

Natężenie przeciekania cieczy między pierścieniami można obliczyć ze wzoru

$$Q_f = \frac{\pi d_{sr} h^3}{12\eta b} (p_1 - p_2) \quad \text{m}^3/\text{s}^{1)} \quad (19.3)$$

gdzie:  $d_{sr}$  — średnia średnica powierzchni współpracującej pierścieni w m,  $h$  — wysokość szczeliny (grubość filmu olejowego w szczelinie) w m,  $(p_1 - p_2)$  — spadek ciśnienia w uszczelnieniu w Pa,  $\eta$  — dynamiczny współczynnik lepkości cieczy w Pa · s,  $b$  — szerokość powierzchni uszczelniającej w m.

Stratę mocy spowodowaną tarciami pierścieni określa zależność

$$P_f = \mu p b d_{sr} u p \quad \text{W} \quad (19.4)$$

gdzie:  $\mu$  — współczynnik tarcia suchego ( $\mu = 0,1 \div 0,6$ ),  $p$  — ciśnienie dociskające pierścień w Pa,  $u$  — średnia prędkość obwodowa w m/s.

## 19.6. Wały

### 19.6.1. Obliczenia wytrzymałościowe

Wały pomp wirowych podlegają:

- zginaniu pod działaniem masy własnej wału, elementów na nim osadzonych i od naporu promieniowego,
- skręcaniu na skutek przenoszenia momentu obrotowego,
- działaniu sił wzdłużnych w wyniku oddziaływania naporu osiowego.

Z warunku wytrzymałości na skręcanie minimalną konieczną średnicę wału określamy ze wzoru

$$d_w \approx \sqrt[3]{\frac{48,6 \cdot 10^6 P_s}{k_s n}} \quad \text{mm} \quad (19.5)$$

gdzie:  $d_w$  — średnica wału w mm,  $k_s$  — napężenie dopuszczalne na skręcanie w MPa,  $n$  — prędkość obrotowa wału w obr/min,  $P_s$  — moc pobierana przez silnik pompy w kW.

Sprawdzenie wytrzymałości wału na zginanie oraz sprawdzenie obciążenia łożysk przeprowadzamy wg wzorów wytrzymałościowych.

### 19.6.2. Sprawdzanie wymiarów wału na krytyczną prędkość obrotową

Nawet przy dokładnym wyrównoważeniu zespołu wirującego poziomy wał ugina się pod ciężarem zespołu, co powoduje przesunięcie środka masy względem osi obrotu. Przy ruchu obrotowym powstanie siła odśrodkowa powodująca dynamiczne ugięcie wału, sumujące się z ugięciem statycznym.

Łączne ugięcie pod ciężarem własnym wału i wirnika wyniesie wtedy

$$y_0 = \frac{G}{\alpha} = \frac{g}{\omega_{kr}^2} \quad (19.6)$$

gdzie:  $\alpha$  — stały współczynnik dla danego obciążenia i wału,  $\omega_{kr}$  — krytyczna prędkość kątowa rad/s,  $G$  — własna siła ciężkości wirnika i wału w daN.

<sup>1)</sup> Według [14] wzory (19.3) i (19.4) dają przybliżone wyniki.

Stąd

$$\omega_{kr} = \sqrt{g/y_0} \quad (19.7)$$

Ponieważ *krytyczna prędkość kątowa*

$$\omega_{kr} = \frac{\pi n_{kr}}{30} \approx 0,1 n_{kr} \quad (19.7a)$$

więc po podstawieniu tej zależności do wzoru (19.7) otrzymamy wyrażenie na *krytyczną prędkość obrotową*

$$n_{kr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{y_0}} \approx 300 \sqrt{\frac{1}{y_0}} \text{ obr/min} \quad (19.8)$$

gdzie  $y_0$  — statyczna strzałka ugięcia w cm.

Aby nie wystąpił rezonans drgań własnych i wymuszonych wynikający z prędkości obrotowej  $n$  pompa nie powinna pracować przy prędkości  $n$  stanowiącej ułamek zwyczajny ( $1/2$ ,  $1/3$ ,  $1/4$ ) lub wielokrotność (2, 3, 4) prędkości krytycznej. Wały pomp wirowych są najczęściej *szttywne*, tj. pracujące przy prędkości obrotowej mniejszej od krytycznej. Powinna być wtedy spełniona nierówność

$$0,5n_{krI} < n < 0,8n_{krI} \quad (19.9)$$

W pompach zasilających wysokoprężnych, w celu uniknięcia zbyt dużych *średnic* wału, stosuje się *prędkość nadkrytyczną*, wtedy

$$1,2n_{krI} < n < 0,7n_{krII} \quad (19.10)$$

Obliczanie krytycznej prędkości obrotowej wału na podstawie statycznego ugięcia daje wyniki przybliżone. Dla dokładnego obliczania krytycznej prędkości należy stosować *metodę S. Dunkerleya* lub *metodę wykreślną-obliczeniową obliczania rzeczywistej strzałki ugięcia wału* przy uwzględnieniu obciążeń od poszczególnych wirników i odcinków wału.

*Rzeczywista prędkość krytyczna* jest większa od obliczonej, gdyż ciecz otaczająca układ wirujący tłumi jego drgania, tuleje uszczelniające międzystopniowe odgrywają częściowo rolę łożysk, ograniczając ugięcie swobodne wału. Dławnice ze szczeliwem miękkim w znacznym stopniu tłumią również drgania układu wirującego.

## 19.7. Łożyskowanie wałów pomp

W pompach wirowych małych i średnich wielkości są stosowane przede wszystkim łożyska toczne. Do dużych pomp oraz do pomp pracujących w specjalnych warunkach stosuje się łożyska ślizgowe.