierzchnią cylindryczną pierścienia a współpracującą z nią powierzchnią wirnika oraz dla uzyskania możliwie małych natężeń przepływu należy przyjmować szerokość szczeliny pierścieniowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym $s = 0,001 d_w$. Zalecana szerokość szczeliny leży w górnej granicy podanej przez Locha [44], Cholińskiego i Jackowskiego [13]. Przyjmowanie szerokości szczeliny mniejszej od zalecanej przez au-

tora, tzn. $s < 0,001 d_w$ powoduje zanik tarcia płynnego.

5. Dla zapewnienia tarcia płynnego zaleca się przyjmowanie chropowości współpracujących powierzchni cylindrycznych pierścienia i wirnika $R_a = 1,34 \div 2,7 \cdot 10^{-3}$ mm.
6. Krawędź wlotowa uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym winna być ostrobrzeżna. Zalecać można wykonanie jej zgodnie z wytycznymi polskiej normy [58] dla zwęzek.
7. Jak stwierdzono na podstawie przeprowadzonych doświadczeń, na przykładzie wody i oleju Boxol-140 lepkość kinematyczna cieczy wywiera bardzo duży wpływ na natężenie przepływu przez szczelinę pierścieniową uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym. Charakter zmian natężenia przepływu cieczy w funkcji lepkości kinematycznej jest zgodny z charakterem zmian lepkości kinematycznej w funkcji temperatury.
8. Liniowy współczynnik oporu hydraulicznego λ dla szczeliny pierścieniowej uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym jest jednoznaczna funkcją liczby Reynoldsa. Można go określić według otrzymanych wzorów (6.8) i (6.9).
9. Współczynnik oporów miejscowych ζ dla szczeliny pierścieniowej w uszczelnieniu z pierścieniem samonastawnym o ostrobrzeżnej krawędzi wlotowej jest jednoznaczna funkcją liczby Reynoldsa. Można go określić według otrzymanych wzorów (6.10), (6.11), (6.12). W dostępnej literaturze nie spotkano wzorów umożliwiających obliczenie wartości współczynnika oporów miejscowych w funkcji liczby Reynoldsa dla tego typu uszczelnień.
10. Współczynnik przepływu μ nie jest jednoznaczna funkcją liczby Reynoldsa, należy go obliczać według wzoru (2.12).

11. Uzyskany z badań materiał doświadczalny i analityczny pozwala na uogólnienie i uściślenie metod obliczeń uszczelnień z pierścieniem samonastawnym. Pozwala to na bardziej dokładne określenie natężenia przepływu przez uszczelnienie, jak również na prawidłowy dobór parametrów konstrukcyjnych.

Przy podejmowaniu dalszych prac badawczych, autor widzi potrzebę zajęcia się zagadnieniami dotąd bliżej nie rozpoznanymi a mającymi istotne znaczenie dla rozwoju techniki uszczelniania maszyn i urządzeń przepływowych. Do zagadnień tych zaliczyć można przede wszystkim:

- ustalenie wpływu zmian lepkości czynników o różnych stanach skupienia np. gaz i solgaz, para wodna itp.,
- ustalenie wpływu różnych kształtów geometrycznych współpracujących powierzchni wirnika z pierścieniem. Jak można sądzić może to mieć wpływ na niezawodność eksploatacyjną zastosowanego uszczelnienia,
- zbadanie jednoczesnego współdziałania uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym z innymi typami uszczelnień np. uszczelnieniem czołowym. Może to mieć istotny wpływ na praktyczne rozszerzenie zakresu stosowalności tychże uszczelnień.

W końcu należy zwrócić uwagę na istotną rolę szeroko pojętych badań trybologicznych w tej dziedzinie techniki.

8. L I T E R A T U R A

1. Aburaszitow S.A., Zorian L.A.: K woprosu opredelenija koefficjenta soprotiwlenija w upkrotnitel'nych kalcach i promeżdutoecznych centrobeżnyh nasosow. Masziny i neftjianoje oborudowanije Nr 11/1968.
2. Ajzensztejn M.D., Centrobieżnyje nasosy dlja neftjianoj promyszlenosti. Gostoptechnizdat. Moskwa 1957.
3. Altszul A.D. Gidrawliczeskije soprotiwlenija. Izd. "Nedra" Moskwa 1970.
4. Baszta T.M. Hydraulika w budowie maszyn - poradnik. WNT. Warszawa 1966.
5. Baszta T.M. Urządzenia hydrauliczne - konstrukcja i obliczenie. WNT. Warszawa 1967.
6. Baszta T.M., Rudniew S.S., Niekrasow B.B., Bajbakow O.B., Kirikowski Ju.L., Gidrawlika, gidrawliczeskije masziny i gidrawliczeskije priwody. Maszinostrojenije Moskwa 1970.
7. Borowski E.I., Żiżokin W.T., Końcewyje upkrotnienija pławajuszczego tipa dlja wysokooborotnych pitatelnych nasosow T.E.S. Eniergomaszinostrojenije Nr 8/1972.
8. Bowden F.P., Tabor D., Tarcie i smarowanie. PWN Warszawa 1962.
9. Bretsznajder S., Zagadnienie projektowania procesów przemysłu chemicznego. t.1. PWT Warszawa 1956.
10. Brosch J., Dąbrowski S., Poradnik inżyniera mechanika. t.2. Rozdział VIII. Pompy wirowe. WNT Warszawa 1969.
11. Brun E.A., Martinot-Lagarde A., Mathieu J., Mécanique des fluides. Dunod Parsi 1968.
12. Burcan J., Łożyska o małej długości względnej przy pracy w warunkach przekoszenia osi. Przegląd Mechaniczny Nr 8/73.
13. Choliński A., Jackowski K.: Uszczelnienia wałów kotłowych pomp zasilających. Przegląd Mechaniczny Nr 1/1975.
14. Church A.H., Centrifugal Pumps and Blowers. New York-John Wiley and Sons INC Chapman and Hall, LTD London 1945.

15. Cieślak K., Laboratorium z mechaniki płynów. Politechnika Poznańska, Poznań 1972.
16. Cole G.H.A., Dynamika płynów. PWN Warszawa 1964.
17. Czeżow Ju.K., K pasczetu objemnego k.p.d. centrobieżnych nasosow. Energomaszinstrojenije Nr 2/1974.
18. Czegurko W.E., Czegurko L.E., Wlijanije okružnych skorosti potoka pered kolcewym upłotnieniem na jewo raschodnuju charakteristiku. Gidrawliczeskije masziny Nr 7/1973 Izd. Charkowskowo Uniwersiteta.
19. Czetwertyński E., Utrysko B.: Hydraulika i Hydromechanika. PWN Warszawa 1968.
20. Dodge L., Noncontacting dynamic packing labyrinth shaft seals. Prod.Engng. 1963, 34.
21. Eck B., Technische Strömungslehre. Springer - Verlag Berlin (Göttingen) Heidelberg 1961.
22. Eusepi M.W., Mc Grew J.M.: Analysis and test of a floating bush seal. Proc.6-th Int.Conf.Fluid Seal., Munich 1973.
23. Fuller D.D., Teoria i praktyka smarowania. PWT Warszawa 1960.
24. Gawliński M., Wpływ wybranych cech konstrukcyjnych na działanie uszczelnień ślizgowych. Praca doktorska. PWr.Wrocław 1972.
25. Gosztowtt L., Uszczelnienia i materiały uszczelniające. PWT Warszawa 1959.
26. Greń J., Statystyka matematyczna modele i zadania. PWN Warszawa 1974.
27. Guillon M., Teoria i obliczenia układów hydraulicznych. WNT Warszawa 1967.
28. Harris H.D., An elastohydrodynamic analysis of the sleeve type high pressure seal. Trans. ASME 1972, F94, Nr 4.
29. Hansel H., Podstawy rachunku błędów. WNT Warszawa 1968.
30. Janecki J., Poradnik inżyniera mechanika tom I, Rozdział XIV. Tarcie, smarowanie i zużycie. WNT Warszawa 1968.
31. Janecki J., Hebda M., Tarcie, smarowanie i zużycie części maszyn. WNT Warszawa 1959.

32. Jezierski J., Analiza tolerancji i zamienności części maszyn. WNT Warszawa 1973.
33. Karincew J.B., O podjemnoj sile w szczelewych upłotnienijach. Trudy laboratorii gidrawliczeskich maszyn. Wypusk 10. Izd. Akademia Nauk Ukrainskoj SSR. Kijew 1962.
34. Karincew J.B. O turbulentnom dwiżenii wjaskoj neczimaemoj židkosti w korotkich podszipnikowych szche ljach. Trudy laboratorii gidrawliczeskich maszin. Wypusk 11. Izd. Akademia Nauk Ukrainskoj SSR. Kijew 1964.
35. Kasprzycki B.: Planowanie eksperymentu WNT Warszawa 1971.
36. Klentak H., Michalski K., Analiza dokładności pomiaru natężenia przepływu cieczy. Pomiar, Automatyka, Kontrola Nr 11, 1970.
37. Korewa W., Zygmunt K., Podstawy konstrukcji maszyn .t. II. WNT Warszawa 1967.
38. Kozłowski H., Łożyska tłokowych silników spalinowych. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności. Warszawa 1974.
39. Kuratow T., Pomiary przepływów cieczy, par i gazów. Wydawnictwo „Śląsk” Katowice 1967.
40. Kwapińska D., Pietrasik R., Pewność ruchowa łożysk ślizgowych promieniowych smarowanych wodą. Zagadnienie tarcia zużycia i smarowania. Zeszyt 10/1971.
41. Lawrowski Z. Ćwiczenia z podstaw konstrukcji maszyn. Poradnik Łożyska ślizgowe. PWr. Wrocław 1973.
42. Lawrowski Z., Luzy i pasowanie łożysk ślizgowych. Przegląd Mechaniczny Nr 15/1966.
43. Leichthammer A., Tolerancje i pasowanie w budowie maszyn. WNT Warszawa 1964.
44. Loch E., Schwimmring - Dichtungen, Konstruktion 16 (1964) Helf 8.
45. Łazarkiewicz S., Troskolański A.T. Pompy wirowe. PWT Warszawa 1959.
46. Łomakin A.A., Centrobeżnyje i osewyje nasosy. Izd. Maszino-strojenije. Moskwa 1966 Leningrad.

47. Makarow G.W., Upłotnitelnyje ustrojstwa. Izd. Maszynostrojenije . Leningrad 1973.
48. Malc L.U., Gidrawlika w sudowych maszynach. Sudostrojenije. Leningrad 1971.
49. Marcinkowskij W.A., Wycislenije radialnych sił w mnogo-szczelowych upłotnienijach centrobieżnych nasosow. Gidrawliczeskije masziny nr 5/1971.
50. Marcinkowskij W.A., Gidrodinamika i procznost' centrobieżnych nasosow. Maszynostrojenije. Moskwa 1970.
51. Mayer E., Uszczelnienia czołowe. WNT Warszawa 1970.
52. Michajłow A.K., Maljuszenko W.W., Konstrukcji i pasczet centrobieżnych nasosow wysokowo dawlenija. Maszynostrojenije Moskwa 1971.
53. Mirzadzanzade A.Ch., Chasajew A.M. Zajcew Ju.W., Gurbanow R.S., Kierimow R.G., Kafarow I.M., Tieorija i praktika primienienija głubinych nasosow z gidrawliczeskim zatworom. Izd. "Hedra" Moskwa 1968.
54. Moszyński W., Wykład elementów maszyn. część III Łożyskowanie. PWT Warszawa 1955.
55. Nowicki Z., Przepływ cieczy przez szczeliny pierścieniowe. Przegląd Mechaniczny nr 11/1970.
56. Okoński Z., Straty szczeliniowe w pompach śrubowych. Materiały konferencyjne Hydro-Forum 1973, A6 Gdańsk-Bydgoszcz 3-5.X.1973.
57. Orłow P.I., Osnowy konstruirowanija. Kniga 2. Maszynostrojenije. Moskwa 1972.
58. Pflleiderer C., Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase. Springer-Verlag. Berlin (Göttingen) Heidelberg 1955.
59. Plutecki J., Określenie przepływu przez uszczelnienie wewnętrzne pompy. Przegląd Mechaniczny Nr 7/1969.
60. Plutecki J., Rohatyński R., Wajda A.: Ćwiczenia laboratoryjne z pomp. Skrypt Politechnika Wrocławska, Wrocław 1974.
61. PN-58/M-04250. Struktura geometryczna powierzchni. Określenie chropowatości.

62. Norma PN-65/M-53950: Pomiar natężenia płynów za pomocą zwężek.
63. Prandtl L. Dynamika przepływów. PWN Warszawa 1956.
64. Prosnak W.J., Mechanika Płynów.t.I. PWN Warszawa 1970.
65. Reyman Z., Przepływy powrotne i wypływy cieczy przez nieszczelności pomp odśrodkowych. Biuletyn Nr 526 IMP PAN Gdańsk 1967.
66. Rohatyński R., Żownir R., Przepływ cieczy przez szczeliny pierścieniowe o nieruchomych ściankach. Przegląd Mechaniczny Nr 4/1974.
67. Rohatyński R., Żownir R.: Przepływ cieczy przez szczeliny pierścieniowe o obracających się ściankach. Przegląd Mechaniczny Nr 18/1974.
68. Romer E., Miernictwo przemysłowe. PWN Warszawa 1970.
69. Rudniew S.S., Mielaszczenko W.I., Wlijanije konstrukcji pieredniewo upłotnienija koleasa na charakteristiku cientrobieżnowo nasosa. Chimiczeskoje i neftjanoje maszynostrojenija Nr 2/1970.
70. Rumszyski L.Z., Matematyczne opracowanie wyników eksperymentu. WNT Warszawa 1973.
71. Ruthenberg Meyer L., Mating materials and environment combinations for specific contact - and clearance - type seals. Lubric. Eng., 1973, 29, Nr 2.
72. Rydlewicz J., Analiza wpływu odchyłek wybranych wymiarów na charakterystykę pompy przepływowej wirnikowej. Materiały na Sympozjum Naukowe: Nowoczesność konstrukcji i technologii produkcji pomp przemysłowych oraz ich eksploatacji. Nakł. Kieleckiej Fabryki Pomp „Białogon” Kielce 1971.
73. Siniew N.M., Udowiczenko P.M., Bessalnikowyje wodjanyje nasosy. Atomizdam Moskwa 1972.
74. Smirnow N.W., Dunin-Borkowski I.W.: Kurs rachunku prawdopodobieństwa i statystyki matematycznej. PWN Warszawa 1969.
75. Snegowski F.P., Rasczet i konstruktirovanie podszipnikow skolzenija. Izd. Technika Kijew 1974.
76. Solski P., Zużycie cierne metali. WNT Warszawa 1968.

77. Stampa B., Experimentelle Untersuchungen an axial durchströmten Ringspalten. Dissertation. Technische Universität Braunschweig 1971.
78. Steller K, Reyman Z., Przepływ powrotny przez szczeliny przywlotowe jednostopniowych pomp odśrodkowych. Prace Instytutu Maszyn Przepływowych 53. PWN Warszawa-Poznań 1971.
79. Steller K, Reyman Z., Straty szczelinowe w pompach odśrodkowych. Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej Nr 23. Wrocław 1973.
80. Stepanoff A.J., Radial - und Axialpumpen. Springer-Verlag Berlin (Göttingen) Heidelberg 1959.
81. Stożarski T., Znaczenie i dobór wartości luzu w łożyskach ślizgowych. Przegląd Mechaniczny Nr 16/1973.
82. Strzałkowski A., Ślizyński A., Matematyczne metody opracowania wyników pomiarów. PWN Warszawa 1969.
83. Surek D., Untersuchung der Radreibungs- und Undichtheitsverluste in Radialpumpen. Maschinenbautechnik 15 (1966) Heft 7 Heft 8.
84. Sysak Z., Stanowisko do badania samonastawnej tulejki jako elementu uszczelniającego. VI Sympozjum Podstaw Konstrukcji Maszyn 28.V.-2.VI.1973 r., Jadwisin k/Warszawy. Instytut Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1973.
85. Sysak Z., Tulejka samonastawna między powierzchniami walcowymi jako uszczelnienie bezstykowe. Instytut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów PWr. Komunikat nr 73. Wrocław 1974.
86. Sysak Z., Zagadnienia uszczelnień samonastawnych. Prace Naukowe Instytutu Maszyn i Urządzeń Hydraulicznych oraz Aparatury Przemysłowej PWr Nr 2 Wrocław 1970.
87. Sysak Z., Zagadnienia uszczelnień samonastawnych. Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej Nr 23 Wrocław 1973.
88. Szablowski K., Pompy wyporowe. PWN Warszawa -Kraków 1967.
89. Taylor G.I., Stability of a Viscous Liquid contained between Two Rotating Cylinders. Phil. Trans. of the Royal Soc. of

London 1923 v. 223.

90. Tokar' I. Ja., Projektirowanije i pasczet oporow trjenija. Maszinostrojenije. Moskwa 1971.
91. Troskolański A. T., Hydromechanika. t. III. Pomiarы wodne. PWT Warszawa 1957.
92. Troskolański A. T., Hydromechanika. t. II. Hydraulika. PWT Warszawa 1954.
93. Troskolański A. T., Hydromechanika. WNT Warszawa 1962.
94. Troskolański A. T., Maszyny i urządzenia hydrauliczne. PWN Warszawa-Poznań 1974.
95. Trutnovsky K., Berührungsdichtungen. Springer-Verlag. Berlin (Göttingen) Heidelberg 1958.
96. Tuliszka E., Mechanika płynów. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Poznańskiej. Poznań 1972.
97. Udowenko A. A., Koefficient raschoda kolcewych szczelej. Energomaszinostrojenije Nr 4/66
98. Uginczus A. A., Gidrawlika i gidrawliczeskije maszyny. Izd. Charkowskowo ordena trudow krasnowo znatienji gosudarstwen-nogo uniwersitieta A. M. Gorkowo. Charkow 1966.
99. Uinjajew I. A., Łopastnyje nasosy. Maszinostrojenije Leningrad 1973.
100. Walden H., Stasiak J., Mechanika cieczy i gazów w inżynierii sanitarnej. Arkady Warszawa 1971.
101. Wasilcow E. A., Beskontaktnyje upłotnienija. Izd. Maszinostrojenije Leningrad 1974.
102. Wasilcow Z. A., Niewielicz W. W., Giermeticzeskije elektro-nasosy. Izd. Maszinostrojenije. Leningrad 1968.
103. Weber D., Experimentelle Untersuchungen an axial durchströmten, Kreisringförmigen Spaltdichtungen für Kreiselpumpen. Konstruktion 1972 heft 6.
104. Wilda A., Flüssigkeitgesperrte Wellendichtungen für Kreis-
elverdichter. 4. Internationale Dichtungstagung 12-14. Okt. 70.
Dresden.

105. Wilton E.B. Wstęp do badań naukowych. PWN Warszawa 1968.
106. Warster R.C., Thorne E.W., Measurement of leakage flow through the wearing rings of a centrifugal pump and its effect on overall performance. The British Hydromechanics Research Association RR 619. April 1959.
107. Wysocki J., Mechanika Płynów. PWN Warszawa 1967.
108. Volk W., Statystyka stosowana dla inżynierów. WNT Warszawa 1973.
109. Yamada Y., Resistance of flow through an annulus with an inner rotating cylinder. Bulletin of the JSME nr 18/1962.
110. Yamada Y., Watanabe S., Frictional Moment and Pressure Drop of the Flow through Co-Axial Cylinders with an Outer Rotating Cylinder. Bulletin of the JSME Vol.16, no 93, March 1973.
111. Zajdel A.N., Oszibki izmerenija fizycznych wieliczin. Izd. Nauka Leningra 1974.
112. Zapałowicz L., Poradnik inżyniera mechanika t.1 rozdział IV Mechanika cieczy i gazów. A. Wybrane zagadnienia z hydromechaniki. WNT Warszawa 1968.
113. Zubkow I.A., Upłotnienija w gidroturbinach. Maszynostrojnicze Leningrad 1972.

Odbiorcy

egz.

- | | |
|---|---|
| 1. Dział Wydawnictw Politechniki Wrocławskiej | 1 |
| 2. Archiwum Instytutu I-20 | 1 |
| 3. Promotor | 1 |
| 4. Recenzenci | 2 |
| 5. Autor | 2 |

"
a
1

Symbol UKD Słowny odpowiednik symbolu UKD:

621.82-763.001

Uszczelnienia. Badania

Dyscyplina naukowa:

: 1.2. Mechanika i budowy maszyn

Specjalność:

:06 Podstawy konstrukcji maszyn

R

I-20

Autor: **Zdzisław Sysak**

T Tytuł pracy:

Wpływ wybranych cech konstrukcyjnych na działanie uszczelnienia z pierścieniem samonastawnym.

:

ss. **112** rys. **51** tabl. **14** wyk. **-** poz. bibliogr. **113**

(w przypadku pracy opublikowanej podać pełny opis bibliograficzny publikacji).

Data zgłoszenia pracy w Urzędzie Patentowym PRL:

Nr tematu	Nr zlecenia	Nr archiwum	APW	CINTE
41 104	-	I-20/K-135/75	tak	tak

Rodzaj pracy: **doktorska, podstawowa**

Data rozpoczęcia pracy: **1968**

Data zakończenia pracy: **1975**

Promotor (tytuł, nazwisko, imię): **doc.dr inż. Mieczysław Teisseyre**

Wyniki badań (zastosowane w praktyce – gdzie; przekazane do zastosowania – komu; nadają się do przekazania – komu; stanowią podstawę do dalszych badań; jeśli praca była zamówiona, podać przez kogo):

Ośrodkiem Badawczo-Rozwojowym oraz biurom projektowym przemysłu maszynowego.

na odwrócie analiza (zachować układ pionowy)

*jest autoreferat
o nr tym samym
I-20/K-135/75*

ss. 34.