ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1978

Seria: ENERGETYKA z. 66 Nr kol. 562

Janusz PLUTECKI, Roman ŻOWNIR
Politechnika Wrocławska

METODA OPTYMALNEGO WYBORU CECH KONSTRUKCYJNYCH PROMIENIOWYCH ŁOPATEK ODCIĄŻAJĄCYCH NAPÓR OSIOWY W POMPACH WIROWYCH

Streszczenie. W referacie przedstawiono oryginalną metodę wyboru cech konstrukcyjnych łopatek odciążających zapewniających, przy zadanej wartości kompensowanej siły osiowej, minimum strat mocy. Na podstawie własnych badań zweryfikowano znane w literaturze zależności na obliczanie naporu osiowego i wyprowadzono formułę wiążącą moc pobieraną przez łopatki z ich cechami konstrukcyjnymi. Przy ich wykorzystaniu podano metodę optymalnego wyboru cech konstrukcyjnych łopatek odciążających. Na podstawie analizy przykładu obliczeń wyciągnięto wnioski.

1. Wprowadzenie

Jednym z częściej stosowanych sposobów kompensacji hydraulicznej naporu osiowego, szczególnie w pompach dla przemysłu chemicznego i do cieczy zanieczyszczonych, jest stosowanie łopatek promienionych umieszczonych na tylnej ścianie wirnika. Przy odpowiednio dobranych wymiarach łopatek można uzyskać w wymaganym stopniu kompensację naporu osiowego. Łopatki odciążające powodując jednak pobór energii wpływają na sprawność pompy. Najczęściej [3, 4, 6] zaleca się stosować 4 do 6 łopatek o szerokości 4 do 7 mm, zależnie od wielkości wirnika. Brak jednak w tym względzie szczegółowych wytycznych. Stwierdzono jednakże [5], że stosowanie łopatek odciążających powoduje dodatkowe straty energii, dlatego też średnica ich nie powinna być większa niż to jest konieczne do zrównoważenia naporu osiowego.

Przyjmowanie zatem w sposób dość dowolny, zależny od intuicji i doświadczenia konstruktora, takich cech konstrukcyjnych odciążenia jak: liczba łopatek $z_ż$, ich szerokość $b_ż$ i wielkości szczeliny $s_ż$, a następnie z któregoś ze znanych wzorów obliczanie średnicy zewnętrznej $d_ż$ jest niedokładne i budzi zastrzeżenia. Dlatego też istotne jest opracowanie metody wyboru cech konstrukcyjnych odciążenia za pomocą łopatek promieniowych zapewniającej najlepsze efekty energetyczne (minimalne straty mocy) przy jej zastosowaniu. Ponieważ, jak łatwo wykazać, napór osiowy wywołany łopatkami odciążającymi, jak również moc przez nie pobierana zależne są od

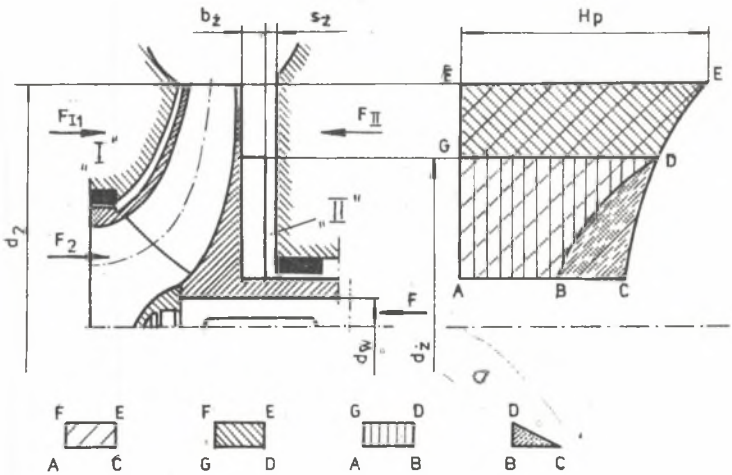
cech konstrukcyjnych odciążenia, przeto dla opracowania metody potrzebne jest:

- zbadanie przydatności i ewentualny wybór zależności na obliczanie naporu osiowego, wywołanego działaniem łopatek odciążających,
- określenie zależności zmian mocy pompy od cech konstrukcyjnych odciążenia,
- sformułowanie zadania optymalizacji.

Dla zrealizowania metody przeprowadzono na specjalnym stanowisku badania zmian siły osiowej i mocy pobieranej przez odciążenie, w zakresie zmian cech konstrukcyjnych: liczba łopatek $z_{ż} = 4 \div 12$, szerokość łopatek $b_{ż} = 2 - 8$ mm, wielkość szczeliny między krawędziami łopatek i korpusem $s_{ż} = 0,25 - 8,25$ mm, średnica zewnętrzna łopatek $d_{ż} = 100 - 220$ mm.

2. Obliczanie naporu osiowego

Wskutek umieszczenia łopatek promieniowych na tylnej ściance wirnika, przy niezmienionych warunkach pracy pompy, powstaje jedynie zmiana rozkładu ciśnienia w przestrzeni między tylną ścianą wirnika i ścianą korpusu (rys. 1).



Rys. 1

Wprowadzając średnie współczynniki wirowania cieczy w przestrzeni bez łopatek k_o i z łopatkami odciążającymi $k_{ż}$, w jednakowych warunkach pracy pompy, wypadkowy napór osiowy (pole BDC, rys. 1) wywołany działaniem łopatek promieniowych można opisać zależnością:

$$F_{ż} = 0,25(A_{ż} - A_w)(u_{ż}^2 - u_w^2)(k_{ż}^2 - k_o^2) \qquad (1)$$

Z analizy stanu wiedzy wydaje się, że napór osiowy, wywołany łopatkami odciążającymi, najpełniej opisywany jest przy zastosowaniu współczynników wirowania w przestrzeni bez łopatek promieniowych k_o podany przez Grychowskiego [1] i w przestrzeni z łopatkami promieniowymi k_z podany przez Wilka [7].

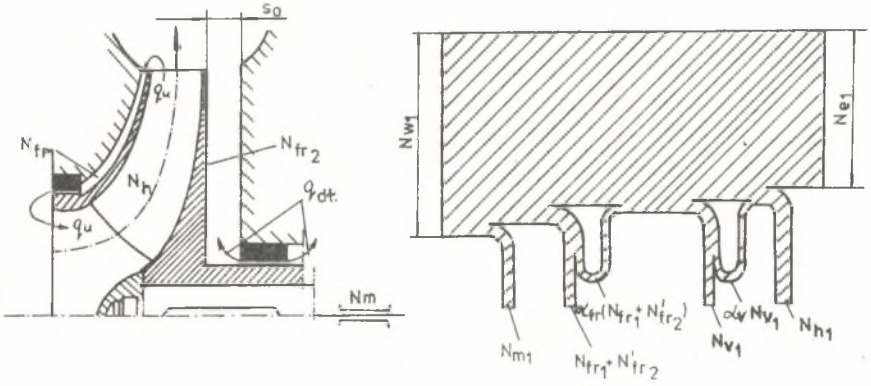
W celu dalszego wykorzystania sprawdzono adekwatność uzyskiwanych rezultatów do rzeczywistości.

Jak stwierdzono, istnieje duża zgodność między wartościami sił osiowych wywołanych łopatkami odciążającymi zmierzonymi i obliczonymi. Dla wartości sił powyżej 0,6 kN ($d_i \geqslant 140$ mm) błąd względny zmienia się w granicach 0,15 do 5%. Dokładność tę uznano za wystarczającą i do dalszych rozważań przyjęto rozpatrywany model obliczania siły osiowej.

3. Moc pobierana przez łopatki odciążające

Jak wynika z analizy stanu wiedzy [2, 8], brak jest jednoznacznych formuł określających zmianę mocy pompy wywołaną zastosowaniem promieniowych łopatek odciążających, uwzględniających ich parametry konstrukcyjne. Zmiany mocy wywołane wprowadzeniem łopatek odciążających, przy niezmienionej części przepływowej i stałej odległości s_o między ściankami wirnika i korpusu pompy, wynikają z porównania bilansu mocy:
przypadku bez łopatek odciążających (rys. 2)

$$N_{w1} - N_{m1} - N_{fr1} - N_{fr2} + \alpha_{fr}N_{fr1} + \alpha_{fr}N_{fr2} - N_{v1} + \alpha_v N_{v1} - N_{h1} - N_{e1} = 0$$

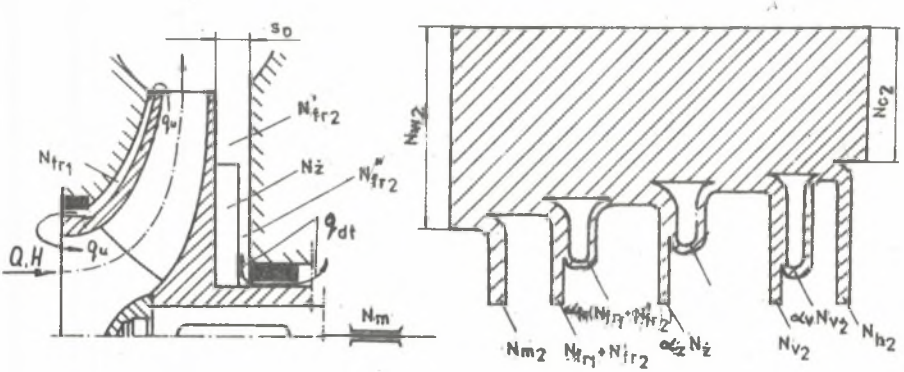


Rys. 2

i przypadku z łopatkami odciążającymi (rys. 3)

$$N_{w2} - N_{m2} - (N_{fr1} + N'_{fr2}) + \alpha_{fr}(N_{fr1} + N_{fr2}) - N_{ż}(1 - \alpha_{ż}) +$$

$$+ N_{v2} + \alpha_v N_{v2} - N_{h2} - N_{e2} = 0$$



Rys. 3

Ponieważ [9, 10] $N_{e1} = N_{e2} = N_e$, $N_{v1} = N_{v2} = N_v$, $N_{h1} = N_{h2} = N_h$, $N_{m1} = N_{m2} = N_m$, $\alpha_ż N_ż - \alpha_{fr} N''_{fr2} \approx 0$, to różnica mocy wywołana wprowadzeniem łopatek odciążających jest równa różnicy mocy pobieranej przez łopatki odciążające i straty tarcia tarcz wirujących na powierzchni odpowiadającej średnicy żeber odciążających $\Delta N_{wż} \cong N_ż - N''_{fr2}$. Moc wywołaną wprowadzeniem łopatek odciążających można obliczyć z formuły [11] w postaci

$$\Delta N_{wż} = 98{,}0665 \cdot 10^{-3} H_ż \cdot d_ż \cdot R_{eż} \left(5{,}6038 \cdot 10^{-8} z_ż + 1{,}3434 \cdot 10^{-4} \frac{b_ż}{d_ż} + \right.$$

$$+ 1{,}1783 \cdot 10^{-4} \frac{s_ż}{d_ż} + 2{,}3490 \cdot 10^{-3} \frac{d_ż}{H_ż} - 7{,}0755 \cdot 10^{9} \frac{d_ż^3}{R_{eż}^2} +$$

$$\left. + 12{,}671 \frac{1}{R_{eż}} - 1{,}9561 \cdot 10^{-5} \frac{d_w}{d_ż} - 6{,}4338 \cdot 10^{-7} \overline{Q}\right) \qquad (2)$$

Formuła ta uwzględnia w pełni zmiany mocy wywołana cechami konstrukcyjnymi odciążania i jest przydatna w optymalizacji.

4. Optymalizacja wyboru cech konstrukcyjnych odciążenia

Sprawność pompy bez odciążenia siły osiowej wyraża się wyrażeniem:

$$\eta_1 = \frac{1}{\frac{1}{\eta_h \eta_v} + \frac{N_{fr1} + N_{fr2} + N_m}{N_e}}$$

Sprawność pompy z odciążeniem siły osiowej za pomocą promieniowych żeber odciążających

$$\eta_2 = \frac{1}{\frac{1}{\eta_h \eta_v} + \frac{N_{fr1} + N'_{fr2} + N_m + N_i}{N_e}}$$

Wprowadzając oznaczenia

$$\frac{N_{fr1} + N_{fr2}}{N_{w1}} = \xi_{fr} = \eta_1 \frac{N_{fr1} + N_{fr2}}{N_e}; \quad \frac{N_m}{N_{w1}} = \xi = 1 - \eta_m;$$

$$\Delta N_{w\dot{z}} = N_{\dot{z}} - N'_{fr2}; \quad \frac{\Delta N_{w\dot{z}}}{N_w} = \eta_2 \frac{\Delta N_{w\dot{z}}}{N_e} = \xi_z$$

odpowiednio otrzymamy

$$\eta_1 = \eta_h \eta_v (\eta_m - \xi_{fr})$$

$$\eta_2 = \eta_h \eta_v \left[\eta_m - (\xi_{fr} + \xi_z)\right]$$

Ponieważ wyrażenie $\eta_v \eta_h / N_e$ dla danego punktu pracy obu pomp jest wielkością stałą, otrzymamy

$$\frac{\eta_2}{\eta_1} = \frac{1}{1 + c\Delta N_{w\dot{z}}}$$

Wzór ten uzależnia stosunek sprawności całkowitych pompy z odciążeniem sił osiowych do sprawności pompy bez odciążenia tych sił, od mocy pobieranej przez żebra odciążające $\Delta N_{w\dot{z}}$. Jak widać z zależności, stosunek sprawności η_2/η_1 osiąga maksimum, gdy $\Delta N_{w\dot{z}}$ będzie minimalne. Zadanie optymalizacji można zatem wyrazić następująco:

Jakie powinny być cechy konstrukcyjne odciążenia ($z_{\dot{z}}$, $b_{\dot{z}}$, $d_{\dot{z}}$, $s_{\dot{z}}$), aby dla odciążenia zadanej siły osiowej F, funkcja celu $\Delta N_{w\dot{z}}$ osiągnęła mini-

mum. Zadanie to rozwiązano metodą siecznych, wykonując odpowiedni program w języku Fortran. Jak wynika z przeprowadzonych obliczeń, odciążenie zadanej siły osiowej może być zrealizowane przez różną kombinację parametrów konstrukcyjnych żeber odciążających, normalnie zalecanych przez literaturę przedmiotu. Związane to jest jednak z różnym poborem mocy, a tym samym z różną sprawnością całkowitą pompy. Różnica sprawności rozwiązania optymalnego i najgorszego może sięgać nawet kilkunastu procent. Ilustracją omawianej metody optymalizacji może być przykład obliczeń dla punktu optymalnego pompy o średnicy wirnika d_2 = 0,258 m, prędkości kątowej wirnika n = 308,409 rad/min, potencjalnej wysokości podnoszenia H_p = 64 m sł. H_2O. Kompensowana siła osiowa $F_ż$ = 600 kG - 5883,99 N. Zakres analizowanych parametrów łopatek odciążających:

$$z_ż = 4 - 12,$$
$$d_ż = 0{,}08 - 0{,}258 \text{ m}$$
$$b_ż = 0{,}002 - 0{,}008 \text{ m}$$
$$s_ż = 0{,}0025 - 0{,}008 \text{ m}$$

Z analizy wyników przykładowej optymalizacji wynika, że:

a) istnieje kilkaset kombinacji cech konstrukcyjnych odciążenia, które spowodują odciążenie zadanej siły osiowej z dokładnością 1%,

b) istnieją dwa optymalne zestawy cech konstrukcyjnych, dla których moc wywołana wprowadzeniem łopatek odciążających jest najmniejsza

1) $z_ż$ = 4, $d_ż$ = 222,3 mm, $b_ż$ = 2 mm, $s_ż$ = 0,25 mm, $\Delta N_{wż}$ = 0,24 kW

2) $z_ż$ = 6, $d_ż$ = 220,3 mm, $b_ż$ = 2 mm, $s_ż$ = 0,25 mm, $\Delta N_{wż}$ = 0,24 kW,

c) istnieje kilka zestawów cech konstrukcyjnych odciążenia, dla których moc pobierana jest niewiele większa od optymalnej np.:

$z_ż$ = 4, $d_ż$ = 217,6, $b_ż$ = 3, $s_ż$ = 0,25, $\Delta N_{wż}$ = 0,39 kW,

$z_ż$ = 8, $d_ż$ = 218,7, $b_ż$ = 2, $s_ż$ = 0,25, $\Delta N_{wż}$ = 0,25 kW,

$z_ż$ = 1ż, $d_ż$ = 217,8, $b_ż$ = 2, $s_ż$ = 0,25, $\Delta N_{wż}$ = 0,28 kW,

d) istnieją kombinacje, dla których moc pobierana osiąga duże wartości np.

$z_ż$ = 6, $d_ż$ = 255,4, $b_ż$ = 4, $s_ż$ = 8,25, $\Delta N_{wż}$ = 4,82 kW,

$z_ż$ = 4, $d_ż$ = 246,3, $b_ż$ = 5, $s_ż$ = 8,25, $\Delta N_{wż}$ = 4,42 kW,

e) przy założonej sprawności całkowitej pompy bez odciążenia sił osiowych η_1 = 56%, sprawność pompy z odciążeniem sił osiowych za pomocą promieniowych łopatek odciążających, dla optymalnych wymiarów odciążenia zmniejszy się o 1,02%, natomiast dla najgorszego z rozpatrywanych wariantów zmniejszyłaby się o 15,26%.

5. Podsumowanie

Z przeprowadzonej analizy zagadnienia wynika, że odciążenie siły osiowej może być zrealizowane przez różną kombinację cech konstrukcyjnych odciążenia za pomocą łopatek promieniowych, zalecanych przez literaturę przedmiotu. Związane to jest jednak z różnym poborem mocy, a tym samym z różną sprawnością całkowitą pompy. Dlatego też niewłaściwe jest, normalnie stosowane w projektowaniu, intuicyjne przyjmowanie cech konstrukcyjnych odciążenia.

Zaprezentowana metoda umożliwia optymalny wybór cech konstrukcyjnych odciążenia, zapewniających maksimum sprawności pompy, przy wymaganej kompensacji siły osiowej.

Zestawienie ważniejszych oznaczeń

A - pole przekroju
C - stała współczynnik
d - średnica
F - siła osiowa napór osiowy
g - przyspieszenie
H - wysokość podnoszenia
k - współczynnik proporcjonalności
N - moc
Q - względne natężenie przepływu
Q - natężenie przepływu
r - promień
Re - liczba Reynoldsa
s - szczelina
u - prędkość obwodowa
z - ilość łopatek
γ - ciężar właściwy cieczy
ν - współczynnik lepkości kinematycznej
ξ - współczynnik strat
η - sprawność

Indeksy dolne

e - efektywny
fr - tarcie
h - hydrauliczny
m - mechaniczny
p - potencjalny
v - objętościowy
w - wał, wewnętrzny, wirnik
ż - łopatek odciążających
1,2,...n - numer kolejny

LITERATURA

[1] Grychowski J.: Napór osiowy w pompach odśrodkowych. Przegląd Mechaniczny 22, 1965.

[2] Grabow G.: Untersuchungen an offenen Rückenschaufeln von einstufigen Kreiselpumpen. Pumpen udn Verdichter nr 2, 1971.

[3] Łomakin A.A.: Centrobieżnyje nasosy, Mašinostrojenije.Leningrad 1966.

[4] Łazarkiewicz Sz., Troskolański A.T.: Pompy wirowe. WNT, Warszawa 1973.

[5] Perzner B.M.: Sudovyje centrobieżnyje i osievyje nasosy. Sudpromgiz, Leningrad, 1958.

[6] Stepanoff A.J.: Centrobieżnyje i osievyje nasosy. Gos. Nauč. Techn. Izd. Mašin. Literat., Moskva 1960.

[7] Wilk S.: Wpływ promieniowych łopatek odciążających na rozkład ciśnienia oraz zmniejszenie naporu osiowego w pompach odśrodkowych. Rozprawa doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice 1970.

[8] Watabe K.: Experiments on the Fluid Friction of a Rotating,Disc with Blades. Bulletin of JSME, v. 5, nr 17, 1962.

[9] Żownir R.: Opmtylaizacja energetyczna odciążenia naporu osiowego w pompie wirowej za pomocą promieniowych żeber umieszczonych w tylnej ściance wirnika. Praca doktorska. Politechnika Wrocławska 1977.

[10] Żownir R., Plutecki J.: Badanie sił w pompach cz. III. Odciążenie naporu osiowego w jednostopniowej pompie wirowej za pomocą promieniowych żeber umieszczonych na tylnej ściance wirnika. Raport nr 408. Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej Wrocław 1977.

[11] Żownir R.: Własności energetyczne promieniowych łopatek odciążających. Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej. Konferencje, nr 5, Wrocław 1977.

МЕТОД ОПТИМАЛЬНОГО ВЫБОРА КОНСТРУКТИВНЫХ СВОЙСТВ РАДИАЛЬНЫХ ЛОПАСТЕЙ, УМЕНЬШАЮЩИХ НАГРУЗКУ ОСЕВОГО НАПОРА В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ

Р е з ю м е

В реферате представлен оригинальный метод выбора конструктивных свойств радиальных лопастей, уменьшающих нагрузку при заданной величине компенсированной осевой силы до минимума потерей мощности. На основе собственных исследований были проверены известные в литературе зависимости для вычисления осевого напора и выведена связывающая формула мощности, воспринимаемой радиальными лопастями с их конструктивными свойствами.

При использовании этих зависимостей представлен метод оптимального выбора конструктивных свойств лопастей, уменьшающих нагрузку. На основании анализа примерных вычислений были подведены итоги.

THE OPTIMUM SELECTION METHOD OF THE CONSTRUCTIONAL PARAMETERS OF THE RADIAL VANS BALANCING THE AXIAL THRUST IN CENTRIFUGAL PUMPS

S u m m a r y

The oryginal method is presented, that elables the optimum selection of the balancing radial vans constructional parameters and yelds the minimum power loss at the given value of the balanced axial force.

On the basis of the research results, authors verified the relation ships used for the calculation of the axial thrust and derived the formula that reletes power consumption to the balancing vans constructional parameters. As a result, the optimum selection method of the vans constructional parameters was suggested for the purpose of application of the discussed formulae.

The final conclusions on the method's usefullness were drawn from the calculation example.