ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1977

Seria: ENERGETYKA z. 61 Nr kol. 532

Jan DĘBIEC

ZRÓWNOWAŻENIE NAPORU OSIOWEGO WIRNIKA POMPY ODŚRODKOWEJ ZA POMOCĄ OTWORÓW ODCIĄŻAJĄCYCH[x)]

Streszczenie: Przeanalizowano przytaczane w literaturze formuły na obliczanie naporu osiowego wirnika pompy odśrodkowej, stwierdzając że nie są one przydatne do określania parametrów konstrukcyjnych odciążenia wirnika za pomocą otworów odciążających. Omówiono przebieg i wyniki badań wpływu parametrów konstrukcyjnych związanych z otworami odciążającymi na wielkość naporu osiowego ww. wirnika, jak i na parametry pracy pompy.
Sformułowano warunki prawidłowego stosowania otworów odciążających, oraz podano sposób określania średnicy szczeliny dławiącej współpracującej z otworami umożliwiającej uzyskanie zupełnego zrównoważenia naporu osiowego wirnika w nominalnym punkcie pracy pompy odśrodkowej.

Wprowadzenie

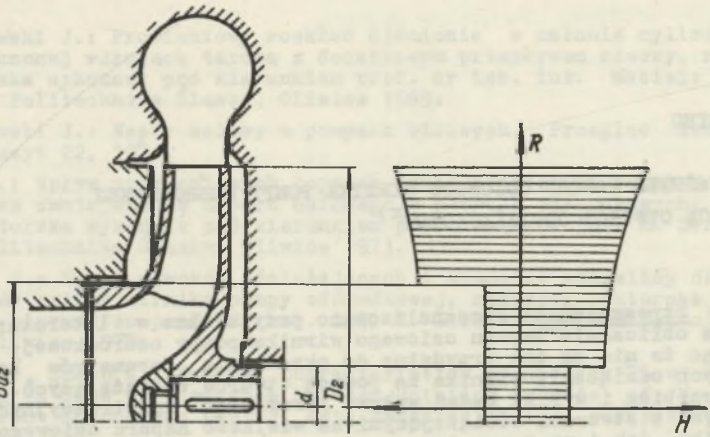
Podczas pracy pomp odśrodkowych z wirnikami jednostrumieniowymi powstaje w wirnikach napór osiowy, skierowany w stronę dopływu cieczy do wirnika. Napór ten, jak tłumaczy dotychczas literatura [1, 2, 4, 5], wynika z różnicy ciśnień działających na wirnik głównie w obszarze określonym średnicą D_{uz} szczeliny dławiącej przy zewnętrznym wieńcu wirnika, co wyjaśnia przedstawiony schemat (rys. 1).

W małych pompach do zrównoważenia naporu osiowego wirnika wystarczają niekiedy łożyska wału przystosowane do przenoszenia pewnych obciążeń wzdłużnych. W dużych pompach napór wirnika osiąga jednak często tak duże wartości, że dla jego zrównoważenia konieczne jest stosowanie łożysk wzdłużnych specjalnej konstrukcji.

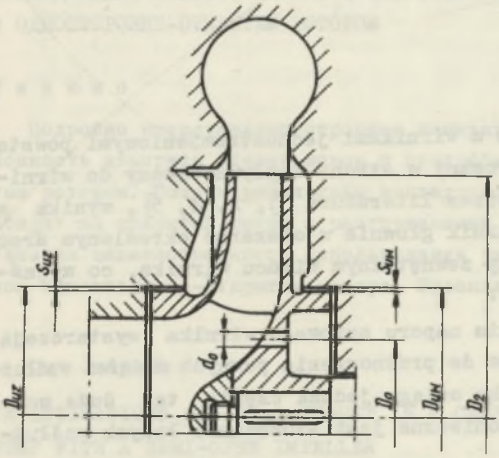
Łożyska te rozbudowują nadmiernie układ łożyskowy pompy, są trudne do montażu i kosztowne w eksploatacji. Z tego względu nieomal od momentu skonstruowania pierwszych pomp odśrodkowych stosowano w nich różne metody i rozwiązania hydraulicznego zrównoważenia naporu osiowego wirnika. Do najprostszych technologicznie i ruchowo należy metoda otworów odciążających.

---

x) Artykuł jest streszczeniem pracy doktorskiej pt.: "Wpływ otworów odciążających i średnicy szczeliny dławiącej na napór osiowy wirnika pompy odśrodkowej". Promotorem pracy był prof.dr hab.inż. Maciej Zarzycki.



Rys. 1. Rozkład ciśnień na wieńcach wirnika pompy odśrodkowej



Rys. 2. Zrównoważenie naporu osiowego w wirniku pompy odśrodkowej za pomocą otworów odciążających

Polega ona (rys. 2) na wykonaniu na wewnętrznym wieńcu wirnika pierścienia uszczelniającego podobnego do pierścienia uszczelniającego szyję wirnika i nawierceniu w tym wieńcu w pobliżu piasty 4-8 otworów.

Otwory łączą ze sobą przestrzenie ograniczone szczelinami dławiącymi, wyrównując panujące w nich ciśnienia - tym samym zmniejszają napór osiowy wirnika.

Okazuje się jednak, że przy jednakowych średnicach D_{uz} i D_{uw} szczelin dławiących odciążenie wirnika nie jest zupełne, pozostaje 10-30% naporu, co przypisywane jest na ogół oporowi przepływu cieczy przez otwory odciążające.

Dla obliczenia naporu osiowego wirnika nieodciążonego podawane są w literaturze wzory wyprowadzone bądź to na drodze teoretycznej przy pewnych założeniach upraszczających, bądź też na współczynnikach wyznaczonych doświadczalnie.

Do pierwszych należy najczęściej spotykane w literaturze formuła podana przez Pfleiderera [4], a także przez Sz. Łazarkiewicza i A.T. Troskolańskiego [1] wyprowadzona przy założeniu, że ciecz w przestrzeniach przed i za wirnikiem krąży z prędkością średnią równą połowie prędkości wirowania wirnika oraz że w wirniku istnieje przepływ osiowo symetryczny.

$$P_{t1} = \gamma\left\{(F_{uz} - f)\left[H_{st} - \frac{1}{8}\left(\frac{u_2^2}{g} - \frac{u_{uz}^2 + u^2}{2g}\right)\right] - \frac{Q\,c_s}{g}\right\} \tag{1}$$

gdzie:

P_{t1} - napór osiowy wirnika obliczony według formuły (1),
γ - ciężar właściwy pompowanej cieczy,
F_{uz} - pole powierzchni odpowiadającej średnicy szczeliny dławiącej przy zewnętrznym wieńcu wirnika,
f - pole przekroju wału (tulei ochronnej wału),
H_{st} - wysokość ciśnienia statycznego przy wypływie z wirnika,
u_2 - prędkość obwodowa odpowiadająca zewnętrznej średnicy wirnika,
u_{uz} - prędkość obwodowa odpowiadająca średnicy pierścienia uszczelniającego przy zewnętrznym wieńcu wirnika,
u - prędkość obwodowa odpowiadająca średnicy wału (tulei ochronnej wału),
Q - wydajność pompy,
c_s - prędkość cieczy w szyi wirnika,
g - przyspieszenie ziemskie.

Dla analizy formułę tą najlepiej przedstawić w postaci:

$$P_{t1} = C\,H_{st} - C_1\,Q^2 - C_2, \tag{2}$$

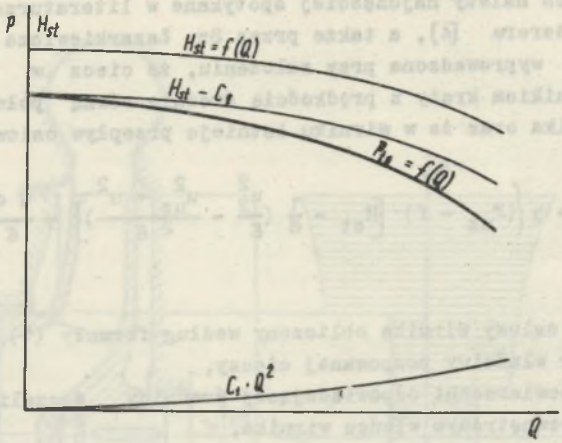
przy czym stałe wielkości dla danego wirnika wirującego ze stałą prędkością kątową mają wartość:

$$C = \gamma(F_{uz} - f)$$

$$C_1 = \frac{\gamma F_s}{g}$$

$$C_2 = \frac{\gamma}{8g}(F_{uz} - f)\left(u_2^2 - \frac{u_{uz}^2 + u^2}{2}\right).$$

Krzywą naporu według formuły (1) można więc otrzymać nanosząc w układzie współrzędnych (P_{t1}, Q), (rys. 3) w odpowiedniej skali krzywą wysokości ciśnienia statycznego u wypływu z wirnika $H_{st} = f(Q)$ i odejmując od niej rzędne paraboli sił reakcji C_1Q^2 strumienia dopływającej do wirnika cieczy, oraz niezależną od wydajności wielkość C_2 uwzględniającą spadek ciśnienia wzdłuż promienia wirnika spowodowany jego wirowaniem.



Rys. 3. Ilustracja graficzna formuły $P_{t1} = f(Q)$

Ponieważ siła reakcji strumienia, przy występujących w pompach odśrodkowych prędkościach cieczy, jest niewielka krzywa $P = f(Q)$ według wzoru (1) nie powinna wiele odbiegać kształtem od krzywej $H_{st} = f(Q)$.

Do formuł ustalonych na drodze doświadczalnej należy wzór A. Stepanoffa [2, 3]

$$P_{t2} = (F_{uz} - f)(p_w - p_s) - F_s \gamma \frac{c_s^2}{g}, \tag{3}$$

przy czym średnią wartość różnicy ciśnień działających na powierzchnie wirnika Stepanoff zaleca liczyć według wzoru

$$p_w - p_s = \gamma\left[H(1 - K_4^2) - \frac{u_2^2 - u_{uz}^2}{8\,g}\right] \tag{4}$$

gdzie:

K_4 - współczynnik określony zależnością

$$K_4 = \frac{C_4}{\sqrt{2\,g\,H}},$$

gdzie:

C_4 - prędkość w przekroju wypływowym kierownicy kanałowej,

F_s - pole przekroju dopływowego szyji wirnika.

Formułę (3) można również sprowadzić do postaci

$$P_{t2} = CH - C_1' Q^2 - C_2' \tag{5}$$

i dojść do wniosku, że według Stepanoffa krzywa naporu $P_{t2} = f(Q)$ powinna kształtem przypominać krzywą dławienia pompy $H = f(Q)$.

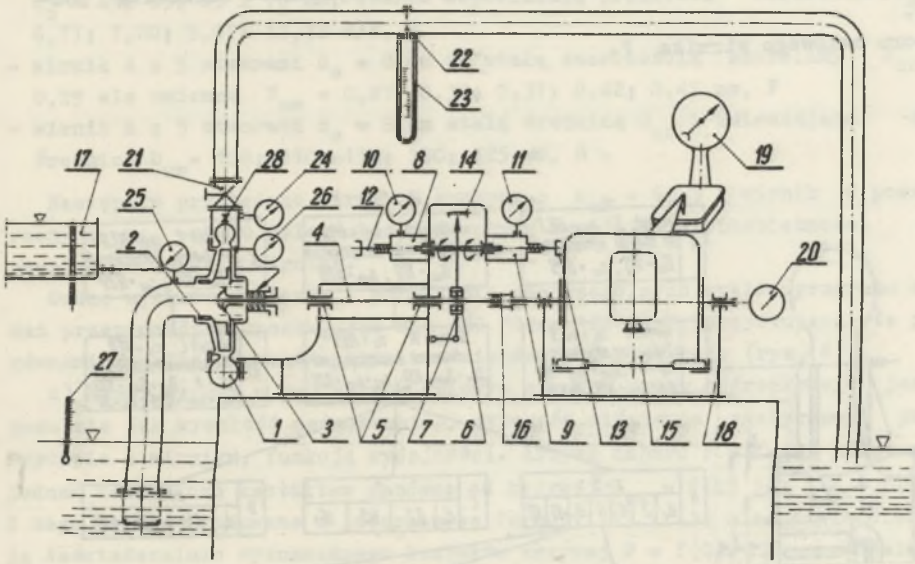
Równania (1) i (3) pozwalają obliczyć napór osiowy wirnika nieodciążonego. Ich twórcy mówią jedynie, że w przypadku trafnie dobranych otworów odciążających napór osiowy można obniżyć o 70-80% nie precyzując wpływu parametrów konstrukcyjnych otworów, ani na wielkość odciążenia wirnika, ani na parametry pracy pompy.

Brak więc w literaturze zarówno wytłumaczenia mechanizmu działania otworów odciążających i wpływu ich parametrów konstrukcyjnych na wielkość odciążenia wirnika, jak i oddziaływania tych otworów na parametry pracy pompy. W związku z tym brakuje danych do projektowania otworów odciążających w sposób optymalny dla pracy pompy.

Poniżej przedstawiono w skrócie przebieg i wyniki badań stanowiących przyczynek do wyjaśnienia omawianego problemu.

Badania, ich wyniki i analiza

Badania przeprowadzono na specjalnym stanowisku skonstruowanym i wykonanym przez autora w Laboratorium Maszyn Hydraulicznych Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej [8].



Rys. 4. Stanowisko badawcze

Schemat stanowiska przedstawiono na rysunku 4. Głównym elementem stanowiska była, odpowiednio przystosowana do pomiarów naporu osiowego wirnika,

pompa typu ON-65R produkcji Zabrzańskiej Fabryki Maszyn Górniczych "POWEN", o nominalnej wydajności Q = 0,75 m^3/min. i wysokości podnoszenia H=30,5 m przy prędkości obrotowału wału n = 2850 1/min napędzana silnikiem elektrycznym o mocy 10 kW.

W skład stanowiska wchodziły poza tym:

- układ do pomiaru naporu osiowego wirnika z czujnikami hydraulicznymi,
- układ do pomiaru natężenia przepływu pompowanej cieczy, czyli wydajności pompy,
- układ manometrów do pomiaru wysokości podnoszenia, a także do pomiaru ciśnienia statycznego u wypływu z wirnika,
- układ do pomiaru mocy,
- układ do kontroli prędkości obrotowej zespołu wirującego pompy.

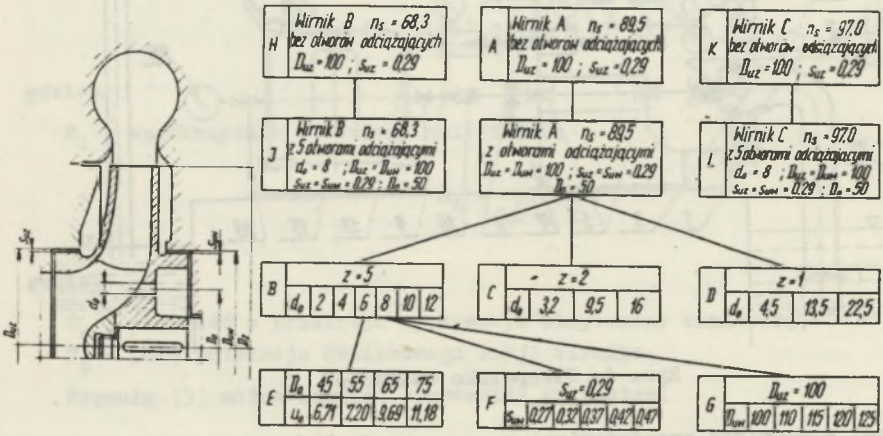
Pompa pompowała, jako ciecz roboczą, wodę o niezmiennej praktycznie temperaturze +18°C z i do zbiornika podpodłogowego laboratorium.

Stanowisko pozwalało na pomiary:

- wysokości podnoszenia H,
- wysokości ciśnienia statycznego przy wypływie cieczy z wirnika H_{st},
- wydajności pompy Q,
- mocy pobieranej przez pompę N,
- prędkości obrotowej wirnika n,

z których to pomiarów można było także określić sprawność całkowitą pompy η,

- naporu osiowego wirnika P.



Rys. 5. Program badań

Program badań przedstawiony jest w formie schematu blokowego na rysunku 5. Badano trzy wirniki o różnych wyróżnikach szybkobieżności.

Wirnik A o wyróżniku szybkobieżności n_{SN} = 89,5 odpowiadający parametrami nominalnym parametrom pompy ON-65R:

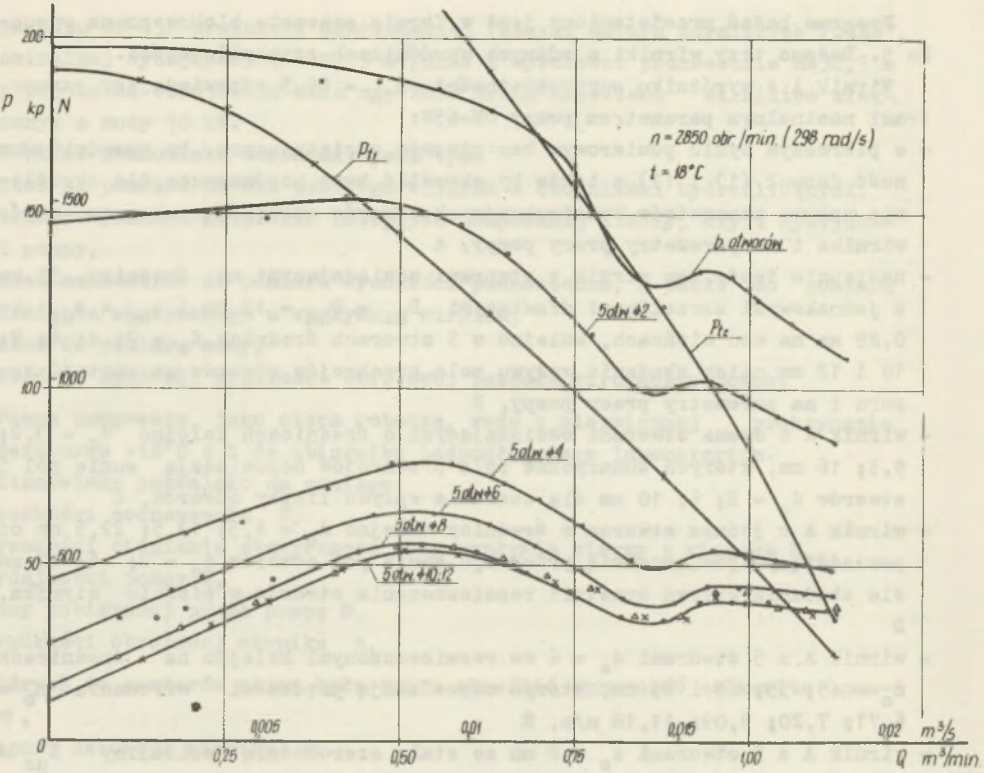
- w pierwszym cyklu pomiarowym bez otworów odciążających, by sprawdzić słuszność formuł (1) i (3) a także by określić bazę porównawczą dla określenia wpływu parametrów konstrukcyjnych otworów odciążających na napór wirnika i na parametry pracy pompy, A
- następnie tenże sam wirnik z otworami odciążającymi na średnicy 50 mm z jednakowymi szczelinami dławiącymi $D_{uz} = D_{uw}$ = 10 mm i $s_{uw} = s_{uz}$ = 0,29 mm na obu wieńcach, kolejno o 5 otworach średnicy d_o = 2; 4; 6; 8; 10 i 12 mm celem zbadania wpływu pola przekrojów otworów na wartość naporu i na parametry pracy pompy, B
- wirnik A z dwoma otworami odciążającymi o średnicach kolejno d_o = 3,2; 9,5; 16 mm, których sumaryczne pola przekrojów odpowiadają sumie pól 5 otworów d_o = 2; 6; 10 mm dla zbadania wpływu liczby otworów, C
- wirnik A z jednym otworem o średnicy kolejno d_o = 4,5; 13,5; 22,5 mm odpowiadającym powierzchnią przekroju sumie pól otworów d_o = 2; 6; 10 mm dla zbadania wpływu symetrii rozmieszczenia otworów w piaście wirnika, D
- wirnik A z 5 otworami d_o = 6 mm rozmieszczonymi kolejno na średnicach d_o = 45; 55; 65 i 75 mm, którym odpowiadają prędkości wirowania n_o = 6,71; 7,20; 9,09; 11,18 m/s, E
- wirnik A z 5 otworami d_o = 8 mm ze stałą szerokością szczeliny S_{uz} = 0,29 ale zmienną S_{uw} = 0,27; 0,32; 0,37; 0,42; 0,47 mm, F
- wirnik A z 5 otworami d_o = 8 mm stałą średnicą D_{uz} i zmieniającą się średnicą D_{uw} = 100; 110; 115; 120; 125 mm, G .

Następnie przebadano wirnik B zwężony o n_{sN} = 68,3 i wirnik C poszerzony o n_{sN} = 97,0 celem zbadania wpływu wyróżnika szybkobieżności na stopień odciążenia wirnika.

Ocenę wyników pomiarów i porównanie poszczególnych cykli programu badań przeprowadzono posługując się EMC "Odra 1204". Wykorzystująca te porównania analiza wyników pozwala stwierdzić co następuje (rys. 6).

a) Napór osiowy w jednostrumieniowym wirniku pompy odśrodkowej jest, podobnie jak wysokość podnoszenia i wysokość ciśnienia statycznego przy wypływie z wirnika, funkcją wydajności. Krzywa naporu P = f (Q) różni się jednak zasadniczo kształtem zarówno od krzywej H_{st} = f(Q) jak i H = f(Q). Z tego względu podawane w literaturze formuły (1) i (3) nie odzwierciedlają doświadczalnie wyznaczonego kształtu krzywej P = f(Q). W nominalnym punkcie pracy pompy formuła Stepanoffa daje jednak wynik bardzo zbliżony do uzyskanego w drodze pomiarów (odchyłka 0,25% pomierzonej wartości naporu).

b) Otwory odciążające zmniejszają napór osiowy wirnika (rys. 6). Istotny wpływ na efekt odciążenia mają przy tym:



Rys. 6. Wpływ powierzchni otworów odciążających na wielkość naporu osiowego wirnika $P = f(Q, \sum f_o)$

- stosunek sumarycznego pola otworów do pola przekroju szczeliny dławiącej przed otworami

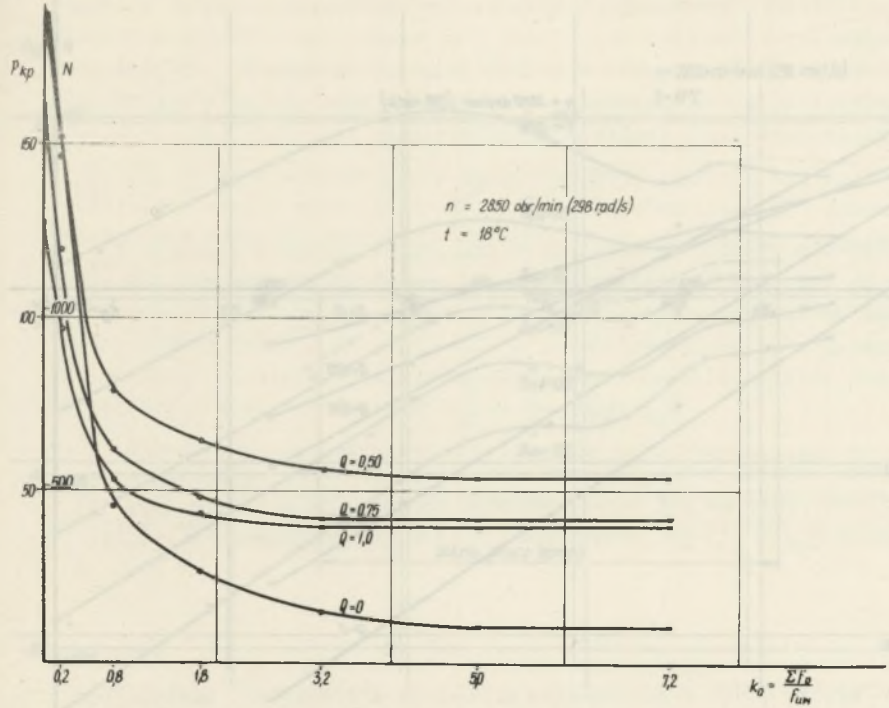
$$k_o = \frac{\sum f_o}{f_{uw}}, \tag{6}$$

który proponuje się nazwać stosunkiem otwarcia odciążenia; jego sens wyjaśnia rysunek 7; dla zapewnienia maksymalnego odciążenia wirnika stosunek ten powinien wynosić $k_o \geq 5$, efekt odciążenia wirnika jest przy tym zależny od wyróżnika szybkobieżności pompy (rys. 8),

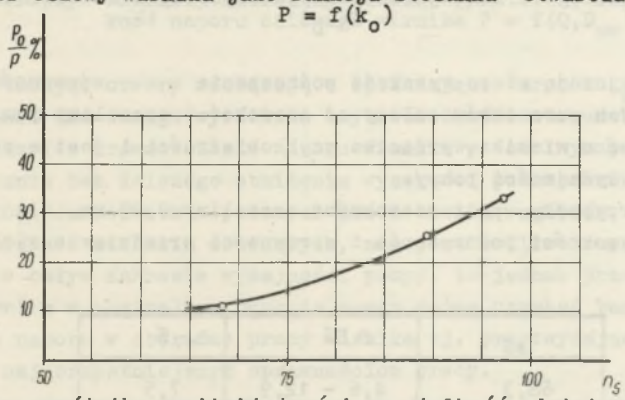
- stosunek średnic szczelin dławiących przy obu wieńcach wirnika, który proponuje się określić wzorem

$$k_D = \frac{F_{uw} - F_{uz}}{F_z - F_{uz}} \tag{7}$$

i nazwać współczynnikiem odciążenia; wartość tego współczynnika może wahać się w granicach 0-1.

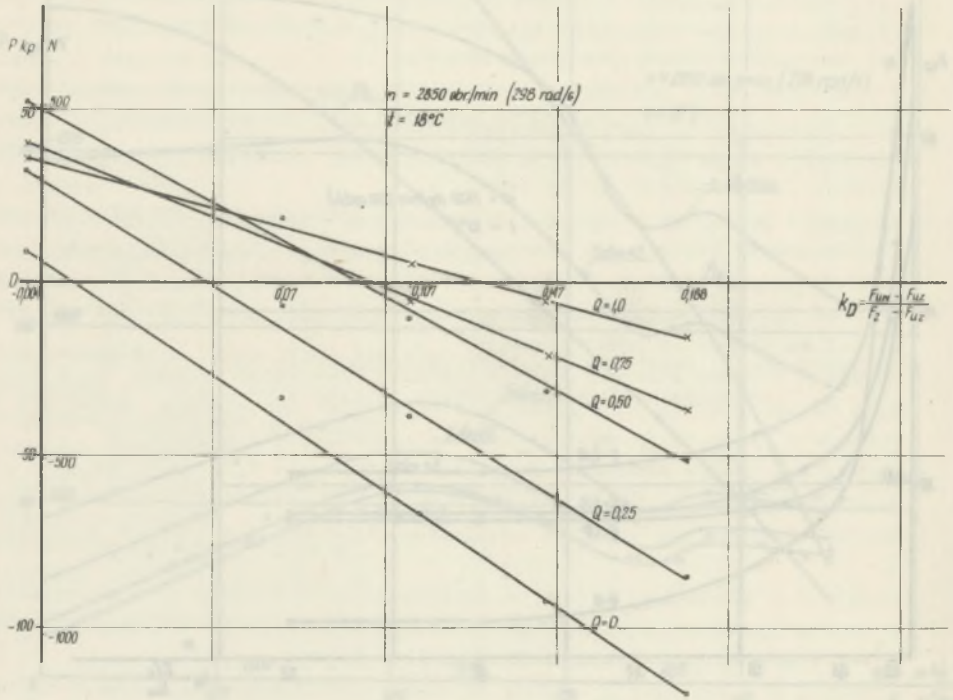


Rys. 7. Napór osiowy wirnika jako funkcja stosunku otwarcia odciążenia $P = f(k_o)$



Rys. 8. Wpływ wyróżnika szybkobieżności na wielkość odciążenia wirnika w nominalnym punkcie pracy pompy

Niezwykle istotną cechą współczynnika k_D jest fakt, że obrazem funkcji $P = f(k_D)$, przy stałych wartościach wydajności są linie proste (rys. 9).

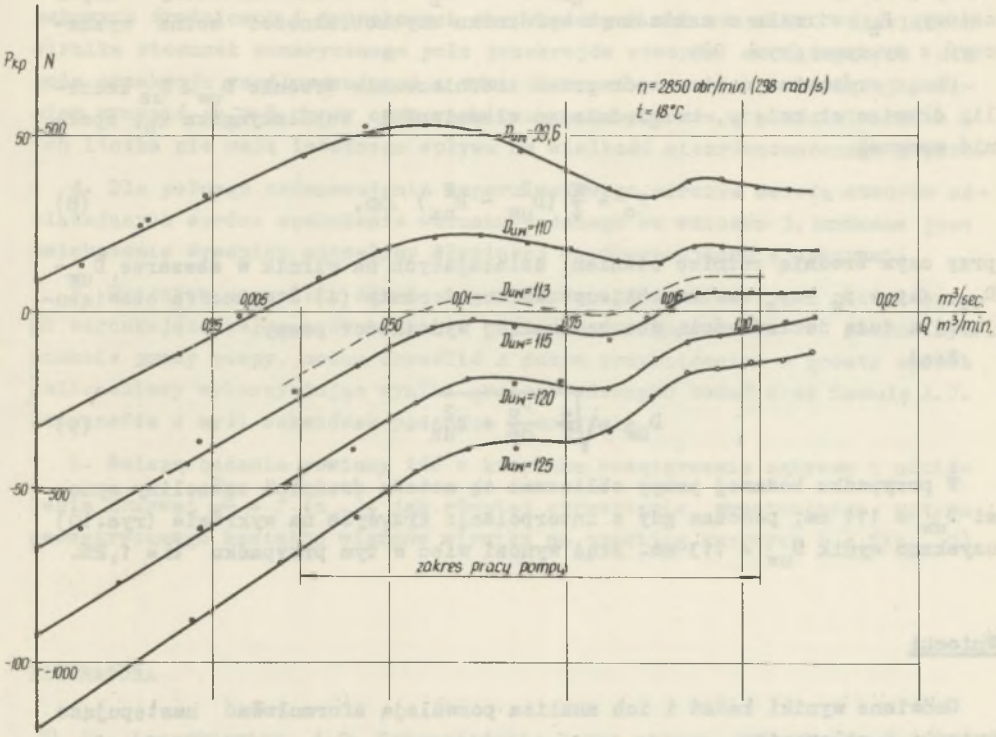


Rys. 9. Napór osiowy wirnika jako funkcja współczynnika odciążenia $P = f(k_D)$

Otwory zmniejszają nieco wysokość podnoszenia i sprawność pompy. Zmniejszenie tych parametrów zależy od szerokości szczeliny dławiącej przy wewnętrznym wieńcu wirnika, wyróżnika szybkobieżności i jest w pewnym stopniu zależne od wydajności pompy.

W badanym przypadku, przy szerokości szczeliny 0,29 mm, dla wirnika A zmniejszenie wysokości podnoszenia i sprawności przedstawia się następująco:

n_{sN}	$\Delta H\%$	$\Delta \eta\%$
68,3	4,6 - 12,9	7,5
89,5	4,3 - 6,2	3,5
97,0	2,2 - 4,0	3,0



Rys. 10. Wpływ średnicy szczeliny dławiącej na wewnętrznym wieńcu na wielkość naporu osiowego wirnika $P = f(Q, D_{uw})$

c) Stosując otwory odciążające spełniające warunek $k_o \geqslant 5$ i dobierając odpowiedni dla danego wyróżnika szybkobieżności stosunek k_D można osiągnąć całkowite zrównoważenie naporu wirnika w dowolnym punkcie pracy pompy praktycznie bez dalszego obniżenia wysokości podnoszenia i sprawności (rys. 10). Jakkolwiek z podanych przed chwilą względów, przy jednym stosunku średnic szczelin dławiących, nie jest możliwe zupełne zrównoważenie naporu w całym zakresie wydajności pompy, to jednak przez zupełne odciążenie wirnika w nominalnym punkcie pracy można uzyskać bardzo poważne zredukowanie naporu w obszarze pracy wirnika tj. przy wydajnościach odpowiadających najkorzystniejszym sprawnościom pracy.

Dla wyznaczenia średnicy D_{uw} warunkującej zupełne zrównoważenie naporu w nominalnym punkcie pracy pompy można posłużyć się prostą metodą. Wykorzystuje ona krzywą $\frac{p_o}{p} = f(n_{sN})$ z wykresu (rys. 8), właściwości współczynnika k_D i formułę (4) Stepanoffa na średnią wartość różnicy ciśnień i polega na następującym rozumowaniu:

Przy spełnionych warunkach $k_o \geqslant 5$ i $k_D = 0$ niezrównoważony napór osiowy P_o wirnika o zakładanym wyróżniku szybkobieżności można wyznaczyć z wykresu (rys. 8).

Chcąc zrównoważyć ten napór przez zróżnicowanie średnic D_{uw} i D_{uz} szczelin dławiących należy, uwzględniając właściwości współczynnika k_D, spełnić warunek

$$P_o = \frac{\pi}{4} (D_{uw}^2 - D_{uz}^2) \Delta p, \tag{8}$$

przy czym średnią różnicę ciśnień, działających na wirnik w obszarze D_{uw}-D_{uz}, $\Delta p = p_w - p_s$ można obliczyć według formuły (4) Stepanoffa obowiązującej z dużą dokładnością dla nominalnej wydajności pompy.

Stąd

$$D_{uw} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{P_o}{\Delta p} + D_{uz}^2}\ . \tag{9}$$

W przypadku badanej pompy obliczona tą metodą średnica szczeliny wynosi D_{uw} = 111 mm, podczas gdy z interpolacji krzywych na wykresie (rys.10) uzyskano wynik D_{uw} = 113 mm. Błąd wynosi więc w tym przypadku δ = 1,2%.

Wnioski

Omówione wyniki badań i ich analiza pozwalają sformułować następujące wnioski i zalecenia.

1. Napór osiowy w jednostrumieniowym wirniku pompy wirowej odśrodkowej zależy zarówno od ciśnień działających na zewnętrzne powierzchnie wieńców wirnika jak i od rozkładu ciśnień w jego kanałach przepływowych. Rozkład ciśnień w kanałach wirnika jest zależny od wydajności pompy, jednak jego zmiany mają inny charakter niż zmiany wysokości podnoszenia, w wyniku czego krzywe P = f(Q) oraz H = f(Q) i H_{st} = f(Q) nie są podobne kształtem. Z tego względu podawane w literaturze formuły [1] Sz. Łazarkiewicza i A.T. Troskolańskiego oraz C. Pfleidererai [3] A.J. Stepanoffa nie odzwierciedlają rzeczywistego przebiegu zależności P = f(Q) w całym zakresie wydajności pompy. Formuła A.J. Stepanoffa określa jednak z dużą dokładnością napór osiowy wirnika w nominalnym punkcie pracy pompy.

2. Stosując otwory odciążające o właściwie dobranym sumarycznym polu przekrojów, oraz współpracującą z otworami szczelinę dławiącą o odpowiedniej średnicy można dowolnie obniżyć, zrównoważyć bądź nawet zmienić kierunek działania naporu osiowego wirnika dla dowolnie dobranej wydajności pompy. Przy danym polu przekrojów otworów odciążających i danym stosunku średnic szczelin dławiących przy obu wieńcach wirnika nie jest jednak możliwe (ze względów podanych we wniosku 1) uzyskanie jednakowego efektu odciążenia w całym zakresie wydajności pompy.

3. Dla zapewnienia maksymalnego zrównoważenia naporu osiowego przy jednakowych średnicach i jednakowych szerokościach obu szczelin dławiących wirnika stosunek sumarycznego pola przekrojów otworów odciążających dla pola przekroju współpracującej z tymi otworami szczeliny dławiącej powinien wynosić $k_o \geqslant 5$, przy czym rozmieszczenie otworów w piaście wirnika i ich liczba nie mają istotnego wpływu na wielkość niezrównoważonego naporu.

4. Dla pełnego zrównoważenia naporu osiowego wirnika metodą otworów odciążających oprócz spełnienia warunku podanego we wniosku 3, konieczne jest zwiększenie średnicy szczeliny dławiącej współpracującej z otworami.

5. Średnicę szczeliny dławiącej współpracującej z otworami odciążającymi warunkującą pełne zrównoważenie naporu osiowego wirnika w nominalnym punkcie pracy pompy, można określić z dużym przybliżeniem w prosty sposób obliczeniowy wykorzystując wyniki przeprowadzonych badań oraz formułę A.J. Stepanoffa w myśl wskazówek podanych w artykule.

6. Dalsze badania powinny iść w kierunku rozszerzenia zakresu i uściślenia krzywej $\frac{P_o}{P} = f\,(n_{sN})$, jak również sprawdzenia ewentualnego wpływu geometrycznego kształtu wieńców wirnika na przebieg krzywych $P = f(k_D, Q)$.

LITERATURA

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

[2] A.J. Stepanoff: Centrifugal and Axial Pumps, New York, John Wiley Sons inc. 1948.

[3] A.J. Stepanoff: Leakage Loss and Axial Thrust in Centrifugal Pumps, Trans. A.S.M.E. Vol. 54 N 15, 1932.

[4] C. Pfleiderer: Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase, Springer Verlag, Berlin (Göttingen) Heidelberg 1961.

[5] R. Prager: Der Einfluss axialer Bohrungen in der Tragscheibe auf den Achsschub sowie die Leistungcharakteristeken von Kreiselpumpen, Berichtsband Internationales Symposium Pumpen und Verdichter, Leipzig, 6-7 Marz 1970.

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

[7] PN-65/M-44002: Pompy wirowe i wyporowe, Wytyczne pomiarów wielkości charakterystycznych.

[8] J. Dębiec: Wpływ otworów odciążających i średnicy szczeliny dławiącej na napór osiowy wirnika pompy odśrodkowej, Praca doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice 1972.

УРАВНОВЕШЕННОСТЬ ОСЕВОГО НАПОРА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ПРИ ПОМОЩИ РАЗГРУЗОЧНЫХ ОТВЕРСТИЙ

Р е з ю м е

Проанализированы приводимые в литературе формулы на расчёт осевого напора рабочего колеса центробежного насоса, констатируя, что они не пригодны для определения конструкционных параметров нагрузки рабочего колеса при помощи разгрузочных отверстий.

В статье представлены ход и результаты исследований влияния конструкционных параметров, связанных с разгрузочными отверстиями, на величину осевого напора вышеуказанного рабочего колеса, а также на параметры работы насоса.

Сформулированы условия правильного применения разгрузочных отверстий, а также представлен способ определения диаметра сотрудничающей с отверстиями дроссельной щели, дающей возможность получения уравновешенности напора рабочего колеса в номинальном пункте работы центробежного насоса.

THE BALANCING OF THE AXIAL PRESSURE OF A CENTRIFUGAL PUMP ROTAR BY MEANS OF RELIEF OPENINGS

S u m m a r y

Formulas for the calculation of the axial pressure of a centrifugal pump rotar have been analysed. It has been found that they do not help to determine the structural parameters for relieving the rotar by means of openings, the course and results of investigations coucerning the effects menthioned with the relief openings of constructional parameters on the above mentioned magnitude of the axial rotor pressure as well as on the parameters of the pump work have beed discussed. The paper formulates the conditions of the proper application of the relief openings and provides a method of determining the diameter of the chocke gap which cooperates with the relief openings, making it possible to attain a complete equilibrium in the axial pressure of the rotar at a nominal point of operation of a centrifugal pump.