

P O L S K A A K A D E M I A N A U K
I N S T Y T U T M A S Z Y N P R Z E P Ł Y W O W Y C H

PRACE
I N S T Y T U T U M A S Z Y N
P R Z E P Ł Y W O W Y C H

T R A N S A C T I O N S
O F T H E I N S T I T U T E O F F L U I D - F L O W M A C H I N E R Y

67-68

W A R S Z A W A - P O Z N A Ń 1 9 7 5

P A Ń S T W O W E W Y D A W N I C T W O N A U K O W E

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPLYWOWYCH

poświęcone są publikacjom naukowym z zakresu teorii i badań doświadczalnych w dziedzinie mechaniki i termodynamiki przepływów, ze szczególnym uwzględnieniem problematyki maszyn przepływowych

*

**THE TRANSACTIONS OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW
MACHINERY**

exist for the publication of theoretical and experimental investigations of all aspects of the mechanics and thermodynamics of fluid-flow with special reference to fluid-flow machinery

KOMITET REDAKCYJNY - EXECUTIVE EDITORS
KAZIMIERZ STELLER - REDAKTOR - EDITOR
JERZY KOŁODKO · JÓZEF ŚMIGIELSKI
ANDRZEJ ŻABICKI

REDAKCJA - EDITORIAL OFFICE
Instytut Maszyn Przepływowych PAN,
80-952 Gdańsk, skr. pocztowa 621, ul. Gen. Józefa Fiszerza 14, tel. 41-12-71

Copyright
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe
Warszawa 1975

Printed in Poland

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE - ODDZIAŁ W POZNANIU

Nakład 380+90 egz.

Ark. wyd. 28,5. Ark. druk. 22

Pap. druk. sat. kl. V, 70 g 70×100 cm

Nr zam. 112/77

Oddano do składania 10 I 1975 r.

Podpisano do druku 20 IX 1975 r.

Druk ukończono we wrześniu 1975 r.

R-17/661 Cena zł 86,-

DRUKARNIA UNIwersytetu im. A. Mickiewicza w Poznaniu

HYDROFORUM

KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA

na temat

WSPÓLCZESNE PROBLEMY BADAŃ
I EKSPLOATACJI MASZYN HYDRAULICZNYCH

Gdańsk, 3 - 5 października 1973 r.

*

HYDROFORUM

SCIENTIFIC-TECHNICAL CONFERENCE

on

MODERN PROBLEMS OF RESEARCH AND
UTILIZATION OF HYDRAULIC MACHINES

Gdańsk, October 3 - 5, 1973

*

ГИДРОФОРУМ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ

на тему

СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ ИССЛЕДОВАНИЙ
И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН

г. Гданьск, 3 - 5 октября 1973 г.

ZBIGNIEW OKOŃSKI

Gdańsk*

Straty szczelinowe w pompach trójśrubowych

1. Wstęp

Spośród pomp olejowych, stosowanych w urządzeniach i układach hydraulicznych, na wyróżnienie zasługują pompy śrubowe. Ze względu na swe zalety (duża niezawodność i żywotność, cichobieżność, dobra sprawność w szerokim zakresie prędkości obrotowej, ciśnienia i lepkości czynnika) z powodzeniem konkurują one z pompami wyporowymi innych typów i znajdują coraz szersze zastosowanie. Stosowane są przede wszystkim jako pompy smarne i paliwowe na statkach i w agregatach lokomotyw spalinowych, w hydraulice siłowej oraz w zespołach zasilających układy regulacji, na przykład w regulatorach energetycznych maszyn wodnych.

Do zasadniczych części pompy śrubowej należą ślimaki (śruby) i obudowa (korpus). W pompach trójśrubowych czynny ślimak i współpracujące z nim dwa ślimaki bierne tworzą razem z obudową międzyzwojowe komory oddzielające ssanie od tłoczenia. Dzięki szczególnym kształtom zębów śrubowych, mechanizm śrubowy tłoczy ciecz przy stosunkowo małych przeciekach.

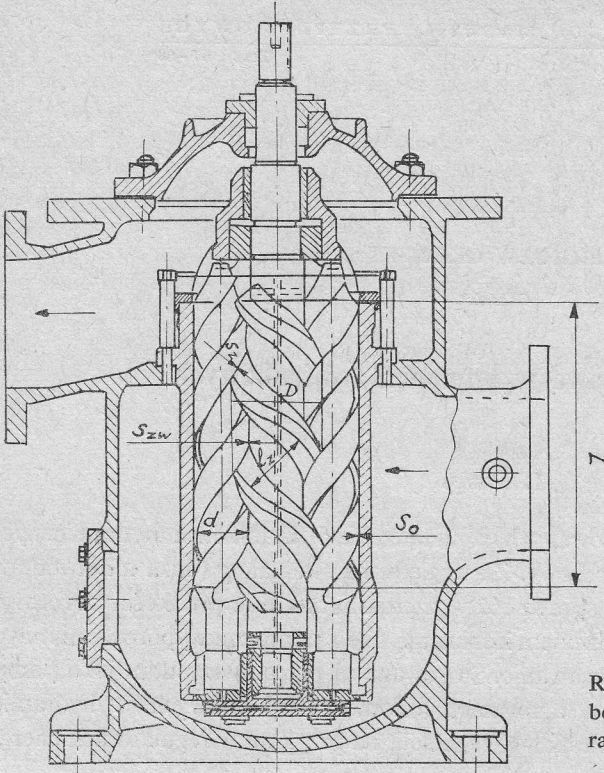
Straty spowodowane nieszczelnością stanowią jednak znaczną część teoretycznej wydajności pomp śrubowych. Przy danej prędkości obrotowej ślimaków straty te zależą od luzów rzeczywistych w pompie, długości i ilości zwojów ślimaków, ciśnienia oraz lepkości i gęstości przetłaczanej cieczy. Względna wartość strat szczelinowych określa sprawność objętościową pompy oraz przebieg jej charakterystyk.

Zmniejszenie strat spowodowanych przepływem cieczy przez szczeliny jest jednym z głównych czynników polepszenia ekonomiczności omawianych pomp. Dlatego też w budowie pomp śrubowych duże znaczenie przypisuje się ustaleniu ilościowych zależności pomiędzy wartością sumarycznych strat szczelinowych a ważniejszymi parametrami pracy pompy, tj. ciśnieniem, lepkością i gęstością cieczy oraz prędkością obrotową elementów wirujących.

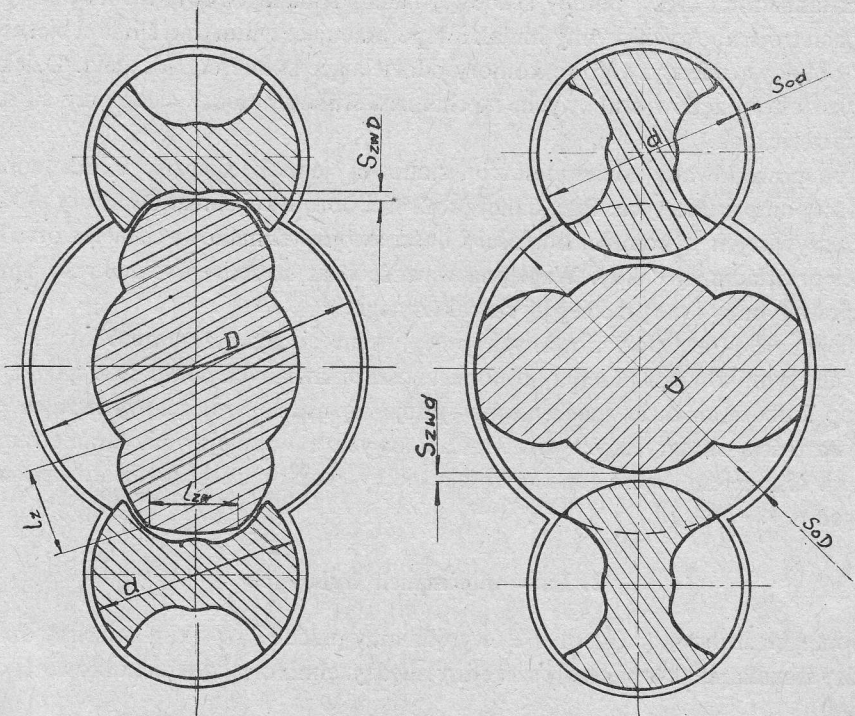
2. Luzy w pompach śrubowych

W pompach śrubowych (rys. 1 i 2) wyróżniamy przede wszystkim szczeliny obwodowe (pomiędzy ślimakami i korpusem) i szczeliny międzyzębne oraz wierzchołkowe (pomiędzy ślimakami).

* Politechnika Gdańska.



Rys. 1. Przekrój przez pompę śrubową z zaznaczonymi wielkościami charakterystycznymi D , d , L oraz wysokościami szczelin S_0 , S_z i S_{zw}



Rys. 2. Luzy międzyzębne i obwodowe oraz szerokości szczelin międzyzębnych w pompie śrubowej

2.1. Wysokość szczelin międzyzębnych S_z

Graniczne luzy międzyzębne zależą od modułu zębów i są (dla $m < 2$ mm) do niego w przybliżeniu proporcjonalne [1]. Ponieważ średnica charakterystyczna, np. zewnętrzna średnica ślimaka $D = m(z/\text{tg } \gamma + 2)$ jest funkcją modułu m , liczby zębów z oraz kąta wzniosu linii śrubowej γ , to dla pomp geometrycznie podobnych ($z = \text{const}$ i $\gamma = \text{const}$) luzy międzyzębne są także proporcjonalne do średnicy charakterystycznej D . Oznacza to, że

$$S_z \sim D. \quad (1)$$

2.2. Wysokość szczelin wierzchołkowych S_w

W podobny sposób można wykazać, że wysokość szczelin wierzchołkowych S_w (rys. 2), między wierzchołkami zębów a dnem wrębów, są w pompach śrubowych geometrycznie podobnych proporcjonalne do ich wymiarów głównych. Nominalna wartość luzu wierzchołkowego jest bowiem ustalana w zależności od modułu. Oznacza to, że dla $z = \text{const}$ luz wierzchołkowy jest proporcjonalny do średnicy koła wierzchołkowego, a więc

$$S_w \sim D. \quad (1a)$$

2.3. Wysokość szczelin obwodowych S_0

Luzy obwodowe pomiędzy ślimakiem głównym i ślimakami bocznymi a korpusem wynikają z cech charakterystycznych układu tolerancji ISA. Otwory w korpusach są wykonywane najczęściej w tolerancji H7, natomiast ślimaki w e6.

Zgodnie z założeniami ISA, tolerancja wykonania T jest w przybliżeniu proporcjonalna do pierwiastka sześciennego ze średnicy D (wałka lub otworu), to jest

$$T = t \cdot \sqrt[3]{D}, \quad (2)$$

gdzie t jest współczynnikiem staranności obróbki, wskazującym na określoną klasę dokładności wykonania. W związku z tym można napisać, że

$$S_0 \sim \sqrt[3]{D}. \quad (3)$$

Wynika stąd, że wysokość szczelin obwodowych S_0 w innym stopniu zależy od średnicy D aniżeli S_z i S_w . W przybliżeniu jednak (w granicach tolerancji dopuszczalnej) można napisać, że

$$S_0 \sim D. \quad (4)$$

2.4. Szerokość szczelin międzyzębnych l_z

Przez szerokość szczeliny międzyzębnej l_z (rys. 2) można rozumieć długość zarysu zębów ślimaka głównego. Na podstawie pomiaru tej wielkości w 11 pompach śrubowych dwuzwojowych stwierdzono, że szerokości szczelin międzyzębnych wynoszą

$$l_z = (0,9 - 1,0) D. \quad (5)$$

2.5. Szerokość szczelin wierzchołkowych l_w

Jako szerokość szczeliny wierzchołkowej l_w można przyjąć długość wierzchołków zębów oznaczonych na rys. 2. Pomiar szerokości szczelin wierzchołkowych wykazały, że

$$l_w \cong D. \quad (6)$$

2.6. Szerokość szczelin obwodowych l_o

Przez szerokość szczelin obwodowych l_o rozumiemy długość obwodu otworu, w którym osadzone są ślimaki (rys. 3). Długość ta wynika z następującej zależności:

$$l_o = l_{oD} + l_{od}, \quad (7)$$

gdzie l_{oD} – szerokość szczeliny obwodowej ślimaka głównego, l_{od} – szerokość szczeliny obwodowej ślimaków bocznych.

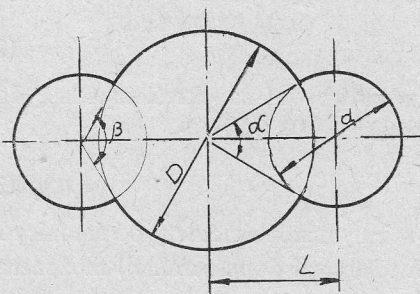
Podstawiając odpowiednie zależności geometryczne (rys. 3) otrzymamy:

$$l_o = \pi D(1 - \alpha/180) + 2\pi d(1 - \beta/360), \quad (8)$$

gdzie

$$\alpha = 2 \arccos \frac{D^2 + 4L_0^2 - d^2}{4DL_0}, \quad (9)$$

$$\beta = 2 \arccos \frac{d^2 + 4L_0^2 - D^2}{4dL_0}.$$



Rys. 3. Przekrój przez obudowę ślimaków pompy śrubowej. Linia gruba oznacza szerokość szczeliny obwodowej l_o

Z powyższych zależności wynika, że dla pomp geometrycznie podobnych

$$l_o \sim D. \quad (10)$$

W pompach produkowanych w kraju wielkości geometryczne występujące we wzorze (9) przyjmują następujące wartości:

$$\alpha = 60^\circ, \quad \beta = 112^\circ, \quad d = 0,6D.$$

3. Natężenie przepływu cieczy przez szczelinę Q_s

Natężenie przepływu cieczy przez szczelinę wyznaczyć można z równania Bernoulliego i z równania przepływu, tj.

$$c dc + \frac{dp}{\rho} + \lambda \cdot \frac{c_s^2}{2D_h} \cdot dx = 0, \quad (11)$$

$$Q_s = F \cdot c_s, \quad (12)$$

gdzie p – ciśnienie, c – prędkość cieczy w szczelinie, ρ – gęstość cieczy, λ – współczynnik oporu przepływu, x – wymiar liniowy, zgodny z kierunkiem strumienia cieczy, $F = l \cdot S$ – poprzeczny przekrój szczeliny (stały na całej długości L szczeliny), D_h – średnica hydrauliczna szczeliny.

Dla szczeliny prostokątnej i pierścieniowej średnica hydrauliczna D_h wynosi:

$$D_h = 2R_h = \frac{2F}{U} = \frac{2l \cdot S}{2l + S} \approx S, \quad (13)$$

gdzie R_h – promień hydrauliczny, U – obwód zwilżony szczeliny.

Całka równania (11) po uwzględnieniu związku (13) i granic całkowania oraz warunku, że $c_1 \cong c_2$ prowadzi do następującej zależności:

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \frac{\lambda \cdot c_s^2 \cdot L}{2S}, \quad (14)$$

w której Δp oznacza różnicę ciśnień pomiędzy wlotem i wylotem szczeliny. Podstawiając równanie przepływu (12) do zależności (14), otrzymujemy wzór na natężenie przepływu przez szczelinę w następującej postaci:

$$Q_s = \frac{l \cdot S}{\sqrt{\frac{\lambda \cdot L}{S}}} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (15)$$

gdzie wyrażenie

$$\frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda \cdot L}{S}}} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = c_s \quad (16)$$

oznacza średnią prędkość przepływu cieczy przez szczelinę, natomiast wyrażenie

$$\frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda \cdot L}{S}}} = \mu \quad (17)$$

nazywane jest współczynnikiem przyprywu. Tak więc natężenie przepływu przez szczelinę

można napisać w postaci:

$$Q_s = \mu \cdot F \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (18)$$

a średnią prędkość przepływu cieczy przedstawić wzorem:

$$c_s = \mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (19)$$

lub

$$c_s = \mu \cdot P^{1/2},$$

gdzie

$$P = \frac{2\Delta p}{\rho}.$$

4. Współczynnik oporu przepływu

Współczynnik oporu przepływu λ jest zależny od liczby Reynoldsa. Funkcja $\lambda = f(Re)$ nie jest jednoznacznie określona. Przykładowo J. Zick [2] podaje, że dla szczelin pierścieniowych w zakresie $40 \leq Re \leq 2000$ ważna jest zależność:

$$\lambda = \frac{16}{Re^{1/3}} - \frac{5}{Re^{1/2}} + \frac{40}{Re}. \quad (20)$$

Wymieniony autor podaje, że 40%-owa ekscentryczność przy wysokości szczeliny $s = 40 \mu\text{m}$ nie wpływa w sposób zasadniczy na zmianę natężenia przepływu.

Z kolei Lorenz [3] wskazuje, że dla przepływu cieczy przez rurę z rdzeniem współczynnik oporu przepływu można wyrazić zależnością:

$$\lambda = a + b \cdot Re^c. \quad (21)$$

Wartości współczynników a , b i c przedstawiono na rys. 4.

Inny wzór na współczynnik oporu podają Bauer, Bruha i Janar [4]. Według nich

$$\lambda = 2,656 - Re^{-0,5}. \quad (22)$$

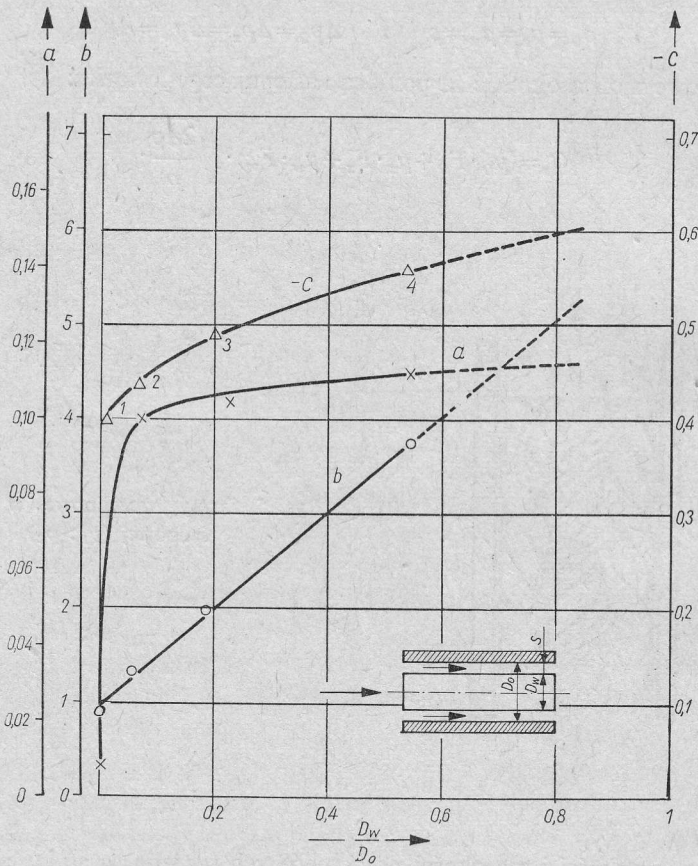
W naszych rozważaniach przyjmujemy, że

$$\lambda = A \cdot Re^\alpha, \quad (23)$$

gdzie

$$Re = \frac{c_s \cdot S}{\nu}.$$

Najmniejsze odchyłki pomiędzy równaniami (20) i (23) występują wówczas, gdy $A = 22$ $\alpha = -0,4$. Największe różnice osiągają wartość 2,8% dla liczby Reynoldsa $Re = 40$.



Rys. 4. Przebieg współczynników a , b , c podanych przez Lorenza

Różnice w wartościach są jeszcze mniejsze przy porównaniu (23) i (21). Dla $Re=40$ różnica w tym przypadku wynosi zaledwie 2%. Na uwagę zasługuje również i to, że w zakresie $40 \leq Re \leq 2000$ wartość wykładnika α dla określonej wartości A pozostaje prawie stała. Na tej podstawie można sądzić, że:

- zależność (23) może znaleźć zastosowanie do wyznaczania współczynnika λ ,
- w zakresie liczb Reynoldsa od 40 do 2000, przyjęcie stałej wartości współczynnika α należy uznać za dopuszczalne.

5. Straty szczelinowe w pompach śrubowych

Straty szczelinowe Q_s w pompie śrubowej można przedstawić jako sumę natężeń przepływu przez poszczególne szczeliny (rys. 5):

$$Q_s = Q_{s0} + Q_{sz} + Q_{sw} \quad (24)$$

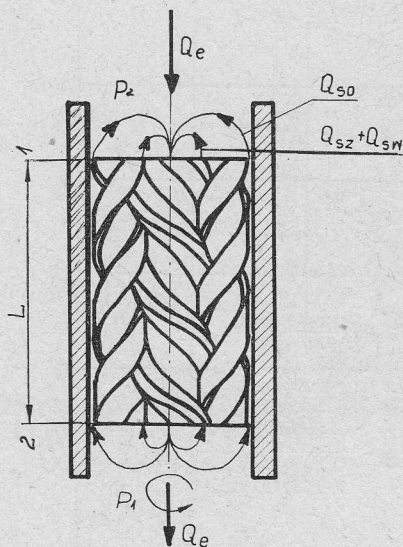
gdzie Q_{s0} – straty szczelinowe przez szczeliny obwodowe, $Q_{sz} + Q_{sw}$ – straty szczelinowe przez szczeliny międzyzębne i wierzchołkowe.

Na podstawie (18) i przy założeniu, że:

$$\rho_0 = \rho_z = \rho_w = \rho \quad \text{i} \quad \Delta p_0 = \Delta p_z = \Delta p_w = \Delta p$$

straty szczelinowe można określić za pomocą następującego związku:

$$Q_s = (\mu_0 \cdot F_0 + \mu_z \cdot F_z + \mu_w \cdot F_w) \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (25)$$



Rys. 5. Straty szczelinowe w pompie śrubowej ($p_1 > p_2$)

Zakładając, że wysokości i szerokości poszczególnych szczelin są stałe na całej długości, możemy napisać, że:

$$Q_s = (\mu_0 \cdot l_0 \cdot S_0 + \mu_z \cdot l_z \cdot S_z + \mu_w \cdot l_w \cdot S_w) \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (26)$$

Wstawiając zależność (23) na współczynnik oporu przepływu λ do zależności (17), po przekształceniu otrzymamy średnią prędkość przepływu, wyrażoną następującą zależnością:

$$c_s = \frac{S^{\frac{1-\alpha}{\alpha}} \cdot v}{A^{\frac{1}{\alpha}} \cdot \mu^{\frac{2}{\alpha}} \cdot L^{\frac{1}{\alpha}}} \quad (27)$$

Porównując prędkości przepływu z zależności (19) i (27) otrzymamy:

$$\mu = \frac{S^{\frac{1-\alpha}{\alpha+2}} \cdot v^{\frac{\alpha}{\alpha+2}}}{A^{\frac{1}{\alpha+2}} \cdot L^{\frac{1}{\alpha+2}} \cdot p^{2\alpha+4}} \quad (28)$$

Przy założeniu, że lepkość ν oraz współczynniki A są dla wszystkich szczelin takie same,

tzn. $v_o = v_z = v_w$ i $A_o = A_z = A_w$ oraz $\alpha = \text{const}$, równanie (26), po uwzględnieniu (28), przyjmie postać:

$$Q_s = \frac{1}{A^{\frac{1}{\alpha+2}}} \left(\frac{S_0^{\frac{3}{\alpha+2}} \cdot l_0}{L_0^{\frac{1}{\alpha+2}}} + \frac{S_z^{\frac{3}{\alpha+2}} \cdot l_z}{L_z^{\frac{1}{\alpha+2}}} + \frac{S_{sz}^{\frac{3}{\alpha+2}} \cdot l_{zw}}{L_{zw}^{\frac{1}{\alpha+2}}} \right) \cdot \left(\frac{\Delta p}{\rho} \right)^{\frac{1}{\alpha+2}} \cdot \left(\frac{1}{v} \right)^{\frac{-\alpha}{\alpha+2}} \quad (29)$$

Wykorzystując zależności (1), (1a), (4), (5), (6) i (10) oraz uwzględniając, że długości szczelin L są proporcjonalne do średnicy charakterystycznej D , tzn.

$$L_0 \sim D, \quad L_z \sim D, \quad L_{zw} \sim D, \quad (30)$$

otrzymamy równanie (29) w następującej postaci:

$$Q_s = K \cdot D^{\frac{\alpha+4}{\alpha+2}} \cdot \left(\frac{\Delta p}{\rho} \right)^{\frac{1}{\alpha+2}} \cdot \left(\frac{1}{v} \right)^{\frac{-\alpha}{\alpha+2}} \quad (31)$$

Sprawą otwartą pozostaje właściwe określenie wartości wykładnika α dla przepływu przez szczeliny pompy śrubowej. Wyznaczenie wykładnika α wymagałoby niezwykle pracochłonnych badań doświadczalnych, które same w sobie stanowią odrębne zagadnienie. W naszych rozważaniach posłużymy się informacjami zaczerpniętymi z badań modelowych.

Kierując się wynikami badań Lorenza [3] można przyjąć, że $\alpha = -0,5$ będzie najbardziej odpowiednią wartością dla szczelin omawianych w niniejszej pracy.

Z zależności (29) i (31) wynika, że prędkość obrotowa nie ma wpływu na stosunek strat szczelinowych dwu pomp geometrycznie podobnych. W granicach pewnych wartości n potwierdzają to spostrzeżenie badania H. Petermana [5], M. Perkuna i B. Stampa [6] oraz K. Stellera i Z. Reymanna [14], a także badania własne przeprowadzone na pompach śrubowych.

Dla $\alpha = -0,5$ zależność (31) przyjmie postać:

$$Q_s = K \cdot D^{7/3} \cdot \left(\frac{\Delta p}{\rho} \right)^{2/3} \cdot \left(\frac{1}{v} \right)^{1/3} \quad (32)$$

Wartość wyrażenia $K \cdot D^{7/3}$ zależy od wielkości i konstrukcji pompy. Wprowadzając wyrażenie $K \cdot D^{7/3} = K_c$, otrzymamy równanie (32), odniesione do tej samej pompy, w postaci:

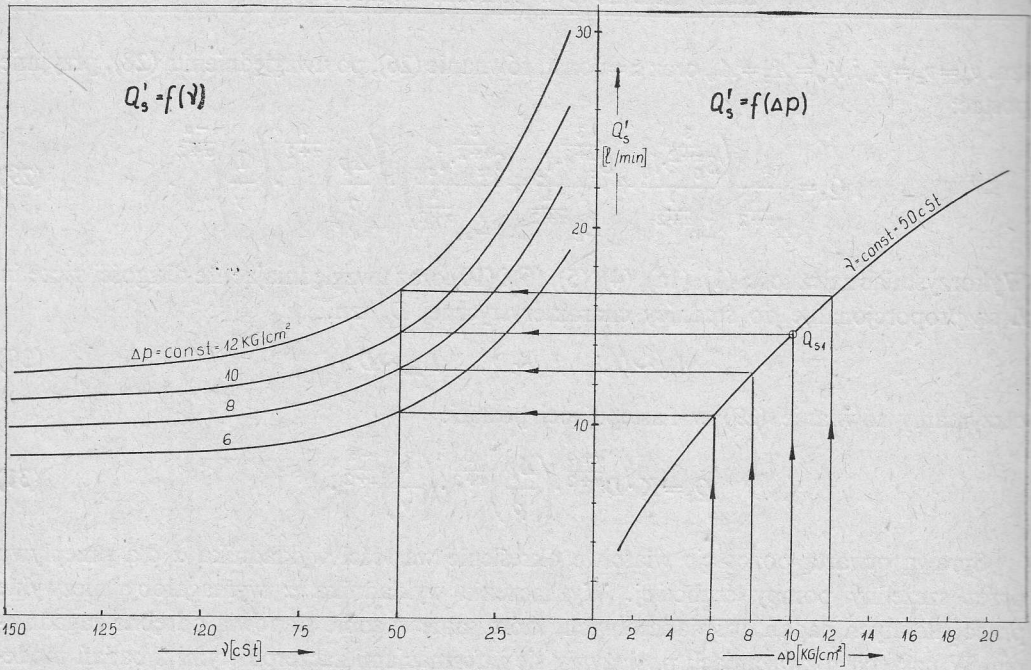
$$Q_s = K_c \left(\frac{\Delta p}{\rho} \right)^{2/3} \cdot \left(\frac{1}{v} \right)^{1/3} \quad (33)$$

W związku z tym, dla pompy przy różnych parametrach jej pracy otrzymujemy zależność:

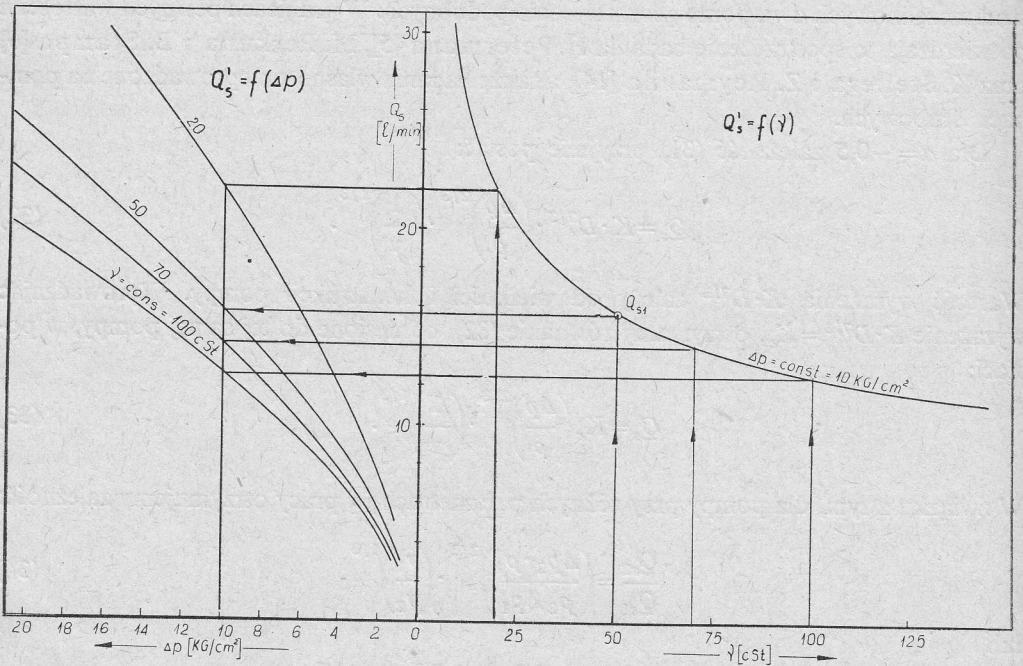
$$\frac{Q_{s2}}{Q_{s1}} = \left(\frac{\Delta p_2 \cdot \rho_1}{\rho_2 \Delta p_1} \right)^{2/3} \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{1/3} \quad (34)$$

lub

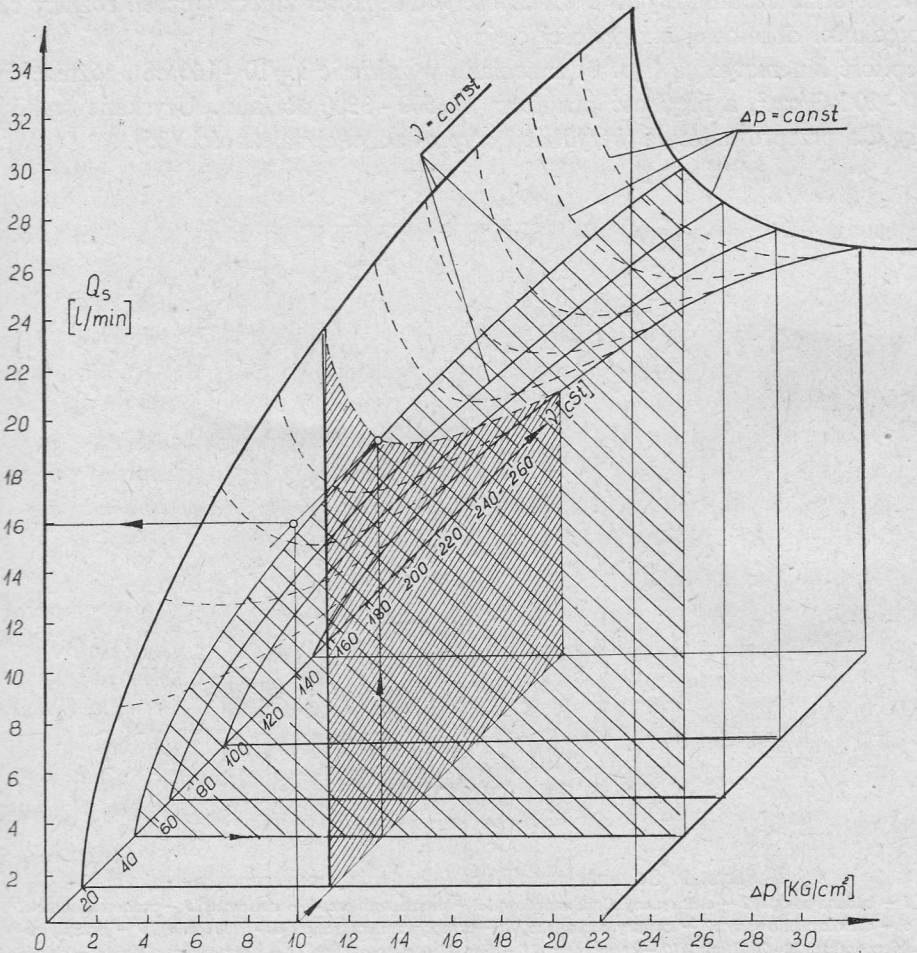
$$Q_{s2} = Q_{s1} \cdot \left(\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} \right)^{2/3} \cdot \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)^{2/3} \cdot \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{1/3} \quad (35)$$



Rys. 6. Wyznaczenie charakterystyk strat szczelinowych $Q'_s = f(v)$ pompy śrubowej na podstawie znanej jednej wartości $Q_{s1}(\nu_1, \Delta p_1)$



Rys. 7. Wyznaczenie charakterystyk strat szczelinowych $Q'_s = f(\Delta p)$ pompy śrubowej na podstawie znanej jednej wartości $Q_{s1}(\Delta p_1, \nu_1)$



Rys. 8. Przebiegi strat szczelinowych Q_s w zależności od różnicy ciśnienia Δp i lepkości oleju v w pompie śrubowej

O ile znane są straty szczelinowe Q_{s1} pompy pracującej przy parametrach Δp_1 , ρ_1 i v_1 , to na podstawie zależności (35) wyznaczyć można straty szczelinowe Q_{s2} przy parametrach Δp_2 , ρ_2 i v_2 .

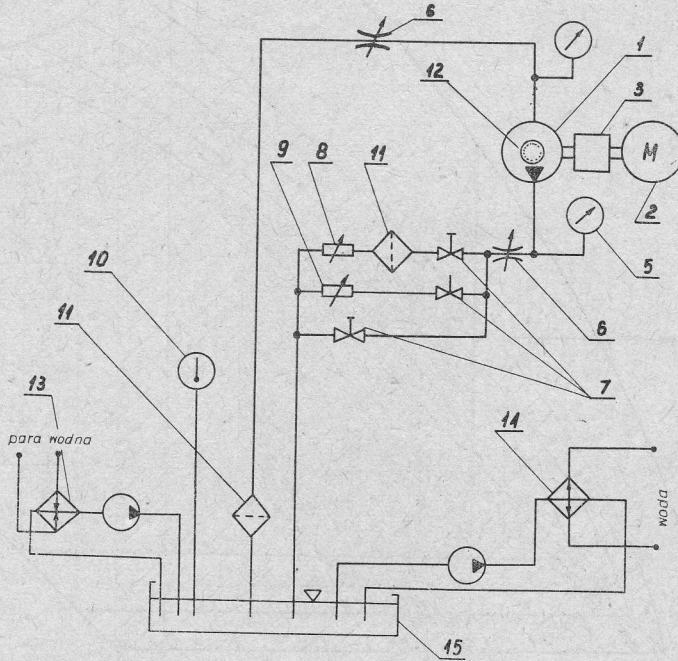
Na rys. 6 i 7 przedstawiono przebieg krzywych $Q_s = f(\Delta p)$ i $Q_s = f(v)$. Z wykresów tych można wyznaczyć wartość strat szczelinowych Q_s dla dowolnych parametrów (Δp , v). Znaną wartość strat szczelinowych oznaczono jako Q_{s1} . Na rys. 8 przedstawiono przebieg strat szczelinowych w układzie przestrzennym.

6. Badania doświadczalne

Badania doświadczalne przeprowadzono na 11 pompach trójśrubowych geometrycznie podobnych o następujących średnicach ślimaka głównego: $D=32, 38, 45, 52, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 125$ mm. Stanowisko badawcze przedstawiono na rys. 9. Celem badań było

określenie strat szczelinowych w zależności od lepkości kinematycznej, różnicy ciśnień Δp , prędkości obrotowej n i gęstości oleju ρ .

Lepkość kinematyczną (rys. 8) zmieniano w zakresie $\nu=10-160$ cSt, różnicę ciśnień $\Delta p=0-20$ kG/cm², a prędkość obrotową $n=500-3300$ obr/min. Uzyskane wyniki posłużyły dla przeprowadzenia weryfikacji wyprowadzonej zależności (35).



Rys. 9. Schemat stanowiska do badania pomp śrubowych

1 - badana pompa, 2 - elektryczny silnik napędowy, 3 - momentomierz, 4 - manometr, 5 - manowakuometr, 6 - dławik regulowany, 7 - zawory odcinające, 8 - przepływomierz (zakres 60 - 6000 l/min), 9 - przepływomierz (zakres 20 - 200 l/min), 10 - termometr, 11 - filtr, 12 - obrotomierz, 13 - nagrzewnica oleju, 14 - chłodnica oleju, 15 - zbiornik zlewowy

W czasie badania pomp śrubowych mierzono: ciśnienie tłoczenia, ciśnienie ssania, lepkość oleju, prędkość obrotową i wydajność pompy. Straty szczelinowe wyznaczono z zależności:

$$Q_s = Q_{th} - Q_e, \quad (36)$$

gdzie Q_{th} - wydajność teoretyczna pompy, Q_e - wydajność rzeczywista pompy.

Wydajność teoretyczną Q_{th} określono z zależności

$$Q_{th} = 0,895 \cdot D^3 \cdot n, \quad (37)$$

gdzie D - średnica ślimaka głównego, n - prędkość obrotowa pompy.

Wydajność rzeczywistą Q_e pompy określono z pomiaru ilości cieczy przepływającej w określonym czasie. Ilość przepływającej cieczy mierzono przepływomierzem wporowym z dokładnością $\pm 0,5\%$, zaś czas z dokładnością odczytu 0,1 s. Objętość przepływającego oleju mierzono przez okres 1 min, co daje błąd względny pomiaru czasu $e_t \approx 0,2\%$.

W najniekorzystniejszych warunkach błąd pomiaru natężenia przepływu wynosił $\epsilon_Q \approx 0,7\%$.

Ciśnienie tłoczenia mierzono manometrem precyzyjnym o zakresie 0 - 40 kG/cm^2 i klasie 0,5.

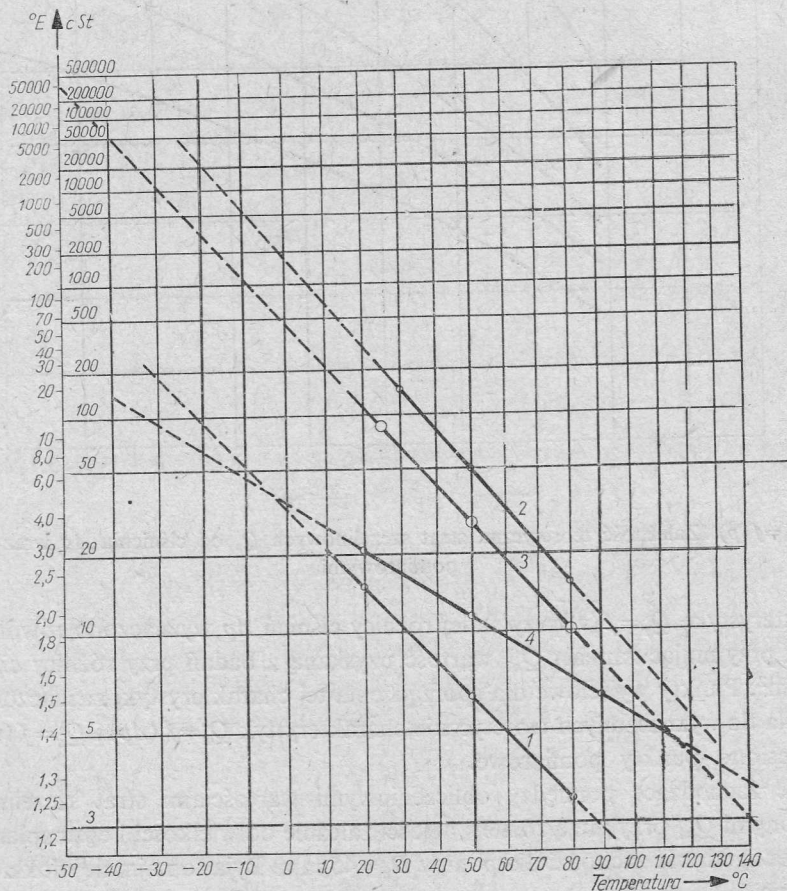
Ciśnienie ssania mierzono manowakuometrem rtęciowym.

Prędkość obrotową n mierzono za pomocą przetwornika fotoelektrycznego i tarczki z 60 podziałami na obwodzie.

Lepkość oleju określono w aparacie Englera i Vogel-Ossaka, a wyniki zamieszczono na rys. 10.

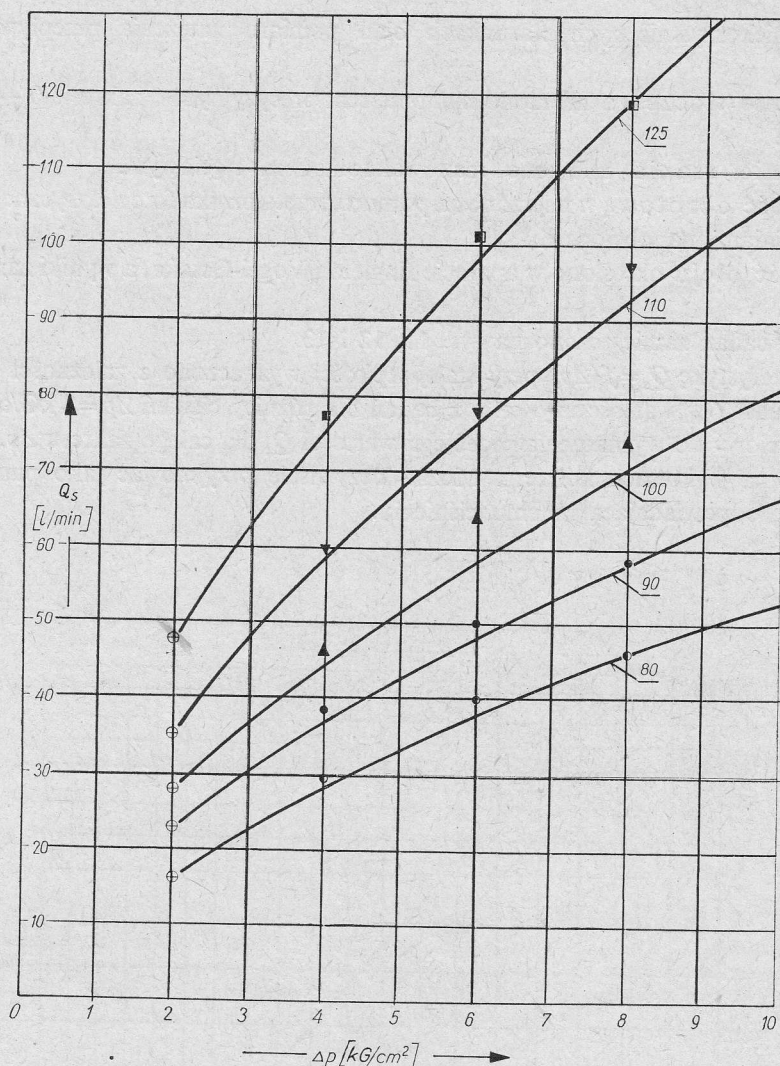
Wyniki badań zamieszczono na rys. 11, 12 i 13.

Charakterystykę $Q_s = f(\Delta p)$ przy stałej lepkości wyznaczono z zależności (35), wstawiając zamiast Q_{s1} wartość uzyskaną z badań dla różnicy ciśnień $\Delta p = 2 \text{ kG/cm}^2$. Był to punkt wyjściowy do wyznaczenia przebiegu wartości Q_s dla całego zakresu Δp . Punkt ten oznaczono na wykresach kółkiem. Można oczywiście przyjmować jako punkt wyjścia wartość Q_s odpowiadającą innemu ciśnieniu.



Rys. 10. Zależność lepkości ν od temperatury t dla olejów

1 - AMG-10, 2 - Lux 5, 3 - Hydrol 20, 4 - mieszanina oleju napędowego i AMG-10

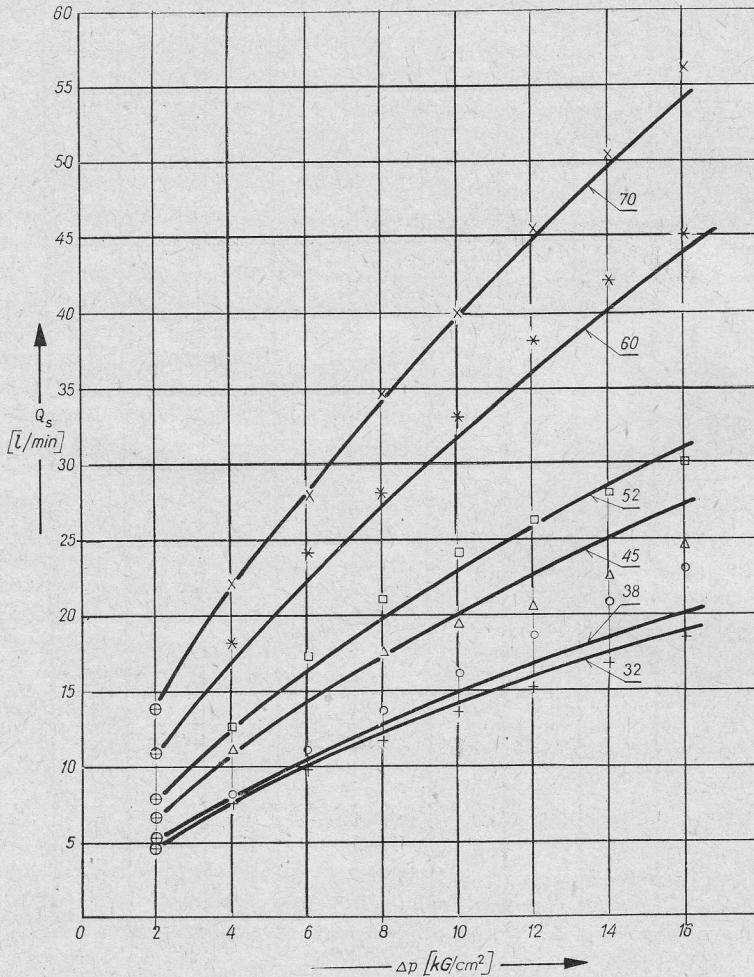


Rys. 11. $Q_s=f(p)$. Zależność teoretyczna strat szczelinowych Q_s od ciśnienia Δp wraz z punktami pomiarowymi

Charakterystykę $Q_s=f(v)$ przy stałej różnicy ciśnień Δp wyznaczono również z zależności (35), przyjmując zamiast Q_{s1} wartość uzyskaną z badań przy różnicy ciśnień $\Delta p = 10 \text{ kg/cm}^2$. Punkty wyjściowe dla sporządzenia tej charakterystyki zaznaczono również kółkiem. Na tle wyznaczonych teoretycznie charakterystyk $Q_s=f(\Delta p)$ i $Q_s=f(v)$ (rys. 11 - 13) naniesiono punkty pomiarowe.

Różnice zachodzące pomiędzy obliczeniowymi wartościami strat szczelinowych Q_s a pomierzonymi Q_{s1} przyjmują różne wartości zależnie od wielkości i egzemplarza pompy. Najmniejsza zgodność zachodzi dla pompy $D_n=45 \text{ mm}$. Była to najmniej dokładnie wykonana pompa.

Charakterystyka $Q_s=f(\Delta p)$ dla $v=\text{const}$ wykazuje lepszą zgodność z analogiczną



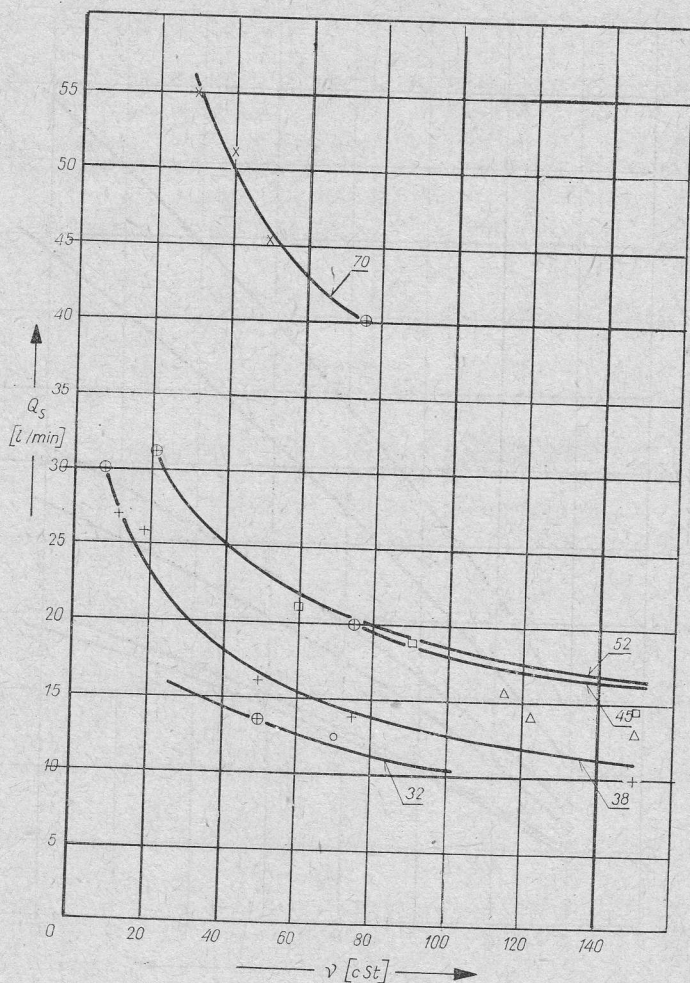
Rys. 12. $Q_s = f(\Delta p)$. Zależność teoretyczna strat szczelinowych Q_s od ciśnienia Δp wraz z punktami pomiarowymi

charakterystyką otrzymaną z badań, aniżeli charakterystyka $Q_s = f(v)$. Wynika to stąd, że dokładne określenie lepkości oleju jest bardzo trudne. Lepkość zależna jest od temperatury (rys. 8), którą mierzy się zazwyczaj przed pompą. Pompa jest dodatkowym źródłem ciepła. W związku z tym, olej zostaje dodatkowo nagrany, a rozkład temperatury jest nierównomierny, a zatem i lepkość posiada różne wartości w różnych miejscach pompy.

7. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych rozważań otrzymano ogólną zależność strat szczelinowych w pompie śrubowej od jej parametrów charakterystycznych i wykładnika potęgowego.

Na podstawie analizy zależności (20), (21) i (22) na współczynnik oporu przepływu λ



Rys. 13. $Q_s = f(\nu)$. Zależność teoretyczna strat szczelinowych Q_s od lepkości ν wraz z punktami pomiarowymi

oraz przedstawionych tu wyników badań własnych można przyjąć, że dla pomp śrubowych najbardziej odpowiednią wartością na wykładnik α jest wartość równa $-0,5$.

Na podstawie badań potwierdzono, że dla pompy śrubowej, pracującej w zakresie liczb Reynoldsa $Re = 40 - 2000$ i prędkości obrotowej do 3300 min^{-1} , stosunek strat szczelinowych jest określony zależnością:

$$\frac{Q_{s2}}{Q_{s1}} = \left(\frac{\nu_1}{\nu_2}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1}\right)^{2/3}$$

Literatura

- [1] E. Janke, *Pasowanie i pomiary*. PWSZ, Warszawa 1954.
- [2] J. Zick, *Untersuchungen an Regelblenden sehr kleiner Offnung*. Olhydraulik u. Pneumatik 10/1966, Nr 9.

- [3] F. R. Lorenz, *Über turbulente Strömung durch Röhre mit Kreisring-förmigen Querschnitt*. Mitt. Inst. Strömungsmaschinen T. H. Karlsruhe, hrsg. v. Spannhake 1932, H. 2, s. 26.
- [4] Bauer, Bruha, Janar, *Zaklady Proudění*. Praha 1950, Ved. Techn. Naklad, str. 197.
- [5] H. B. Petermann, *Der Sekundäreinfluss des Spaltverlustes bei radialen Kreiselpumpen und Verdichtern mit Deckscheibe*. V.D.I. — Zeitschrift, Bd. 101, Nr 11, 1959.
- [6] H. B. Petermann, M. Pekrun, B. Stampa, *Influence of speed on the leakage of annuli. Pumps in Power Station*. Proceedings of the International Symposium held at Brunswick, September 1966.
- [7] M. Guillon, *Teoria i obliczanie układów hydraulicznych*. WNT, Warszawa 1966.
- [8] A. E. Żmud, *Wintowje nasosy s cikloidnym zaceplenijem*, Maszgiz, 1948.
- [9] A. Sukin, *Sprężarki śrubowe*. WNT, Warszawa 1964.
- [10] T. M. Baszta, *Hydraulika w budowie maszyn*. WNT, Warszawa 1966.
- [11] L. Prandl, *Dynamika przepływów*. Warszawa 1956.
- [12] H. Richter, *Rohrhydraulik*. Springer-Verlag Berlin (Göttingen) Heidelberg 1954.
- [13] W. M. Schlösser, *Eine Masstab-Theorie zur Voraussage des Verhalten von Mitgliedern einer Familie Hydraulischer Verdrängermaschinen*. Ölhydraulik u. Pneumatik 14. 1970 Nr 1.
- [14] K. Steller, Z. Reymann, *Przeptyw powrotny przez szczeliny przywlotowe jednostopniowych pomp odśrodkowych*. Prace IMP, z. 53, 1971.
- [15] K. Penske, *Verluste in Ölhydraulischen Anlagen*. Ölhydraulik u. Pneumatik 7, 1963, Nr 4.
- [16] R. Keller, *Übereinstimmung und Unterschied zwischen Hydrostatischen und hydrodynamischen Flüssigkeitsgetrieben auf Grund ihrer Ähnlichkeitsgesetze*. Ölhydraulik u. Pneumatik.
- [17] A. Noren, *Laminar flow through clearances and pipes with variable viscosity*. Report No. 2 from Division of Hydraulic Machinery. Royal Institute of Technology. Stockholm (Sweden) 1966.
- [18] D. Ulmer, *Handbuch der Hydraulik*. Sperry Rand Vickers. Auflage 1971.

Clearance Losses in Triple Screw Pumps

Summary

Clearance losses Q_s in screw pumps depend first of all on the pressure, viscosity and density of the medium pumped and on the actual clearances in the pump. Formulae allowing an evaluation of such losses in triple screw pumps operating at various pressures, viscosities, densities and rotational speeds are presented.

From a theoretical analysis and experimental investigations the following expression was obtained:

$$\frac{Q_{s2}}{Q_{s1}} = \left(\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{1/3},$$

where v — kinematic viscosity, ρ — density of the medium, Δp — pressure difference.

The above formula permits to calculate the clearance losses Q_{s2} of a pump operating at arbitrary Δp_2 , ρ_2 and v_2 if the clearance losses Q_{s1} for another set of parameters Δp_1 , ρ_1 and v_1 are known

Щелевые потери в трехвинтовых насосах

Резюме

Щелевые потери в винтовых насосах зависят прежде всего от давления, вязкости и плотности перекачиваемой среды, а также от действительных зазоров в насосе. В работе представлены зависимости, позволяющие оценивать эти потери в трехвинтовых насосах, работающих в условиях различных давлений, вязкостей, плотностей и скоростей вращения.

На основе теоретических рассуждений и лабораторных исследований доказывается, что:

$$\frac{Q_{s2}}{Q_{s1}} = \left(\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{\nu_1}{\nu_2}\right)^{1/3},$$

где ν — кинематический коэффициент вязкости, ρ — плотность среды, Δp — разница давлений.

Пользуясь указанной зависимостью можно вычислить щелевые потери Q_{s2} насоса, работающего при произвольных параметрах Δp_2 , ρ_2 , ν_2 если известны щелевые потери Q_{s1} для параметров Δp_1 , ρ_1 , ν_1 .