

Jerzy Rokita  
Instytut Maszyn i Urządzeń  
Energetycznych

#### WPLYW GEOMETRYCZNYCH CECH KONSTRUKCYJNYCH NA PARAMETRY PRACY POMP O SWOBODNYM PRZEPŁYWIE

**Streszczenie:** Omówiono zasadę działania pomp o swobodnym przepływie. Opiszano pompę modelową, stanowisko badawcze i sposób prowadzenia pomiarów. Przytoczono wyniki badań wpływu liczby i szerokości łopatek wirnika na parametry pracy pompy o swobodnym przepływie. Wskazano na wpływ szerokości kadłuba na parametry pracy. Uogólniono wyniki badań przy pomocy równań empirycznych.

Rozszerzenie zakresu zadań stawianych pompom wirowym spowodowało powstanie nowych konstrukcji o szczególnych przeznaczeniach. Jedną z nich są pompy o swobodnym przepływie, szczególnie predystynowane do transportu hydraulicznego ciał stałych, przepompowywania cieczy lepkich i gęstych oraz zawierających ciała włókniste lub wykazujących właściwości erozyjne.

Mimo bezspornych zalet pompy o swobodnym przepływie są stosunkowo mało poznane, co dowodzi celowości podjęcia badań w tym zakresie.

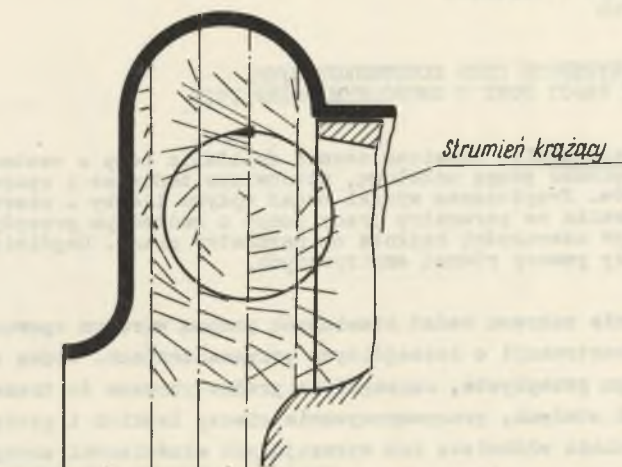
#### 1. Proces działania pompy o swobodnym przepływie

Znamieną cechą pomp o swobodnym przepływie jest swobodna przestrzeń przepływowa utworzona między otwartym wirnikiem a ścianką (lub pokrywą) kadłuba pompy [3,11,15]. Spośród istniejących rozwiązań konstrukcyjnych pomp o swobodnym przepływie najbardziej znane jest rozwiązanie typu TURO charakteryzujące się cylindrycznym współosiowym ograniczeniem wirnika na jego średnicy zewnętrznej. Rozwiązanie to uważane jest za optymalne pod względem uzyskiwanych parametrów [3,7,15], jednak wrywkowe badania dowiodły korzystnego wpływu wysunięcia wirnika z wnęki na parametry pracy pompy [15,21]. Poglądy na proces działania pomp o swobodnym przepływie są mocno kontrowersyjne [2,3,7,8,12,15], przy czym najbardziej udokumentowane są stwierdzenia Grabowa [7,8], zbieżne z poglądami Eggera [3].

Badania Grabowa [7,8] wykazały istnienie strumienia krążącego cieczy w przekroju merydionalnym pompy, a proces przenoszenia energii z wirnika na ciecz przyrównany został do działania sprzęgła hydrokinetycznego. Charakter rozkładu składowej merydionalnej prędkości absolutnej cieczy w przekroju południkowym pompy [7], dowodzący występowania strumienia krążącego cieczy przedstawiono na rys. 1. Teorię działania pompy o swobodnym przepływie omówiono bliżej w pracach [11,13,21].

Występowanie strumienia krążącego cieczy zostało dowiedzione teoretycznie przez Presmana [12], który zaproponował również sposób teoretycznego ujęcia procesu działania pomp o swobodnym przepływie, jednakże dla wirnika pompy zbliżonego kształtem do wirników sprzęgieł hydrokinetycznych. Odmien-

na próba teoretycznego przedstawienia działania pompy o swobodnym przepływie jest zawarta w pracy [16].



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

W podziale klasyfikacyjnym pomp wirowych pompy o swobodnym przepływie znajdują się pomiędzy pompami krętnymi a krążeniowymi [4,11], chociaż istnieją pewne przesłanki uzasadniające zaliczenie ich do klasy pomp krętnych [13,21].

## 2. Określanie głównych wymiarów pompy o swobodnym przepływie

Badania nad wpływem geometrycznych cech konstrukcyjnych pompy o swobodnym przepływie na jej parametry pracy są stosunkowo nieliczne [2,3,6,10,13,14,15], przy czym najbardziej znane są badania, które przeprowadził Rüttschi [15]; są one obszernie cytowane w pracach [4,5,11,17,18]. W szczególności Rüttschi zaproponował sposób określenia głównych wymiarów pompy o swobodnym przepływie.

Głębsza analiza rezultatów badań Rüttschi'ego wskazuje, że ograniczone one zostały do wąskiego zakresu szerokości łopatek wirnika, nie uwzględniono w nich wpływu szerokości kadłuba, a uogólnienie rezultatów w sposób zbliżony do klasycznej teorii pomp krętnych nasuwa zastrzeżenia. Ponadto przeniesienie wyników badań z pomp modelowych na konstruowane wymaga zachowania geometrycznego podobieństwa (przynajmniej co do głównych geometrycznych cech konstrukcyjnych), natomiast proponowany sposób obliczeń nie spełnia tego warunku.

W pracy [6] Grabow uzależnia podstawowe geometryczne cechy konstrukcyjne pompy od wyróżnika szybkoobrotowości, jednak przytoczone dane odznaczają się bardzo dużymi rozrzutami.

Dlatego też celowe jest prowadzenie dalszych badań nad wpływem geometrycznych cech konstrukcyjnych na parametry pracy pomp o swobodnym przepływie.

### 3. Doświadczalna pompa o swobodnym przepływie

Aby przebadac wpływ następujących ważniejszych geometrycznych cech konstrukcyjnych pompy o swobodnym przepływie:

- liczby łopatek wirnika  $z$ ,
- szerokości łopatek wirnika  $b_w$ ,
- średnicy dopływu kadłuba  $d_o$ ,
- szerokości kadłuba  $b_k$ ,

na jej optymalne parametry pracy, zaprojektowano i wykonano pompę doświadczalną (odmiany TURO), której część przepływową przedstawiono na rys. 2.

Wirniki mocowano na wale w ten sposób, aby każdorazowo pozostawały całkowicie wsunięte we wnękę kadłuba. Wirniki wymienne (konstrukcji spawanej) o średnicy zewnętrznej  $d_w = 262$  mm, wykonano o liczbach promieniowych łopatek  $z = 6, 8, 10$  i  $12$  każdorazowo o grubości łopatek  $s = 6$  mm i przy szerokościach łopatek  $b_w = 25, 30, 35, 40, 45, 55$  mm (rys. 3). Łopatki promieniowe (w przypadku których uzyskuje się najkorzystniejsze parametry pracy) zastosowano opierając się na stwierdzeniach podanych w pracach [3, 6, 7, 15]. Stosując wymienne wkładki dystansowe utrzymywano stałą szerokość przestrzeni między wirnikiem a wkładką, co gwarantowało utrzymanie niezmienniej wartości strat tarcia tylnej powierzchni wirnika o ciecz.

Kadłuby wymienne z kanałami zbiorczymi o stałych przekrojach i stycznie pionowo usytuowanych króćcach wypływowych wykonano o stałej szerokości  $b_k = 80; 100$  i  $125$  mm i odpowiednio o średnicach wewnętrznych  $d_k = 350; 370$  i  $395$  mm, wynikających z warunku zbliżonego do zalecenia zawartego w pracy [15]

$$d_k = 1,03 d_w + b_k \quad (1)$$

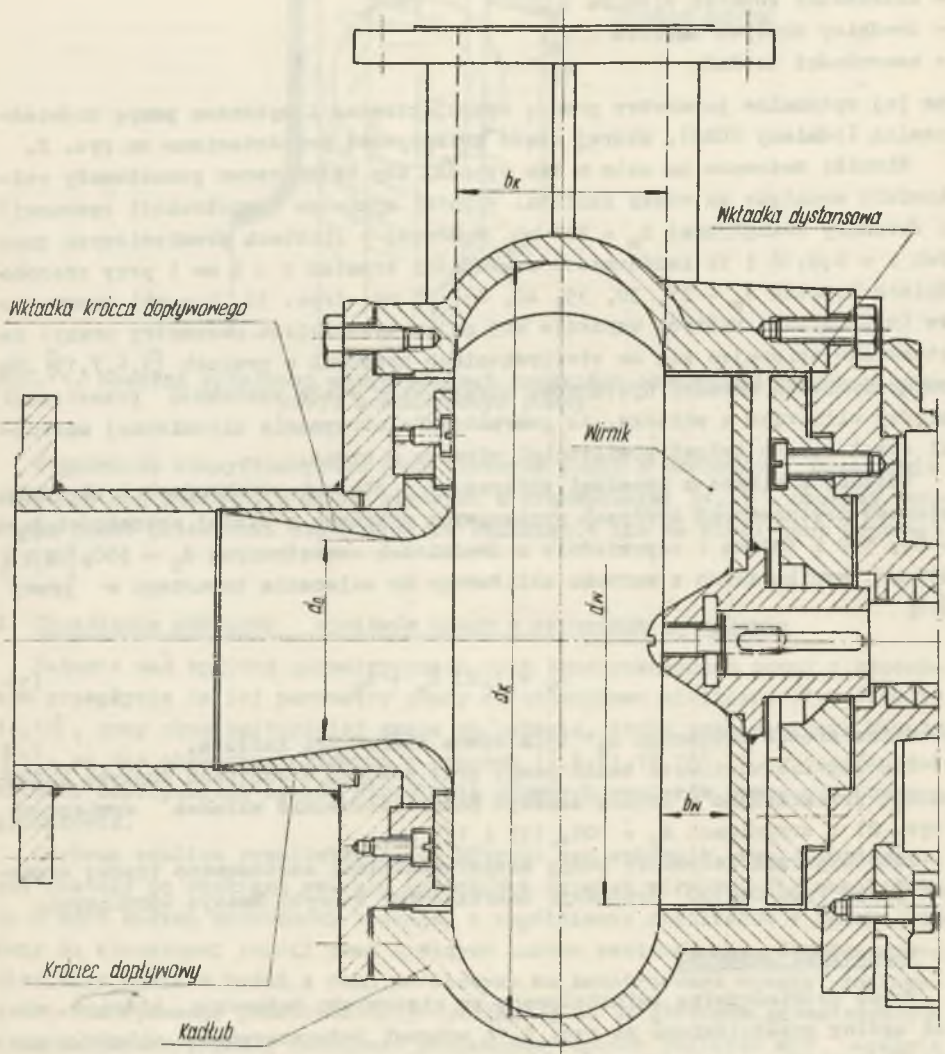
Średnica króćca tłocznego  $d_t$  była równa szerokości kadłuba.

Aby uzyskać możliwość badań pompy przy różnych średnicach dopływu kadłuba  $d_o$ , przewidziano w króćcu ssawnym pompy stosowanie wkładek wymiennych (rys. 2) o średnicach  $d_o = 105, 115$  i  $125$  mm.

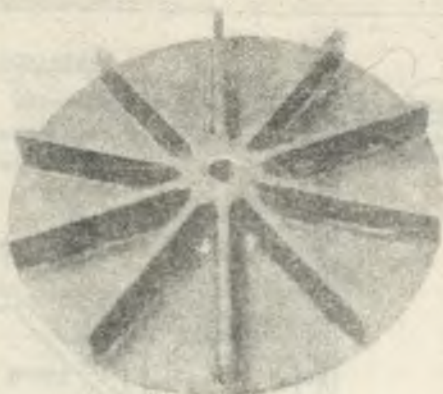
Jako wspornik łożyskowy pompy eksperymentalnej zastosowano typowy wspornik pompy typu ON-100 produkcji Zabrzeńskiej Fabryki Maszyn Górniczych.

### 4. Stanowisko badawcze

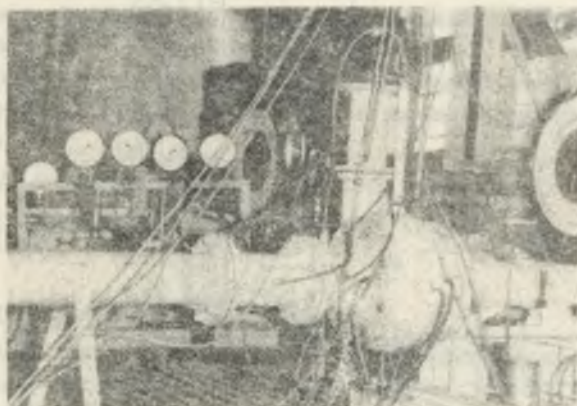
Pompę doświadczalną zainstalowano na stanowisku badawczym, którego widok ogólny przedstawiono na rys. 4, a schemat jednoznacznie objaśniający sposób pomiaru poszczególnych wielkości na rys. 5. Aby pomiary w całym zakresie wydajności móc prowadzić przy niskich manometrycznych wysokościach ssania, zrezygnowano ze stosowania kosza ssawnego, wykluczając w ten spo-



Rys. 2. Część przepływowa pompy doświadczalnej (z naniesionymi oznaczeniami głównych geometrycznych cech konstrukcyjnych)



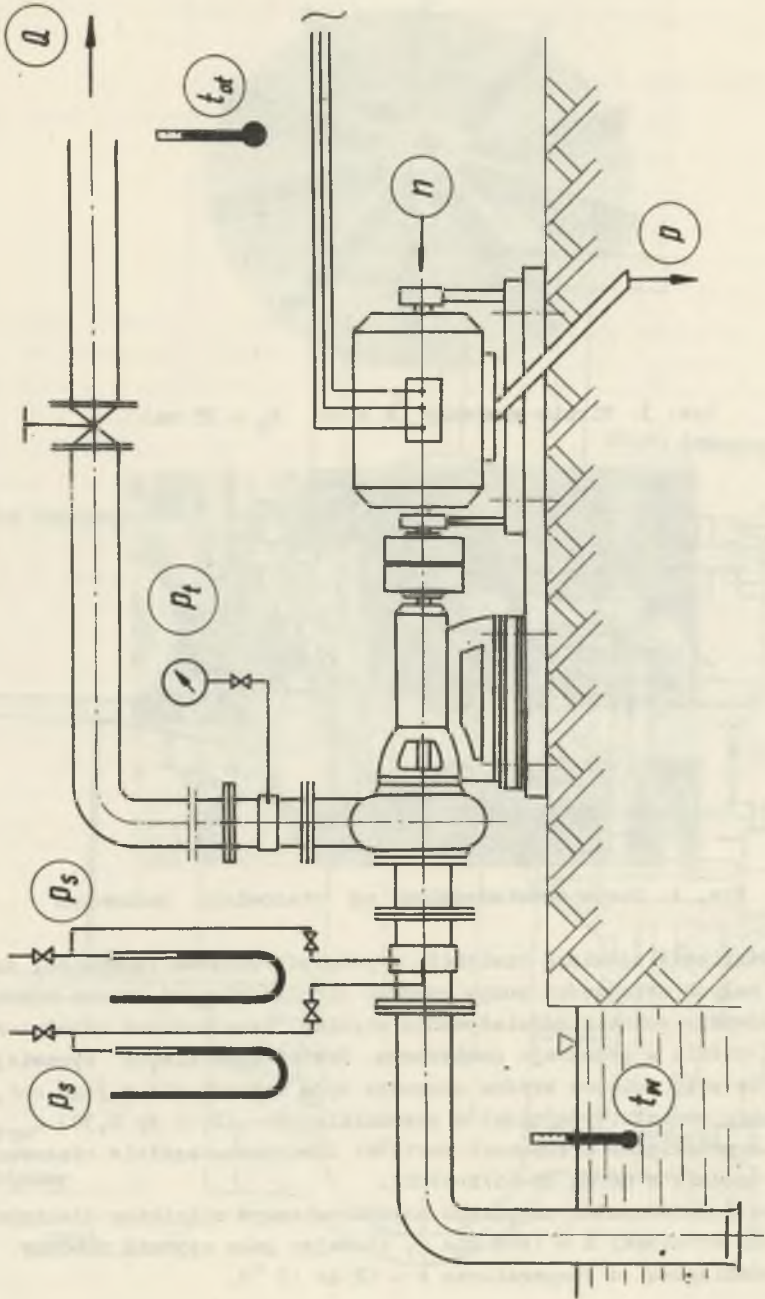
Rys. 3. Wirnik wymienny ( $z = 10$ ,  $b_w = 35$  mm)



Rys. 4. Pompa doświadczalna na stanowisku badawczym

sób wystąpienie zjawiska kawitacji w pompie. Ponieważ zauważono, że w zakresie małych wydajności pompy rozkład ciśnienia w jej króćcu ssawnym nie był wyrównany wskutek oddziaływania wirnika, uwzględniono uśrednioną wartość ciśnienia w przekroju pomiarowym. Zawrowanie cieczy sprawiające, że ciśnienie przy ścianie króćca ssawnego było większe niż w jego osi, zanikało w miarę wzrostu wydajności w przedziale  $Q = (0,15 \text{ do } 0,30) Q_{\text{opt}}$ . Pomiarów i przeliczeń mierzonych wartości dokonywano ogólnie stosowanym sposobem, zgodnie z normą PN-65/M-44002.

Pompę doświadczalną napędzano asynchronicznym silnikiem elektrycznym o prędkości obrotowej  $n \approx 1460 \text{ min}^{-1}$ , stosując jako czynnik roboczy czystą wodę wodociągową o temperaturze  $t = 12 \text{ do } 17 \text{ }^\circ\text{C}$ .



Rys. 5. Schemat stanowiska badawczego

### 5. Dokładność pomiarów

Dokładność prowadzonych pomiarów charakteryzują niżej podane błędy względne poszczególnych wielkości, dotyczące jednego z bardziej niekorzystnych przypadków:

wydajność	$Q$	$\epsilon_Q = \pm 1\%$ ,
wysokość podnoszenia	$H$	$\epsilon_H = \pm 1,14\%$ ,
moc użyteczna pompy	$N_u$	$\epsilon_{N_u} = \pm 1,52\%$ ,
sprawność	$\eta$	$\epsilon_\eta = \pm 2,06\%$ ,
moc na wale pompy	$N$	$\epsilon_N = \pm 1,39\%$ ,
prędkość obrotowa	$n$	$\epsilon_n = \pm 1\%$ .

Ze względu na poślizg silnika elektrycznego prędkość obrotowa pompy zmieniała się nieznacznie. Dlatego też zgodnie z prawami podobieństwa, którym podlegają pompy o swobodnym przepływie [3,11,15], wydajność i wysokość podnoszenia pompy sprowadzono do stałej prędkości obrotowej  $n = 1460 \text{ min}^{-1}$ , przy czym wówczas dokładność określenia parametrów zredukowanych odpowiednio wynosi:

$$\text{wydajność zredukowana do } n = \text{const} \quad \epsilon_{Q_n} = \pm 1,41\%$$

$$\text{wysokość podnoszenia zredukowana do } n = \text{const} \quad \epsilon_{H_n} = \pm 2,30\%$$

### 6. Analityczne uogólnienie wyników badań

W celu uogólnienia rezultatów badań, wykorzystano teorię podobieństwa mechanicznego pomp wirowych [11] i wprowadzono, w celu opisania poszczególnych wielkości, następujące wyróżniki bezwymiarowe:

- wyróżnik wydajności

$$\xi_Q = \frac{Q}{nd_w^3} \quad (2)$$

- wyróżnik wysokości podnoszenia

$$\xi_H = \frac{2gH}{u_w^2} \quad (3)$$

gdzie  $u_w$  jest prędkością obwodową na średnicy zewnętrznej wirnika,

- wyróżnik szerokości łopatek wirnika

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

- wyróżnik szerokości kadłuba

$$\xi_{bk} = \frac{b_k}{d_w} \quad (5)$$

- wyróżnik średnicy dopływu kałuża

$$\xi_{do} = \frac{d_o}{d_w} \quad (6)$$

Ponieważ badania prowadzono przy praktycznie stałej umownej liczbie Reynoldsa

$$Re = \frac{n d_w^2}{\nu} \quad (7)$$

(przy czym  $\nu$  jest współczynnikiem lepkości kinematycznej pompowanej cieczy) wynoszącej  $Re \approx 1,46 \cdot 10^6$ , a z badań Rüttschi'ego [15] można wnioskować, że już powyżej  $Re > 0,9 \cdot 10^6$  parametry pomp o swobodnym przepływie podlegają ściśle prawom powinowactwa, przeto rezultaty badań, po odpowiednim opracowaniu, będą dotyczyć wszystkich innych geometrycznie podobnych maszyn, dla których  $Re > 0,9 \cdot 10^6$ . Wniosek ten w pełni potwierdzają inne badania w tym zakresie [3, 19, 20, 21].

#### 7. Badania nad optymalną liczbą łopatek wirnika pompy o swobodnym przepływie

W celu określenia wpływu liczby łopatek wirnika na parametry pracy pompy doświadczalnej, przeprowadzono pomiary jej charakterystyk z wirnikami o liczbach łopatek  $z = 6; 8; 10$  i  $12$  i każdorazowo o szerokościach łopatek  $b_w = 25; 30; 35; 40; 45$  i  $55$  mm. Badania przeprowadzono, zmieniając szerokości kałuża  $b_k = 80; 100$  i  $125$  mm, natomiast utrzymano stałą wartość średnicy dopływu kałuża  $d_o = 105$  mm.

Wzrost liczby łopatek wirnika początkowo powodował zwiększanie się optymalnej wysokości podnoszenia pompy, przy czym jej maksimum każdorazowo (niezależnie od wartości  $b_w$  i  $b_k$ ) obserwowano przy  $z = 10$ , po czym przy  $z = 12$  optymalna wysokość podnoszenia wyraźnie malała. Identyczne zmiany obserwowano w przypadku optymalnej sprawności pompy.

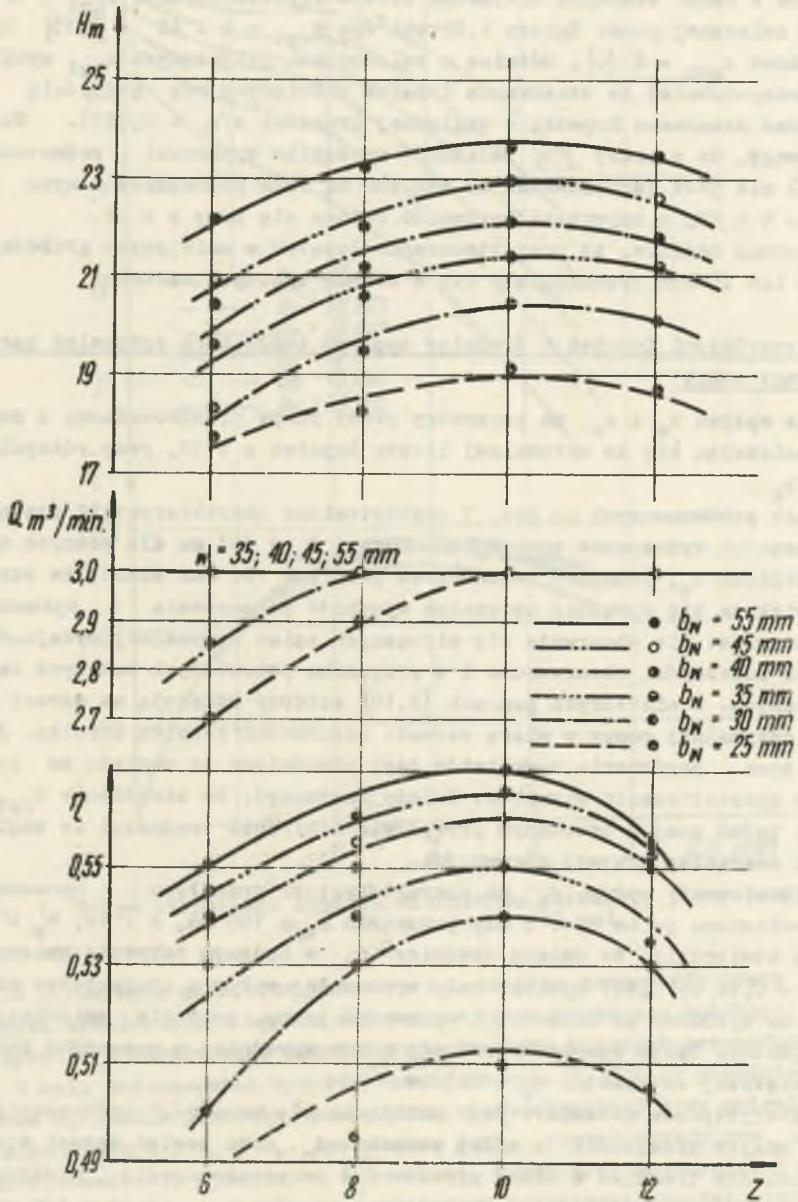
Natomiast optymalna wydajność pompy w zasadzie nie była zależna od liczby łopatek wirnika; jedynie w przypadku wirników o najmniejszych szerokościach łopatek obserwowano jej nieznaczne zmniejszenie się.

Dla zilustrowania powyższych stwierdzeń na rysunku 6 podano rezultaty badań dla kałuża o szerokości  $b_k = 100$  mm.

Wyrzykowe badania przeprowadzone przy innych średnicach dopływu kałuża  $d_o = 115$  i  $125$  mm potwierdziły istnienie wyżej wspomnianych prawidłowości. Występowanie optymalnej liczby łopatek wirnika jest uwarunkowane istnieniem dwóch przeciwstawnych sobie wpływów, zgodnych z teorią strumienia krążącego cieczy w swobodnej przestrzeni przepływowej pompy.

Z jednej strony, w przypadku niskich liczb łopatek w trakcie przepływu cieczy w kanałach międzyłopatkowych wirnika występują straty hydrauliczne związane z nierównomiernym rozkładem prędkości i ciśnień wywołanych oddziaływaniem siły Coriolisa.





Rys. 6. Wpływ liczby łopatek wirnika na optymalne parametry pracy pompy ( $b_k = 100 \text{ mm}$ ,  $d_o = 105 \text{ mm}$ ).

Z drugiej strony, w przypadku większych liczb łopatek, wzrastają straty hydrauliczne związane z dopływem cieczy do wirnika wskutek wzrostu przesłonięcia przekroju i zmniejszenia "pojemności" kanałów międzyłopatkowych.

Uzyskana z badań własnych optymalna liczba łopatek wirnika  $z_{opt} = 10$  różni się od zalecanej przez Eggera i Rütshi'ego  $z_{opt} = 9$  i  $12$  [3,15] oraz przez Grabowa  $z_{opt} = 8$  [6]. Różnice w zaleceniach dotyczących  $z_{opt}$  wynikają najprawdopodobniej ze stosowania łopatek różniących się grubością (w ramach badań stosowano łopatki o względnej grubości  $s/d_w = 0,023$ ). Warto zwrócić uwagę, że w pracy [15] zależność wyróżnika wysokości podnoszenia  $\xi_H = f(z)$  nie jest jednoznaczna ze względu na brak pośrednich danych pomiędzy  $z = 9$  i  $12$ , a najwyższą sprawność osiąga się przy  $z < 12$ .

Jest jednak możliwe, że przy stosowaniu łopatek o mniejszych grubościach optymalna ich liczba przesunęłaby się w stronę wyższych wartości.

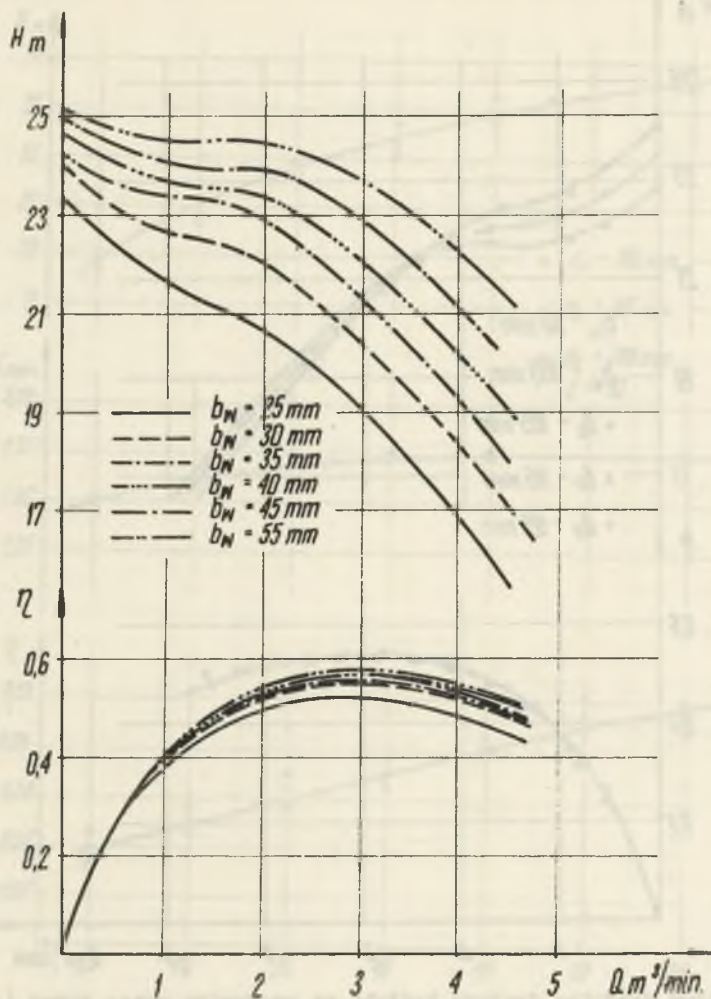
#### 8. Wpływ szerokości łopatek i średnicy dopływu kadłuba na optymalne parametry pracy pompy

Badania wpływu  $b_w$  i  $d_o$  na parametry pracy pompy przeprowadzono w zasadzie ograniczając się do optymalnej liczby łopatek  $z = 10$ , przy różnych wartościach  $b_k$ .

W celach porównawczych na rys. 7 przedstawiono charakterystyki przepływu i sprawności wyznaczone przy  $b_k = 100$  mm i  $d_o = 105$  mm dla różnych szerokości łopatek  $b_w$ , jednakże każdorazowo przy  $z = 10$ . Jak widać, ze wzrostem  $b_w$  zwiększa się wyraźnie optymalna wysokość podnoszenia i sprawność pompy, natomiast nie obserwuje się widocznych zmian optymalnej wydajności. Identyczne zależności obserwowano i w przypadku pozostałych badanych kadłubów wymiennych. W niektórych pracach [2,10] autorzy wskazują na wzrost wydajności optymalnej pompy w miarę wzrostu szerokości łopatek wirnika. Jednakże bliższe porównanie rezultatów jest utrudnione ze względu na pewne różnice w ukształtowaniu wirników. Należy zaznaczyć, że określenie  $Q_{opt}$  w przypadku badań pomp o swobodnym przepływie następuje z trudnością ze względu na płaski charakter krzywej sprawności.

Aby zilustrować wpływ  $d_o$  na charakterystyki przepływu i sprawności pompy, zestawiono je na rys. 8 dla przypadku  $b_k = 100$  mm,  $z = 10$ ,  $b_w = 30$  mm. Można stwierdzić, że zmiana średnicy  $d_o$  w badanym zakresie zmienności ( $\xi_{d_o} = 0,40$  do  $0,48$ ) wywiera mało wyczuwalny wpływ o charakterze wzrastającym na wysokość podnoszenia i sprawność pompy, przy nie zmieniającej się wydajności. Wpływ ten zaznaczał się nieco wyraźniej w przypadku kadłuba o największej szerokości  $b_k = 125$  mm.

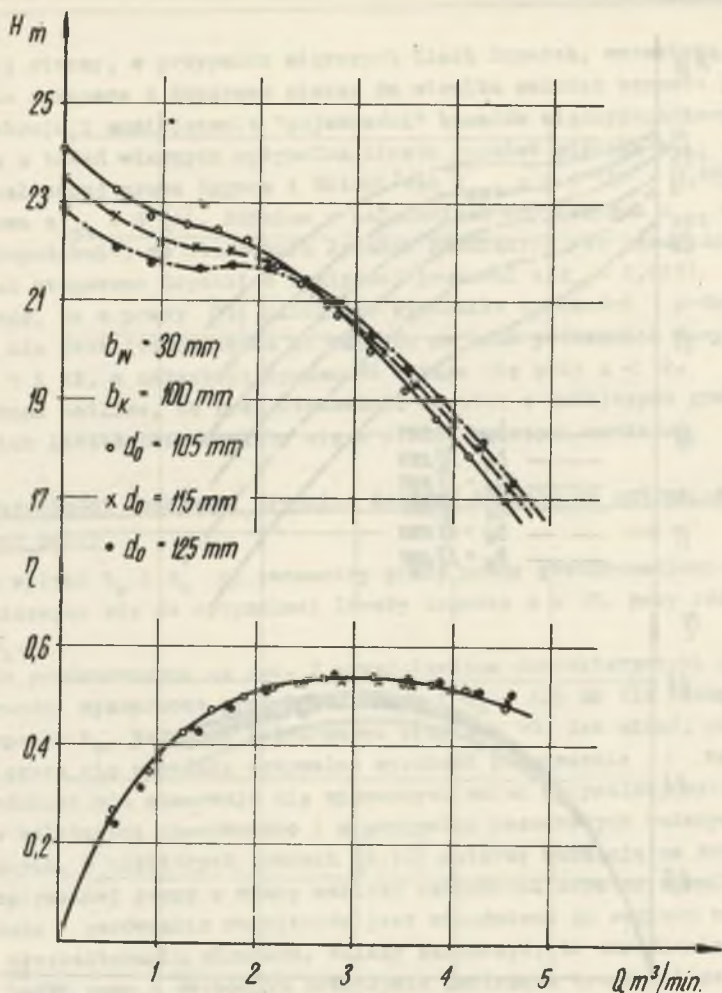
Charakterystyczne natomiast jest obniżenie się wysokości podnoszenia w zakresie małych wydajności w miarę wzrostu  $d_o$  oraz pewien wzrost wysokości podnoszenia (również w miarę wzrostu  $d_o$ ) po przekroczeniu wydajności optymalnej. Wzrost wysokości podnoszenia przy  $Q > Q_{opt}$  jest w tym przypadku powodowany obniżaniem się strat związanych ze zmianą kierunku strumienia cieczy wypływającego z przekroju dopływowego kadłuba, przy czym przed-



Rys. 7. Wpływ szerokości łopatek wirnika na parametry pracy pompy ( $z = 10$ ,  $b_k = 100$  mm,  $d_o = 105$  mm)

kość strumienia maleje ze wzrostem  $d_o$ . Analiza parametrów pracy pompy przy małych wydajnościach będzie omówiona w innym miejscu. Podobny charakter wpływu  $d_o$  obserwowano również w pozostałych badanych przypadkach.

W celu podsumowania wyników badań, na rys. 9, 10 i 11 przedstawiono uzyskane optymalne parametry pracy pompy doświadczalnej przy zmieniających się wielkościach  $b_w$ ,  $d_o$  i  $b_k$ . Zauważalne jest charakterystyczne niewielkie zmniejszenie się wydajności optymalnej pompy przy najmniejszej szerokości kadłuba  $b_k = 80$  mm w zakresie mniejszych szerokości łopatek wirnika. Bardzo znamienne jest również zmniejszanie się szybkości wzrostu  $H$  i  $\eta$  w miarę wzrostu  $b_w$ , co wskazywałoby, że znaczniejsze zwiększanie szerokości łopa-

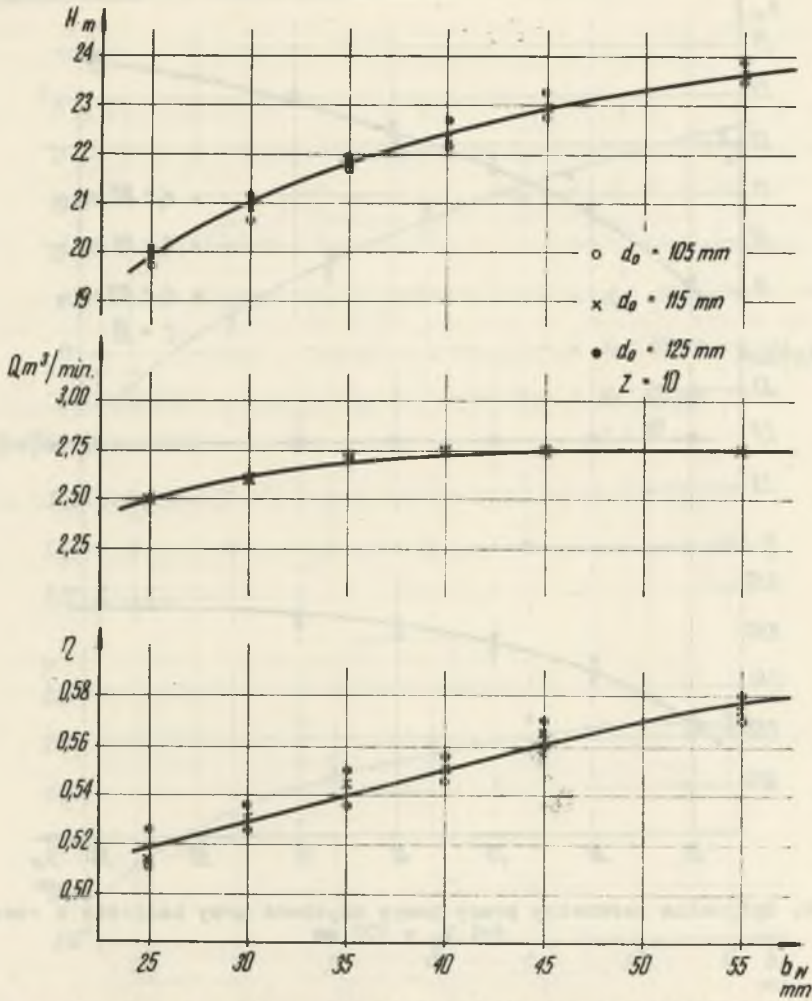


Rys. 8. Wpływ średnicy dopływu kadłuba na parametry pracy pompy ( $z = 10$ ,  $b_k = 100 \text{ mm}$ ,  $b_w = 30 \text{ mm}$ )

tek  $b_w$  nie wywoła zamierzonego skutku co do zwiększenia parametrów pracy pompy.

Celem podsumowania rezultatów poszukano uogólnionych zależności potęgowych parametrów optymalnych pompy od szerokości łopatek wirnika i ewentualnie średnicy dopływu kadłuba. W każdym przypadku podano wartość współczynnika korelacji  $r$  i przedziały ufności współczynników regresji na poziomie istotności 0,05.

Przytoczone niżej zależności zostały ustalone w zakresie zmienności  $S_{bw} = 0,095$  do  $0,210$  i  $S_{d_0} = 0,40$  do  $0,48$ .



Rys. 9.-Optymalne parametry pracy pompy uzyskane przy każdubie o szerokości  $b_K = 80 \text{ mm}$

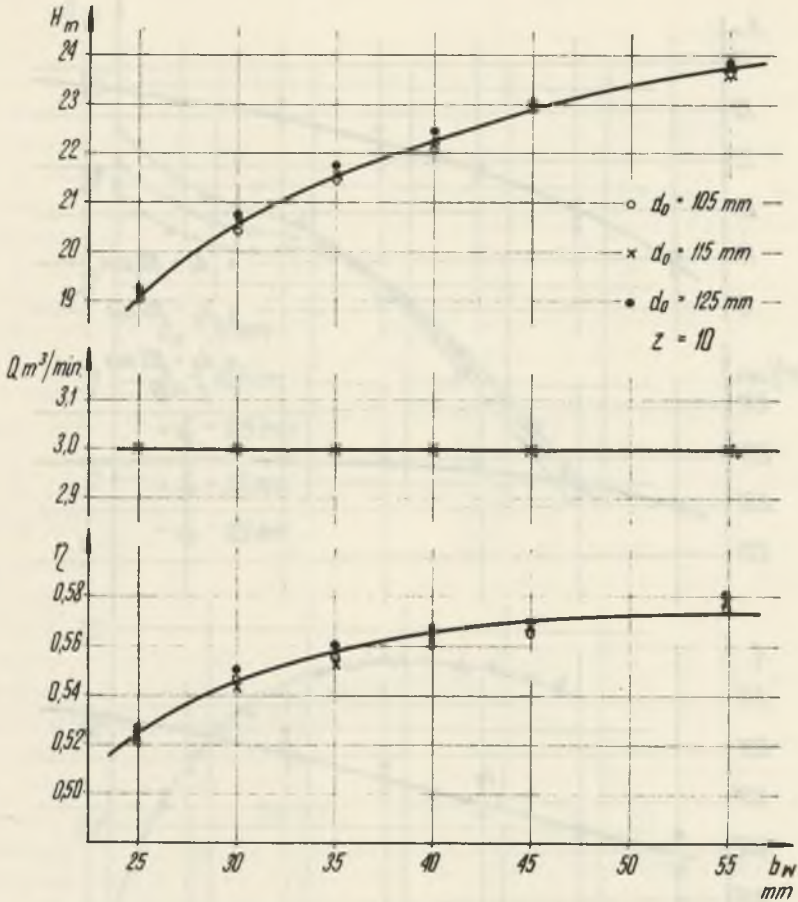
**Wysokość podnoszenia**

- dla każduba o szerokości  $b_K = 80 \text{ mm}$  ( $\xi_{bK} = 0,305$ )

$$\xi_H = 0,601 (100 \xi_{bw})^{0,218} \tag{7}$$

$r = 0,981$

przedział ufności współczynnika regresji 0,218 wynosi: 0,195 do 0,240



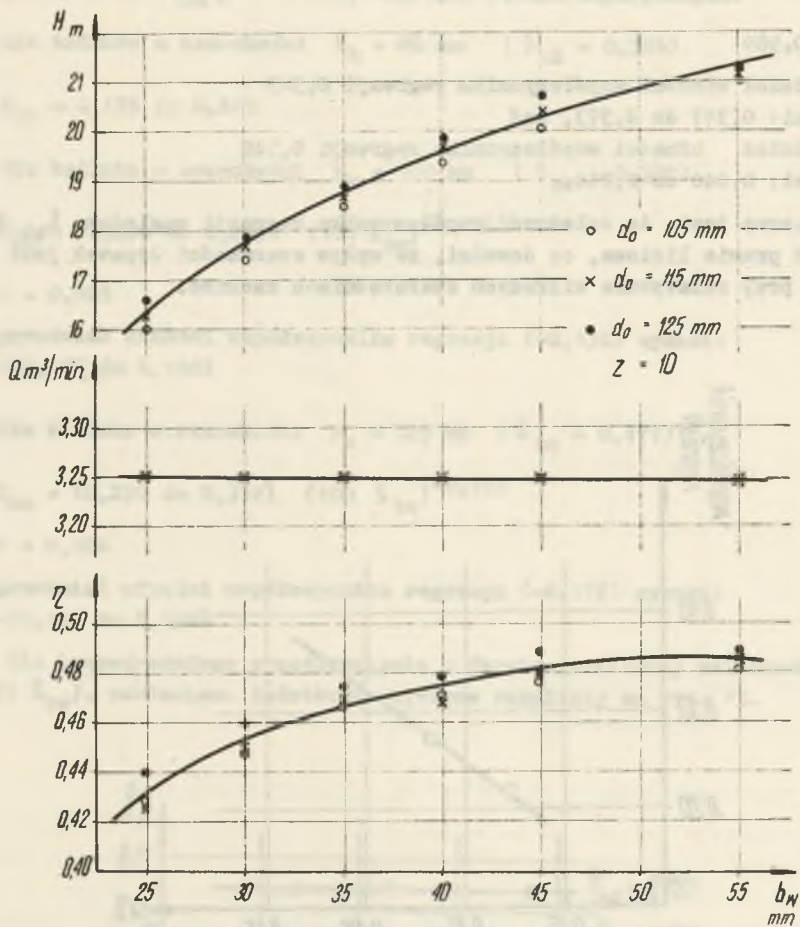
Rys. 10. Optymalne parametry pracy pompy uzyskane przy kadłubie o szerokości  $b_k = 100 \text{ mm}$

- dla kadłuba o szerokości  $b_k = 100 \text{ mm}$  ( $\xi_{b_k} = 0,382$ )

$$\xi_H = 0,520 (100 \xi_{b_w})^{0,269} \tag{8}$$

$$r = 0,986$$

przedział ufności współczynnika regresji 0,269 wynosi: 0,244 do 0,293



Rys. 11. Optymalne parametry pracy pompy uzyskane przy kadłubie o szerokości  $b_k = 125$  mm

- dla kadłuba o szerokości  $b_k = 125$  mm ( $\xi_{bk} = 0,477$ )

$$\xi_H = 0,371 (100 \xi_{bw})^{0,345} \quad (9)$$

$$r = 0,983$$

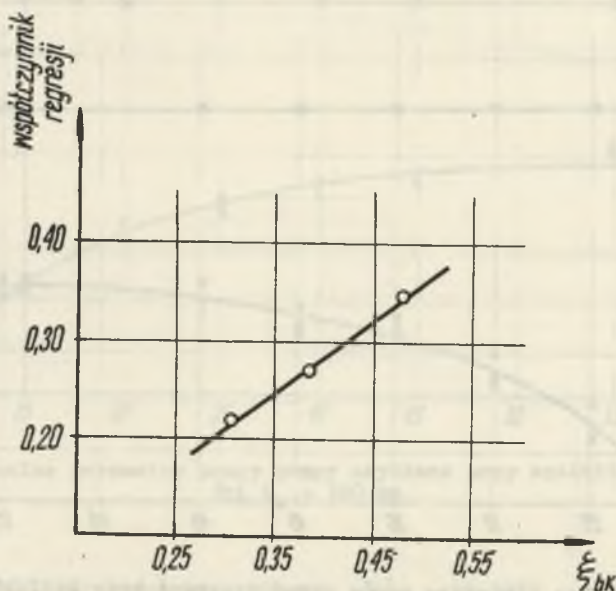
przedział ufności współczynnika regresji 0,345 wynosi: 0,311 do 0,379 lub też uwzględniając wpływ wróżnika  $\xi_{do}$ , co nieco poprawiło istotność regresji

$$\xi_H = 0,3 (100 \xi_{bw})^{0,345} (10 \xi_{do})^{0,142} \quad (10)$$

$$r = 0,989$$

przedział ufności współczynnika regresji 0,345 wynosi: 0,317 do 0,373, zaś przedział ufności współczynnika regresji 0,142 wynosi: 0,040 do 0,244.

Znamiennie jest, że zależność współczynnika regresji względem  $\xi_{bk}$  (rys. 12) jest prawie liniowa, co dowodzi, że wpływ szerokości łopatek jest silniejszy przy relatywnie większych szerokościach kadłuba.



Rys. 12. Zależność współczynnika regresji w równaniach (7), (8), (9) od wyróżnika szerokości kadłuba

### Wydaźność

Aby określić współzależność wydaźności i szerokości łopatek wirnika, wykorzystano pośrednio wyróżnik prędkości dopływu cieczy do kadłuba

$$K_{co} = \frac{c_o}{\sqrt{2gH}} \quad (11)$$

gdzie

$$c_o = \frac{4Q}{\pi d_o^2} \quad (12)$$



określając jego graniczne wartości odpowiadające skrajnym wartościom  $d_0$  w zależności od  $\xi_{bw}$ , w formie potęgowych równań empirycznych:

- dla kadłuba o szerokości  $b_k = 80 \text{ mm}$  ( $\xi_{bk} = 0,305$ )

$$K_{co} = 0,176 \text{ do } 0,249$$

- dla kadłuba o szerokości  $b_k = 100 \text{ mm}$  ( $\xi_{bk} = 0,382$ )

$$K_{co} = (0,204 \text{ do } 0,289) (100 \xi_{bw})^{-0,136} \quad (13)$$

$$r = 0,985$$

przedział ufności współczynnika regresji (-0,136) wynosi:

$$-(0,127 \text{ do } 0,148)$$

- dla kadłuba o szerokości  $b_k = 125 \text{ mm}$  ( $\xi_{bk} = 0,477$ )

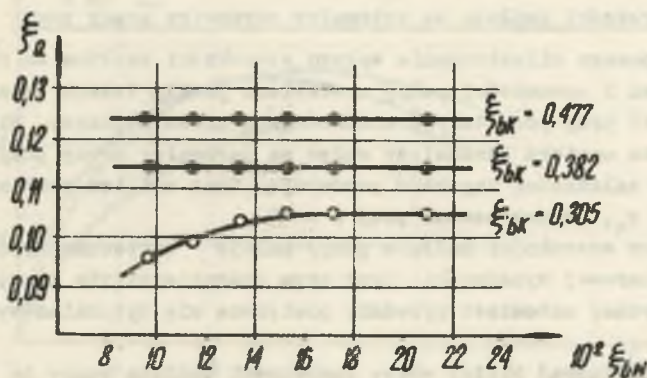
$$K_{co} = (0,220 \text{ do } 0,312) (100 \xi_{bw})^{-0,172} \quad (14)$$

$$r = 0,984$$

przedział ufności współczynnika regresji (-0,172) wynosi:

$$-(0,156 \text{ do } 0,190)$$

Dla bezpośredniego przedstawienia w formie graficznej zależności  $\xi_Q = f(\xi_{bw})$ , zestawiono dodatkowo uzyskane rezultaty na rys. 13.



Rys. 13. Zależność wyróżnika wydajności od wyróżnika szerokości łopatek

Sprawność

- dla kadłuba o szerokości  $b_k = 80 \text{ mm}$  ( $\xi_{bk} = 0,305$ )

$$\eta = 0,418 (100 \xi_{bw})^{0,139} \xi_{do}^{0,123} \quad (15)$$

$$r = 0,993$$

przedział ufności współczynnika regresji 0,139 wynosi: 0,136 do 0,143

przedział ufności współczynnika regresji 0,123 wynosi: 0,089 do 0,157

- dla kadłuba o szerokości  $b_k = 100 \text{ mm}$  ( $\xi_{bk} = 0,382$ )

$$\eta = 0,431 (100 \xi_{bw})^{0,117} \xi_{do}^{0,069} \quad (16)$$

$$r = 0,971$$

przedział ufności współczynnika regresji 0,117 wynosi: 0,101 do 0,133

przedział ufności współczynnika regresji 0,069 wynosi: 0,010 do 0,128

- dla kadłuba o szerokości  $b_k = 125 \text{ mm}$  ( $\xi_{bk} = 0,477$ )

$$\eta = 0,348 (100 \xi_{bw})^{0,151} \xi_{do}^{0,135} \quad (17)$$

$$r = 0,944$$

przedział ufności współczynnika regresji 0,151 wynosi: 0,121 do 0,181

przedział ufności współczynnika regresji 0,135 wynosi: 0,025 do 0,245.

### 9. Wpływ szerokości kadłuba na optymalne parametry pracy pompy

Dla poglądowego zilustrowania wpływu szerokości kadłuba na charakterystyki przepływu i sprawności pompy zestawiono je dla trzech badanych kadłubów na rys. 14 przy pozostałych wielkościach niezmiennych. Widać, że szerokość kadłuba wywiera zasadniczy wpływ na parametry pracy pompy. Identyczny charakter zależności uzyskano porównując inne możliwe kombinacje wielkości  $b_w$ ,  $b_k$  i  $d_o$ , jednak zawsze przy  $z = 10$ .

Ze wzrostem szerokości kadłuba pompy maleje użyteczna wysokość podnoszenia przy zerowej wydajności, przy czym charakterystyka przepływu staje się mniej stroma; natomiast wyraźnie powiększa się optymalna wydajność pompy.

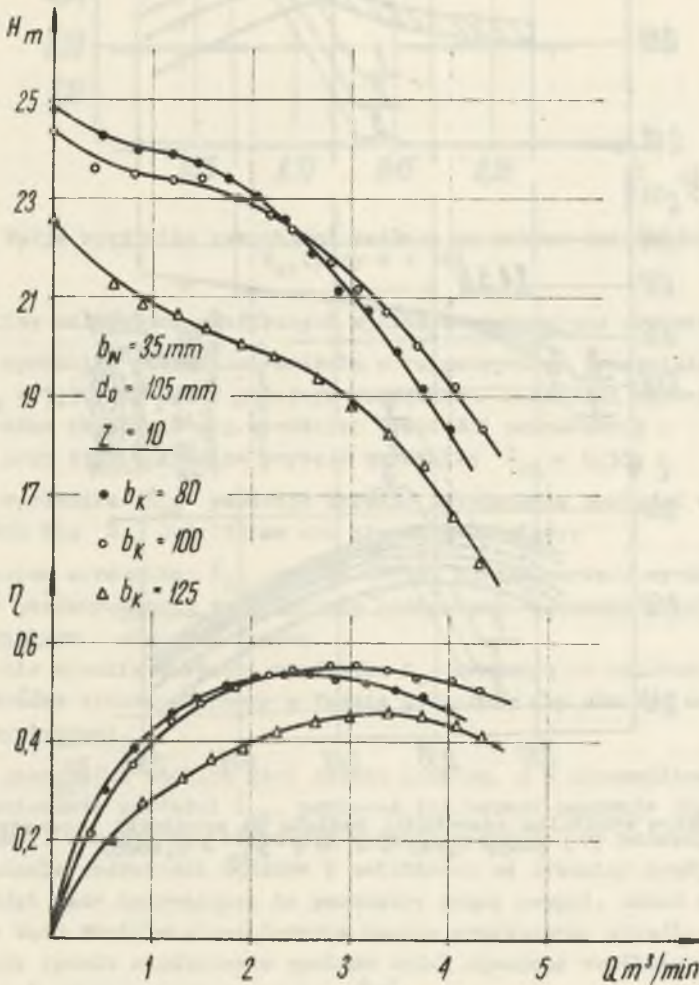
Aby przeanalizować bliżej wpływ szerokości kadłuba pompy na jej optymalne parametry pracy, na rys. 15 i 16 przedstawiono w formie graficznej zależności:

$$\xi_H = f(\xi_{bk}), \quad \xi_Q = f(\xi_{bk}), \quad \eta = f(\xi_{bk}), \quad \kappa_{ct} = f(\xi_{bk}).$$

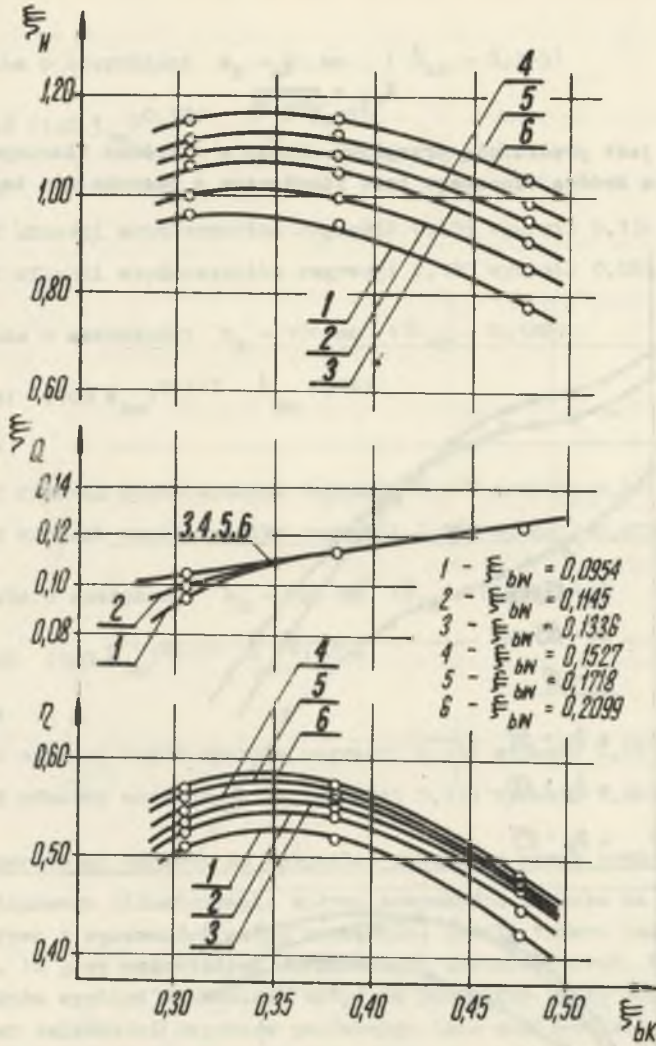
gdzie:

$$K_{ct} = \frac{c_t}{\sqrt{2gH}} \quad (18)$$

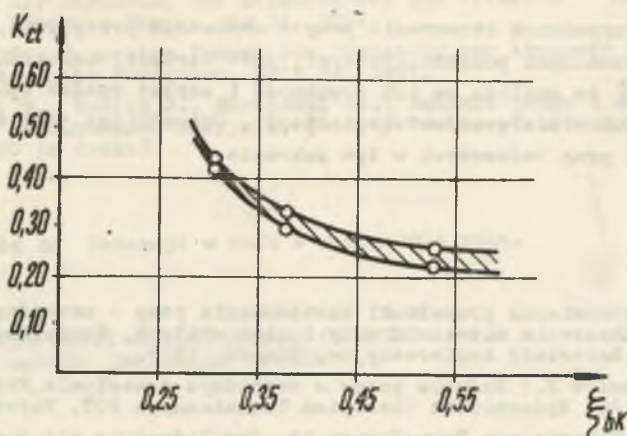
przy czym  $c_t$  jest prędkością przepływu cieczy w króćcu tłocznym (natomiast średnica króćca tłocznego jest identyczna z szerokością kadłuba).



Rys. 14. Porównanie charakterystyk pomp o różnych szerokościach kadłuba ( $z = 10$ ,  $b_W = 35$  mm,  $d_0 = 105$  mm)



Rys. 15. Wpływ wyróżnika szerokości kładźba na wyróżniki parametrów pracy pompy (przy  $z = 10$  i  $S_{do} = 0,4008$ )



Rys. 16. Wpływ wyróżnika szerokości kadłuba na zakres zmienności wyróżnika  $K_{ct}$  (przy  $z = 10$ )

Z analizy zależności graficznych wynikają następujące stwierdzenia:

- wzrost wyróżnika szerokości kadłuba w rozpatrywanym przedziale zmienności  $S_{bk} = 0,305$  do  $0,477$  powoduje początkowo niewielki wzrost, a następnie wyraźne obniżanie się wyróżnika wysokości podnoszenia i sprawności pompy, przy czym optymalna wartość wyróżnika  $S_{bk} \approx 0,35$ ;
- wzrost wyróżnika  $S_{bk}$  powoduje wyraźne zwiększanie wartości wyróżnika  $S_Q$  przy czym dla  $S_{bw} > 0,135$  ma ono charakter liniowy;
- ze wzrostem wyróżnika  $S_{bk}$  bardzo szybko maleje wartość wyróżnika  $K_{ct}$ , co przy porównywalnych wysokościach podnoszenia powoduje obniżenie prędkości wypływu cieczy z króćca.

Relatywnie wysokie wartości wyróżnika  $K_{ct}$  wskazują na celowość kształtowania króćca tłoczego pompy w formie dyfuzora, aby obniżyć wartość prędkości wypływowej.

Dobór szerokości kadłuba jest sprawą istotną, a w szczególności ważne jest ograniczenie wartości  $S_{bk}$ , ponieważ jej wzrost powoduje obniżenie sprawności pompy. Dlatego też zalecenie zawarte w pracy [15] wskazujące możliwość ustalania szerokości kadłuba w zależności od średnicy dopływu (a więc od wielkości mało wpływającej na parametry pracy pompy), uznać należy za nieściśle bądź umożliwiający jedynie bardzo przybliżone określenie  $b_k$ .

Odmienne sposoby uogólnienia wyników badań ujmujący wspólnie wpływ wielkości  $b_w$  i  $b_k$  zaproponowano w pracy [13].

#### 10. Uwagi końcowe

Przedstawione rezultaty badań dowodzą możliwości polepszenia parametrów pracy pomp o swobodnym przepływie głównie na drodze właściwego doboru geometrycznych cech konstrukcyjnych wirnika i kadłuba. Mimo niższej sprawności

ci, w wielu przypadkach stosowanie pomp o swobodnym przepływie, w porównaniu z konwencjonalnymi pompami krętnymi, jest bardziej uzasadnione ekonomicznie [1,3,5,9] ze względu na ich żywotność i szybki spadek sprawności pomp konwencjonalnych w miarę czasu eksploatacji. Uzasadniona jest więc potrzeba kontynuacji prac badawczych w tym zakresie.

## LITERATURA

- [1] Bąk E.: Ekonomiczne przesłanki zastosowania pomp o swobodnym przepływie do podnoszenia mieszanin wody i ciał stałych, Konferencja HYDROFORUM 1973, Materiały konferencyjne, Gdańsk, 1973.
- [2] Bąk E., Remisz J.: Badania pompy o swobodnym przepływie, Przegląd Mechaniczny nr 16, Wydawnictwa Czasopism Technicznych NOT, Warszawa, 1973.
- [3] Egger E.: Einsatz von Turo-Pumpen in der Industrie mit spezieller Berücksichtigung des Einsatzes für stark schleissende Fördergüter, Pumpen und Verdichter-Informationen, Internationale Symposium 1967, Leipzig.
- [4] Gładysiewicz G.: Wybrane zagadnienia obliczeniowe pomp wirowych o swobodnym przepływie, Sympozjum Naukowe "Nowoczesność konstrukcji i technologii produkcji pomp przemysłowych oraz ich eksploatacji", Kielce 1971.
- [5] Feranec M.: Aplikacie čerpadiel systemu TURO na cerpanie znečistených kvapalin, Konferencja SIGMA, Olomouc, 1972.
- [6] Grabow G.: Pumpen zur Förderung von Flüssigkeiten nach dem Peripheral - Wemco- und Turo-Prinzip, Pumpen - und Verdichter, Informationen, Heft 2, 1965.
- [7] Grabow G.: Untersuchungen an Freistrompumpen, Internationale Symposium 1970, Leipzig.
- [8] Grabow G.: Untersuchungen der Energieübertragung des Fördermedium im Arbeitsraum von Freistrompumpen mit Hilfe von Geschwindigkeits- und Druckverteilungsmessungen, Maschinenbautechnik, Heft 2, 1970.
- [9] Grabow G.: Einsatz von Freistrompumpen zur Förderung abrasiver Medien, Pumpen und Verdichter - Informationen, Heft 1, 1970.
- [10] Lubieniecki N.: Some Performance characteristics of a centrifugal Pump with Recessed Impeller, ASME Paper, nr 72-FE-10.
- [11] Łazarkiewicz Sz., Truskolański A.T.: Pompy wirowe, WNT, Warszawa, 1973.
- [12] Presman Ł.S.: Smjerczjewyje (swobodno-wichrjewyje) nasosy, Trudy Wnigdromasza, Wypusk 36, Moskwa 1967.
- [13] Rokita J.: Wpływ szerokości łopatek wirnika i kadłuba na parametry pracy pompy o swobodnym przepływie, Konferencja HYDROFORUM 1973, Materiały konferencyjne, Gdańsk, 1973.
- [14] Rokita J.: Zależność geometrycznych cech konstrukcyjnych pomp o swobodnym przepływie od wyróżnika szybkobieżności, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej ENERGETYKA (w druku).
- [15] Rüttschi C.: Die Arbeitsweise von Freistrompumpen, Schweizerische Bauzeitung, Heft 32, 1968.
- [16] Schivley G.P., Dussourd J.L.: An Analytical and Experimental Study of a Vortex Pump, Trans. ASME - D, nr 4, 1970.
- [17] Stępniewski M.: Pompy odśrodkowe o przepływie swobodnym, Przegląd Mechaniczny, Zeszyt 16, 1969.
- [18] Truskolański A.T.: Pompy odśrodkowe o przepływie swobodnym, Przegląd Mechaniczny, Zeszyt 24, 1968.

- [19] Wegener G.: Förderung von Ablaufwasser und viskosen Flüssigkeiten, Pumps - Pompes - Pumpen, nr 34, 1969.
- [20] Wegener G.: Neuartige Pumpen zur Förderung von Abwasser und Dickstoffen, Chemische Rundschau, Heft 24, 1967.
- [21] Zarzycki M., Rokita J., Morzyński St.: Badania pompy o swobodnym przepływie, produkowanej seryjnie, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, GÓRNICZWO (w druku).

Praca wpłynęła do Redakcji w dniu 4 marca 1974 roku.

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ КОНСТРУКТИВНЫХ СВОЙСТВ  
НА ПАРАМЕТРЫ НАСОСОВ СВОБОДНОГО ТЕЧЕНИЯ

Р е з ю м е

В статье обсуждается принцип действия насосов свободного течения. Описываются модельный насос, испытательный стенд и способ проведения измерений. Представлены результаты исследований влияния числа и ширины рабочих лопастей на параметры работы насоса свободного течения. Обращается внимание также на влияние ширины цилиндра на параметры работы. С помощью эмпирических уравнений обобщаются результаты исследований.

THE INFLUENCE OF GEOMETRICAL FEATURES OF DESIGN UPON  
THE PARAMETERS OF PUMPS WITH A FREE FLOW

S u m m a r y

The paper deals with the operational principles of free-flow pumps. A model pump, investigation stand and the way of taking measurements have been described. Investigation results concerning the effect of the number and the width of rotor blades on the work parameters of a free-flow pump were provided. There has also been indicated the influence of the width of the body upon the working parameters. The results of the investigations have been generalized by means of empirical equations.