ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1974

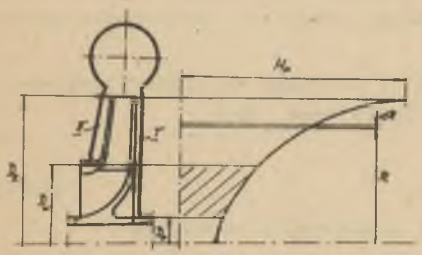
Seria: Energetyka z. 50 Nr kol. 402

Andrzej Korczak
Instytut Maszyn
i Urządzeń Energetycznych

NAPÓR OSIOWY W POMPACH WIROWYCH ODŚRODKOWYCH

Streszczenie. W pracy, na podstawie podanych założeń określono wartość współczynnika w uzyskanym z teorii podobieństwa wzorze na wartość naporu osiowego. Otrzymana zależność pozwala na wystarczająco dokładne i szybkie określenie naporu osiowego przy znajomości tylko podstawowych parametrów pompy.

W wirnikach jednostrumieniowych powstaje napór osiowy, ponieważ na powierzchnię tylnej tarczy wirnika, leżącą naprzeciw wlotu, działa z jednej strony ciśnienie ssania, a z drugiej znacznie większe ciśnienie cieczy wypływającej z wirnika. Na wylocie wirnika panuje ciśnienie H_p (rys. 1). Przy upraszczającym założeniu [1], że wirowanie cieczy w przestrzeniach I i II odbywa się z średnią prędkością kątową $\frac{\omega}{2}$ można obliczyć zmianę ciśnienia wzdłuż promienia, które dla dowolnej jego wartości przy prędkości $u = R\omega$ wynosi:



Rys. 1. Napór osiowy w jednostrumieniowym wirniku pompy odśrodkowej

$$h = H_p - \frac{\left(\frac{u_2}{2}\right)^2 - \left(\frac{u}{2}\right)^2}{2g} = H_p - \frac{\omega^2}{8g}\left(R_2^2 - R^2\right) \qquad (1)$$

Statyczną wysokość podnoszenia H_p z jednego stopnia z dostateczną dokładnością można obliczyć z wzoru:

$$H_p \approx \rho'_h H_{t\infty}\left(1 - g\frac{H_{t\infty}}{2u_2^2}\right) \qquad (2)$$

gdzie:

ω s^{-1} - prędkość kątowa tarczy wirnika,

η_h - sprawność hydrauliczna samego wirnika,

$H_{T\infty}$ m - łopatkowa wysokość podnoszenia wirnika dla nieskończonej liczby łopatek,

g m/s^2 - przyspieszenie siły ciężkości.

Przy założeniu jednakowego rozkładu ciśnienia w przestrzeniach I i II, napór osiowy P_1 działający na pole między piastą $D_p = 2\,R_p$ i zewnętrzną średnicę pierścienia bieżnego $D_w = 2\,R_w$ wyrazi się wzorem:

$$P_1 = \gamma \int_{R_p}^{R_w} 2\pi Rh\,dR = \pi\gamma(R_w^2 - R_p^2)\left[H_p - \frac{\omega^2}{8g}\left(R_2^2 - \frac{R_w^2 + R_p^2}{2}\right)\right] \qquad (3)$$

gdzie:

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

Na skutek zmiany kierunku przepływu o 90° z osiowego na promieniowy występuje reakcja P_2 działająca w kierunku przeciwnym do P_1

$$P_2 = \frac{\gamma}{g} Q \cdot c_s \qquad (4)$$

gdzie:

Q m^3/s - natężenie przepływu przez wirnik,

c_s m/s - prędkość dopływu cieczy do wirnika.

Napór wypadkowy

$$P = P_1 - P_2 \qquad (5)$$

Dla liczby stopni równej i

$$P = (P_1 - P_2)\,i$$

Z teorii podobieństwa wynika następująca zależność [2]

$$P = K \cdot H \cdot D_2^2 \cdot \gamma \qquad (7)$$

gdzie:

H m - wysokość podnoszenia,

natomiast K jest wielkością stałą dla wirników geometrycznie podobnych i jest funkcją wyróżnika szybkobieżności. Znana z literatury [2] formuła

$$K = n_{SN} \tag{8}$$

gdzie

$$n_{SN} = \sqrt{\frac{f}{75}}\; n\; \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \tag{9}$$

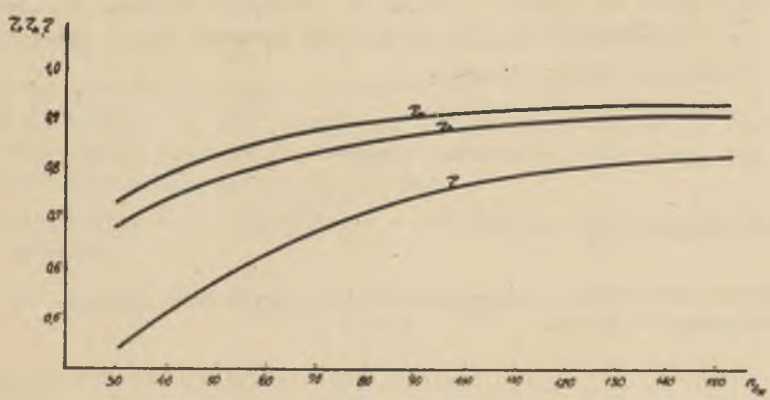
okazuje się mało dokładna, szczególnie dla wyróżników $n_{SN} \neq 60$. W związku z tym określono nową jej formę dla następujących założeń:

Całkowite sprawności η przyjęto w zależności od n_{SN} jak dla pomp średnich wielkości [1], podobnie sprawności hydrauliczne i wolumetryczne (rys. 2). Określono wymiary wirników dla różnych parametrów pracy według następującego toku obliczeń i założeń:

$$c_{1r} = K_{c1_r} \sqrt{2\,g\,H} \tag{10}$$

gdzie:

K_{c1_r} - współczynnik prędkości [1]



Rys. 2. Sprawności pomp średnich wielkości w zależności od wyróżnika szybkobieżności

Założono:

$$c_o = 0{,}95\ c_{1r} \tag{11}$$

swobodny przekrój wlotowy określa wzór

$$F_o = \frac{Q}{\eta_v\ c_o} \tag{12}$$

pole przekroju piasty założono

$$F_p = 0{,}1\ .\ F_o \tag{13}$$

stąd średnica szyi wirnika

$$D_s = \sqrt{\frac{4(F_o + F_p)}{\pi}} \tag{14}$$

oraz średnica piasty wirnika

$$D_p = 2\ R_p = \sqrt{0{,}1}\ D_s \tag{15}$$

średnicę szczeliny uszczelniającej szyją wirnika przyjęto:

$$D_w = 2\ R_w = 1{,}08\ D_s \tag{16}$$

Średnicę dopływu na łopatkę wirnika D_1 przyjęto zmienną liniowo w zakresie $D_1 = (1{,}03 \div 0{,}93)\ D_s$ dla przyjętego zakresu $n_{SN} = 40 \div 150$; prędkość obwodowa na wlocie łopatki

$$u_1 = \frac{\pi D_1\ n}{60} \tag{17}$$

Kąt wlotowy łopatki $\beta_1' = \beta_1 + \delta$ (18)

przy założeniu swobodnego dopływu do wirnika, czyli kąta dopływu $\alpha_o = 90^o$, kąt β_1 określono z wzoru

$$tg\ \beta_1 = \frac{c_{1r}}{u_1} \tag{19}$$

Kąt natarcia przyjęto $\delta = 3^o$.

Wielkości dotyczące wypływu z wirnika.

Zewnętrzna średnica wirnika

$$D_2 = 2\,R_2 = \frac{60\,u_2}{\pi\,n} \tag{20}$$

gdzie:

u_2 - prędkość unoszenia

$$u_2 = \frac{c_{2r}}{2\,tg\,\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{2r}}{2\,tg\,\beta_2}\right)^2 + g\,H_{ł\infty}} \tag{21}$$

$$H_{ł\infty} = \frac{H}{\eta_h}\,(1 + k) \tag{22}$$

dla wirników jednokrzywiznowych

$$k = \frac{\Psi}{z}\,\frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \tag{23}$$

liczba łopatek z

$$z = 6{,}5\,\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1}\,\sin\,\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \tag{24}$$

przyjęto kąt $\beta_2 = 27^o$ oraz wartość współczynnika $\Psi = 0{,}85$.

Wstawiając wartości obliczone z wzorów (11), (15), (16), (20), (22), do zależności (2), (3), (4), (5) określono dla szeregu przykładów liczbowych wartości naporu osiowego dla różnych parametrów pracy pomp, dla zakresu wyróżnika szybkobieżności $n_{SN} = 40 \div 150$.

W wyniku uzyskano dość dokładną dla celów technicznych i prostą w formie nową zależność

$$K = 1{,}5\,(n_{SN} - 20) \tag{25}$$

Wstawiając (25) do (7) otrzymano

$$P = 1{,}5\,(n_{SN} - 20)\;H\,D_2^2\,\gamma \tag{26}$$

Otrzymany wzór jest słuszny dla typowych rozwiązań konstrukcyjnych wirników jednokrzywiznowych w podanym zakresie wyróżników szybkobieżności. Z wystarczającą dokładnością można go stosować w przypadku pomp jednostopniowych, natomiast w przypadku pomp wielostopniowych należy uwzględnić wpływ zwiększenia średnicy piasty.

LITERATURA

1. ŁAZARKIEWICZ S., TROSKOLAŃSKI A.T.: Pompy wirowe, WNT Warszawa 1968.
2. PFLEIDERER C.: Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase, Springer Verlag, 1967.

Praca wpłynęła do Redakcji w lutym 1973 r.

ОСЕВАЯ СИЛА В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ

Р е з ю м е

Исходя из приведенных предпосылок определён коэффициент в известной из теории подобия формуле для осевой силы в центробежных насосах. Использование новой формулы разрешает на быстрое и точное определение осевой силы при наличии только основных параметров насоса.

AXIAL FORCE IN THE CENTRIFUGAL PUMPS

S u m m a r y

In this paper, based on the given asumptions, the coefficient in the expression for the axial force derived by the way of the semilikeness theory, has been given. By this expression the axial force can be determined in a quick way, with a sufficient accuracy, ifonly the main pumps parameters are knowu.