

mgr inż. Zbigniew Jankowski  
mgr inż. Łukasz Kurpisz  
Instytut Techniki Ciepłej

## WYRÓWNOWAZANIE SIŁ OSIOWYCH W POMPACH WIROWYCH

### 1. Metody wyrównnoważania sił osiowych

W praktyce konstruktorskiej używa się następujących metod wyrównnoważania sił osiowych:

- wyrównnoważanie poprzez uzyskiwanie symetrii rozkładu ciśnień i sił dynamicznych (układy symetryczne),
- wyrównnoważanie przez stosowanie specjalnych układów hydraulicznych.

W pierwszym przypadku żądany efekt uzyskuje się przez zastosowanie specjalnej konstrukcji wirników, bądź przez ich odpowiedni układ.

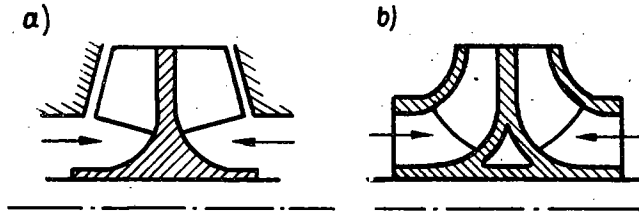
Drugą grupę można podzielić na następujące przypadki:

- układ z otworami odciążającymi,
- układ z przewodem upustowym,
- żebra odciążające,
- tarcza odciążająca,
- bęben odciążający,
- układy kombinowane.

Każda z wymienionych metod znajduje zastosowanie w zależności od konstrukcji i parametrów pracy pomp. Pierwsze trzy rozwiązania charakteryzują się prostotą budowy i używane są w przypadkach gdy przenoszone siły nie są zbyt duże, a więc przede wszystkim w pompach jednostopniowych. Pozostałe układy, bardziej skomplikowane, występują przy znacznych wartościach naporu osiowego, przeważnie w konstrukcjach o większej ilości stopni.

## 2. Układy symetryczne

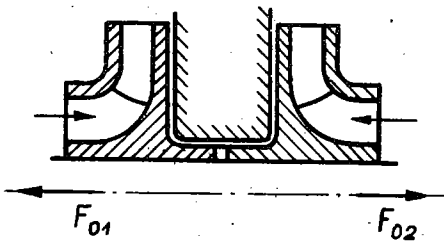
Stworzenie warunków umożliwiających podczas pracy pompy pełne wyrównoważenie działających na nią sił wymaga zastosowania konstrukcji pozwalającej na osiągnięcie symetrii rozkładu ciśnienia. W odniesieniu do pomp jednostopniowych konstrukcjami takimi są wirniki dwustrumieniowe.



Rys. 1. Wirniki: a - otwarty, b - zamknięty

Symetria powierzchni działania ciśnienia zapewnia znoszenie się sił zarówno potencjalnych jak i dynamicznych.

W przypadku pomp wielostopniowych taką samą rolę spełniają układy wirników przeciwstawnych.



Rys. 2.  $F_{01}$ ,  $F_{02}$  - siły osiowe

Należy zaznaczyć, że przedstawione rozwiązania gwarantują całkowite wyrównoważenie tylko teoretycznie. W rzeczywistości należy liczyć się z szeregiem czynników powodujących zakłócenia.

Czynniki te są następujące:

- tolerancja wykonania w szczególności elementów odlewanych,
- dokładność montażu,
- niedociążenie lub przeciążenie pompy,
- awaria uszczelnień,
- kawitacja,
- przecieki pomiędzy dławnicami międzystopniowymi.

Każdy z powyższych przypadków prowadzi do powstawania dodatkowej siły, która w sytuacji kiedy pompa nie posiada łożyska

oporowego może doprowadzić do przemieszczania się wału a tym samym do tarcia wirników o ścianki kadłuba lub kierownic.

Problem ten musi być uwzględniany zwłaszcza w pompach wielostopniowych, w których następuje sumowanie się sił osiowych działających na poszczególne wirniki.

Z tego względu dla uzyskania większej pewności działania, tam gdzie wyrównoważenie uzyskuje się przez układy symetryczne, wymagane jest dodatkowe łożysko oporowe, stanowiące ostateczne zabezpieczenie na wypadek awarii.

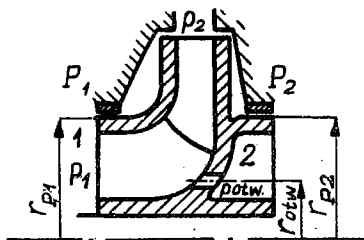
Dla ścisłości należy dodać, że niezależnie od normalnych warunków pracy, sama konstrukcja pomp musi spełniać dodatkowe wymagania powodujące, że nie występują żadne dodatkowe siły.

Wymagania te to:

- zapewnienie jednakowej wielkości uszczelnień w przedniej i tylnej dławnicy,
- zapewnienie stałej średnicy wału lub piast wirników przy przejściu przez przegrodę międzystopniową.

### 3. Układ z otworami odciążającymi

Działanie omawianej konstrukcji polega na stworzeniu za wirnikiem wydzielonego obszaru obniżonego ciśnienia. Komora 2 połączona wywierconymi w tylnej tarczy otworami ze stroną ssawną pompy, zamknięta jest pierścieniem uszczelniającym  $P_2$ , o średnicy przeważnie równej średnicy uszczelnienia przedniego  $P_1$ . Ze względu na opory przepływu przez otwory ( $p_{otw} < p_1$ ), układ taki nie może zapewnić całkowitego wyrównoważenia. Ponadto należy się liczyć z wirowaniem cieczy w komorze 2 a tym samym ze wzrostem ciśnienia wzdłuż promienia, co stanowi dalsze zmniejszenie efektu odciążenia.



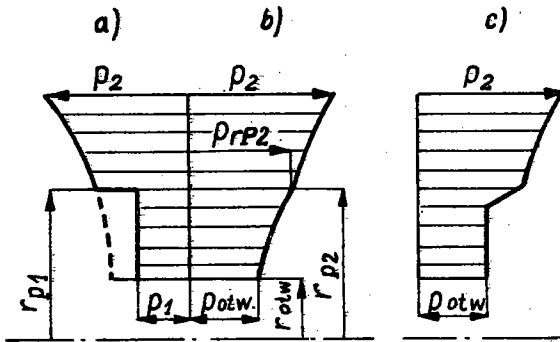
Rys. 3. Układ z otworami odciążającymi

W celu zabezpieczenia się przed występowaniem wspomnianych strat można zastosować następujące zabiegi konstrukcyjne:

- zwiększenie promienia  $r_{P2}$  tylnego uszczelnienia,
- zastosowanie promieniowych żeber umieszczonych na ścianie kadłuba i obejmujących obszar  $r_{otw} \neq r_{P2}$ ,
- regulacja wielkości szczelin między wirnikiem a kadłubem.

W pierwszym przypadku dodatkowe odciążenie występuje na skutek zwiększonej powierzchni działania ciśnienia  $p_{otw}$ .

Drugi związany jest ze zmianą rozkładu ciśnienia działającego na tylną ściankę wirnika. Rozkład ten w rozpatrywanym obszarze przedstawia rys. 4.



Rys. 4. Rozkład ciśnień przy zastosowaniu różnych metod odciążenia

W granicach oznaczonych promieniami  $r_{otw} \neq r_{P2}$  (rys. 4b) może być on wyznaczony z równania

$$p = p_{otw} + \frac{r}{2g} \cdot \omega_c^2 (r^2 - r_{otw}^2), \quad (1)$$

gdzie:

- $p$  - ciśnienie na dowolnym promieniu  $r$ ,
- $\omega_c$  - prędkość wirowania cieczy

Zastosowanie wspomnianych wyżej żeber, które spełniają rolę przegród hamujących wirowanie, zmniejsza  $\omega_c$  a tym samym zgodnie z równaniem (1) i ciśnienie (rys. 4c).

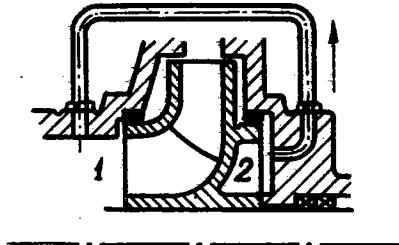
Praktycznie można również zamiast żeber stosować inne rodzaje przegród, np. szpilki wkręcone w kadłub, na których znajdują się nakrętki rozmieszczone tak, by wypiekniły sobą część komory 2. Zmniejszenie ciśnienia za tylną tarczą można również osiągnąć przez zmniejszanie szczeliny między wirnikiem a kadłubem. Powoduje to wzrost współczynnika wirowania, a tym samym obniżenie wartości  $p_{rP2}$ .

Stosowanie otworów odciążających (zazwyczaj w liczbie 4 ÷ 8 o średnicy 7 ÷ 30 mm, zależnie od wielkości pompy) daje wyrównowanie rzędu 60 ÷ 90%. Mimo niewątpliwej prostoty

i małych kosztów rozwiązanie to powoduje dodatkowy wzrost przecieków a tym samym spadek sprawności wolumetrycznej, co ogranicza zakres zastosowania omawianej konstrukcji do pomp jednostopniowych o małych wysokościach podnoszenia.

#### 4. Układ z przewodem upustowym

Układ ten spełnia tę samą rolę co poprzedni, stwarzając przez połączenie zamkniętej przestrzeni 2 ze stroną ssawną pompy 1 obszar obniżonego ciśnienia za wirnikiem. Stosowany jest w pompach jednostopniowych o większych wydatkach.



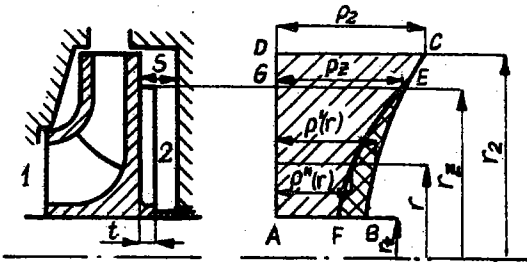
Rys. 5. Układ z przewodem upustowym

#### 5. Żebra odciążające

Działanie żeber polega na nadaniu cieczy w obszarze między tylną ścianką wirnika a kadłubem zwiększonej prędkości wirowania a tym samym na zmniejszenie działającego tam ciśnienia.

Korzystając ze znanego wzoru określającego rozkład ciśnienia w rozpatrywanej strefie

$$p_2 - p'(r) = \sigma \frac{\omega_c^2}{2g} (r_2^2 - r^2).$$



Rys. 6. Żebra odciążające

Pamiętając, że dla gładkiej tarczy wirnika (paraboloida ABCD)

$$\omega_c = a \omega,$$

otrzymuje się

$$p'(r) = p_2 - \gamma \frac{a^2 \omega^2}{2g} (r_2^2 - r^2). \quad (2)$$

Równanie powyższe, określające ciśnienie w dowolnym punkcie obszaru  $r_2 \div r_z$ , dla swojej dolnej granicy ( $r = r_z$ ) będzie miało postać

$$p_z = p_2 - \gamma \frac{a^2 \omega^2}{2g} (r_2^2 - r_z^2). \quad (3)$$

Rozpatrując dalej obszar objęty żebrami ( $r_z \div r_w$ ), możemy posłużyć się analogicznymi zależnościami:

$$p_z - p''(r) = \gamma \frac{a_z^2 \omega^2}{2g} (r_z^2 - r^2),$$

$$p''(r) = p_z - \gamma \frac{a_z^2 \omega^2}{2g} (r_z^2 - r^2), \quad (4)$$

gdzie  $a_z$  - współczynnik wirowania w obrębie żeber.

Po podstawieniu  $p_z$  z równania (3)

$$p''(r) = p_2 - \frac{\gamma \omega^2}{2g} \left[ a^2 (r_2^2 - r_z^2) + a_z^2 (r_z^2 - r^2) \right]. \quad (5)$$

Siła zmniejszająca napór przez zastosowanie żeber

$$\begin{aligned} P_z &= \int_{r_t}^{r_z} p'(r) 2\pi r dr - \int_{r_t}^{r_z} p''(r) 2\pi r dr = \\ &= 2\pi \int_{r_t}^{r_z} [p'(r) - p''(r)] r dr. \end{aligned}$$

Po podstawieniu zależności opisujących  $p'(r)$  i  $p''(r)$  oraz przeprowadzeniu całkowania otrzymuje się

$$P_z = \frac{\gamma \omega^2}{4g} (F_z - F_t) (r_z^2 - r_t^2) (a_z^2 - a^2), \quad (6)$$

gdzie  $F_z$  i  $F_t$  odpowiadające odpowiednim promieniom pola:

$$F_z = \pi r_z^2,$$

$$F_t = \pi r_t^2.$$

Prędkość wirowania w omawianym przypadku przyjmuje się wg wzoru empirycznego [3]:

$$\omega_c = a_z \cdot \omega,$$

$$a_z = \left( \frac{1}{2} + \frac{t}{2s} \right),$$

gdzie:  $t$  - wysokość żebra,

$s$  - wielkość szczeliny między wirnikiem a kadłubem.

W przypadku teoretycznym, kiedy  $a = 0,5$ , równanie (6) przyjmuje postać

$$P_z = \frac{\gamma \omega^2}{16g} (F_z - F_t) (r_z^2 - r_t^2) \left( \frac{2t}{s} + \frac{t^2}{a^2} \right). \quad (7)$$

Jeżeli wirnik położony jest bardzo blisko ścianki kadłuba ( $t \approx s$ ), wtedy

$$P_z = \frac{3}{16} \frac{\gamma \omega^2}{g} (F_z - F_t) (r_z^2 - r_t^2). \quad (8)$$

Zazwyczaj przyjmuje się liczbę żeber  $4 \div 6$  a ich wysokość  $t = 4 \div 7$  mm, zależnie od średnicy wirnika. Obliczenie  $r_z$  wykonuje się przy założeniu pełnego wyrównoważenia siły osiowej  $F_o$

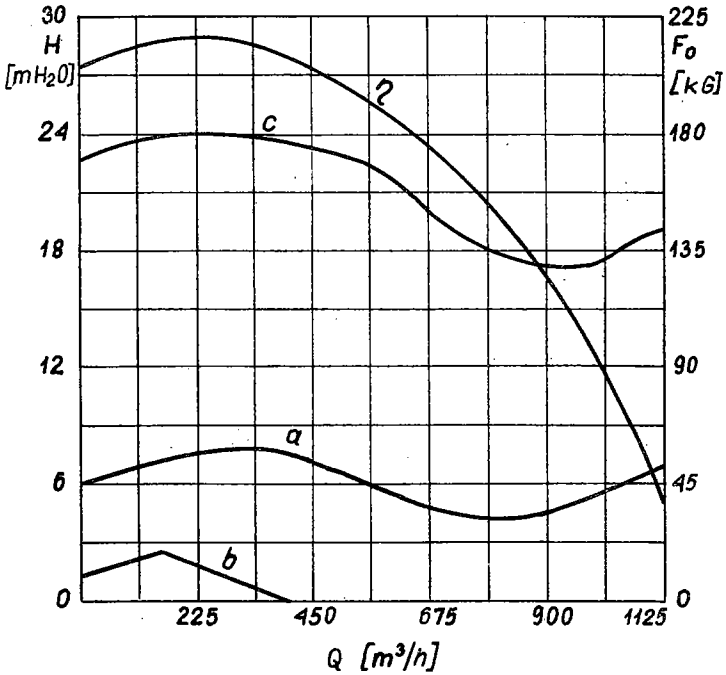
$$P_z = F_o.$$

Pamiętać przy tym należy, że przy zbyt dużym promieniu  $r_z$  kierunek siły osiowej może ulec zmianie.

Konstrukcja wirnika z promieniowymi żebrami, wykorzystywana również do odciążenia tylnej dławnicy, stosowana jest przede wszystkim do cieczy zanieczyszczonych.

Główną wadą omawianej metody jest zwiększenie mocy napędu pomp. Poniżej podano przykładowo wg [3] zależność siły osiowej

od wydajności, w pompie o  $n = 2000$  obr/min i  $D_2 = 215$  mm przy zastosowaniu różnych metod jej wyrównoważenia.



Rys. 7. Przebieg siły osiowej przy: a - obciążeniu 9 otworami  $\phi 10$  mm, b - obciążeniu 6 promieniowymi żebrami, c - bez obciążenia

## 6. Tarcza odciążająca

### 6.1. Zasada działania

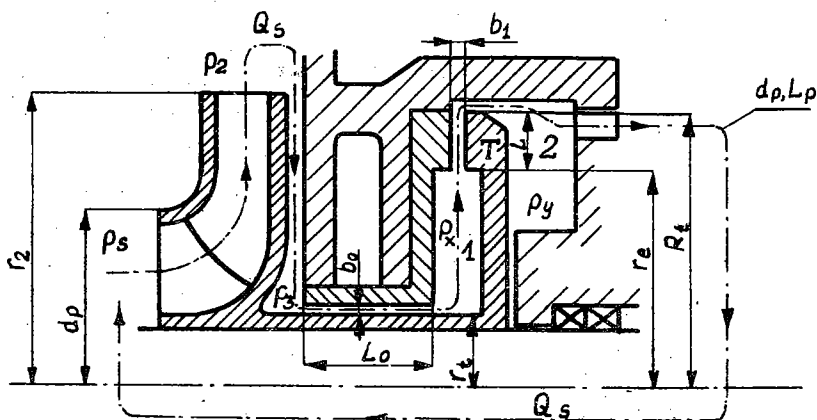
Tarcza odciążająca, jako urządzenie pozwalające na całkowite wyrównoważenie siły osiowej w różnych warunkach pracy oraz posiadające zdolność samoregulacji, jest najczęściej stosowanym układem w nowoczesnych konstrukcjach pomp wielostopniowych.

Na wale pompy zamocowana jest na stałe kołowa tarcza T, dzieląca wewnątrz kadłuba na dwa obszary 1 i 2. Część wydatku



pompy  $Q_s$  przechodzi przez szczelinę osiową ( $b_o, L_o$ ) do komory odciążającej 1, gdzie panuje ciśnienie  $p_x$ , a następnie przez szczelinę promieniową ( $b_1, L$ ) wypływa do komory 2, gdzie ciśnienie oznaczono jako  $p_y$ . Stąd przez przewód  $d_p, L_p$  zwracana jest na stronę ssawną pompy. Na skutek dławiącego działania szczeliny  $b_1$ , w zależności od jej wielkości, powstaje po obu stronach tarczy różnica ciśnień

$$\Delta p = p_x - p_y.$$



Rys. 8. Schemat konstrukcyjny układu z tarczą odciążającą

Siła odciążająca jest efektem działania tej różnicy na powierzchnię tarczy (o średnicy większej od średnicy przedniego uszczelnienia wirnika) i wynosi

$$F_t = \psi f_t (p_x - p_y) = \psi \pi (R_t^2 - r_t^2) \Delta p, \quad (9)$$

gdzie:  $\psi$  - współczynnik rozkładu ciśnienia na powierzchni tarczy,

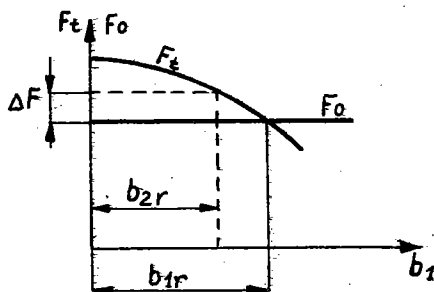
$f_t$  - powierzchnia tarczy.

W warunkach całkowitej równowagi sił osiowych, gdy

$$F_t = F_o, \quad (10)$$

sumaryczna siła działająca na wirniki pompy jest stała dla danych warunków pracy.

Siła  $F_t$  zależy bezpośrednio od wielkości szczeliny  $b_1$ , której wzrost powoduje zmniejszenie działania dławiącego szczeliny, a tym samym  $p$  i  $F_t$  oraz odwrotnie. Suma sił osiowych  $F_0$  niezależna jest w rozpatrywanych warunkach pracy od przesunięcia wału (będących wynikiem samoregulacji), co obrazuje na wykresie (rys. 9) prosta pozioma.



Rys. 9. Schemat samoregulacji

nięć wału (będących wynikiem samoregulacji), co obrazuje na wykresie (rys. 9) prosta pozioma.

Punkt równowagi, określony równaniem (9), przedstawiony jako punkt przecięcia obu linii odpowiada pewnej ściśle określonej dla danego stanu wielkości szczeliny  $b_{1r}$ . Przy jakimkolwiek zakłóceniu ustalonej siły  $F_0$  (kawitacja, awaria

uszczelnień itp.) powstaje różnica sił  $\Delta F$ , która powoduje przemieszczanie się wału, w następstwie czego następuje zmiana wielkości szczeliny. Pociąga to za sobą zmianę  $\Delta p$  i wynikowo  $F_t$ , aż do ustalenia nowego stanu równowagi.

Zastosowanie szczeliny osiowej ( $b_0$ ,  $L_0$ ) pozwala na zmniejszenie strat objętościowych, zmniejszenie ciśnienia przed tarczą oraz na skutek tłumiącego jej działania, na uniknięcie gwałtownych ruchów tarczy przy zmianie warunków pracy pompy.

Dla prawidłowego działania urządzenia niezbędne jest, aby wielkość szczeliny  $b_1$  nie była mniejsza od pewnej minimalnej wartości, która wiąże się z dokładnością obróbki, możliwością odkształceń kadłuba i wału, istnieniem odkształceń cieplnych (np. w pompach zasilających). Zwiększanie szczeliny prowadzi z kolei do wzrostu przecieków i spadku sprawności pompy.

Tok obliczeń tarczy odciążającej przewiduje:

- znalezienie roboczego spadku ciśnienia  $\Delta p$ ,
- określenie koniecznej wartości przecieku  $Q_s$ ,
- założenie rozmiarów szczelin i przewodu odprowadzającego.

6.2. Roboczy spadek ciśnienia  $\Delta p$ 

Rozpatrując przepływ czynnika przez szczelinę promieniową otrzymuje się:

- wysokość spadku ciśnienia w szczelinie  $b_1$

$$\frac{\Delta p}{\rho} = \sum h_{\text{str}} = h_{w1} + h_{w2} + h_{w3}, \quad (11)$$

- stratę na wlocie do szczeliny

$$h_{w1} = \zeta \frac{v_e^2}{2g},$$

gdzie:  $\zeta$  - współczynnik strat (zazwyczaj 0,5),

- stratę tarcia przy przepływie przez szczelinę, przy pominięciu wpływu wirowania cieczy

$$h_{w2} = \int_{r_e}^{R_t} \frac{\lambda_{h1}}{R_h} \frac{v_r^2}{2g} dr,$$

gdzie:  $\lambda_{h1}$  - współczynnik oporu liniowego,

$R_h$  - promień hydrauliczny,

- stratę wylotową

$$h_{w3} = \frac{v_t^2}{2g},$$

gdzie:  $v_t$ ,  $v_r$ ,  $v_e$  - prędkości czynnika w przekrojach określonych odpowiednimi promieniami.

Pamiętając, że w obrębie szczeliny promieniowej następuje zmiana prędkości z równania ciągłości otrzymuje się:

$$v_r = v_e \frac{r_e}{r},$$

$$v_t = v_e \frac{r_e}{R_t}.$$

Obliczając współczynnik oporu liniowego  $\lambda_{h1}$  i promień hydrauliczny należy oprzeć się na ogólnie znanych zależnościach:

$$\lambda_h = \frac{\lambda_1}{4},$$

gdzie:  $\lambda_1$  - współczynnik chropowatości zależny od rodzaju przepływu (liczby Re) i chropowatości, znajdujący wyłącznie doświadczalnie (w przybliżeniu zawarty w granicach  $0,04 \div 0,08$ ),

$$R_h = \frac{F}{U} = \frac{b_1}{2},$$

gdzie: F - pole przekroju przepływu,

U - obwód zwilżany.

Uwzględniając powyższe:

$$h_{w2} = \frac{\lambda_1 L}{2b_1} \frac{r_e}{R_t} \frac{v_e^2}{2g},$$

$$h_{w3} = \left( \frac{r_e}{R_t} \right)^2 \frac{v_e^2}{2g},$$

gdzie:  $L = R_t - r_t$ .

Wstawiając otrzymane wielkości strat do równania (11) uzyskuje się

$$\frac{\Delta p}{\varphi} = \frac{v_e^2}{2g} \left( \frac{\lambda_1 L}{2b_1} \frac{r_e}{R_t} + \frac{r_e^2}{R_t^2} + \xi \right). \quad (12)$$

Wprowadzając współczynnik  $\varphi$ , spadek ciśnienia można określić następująco

$$\varphi \cdot \Delta p = \varphi \left( h_{w1} + \frac{v_e^2}{2g} \right)$$

(drugi człon przedstawia stratę ciśnienia wynikłą ze zmiany prędkości  $v \approx 0$  na  $v_e$ ),

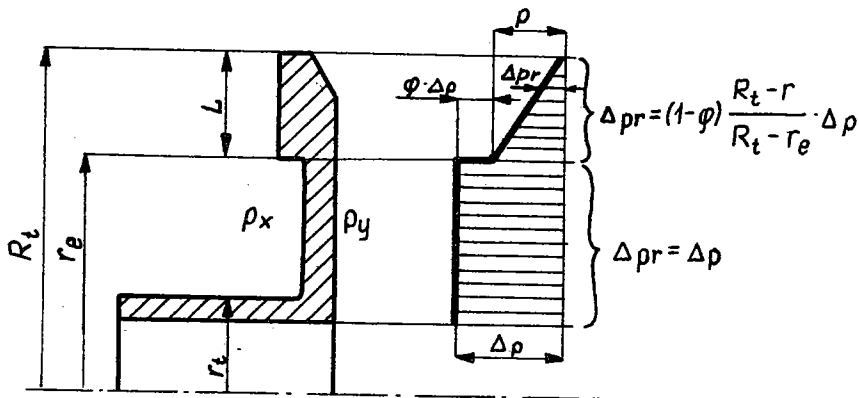
$$\frac{\Delta p}{\varphi} = \frac{1}{\varphi} (\xi + 1) \frac{v_e^2}{2g}. \quad (13)$$

Porównując zależności (12) i (13) otrzymuje się

$$\varphi = \frac{1 + \xi}{\frac{\lambda_1 L}{2b_1} \frac{r_e}{R_t} + \frac{r_e^2}{R_t^2} + \xi}, \quad (14)$$

gdzie:  $b_1$ ,  $r_t$ ,  $r_e$ ,  $R_t$  - wielkości geometryczne zakładane ze wstępnych szkiców urządzenia.

Wartość współczynnika  $\varphi$  zakłada się wstępnie w granicach  $0,18 \div 0,25$ .



Rys. 10. Rozkład ciśnienia na tarczy odciążającej

Obliczając wartość różnicy ciśnień  $\Delta p$ , mającej decydujący wpływ na powstającą siłę  $F_t$ , należy rozpatrywać dwa obszary. W pierwszym, znajdującym się w granicach  $r_t \div r_e$ , szukana wartość  $\Delta p$  zmienia się od wartości  $p$ , na wlocie do szczeliny, do zera na jej wylocie. Przebieg zmian można założyć jako wprost proporcjonalny do występujących przy przepływie oporów tarcia.

Zgodnie z powyższym, zależność roboczej wielkości spadku ciśnienia  $\Delta p_r$  od rozpatrywanego promienia będzie wynosić:

$$\Delta p_r = \Delta p (1 - \varphi) \frac{R_t - r}{R_t - r_e} \quad (\text{dla } r > r_e),$$

$$\Delta p_r = \Delta p \quad (\text{dla } r \leq r_e). \quad (15)$$

Tak wyznaczony spadek  $\Delta p_r$  pozwala na określenie siły działającej na tarczę

$$\begin{aligned}
 F_t &= \int_{r_t}^{R_t} \Delta p_r 2\pi r dr = \\
 &= \int_{r_t}^{r_e} \Delta p 2\pi r dr + \int_{r_e}^{R_t} \Delta p (1 - \varphi) \frac{R_t - r}{R_t - r_e} 2\pi r dr,
 \end{aligned}$$

co po przeprowadzeniu całkowania daje

$$F_t = \pi \Delta p \frac{(R_t^2 + R_t r_e)(1 - \varphi) + r_e^2 (1 + 2\varphi) - 3r_t^2}{3}. \quad (16)$$

Po podstawieniu otrzymanej zależności do równania (9) można obliczyć współczynnik rozkładu ciśnienia na powierzchni tarczy

$$\psi = \frac{(1 - \varphi) \left(1 + \frac{r_e}{R_t}\right) + (1 + 2\varphi) \left(\frac{r_e}{R_t}\right)^2 - 3 \left(\frac{r_t}{R_t}\right)^2}{3 \left[1 - \left(\frac{r_t}{R_t}\right)^2\right]}. \quad (17)$$

Przekształcając dalej równanie (9) i (10) uzyskuje się ostateczną wartość szukanego spadku ciśnienia w szczelinie  $b_1$

$$\Delta p = \frac{F_o}{\psi \pi (R_t^2 - r_t^2)}. \quad (18)$$

### 6.3. Wielkość przecieku $Q_S$

Prędkość w szczelinie promieniowej z przekształcenia równania (12) wynosi

$$v_e = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_1 L}{2b_1} \frac{r_e}{R_t} + \frac{r_e^2}{R_t^2} + \zeta}} \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\delta}}, \quad (19)$$

gdzie  $\Delta p$  określona jest z równania (18).

Wydatek czynnika

$$Q_S = 2\pi r_e b_1 v_e. \quad (20)$$

## 6.4. Wielkość uszczelnienia przed tarczą

Zgodnie z oznaczeniami na rys. 8, wychodząc z ciśnienia  $p_2$  na wylocie z wirnika, ciśnienie  $p_y$  można określić równaniem

$$p_y = p_2 - (p_2 - p_3) - (p_3 - p_x) - (p_x - p_y), \quad (21)$$

gdzie  $p_2$  będzie równe sumie ciśnienia na wlocie  $p_s$ , pełnego ciśnienia tłoczenia wszystkich stopni bez ostatniego oraz potencjalnej wysokości podnoszenia ostatniego stopnia

$$p_2 = p_s + \gamma \left[ H_1 (i - 1) + H_p \right],$$

gdzie:  $i$  - ilość stopni,

$H$  - wysokość podnoszenia przypadająca na jeden stopień.

W dalszym ciągu można określić kolejne składniki równania (21), będące spadkami ciśnienia przy przepływie przez poszczególne elementy urządzenia:

- spadek  $(p_2 - p_3)$  opisany jest przez równanie cieczy wirującej z prędkością  $\omega_c$  w przestrzeni między wirnikiem a kadłubem i wynosi

$$p_2 - p_3 = \gamma \frac{a^2 \omega^2}{2g} (r_2^2 - r_t^2),$$

- spadek  $(p_x - p_y)$  przedstawia sobą znaną już wielkość  $\Delta p$ .

Na podstawie tych informacji i po założeniu  $p_y$ , można z równania (21) wyznaczyć spadek ciśnienia w przednim uszczelnieniu tarczy

$$p_3 - p_x = \gamma \left[ H_1 (i-1) + H_p - \frac{a^2 \omega^2}{2g} (r_2^2 - r_t^2) \right] - \Delta p - (p_y - p_3). \quad (22)$$

Przeprowadzając dalej, odnośnie otrzymanego spadku ciśnienia, rozumowanie analogiczne jak w przypadku szczeliny promieniowej otrzymuje się

$$\frac{p_3 - p_x}{\gamma} = \sum h_{str} = h_{w1} + h_{w2} + h_{w3}.$$

Ponieważ w szczelinie osiowej nie następuje zmiana prędkości:

$$h_{w1} = \xi \frac{v_o^2}{2g},$$

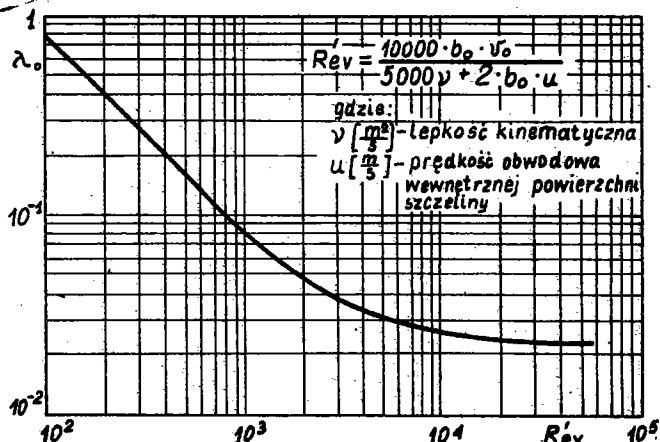
$$h_{w2} = \lambda_{ho} \frac{L_o}{R_h} \frac{v_o^2}{2g} = \frac{\lambda_o L_o}{2b_o} \frac{v_o^2}{2g},$$

$$h_{w3} = \frac{v_o^2}{2g},$$

gdzie:  $\lambda_o = 4 \lambda_{ho}$  - współczynnik oporu wg [9], (rys. 11),

$R_h = 0,5 \cdot b_o$  - promień hydrauliczny,

$v_o$  - prędkość czynnika w szczelinie  $b_o$ .



Rys. 11. Współczynnik oporu przepływu w gładkiej szczelinie cylindrycznej



Następnie znaleziono zależność określającą spadek ciśnienia

$$\frac{p_3 - p_x}{\gamma} = \frac{v_o^2}{2g} \left( \frac{\lambda_o L_o}{2b_o} + 1 + \zeta \right)$$

oraz

$$v_o = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_o L_o}{2b_o} + 1 + \zeta}} \sqrt{2g \frac{p_3 - p_x}{\gamma}}$$

Po podstawieniu otrzymanych wartości do wzoru na wydatek w rozpatrywanej szczelinie

$$Q_s = 2 \pi r_t b_o v_o,$$

uzyskuje się

$$Q_s = \frac{2 \pi r_t b_o}{\sqrt{\frac{\lambda_o L_o}{2b_o} + 1 + \zeta}} \sqrt{2g \frac{p_3 - p_x}{\gamma}} \quad (23)$$

Równanie powyższe przy wykorzystaniu znanej już wielkości  $Q_s$  oraz zależności (22) pozwala na znalezienie  $b_o$  przy założonym  $L_o$  lub odwrotnie.

### 6.5. Rozmiary przewodu odprowadzającego przecieki

Tak samo jak poprzednio długość i średnica przewodu ( $d_p, L_p$ ) muszą zapewniać założoną wartość ciśnienia  $p_y$ .

W przypadku kiedy przecieki są odprowadzane na stronę ssawną pompy wielkość strat w przewodzie wynosi

$$h = \frac{p_y - p_s}{\gamma}$$

Przeprowadzając rozumowanie analogiczne jak w przypadku szczeliny osiowej i zakładając kołowy przekrój przewodu, przy którym

$$h_{w2} = \lambda_p \frac{L_p}{d_p} \frac{v^2}{2g}$$

gdzie:  $\lambda_p$  - współczynnik oporu (przyjmowany jak dla rur),  
 $v$  - prędkość czynnika w przewodzie,  
otrzymuje się:

$$v = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_p L_p}{d_p} + 1 + \zeta}} \sqrt{2g \frac{p_y - p_s}{\gamma}}$$

$$Q_s = \frac{\pi d_p^2}{4} v = \frac{d_p^2}{4 \sqrt{\frac{\lambda_p L_p}{d_p} + 1 + \zeta}} \sqrt{2g \frac{p_y - p_s}{\gamma}} \quad (24)$$

Po podstawieniu otrzymanej z równania (22) wielkości  $(p_y - p_s)$  można określić szukaną długość lub średnicę przewodu.

#### 6.6. Uwagi końcowe

Przedstawiony schemat obliczeniowy, mimo pozornie prostego ciągu jaki sobą reprezentuje, w praktyce nastęrcza sporo trudności. Wielkości współczynnika  $\varphi$ , a w konsekwencji spadek ciśnienia  $\Delta p$  i przeciek  $Q_s$  są w rzeczywistości uzależnione od prawidłowego wyboru wielkości geometrycznych. Z kolei ten sam efekt odciążenia można uzyskać przy różnych rozmiarach elementów tarczy. Zmieniać się będzie jedynie wielkość przecieku  $Q_s$ . Taki stan rzeczy sugeruje przeprowadzenie obliczeń z wykorzystaniem elektronowych maszyn cyfrowych, dla uzyskania optymalnych wymiarów tarczy, przy uwzględnieniu żądania minimalnego przecieku.

Dla orientacji podano poniżej podstawowe zależności ułatwiające dobór wymiarów:

- szerokość szczeliny promieniowej  $b_{1\min} = (0,0005 \div 0,0012)R_t$ ,
- długość szczeliny promieniowej  $L = (0,08 \div 0,1)d_t$ ,
- średnica tarczy  $d_t = (0,7 \div 0,8)d_2$ ,
- długość szczeliny osiowej  $L_o \geq d_t$ ,
- szerokość szczeliny osiowej  $b_o = 0,2 \div 0,4$  mm.

Tarcze wykonywane zazwyczaj z brązu, żeliwa lub staliwa często posiadają wymienne wkładki pozwalające na szybką ich wymianę w przypadku awarii lub zniszczenia przez erozję.

Zalety tarcz odciążających - to prostota budowy, możliwość wyrównoważania dowolnie dużych sił, zdolność samoregulacji, odciążenie dławnicy po stronie tłocznej.

Do wad należy zaliczyć konieczność pracy pompy w określonym zakresie wydajności, wrażliwość na zanieczyszczenia, konieczność stałej obserwacji zużycia oraz dużą stratę objętościową jaką zastosowanie tarczy w konsekwencji powoduje.

Wady te mogą być w dużej części wyeliminowane przez wprowadzenie, coraz powszechniejszego, układu tarczy z łożyskiem oporowym.

Wydatek  $Q_s$ , wynoszący w przodujących konstrukcjach 2 + 3% całkowitego wydatku pompy, w przeciętnych rozwiązaniach może osiągnąć znacznie większe wartości.

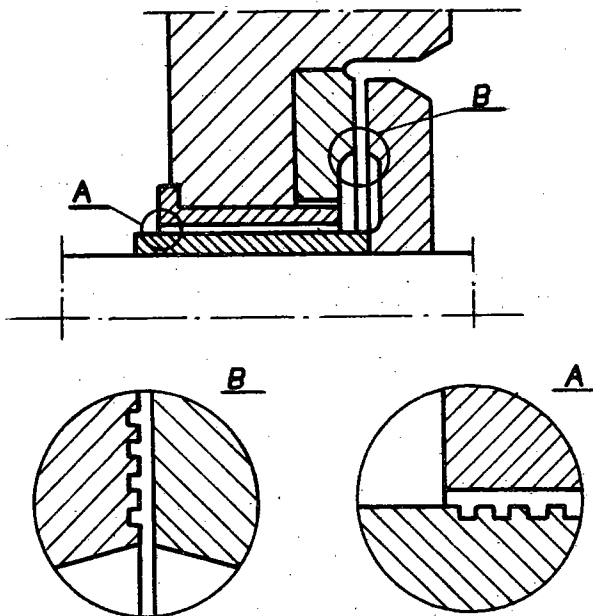
W tablicy 1 podano zestawienie zawierające przykładowe wielkości przepływającego przez tarczę wydatku, w zależności od parametrów pracy pomp (wg danych radzieckich)

Tablica 1

Wydatek [ $m^3/h$ ]	500	430	430	320	320
Wysokość podnoszenia [m]	2160	2040	2195	1980	2200
Liczba obrotów [obr/min]	2985	2985	2900	6200	6200
Sprawność [%]	76,5	75,0	73,0	67,0	67,0
Wydatek $Q_s$ [ $m^3/h$ ]	20	25	44	24,5	24,5
Procentowy udział przecieku [%]	4,0	5,8	10,2	7,6	7,6

Przecieki przez tarczę dochodzące do 10% całkowitego wydatku w znacznym stopniu wpływają na wzrost kosztów eksploatacji stosowanej konstrukcji. Zmniejszenie ich może być realizowane na drodze zwiększania sprawności hydraulicznej szczeliny osiowej (przez powiększanie jej długości, zmniejszanie luzu, stosowanie spiralnych lub czołowych nacięć na powierzchni uszczelnienia).

Najbardziej celowe wydaje się umieszczanie nacięć, ze względu na możliwość zachowania odpowiednio bezpiecznego luzu przy niezmięnionej średnicy tarczy.



Rys. 12. Rozmieszczenie nacięć w układzie z tarczą odciążającą

Badania przeprowadzone nad rozwiązaniem przedstawionym przez WTI [8] wykazały, że powiększony w ten sposób efekt dławiący szczeliny może doprowadzić do poprawy sprawności wolumetrycznej o 2,5%, a ogólnej o 1,5%.

### 7. Bęben odciążający

Zasada działania, podobna jak w przypadku tarczy, polega na stworzeniu między obszarami 1 i 2 różnicy ciśnień ( $p_1 - p_2$ ), dzięki której otrzymuje się efekt odciążenia.

Na bęben działają siły:

- w kierunku tłoczenia

$$P_1 - p_1 (f_b - f_p),$$

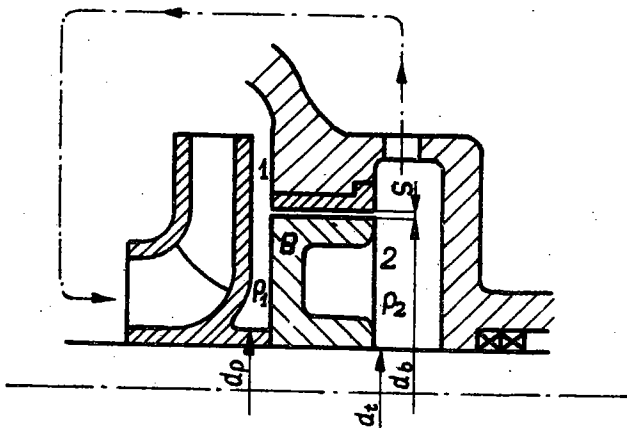
- w kierunku ssania

$$P_2 = p_2 (f_b - f_t),$$

- siła odciążająca

$$F_b = P_1 - P_2.$$

Obliczeniu podlega tu średnica bębna  $d_b$ , przy czym punktem wyjścia jest żądanie, aby napór osiowy był wyrównowazony w  $80 \div 95\%$ .



Rys. 13. Bęben odciążający

Bęben odciążający wymaga stosowania łożyska oporowego oraz powoduje większe straty objętościowe niż w przypadku tarczy odciążającej.

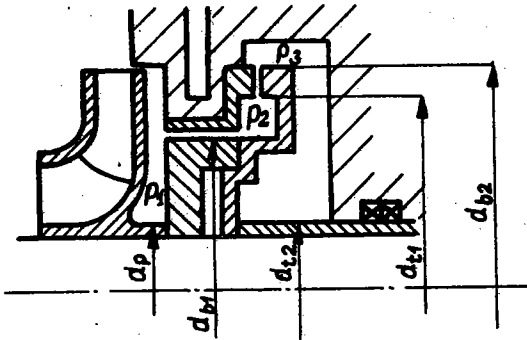
### 8. Układ kombinowany

Układ ten powstaje przez modyfikację tarczy, polegającą na powiększeniu jej przedniego uszczelnienia, które w takim przypadku spełnia rolę bębna.

Na układ działają siły:

- w kierunku tłoczenia:

$$P_1 = p_1 (f_{b1} - f_p),$$



Rys. 14. Układ kombinowany

zmniejszenie średnicy tarczy. Układy tego typu stosowane są przeważnie w USA.

$$P_2 = p_2 (f_{t1} - f_{b1}),$$

- w kierunku ssania

$$P_3 = p_3 (f_{b1} - f_{t2}),$$

- siła odciążająca

$$F_k = P_1 + P_2 - P_3.$$

Występowanie dodatkowej siły  $P_1$  pozwala na

### Bibliografia

1. Łazarkiewicz S., Troskoleński A.T.: Pompy wirowe. WNT. Warszawa 1968.
2. Pfleiderer C.: Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase. Springer - Verlag. Berlin 1955.
3. Stepanoff A.J.: Centrifugal and axial flow pumps. New York 1960.
4. Łomakin A.: Centrobeżnye i osewe nasosy. Leningrad 1968.
5. Arinuskin L.S. i inni: Aviacionnye centrobeżnye nasosnye agregaty. Moskwa 1967.
6. Sinev I.M.: Germetičeskoe vodjannye nasosy atomnych energetičeskich ustanovok. Moskwa 1967.
7. Durnov P.I.: Nasosy i kompressorne masiny. Moskwa 1960.
8. Cegurno L.E., Turkin A.N.: Effektivnost nanesienija kolcevych kanavok na zerkale gidravliceskoy pjaty pitatelnoho nasosa. Teploenergetika, Nr 2 1965.
9. Viano M.: Considerations et essais sur les labyrinthes cylindriques oses des machines hydrauliques. La Houille Blanche, Nr 1 1971.

## УРАВНОВЕШИВАНИЕ ОСЕВЫХ СИЛ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

## К р а т к о е   с о д е р ж а н и е

Представлены методы расчета различных систем уравновешивания осевых сил с обращением внимания на диски, уменьшающие нагрузку. Обсуждены преимущества и недостатки конкретных существующих конструкций. Указаны принципы выбора основных геометрических параметров.

## BALANCING OF THE AXIAL THRUST IN THE IMPELLER PUMPS

## S u m m a r y

The methods of calculations of various axial thrust - balancing are described, with particular attention to the balance discs. Advantages and disadvantages of the real constructions are shown and the principles of the basic geometrical dimensions choice are also given.

Rękopis dostarczone w lipcu 1971 r.