

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
INSTYTUTU MASZYN
PRZEPŁYWOWYCH

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

67-68

WARSZAWA—POZNAŃ 1975

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 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

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 Fiszer 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.	Oddano do składania 10 I 1975 r.
Ark. wyd. 28,5. Ark. druk. 22	Podpisano do druku 20 IX 1975 r.
Pap. druk. sat. kl. V, 70 g 70×100 cm	Druk ukończono we wrześniu 1975 r.
Nr zam. 112/77	R-17/661 Cena zł 86,-

DRUKARNIA UNIwersytetu im. A. Mickiewicza w Poznaniu

HYDROFORUM

KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA

na temat

**WSPÓŁCZESNE 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.

JERZY ROKITA

Gliwice *

Wpływ szerokości wirnika i kadłuba na parametry pracy pomp o swobodnym przepływie

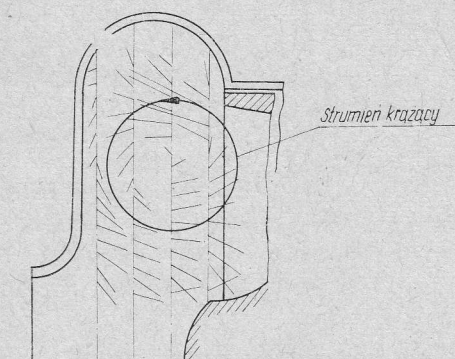
1. Zasada działania pomp o swobodnym przepływie

Zasadniczą cechą pomp o swobodnym przepływie jest stworzenie swobodnej przestrzeni przepływowej pomiędzy otwartym wirnikiem a ścianką kadłuba pompy [1]. Spośród znanych odmian konstrukcyjnych pomp o swobodnym przepływie Wemco, Seka i Turo, ta ostatnia uważana jest za optymalną pod względem uzyskiwanych parametrów pracy [2, 3]. Zasada działania pomp o swobodnym przepływie jest traktowana w sposób kontrowersyjny [1, 2, 3, 4, 5], przy czym najbardziej przekonywające są stwierdzenia Grabowa [4, 5], zbieżne z poglądem reprezentowanym przez Eggera [2].

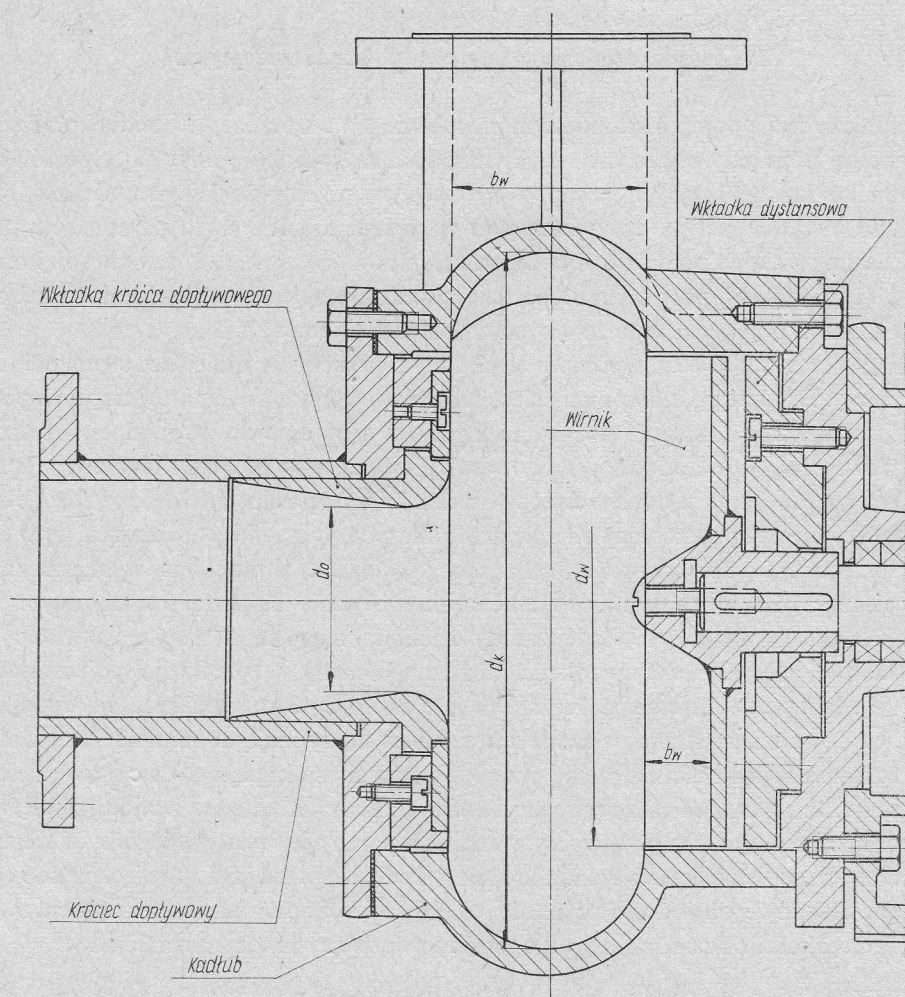
Grabow tłumaczy działanie pomp o swobodnym przepływie istnieniem strumienia krążącego cieczy. Dopływająca do pompy ciecz częściowo wpływa do kanałów międzyłopatkowych wirnika (gdzie następuje wzrost jej krętu), wypływając do swobodnej przestrzeni przepływowej z pewną składową obwodową prędkości. Część tej cieczy płynie w kierunku dośrodkowym, do obszaru dopływowego wirnika. W ten sposób wytworzony zostaje strumień krążący cieczy, przenoszący energię z wirnika pompy na ciecz znajdującą się w swobodnej przestrzeni przepływowej. Strata mocy związana z procesem wymieszania się warstw cieczy o różnych prędkościach jest charakterystyczna dla pomp o swobodnym przepływie. Dla zilustrowania omówionej zasady działania, na rysunku 1 przedstawiono rozkład składowej merydionalnej prędkości absolutnej cieczy w przekroju południkowym pompy [4]. Natężenie strumienia krążącego jest około 2 - 3 razy większe od wydajności pompy, co dowodzi, że straty związane z krążeniem cieczy mają dominujące znaczenie.

Ze wzrostem wydajności natężenie przepływu strumienia krążącego cieczy zwiększa się, co wskazuje, że strumień krążący przenosi energię z wirnika na ciecz znajdującą się wewnątrz pompy. Ponieważ przepływ cieczy w kadłubie pompy jest relatywnie słaby w kierunku promieniowym, zatem ciecz krąży kilkakrotnie w kadłubie przed jej dopłynięciem do króćca tłocznego. Składowe obwodowe prędkości cieczy w swobodnej przestrzeni przepływowej są bliskie prędkości obwodowej wirnika na odpowiadających sobie promieniach.

* Politechnika Śląska.



Rys. 1. Rozkład składowej merydionalnej prędkości absolutnej cieczy w przekroju południkowym pompy



Rys. 2. Część przepływowa pompy modelowej

Istnienia strumienia krążącego cieczy dowiódł w interesujący sposób na drodze teoretycznej również Presman [6], jednakże rozpatrując wirnik zbliżony kształtem do wirników sprzęgieł hydrokinetycznych.

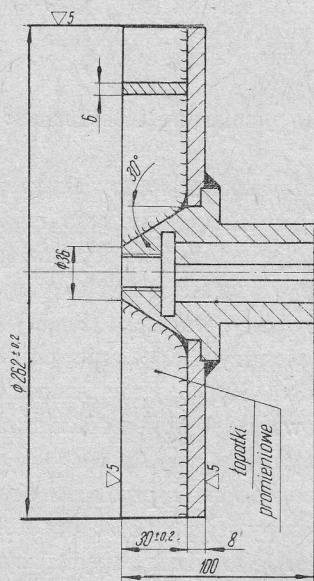
Badania nad wpływem parametrów konstrukcyjnych na parametry pracy pomp o swobodnym przepływie przeprowadził Rüttschi [1, 3], jednakże zakres zmienności badanych parametrów był stosunkowo wąski, a uogólnienie rezultatów w formie zbliżonej do klasycznej teorii pomp krętnych nasuwa pewne zastrzeżenia. W szczególności przeniesienie wyników badań pomp modelowych na projektowane jest słuszne, pod warunkiem zachowania w pierwszym rzędzie podobieństwa geometrycznego pomp. Natomiast sposób obliczeń podany w pracy [3] nie spełnia tego warunku.

2. Modelowa pompa o swobodnym przepływie

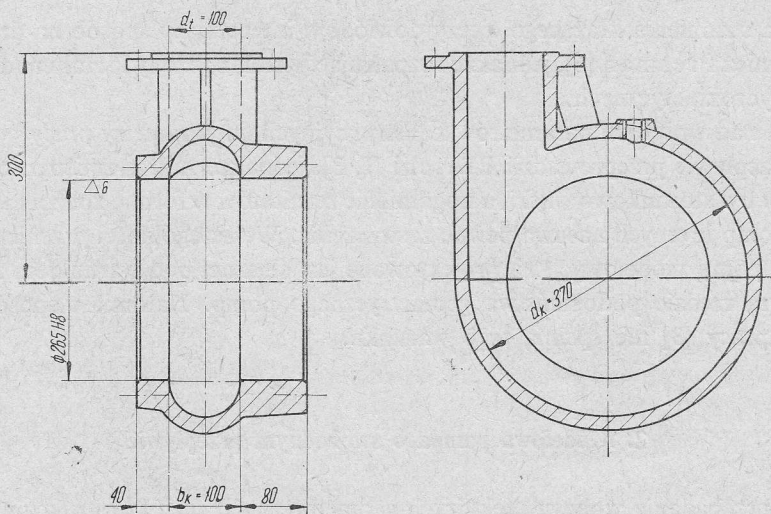
W celu przebadania wpływu niektórych geometrycznych cech konstrukcyjnych pompy na jej parametry pracy, zaprojektowano i wykonano pompę eksperymentalną (typu Turo), którą przedstawiono na rys. 2, ograniczając się do jej części przepływowej. Konstrukcja pompy umożliwiała stosunkowo łatwą wymianę badanych elementów.

Wymienne wirniki mocowano na wale tak, że każdorazowo pozostawały całkowicie wsunięte we wnękę kadłuba. Aby utrzymać w trakcie badań stałą wartość strat tarcia tylnej powierzchni wirnika o ciecz, stosowano wymienne wkładki dystansowe, utrzymując stałą szerokość szczeliny między wirnikiem a wkładką.

Wirniki wymienne (rys. 3) wykonano o liczbie promieniowych łopatek $z=10$, o szerokościach $b_w=25, 30, 35, 40, 45$ i 55 mm, każdorazowo przy grubości łopatek $s=6$ mm. Zaprojektowano je jako spawane, ze względu na łatwość wykonania. Liczbę łopatek $z=10$



Rys. 3. Wirnik wymienny ($b_w=30$ mm)

Rys. 4. Kadłub wymienny ($b_k=100$ mm)

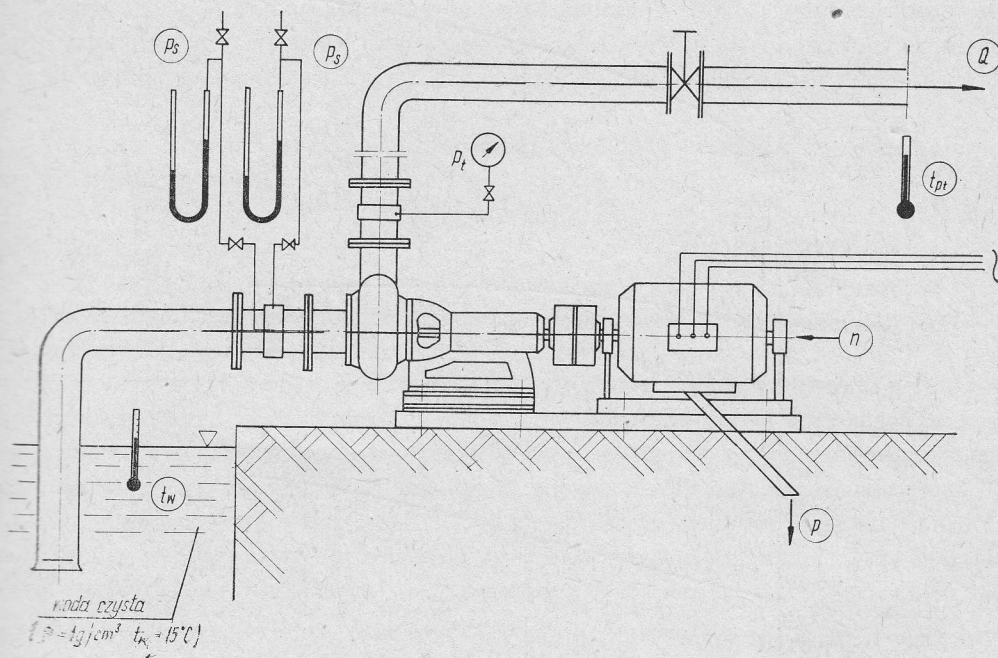
uznano za optymalną na podstawie badań wstępnych [7]. Średnica zewnętrzna wirnika wynosiła $d_w=262$ mm.

Kadłuby wymienne przewidziano o stałej szerokości, z kanałem zbiorczym o stałym przekroju (rys. 4). Średnica króćca tłoczego była identyczna z szerokością kadłuba. Przygotowane do badań kadłuby posiadały – odpowiednio – szerokości $b_k=80$, 100 i 125 mm i średnice wewnętrzne $d_k=350$, 370 i 395 mm. Aby zrealizować zmienność średnicy dopływu cieczy do kadłuba, przewidziano w króćcu ssawnym pompy możliwość stosowania wkładek wymiennych (rys. 2) o średnicach $d_0=105$, 115 i 125 mm. Jako wspornik łożyskowy pompy eksperymentalnej wykorzystano typowy wspornik pompy seryjnie produkowanej.

3. Stanowisko pomiarowe i dokładność pomiarów

Pompę doświadczalną zainstalowano na stanowisku pomiarowym (rys. 5), rezygnując z zastosowania kosza ssawnego w celu wykluczenia możliwości wystąpienia kawitacji. Schemat stanowiska pomiarowego jednoznacznie objaśnia sposób pomiaru poszczególnych wielkości. Zauważono jednak, że w zakresie małych wydajności pompy rozkład ciśnienia w króćcu ssawnym nie był wyrównany, wskutek oddziaływania wirnika pompy. Zawirowanie cieczy sprawiało, że ciśnienie przy ścianie przewodu było wyższe niż w osi. W miarę wzrostu wydajności ($Q \approx (0,15 \text{ do } 0,30) Q_{\text{nom}}$) nierównomierność ta całkowicie zanikała. W przypadku jednak jej występowania, w obliczeniach uwzględniono uśrednioną wartość ciśnienia w przekroju pomiarowym.

Wyniki pomiarów sprowadzono do stałej prędkości obrotowej $n=1460 \text{ min}^{-1}$, ponieważ ze wzrostem wydajności pompy jej prędkość obrotowa spadała, wskutek wzrostu „poślizgu” silnika napędzającego. Jako silnik napędzający stosowano silnik elektryczny asynchroniczny o parametrach znamionowych: $N=30 \text{ kW}$ i $n=1470 \text{ min}^{-1}$.



Rys. 5. Schemat stanowiska pomiarowego

Dokładność prowadzonych pomiarów charakteryzują niżej podane błędy względne, obliczone dla jednego z bardziej niekorzystnych przypadków:

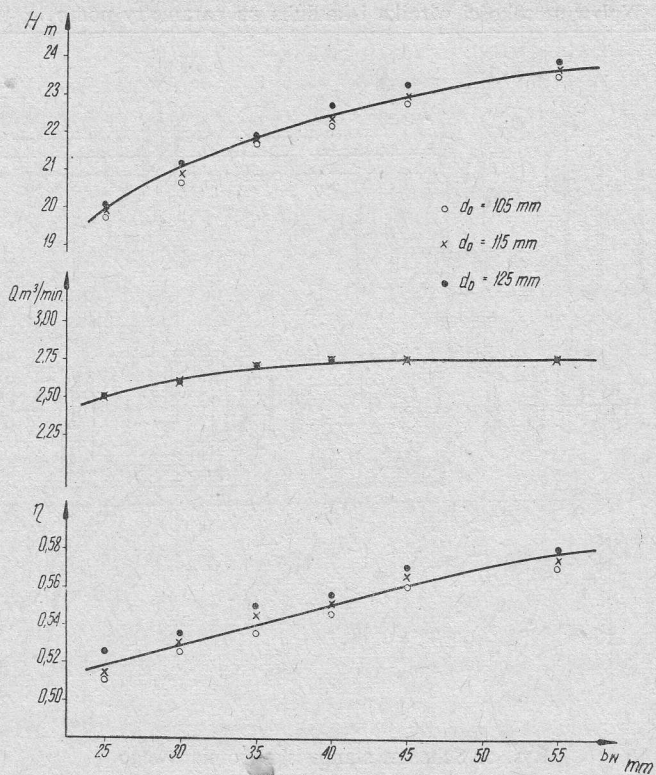
wydajność Q	$\varepsilon_Q = \pm 1\%$
wysokość podnoszenia H	$\varepsilon_H = \pm 1,14\%$
moc użyteczna pompy N_u	$\varepsilon_{N_u} = \pm 1,52\%$
moc na wale pompy N	$\varepsilon_N = \pm 1,39\%$
sprawność η	$\varepsilon_\eta = \pm 2,06\%$
prędkość obrotowa n	$\varepsilon_n = \pm 1\%$
wydajność zredukowana do $n = \text{const}$	$\varepsilon_{Q_z} = \pm 1,41\%$
wysokość podnoszenia zredukowana do $n = \text{const}$	$\varepsilon_{H_z} = \pm 2,30\%$

Uzyskaną dokładność pomiarów uznano za zadowalającą.

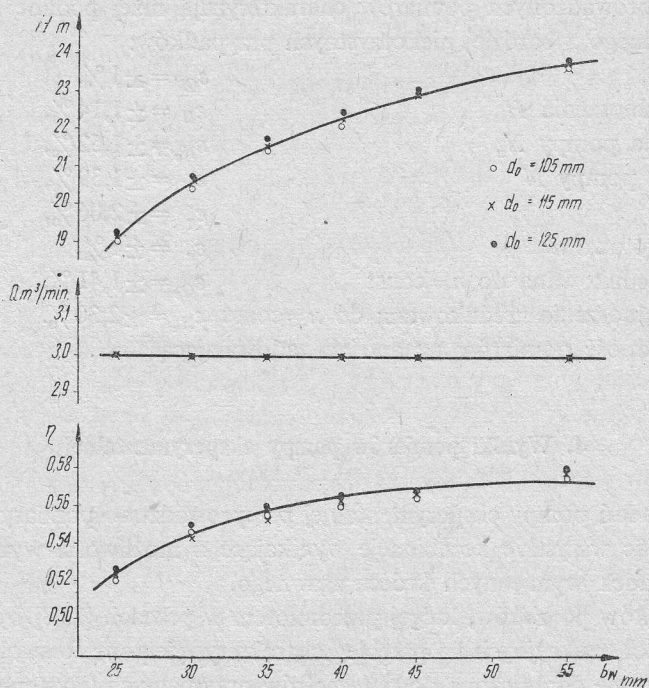
4. Wyniki pomiarów pompy eksperymentalnej

W ramach badań pompy eksperymentalnej przeprowadzono pomiary jej charakterystyk, uwzględniając wszystkie kombinacje wynikające z możliwości wymiany wirników, kadłubów i wkładek wymiennych króćca ssawnego.

Analiza wyników pomiarów, której przedmiotem w pracach [7, 8] był wpływ geometrycznych cech konstrukcyjnych na przebieg charakterystyk pomp o swobodnym przepływie, zostanie obecnie ograniczona do parametrów optymalnych (występujących przy najwyższej sprawności) pompy.



Rys. 6. Optimalne parametry pracy pompy uzyskane przy kadłubie o szerokości $b_k = 80$ mm



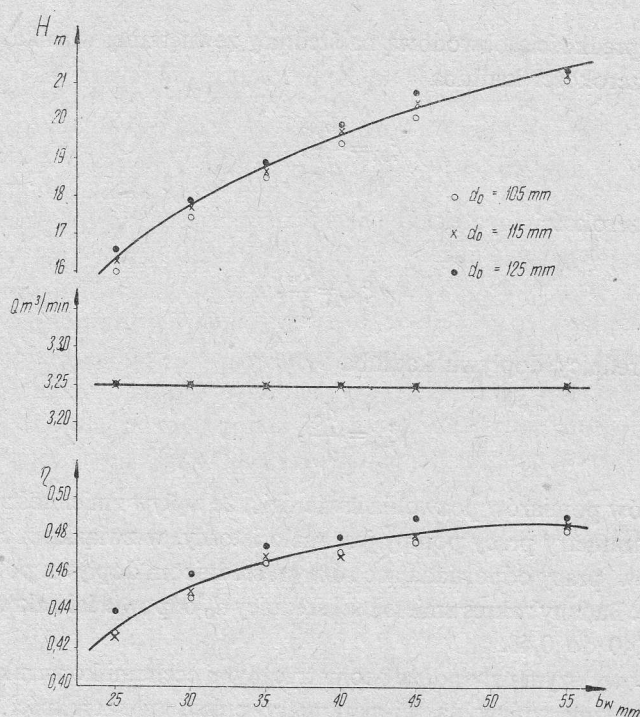
Rys. 7. Optimalne parametry pracy pompy uzyskane przy kadłubie o szerokości $b_k = 100$ mm

Na rysunkach 6, 7 i 8 dla każdego z badanych kadłubów przedstawiono uzyskane wysokości podnoszenia, wydajności i sprawności (w zależności od szerokości łopatek wirnika i średnicy dopływu kadłuba). Z przytoczonych rezultatów wynikają następujące stwierdzenia:

- ze wzrostem szerokości łopatek wirnika, w badanym zakresie ich zmienności, zwiększa się istotnie wysokość podnoszenia i sprawność pompy,
- wzrost średnicy dopływu pompy powoduje słabo wyczuwalny wzrost wysokości podnoszenia i sprawności pompy,
- zmiana szerokości łopatek wirnika i średnicy dopływu kadłuba nie powoduje (w badanym zakresie ich zmienności) zauważalnego wpływu na wydajność pompy (z wyjątkiem najmniejszych szerokości łopatek wirnika w przypadku najwęższego kadłuba).

Należy zaznaczyć, że określenie wydajności optymalnej pompy nastęrczało pewne trudności, ze względu na niekiedy płaski charakter krzywej sprawności. W podobnych przypadkach pomocne było przybliżanie fragmentu krzywej równaniem wielomianu drugiego bądź trzeciego stopnia i formalne określenie współrzędnych określających jego maksimum.

Korzystny wpływ wzrostu szerokości łopatek wirnika na wysokość podnoszenia i sprawność pompy wynika ze wzrostu natężenia strumienia krążącego w pompie. Przy znaczniejszych szerokościach wirnika rosną straty związane z dopływem cieczy o zwiększonym natę-



Rys. 8. Optymalne parametry pracy pompy uzyskane przy kadłubie o szerokości $b_k = 125 \text{ mm}$

zeniu przepływu do wirnika; tak, że przyrosty wysokości podnoszenia i sprawności pompy stają się mniej wyraźne. Tendencja wzrostu wysokości podnoszenia i sprawności pompy ze zwiększaniem się średnicy dopływu kadłuba może zostać wytłumaczona obniżeniem się strat związanych z dopływem cieczy do kadłuba.

5. Analityczne opracowanie rezultatów pomiarów

Aby uogólnić rezultaty pomiarów, należy określić wzajemne związki między bezwymiarowymi wyróżnikami parametrów pracy i geometrycznymi cechami konstrukcyjnymi pompy.

Zgodnie z teorią podobieństwa mechanicznego pomp wirowych, wprowadzono następujące wyróżniki bezwymiarowe:

– wyróżnik wydajności

$$\xi_Q = \frac{Q}{nd_w^3}, \quad (1)$$

– wyróżnik wysokości podnoszenia

$$\xi_H = \frac{2gH}{u_w^2}, \quad (2)$$

przy czym u_w jest prędkością obwodową na średnicy zewnętrznej wirnika,

– wyróżnik szerokości kadłuba

$$\xi_{bk} = \frac{b_k}{d_w}, \quad (3)$$

– wyróżnik szerokości łopatek

$$\xi_{bw} = \frac{b_w}{d_w}, \quad (4)$$

– wyróżnik średnicy dopływu kadłuba

$$\xi_{d_0} = \frac{d_0}{d_w}, \quad (5)$$

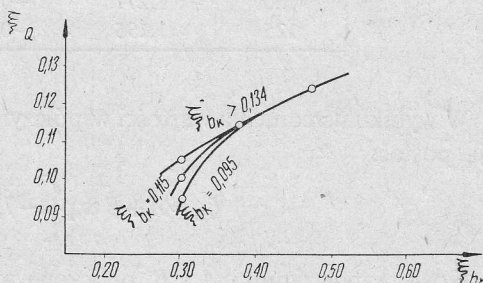
Analiza wyników pomiarów pozwoliła stwierdzić, że wpływ zmienności średnicy dopływu kadłuba na parametry pracy pompy jest mało istotny, w związku z czym ewentualne różnice parametrów pracy odpowiadające różnym średnicom dopływu potraktowano jako odchylenia losowe. Badany zakres zmienności średnicy d_0 odpowiadał zakresowi zmienności wyróżnika $\xi_{d_0}=0,40$ do $0,48$.

W związku z powyższym uznano, że geometrycznymi cechami konstrukcyjnymi pompy, wywierającymi wyraźny wpływ na jej parametry pracy, są szerokości łopatek wirnika i kadłuba.

Zmienność wyróżnika szerokości kadłuba badano w zakresie $\xi_{bk}=0,30$ do $0,48$, natomiast zmienność wyróżnika szerokości łopatek w zakresie $\xi_{bw}=0,095$ do $0,210$.

5.1. Określenie zależności wyróżnika wydajności od wyróżnika szerokości kadłuba

Ponieważ szerokość łopatek wirnika nie wywiera w zasadzie poważniejszego wpływu na wydajność optymalną pompy, przeto wydajność jest uzależniona głównie od szerokości kadłuba pompy. Uogólnioną zależność $\xi_Q = f(\xi_{bk})$ przedstawiono na rys. 9. Jest znamienne, że w zakresie małych wartości wyróżników szerokości łopatek, w dolnym zakresie wartości wyróżnika szerokości kadłuba, występują niewielkie odchylenia od typowo liniowego charakteru zależności.



Rys. 9. Zależność wyróżnika wydajności od wyróżnika szerokości kadłuba

5.2. Określenie zależności wyróżnika wysokości podnoszenia od wyróżników szerokości łopatek wirnika i kadłuba

Szczegółowa analiza wyników pomiarów wykazała, że najkorzystniej jest w przypadku każdego z badanych kadłubów szukać uogólnionej zależności analitycznej w postaci:

$$\xi_H = A + B \exp \left[C \left(\frac{b_w}{b_w + b_k} - 0,15 \right) \right]. \quad (6)$$

Wartości stałych A , B i C dla każdego z badanych kadłubów obliczono metodą najmniejszych kwadratów, rozwiązując metodą prób układ równań przestępnych, otrzymany z ogólnie znanych warunków. Wyniki obliczeń zestawiono w tabeli 1. Jak wynika z danych przytoczonych w tabeli 1, wartości współczynnika C niewiele różnią się między sobą i istnieje możliwość przyjęcia wspólnej uśrednionej wartości dla każdego z kadłubów. Uśredniona wartość współczynnika C została obliczona z uwzględnieniem wagi odpowiadającej każdemu ze zbiorów danych pomiarowych. Waga jest odwrotnie proporcjonalna do sumy kwadratów odchyłeń (ponieważ w każdym zbiorze jest ta sama liczba danych).

Tabela 1
Wartości współczynników A , B i C w równaniu (6)

b_k [mm]	ξ_{bk}	A	B	C	Suma kwadratów odchyłeń
80	0,305	1,289	-0,506	-5,336	0,00151
100	0,382	1,263	-0,473	-7,548	0,00066
125	0,477	1,172	-0,431	-7,727	0,00194

Tabela 2

Wartości współczynników A i B w równaniu (7)

b_k [mm]	A	B	Suma kwadratów odchyłeń	Przyrost sumy kwadratów odchyłeń
80	1,238	-0,500	0,00164	0,00013
100	1,277	-0,479	0,00068	0,00002
125	1,195	-0,450	0,00197	0,00003

W wyniku uśrednienia wartości współczynnika C , nowo poszukiwane równania przybierają postać:

$$\xi_H = A + B \exp \left[-7,038 \left(\frac{b_w}{b_w + b_k} - 0,15 \right) \right]. \quad (7)$$

Nowe współczynniki A i B , obliczone metodą najmniejszych kwadratów, zestawiono w tabeli 2. Ponieważ, jak widać z tabeli 2, uśrednienie współczynnika C spowodowało minimalny wzrost sumy kwadratów odchyłek, ze względu na niewielkie różnice w wartościach współczynnika B , dokonano również jego uśrednienia.

W wyniku otrzymano równanie postaci:

$$\xi_H = A - 0,478 \exp \left[-7,038 \left(\frac{b_w}{b_w + b_k} - 0,15 \right) \right], \quad (8)$$

dla którego obliczone metodą najmniejszych kwadratów wartości współczynnika A zebrano w tabeli 3. Współczynnik A w równaniu (8) jest wyłącznie zależny od wyróżnika ξ_{bk} – zależność ta została przedstawiona na rys. 10. Aby zilustrować wierność przybliżenia danych pomiarowych równaniem (8), na rys. 11 naniesiono wyniki pomiarów wysokości podnoszenia oraz wartości obliczone na podstawie równania (8). Jak wynika z rys. 11, maksymalne odchyłki nie przekraczają 2,5%, a więc uzyskane przybliżenie równaniem (8) można uznać za wystarczająco dokładne.

Z uzyskanych rezultatów wynika, że wysokość podnoszenia pompy zależy w sposób decydujący od wartości stosunku $b_w/(b_w + b_k)$. Ze wzrostem tego stosunku zwiększa się wysokość podnoszenia pompy. Fizykalnym odpowiednikiem stosunku $b_w/(b_w + b_k)$ jest w przybliżeniu stosunek objętości cieczy wypełniającej kanały wirnika do całkowitej obję-

Tabela 3

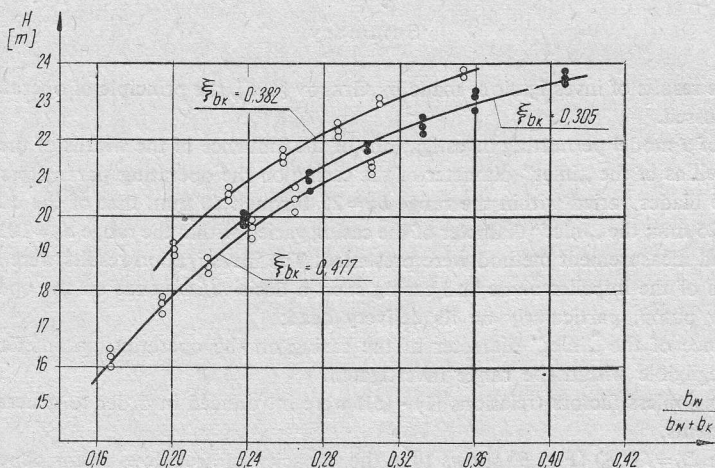
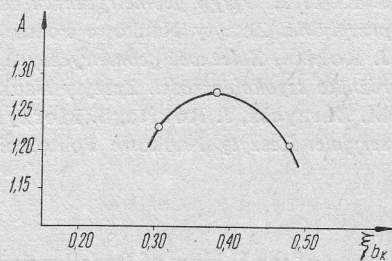
Wartości współczynnika A w równaniu (8)

b_k [mm]	A	Suma kwadratów odchyłek	Przyrost sumy kwadratów odchyłek
80	1,231	0,00170	0,00006
100	1,276	0,00069	0,00001
125	1,212	0,00198	0,00001

tości cieczy zawartej w pompie. Zaobserwowane prawidłowości dadzą się więc łatwo uzasadnić teorią strumienia krążącego cieczy.

Znamienne jest jednak, że wysokość podnoszenia pomp o takim samym stosunku $b_w/(b_w + b_k)$ zależna jest od wartości stosunku b_k/d_w (stała A w równaniu (8)), przy czym można zaobserwować istnienie pewnego maksimum. Wpływ wyróżnika szerokości kadłuba jest powodowany wzrostem strat hydraulicznych związanych z przepływem cieczy przez wnętrze pompy przy malejących szerokościach kadłuba oraz zmniejszaniem się prędkości

Rys. 10. Wpływ wyróżnika szerokości kadłuba na wartość stałej A w równaniu (8)



Rys. 11. Graficzna ilustracja korelacji wyników pomiarów równaniem (8)

kątowej obrotu cieczy w swobodnej przestrzeni przepływowej pompy przy wzrastających szerokościach kadłuba. Obie przeciwstawne charakterem tendencje warunkują istnienie wspomnianego ekstremum.

Uzyskane rezultaty mają charakter ogólny, ponieważ pompy o swobodnym przepływie podlegają prawom podobieństwa podobnie jak pompy krętne konwencjonalne [1, 2, 3, 9].

Literatura

- [1] A. T. Troskoleński, *Pompy odśrodkowe o przepływie swobodnym*. Przegląd Mechaniczny, z. 24, Warszawa 1968.
- [2] E. Egger, *Einsatz von TURO-Pumpen in der Industrie mit spezieller Berücksichtigung des Einsatzes für stark schleissende Fördergüter*. Pumpen und Verdichter, Internationale Symposium, Leipzig 1967.

- [3] C. Rüttschi, *Die Arbeitsweise von Freistrompumpen*. Schweizerische Bauzeitung, Heft 32, Zürich 1968.
- [4] G. Grabow, *Untersuchungen an Freistrompumpen*. Pumpen und Verdichter, Internationale Symposium, Leipzig 1970.
- [5] G. Grabow, *Untersuchung der Energieübertragung des Fördermedium im Arbeitsraum von Freistrompumpen mit Hilfe von Geschwindigkeits- und Druckverteilungsmessungen*. Maschinenbautechnik, Heft 2, 1970.
- [6] Ł. S. Presman, *Smierczewyje (swobodno-wichriejewyje) nasosy*. Trudy nig, "idromasza", wyp. 37 Moskwa 1967.
- [7] J. Rokita, *Wpływ geometrycznych cech konstrukcyjnych na parametry pracy pomp o swobodnym przepływie*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Energetyka, Gliwice 1973.
- [8] J. Rokita, *Zależność geometrycznych cech konstrukcyjnych pomp o swobodnym przepływie od wyróżnika szybkobieżności*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Energetyka, Gliwice 1973.
- [9] M. Zarzycki, J. Rokita, S. Morzyński, *Badania pompy o swobodnym przepływie produkowanej seryjnie*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo, Gliwice 1973.

Influence of the Widths of Impeller and Casing on Operating Parameters of Free-Flow Pumps

Summary

Based on the results of investigations made by Grabov [4, 5], the principle of operation of free-flow pumps was discussed.

The design of a model permitting investigations of the influence of the widths of the impeller blade and casing, as well as of the „inlet” diameter of the casing on the operating parameters was described. The width of the blades varied within the range $b_w = 25$ through 50 mm, that of the casing within the range $b_k = 80 - 125$ mm; the „inlet” diameter of the casing varied within the range $d_0 = 105 - 125$ mm. The measuring rig and measurement method were presented. The investigation results were as follows:

- the widths of the impeller blade and casing exert a decisive influence on the operating parameters of free-flow pump, particularly on its delivery head;
- the influence of the „inlet” diameter of the casing on the operating parameters of the pump proved to be negligible within the range investigated.

Several dimensionless factors (relations (1) - (5)) were introduced in order to generalize the results of the measurements.

The relation $\xi_Q = f(\xi_{bk})$ (Fig. 9) shows that the capacity of free-flow pump depends mainly on the casing width factor ξ_{bk} . The method of least squares was employed to derive the relation (8), where the delivery head factor of a pump ξ_H is made dependent on the quantity $b_w/(b_w + b_k)$ and the casing width factor ξ_{bk} .

Влияние ширины ротора и корпуса на рабочие параметры насосов со свободным течением

Резюме

Обсуждается принцип действия насосов со свободным течением, опираясь на результатах исследований Грабова [4, 5]. Описывается конструкция собственного модельного насоса, позволяющего проводить исследования влияния ширины лопаток, ширины корпуса и „входного” диаметра корпуса на рабочие параметры. Ширина лопаток изменялась в пределах $b_w = 25$ до 55 мм, ширина корпуса в пределах $b_k = 80$ до 125 мм, а „входной” диаметр корпуса в пределах $d_0 = 105$ до 125 мм.

Представлен измерительный стенд и способ проведения замеров. На основе проведенных исследований констатировано, что:

- ширина роторных лопаток и корпуса решительно влияет на рабочие параметры насоса со свободным течением, особенно на его высоту подъема;
- влияние „входного” диаметра корпуса на рабочие параметры насоса оказалось в исследуемом объеме столь малым, что не принимается во внимание.

С целью обобщения результатов замеров введены соответствующие безразмерные дискриминанты, определенные формулами (1) до (5).

Из зависимости $\xi_Q = f(\xi_{bk})$ (рис. 9) следует, что в основном дискриминант ширины корпуса ξ_{bk} решающим образом влияет на производительность насоса со свободным течением. Методом наименьших квадратов определена зависимость (8) дискриминанта высоты подъема насоса ξ_H от величины $b_w/(b_w + b_k)$ и дискриминанта ширины корпуса ξ_{bk} .