

JERZY ROKITA
Katedra Pomp i Silników Wodnych

NIEKTÓRE PROBLEMY
ZWIĄZANE Z OBLICZENIOWYMI CHARAKTERYSTYKAMI
PRZEPŁYWU POMP WIROWYCH OŚRODKOWYCH
Z KIEROWNICAMI ŁOPATKOWYMI

Streszczenie. W oparciu o metodę C. Pfleiderera o-
bliczania charakterystyk przepływu pomp wirowych
ośrodkowych, wyprowadzono równanie indywidualnej
bezwymiarowej charakterystyki przepływu oraz poda-
no wnioski wynikające z analizy tego równania.

1. Obliczeniowa charakterystyka przepływu pompy wirowej od-
środkowej

Zależność między użyteczną wysokością podnoszenia a wydajnoś-
cią pompy, $H = f(Q)$, zwaną charakterystyką przepływu pompy,
wyznacza się zwykle na podstawie bezpośredniego pomiaru. Nie-
kiedy jednak już w fazie projektowania pompy występuje potrze-
ba uzyskania jej charakterystyki przepływu. Wtedy charaktery-
stykę taką można otrzymać na podstawie obliczeń.

C. Pfleiderer [1] podaje metodę obliczania charakterystyki
przepływu pompy w oparciu o zależność:

$$H_z = \Delta h_t + \Delta h_u \quad (1)$$

gdzie:

- H_z - łopatkowa (teoretyczna) wysokość podnoszenia,
- Δh_t - wysokość strat hydraulicznych wywołanych tarciem wew-
nętrznym w cieczy, tarciem cieczy o ścianki kanałów
przepływowych,
- Δh_u - wysokość strat hydraulicznych wywołanych przez nie-
styczny napływ cieczy na łopatki wirnika na wlocie o-
raz na łopatki kierownicy łopatkowej ośrodkowej na
jej wlocie.

W tej metodzie wysokość strat hydraulicznych $\Delta h_t = f(Q)$ zo-
stała wyznaczona przy założeniu, że zmieniają się one w zależ-
ności od kwadratu wydajności pompy, czyli zostają potraktowane
podobnie jak straty przepływu.

Wysokość strat hydraulicznych $\Delta h_u = f(Q)$ zostaje obliczona przy założeniu, że występują one przy wydajności pompy różnej od wydajności nominalnej.

Wielkości Δh_t i Δh_u mogą zostać wyliczone z następujących zależności:

$$\Delta h_t = (1 - \eta_{hn}) H_{zn} \left(\frac{Q}{Q_n}\right)^2 \quad (2)$$

$$\Delta h_u = 1 \frac{\varphi}{2g} \left[u_1^2 + \left(\frac{u_2}{1+k} \cdot \frac{D_2}{D_4} \right)^2 \right] \left(1 - \frac{Q}{Q_n}\right)^2 \quad (3)$$

gdzie:

- η_{hn} - sprawność hydrauliczna pompy przy wydajności nominalnej,
- Q_n - nominalna wydajność pompy,
- u_1 - prędkość obwodowa na wlocie łopatek wirnika,
- u_2 - prędkość obwodowa na wylocie łopatek wirnika,
- D_2 - średnica, na której znajdują się krawędzie wylotowe łopatek wirnika,
- D_4 - średnica, na której znajdują się krawędzie wlotowe łopatek kierownicy odśrodkowej łopatkowej,
- k - poprawka Pfleiderera,
- φ - współczynnik doświadczalny określony wzorem:

$$\varphi = 0,3 + 0,6 \frac{\beta_2}{90^\circ} \quad (4)$$

- β_2 - kąt wylotowy łopatki wirnika,
- H_{zn} - łopatkowa wysokość podnoszenia przy wydajności nominalnej,
- 1 - liczba stopni.

Dla uproszczenia obliczeń wartość stosunku $\frac{D_2}{D_4}$ we wzorze (3) można przyjąć równą 1.

Powyższa metoda obliczania charakterystyki przepływu pompy słuszna jest dla pomp wirowych odśrodkowych z kierownicami odśrodkowymi łopatkowymi, z wirnikami o krawędzi wylotowej łopatki równoległej do osi wału, bez kierownicy przed wlotem wirnika ($\alpha_0 = 90^\circ$).

W przypadku wirników z łopatkami o krawędzi wlotu usytuowanej nierównoległej do osi wału, wielkości dotyczące wlotu łopatki odniesione są do średnicy średniej strugi na wlocie.

C. Pfleiderer sugeruje możliwość stosowania wyżej podanych wzorów i dla pomp z kierownicami kanałowymi (spiralnymi), jed-

nak rozbieżności między obliczeniowymi a rzeczywistymi charakterystykami przepływu są w tych przypadkach znaczne.

W dalszym ciągu rozważane będą tylko obliczeniowe charakterystyki przepływu pomp wirowych ósrodkowych z kierownicami ósrodkowymi łopatkowymi.

2. Obliczeniowa bezwymiarowa charakterystyka przepływu pompy wirowej ósrodkowej

Mimo prowadzonych prac normalizacyjnych zmierzających do ograniczenia liczby typów i wielkości pomp, liczba rozwiązań konstrukcyjnych pomp jest bardzo duża.

Różnice konstrukcyjne wpływają na kształtowanie się przebiegu charakterystyk przepływu pomp.

Porównanie własności hydraulicznych pomp nawet podobnego typu, o różnych parametrach nominalnych jest bardzo utrudnione.

W celu ułatwienia takiego porównania stosowane są bezwymiarowe charakterystyki przepływu. Indywidualna bezwymiarowa charakterystyka przepływu pompy [2], powstaje przez przekształcenie zależności $H = f(Q)$, przez odniesienie wartości Q i H w stosunku do parametrów nominalnych pompy Q_n i H_n .

Indywidualną bezwymiarową charakterystykę przepływu stanowi zależność:

$$\frac{H}{H_n} = f\left(\frac{Q}{Q_n}\right) \quad (5)$$

Aby uzyskać równanie bezwymiarowej charakterystyki przepływu przekształcono poszczególne człony zależności (1).

$$H_k = \frac{H_n}{\eta_{hn}} \left[1 + a \left(1 - \frac{Q}{Q_n} \right) \right] \quad (6)$$

gdzie:

$$a = \frac{u_2 \cdot c_{2rn} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2 \cdot \eta_{hn}}{g (1 + k) \Delta H_n} \quad (7a)$$

c_{2rn} - składowa promieniowa prędkości bezwzględnej na wlocie wirnika przy wydajności nominalnej,

ΔH_n - użyteczna wysokość podnoszenia jednego stopnia pompy przy wydajności nominalnej,

g - przyspieszenie siły ciężkości,

lub po wprowadzeniu współczynników prędkości:

$$K_{u2} = \frac{u_2}{\sqrt{2g \Delta H_n}}; \quad K_{c_{2rn}} = \frac{c_{2rn}}{\sqrt{2g \Delta H_n}} \quad (7b)$$

$$a = \frac{2\eta_{hn} K_{u2} K_{c2rn} \operatorname{otg}\beta_2}{1 + k} \quad (7c)$$

Wysokości strat hydraulicznych Δh_t i Δh_u wyrażone zostały jako:

$$\Delta h_t = (1 - \eta_{hn}) \frac{H_n}{\eta_{hn}} \left(\frac{Q}{Q_n}\right)^2 \quad (8)$$

$$\Delta h_u = b H_n \left(1 - \frac{Q}{Q_n}\right)^2 \quad (9)$$

gdzie:

$$b = \varphi K_{u2}^2 \left[\frac{1}{m^2} + \frac{1}{(1+k)^2} \right] \quad (9a)$$

$$m = \frac{u_2}{u_1} \quad (9b)$$

Wykorzystując związki: (1), (6), (8), (9) oraz wprowadzając oznaczenia:

$$\frac{Q}{Q_n} = \phi \quad (10)$$

$$\frac{H}{H_n} = \psi \quad (11)$$

uzyskano ogólne równanie indywidualnej bezwymiarowej charakterystyki przepływu pompy:

$$\psi = \frac{1}{\eta_{hn}} \left\{ \left[- (1 - \eta_{hn}) - b\eta_{hn} \right] \phi^2 + (2b\eta_{hn} - a)\phi + (1 + a - b\eta_{hn}) \right\} \quad (12)$$

Obliczeniowa bezwymiarowa charakterystyka przepływu pompy jest parabolą drugiego stopnia.

3. Niekóre zależności i wnioski wynikające z analizy równania indywidualnej bezwymiarowej charakterystyki przepływu pompy

3.1. Użyteczna wysokość podnoszenia pompy H_0 przy zamkniętej zasuwie na króćcu tłocznym

Praca pompy przy zamkniętej zasuwie na króćcu tłocznym odpowiada punktowi na krzywej $\psi = f(\phi)$ dla $\phi = 0$.

$$\psi_0 = \frac{1}{\eta_{hn}} [1 + a - b\eta_{hn}] \quad (13)$$

Po wykorzystaniu związków (7c) i (9a)

$$\psi_0 = \frac{1}{\eta_{hn}} + \frac{2K_{u2} K_{o2rn} \operatorname{otg}\beta_2}{1+k} - \varphi K_{u2}^2 \left[\frac{1}{m^2} + \frac{1}{(1+k)^2} \right] \quad (14)$$

Na zwiększenie wartości ψ_0 korzystnie wpływają małe wartości kąta β_2 , duże wartości K_{o2rn} , duże wartości stosunku D_2/D_1 (gdzie D_1 jest średnicą, na której znajdują się krawędzie wlotowe łopatek wirnika), mała liczba łopatek oraz niekiedy niskie wartości η_{hn} [1].

Ponadto większym wartościom ψ_0 odpowiadają wyższe wartości wyróżników szybkobieżności.

Bezwzględna wartość H_0 wynosi:

$$H_0 = \psi_0 H_n \quad (15)$$

3.2. Maksymalna użyteczna wysokość podnoszenia pompy H_{\max}

Dla pomp posiadających stateczne charakterystyki przepływu $H_{\max} = H_0$.

W przypadku pomp posiadających niestateczne charakterystyki przepływu maksymalna użyteczna wysokość podnoszenia pompy H_{\max} wystąpi przy wydajności $Q_m = \phi_m Q_n$, przy czym ϕ_m spełnia równanie:

$$\frac{d\psi}{d\phi} = 0 \quad (16)$$

ϕ_m określone jest wzorem:

$$\phi_m = \frac{1 - \frac{1}{b \eta_{hn}} \cdot \frac{a}{2}}{1 + \frac{1}{b \eta_{hn}} (1 - \eta_{hn})} \quad (17)$$

Z zależności (17) wynika, że maksymalna użyteczna wysokość podnoszenia pompy występuje zawsze przy wydajności mniejszej od nominalnej. Wtedy:

$$\psi_{\max} = \frac{1}{\eta_{hn}} \left[1 + a - b \eta_{hn} + \frac{(2 b \eta_{hn} - a)^2}{4 (b \eta_{hn} + 1 - \eta_{hn})} \right] \quad (18)$$

a wtedy

$$H_{\max} = \psi_{\max} H_n \quad (19)$$

Ponieważ z związków (17) i (18) wynika, że $\psi_{\max} > 1$, zatem zawsze $H_{\max} > H_n$.

3.3. Stateczność charakterystyki przepływu pompy

Z zależności (17) wynika, że warunkiem stateczności obliczeniowej charakterystyki przepływu pompy jest spełnienie zależności: $\phi_m \leq 0$, co równoważne jest spełnieniu zależności:

$$a \geq 2 b \eta_{hn} \quad (20a)$$

Po wykorzystaniu związków (7c) i (9a) zależność przybiera postać:

$$\frac{K_{o2rn}}{K_{u2}} \geq \varphi t g \beta_2 \left[\frac{1+k}{m^2} + \frac{1}{1+k} \right] \quad (20b)$$

Stateczność charakterystyki przepływu jest niejednokrotnie konieczna dla uzyskania pewności pracy układu pompowego (np. przy pompach zasilających kotły parowe).

Osiągnięciu statecznej charakterystyki przepływu pompy sprzyja: przyjmowanie większych wartości współczynnika K_{o2rn} , dużych wartości stosunku $\frac{K_{o2rn}}{K_{u2}}$, małych wartości kąta β_2 . Ponadto na stateczność charakterystyki przepływu korzystnie wpły-

wa zwiększenie wartości stosunku D_2/D_1 , osiągane przez przesunięcie krawędzi wlotowej łopatki w obręb szyji wirnika i przyjęcie małej liczby łopatek, która powoduje zwiększenie wartości poprawki Pfleiderera.

Ponadto statecznym charakterystykom przepływu odpowiadają wyższe wartości wyróżników szybkości.

3.4. Maksymalna wydajność pompy Q_{\max}

Teoretycznie Q_{\max} występuje przy $H = 0$.

$Q_{\max} = \Phi_{\max} Q_n$, zatem Φ_{\max} spełnia równanie:

$$\psi = 0 \quad (21)$$

Wartość Φ_{\max} określona jest zależnością:

$$\Phi_{\max} = \frac{1 - \frac{1}{b\eta_{hn}} \cdot \frac{a}{2}}{1 + \frac{1}{b\eta_{hn}} (1 - \eta_{hn})} +$$

$$+ \sqrt{\left(\frac{1 - \frac{1}{b\eta_{hn}} \cdot \frac{a}{2}}{1 + \frac{1}{b\eta_{hn}} (1 - \eta_{hn})} \right)^2 + \frac{-1 + \frac{1+a}{b\eta_{hn}}}{1 + \frac{1}{b\eta_{hn}} (1 - \eta_{hn})}} \quad (22a)$$

lub

$$\Phi_{\max} = \Phi_m + \sqrt{(\Phi_m - 1)^2 + \frac{1}{\eta_{hn} - 1 + b}} \quad (22b)$$

Z zależności (22b) wynika, że zawsze $\Phi_{\max} > 1$.

Płaski przebieg charakterystyki przepływu pompy odpowiada większym wartościom Φ_{\max} i niskim wartościom wyróżnika szybkości pompy.

W rzeczywistości maksymalna wydajność pompy (przy swobodnym wpływie) wystąpi przy użytecznej wysokości podnoszenia nieco większej od zera.

3.5. Stromość charakterystyki przepływu - χ

W przypadku niestatecznych charakterystyk przepływu nachylenie ich osi opadającej określić można wzorem:

$$\chi = \frac{(H_{\max} - H_n) Q_n}{(Q_n - Q_m) H_n} 100\% \quad (23a)$$

lub

$$\chi = \frac{\psi_{\max} - 1}{1 - \phi_m} 100\% \quad (23b)$$

W przypadku statecznych charakterystyk przepływu ($Q_m = 0$) stromość ich określa wzór:

$$\chi = \frac{H_0 - H_n}{H_n} 100\% \quad (24)$$

Po wykorzystaniu związku (13):

$$\chi = (\psi_0 - 1) 100\% \quad (25a)$$

lub

$$\chi = \frac{1+a}{\eta_{hn}} (1 - \eta_{hn} \frac{1+b}{1+a}) 100\% \quad (25b)$$

4. O możliwości uzyskania obliczeniowej charakterystyki przepływu pompy, zgodnej z charakterystyką rzeczywistą

Zwykle charakterystyki przepływu uzyskane na drodze obliczeniowej różnią się nieco od charakterystyk przepływu uzyskanych na podstawie bezpośredniego pomiaru.

W fazie konstrukcji pompy trudno jest z dostateczną dokładnością obliczyć lub założyć wartość η_{hn} . Powoduje to niedokładność w obliczeniu głównych wymiarów wirnika (szczególnie u_2) oraz utrudnia obliczenie wartości H_{zn} . Istnieją wprawdzie w literaturze wykresy i wzory służące do wyznaczenia wartości η_{hn} ale wyniki uzyskane nie są dostatecznie dokładne.

Metoda rozdziału strat hydraulicznych przepływu (zastosowana w metodzie obliczania charakterystyk) na tak zwane "straty tarcia" oraz "straty uderzeniową" również nie jest ścisła. W przypadku "strat tarcia" niesłuszne jest założenie, że zmieniają się one proporcjonalnie do kwadratu wydajności, gdyż w rzeczywistości wzrastają wolniej. W przypadku "strat uderzeniowych" zostało stwierdzone, że współczynnik φ (przyjęty bez

dostatecznego uzasadnienia jako równy dla wirnika i dla kierownicy łopatkowej odśrodkowej) zmienia się w zależności od wartości stosunku Q/Q_n . Przyjęcie go jako stały stanowi przybliżenie. Wreszcie straty w kierownicy dośrodkowej łopatkowej zostały potraktowane wyłącznie jako straty tarcia, z pominięciem strat uderzenia na wlocie łopatek.

Mimo powyższych uwag udaje się jednak uzyskiwać zadowalającą zgodność między obłożeniowymi a rzeczywistymi charakterystykami przepływu pomp wirowych odśrodkowych z kierownicami łopatkowymi. Znaczniejsze różnice występują tylko w zakresie małych wydajności.

Wnioski z analizy równania indywidualnej bezwymiarowej charakterystyki przepływu pompy, w połączeniu z istniejącym materiałem doświadczalnym mogą służyć jako wytyczne kierunkowe przy konstrukcji pomp wirowych odśrodkowych z kierownicami łopatkowymi.

LITERATURA

- [1] Pfleiderer C.: Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase, Springer-Verlag, 1949.
- [2] Łazarkiewicz Sz., A.T. Troskoleński: Pompy wirowe, PWT, Warszawa, 1959.

Praca wpłynęła do Redakcji w dniu 8 lutego 1966 r.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК
ДАВЛЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ЛОПАТОЧНЫМИ НАПРАВЛЯЮЩИМИ АППАРАТАМИ

Р е з ю м е

На основе метода Пфлейдерера расчёта напорных характеристик центробежных насосов выводится уравнение индивидуальной безразмерной характеристики давления насоса и приводится анализ этого уравнения.

SOME PROBLEMS OF THE ANALITICAL HEAD-DISCHARGE CURVES
OF THE CENTRIFUGAL PUMPS WITH THE VANED DIFFUSER RINGS

S u m m a r y

Basing on the C. Pfeleiderer analitic method of the calculation of the characteristic curve of the head-discharge it has been derived the formula for the individual non-dimensional characteristic curve of the head-discharge, which has been discussed.