

P O L S K A   A K A D E M I A   N A U K  
INSTYTUT MASZYN PRZEPLYWOWYCH

PRACE  
INSTYTUTU MASZYN  
PRZEPLYWOWYCH

TRANSACTIONS  
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

83-84

WARSZAWA - POZNAŃ 1983

PAŃSTWOWE   WYDAWNICTWO   NAUKOWE

# PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

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

### RADA REDAKCYJNA—EDITORIAL BOARD

TADEUSZ GERLACH · HENRYK JARZYNA · JERZY KRZYŻANOWSKI  
STEFAN PERYCZ · WŁODZIMIERZ PROSNAK · KAZIMIERZ STELLER  
ROBERT SZEWAŁSKI (PRZEWODNICZĄCY - CHAIRMAN) · JÓZEF ŚMIGIELSKI

### KOMITET REDAKCYJNY—EXECUTIVE EDITORS

KAZIMIERZ STELLER — REDAKTOR — EDITOR  
WOJCIECH PIETRASZKIEWICZ · ZENON ZAKRZEWSKI  
ANDRZEJ ŻABICKI

### REDAKCJA—EDITORIAL OFFICE

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

Copyright  
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe  
Warszawa 1983

Printed in Poland

ISBN 83-01-04553-1  
ISBN 0079-3205

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE — ODDZIAŁ W POZNANIU

|                                         |                                   |
|-----------------------------------------|-----------------------------------|
| Nakład 340+90 egz.                      | Oddano do składania 17 VI 1982 r. |
| Ark. wyd. 21,5. Ark. druk. 16,75+1 wkl. | Podpisano do druku 22 IV 1983 r.  |
| Pap. druk. sat. kl. V, 70 g             | Druk ukończono w maju 1983 r.     |
| Nr zam. 489/184.                        | E-9/215. Cena zł 200,—            |

DRUKARNIA UNIwersytetu IM. A. MICKIEWICZA W POZNANIU

# HYDROFORUM

## KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA

na temat

### PROBLEMY ROZWOJU HYDRAULICZNYCH MASZYN WIROWYCH ZE SZCZEGÓLNYM UWZGLĘDNIENIEM POTRZEB ENERGETYKI

Porąbka-Kozubnik, 20 - 23, września 1980 r.

\*

# HYDROFORUM

## SCIENTIFIC-TECHNICAL CONFERENCE

on

### DEVELOPMENT PROBLEMS OF HYDRAULIC TURBOMACHINES WITH SPECIAL ACCOUNT OF THE NEEDS OF POWER ENGINEERING

Porąbka-Kozubnik, September 20 - 23, 1980

\*

# ГИДРОФОРУМ

## НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ

на тему

### ПРОБЛЕМЫ РАЗВИТИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РОТОРНЫХ МАШИН С ОСОБЫМ УЧЕТОМ НУЖД ЭНЕРГЕТИКИ

Поромбка-Козубник, 20 - 23 сентября 1980 г.

JANUSZ PLUTECKI

Wrocław\*

## Praca tarczy odciążającej w pompie wielostopniowej

W pracy przedstawiono wyniki badań pracy tarczy odciążającej zamontowanej w pompie cztero-stopniowej, średnociśnieniowej. Badania przeprowadzono przy dwóch wielkościach siły osiowej (duża, mała), w zakresie charakterystyki pompy, przy dwóch kompletach tarcz odciążających (nowa, zużyta). Otrzymane eksperymentalnie zależności między różnicą ciśnień, przepływem i wielkością szczeliny, porównano z wartościami uzyskiwanymi z częściej stosowanych formuł obliczeniowych. Na podstawie uzyskanych wyników wyciągnięto wnioski.

### 1. Wprowadzenie

Jednym z najczęściej stosowanych sposobów równoważenia siły osiowej w pompie wielostopniowej jest sposób polegający na zastosowaniu tarczy odciążającej. Siła osiowa  $F_1$  powstająca przy pompowaniu cieczy równoważona jest siłą osiową  $F_{od}$  powstająca w wyniku różnicy ciśnień cieczy  $\Delta p_{od}$  (rys. 1). Ponieważ zespół wirujący pompy ma możliwość swobodnego przesuwania się osiowego, dlatego do danej wartości siły  $F_1$  dostosowuje się wartość siły  $F_{od}$ , przez samoczynną zmianę różnicy ciśnień  $\Delta p_{od}$  w obrębie tarczy odciążającej.

Różnica ciśnień  $\Delta p_{od}$  ulega zmianie wskutek zmiany szerokości szczeliny  $b$  między tarczą odciążającą i przeciwtarczą (opory przepływu), co wpływa na wartość natężenia przepływu w tej szczelinie.

Natężenie przepływu  $Q_{od}$  przez szczelinę między tarczą odciążającą i przeciwtarczą, jej wymiary i różnica ciśnień  $\Delta p_{od}$  występująca w jej obrębie, związane są zależnością

$$Q_{od} = \mu A \sqrt{2 \frac{\Delta p_{od}}{\rho}}, \quad (1)$$

gdzie  $\mu$  — współczynnik przepływu,  $A$  — przekrój przepływowy szczeliny,  $\rho$  — gęstość cieczy.

We wzorze tym najczęściej jako przekrój przepływowy szczeliny przyjmuje się pole wlotu do szczeliny  $A = \pi d_w b$ .

W takim przypadku jednoznaczność powiązania parametrów w równaniu (1) uzależniona jest od jednoznacznego przyjęcia współczynnika  $\mu$ . Literatura przedmiotu podaje

\* Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej.

szereg zależności teoretycznych lub empirycznych [1 - 10] pozwalających określić współczynnik przepływu  $\mu$ . Wielkością wynikową w równaniu (1), istotnie wpływającą na własności energetyczne pompy (straty — sprawność objętościowa) i pewność ruchową (zatarcie), jest szerokość szczeliny między tarczą odciążającą i przeciwtarczą.

Współczynnik przepływu  $\mu$  określany najczęściej na podstawie badań modelowych prowadzonych na specjalnych stanowiskach, w wyidealizowanych warunkach, ujmuje w sposób bardziej lub mniej złożony jego zależność od parametrów konstrukcyjnych między tarczą odciążającą i przeciwtarczą oraz warunków przepływu. Brak jest natomiast informacji o wartościach współczynnika przepływu  $\mu$  w warunkach naturalnych występujących w pompie. Ze względu na zmienność naporu osiowego, złożoność przepływu cieczy dopływającej do szczeliny i przepływu w szczelinie, błędów wykonania i montażu, sztywności wału itp., w rzeczywistych warunkach pracy pompy współczynnik przepływu  $\mu$  i szerokość szczeliny  $b$  między tarczą odciążającą i przeciwtarczą może mieć wartość inną od obliczonej. Informacje o relacjach tych parametrów występujących w naturalnych warunkach pracy pompy, w stosunku do obliczonych na podstawie danych literaturowych, są szczególnie istotne dla konstruktorów pomp, gdyż w przypadku powiększenia szczeliny należałoby się spodziewać jedynie zwiększonych strat objętościowych, natomiast w przypadku zmniejszenia szczeliny istniałaby już realna groźba awarii pompy — zatarcie tarczy odciążającej.

W pracy podano wyniki badań tarczy odciążającej w rzeczywistych warunkach pracy pompy, które porównane z wartościami obliczonymi mogą rzucać pewne światło na tendencje zmian jej zachowania wynikające z pracy w realnej jednostce.

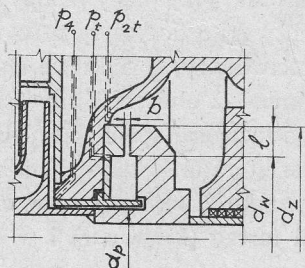
## 2. Realizacja badań

Badania pracy tarczy odciążającej przeprowadzono na dostosowanej do tego celu pompie czterostopniowej o parametrach nominalnych: wydajność  $Q=30 \text{ m}^3/\text{h}$ , wysokość podnoszenia  $H=130 \text{ m}$ , prędkość obrotowa  $n=2930 \text{ min}^{-1}$ . Oprócz oprzyrządowania do normalnych pomiarów energetycznych, dodatkowo zamontowano miernik natężenia przepływu przez szczelinę tarczy odciążającej, miernik przesunięć tarczy oraz manometry do pomiarów ciśnień przed tuleją dławiącą, przed i za szczeliną tarczy odciążającej. Schemat węzła odciążenia z zaznaczonymi punktami odbiorów ciśnienia pokazano na rys. 1. Szczelinę między tarczą i przeciwtarczą określono mierząc przesunięcie osiowe wału pompy (zespołu wirującego) za pomocą czujnika indukcyjnego. Zetknięcie tarczy odciążającej z przeciwtarczą w spoczynku przyjęto jako poziom wyjściowy do pomiaru szerokości szczeliny (szerokość szczeliny  $b=0$ ). Badana pompa jest jednostką budowy członowej, w której po montażu nie ma możliwości odwzorowania geometrii szczeliny, bez uciekania się do wyrafinowanych, kosztownych metod pomiaru. Elementy pompy były zaprojektowane i wykonane zgodnie z zaleceniami podawanymi przez literaturę, a montaż jej był prawidłowo wykonany. Najmniejsza wartość szczeliny, niebezpieczna z uwagi na możliwość zatarcia pompy, występuje w momencie zetknięcia się tarczy i przeciwtarczy; przyjęto to jako zerową szerokość szczeliny.

Jest to założenie wyidealizowane, zgodne z założeniami obliczeń (centryczność i równoległość obu współpracujących powierzchni). Jednakże z uwagi na niedokładności wykona-

nia i montażu oraz sztywności elementów pompy, średnia wartość szczeliny może być większa od wartości zmierzonej, co dawałoby większe wartości natężenia przepływu.

Badania wykonano na dwóch kompletach tarczy i przeciwtarczy. Komplet *A* był kompletem pracującym przed pomiarem jedynie kilka godzin w warunkach ustabilizowanej



Rys. 1 Rozmieszczenie odbiorów ciśnienia na badanej tarczy odciążającej

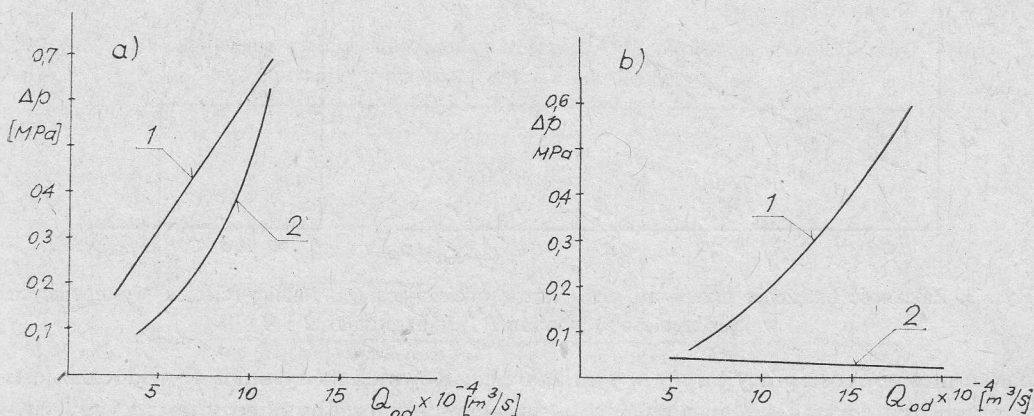
pracy i przy zapewnieniu odpowiedniej szczeliny między tarczą i przeciwtarczą. Powierzchnie współpracujące tarczy miały zazwyczaj stosowaną gładkość powierzchni  $R_z = 3 \mu\text{m}$ , a odchyłki kształtu i położenia miały wartości nie przekraczające normalnie stosowanych. Krawędź wlotowa ostra.

Tabela 1

Charakterystyczne wymiary (w mm) badanych tarcz odciążających

| Tarcza   | $d_p$ | $d_w$ | $d_z$ |
|----------|-------|-------|-------|
| <i>A</i> | 59,55 | 125,3 | 151,9 |
| <i>B</i> | 58,70 | 125,0 | 152,1 |

Komplet *B* był kompletem wyjściowo podobnym do kompletu *A*, lecz po kilkuset-godzinnej nieustabilizowanej pracy, w wyniku czego nosił na powierzchniach współpracujących ślady zużycia wskutek ich mechanicznego kontaktu (przytarcia). Wymiary charakterystyczne tarczy i przeciwtarczy zestawiono w tabeli 1.



Rys. 2 Spadki ciśnienia w szczelinie pierścieniowej i w obrębie tarczy odciążającej występujące:

a) w pomiarach 1 i 3, b) w pomiarach 2 i 4

1 – w szczelinie pierścieniowej przed tarczą odciążającą, 2 – w szczelinie między tarczą i przeciwtarczą

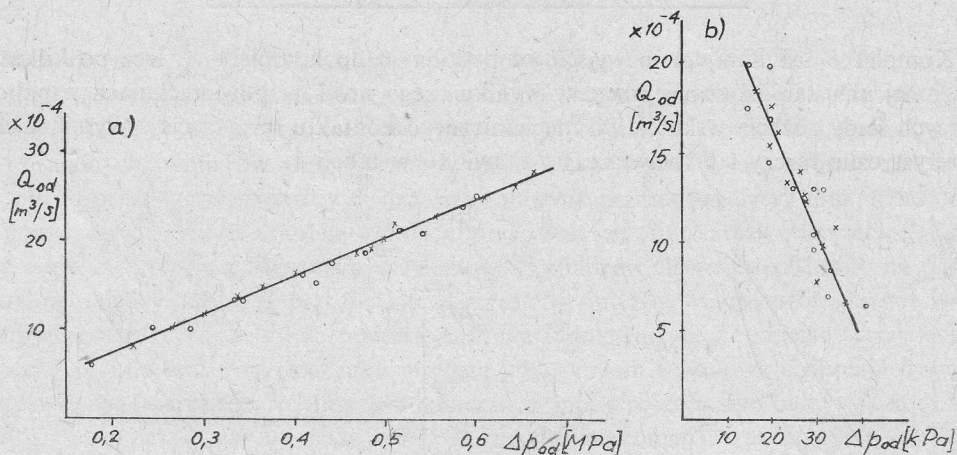
Badania pracy tarczy odciążającej przeprowadzono w dwóch różnych warunkach: pomiary 1 i 3 przy stosunkowo dużej sile osiowej oraz pomiary 2 i 4 przy stosunkowo małej sile osiowej. Stosunkowo dużą siłę osiową uzyskiwano przy pracy pompy ze ssaniem i stromej charakterystyce rurociągu ssawnego, natomiast stosunkowo małą siłę osiową uzyskiwano przy pracy pompy z napływem i płaskiej charakterystyce rurociągu ssawnego. Pomiary 1 i 3 dotyczyły pracy kompletu A, natomiast pomiary 2 i 4 kompletu B tarczy i przeciwtarczy, w zakresie charakterystyki pompy.

Ponieważ obliczenie siły osiowej i przepływu przez szczelinę pierścieniową przed tarczą odciążającą (spełniającej rolę tłumika) jest osobnym problemem szeroko potraktowanym w literaturze, dlatego nie zajmowano się nim bliżej, a jedynie dla informacji podano na rysunku 2 występujące w czasie pomiarów spadki ciśnień w szczelinie pierścieniowej przed tarczą (krzywa 1) i w obrębie tarczy odciążającej (krzywa 2).

### 3. Wyniki badań

Z przeprowadzonych pomiarów uzyskano zależności natężenia przepływu  $Q_{od}$  i szerokości szczeliny  $b$  w funkcji spadku ciśnienia, w obrębie tarczy odciążającej (rys. 3 i 4).

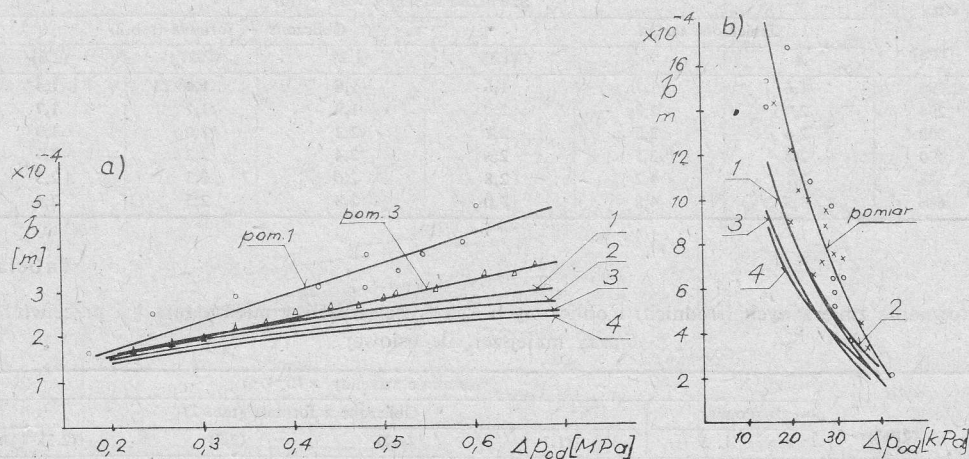
Na rysunku 3 zwraca uwagę niezależność od stanu powierzchni szczeliny funkcji natężenia przepływu przez nią  $Q_{od}$  od różnicy ciśnień występującej w jej obrębie. Na rysunku 4 natomiast widoczny jest znaczny rozrzut punktów pomiarowych szerokości szczeliny  $b$  przy stosunkowo małej wartości siły osiowej (4a) i przy większej wartości siły osiowej, przy złym stanie powierzchni szczeliny (4b). Dokumentuje to zaobserwowaną w czasie



Rys. 3. Zależność natężenia przepływu przez tarczę odciążającą  $Q_{od}$  różnicy ciśnień występujących w jej obrębie ; a) pomiar 1 i 3, b) pomiar 2 i 4

badania niestabilność pracy tarczy w tym zakresie. Również na rysunku 4b widoczne jest, w przypadku gorszego stanu powierzchni, zwiększenie szczeliny między tarczą i przeciwtarczą, w stosunku do tarczy nowej. Z rysunków 3 i 4 narzuca się spostrzeżenie, że w przypadku tarczy odciążającej o określonych wymiarach, przy danej różnicy ciśnienia  $\Delta p_{od}$ , wyrażenie  $\mu A$  w formule (1) zachowuje stałą wartość.

Jak już uprzednio powiedziano, jednoznaczność powiązania parametrów w formule (1) uzależniona jest od dokładności przyjęcia współczynnika przepływu  $\mu$ . Częściej używane zależności do obliczenia współczynnika przepływu zestawiono w tabeli 2.



Rys. 4. Zależność szerokości szczeliny  $b$  między tarczą odciążającą i przeciwtarczą od różnicy ciśnień występujących w jej obrębie; a) pomiar 1 i 3, b) pomiar 2 i 4

Szerokości szczeliny obliczone: 1 – z formuły (1.1), 2 – z formuły (1.2), 3 – z formuły (2.2), 4 – z formuły (2.3)

Dla określenia relacji między wyidealizowanymi danymi a rzeczywiście osiąganymi parametrami pracy tarczy odciążającej, dla zmierzonych wartości natężenia przepływu przez szczelinę i spadku ciśnienia w jej obrębie, obliczono przy użyciu formuł zestawionych w tabeli 2, uzyskiwane szerokości szczelin (tab. 3 i 4) i odpowiadające im wartości współczynników przepływu (tab. 5 i 6). Obliczone szerokości szczelin porównano ze zmierzonymi (rys. 4), natomiast obliczone współczynniki przepływu  $\mu$  porównano z uzyskiwanymi z pomiarów (rys. 5).

Tabela 2

Zestawienie częściej stosowanych zależności do określenia współczynnika przepływu dla szczelin tarcz odciążających

| Lp.   | Zależność                                                      | $\lambda^*$                              | $\zeta$    | Literatura |
|-------|----------------------------------------------------------------|------------------------------------------|------------|------------|
| (1.1) | $\sqrt{\frac{1}{\lambda l}}$                                   | 0,04                                     |            | [8, 9]     |
| (1.2) | $\sqrt{\frac{\lambda l}{2b + \zeta}}$                          | $\frac{0,427}{Re^{0,27}}$                | 1,5        | [1]        |
| (2.1) |                                                                |                                          | 0,5        | [5]        |
| (2.2) | $\sqrt{\frac{1}{\lambda(r_w - r_z) \frac{r_w}{r_z} + \zeta}}$  | $\frac{1}{(1,74 + 2 \lg \frac{b}{k})^2}$ | 0,3        | [7]        |
| (2.3) | $\sqrt{\frac{\lambda(r_w - r_z) \frac{r_w}{r_z} + \zeta}{2b}}$ |                                          | 0,15 - 0,2 | [3]        |

\* Dla przepływu burzliwego.

Z porównania wynika, że zmierzone wartości szczelin są większe od obliczonych z podanych formuł, natomiast współczynniki przepływu  $\mu$  są na ogół mniejsze od obliczonych.

Najbliższe zmierzonych wartości szczelin  $b$  i współczynników przepływu  $\mu$  są wartości uzyskiwane z formuł (1.1) i (1.2) podane w tabeli 2.

Tabela 3

Porównanie zmierzonych (średnich) i obliczonych szerokości szczeliny między tarczą i przeciwtarczą przy większej sile osiowej

| $\Delta p_{od}$<br>[kPa] | Szerokość szczeliny $\times 10^{-4}$ (m) |     |                             |       |       |       |
|--------------------------|------------------------------------------|-----|-----------------------------|-------|-------|-------|
|                          | Zmierzone tarcza                         |     | Obliczone – formula (tab.2) |       |       |       |
|                          | A                                        | B   | (1.1)                       | (1.2) | (2.2) | (2.3) |
| 196                      | 1,6                                      | 1,7 | 1,6                         | 1,6   | 1,4   | 1,4   |
| 294                      | 2,0                                      | 2,3 | 2,0                         | 1,9   | 1,7   | 1,7   |
| 392                      | 2,4                                      | 2,9 | 2,3                         | 2,2   | 2,0   | 1,9   |
| 490                      | 2,8                                      | 3,5 | 2,6                         | 2,4   | 2,2   | 2,1   |
| 588                      | 3,1                                      | 4,2 | 2,8                         | 2,6   | 2,3   | 2,3   |
| 686                      | 3,5                                      | 4,8 | 3,0                         | 2,8   | 2,5   | 2,4   |

Tabela 4

Porównanie zmierzonych (średnich) i obliczonych szerokości szczeliny między tarczą i przeciwtarczą przy mniejszej sile osiowej

| $\Delta p_{od}$<br>[kPa] | Szerokość szczeliny $\times 10^{-4}$ m |                              |       |       |       |
|--------------------------|----------------------------------------|------------------------------|-------|-------|-------|
|                          | Pomiar                                 | Obliczone z formuły (tab. 2) |       |       |       |
|                          | tarcza A, B                            | (1.1)                        | (1.2) | (2.2) | (2.3) |
| 14,7                     | 18,0                                   | 11,7                         | 11,7  | 9,4   | 8,8   |
| 19,6                     | 13,3                                   | 8,7                          | 8,7   | 7,0   | 6,5   |
| 24,5                     | 9,4                                    | 6,4                          | 6,4   | 5,2   | 4,9   |
| 29,4                     | 6,9                                    | 4,7                          | 5,2   | 3,8   | 4,0   |
| 34,3                     | 4,7                                    | 3,2                          | 3,7   | 2,6   | 2,9   |
| 39,2                     | 2,9                                    | 1,9                          | 2,4   | 1,6   | 2,0   |

Tabela 5

Porównanie określonych z pomiaru i obliczonych z formuł tabeli 2 współczynników przepływu  $\mu$  występujących przy większej sile osiowej

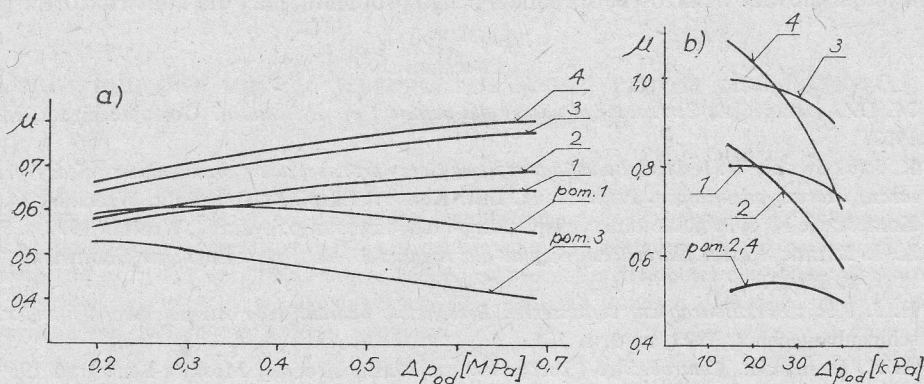
| $\Delta p_{od}$<br>[kPa] | Współczynniki przepływu $\mu$ |          |                              |       |       |       |
|--------------------------|-------------------------------|----------|------------------------------|-------|-------|-------|
|                          | Pomiar                        |          | Obliczone z formuły (tab. 2) |       |       |       |
|                          | tarcza A                      | tarcza B | (1.1)                        | (1.2) | (2.2) | (2.3) |
| 196                      | 0,579                         | 0,528    | 0,562                        | 0,565 | 0,632 | 0,655 |
| 294                      | 0,604                         | 0,512    | 0,592                        | 0,614 | 0,658 | 0,702 |
| 392                      | 0,598                         | 0,481    | 0,614                        | 0,639 | 0,717 | 0,740 |
| 490                      | 0,583                         | 0,454    | 0,628                        | 0,659 | 0,742 | 0,763 |
| 588                      | 0,567                         | 0,427    | 0,637                        | 0,673 | 0,759 | 0,783 |
| 686                      | 0,553                         | 0,403    | 0,648                        | 0,687 | 0,775 | 0,803 |

Tabela 6

Porównanie określonych z pomiaru i obliczonych współczynników przepływu  $\mu$  występujących przy mniejszej sile osiowej

| $\Delta p_{od}$<br>[kPa] | Współczynniki przepływu $\mu$ |                              |       |       |       |
|--------------------------|-------------------------------|------------------------------|-------|-------|-------|
|                          | Pomiar                        | Obliczone z formuły (tab. 2) |       |       |       |
|                          | tarcza $A, B$                 | (1.1)                        | (1.2) | (2.2) | (2.3) |
| 14,7                     | 0,521                         | 0,802                        | 0,848 | 0,996 | 1,066 |
| 19,6                     | 0,519                         | 0,798                        | 0,800 | 0,990 | 1,057 |
| 24,5                     | 0,542                         | 0,803                        | 0,793 | 0,979 | 1,045 |
| 29,4                     | 0,529                         | 0,782                        | 0,705 | 0,964 | 0,908 |
| 34,3                     | 0,523                         | 0,767                        | 0,663 | 0,935 | 0,843 |
| 39,2                     | 0,496                         | 0,739                        | 0,593 | 0,890 | 0,716 |

Dla pomiarów 1 i 3 (większa siła osiowa) uzyskiwane wartości szczelin z tych formuł pokrywają się, dla mniejszych różnic ciśnień, ze zmierzonymi. Dla większych różnic ciśnień, dla tarczy A uzyskiwane wartości z obliczeń szerokości szczelin leżą w dolnym zakresie pola błędów (błąd pomiaru szerokości szczeliny 0,05 mm), natomiast dla tarczy B (zużyta) zmierzone wartości szczeliny (średnie) są większe do 60% od obliczonych. Należy zwrócić uwagę, że przy stosowaniu tarczy B, w trakcie pomiarów występują znaczne wahania szerokości szczeliny.



Rys. 5. Zależność współczynnika przepływu  $\mu$  dla szczeliny między tarczą odciążającą i przeciwtarczą od różnicy ciśnień  $\Delta p_{od}$  występującej w jej obrębie; a) pomiar 1 i 3, b) pomiar 2 i 4

Współczynniki przepływu obliczone: 1 – z formuły (1.1), 2 – z formuły (1.2), 3 – z formuły (2.2), 4 – z formuły (2.3)

Przy pomiarach 2 i 4 (mniejsza siła osiowa) występują znaczne wahania szerokości szczeliny, a uzyskiwane z obliczeń ich wartości odpowiadają dolnym wartościom wahań, natomiast średnie zmierzone szerokości szczeliny są przeciętnie 40% większe od obliczonych z formuły (1.1) (tab. 2).

#### 4. Wnioski

Z przeprowadzonych badań i rozważań wynikają następujące wnioski:

1. Z uwagi na występujące w naturalnych warunkach w pompie: złożoność dopływu cieczy do szczeliny i przepływu w szczelinie tarczy odciążającej, błędów wykonania i montażu itp., szerokość szczeliny przy dodatkowym uwzględnieniu różnic wynikających ze sposobu pomiaru szerokości szczeliny między tarczą odciążającą a przeciwtarczą osiąga na ogół większe wartości niż to wynika z używanych formuł obliczeniowych (tab. 2).
2. Najbliższe zmierzonym wartościom szerokości szczelin i współczynników przepływu  $\mu$  są szerokości szczelin i współczynniki przepływu obliczone z formuł (1.1) i (1.2) (tabl. 2).
3. W przypadku pogorszenia, wskutek zużycia, stanu współpracujących powierzchni tarczy odciążającej i przeciwtarczy, zwiększa się szerokość szczeliny przy niezmiennym przez nią natężeniu przepływu.
4. Pogorszenie stanu współpracujących powierzchni tarczy odciążających i przeciwtarczy, jak również małe obciążenie tarczy odciążającej (duże szczeliny) powodują niestabilność jej pracy objawiającą się znacznymi zmianami szerokości szczeliny przy utrzymywaniu przez nią stałego natężenia przepływu.

5. Niebezpiecznie mały zakres szczelin (grożący zatarciem) między tarczą odciążającą i przeciwtarczą pojawia się przy stosunkowo dużej sile osiowej — przy małych spadkach ciśnienia w obrębie tarczy, natomiast przy stosunkowo małej sile osiowej — przy znacznych spadkach ciśnienia w obrębie tarczy.

6. Z uwagi na mały zakres przeprowadzonych badań podane wyniki i wnioski stanowią jedynie przyczynek do poznania działania tarczy odciążającej w warunkach rzeczywistych. Mimo ograniczoności wniosków, wskazują one na różnice wyników w stosunku do badań modelowych, stanowiąc wskazówkę dla badaczy tego problemu, jak i dla konstruktorów pomp.

#### Literatura

- [1] M. D. Ajzenstejn, *Centrobeżnye nasosy dla nefianoj promyšlennosti*. Gostoptechizdat, Moskva 1957.
- [2] K. Jackowski, W. Jedrał, *Badania przepływu cieczy przez szczelinę promieniową między przeciwtarczą i tarczą odciążającą*. Prace Nauk. Inst. Konstr. i Ekspl. Maszyn Polit. Wrocław. Nr 34, seria: Konferencje Nr 5, Projektowanie i ekspl. pomp i układów transp. hydraulicz., Wrocław 1977, s. 57 - 64.
- [3] A. J. Kimm, *Rasčet gidrawličeskich pjat dla razgruzki osevoj sily*. Energomašinstroenie, 1966, nr 1, s. 15 - 17.
- [4] H. J. Kleinert, *Beitrag zur verbesserten Berechnung hydraulischer Ausgleichsvorrichtungen*. Maschinenbautechnik, 1973, nr 3, s. 131.
- [5] A. A. Łomakin, *Centrobeżnye i osewe nasosy*. Mašinstroenie, Moskwa-Leningrad 1966.
- [6] V. A. Marcinkowski, *Gidrodinamika i pročnost centrobeżnych nasosov*. Mašinstroenie, Moskva 1970.
- [7] A. K. Michajłow, B. B. Malušenko, *Konstrukcija i rasčet centrobeżnych nasosov vysokogo davljenija*. Mašinstroenie, Moskva 1971.
- [8] C. Pfleiderer, *Die Kreiselpumpen*, 5 Aufl. Springer Verlag, Berlin (Göttingen) Heidelberg 1961.
- [9] A. T. Troškolański, S. Łazarkiewicz, *Pompy wirowe*. Wyd. 4, WNT, Warszawa 1973.
- [10] W. Wagner, *Experimentelle Untersuchungen an radial durchströmten Spaltdichtungen*. VDI-Berichte 1973, nr 193, s. 249.

### Operation of the Balance Disk in a Multistage Pump

#### Summary

Results of investigations of the balance disk operation in a four-stage medium-pressure pump are reported. The investigations, covering the entire pump performance curve range, were carried out for two values of the axial force (high, low) and two sets of balance disk (new, worn out). Experimental relations between the pressure difference, flow and gap size are compared with results of calculations according to known formulae. Concluding remarks are presented.

### Работа разгружающего диска в многоступенчатом насосе

#### Резюме

В работе представлены результаты исследований работы разгружающего диска смонтированного в четырех-ступенчатом насосе среднего давления. Исследования проводились при двух величинах аксиальной силы (большая, малая), в пределах характеристики насоса, при двух комплектах разгружающих дисков (новый, использованный). Полученные экспериментальные зависимости между разницей давлений, расходом и размером щели сравнивались со значениями получаемыми по чаще применяемым расчетным формулам. На основе полученных результатов сделаны выводы.