

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 Fiszera 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.

KAZIMIERZ JÁCKOWSKI, WALDEMAR JĘDRAL

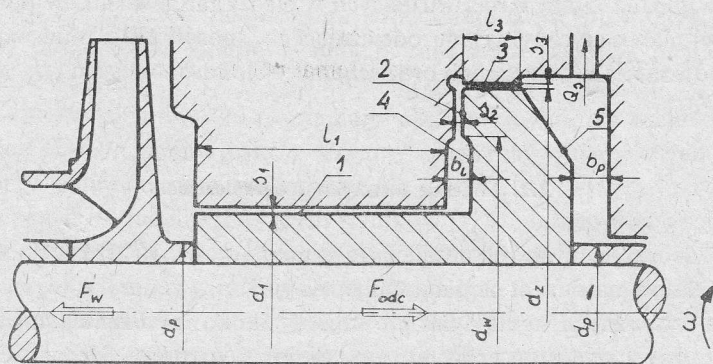
Warszawa*

Wpływ wybranych czynników na wynik optymalizacji energetycznej zespołu bębna i tarczy odciążającej

W Instytucie Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej trwają od kilku lat prace nad wdrożeniem komputerowego rachunku optymalizacyjnego do praktyki projektowania układów z tarczami odciążającymi. W pracy przedstawiono wpływ zakresu wartości zmiennych decyzyjnych, wartości przyjętych ograniczeń oraz dokładności oszacowania danych wejściowych i współczynników obliczeniowych na wynik optymalizacji.

1. Metody projektowania układów odciążających

Zespół złożony z bębna o średnicy d_1 i długości l_1 oraz tarczy odciążającej o średnicach d_w , d_z (rys. 1) jest układem najczęściej stosowanym do zrównoważenia siły wzdłużnej w dużych pompach wielostopniowych. Elementy wirujące i nieruchome układu oddzielone są wzdłużnymi szczelinami dławiącymi o szerokościach s_1 , s_3 i szczeliną poprzeczną o zmiennej szerokości s_2 .



Rys. 1. Schemat zespołu bębna i tarczy odciążającej

Typowa metoda projektowania takiego układu, stosowana dotychczas, polega na subiektywnym założeniu jego głównych wymiarów i obliczeniowym sprawdzeniu, czy robocza szerokość s_2 jest większa od przyjętej minimalnej szerokości $s_{2\min}$. Niekiedy oblicza się kilka, co najwyżej – kilkanaście [1] wariantów układu odciążającego, spośród których wybiera się wariant najlepiej spełniający ustalone uprzednio kryteria.

* Instytut Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej.

Autorzy zaproponowali kilka lat temu [2] zastosowanie komputerowych obliczeń optymalizacyjnych do wybrania możliwie najkorzystniejszego energetycznie wariantu układu odciążającego z obszaru nieskończenie wielu możliwych teoretycznie rozwiązań. Metodę tę omówiono dokładnie i uzasadniono w pracach [3, 4].

2. Optymalizacja energetyczna układu odciążającego

2.1. Funkcja celu

Rozpatrywany przypadek jest zagadnieniem programowania nieliniowego. Funkcją celu jest suma strat mocy w układzie

$$P_{\text{odc}} = \rho Q_s Y_{\text{th}} + \omega \sum_{i=1}^5 M_i, \quad (1)$$

gdzie Q_s – przeciek cieczy o gęstości ρ przez szczeliny, $Y_{\text{th}} = Y/\eta_h$ – teoretyczna praca pompy o sprawności hydraulicznej η_h , ω – prędkość kątowna zespołu wirującego, M_i – moment tarcia na i -tej powierzchni (rys. 1).

Optymalny układ odciążający ma najmniejsze straty (1), a więc największą sprawność

$$\eta_{\text{odc}} = \frac{P - P_{\text{odc}}}{P} = 1 - \frac{\eta_m - \zeta_t}{1 + \rho Q Y / \eta_h \eta_v P_{\text{odc}}}, \quad (2)$$

gdzie P – moc na wale pompy o wydajności Q i użytecznej pracy Y , η_v – sprawność objętościowa pompy, bez strat w układzie odciążającym*, η_m – sprawność mechaniczna pompy, ζ_t – względna strata tarcia wirujących w cieczy tarcz wirników pompy.

Pełny model matematyczny układu odciążającego, sposób określania współczynników strat i momentów tarcia w szczelinach oraz schematy blokowe obliczeń i programy podano w pracach [3-6].

2.2. Zmienne decyzyjne i ograniczenia

Zmiennymi decyzyjnymi w obliczeniach są wymiary d_z , d_w , d_1 , l_1 i l_3 układu odciążającego (rys. 1). Nie są natomiast zmiennymi decyzyjnymi wymiary s_1 , s_2 i s_3 . Szerokości s_1 i s_2 szczelin wzdłużnych są ciągłymi lub częściej skokowymi funkcjami średnic d_1 , d_3 ustalonymi jednoznacznie przez normy zakładowe wytwórcy. Szerokość s_2 szczeliny poprzecznej jest funkcją zmiennych decyzyjnych, a jej wartość jest wynikiem obliczeń.

Obszar zmiennych decyzyjnych zawężają ograniczenia konstrukcyjne

$$\left. \begin{aligned} d_{1 \min} &\leq d_1 \leq d_{1 \max}, & d_{w \min} &\leq d_w \leq d_{w \max}, \\ d_{z \min} &\leq d_z \leq d_{z \max}, & l_{1 \min} &\leq l_1 \leq l_{1 \max}, \\ l_{3 \min} &\leq l_3 \leq l_{3 \max}, & d_1 &< d_w < d_z. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

* Całkowita sprawność pompy wyrażona jest w tym przypadku wzorem $\eta = \eta_h \eta_v [\eta_m - \zeta_t - (1 - \eta_{\text{odc}})]$.

Ze względu na wymagane własności eksploatacyjne konieczne jest dalsze zawężenie obszaru zmienności [1, 5]. W wykonanych [7] i prowadzonych aktualnie obliczeniach stosowano ograniczenia

$$s_2 \geq s_{2 \min}, \quad (4)$$

$$m_2 \leq m_{2 \max}, \quad (5)$$

$$c_w \leq c_{w \max}, \quad (6)$$

gdzie $m_2 = \Delta p_2 / \Delta p$ – względny spadek ciśnienia w szczelinie poprzecznej, Δp – całkowity spadek ciśnienia w układzie, c_w – średnia prędkość przepływu cieczy, w kierunku promieniowym, na wlocie do szczeliny s_2 .

Z uzyskanych dotąd doświadczeń wynika, że na wynik obliczeń, tj. otrzymany zbiór wymiarów optymalnych i wartość funkcji celu, wpływa w istotny sposób szereg omówionych dalej czynników.

3. Czynniki wpływające na wynik optymalizacji

Niżej podano wyniki obliczeń wykonanych na maszynach IBM 370 i RIAD 32, przy użyciu programu napisanego w języku FORTRAN IV, dla pompy zasilającej 15Z28 o parametrach: $Q = 275 \text{ m}^3/\text{h}$, $Y = 17850 \text{ J/kg}$, $\omega = 488 \text{ rad/s}$, $t = 158^\circ\text{C}$. Przyjęto do obliczeń $\Delta p = 15,5 \text{ MPa}$, $F_w = 393,2 \text{ kN}$ oraz wymiary (rys. 1) $s_1 = 0,242 \text{ mm}$, $s_3 = 0,473 \text{ mm}$, $b_1 = 30 \text{ mm}$, $b_p = 24 \text{ mm}$, $d_p = 99,6 \text{ mm}$. Charakter otrzymanych wyników potwierdziły już inne, nie zamieszczone tu przykłady obliczeniowe.

3.1. Rodzaj programu optymalizacyjnego

Początkowo do obliczeń zastosowano dwie biblioteczne procedury programowania nieliniowego, poszukujące minimum funkcji zmiennych ciągłych metodą relaksacyjną (OP) i gradientową (MINCON). W wyniku wielu obliczeń stwierdzono, że funkcja celu (1), określona blisko stu nieliniowymi równaniami algebraicznymi, ma wiele ekstremów lokalnych. Na nich często „zaczynały się” programy nie wychwytyując ekstremum globalnego, zwłaszcza przy obliczeniach z warunkami (5, 6).

Mimo osiągniętych już interesujących wyników [5, 7] podjęto więc próbę zastosowania programu działającego na zbiorach zmiennych dyskretnych. Uzasadnione jest to faktem, iż każda ze zmiennych może w rzeczywistości przybierać skończoną liczbę wartości z ciągu liczb i wymiarów normalnych. Stopniowanie średnic i długości nie powinno być przy tym gęstsze niż $\Delta d = \Delta l = 5 - 10 \text{ mm}$. Istnieje zatem skończona liczba wszystkich możliwych praktycznie wariantów układu odciążającego. Ich parametry można bez trudu obliczyć, wybierając wariant optymalny (ekstremum globalne) lub inny o większych stratach (1), lecz korzystniejszych pozostałych własnościach.

3.2. Zakres i gęstość stopniowania zmiennych decyzyjnych

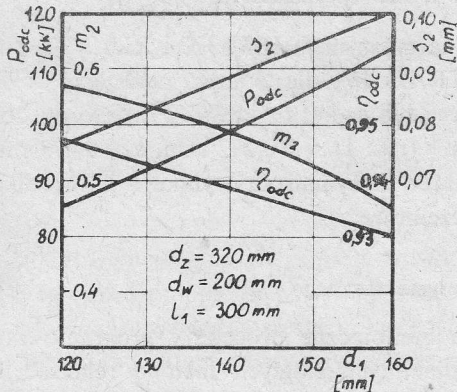
Obliczenia wykonano dla możliwego konstrukcyjnie obszaru $d_1 = 110 - 220 \text{ mm}$, $d_w = 180 - 260 \text{ mm}$, $d_z = 240 - 320 \text{ mm}$, $l_1 = 60 - 300 \text{ mm}$, przyjmując $l_3 = 30 \text{ mm}$. Stosowano trzy różne gęstości stopniowania (siatki) poszczególnych wymiarów, oznaczone umownie

G1, G2, G3, dla których liczba kombinacji wymiarowych i czasy obliczeń wynosiły odpowiednio 380 (36 s), 2670 (3 min 40 s) i 13500 (15 min)*. Wydruk z maszyny zawierał: a) określoną klasę rozwiązań, tj. wszystkie wyniki obliczeń dla obszaru poważnie zawężonego ograniczeniami (4), (5), (6) i dodatkowo arbitralnie przyjętą minimalną wartość sprawności η_{odc} , lub b) założoną liczbę (np. 10, 20, 50) wariantów o kolejno najmniejszych stratach P_{odc} .

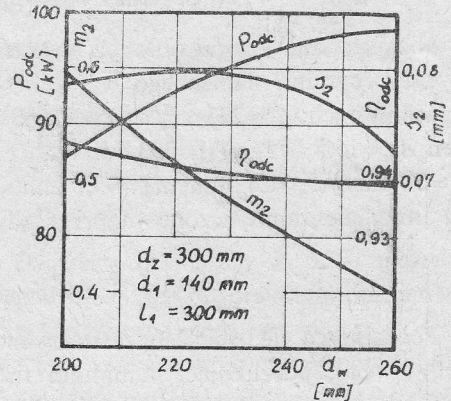
Okazało się, że dla wychwycenia wszystkich interesujących kombinacji wymiarowych dostatecznie gęsta jest siatka G2. Siatkę G3 wystarczy zastosować w ostatecznych obliczeniach sprawdzających.

3.3. Wartości zmiennych decyzyjnych

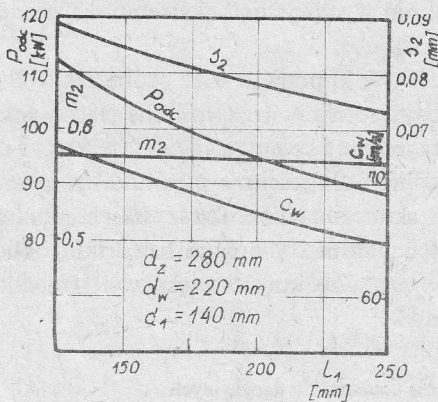
a. Średnica bębna d_1 . Przy zmniejszaniu d_1 i ustalonych innych wymiarach maleje P_{odc} oraz s_2 . Najkorzystniejszą energetycznie graniczną wartość $d_{1\min}$ wyznacza więc warunek (4). Zwiększanie d_1 powoduje natomiast zmniejszanie się względnego spadku ciś-



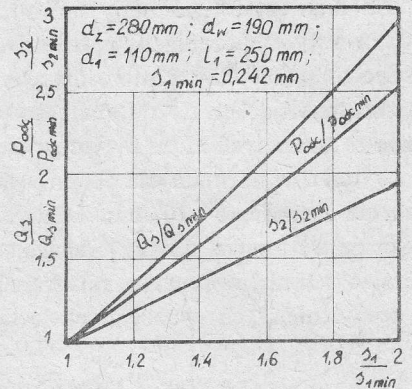
Rys. 2



Rys. 3



Rys. 4



Rys. 5

* Dla porównania: czas obliczeń przy użyciu procedur OP i MINCON wynosił ok. 2 i ok. 5 min; otrzymywano przy tym oczywiście jedną tylko wartość ekstremum globalnego lub lokalnego.

nienia m_2 . Według [1] powiększa to graniczną nośność układu odciążającego i pewność pracy pompy kosztem zmniejszenia się sprawności η_{odc} . Wpływ d_1 na parametry układu pokazano przykładowo na rysunku 2, sporządzonym na podstawie dowolnie wybranego fragmentu wydruku z obliczeń wykonanych przy ograniczeniach $s_2 \geq 0,07$ mm i $m_2 \leq 0,6$ (w podobny sposób wykonano także rysunki 3, 4 i 5).

b. Średnica wewnętrzna tarczy d_w . Zwiększanie d_w powoduje silny spadek wartości m_2 z konsekwencjami jak w punkcie a. Wpływ d_w na inne parametry układu pokazano przykładowo na rysunku 3.

c. Średnica zewnętrzna tarczy d_z . Zwiększaniu d_z towarzyszy wzrost m_2 i s_2 . Najkorzystniejszą wartość d_z , silnie zależną od ograniczeń (4) - (6) może wskazać tylko rachunek optymalizacyjny.

d. Długość szczeliny wzdłużnej l_1 i l_3 . Ze wzrostem l_1 maleje s_2 , Q_s i P_{od} (rys. 4). Największą długość $l_{1\text{max}}$ ograniczają jednak względy konstrukcyjne i warunek (4). Warto zauważyć, że zamiast zwiększać l_1 do wartości $l_{1\text{max}}$ lepiej zastosować rowki pierścieniowe lub śrubowe na wewnętrznej powierzchni szczeliny, otrzymując ten sam efekt przy $l_1 < l_{1\text{max}}$. Jak wskazały obliczenia wstępne wpływ l_3 na wynik jest znikomy, przyjęto więc $l_3 = 30$ mm = const.

3.4. Szerokości szczelin wzdłużnych s_1 i s_3

Ze zmniejszaniem s_1 silnie maleją: przeciek Q_s , szerokość s_2 i straty P_{odc} . Optimum wypada zawsze przy najmniejszej wartości $s_1 = s_{1\text{min}}$. Wpływ zwiększenia s_1 ponad $s_{1\text{min}}$ na parametry pracy układu, przy ustalonych pozostałych wymiarach, pokazano na rysunku 5. W większości obliczeń dla całego zakresu średnic d_1 przyjęto $s_1 = s_{1\text{min}} = \text{const}$, biorąc wartość $s_{1\text{min}}$ z norm Warszawskiej Fabryki Pomp.

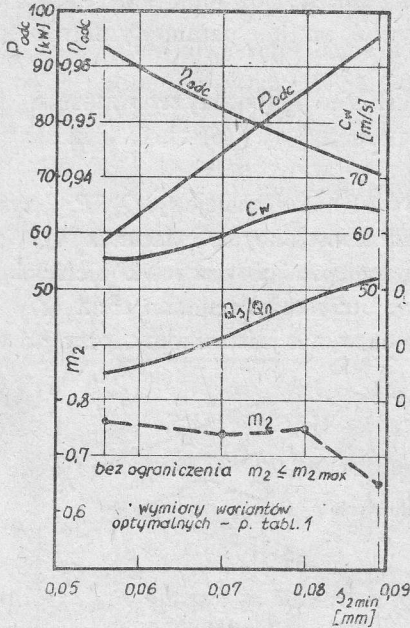
Podobny, choć liczbowo znacznie mniejszy, wpływ na wynik obliczeń ma szerokość s_3 szczeliny wspomagającej.

3.5. Minimalna szerokość $s_{2\text{min}}$ szczeliny poprzecznej

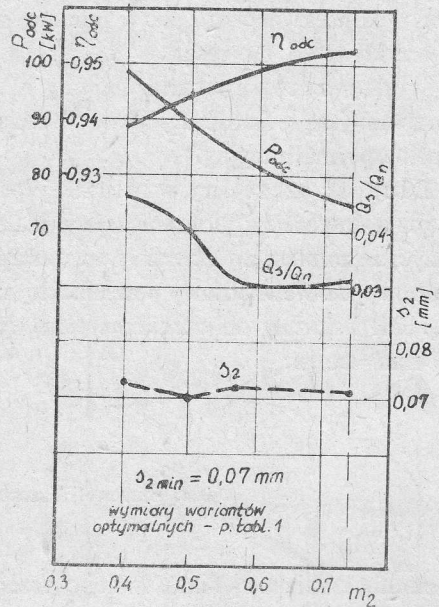
Na straty P_{odc} najsilniej wpływa szerokość s_2 . Minimum strat zawsze wypada w pobliżu granicznej wartości $s_{2\text{min}}$, stąd bardzo ważne jest jej właściwe oszacowanie. Sposób wyznaczenia $s_{2\text{min}}$ szczegółowo przedstawiono w monografii L. E. Czegurki [1]. Ogólnie można podać, iż $s_{2\text{min}} = 0,07 - 0,12$ mm. Przekroczenie dolnej granicy poważnie zwiększa możliwość awarii pompy, zaś przekroczenie górnej granicy niepotrzebnie zwiększa przeciek Q_s i straty P_{odc} . Ustalenie $s_{2\text{min}}$ powinno więc zawsze być wynikiem szczególnie starannej analizy konstrukcyjnej, uwzględniającej m. in. poziom technologii wytwarzania pomp. Wpływ wartości $s_{2\text{min}}$ na wymiary optymalne i parametry układu pokazano przykładowo na rysunku 6.

3.6. Względny spadek ciśnienia m_2 w szczelinie poprzecznej

L. E. Czegurko [1] zaleca przyjmować, ze względów eksploatacyjnych, $m_2 = 0,4 - 0,5$. W małych wartościach m_2 ukryty jest m. in. zapas nośności układu na przypadek dwukrotnego powiększenia się siły wzdłużnej F_w . Ograniczenie (5) silnie wpływa jednak na



Rys. 6



Rys. 7

wynik poszukiwań, odcinając obszar o najmniejszych stratach P_{0dc} otrzymywanych przy stosunkowo dużych wartościach m_2 . Ważne jest więc ustalenie możliwie dużej lecz jeszcze bezpiecznej eksploatacyjnie wartości m_{2max} . Konieczne jest tu zwiększenie dokładności obliczeń siły F_w , a ponadto sprawdzanie parametrów statycznych wybranego układu

Tabela 1

Łączny wpływ granicznych wartości δ_{2min} i m_{2max} na wynik obliczeń optymalizacyjnych

Lp.	m_{2max}	δ_{2min} [mm]	Wymiary optymalne [mm]				P_{0dc} [kW]	η_{0dc}	δ_2 [mm]	m_2	c_w [m/s]	Q_s/Q_n [%]
			d_s	d_w	d_1	l_1						
1	—	0,0558	280	190	110	250	58,3	0,963	0,0565	0,76	56,3	2,49
2	—	0,07	300	180	120	200	74,8	0,953	0,0716	0,739	59,4	3,14
3	—	0,08	300	180	120	125	85,6	0,946	0,080	0,749	65,0	3,85
4	0,6	0,0558	280	240	120	300	73,6	0,954	0,0566	0,542	62,3	3,48
5	0,6	0,07	320	210	110	300	81,7	0,949	0,0721	0,566	50,1	3,12
6	0,6	0,08	320	200	120	250	89,7	0,944	0,0804	0,588	54,5	3,6
7	0,5	0,07	300	240	120	250	88,1	0,945	0,0704	0,5	57,5	4,0
8	0,5	0,08	320	220	130	300	96,4	0,940	0,083	0,496	52,7	3,95
9	0,4	0,07	300	260	140	300	98,6	0,939	0,0728	0,399	59,7	4,64
10	0,4	0,08	320	260	130	250	108,0	0,934	0,0822	0,395	54,2	4,76

w całym zakresie pracy pompy oraz obliczeniowe sprawdzenie jego własności dynamicznych. Na rysunku 7 pokazano przykładowo wpływ wartości m_2 , zaś w tabeli 1 – łączny wpływ granicznych wartości $s_{2 \min}$ i $m_{2 \max}$ na wynik optymalizacji.

Warto zauważyć, że ograniczenia (4) i (5) należy wprowadzać równocześnie, gdyż spełnienie jednego z nich nie gwarantuje spełnienia drugiego.

3.7. Prędkość c_w na wlocie do szczeliny poprzecznej

Ograniczenie (6) prędkości c_w może mieć pewien wpływ na wynik obliczeń, eliminując rozwiązania o mniejszych wartościach d_w i s_2 . Przyjęcie odpowiedniej wartości $c_{w \max}$ jest jednak utrudnione brakiem jakichkolwiek wskazówek w literaturze. Z danych zamieszczonych w [1] można obliczyć tylko przeciętne wartości $c_w = 40 - 80$ m/s dla średniej wielkości pomp zasilających, przy czym ostatnia wartość wydaje się być już zbyt wysoka. Również tu konieczne są badania.

3.8. Dokładność obliczenia wartości wielkości wejściowych

Dokładność obliczenia siły F_w ma duży wpływ na wynik optymalizacji. Przy oszacowaniu jej z niedomiarem ($F_w < F_{w \text{ rzecz}}$) otrzyma się mniejsze optymalne średnice bębna i tarczy. Obciążenie takiego układu rzeczywistą siłą $F_{w \text{ rzecz}}$ spowoduje zmniejszenie się szerokości s_2 poniżej $s_{2 \min}$. Mniej niebezpieczne jest oszacowanie siły z nadmiarem ($F_w > F_{w \text{ rzecz}}$). Obciążenie siłą $F_{w \text{ rzecz}}$ układu liczbowego na F_w spowoduje ustalenie się szerokości s_2 większej niż obliczona, co jest korzystne ruchowo. Większe za to będą straty mocy.

Mniejszy wpływ na wynik obliczeń ma dokładność oszacowania rozporządzalnego spadku ciśnienia Δp , który zresztą można obliczyć znacznie dokładniej niż siłę F_w .

3.9. Dokładność oszacowania współczynników obliczeniowych

Można ogólnie stwierdzić, że wpływ oszacowania z niedomiarem lub z nadmiarem wartości współczynników strat wlotowych oraz strat na długości szczelin s_1 i s_3 jest podobny jak w przypadku analogicznej dokładności oszacowania siły F_w , tyle że stopień oddziaływania jest słabszy. Zagadnienie jest obecnie w trakcie badań.

4. Wnioski

1. Zastosowanie optymalizacji energetycznej przy projektowaniu układów równoważących siły wzdłużne wyklucza możliwość wybrania rozwiązania niekorzystnego energetycznie. Szczególnie duże efekty można uzyskać dla pomp o bardzo wysokich wartościach Y , w szczególności dla pomp zasilających kotły parowe. W związku z tym celowość praktycznego stosowania metody wydaje się w pełni uzasadniona.

2. W wykonanych dotychczas obliczeniach najbardziej przydatny okazał się program działający na zbiorach zmiennych dyskretnych i systematycznie przeszukujący cały obszar

zmienności. Program pozwala znaleźć ekstremum globalne oraz określoną liczbę lub klasę rozwiązań o nieco gorszych sprawnościach lecz wykazujących inne korzystne cechy. Znane rozwiązanie optymalne jest tu wzorcem porównawczym.

3. Na wynik obliczeń silnie wpływają ograniczenia (4), (5), (6) odcinające obszar rozwiązań o najmniejszych stratach. Bardzo ważne jest więc racjonalne ustalanie granicznych wartości $s_{2 \min}$, $m_{2 \max}$ i $c_{w \max}$. Wymaga to prowadzenia dalszych prac badawczych, związanych m. in. z doskonaleniem metod obliczania sił wzdłużnych i komputerową symulacją własności dynamicznych układów odciążających.

4. Celowe jest prowadzenie dalszych prac badawczych mających za zadanie zwiększenie dokładności wyznaczania współczynników strat, potrzebnych do obliczania rozkładów i spadków ciśnień w poszczególnych szczelinach układu oraz momentów tarcia na ruchomych powierzchniach szczelin, a zwłaszcza szczeliny poprzecznej.

Literatura

- [1] L. E. Czegurko, *Razgruzocznyje ustrojstwa pitatielnych nasosow*. Izd. Eniergia, Moskwa 1978.
- [2] *Badanie odciążenia sił wzdłużnych za pomocą tarcz odciążających* (praca zbiorowa). Sprawozdanie z pracy wykonanej przez ITC PW dla OBR Pomp Przemysłowych, maszynopis, Warszawa 1976.
- [3] Jackowski K., Jędrał W., *Badania przepływu przez szczelinę promieniową między przeciwtarczą i tarczą odciążającą*. [W:] *Projektowanie i eksploatacja pomp i układów transportu hydraulicznego* — Konferencja TRANSHYDRO 77, Wrocław 1977 (Prace Nauk. Inst. Konstr. i Eksp. Maszyn Politechniki Wrocławskiej, nr 34, s. 57).
- [4] Jackowski K., Jędrał W., *The mathematical model and optimization of an hydraulic axial thrust balancing device in multistage centrifugal pumps*. Joint Symposium (IAHR, ASME, ASCE) on design and operation of fluid machinery, Colorado, June 12 - 14, 1978. Proceedings, vol. II, s. 57.
- [5] Jędrał W., *Badanie przepływu przez szczelinę tarczy jako elementu optymalizacji energetycznej układu odciążającego w pompie wirowej*. Praca dokt., Warszawa 1977.
- [6] Jędrał W., *Przepływ cieczy przez wzdłużne szczeliny pierścieniowe*. Przegląd Mechaniczny, 1979, nr 11, s. 9.
- [7] *Opracowanie programów komputerowych dla projektowania i optymalizacji układów równoważenia sił wzdłużnych za pomocą tarcz odciążających* (praca zbiorowa). Sprawozdanie z pracy wykonanej przez ITC PW dla OBR Pomp Przemysłowych, maszynopis, Warszawa, cz. I — 1978, cz. II — 1979.

On the Influence of Selected Factors on the Energy Optimization of a Balancing Drum and Disc System

Summary

In large multistage pumps the axial thrust is balanced mostly by a balancing device composed, in general case, of a drum and disc. Several years ago the authors proposed the energy optimization method for the design of such a system enabling to minimize the leakage and disc friction losses.

In this report the influence of the following factors on the optimization results is discussed:

- adopted method of non-linear programming,
- various geometrical dimensions,
- magnitude of clearances,
- pressure drop and velocity across the clearance between the disc and its opposite ring,
- accuracy of evaluation of axial thrust and of respective coefficients used in calculations.

The method proposed by the authors has been introduced into the design practice in Poland.

Влияние избранных факторов на результат энергетической оптимизации системы барабана и разгружающего диска**Резюме**

Осевая сила в больших многоступенчатых насосах обычно уравнивается системой состоящей в общем случае из барабана и диска. Несколько лет тому назад авторами был разработан метод проектирования системы барабана и разгружающего диска, основанный на ее энергетической оптимизации. Это позволяет минимизировать потери протечек через систему и потери трения диска вращающегося в жидкости.

В настоящем труде рассматривается влияние на результат оптимизации следующих факторов:

- принятый метод нелинейного программирования,
- различные геометрические размеры,
- величина щелей,
- перепад давления и скорость в щели между диском и контрдиском,
- точность оценки величины выступающей осевой силы а также различных расчетных коэффициентов.

Разработанный авторами метод уже некоторое время внедряется в практику проектирования разгружающих систем в Польше.