

Jerzy GRZYCHOWSKI, Zbysław GONTARCZUK

ANALIZA NAPORU OSIOWEGO DZIAŁAJĄCEGO NA ZESPÓŁ  
WIRUJĄCY POMPY O SWOBODNYM PRZEPIŁYWIE

Streszczenie. W pracy przedstawiono wyniki badań naporu osiowego działającego na zespół wirujący pompy o swobodnym przepływie. Omówiono składowe wypadkowe naporu osiowego oraz wpływ cech geometrycznych i parametrów pracy pompy na ich wartość. Na podstawie badań doświadczalnych opracowano wzór do obliczenia współczynnika proporcjonalnego do wartości siły odciażającej działającej na wirnik, której wartość zależy od rozkładu ciśnienia w przestrzeni bezłopatkowej pompy.

## 1. Wstęp

Występująca częstokroć w praktyce konieczność podnoszenia cieczy unoszącej ciała stałe była impulsem podjęcia prac konstrukcyjnych pomp z wirnikami nie zatykającymi się ciałami stałymi o dużych rozmiarach. W wyniku tych prac w 1954 r. skonstruowano pompę o swobodnym przepływie.

Pompy odśrodkowe o przepływie swobodnym odznaczają się małą wrażliwością na zatkanie ciałami stałymi unoszonymi przez płynącą ciecz. Mogą być stosowane [1] do pompowania cieczy lepkich i gęstych oraz cieczy z cząsteczkami gazów. Ponadto charakteryzują się prostotą budowy i dużą zdolnością zasysania. Do wad zaliczyć należy niską sprawność (około 0,5) i ograniczoną wysokość podnoszenia.

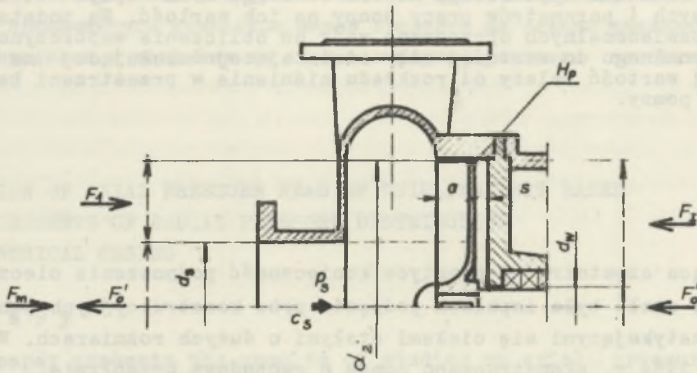
Zasadniczą cechą konstrukcyjną pomp odśrodkowych o swobodnym przepływie jest zastosowanie wirnika otwartego umieszczonego we wnęce kadłuba. Nieunikniony spadek parametrów przez zastosowanie swobodnej przestrzeni pomiędzy powierzchnią czołową łopatek a powierzchnią wewnętrzną kadłuba jest częściowo zmniejszony przez zastosowanie łopatek promieniowych [2,3].

## 2. Siły działające na zespół wirujący

Dotychczas brak prac na temat obliczenia naporów osiowych w pompach o przepływie swobodnym. Badania rozkładu prędkości i ciśnień w przestrzeni bezłopatkowej pompy wykazały [4] bardzo złożony obraz przepływu cieczy, wynikają stąd znaczne trudności w obliczaniu naporów osiowych.

Na zespół wirujący pompy o swobodnym przepływie działają następujące siły (rys. 1):

- $F_1$  - siła wynikająca z rozkładu ciśnienia w przestrzeni bezłopatkowej,  
 $F_I$  - siła wynikająca z rozkładu ciśnienia w komorze cylindrycznej we wnętrze kadłuba,  
 $F_O$  - siła wynikająca z rozkładu ciśnienia w obszarze dopływu i działania ciśnienia otoczenia na powierzchnię ograniczoną uszczelnieniami wału  
 $F_m$  - reakcją wywołaną zmianą kierunku przepływającej cieczy.



Rys. 1. Napór cieczy na zespół wirujący pompy o przepływie swobodnym

Największe trudności są w określeniu sił:  $F_1$ ,  $F_I$  oraz  $F_O$ . Siłę  $F_m$  można wyznaczyć z wzoru:

$$F_m = \frac{\gamma}{g} Q c_s, \quad (1)$$

gdzie:

- $\gamma$  N/m<sup>3</sup> - ciężar właściwy cieczy,  
 $g$  m/s<sup>2</sup> - przyspieszenie siły ciężkości,  
 $Q$  m<sup>3</sup>/s - wydajność pompy,  
 $c_s$  m/s - prędkość cieczy w króćcu dopływowym.

Wartości tych sił zależą nie tylko od cech konstrukcyjnych pompy, lecz również od położenia punktu pracy na charakterystyce.

Siłę  $F_I$  można wyznaczyć na podstawie wzorów podanych w pracy [5] oraz dalszych badań prowadzonych nad tym tematem [6]:

$$F_I = \gamma (r_2^2 - r_w^2) \left[ H_p - \frac{\Omega^2 \omega_t^2}{2g} (r_2^2 - \frac{r_2^2 + r_w^2}{2}) \right] \quad (2)$$

gdzie:

$r_2$  m - promień zewnętrzny wirnika,

$r_w$  m - promień wału,

$H_p$  m - wysokość ciśnienia w komorze cylindrycznej na promieniu  $r_2$ ,

$\omega_t$  s<sup>-1</sup> - szybkość wirowania wirnika,

$\Omega$  - stosunek średniej szybkości wirowania cieczy do szybkości wirowania wirnika.

Średnia szybkość wirowania cieczy w komorze cylindrycznej zależy od szerokości szczeliny promieniowej, natężenia dodatkowego przepływu oraz kierunku tego przepływu [7].

Ponieważ w dławnicy pompy występuje tylko przeciek kropłowy, można pominać wpływ straty objętościowej i średnią szybkość wirowania cieczy można wyznaczyć z wzoru:

$$\Omega = 0,4746 - 0,35316 \cdot \quad (3)$$

Zredukowaną szerokość szczeliny promieniowej określa wzór:

$$\delta = \frac{s}{r_2}, \quad (4)$$

gdzie:

$s$  m - szerokość szczeliny promieniowej.

Można założyć, że siła  $F_1$  jest proporcjonalna do wysokości podnoszenia pompy i powierzchni wirnika:

$$F_1 = k \gamma H (d_2^2 - d_s^2), \quad (5)$$

gdzie:

$k$  - bezwymiarowy współczynnik proporcjonalności zależny od cech geometrycznych oraz parametrów ruchowych pompy,

$H$  m - wysokość podnoszenia pompy,

$d_2$  m - średnica zewnętrzna wirnika,

$d_s$  m - średnica króćca ssawnego.

Natomiast siła  $F_0$  może być przyjęta jako wielkość proporcjonalna do ciśnienia w króćcu ssawnym i przekroju króćca dopływowego:

$$F_0 = \frac{\pi}{4} d_s^2 \cdot p_s. \quad (6)$$

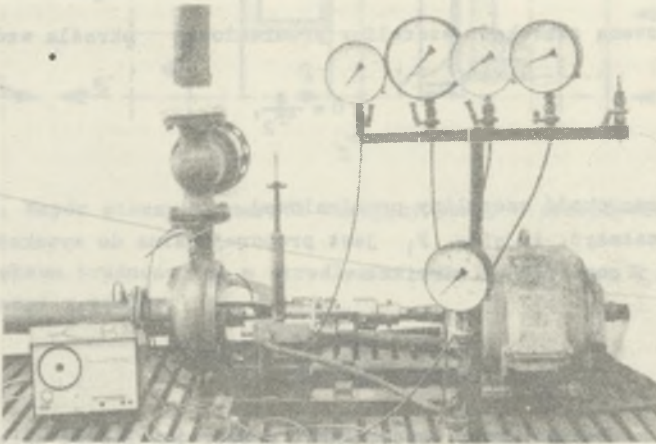
Przy założonych kierunkach działania składowych naporu osiowego wypadkowy napór osiowy działający na łożyska zespołu wirującego pompy o przepływie swobodnym wynosi:

$$\sum F = F_I - F_1 + F_0 - F_m. \quad (7)$$

Zakłada się, że wartość współczynnika  $k$  zależy od: liczby łopatek wirnika, szerokości łopatek wirnika, położenia wirnika względem kadłuba, szerokości kadłuba, położenia punktu pracy na charakterystyce przepływu pompy, szybkości obrotowej wirnika i ciśnienia w króćcu ssawnym.

### 3. Badania doświadczalne

Celem badań doświadczalnych było uzyskanie danych do opracowania metody obliczenia napórów osiowych w pompie o swobodnym przepływie. Badania zostały przeprowadzone na stanowisku doświadczalnym zaprojektowanym i wykonanym w ramach pracy dyplomowej [8] (rys. 2). Zespół wirujący pompy obraca się w łożyskach wałeczkowych. Zastosowanie łożysk wałeczkowych umożliwia swobodny przesuw wału w kierunku osiowym. W tym celu zastosowano również sprzęgło specjalnej konstrukcji. Moment obrotowy przenoszony jest w sprzęgle przez układ dwu łożysk opierających się o odpowiednio wyfrezerowane rowki drugiej połówki sprzęgła.

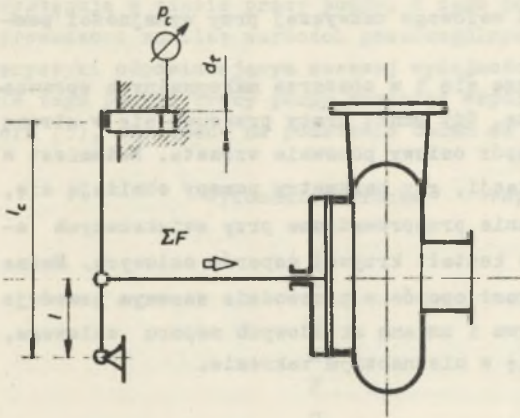


Rys. 2. Widok stanowiska badawczego

Siłę działającą na zespół wirujący pompy przenosi odpowiedni układ dźwigni na tłoczek siłownika hydraulicznego (rys. 3).

Ciśnienie oleju w siłowniku jest proporcjonalne do siły osiowej zespołu wirującego. Badania przeprowadzono przy stałej szybkości obrotowej  $n = 1475 \text{ min}^{-1}$  oraz stałej szerokości kadłuba. Doświadczenie przeprowadzono z wodą o temperaturze od  $t = 18$  do  $20^\circ\text{C}$ . Do badań skonstruowano 6 wirników o różnej liczbie i szerokości łopatek. Przez stoczenie łopatek otrzymano 3 wirniki dalsze o odmiennych cechach geometrycznych.

Przedmiotem badań były następujące wirniki z łopatkami promieniowymi:



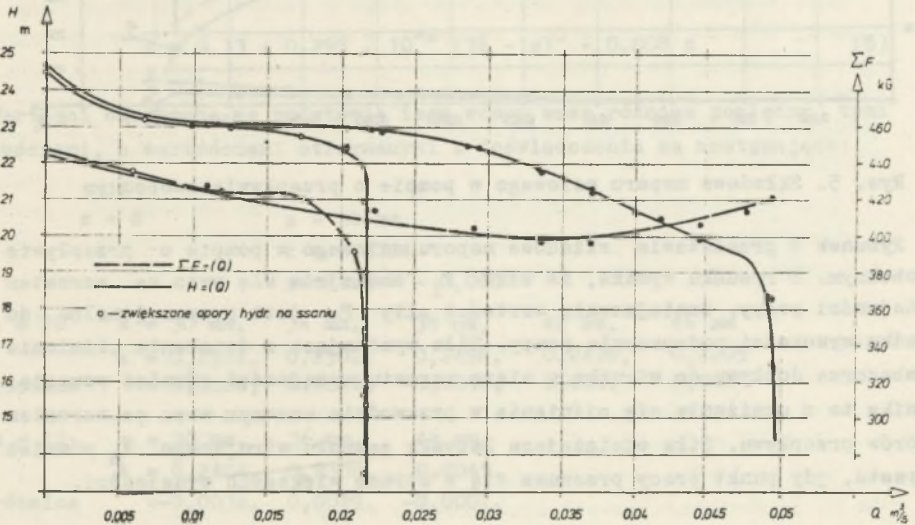
Rys. 3. Schemat układu pomiaru siły osiowej

Wykonanie	Liczba łopatek $z$	Szerokość łopatek (mm) $a$
A	8	30
B	10	30
C	10	34
D	10	38
E	10	42
F	10	46
G	12	30
H	12	38
I	12	46

Dobór liczby i szerokości łopatek został dokonany na podstawie danych zawartych w literaturze [2,3].

4. Wyniki badań

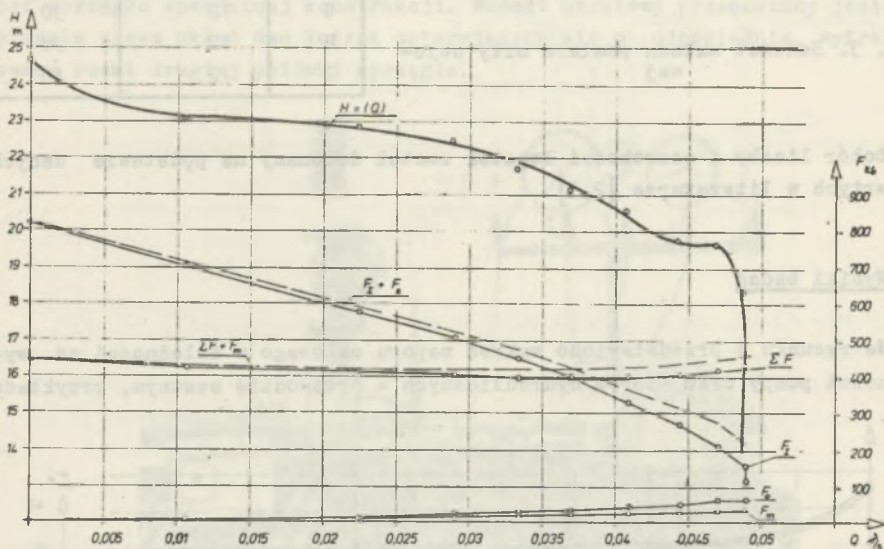
Na rysunku 4 przedstawiono wykres naporu osiowego w zależności od wydajności pompy oraz oporów hydraulicznych w przewodzie ssawnym, przykładowo



Rys. 4. Wypadkowy napór osiowy w pompie o przepływie swobodnym

Z rysunku wynika, że napór osiowy w całym zakresie pracy pompy zmienia się w stosunkowo wąskim zakresie. W czasie badań stwierdzono występowanie największej wartości naporu osiowego zazwyczaj przy wydajności pompy równej zero.

Następnie napór osiowy zmniejsza się i w obszarze maksymalnych sprawności pompy osiąga wartość minimalną. Gdy punkt pracy przesuwają się w stronę większych wartości wydajności, napór osiowy ponownie wzrasta. Natomiast w obszarze silnie rozwiniętej kawitacji, gdy parametry pompy obniżają się, maleje również napór osiowy. Badania przeprowadzone przy zwiększonych oporach na ssaniu wykazały podobny kształt krzywej napórów osiowych. Można stąd wnioskować, że wprawdzie wzrost oporów w przewodzie ssawnym powoduje spadek ciśnienia w obszarze dopływu i zmianę składowych napórów osiowego, jednak wypadkowy napór zmienia się w nieznacznym zakresie.



Rys. 5. Składowe naporu osiowego w pompie o przepływie swobodnym

Rysunek 5 przedstawia składowe naporu osiowego w pompie o przepływie swobodnym. Z rysunku wynika, że siła  $F_I$  zmniejsza się wraz ze wzrostem wydajności pompy. Zmniejszenie wartości siły  $F_I$  jest proporcjonalne do spadku wysokości podnoszenia pompy. Siła wynikająca z działania ciśnienia w obszarze dopływu do wirnika w miarę wzrostu wydajności również wzrasta. Wynika to z obniżenia się ciśnienia w przewodzie ssawnym wraz ze wzrostem oporów przepływu. Siła odciążająca łożyska zespołu wirującego  $F_m$  również wzrasta, gdy punkt pracy przesuwają się w stronę większych wydajności.

Dla konstruktora ważna jest znajomość maksymalnych obciążeń łożysk jakie występują w czasie pracy pompy. Z tego powodu w dalszej części pracy przeprowadzono analizę wartości poszczególnych składowych w punkcie charakterystyki odpowiadającym zerowej wydajności pompy.

Dla tego punktu pracy pompy wartości współczynnika proporcjonalności  $k$  z wzoru (5), otrzymane na podstawie badań są następujące:

Wykonanie wirnika	Współczynnik $k$
A	0,2687
B	0,259
C	0,2518
D	0,248
E	0,2456
F	0,2252
G	0,2368
H	0,2367
I	0,2038

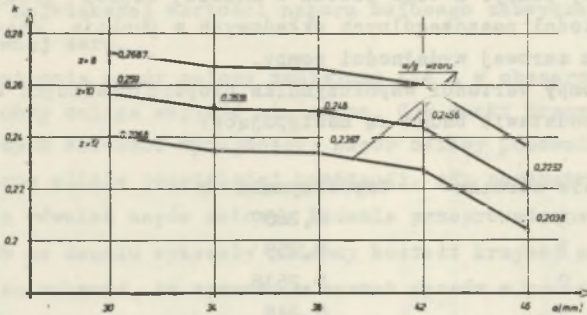
Z badań wynika, że w miarę wzrostu szerokości łopatek wirnika maleje wartość współczynnika  $k$ , co dowodzi większej przekazywanej cieczi energii przez wirnik. Wzrost przekazywanej cieczi energii przez wirnik powoduje wzrost "średniej prędkości wirowania" cieczi w przestrzeni bezłopatkowej pompy, a tym samym zmniejszenie wartości siły odciążającej. A zatem łopatki o większej szerokości powodują zwiększanie naporu osiowego. Zgodnie z przewidywaniami ten sam wpływ obserwowano przy zwiększeniu liczby łopatek.

Otrzymane wyniki można uogólnić za pomocą wzoru empirycznego:

$$k = 0,33 + 0,295 \cdot 10^{-4} (36 - a)^3 - 0,008 z \quad (8)$$

Wartości otrzymane na podstawie tego wzoru oraz różnice pomiędzy tymi wartościami, a wartościami otrzymanymi z doświadczenia są następujące:

$z = 8$	$a = 30 \text{ mm}$				
	$k = 0,2724$				
	różnica = - 0,0037				
$z = 10$	$a = 30 \text{ mm},$	34 mm,	38 mm,	42 mm,	46 mm
	$k = 0,2564,$	0,2502,	0,2498,	0,2436,	0,2205
różnica	= 0,0026,	0,0016,	-0,0018,	0,002,	0,0047
$z = 12$	$a = 30 \text{ mm},$	36 mm,	46 mm,		
	$k = 0,2404,$	0,2338,	0,2045,		
różnica	= -0,0036,	0,0029,	-0,0007.		



Rys. 6. Zależność współczynnika  $k$  od liczby i szerokości łopatek wirnika promieniowego dla  $Q = 0$

Błąd względny wartości współczynnika  $k$ , obliczony na podstawie wzoru (8) nie przekracza 4,3%. Wyniki badań oraz obliczeń współczynnika  $k$  na podstawie wyznaczonego wzoru (8), przedstawiono na rysunku 6.

Na uwagę zasługuje fakt, że dla wirnika o liczbie łopatek  $z = 10$  stwierdzono nieznaczną zmianę wartości współczynnika  $k$ , gdy szerokość łopatek zmieniała się w zakresie od  $a = 34$  do 42 mm.

## 5. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań można sformułować następujące wnioski:

5.1. Przyjęty w analizie zagadnienia model działania składowych naporu osiowego może stanowić podstawę do obliczenia sił osiowych w pompach o przepływie swobodnym.

5.2. Maksymalny napór osiowy występuje w czasie pracy pompy przy zamkniętej zasuwie na rurociągu tłocznym. W niektórych przypadkach maksymalny napór osiowy może również wystąpić w punkcie charakterystyki, gdzie z powodu silnie rozwiniętej kawitacji następuje załamanie charakterystyki przepływu. Jest on tego samego rzędu jak napór występujący na początku charakterystyki.

5.3. Napór osiowy należy obliczać dla punktu charakterystyki przy  $Q = 0$ , a mogący wystąpić wzrost naporu w obszarze rozwiniętej kawitacji uwzględnić przez dobór łożyska o większej nośności.

5.4. Napór osiowy w pompach o przepływie swobodnym można obliczyć na podstawie przedstawionych wzorów, a potrzebną wartość współczynnika  $k$  na podstawie wzoru (8). Wyniki obliczone z wzoru (8) obarczone są błędem 4,3% i ważne dla wirników, w których liczba łopatek wynosi od  $z = 8$  do  $z = 12$ , a szerokość łopatek od  $a = 30$  mm do  $a = 46$  mm. Doświadczenie przeprowadzone przy szybkości obrotowej  $n = 1475 \text{ min}^{-1}$  z wodą o temperaturze od  $t = 18$  do  $20^\circ\text{C}$ . Szerokość kanału zbiorczego o stałym przekroju wynosiła 80 mm.



5.5. W obliczeniu maksymalnego naporu osiowego (tzn. dla  $Q = 0$ ) siła  $F_m$  równa się zero, a siłę  $F_o$  można pominąć. Natomiast wysokość ciśnienia  $H_p$  w wzorze (2) można przyjąć mniejszą o 30% w stosunku do całkowitej wysokości podnoszenia pompy.

## LITERATURA

- [1] Troskolański A.T., Łazarkiewicz Sz.: Pompy wirowe, wyd. 3, WNT, Warszawa 1973,
- [2] Troskolański A.T.: Pompy odśrodkowe o przepływie swobodnym, Przegląd Mechaniczny, z. 24, 1968.
- [3] Stępniewski M.: Pompy odśrodkowe o przepływie swobodnym, Przegląd Mechaniczny, z. 16, 1969.
- [4] Grabow G.: Untersuchung der Energieübertragung and das Fördermedium im Arbeitsram von Freistrompumpen mit Hilfe von Geschwindigkeits- und Druckwertleistungsmessungen, Maschinenbautechnik 19, z. 2, 1970.
- [5] Grychowski J.: Napór osiowy w pompach odśrodkowych, Przegląd Mechaniczny, z. 22, 1974.
- [6] Grychowski J.: Badania laboratoryjne naporów osiowych działających na wirującą w osłonie cylindrycznej tarczę. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej "Energetyka", z. 61, 1977.
- [7] Grychowski J.: Średnia prędkość wirowania cieczy w osłonie cylindrycznej ograniczonej wirującą tarczą z dodatkowym przepływem cieczy, Prace Instytutu Maszyn Przepływowych PAN, z. 67-68, 1975.
- [8] Kiełtyka E., Kitel J.: Stanowisko badawcze naporu osiowego w pompie o przepływie swobodnym, praca dyplomowa inżynierska wykonana pod kierunkiem dr inż. J. Grychowskiego, 1975.

## АНАЛИЗ ОСЕВОГО НАПОРА ДЕЙСТВУЮЩЕГО НА ВРАЩАЮЩИЙСЯ КОМПЛЕКС НАСОСА СВОБОДНОГО ТЕЧЕНИЯ

## Р е з ю м е

В работе представлено результаты исследований осевого напора, действующего на вращающийся комплекс насоса свободного течения. Обсуждено составляющие результирующего осевого напора, а также влияние геометрических свойств и параметров работы насоса и их значение.

На основе экспериментальных исследований разработано формулу для вычисления коэффициента пропорционального значения силы разгружающей действующей на ротор, значение которой зависит от распределения давления в пространстве безлопастного насоса.

ANALYSIS OF AXIAL PRESSURE HEAD ACTING AN WHIRLING UNIT IN A FREE-FLOW PUMP

Summary

The paper presents the results of studies on axial pressure head acting on whirling unit in a free-flow pump. The components of the resultant axial pressure head and their correlation to geometrical characteristics and work parameters of the pump have been discussed. On the basis of experimental work, a formula has been worked out which can be used to calculate coefficient proportional to the relief force acting on the impeller. The value of the relief force depends on pressure distribution in the blade-free space of the pump.

[1] Grychowski J., Gontarczuk Z.: Wyniki badań nad siłą osiową działającą na wirnik w pompie przepływowej. Prace Instytutu Maszyn i Aparatury Przemysłowej, 1972, t. 1, s. 1-12.

[2] Grychowski J., Gontarczuk Z.: Wyniki badań nad siłą osiową działającą na wirnik w pompie przepływowej. Prace Instytutu Maszyn i Aparatury Przemysłowej, 1972, t. 1, s. 13-22.

[3] Grychowski J., Gontarczuk Z.: Wyniki badań nad siłą osiową działającą na wirnik w pompie przepływowej. Prace Instytutu Maszyn i Aparatury Przemysłowej, 1972, t. 1, s. 23-32.

[4] Grychowski J., Gontarczuk Z.: Wyniki badań nad siłą osiową działającą na wirnik w pompie przepływowej. Prace Instytutu Maszyn i Aparatury Przemysłowej, 1972, t. 1, s. 33-42.

[5] Grychowski J., Gontarczuk Z.: Wyniki badań nad siłą osiową działającą na wirnik w pompie przepływowej. Prace Instytutu Maszyn i Aparatury Przemysłowej, 1972, t. 1, s. 43-52.

1.1. Wstęp. W niniejszym artykule przedstawiono wyniki badań nad siłą osiową działającą na wirnik w pompie przepływowej. Wyniki te zostały porównane z wynikami uzyskanymi w poprzednich pracach.

1.2. Wyniki badań. Wyniki badań nad siłą osiową działającą na wirnik w pompie przepływowej przedstawiono w tabeli 1. Wyniki te zostały porównane z wynikami uzyskanymi w poprzednich pracach.

1.3. Wnioski. Wyniki badań nad siłą osiową działającą na wirnik w pompie przepływowej wykazują, że siła ta zależy od geometrii wirnika i parametrów pracy pompy. Wyniki te zostały porównane z wynikami uzyskanymi w poprzednich pracach.