

Grubość ściany kadłuba można obliczyć w przybliżeniu ze wzoru dla den kotłowych.

$$s = xy \frac{Dp}{2R_m} + \Delta s \quad \text{mm} \quad (19.1)$$

gdzie: p — ciśnienie w kadłubie w MPa, D — największy wymiar kanału w mm, R_m — wytrzymałość materiału na rozierwanie w MPa, $x \approx 4,5$ — współczynnik bezpieczeństwa, y — współczynnik uwzględniający profil kanału (dla profilu kołowego $y = 1,6$), Δs — nadatek grubości na niedokładne wykonanie odlewu ($\Delta s = 2 \div 5$ mm).

W pompach z kanałem zbiorczym kadłub jest elementem narażonym na największe naprężenia i grubość jego ścianek powinna być w pierwszej kolejności sprawdzona. Duże kadłuby pomp usztywnia się dodatkowymi żebrami zewnętrznymi.

19.4. Kierownice

Kierownice są prawie zawsze odlewane. Wytyczne ich wykonania są podobne jak dla wirników. Należy również zwrócić uwagę na prawidłowość kształtu łopatek kierowniczych i zachowanie zgodności kątów wlotowych i wylotowych łopatek z projektem, gdyż od nich zależy wielkość strat przepływu przez kierownice. Kanały międzyłopatkowe kierownic należy oczyścić z piasku formierskiego i usunąć większe nierówności.

19.5. Dławnice

Uszczelnienia miejsc, w których obracający się wał pompy przechodzi przez kadłub, nazywamy *dławnicami*.

Zadaniem dławnic jest:

— zapobieganie przeciekom pompowanego ośrodka na zewnątrz, w przypadku gdy ciśnienie wewnątrz pompy przed dławnicą jest większe od ciśnienia atmosferycznego,

— zapobieganie przedostawaniu się powietrza do wnętrza pompy, przy ciśnieniu przed dławnicą mniejszym od atmosferycznego.

Rozróżniamy kilka podstawowych rodzajów dławnic:

— dławnice z uszczelnieniem sznurowym (*miękkim*), stosowane dotychczas powszechnie w pompach;

— dławnice ze stałą tuleją dławiacą, w których dławienie występuje w długiej szczelinie prostej lub labiryntowej między tuleją a wałem; w tym rozwiązaniu dławnicy jakiegokolwiek ugięcie wału jest niedopuszczalne; ten rodzaj dławienia, jako jedyny jest stosowany bardzo rzadko w pompach, natomiast jest stosowany w pompach do gorącej wody jako uszczelnienie wstępne, przed uszczelnieniem głównym;

— dławnice z kilkoma tulejami dławiącymi „pływającymi”, tzn. o swobodzie ruchu w kierunkach poprzecznych-promieniowych; te dławnice również są stosowane bardzo rzadko w pompach;

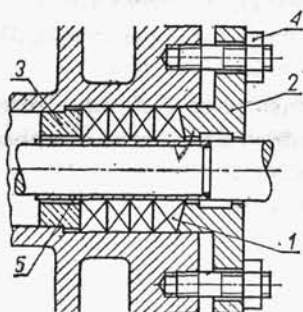
— dławnice z *pierścieniami dławiącymi „pływającymi”*, stosowane coraz częściej w pompach pracujących przy wyższych ciśnieniach;

— dławnice z *uszczelnieniem czołowym*, wobec zerowego przecieku i zbędności jakiegokolwiek dozoru stosowane coraz częściej, szczególnie w pompach do cieczy agresywnych lub szkodliwych dla otoczenia, przy wymaganej pełnej automatyzacji pracy pomp oraz do pomp na wysokie ciśnienie;

— dławnice ze *szczeliwem plastycznym*, ten rodzaj uszczelniania jest stosowany w pompach małych i w przypadku dławnic znajdujących się wewnątrz pompy; szczeliwo o konsystencji ciastowatej zostaje wtłoczone do komory dławnicowej, gdzie ulega stwardnieniu.

19.5.1. Dławnice z uszczelnieniem sznurowym (miękkim)

Na rys. 19.3 przedstawiono typową *dławnicę z uszczelnieniem sznurowym*. Dławnica składa się z komory dławnicowej, w którą są włożone pierścienie szczeliwa (sznurowe) 1 dociskane dławkikiem 2 do tulei dławnicy, oraz wkładu dławnicowego 3. Ścisane szczeliwo wypełnia szczelnie komorę. Wskutek tarcia między szczeliwem a wałem wytwarza się pewna ilość ciepła. W celu odprowadzenia ciepła oraz w celu zwilżania dławnicy dla zmniejszenia tarcia ciecz powinna z dławnicy wyciekać (kroplami). Ilość cieczy należy uregulować przez dokręcenie nakrętek 4 tak, aby temperatura obudowy dławnicy nie przekraczała 60°C. Dla ochrony wału przed wycieraniem stosuje się wymienne tuleje dławnicowe 5. Liczba pierścieni uszczelniających wynosi 3 lub 4, a przy różnicy ciśnień p powyżej 0,5 MPa — więcej.

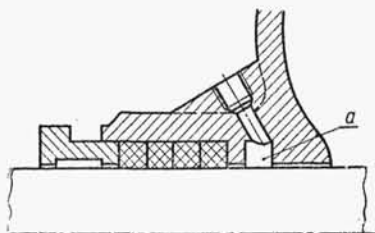


Rys. 19.3
Typowa dławnica ze szczeliwem sznurowym (miękkim)

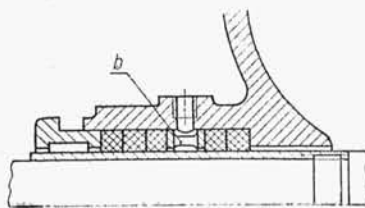
Przy ciśnieniu w pompie przy dławnicy niższym od atmosferycznego stosujemy w dławnicy *zamknięcie hydrauliczne* w postaci kanału wokół wału (rys. 19.4) lub w postaci zamka hydraulicznego (przekładki) między pierścieniami szczeliwa (rys. 19.5 i 12.15). W obu rozwiązaniach należy doprowadzić ciecz z zewnątrz do dławnicy (może być wzięta ze spirali zbiorczej) o ciśnieniu wyższym o 0,05 MPa (0,5 at) od ciśnienia w dławnicy.

Zamknięcia hydrauliczne przedstawione na rys. 19.4 i 19.5 są również stosowane w pompach do cieczy z zanieczyszczeniami stałymi w celu ochrony dławnicy przed przedostaniem się do niej zanieczyszczeń, co powoduje bardzo szybkie wytarcie wału i awarię dławnicy.

Przy ciśnieniach przed dławnicą wyższych od 0,5 MPa (5 at) należy ją odciążyć, tzn. zmniejszyć ciśnienie działające na szczeliwo. Do tego celu służą kanały (rys. 19.4),



Rys. 19.4. Dławnica z kanałem pierścieniowym stanowiącym zamknięcie hydrauliczne



Rys. 19.5. Dławnica z zamknięciem hydraulicznym w postaci przekładki

które są połączone z obszarem o niższym ciśnieniu. W przypadku dławnic po stronie tłocznej pompy, kanał odciążający łączy się z króćcem ssawnym lub z identycznym kanałem, drugiej dławnicy po stronie ssawnej pompy, zastosowanym tam dla zapobieżenia przedostawaniu się powietrza.

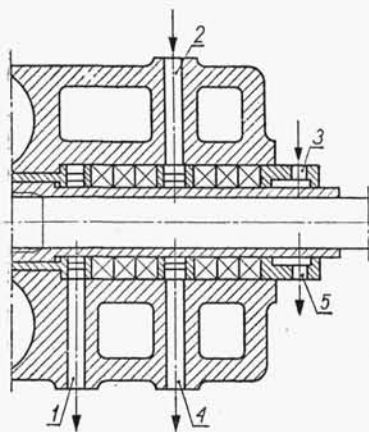
Innym sposobem odciążenia dławnicy jest zastosowanie na wirniku żeber odciążających, stosowanych również dla zmniejszenia siły wzdłużnej (patrz rozdz. 17).

Przy temperaturze cieczy pompowanej powyżej $t = 80 \div 100^\circ\text{C}$ stosuje się dławnice o podwójnych ściankach kadłuba, między którymi przepływa woda chłodząca. Przy wysokiej temperaturze cieczy, powyżej $t = 150^\circ\text{C}$, jak np. w pompach zasilających oraz obiegowych ciepłowniczych, oprócz chłodzenia kadłuba dławnicy stosuje się *przekładki dławnicowe* (identyczne jak w przypadku zamka hydraulicznego), przez które przepływa zimna woda.

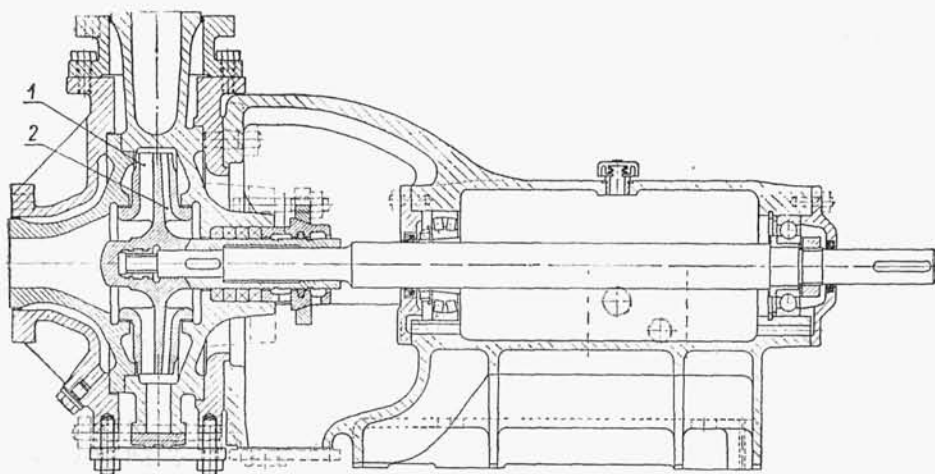
Na rys. 19.6 przedstawiono schematycznie dławnicę pompy zasilającej wysokoprężnej do wody gorącej o temperaturze ok. 150°C i dużym ciśnieniu przed dławnicą wskutek czego dławnica musi być odciążona (przewód 1), a kadłub chłodzony oraz powinno być dodatkowe chłodzenie przepływem zimnej wody przez przekładkę (przepływ 2—4) i przez dławik (przepływ 3—5).

W pompach do cieczy żrących należy szczególnie zabezpieczyć dławnice przed wyciekaniem cieczy niebezpiecznej dla obsługi. Najbardziej skutecznym sposobem jest zastosowanie zamka hydraulicznego z cieczą bezpieczną dla otoczenia. W przypadku niemożności zastosowania zamka należy do minimum zmniejszyć ciśnienie przed dławnicą przez wprowadzenie:

— łopatek promieniowych umieszczonych na tylnej ścianie wirnika, stosowanych również dla zmniejszenia siły wzdłużnej,



Rys. 19.6
Schemat dławnicy pompy wysokoprężnej zasilającej o temperaturze wody ok. 150°C ; 1 — odciążenie dławnicy, 2—4 — dodatkowy przepływ wody chłodzącej przez przekładkę, 3—5 — dodatkowe chłodzenie dławika



Rys. 19.7. Pompa odśrodkowa do kwasów typu TKS firmy KSB z dodatkowym wirnikiem odsysającym; 1 — wirnik główny, 2 — dodatkowy wirnik odsysający

— pomocniczego wirnika stanowiącego jedną całość z wirnikiem głównym, odsysającego ciecz od dławnicy.

Na rys. 19.7 przedstawiono pompę do kwasów z wirnikiem odsysającym.

19.5.2. Materiały stosowane na szczeliwo sznurowe do dławnic

Na pierścienie dławnicowe są stosowane następujące szczeliwa:

- bawełniane nasyczone łożem, grafitem lub gęstym smarem, stosowane do wody zimnej,
- azbestowe nasyczone grafitem lub teflonem, stosowane w temperaturach od -200°C do $+250^{\circ}\text{C}$ i do ciśnienia $p = 2,5 \text{ MPa}$,
- elastyczne z czystego włókna azbestowego, grafitu lub miękkich metali,
- z metali, przy czym pierścienie metalowe stosuje się na przemian z pierścieniami sznurowymi (pierścienie metalowe mają za zadanie lepsze odprowadzenie ciepła z dławnicy).

Kształt przekroju sznurów uszczelniających jest kwadratowy, o boku s równym w przybliżeniu

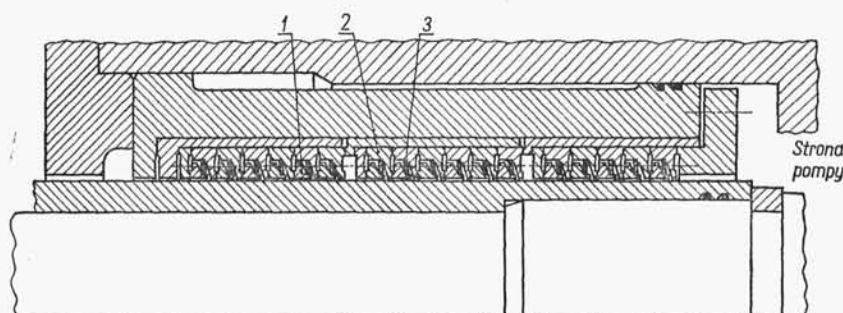
$$s = (1,4 \div 1,6) \sqrt{d} \quad (19.2)$$

gdzie d — średnica wału w dławnicy w mm.

Warunkiem poprawnej pracy dławnicy jest samosmarowność szczeliwa uzyskana dzięki odpowiedniej impregnacji. W przypadku utraty tej właściwości szczeliwo należy bezwzględnie wymienić.

19.5.3. Dławnice z pływającymi pierścieniami uszczelniającymi

Na rys. 19.8 przedstawiono schematycznie dławnicę pompy zasilającej wysoko-
prężnej z pierścieniami pływającymi. Każdy pierścień znajduje się w oddzielnej komo-
rze, gdzie ma swobodę ruchu w kierunku promieniowym (lecz nie może się obracać),



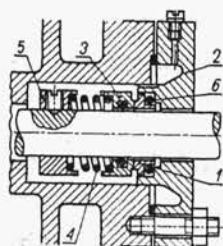
Rys. 19.8. Schemat dławnicy z „pływającymi” pierścieniami uszczelniającymi; 1 — pływający pierścień przesuwany samonastawny, 2 — pierścień stopniowy stały, 3 — sprężyna dociskowa

dzięki czemu ustawia się współśrodkowo względem wału, tworząc na jego obwodzie jednakową szczelinę dławiącą. Ciśnienie w dławnicy dociska każdy pierścień do ścianki bocznej komory.

Pierścienie narażone na najwyższe ciśnienia są wykonane z grafitu, a narażone na duże ciśnienia i wysokie temperatury — ze stali stopowych odpornych na odkształcenie cieplne. Zaletą uszczelnienia z pływającymi pierścieniami jest zdolność pracy przy dużej różnicy ciśnień do 15 MPa (150 at), wadą zaś — duże przecieki.

19.5.4. Dławnice z uszczelnieniem czołowym [14]

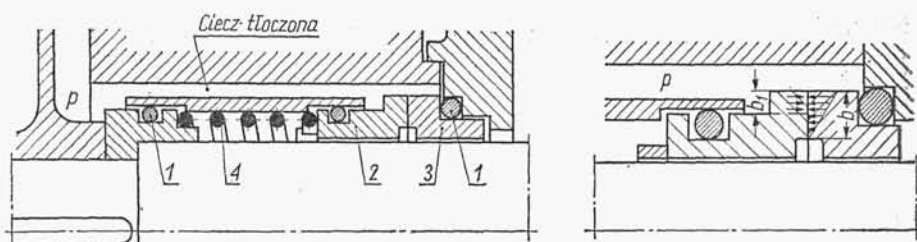
Na rys. 19.9 przedstawiono dławnicę z uszczelnieniem czołowym zainstalowaną w komorze dławnicy pokazanej na rys. 19.3. Uszczelnienie składa się z nieruchomego pierścienia ślizgowego 1, opierającego się o pokrywę dławnicy 2, z pierścienia ślizgowego 3 obracającego się razem z wałem, sprężyny 4 dociskającej pierścień 3 do pierścienia 1, pierścienia osadczego 5 i uszczelkę 6.



Rys. 19.9
Dławnica z uszczelnieniem czołowym nieodciążonym

W czasie obrotu wału pierścienie ślizgają się po sobie, uniemożliwiając wyciekanie cieczy z pompy (praktycznie ono nie występuje). Dzięki idealnie gładkiej powierzchni styku obu pierścieni i dzięki cienkiej warstewce cieczy (emulsji), jaka powstaje na każdej powierzchni, straty w wyniku tarcia są bardzo małe. Zwykle uszczelnienia czołowe mogą pracować przy różnicy ciśnień do 0,5 MPa (5 at). Przy wyższych ciśnieniach stosuje się dławnice częściowo odciążone.

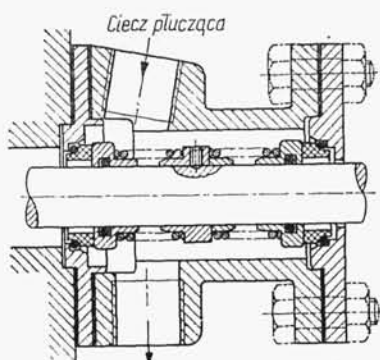
Zasadę odciążenia dławnic pokazano na rys. 19.10. Ciśnienie cieczy p usiłując wraz ze sprężyną dociskać ruchomy pierścień działa na pole o szerokości b_1 , mniejszej od szerokości b powierzchni styku pierścieni. W ten sposób siła nacisku jest częściowo zrównoważona.



Rys. 19.10. Dławnica z uszczelnieniem czołowym częściowo odciążonym; 1 — uszczelki gumowe, 2 — pierścień obracający się, 3 — pierścień ślizgowy nieruchomy, 4 — sprężyna dociskowa, b — szerokość powierzchni styku, p — ciśnienie cieczy tłoczonej, b_1 — szerokość powierzchni odciążenia

W niektórych rozwiązaniach konstrukcyjnych dławnicy ciecz może wypływać przez uszczelnienie czołowe w kierunku zgodnym z działaniem siły odśrodkowej, co ułatwia przeciekanie cieczy. W innych rozwiązaniach ciecz może wypływać w kierunku odwrotnym, wskutek czego przeciekanie jest utrudnione.

W pompach podnoszących ciecz niebezpieczne dla otoczenia oraz ciecz zawierające zawiesiny stałe stosuje się *uszczelnienia podwójne*. Uszczelnienie jest wypełnione specjalną cieczą płuczącą, niedopuszczającą do przedostawania się zanieczyszczeń. Przykład uszczelnienia podwójnego pokazano na rys. 19.11.



Rys. 19.11
Dławnica z podwójnym uszczelnieniem czołowym i cieczą płuczącą

Uszczelnienia czołowe odciążone są stosowane w przypadku ciśnień do 5 MPa (50 at). Przy wyższych ciśnieniach do 50 MPa (500 at) stosuje się *uszczelnienia czołowe hydrostatyczne*, w których między powierzchnie współpracujące jest wtłaczana ciecz rozsuwająca pierścienie na odległość do 30 μm , lub *uszczelnienie czołowe hydrodynamiczne*, w których dzięki specjalnemu ukształtowaniu powierzchni współpracujących i rowkom smarowym powstaje między powierzchniami klin smarowy, odsuwający je od siebie.

Dławnice czołowe znajdują coraz większe zastosowanie m.in. w pompach obiegowych siłowni jądrowych, gdzie jest wymagana absolutna szczelność (*dławnice z przeciekiem zerowym*).

Z powodu trudnej technologii wykonania uszczelnienia czołowe są produkowane w niewielu krajach.

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, η — 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: μ — 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 — naprężenie 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: α — stały współczynnik dla danego obciążenia i wału, ω_{kr} — krytyczna prędkość kątowa rad/s, G — własna siła ciężkości wirnika i wału w daN.

¹⁾ Według [14] wzory (19.3) i (19.4) dają przybliżone wyniki.