ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1964
Seria: ENERGETYKA z. 17 Nr kol. 123

JERZY ROKITA[x)]

ZALEŻNOŚĆ MOCY TRACONEJ NA TARCIE WIRNIKA POMPY WIROWEJ ODŚRODKOWEJ O CIECZ OD WYRÓŻNIKA SZYBKOBIEŻNOŚCI

1. Wstęp

Obracający się wirnik pompy zużywa część dostarczonej mocy na pokonanie oporów tarcia o ciecz. Opory te występują na powierzchniach cylindrycznych i bocznych powierzchniach wieńców. Ponieważ straty energetyczne w pompie na pokonanie tych oporów stanowią około 1/3 łącznych strat energetycznych, więc ustalenie teoretyczne wielkości tych strat jest w konstrukcji pomp zagadnieniem istotnym.

Istnieje szereg wzorów [1], [3] na obliczenie strat mocy na tarcie o ciecz wirującej płaskiej tarczy, które mają postać:

$$N_t = C \cdot u_z^3 \cdot D_z^2 \cdot \gamma \qquad (1)$$

gdzie:

N_t - strata mocy na tarcie o ciecz,

D_z - średnica zewnętrzna wirującej tarczy,

u_z - liniowa prędkość obwodowa wirującej tarczy,

C - współczynnik zależny od liczby Reynoldsa odniesionej do średnicy zewnętrznej tarczy oraz od chropowatości względnej ścian tarczy,

γ - ciężar właściwy cieczy.

---

x) St. asystent mgr inż. Jerzy Rokita
Katedra Pomp i Silników Wodnych.

W oparciu o powyższe wzory powstały liczne półdoświadczalne formuły [1] [3] umożliwiające obliczenie strat mocy N_t dla wirnika zamkniętego pompy wirowej odśrodkowej, z dostateczną dla celów praktycznych dokładnością, jak np.:

$$N_t = 1{,}2 \cdot 10^{-6} \cdot u_2^3 \cdot D_2^2 \cdot \gamma \qquad (2)$$

lub

$$N_t = 0{,}172 \cdot 10^{-6} \cdot n^3 \cdot D_2^5 \quad \text{(dla wody czystej)} \qquad (3)$$

gdzie:

u_2 - prędkość obwodowa wirnika m/s,

D_2 - średnica wylotowa wirnika m,

n - prędkość obrotowa wirnika min^{-1},

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

Wzory (2) i (3) są słuszne przy wartościach liczby Reynoldsa, odniesionej do średnicy wylotowej wirnika, około $7 \cdot 10^5$. Przy wartościach liczby Reynoldsa znacznie odbiegających od $7 \cdot 10^5$ wartości stałych współczynników w wzorach ulegną zmianom. Z powyższych wzorów wynika, że zwiększenie wysokości podnoszenia z wirnika korzystnie jest uzyskiwać na drodze zwiększenia prędkości obrotowej, a nie na drodze zwiększania średnicy D_2.

2. Zależność względnej straty mocy na tarcie wirnika o ciecz od wyróżnika szybkobieżności pompy

Analiza podanych wyżej wzorów nasuwa przypuszczenie, że wartość n_{sQ} - kinematycznego wyróżnika szybkobieżności pompy wpływa na wielkość strat mocy N_t.

W celu ustalenia tego wpływu wprowadzone zostaje pojęcie, względnej straty mocy φ na tarcie wirnika o ciecz, w odniesieniu do jednostki mocy użytecznej pompy (przypadającej na jeden wirnik).

$$\varphi = \frac{N_t}{N_u} \qquad (4)$$

Po wykonaniu koniecznych przekształceń i po wprowadzeniu współczynnika prędkości obwodowej wirnika [1][2]:

$$K_{u2} = \frac{u_2}{\sqrt{2gH}} \tag{5}$$

względna strata mocy na tarcie wirnika o ciecz może być wyrażona zależnością:

$$\varphi = 55{,}7 \cdot \frac{K_{u2}^5}{n_{sQ}^2} \tag{6}$$

Kinematyczny wyróżnik szybkobieżności określany jest równaniem:

$$n_{sQ} = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \tag{7}$$

gdzie:

Q - wydajność pompy m^3/s,

H - użyteczna wysokość podnoszenia z wirnika m,

n - prędkość obrotowa wirnika min^{-1}.

Opierając się na wynikach analizy szeregu konstrukcji pomp wirowych odśrodkowych z wirnikami dwustrumieniowymi A.J. Stepanoff [2] podaje zależność $K_{u2} = f(n_{sQ})$ w postaci wykresu, którą można ująć równaniem:

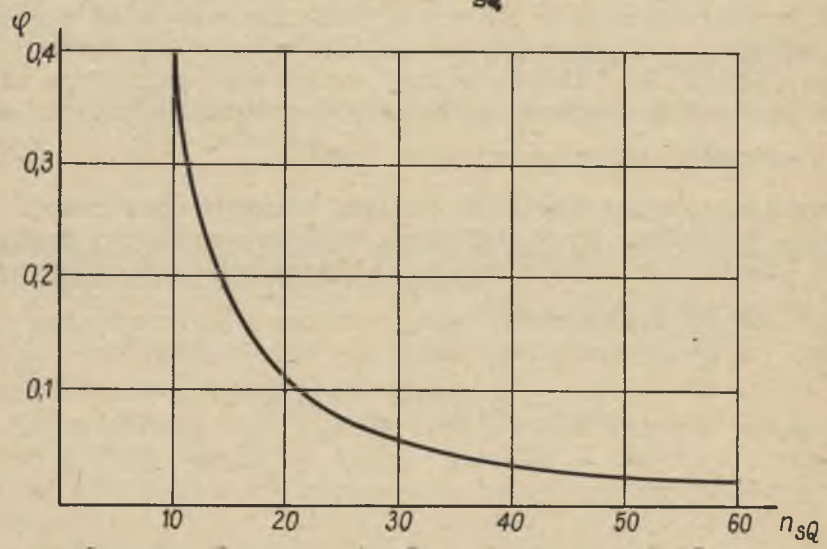
$$K_{u2} = 0{,}003\, n_{sQ} + 0{,}92 \tag{8}$$

Zależność podana przez Stepanoffa obowiązuje w zakresie wartości n_{sQ} od 10 do 60, dla kąta wylotowego łopatki $\beta_2 = 22^{o}30'$ oraz dla liczby łopatek z = 6 do 8, przy czym wyższym wyróżnikom szybkobieżności odpowiada większa liczba łopatek. Ponieważ w większości współcześnie projektowanych pomp wirowych przyjmuje się kąt $\beta_2 = 27^{o}$ do 30°, a więc uzyskuje się zwiększenie użytecznej wysokości podnoszenia z wirnika, zatem celowym wydaje się przyjęcie zależności $K_{u2} = f(n_{sQ})$ w postaci wzoru:

$$K_{u2} = 0{,}003\, n_{sQ} + 0{,}90 \tag{9}$$

Wartości K_{u2} wynikające bezpośrednio z zależności Stepanoffa wypadałyby nieco za duże, szczególnie dla pomp z kierownicami łopatkowymi. Ostatecznie otrzymano następującą zależność względnej straty mocy na tarcie wirnika o ciecz od kinematycznego wyróżnika szybkobieżności:

$$\varphi = 55{,}7\, \frac{(0{,}003 n_{sQ} + 0{,}90)^5}{n_{sQ}^2} \tag{10}$$



Rys. 1. Zależność względnej straty tarcia wirnika o ciecz od kinematycznego wyróżnika szybkobieżności

Zależność (10) przedstawiona została na wykresie (rys. 1), i jest słuszna dla wirników zamkniętych pomp wirowych odśrodkowych, w zakresie wartości n_{sQ} od 10 do 60, oraz przy wartościach liczby Reynoldsa (odniesionej do średnicy wylotowej wirnika) około $7 \cdot 10^5$. Przy wartościach liczby Reynoldsa znacznie odbiegających od $7 \cdot 10^5$, wartość stałego współczynnika (przyjętego w wzorze 10 jako równy 55,7) ulegnie zmianie.

3. Wpływ wyróżnika szybkobieżności na wielkość mocy traconej na tarcie wirnika pompy wirowej odśrodkowej o ciecz

Moc traconą na tarcie wirnika pompy wirowej odśrodkowej o ciecz po wprowadzeniu pojęcia względnej straty mocy na tarcie wirnika o ciecz można określić wzorem:

$$N_t = \varphi N_u \tag{11}$$

Moc tracona na tarcie wirnika o ciecz jest proporcjonalna do mocy użytecznej N_u pompy. Współczynnik proporcjonalności zależy od kinematycznego wyróżnika szybkobieżności pompy i maleje z jego wzrostem.

4. Wnioski

Przy zachowaniu stałej wartości mocy użytecznej pompy, wielkość mocy traconej na tarcie wirnika o ciecz zmniejsza się ze wzrostem wyróżnika szybkobieżności pompy.

Przy wymaganych i ustalonych parametrach pracy pompy Q i H, wartość wyróżnika szybkobieżności zależy od przyjętej prędkości obrotowej. Korzystnie będzie z uwagi na sprawność konstruować pompy o dużej prędkości obrotowej, co spowoduje też zmniejszenie wymiarów i ciężaru pomp. Dotyczy to szczególnie jednostek dużej mocy.

LITERATURA

[1] Łazarkiewicz S., Troskolański A.T.: "Pompy wirowe". PWT. 1959.

[2] Stepanoff A.J.: "Radial und Axialpumpen". Springer - Verlag. 1959.

[3] Pfleiderer C.: "Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase" - Springer-Verlag 1949.