ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1976

Seria: Energetyka z. 56 Nr kol. 474

Jerzy Grychowski, Andrzej Korczak

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych

Eugeniusz Kosek

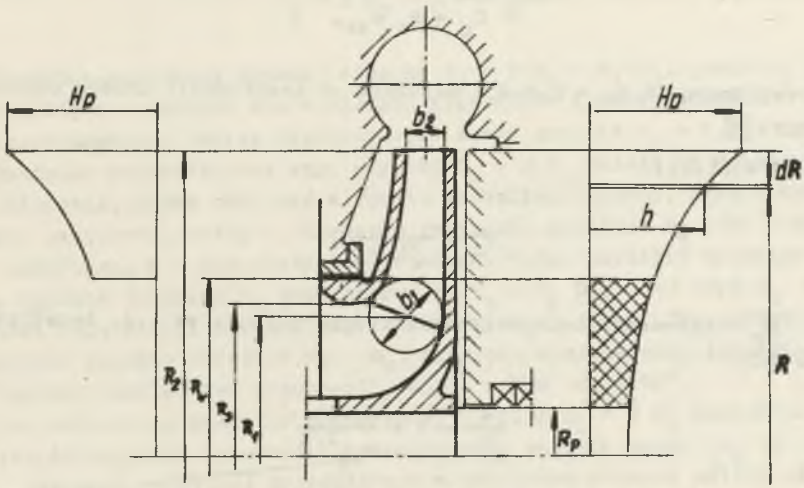
Ośrodek Elektronicznej Techniki Obliczeniowej

WPŁYW CECH KONSTRUKCYJNYCH I PARAMETRÓW PRACY STOPNIA POMPY WIROWEJ ODŚRODKOWEJ NA WARTOŚĆ NAPORU OSIOWEGO

Streszczenie. W pracy przeprowadzono analizę wpływu poszczególnych cech konstrukcyjnych i parametrów pracy na wartość naporu osiowego w pompach wirowych odśrodkowych dla zakresu wyróżnika szybkobieżności $n_{sQ} = 12 \div 45$. Ponadto przy podanych założeniach standardowych określono współczynniki dla uproszczonego wzoru na napór osiowy, wynikającego z teorii podobieństwa.

1. Dyskusja obliczenia naporu osiowego

Powstający w wirnikach jednostrumieniowych napór osiowy na skutek tego, iż na tylną tarczę wirnika, leżącą naprzeciw wlotu, działa z jednej strony ciśnienie ssania, a z drugiej znacznie większe ciśnienie cieczy wypływającej z wirnika (rys. 1) [1] zależy zarówno od parametrów pracy stopnia



Rys. 1. Rozkład ciśnienia w stopniu pompy wirowej odśrodkowej

jak i od poszczególnych cech konstrukcyjnych, wynikających z założeń przyjętych przy konstrukcji pompy.

Dla przedyskutowania wpływu poszczególnych wielkości prześledzono tok obliczenia wymiarów i parametrów włącznie z naporem osiowym, podobnie jak w pracy [2], wychodząc od podstawowych parametrów pracy stopnia, to znaczy:

- wydajności Q m^3/s
- wysokości podnoszenia H m
- liczby obrotów n min^{-1}.

Dla obliczenia przekroju wlotowego wirnika można określić prędkość południkową c_{1r} ze wzoru:

$$c_{1r} = K_{c_{1r}} \sqrt{2gH} \tag{1}$$

Współczynnik Stepanoffa $K_{c_{1r}}$ można obliczyć ze wzoru:

$$K_{c_{1r}} = 0{,}002\, n_{sQ} + 0{,}1, \tag{2}$$

gdzie kinematyczny wyróżnik szybkobieżności określa wzór:

$$n_{sQ} = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \tag{3}$$

Dla pomp wirowych odśrodkowych przyjmuje się prędkość w szyi wirnika

$$C_0 = A_1\, c_{1r}, \tag{4}$$

gdzie współczynnik $A_1 = 0{,}8 \div 1$ zależnie od konstrukcji króćca dopływowego pompy [1]

Przekrój wlotowy:

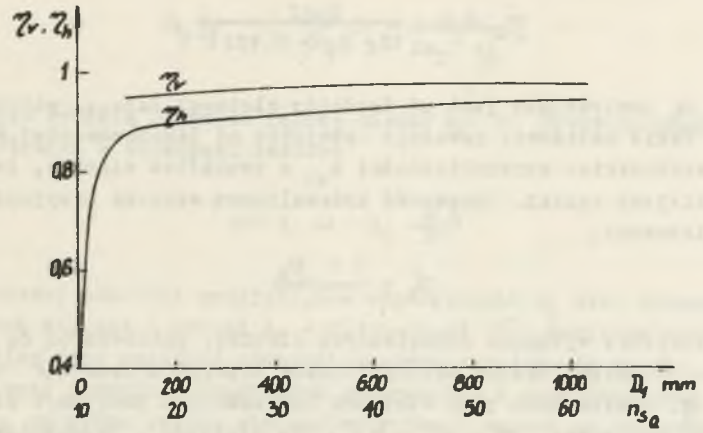
$$F_0 = \frac{Q}{\eta_v\, c_0}, \tag{5}$$

gdzie η_v – sprawność wolumetryczna, którą przyjęto za A.A. Łomakinem [3] wg formuły:

$$\frac{1}{\eta_v} = 1 + \frac{0{,}287}{n_{sQ}^{2/3}} \tag{6}$$

Graficznie powyższą zależność przedstawiono na rysunku 2.

Dla obliczenia średnicy szyi wirnika należy przyjąć przekrój piasty wirnika $F_p = A_2 F_o$. Współczynnik A_2 można przyjąć w zakresie $A_2 = 0 \div 0,5$.



Rys. 2. Krzywe zależności sprawności objętościowej i hydraulicznej od wyróżnika n_{sQ} i średnicy D_1

Wartość A_2 zależy od konstrukcji dopływu wirnika oraz od liczby stopni pompy, która decyduje o średnicy wału, a zatem i średnicy piasty wirnika pompy.

Średnica szyi wirnika:

$$D_s = 2 R_s = \sqrt{\frac{4(F_o+F_p)}{\pi}} \tag{7}$$

Średnica dopływowa łopatki wirnika $D_1 = 2 R_1 = A_3 D_s$, gdzie A_3 przyjmuje mniejsze wartości dla większych wyróżników szybkobieżności i łopatek dwukrzywiznowych. Zakres współczynnika można przyjąć $A_3 = 0,9 \div 1,05$.

Średnica uszczelnienia szyi wirnika $D_w = 2 R_w$ zależy od konstrukcji uszczelnienia, która może być w formie szczeliny osiowej, promieniowej i w formie labiryntu. Tylko w pierwszym przypadku średnica D_w jest jednoznacznie określona, a w pozostałych przypadkach można określić średnicę zastępczą. Ogólnie średnicę D_w można określić $D_w = A_4 D_s$, przy czym A_4 w większości konstrukcji zawiera się w zakresie $A_4 = 1 \div 1,2$. Dla dopływu wirnika należy ponadto określić kąt α_o. Przyjęto w niniejszej analizie dopływ na łopatkę wirnika bez prerotacji, wobec czego $\alpha_o = 90^o$.

Dla obliczenia średnicy zewnętrznej wirnika $D_2 = 2 R_2$ konieczna jest znajomość wartości sprawności hydraulicznej stopnia pompy η_h i wirnika η'_h. Ponieważ sprawność hydrauliczna w mniejszym stopniu zależy od wyróżnika szybkobieżności niż od wielkości pompy, z którą związana jest chro-

powatość względna kanałów przepływowych, więc dla określenia sprawności hydraulicznej pompy η_h posłużono się doświadczalną formułą A.A. Łomakina [3]:

$$\eta_h = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_1 - 0,172)^2}, \tag{8}$$

w której η_h uzależnione jest od średnicy wlotowej łopatki wirnika D_1 [mm] (rys. 2). Takie założenie powoduje odejście od jednoznacznej zależności pomiędzy wyróżnikiem szybkobieżności n_{sQ} a kształtem wirnika, jednakże daje poprawniejsze wyniki. Sprawność hydrauliczną wirnika przyjmuje się na ogół z zależności:

$$\eta'_h = \frac{1 + \eta_h}{2} \tag{9}$$

Dla obliczenia wymiarów zewnętrznych wirnika, potrzebnych do określenia naporu osiowego, należy założyć liczbę łopatek z oraz kąt wypływu z łopatki β_2. W wirnikach pomp wirowych odśrodkowych przyjmuje się na ogół $z = 5 \div 10$, natomiast $\beta_2 = 20^\circ - 45^\circ$. Dla wirników o promieniowym kierunku przepływu współczynnik niedoboru mocy określa wzór [1, 4]:

$$k = \frac{\psi}{z} \frac{2}{1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2} \tag{10}$$

W niniejszej analizie przyjęto, że w całym omawianym przedziale wyróżników szybkobieżności przepływ przez wirnik jest w przybliżeniu o kierunku promieniowym. Ponieważ na współczynnik doświadczalny ψ ma wpływ zarówno kształt wirnika jak i konstrukcja kierownicy, więc ażeby nie rozbudowywać zbytnio tej analizy, przyjęto zbadać wpływ ilorazu $A_5 = \frac{\psi}{z}$, przyjmując że zmienia się w granicach $A_5 = 0,08 \div 0,35$.

Zewnętrzną średnicę wirnika liczymy ze wzoru

$$D_2 = 2 R_2 = \frac{60 u_2}{\pi n}, \tag{11}$$

gdzie u_2 – m/s – prędkość obwodowa

$$u_2 = \frac{c_{2r}}{2 tg \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{2r}}{2 tg \beta_2}\right)^2 + \frac{gH(1+k)}{\eta_h}} \tag{12}$$

a prędkość c_{2r} z wzoru analogicznego do wzoru (1), przy czym

$$K_{c_{2r}} = 0,002\, n_{sQ} + 0,06 \tag{2a}$$

Dla obliczenia wartości naporu osiowego należy ponadto określić statyczną wysokość podnoszenia z jednego stopnia:

$$H_p \approx \eta_h' \frac{H}{\eta_h} \left(1 - \frac{g H}{2u_2^2 \eta_h}\right) \tag{13}$$

oraz przyjąć średnią prędkość kątową cieczy ω' w przestrzeniach między tarczami wirnika a ściankami kadłuba

$$\omega' = A_6 \omega = A_6 \frac{\pi n}{30} \tag{14}$$

W niniejszej analizie przyjęto, że współczynnik A_6 jest jednakowy po obu stronach wirnika i wynosi $A_6 = 0{,}35 - 0{,}55$ [5]. Takie założenie jest słuszne tylko przy zupełnej symetrii geometrycznej komór po obu stronach wirnika i przy symetrii pozostałych parametrów. W rzeczywistości współczynniki A_6 są różne po obu stronach wirnika i zależą od stosunku powierzchni ścianek obracającej się i nieruchomej, od ich chropowatości oraz od natężenia przepływu powrotnego [5, 6]. Powyższe czynniki mogą mieć większy wpływ na wartość naporu osiowego, szczególnie w pompach o małych wyróżnikach szybkobieżności, jednakże jego analizy w niniejszej pracy nie przeprowadza się.

Ciśnienie statyczne wzdłuż promienia między tarczami wirnika a ściankami kadłuba:

$$h = H_p - \frac{(A_6 \omega)^2}{2g} (R_2^2 - R^2) \tag{15}$$

W rezultacie napór osiowy P_1, wynikający z różnicy ciśnień po obu stronach tarczy wirnika, określi wzór:

$$P_1 = \gamma \int_{R_p}^{R_w} 2\pi R h dR = \pi \gamma (R_w^2 - R_p^2) \left[H_p - \frac{(A_6 \omega)^2}{2g} \left(R_2^2 - \frac{R_w^2 + R_p^2}{2}\right)\right] \tag{16}$$

gdzie γ N/m^3 ciężar właściwy pompowanej cieczy.

Na skutek zmiany średniego pędu strumienia w szyi wirnika występuje reakcja P_2 o kierunku przeciwnym do P_1:

$$P_2 = \frac{\gamma}{g} Q c_o \tag{17}$$

Wpływ różnicy ciśnień działających po obu stronach wału na pole przekroju piasty pominięto jako nieistotny dla analizy. W rezultacie wypadkowy napór osiowy dla jednego stopnia pompy wyniesie:

$$P = P_1 - P_2 \tag{18}$$

Z teorii podobieństwa dynamicznego pomp wirowych wynika zależność [4]:

$$P = X\, H\, D_2^2 \gamma \quad 10^{-3} \tag{19}$$

Współczynnik X ma wartość stałą dla wirników geometrycznie podobnych i wobec tego jest funkcją wyróżnika szybkobieżności. Wartość współczynnika X podaje C. Pfleiderer [4]:

$$X = n_{s_N} = \sqrt{\frac{\gamma}{75}}\, n_{s_Q}\,, \tag{20}$$

gdzie n_{s_N} nazywany jest dynamicznym wyróżnikiem szybkobieżności. Natomiast w pracy [2], dla podanych zależności i założeń, obliczono:

$$X = 1{,}5\,(n_{s_N} - 20) = 5{,}48\,(n_{s_Q} - 5{,}48) \tag{21}$$

2. Obliczenia współczynnika X

Na podstawie przytoczonych wzorów opracowano algorytmy i programy dla EMC w języku ALGOL - 1204 [7], przy pomocy których przeanalizowano wpływ różnych czynników na wartości naporów osiowych i współczynników X.
Dla niżej podanego zakresu parametrów obliczano wartości naporów osiowych i współczynników X oraz zbadano wpływ parametrów A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6 i β_2 na te wartości.

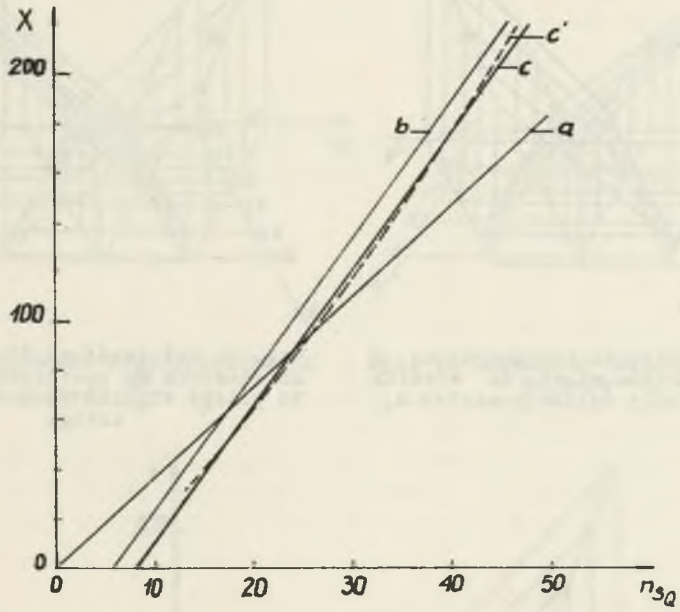
Wartość R_2 obliczano rekurencyjnie na podstawie wzorów (11) i (12). Jako przybliżenie początkowe R_2 przyjęto podwojoną wartość R_1. Wartość końcową R_2 z dokładnością 1% otrzymano po trzykrotnym zastosowaniu wzorów (11) i (12).

Dla opracowania prostego wzoru na wartość współczynnika X przyjęto do algorytmu następujące założenia:

$A_1 = 0{,}9$, $A_2 = 0{,}1$, $A_3 = 0{,}98$; $A_4 = 1{,}08$, $A_5 = 0{,}316$, $A_6 = 0{,}5$, $\beta_2 = 27^0$

Obliczenia przeprowadzono dla następujących zakresów parametrów pracy pompy:

$Q = 0{,}01 \div 0{,}32\ m^3/s$
$H = 10 \div 100\ m$
$n = 750 \div 3500\ min^{-1}$



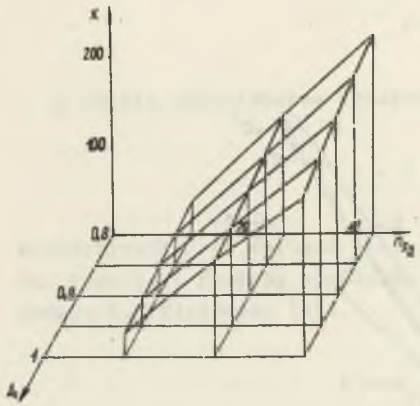
Rys. 3. Zależność współczynnika bezwymiarowego X od wyróżnika szybkobieżności n_{sQ}

a – wddług wzoru (20), b – według wzoru (21), c – według wzoru (22), c' – miejsce geometryczne punktów obliczanych według założeń standardowych

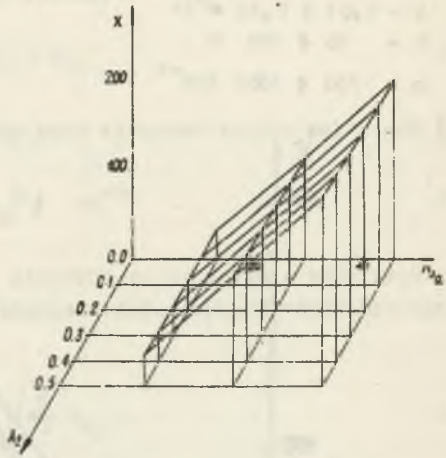
W rezultacie uzyskano w zakresie wyróżników szybkobieżności $n_{s_Q} = 12 \div 45$ zbiór 116 punktów leżących z pewnym rozrzutem na krzywej (rys. 3), którą aproksymowano metodą najmniejszych kwadratów do prostej o równaniu

$$\boxed{X = 5{,}5\ (n_{s_Q} - 8)} \qquad (22)$$

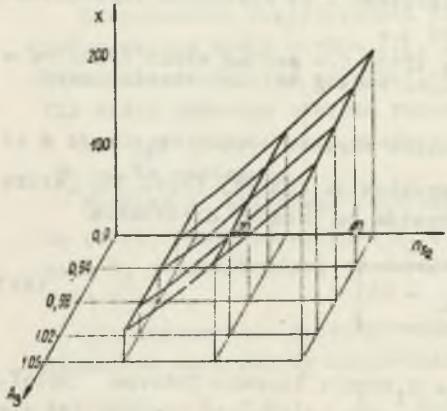
przy współczynniku korelacji wielomianu 0,9989 i liczbie Fishera 56447. Rozrzut punktów wokół krzywej jest spowodowany przyjęciem formuły (8) dla określenia sprawności hydraulicznej.



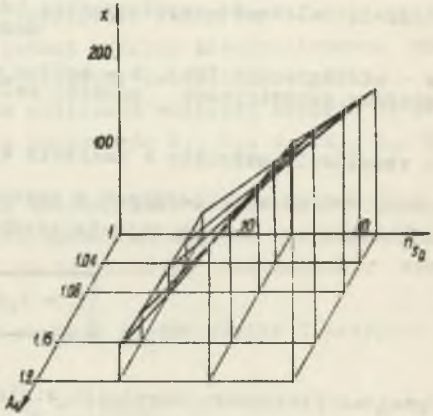
Rys. 4. Zależność współczynnika X od prędkości na wlocie do wirnika określanej współczynnikiem A_1



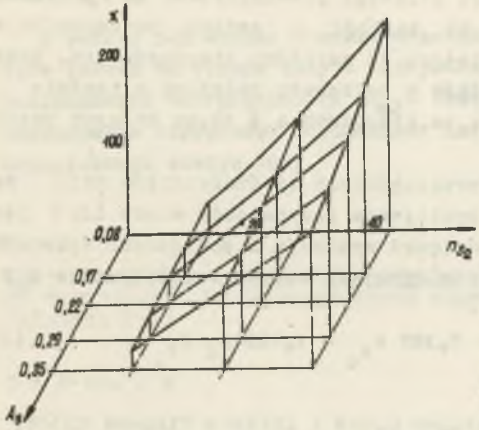
Rys. 5. Zależność współczynnika X od stosunku A_2 powierzchni przekroju piasty wirnika do przekroju wlotowego



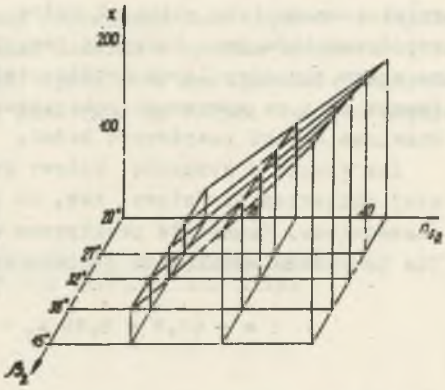
Rys. 6. Zależność współczynnika X od stosunku A_3 średnicy wlotowej wirnika D_1 do średnicy szyi wirnika D_s



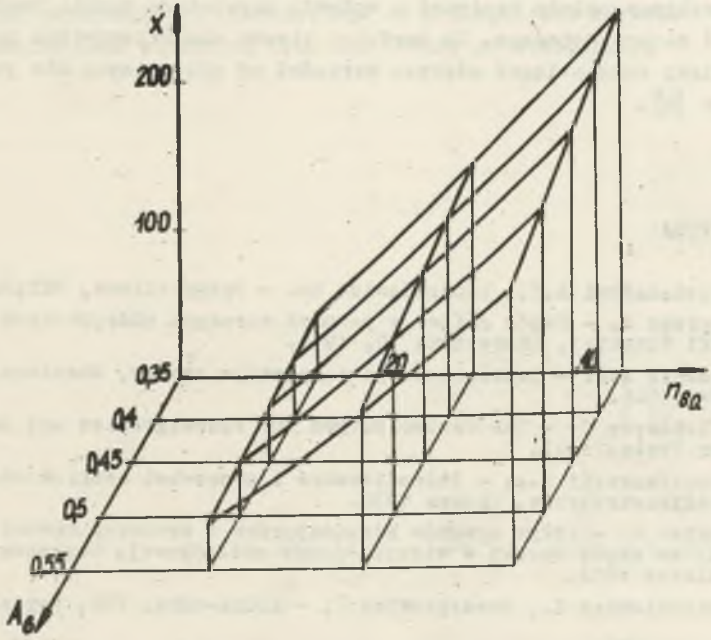
Rys. 7. Zależność współczynnika X od stosunku A_4 średnicy szczeliny uszczelniającej szyję wirnika D_w do średnicy szyi wirnika D_s



Rys. 8. Zależność współczynnika X od ilorazu $\frac{\psi}{z} = A_5$



Rys. 9. Zależność współczynnika X od kąta β_2



Rys. 10. Zależność współczynnika X od stosunku A_6 średniej prędkości kątowej cieczy ω' do prędkości kątowej wirnika ω

3. Wpływ cech konstrukcyjnych na wartość współczynnika X

W celu oceny wpływu poszczególnych cech konstrukcyjnych stopnia pompy i parametrów pracy na wartość naporu osiowego przedstawiono na podstawie przytoczonego toku obliczeń wpływ na wartość X zmiany poszczególnych współczynników przy powrocie pozostałych do wartości standardowych. Badano wpływ poszczególnych współczynników w zakresach podanych w tekście (punkt 1) i na wykresach pokazanych na rysunkach 4 ÷ 10, na których przedstawiono wyniki powyższych badań.

Jak wynika z rysunków, wpływy poszczególnych współczynników mają raczej charakter ilościowy, tak, że praktyczna przydatność wzoru (22) jest uzasadniona. Pozostałe praktyczne wnioski wynikają z powyższych wykresów. Dla przykładu opracowano jeszcze wzór ujmujący wpływ współczynnika A_2:

$$X = -43{,}1 - 9{,}18\,A_2 + 5{,}387\,n_{s_Q} - 1{,}128\,A_2\,n_{s_Q}\,, \qquad (23)$$

przy współczynniku korelacji wielomianu 0,999 i liczbie Fishera 12338.

Jak widać, wprowadzenie do praktycznych wzorów dalszych współczynników nie jest celowe, gdyż znacznie komplikuje łatwą do zapamiętania formułę i nie wprowadza jakościowych zmian.

W praktyce należy pamiętać o wpływie parametrów punktu pracy pompy na wartość naporu osiowego. Im bardziej stroma charakterystyka pompy, tym napór osiowy może osiągać większe wartości od obliczonych dla punktu nominalnego [6].

LITERATURA

[1] Troskolański A.T., Łazarkiewicz Sz. - Pompy wirowe, WNT, Warszawa 1973.

[2] Korczak A. - Napór osiowy w pompach wirowych odśrodkowych ZN Politechniki Śląskiej, Energetyka 50, 1974.

[3] Łomakin A.A. - Centrobieżnyje i osiewyje nasosy, Maszinostrojenie Moskwa 1966.

[4] Pfleiderer C. - Die Kreiselpumpen fur Flussigkeiten und Gase, Springer Verlag 1967.

[5] Marcinkowskij V.A. - Gidrodinamika i procznost centrobieżnych nasosow, Maszinostrojenie, Moskwa 1970.

[6] Dębiec J. - Wpływ otworów odciążających i średnicy szczeliny dławiącej na napór osiowy w wirniku pompy odśrodkowej, Rozprawa doktorska, Gliwice 1972.

[7] Jerzykiewicz K., Szczepkowicz J. - ALGOL-1204, PWN, Warszawa 1972.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИОННЫХ ПРИМЕТ И ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ НА ОСЕВУЮ СИЛУ В ЦЕНТРОБЕЖНОМ НАСОСЕ

Р е з ю м е

В работе дан анализ влияния отдельных конструкционных примет и параметров работы на осевую силу в центробежных насосах в пределе кинематического коэффицнента быстроходности $n_{SQ} = 12 \div 45$. Кроме того для данных стандартных предпосылок определено коэффициент для известной по теории подобия формулы определяющей осевую силу.

THE INFLUENCE OF THE CONSTRUCTIONAL FEATURES AND WORKING PARAMETERS OF ROTODYNAMIC CENTRIFUGAL PUMPS UPON THE VALUE OF THE AXIAL PRESSURE HEAD

S u m m a r y

The paper contains an analysis of the effect of the various constructional features and workin parameters upon the value of the axial pressure head in rotodynamic centrifugal pumps within the range of specific speed $n_{SQ} = 12 \div 45$. Mereover, basing on the presented standard assumptions the authors determine the coefficients of a simplified formula for the axial pressure head resulting from the theory of similarity.