

Čerpadla

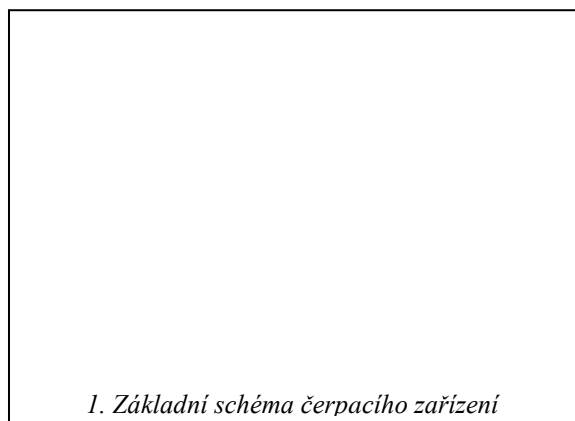
Čerpadla slouží

- a) ke zvýšení potenciální energie kapalin, tj. energie polohové a tlakové; to znamená pro dopravu kapalin z míst níže položených do míst výše položených, z míst s nižším tlakem do míst s vyšším tlakem
- b) ke zvýšení kinetické energie kapalin, tj. k uvedení kapalin z klidu do pohybu nebo zvýšení rychlosti proudění.

Podle způsobu přeměny energie je možno čerpadla rozdělit na

1. Hydrostatická, u kterých je mechanická energie přímo přeměňována na tlakovou energii kapaliny. Jsou také označovány jako čerpadla objemová. Dělí se dále na
 - a) čerpadla s kmitavým pohybem funkční části, kam patří čerpadla
 - pístová
 - plunžrová
 - membránová
 - vlnovcová
 - křídlová
 - radiální
 - axiální
 - b) čerpadla s otáčivým pohybem funkční části (rotační), kam patří čerpadla
 - zubová
 - vřetenová
 - lamelová
 - hadicová.
2. Hydrodynamická, u kterých je mechanická energie přeměňována nejdříve na energii kinetickou, která se následně mění na energii tlakovou. Tato čerpadla se dále rozdělují na
 - a) lopatková, která mohou být podle směru proudění kapaliny
 - radiální neboli odstředivá, ve kterých je kapalina dopravována působením odstředivé síly; vstup kapaliny do čerpadla je axiální, výstup je radiální
 - axiální neboli vrtulová, kterými kapalina prochází ve směru osy rotoru
 - diagonální, do kterých kapalina vstupuje axiálně a ze kterých vystupuje diagonálně
 - b) proudová neboli injektory, ve kterých je dopravovaná kapalina strhávána proudem vody, plynu nebo páry, vytékající vysokou rychlostí z trysky.
3. Trkače, pracující s přerušovaným proudem kapaliny a využívající energetického rázu při přerušení proudu.
4. Mamutová, ve kterých je kapalina vynášena přiváděným vzduchem.
5. Elektromagnetická, ve kterých se dopravují elektricky vodivé kapaliny působením elektromagnetického pole.
6. Zdvíhací, založená na mechanickém zdvihání kapaliny v dopravních prostorech; podle funkčního prvku zdvihacího ústrojí mohou být korečková nebo šneková.

Základní schéma čerpacího zařízení



Energetická rovnice zapsaná mezi místem sání a místem výtlaku je

$$e_0 + e_c = e_3 + e_z.$$

V úseku 0-1 platí při volbě referenční roviny v úrovni čerpadla

$$-g \cdot h_{sg} + \frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0^2}{2} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + e_{z01} \quad [1]$$

kde h_{sg} je geodetická sací výška, tj. ve svislém směru skutečně změřená vzdálenost mezi úrovní hladiny kapaliny v místě sání a vstupním hrdlem čerpadla.

Jestliže zanedbáme rychlost pohybu kapaliny v místě 0 ($c_0 = 0$), bude

$$-g \cdot h_{sg} + \frac{p_0}{\rho} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + e_{z01} \quad [2]$$

Rozdíl tlakové energie na hladině v místě 0 a v sacím hrdle čerpadla, pro který platí

$$\frac{p_0 - p_1}{\rho} = g \cdot h_{sg} + \frac{c_1^2}{2} + e_{z01} \quad [3]$$

je třeba k

- uvedení kapaliny z klidu do pohybu na rychlost c_1

- zdvižení kapaliny z hloubky h_{sg}
- překonání odporů proti proudění.

Silou, která kapalinu dopravuje, je tedy tlak nad hladinou v místě 0.

Tlak na vstupu do čerpadla p_1 není možno snižovat libovolně. Nejnižší možný tlak p_1 odpovídá tlaku, při kterém za dané teploty začne kapalina vřít. Například u vody při 20 °C je to tlak odpovídající výšce vodního sloupce 0,24 m.

Ztráta energie se určí ze známého obecného vztahu

$$e_z = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{c^2}{2} + \sum \xi \cdot \frac{c^2}{2} \quad [4]$$

V úseku 1-2 platí

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + e_z = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + e_{z12} \quad [5]$$

V úseku 2-3 platí

$$\frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} = g \cdot h_{vg} + \frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} + e_{z23} \quad [6]$$

kde h_{vg} je geodetická výtlačná výška.

Se zanedbáním rychlosti pohybu kapaliny v nádrži ($c_3 = 0$) platí pro energii na výstupu z čerpadla

$$\frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} = g \cdot h_{vg} + \frac{p_3}{\rho} + e_{z23} \quad [7]$$

Tato energie se spotřebuje na

- zdvižení kapaliny do výšky h_{vg}
- překonání tlaku p_3
- překonání odporů proti proudění e_{z23} .

Pro velikost energie, kterou je třeba čerpadlu ve formě mechanické práce dodat, platí z [5]

$$e_z = \frac{p_2}{\rho} - \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} + e_{z12}$$

kam dosadíme za p_2/ρ z [7]

$$\frac{p_2}{\rho} = g \cdot h_{vg} + \frac{p_3}{\rho} - \frac{c_2^2}{2} + e_{z23}$$

a za p_1/ρ z [2]

$$\frac{p_1}{\rho} = -g \cdot h_{sg} + \frac{p_0}{\rho} - \frac{c_1^2}{2} - e_{z01}$$

takže je

$$\begin{aligned} e_z &= g \cdot h_{vg} + \frac{p_3}{\rho} - \frac{c_2^2}{2} + e_{z23} + g \cdot h_{sg} - \frac{p_0}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + e_{z01} + \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} + e_{z12} = \\ &= g \cdot (h_{sg} + h_{vg}) + \frac{p_3 - p_0}{\rho} + e_{z01} + e_{z12} + e_{z23} = g \cdot h_g + \frac{p_3 - p_0}{\rho} + e_z \end{aligned}$$

kde $h_g = h_{sg} + h_{vg}$ je celková geodetická výška

$e_z = e_{z01} + e_{z12} + e_{z23}$ je celková ztrátová energie.

V případě, že je kapalina nasávána s atmosférickým tlakem a dopravována do otevřené nádrže, je $p_0 = p_3 = p_b$ a pak

$$e_z = g \cdot h_g + e_z$$

Hydrostatická čerpadla

Hydrostatická čerpadla s kmitavým pohybem funkční části

U hydrostatických čerpadel je tlak vyvozován přímým silovým působením funkční části čerpadla (pístu, membrány atd.) na kapalinu.

Výhodami hydrostatických čerpadel ve srovnání s čerpadly hydrodynamickými jsou

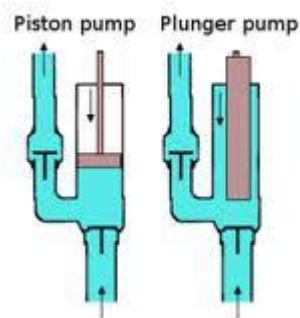
- větší účinnost, protože je zde transformace energie jednodušší
- samonasávací schopnost
- možnost čerpat i kapaliny o vyšší viskozitě.

Nevýhodami hydrostatických čerpadel ve srovnání s čerpadly hydrodynamickými jsou

- vyšší cena

- větší rozměry.

Pístová čerpadla



Základní schéma

Na obrázku je znázorněno základní schéma jednočinného jednoválcového pístového čerpadla s rozvodem pomocí ventilů a s úplným klikovým mechanismem, tvořeným pístem, pístní tyčí, křížákem, ojnicí a klikou včetně příslušných čepů. Klika je poháněna od zdroje mechanické energie hřídelem. Ventily jsou samočinné, tj. otevírají se přetlakem (výtláčné ventily) nebo podtlakem (sací ventily) v pracovním prostoru a zavírají se vlastní tíhou (při svislém umístění) nebo silou pružin.

Kinematika klikového mechanismu

Na obrázku je naznačena poloha klikového mechanismu brzy po začátku vytlačování kapaliny, tj. těsně po průchodu pístu zadní úvratí. Míra x představuje odlehlost křížáku od klikového hřídele. Při stabilních otáčkách pohonu, tj. při konstantní úhlové rychlosti kliky ω platí

$$x = l \cdot \cos \psi - r \cdot \cos \varphi$$

kde je

$$\varphi = \omega \cdot t$$

Ze vztahu

$$l \cdot \sin \psi = r \cdot \sin \varphi$$

vyplývá

$$\sin \psi = \frac{r}{l} \sin \varphi$$

$$\cos \psi = \sqrt{1 - \sin^2 \psi} = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2 \varphi}$$

takže je

$$x = l \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2(\omega \cdot t)} - r \cdot \cos(\omega \cdot t)$$

Odlehlost pístu od osy klikového hřídele je o délku pístní tyče větší, ale rychlosti pístu a křížáku jsou stejné:

$$\begin{aligned} v = \dot{x} &= l \cdot \frac{1}{2} \left[1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2(\omega \cdot t) \right]^{-\frac{1}{2}} \cdot (-1) \left(\frac{r}{l}\right)^2 \cdot 2 \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) + r \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t) = \\ &= r \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t) - \frac{r^2 \cdot \omega \cdot \sin(2 \cdot \omega \cdot t)}{2 \cdot l \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2(\omega \cdot t)}} \end{aligned}$$

Tato rovnice udává závislost rychlosti křížáku a pístu na čase a tedy i na poloze klikového hřídele: $v = v(t)$, $v = v(\varphi)$. Z rozboru rovnice vyplývá, že se závislost této rychlosti na čase tím více přibližuje sinusoidě, čím menší je hodnota zde vystupujícího zlomku. Bude-li se zvětšovat délka ojnice l , bude se zvětšovat také jmenovatel zlomku, takže teoreticky pro délku ojnice blížíci se nekonečnu bude mít zlomek hodnotu nulovou. V praxi to znamená, že je možno hodnotu zlomku pro delší ojnice zanedbat.

Podle rovnice spojitosti toku (rovnice kontinuity) je v každém okamžiku rychlost kapaliny vstupující z pracovního prostoru (vále) do potrubí úměrná rychlosti pístu. Mění se tedy také přibližně podle sinusoidy. Proudění bude mít nulovou rychlost tehdy, když současně bude platit

$$\sin(\omega \cdot t) = \sin(\varphi) = 0 \Rightarrow \varphi = 0, \pi, 2\pi \dots$$

$$\sin(2 \omega \cdot t) = \sin 2\varphi = 0 \Rightarrow 2\varphi = 0, \pi, 2\pi \dots \Rightarrow \varphi = 0, \pi/2, \pi, 3/2\pi, 2\pi \dots$$

to znamená pro $\varphi = 0, \pi, 2\pi \dots$, tedy v úvratích.

Maximální rychlost pístu se určí jako extrém funkce $v = v(t)$.

Pro objemový tok platí výraz známý z nauky o tekutinách

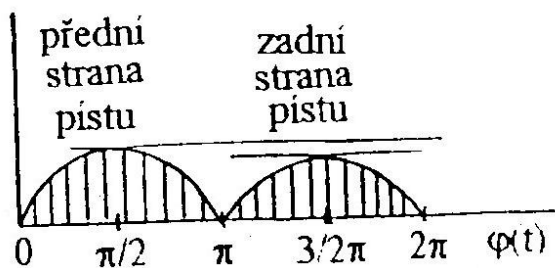
$$\dot{V} = S \cdot v(t)$$

kde S je plocha čela pístu a $v(t)$ je okamžitá rychlost proudění kapaliny.

Protože je rychlost proudění kapaliny vystupující z válce čerpadla závislá na čase, je proudění kapaliny nestacionární.

Jak již bylo uvedeno, blíží se druhý člen rovnice pro rychlost s narůstající délkou ojnice nule. Pak je možno pro rychlost napsat přibližný vztah

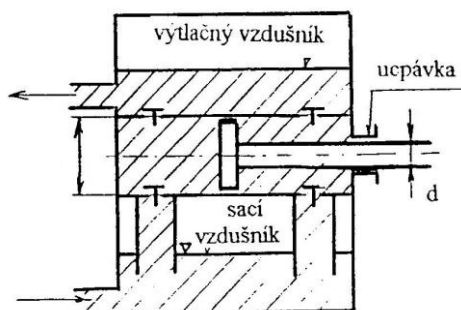
$$v = r \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t)$$



Závislost okamžitého objemového toku na poloze klikového hřídele v průběhu jedné jeho otáčky je znázorněna v diagramu. Je zřejmé, že dodávka kapaliny popsaným čerpadlem je nerovnoměrná a že je nutno urychlovat a opět zpomalovat značné hmoty kapaliny. Zrovnoměnění dodávky je možno dosáhnout

- zařazením vzdušníků do sání a do výtlačku
- použitím dvojčinného čerpadla
- použitím víceválcového čerpadla s rozdílným časováním.

Funkce vzdušníků



Při výtlačku vstupuje kapalina do výtlačného vzdušníku s proměnlivou rychlostí a s proměnlivým objemovým tokem. Menší část vytlačované kapaliny odchází výtlačným hrdlem ihned dále. Větší část vytlačované kapaliny zůstává ve vzdušníku, ve kterém stoupá hladina kapaliny a vzduch nad hladinou je kapalinou stlačován. Vzduch zde působí jako pružina a při zpětném zdvihu i po uzavření výtlačného ventilu stále vytlačuje kapalinu do potrubí. Čím je objem vzduchu nad hladinou kapaliny větší, tím menší jsou změny tlaku vzduchu a tím rovnoměrnější je výtlač kapaliny. Zcela rovnoměrný by byl výtlač při nekonečně velkém objemu vzdušníku.

Zrovnoměněním výtlačku se zmírňují změny rychlosti ve výtlačném potrubí a tím i nestacionárnost proudění a rázy v potrubí.

Funkce sacího vzdušníku je obdobná. Po otevření sacího ventilu při sacím pohybu pístu (v obrázku zleva doprava) je větší část kapaliny odebírána ze vzdušníku, menší část přichází sacím potrubím. Hladina ve vzdušníku klesá a tím se snižuje tlak vzduchu nad hladinou. Během výtlačného zdvihu pístu se sací vzdušník vlivem podtlaku vzduchu nad hladinou opět doplňuje.

Konstrukce pístových čerpadel

Jednočinné pístové čerpadlo

Funkční náčrt jednočinného pístového čerpadla byl již uveden. Písty těchto čerpadel jsou těsněny pístními kroužky nebo manžetami na svém obvodu.

Objemový tok jednočinného čerpadla je

$$Q_v = S \cdot L \cdot n \cdot \eta_v = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \cdot n \cdot \eta_v$$

kde S je plocha čela pístu

D je průměr pístu

L je zdvih pístu

n jsou otáčky poháněcího ústrojí za sekundu

$\eta_v = Q_v / Q_{vt}$ je objemová účinnost

Q_{vt} je teoretický průtok (objemový tok)

Q_v je skutečný průtok, oproti teoretickému zmenšený o ztráty netěsností, nedovíráním ventilů atd.

V praxi bývá $\eta_{vmax} = 0,98$.

Poznámka: v hydrodynamice byl termín „objemový tok“ chápán jako objemové množství tekutiny protékající v daném okamžiku daným místem, určené poměrem $V = dV/dt$. Jak je zřejmé z výše uvedeného diagramu závislosti objemového toku na poloze klikového hřídele čerpadla, je takto chápaný objemový tok v průběhu zdvihu pístu proměnlivý. Při určování dodávky kapaliny čerpadla se výpočty zpravidla zabývají objemem

dodaným čerpadlem za celou sekundu. V tomto smyslu je zde množství kapaliny proudící čerpadlem nazýváno objemovým průtokem nebo pouze průtokem a označováno písmenem Q , doplněným blíže určujícím indexem.

Dvojčinné pístové čerpadlo

Čerpání kapaliny probíhá při obou zdvizech. V každém okamžiku jedna strana pístu nasává kapalinu ze sacího vzdušníku a současně druhá strana pístu kapalinu vytlačuje do výtlačného vzdušníku. Dodávka je rovnoměrnější, jak je zřejmé z diagramu závislosti objemového toku na poloze klikového hřídele.

Objemový průtok na přední (v obrázku levé) straně je

$$Q_{v1} = S_1 \cdot L \cdot n \cdot \eta_v = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \cdot n \cdot \eta_v$$

a objemový průtok na zadní (v obrázku pravé) straně je

$$Q_{v2} = S_2 \cdot L \cdot n \cdot \eta_v = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot L \cdot n \cdot \eta_v$$

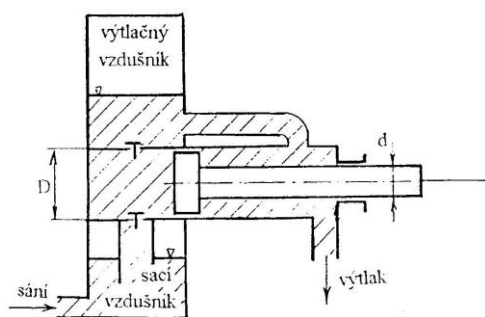
kde d je průměr pístní tyče.

Celkový objemový průtok pak je součtem objemových toků vytlačených na přední a zadní straně pístu

$$Q_v = Q_{v1} + Q_{v2} = \frac{\pi}{4} \cdot (2 \cdot D^2 - d^2) \cdot L \cdot n \cdot \eta_v$$

Jak je zřejmé z diagramu závislosti objemového toku na čase, je dodávka dvojčinného čerpadla výrazně rovnoměrnější než dodávka čerpadla jednočinného a proto zde mohou být vzdušníky podstatně menší.

Diferenciální pístové čerpadlo



Čerpadlo má dva pracovní prostory - před pístem a za ním. Při pohybu zprava doleva (v obrázku) přední část pístu vytlačuje kapalinu do výtlačného vzdušníku. Odtud kapalina proudí do zvětšujícího se prostoru za zadní stranou pístu. Její část tento prostor vyplňuje, zbytek odchází výtlačným hrdlem.

Při pohybu zleva doprava přední strana pístu kapalinu nasává ze sacího vzdušníku a zadní strana pístu vytlačuje kapalinu z prostoru umístěného vpravo.

Z obrázku je zřejmé, že k nasávání kapaliny dochází pouze při jednom zdvihu a to při pohybu pístu zleva doprava. Pro nasátý objem platí

$$V_s = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot L$$

Stejně množství nasaje při jedné otáčce také jednočinné čerpadlo.

Poměr vytlačovaných množství je dán vztahem mezi průměry D a d :

- při pohybu pístu zprava doleva se vytlačí objem, který je rozdílem objemu vytlačeného levou stranou pístu a objemu uvolněného zadní stranou pístu

$$V_1 = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot L - \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot L = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot L$$

- při pohybu pístu zleva doprava se vytlačí objem

$$V_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot L$$

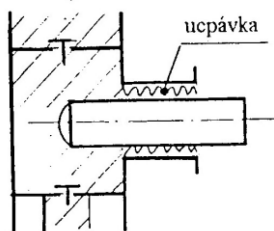
Součet obou vytlačených objemů je samozřejmě roven objemu nasátému. Pokud má při obou zdvizech být dodávka kapaliny stejná, musí platit

$$\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot L = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot L \Rightarrow d = \frac{D}{\sqrt{2}}$$

Z výpočtu je zřejmé, že objemový průtok je stejně velký jako u čerpadla jednočinného, ale:

- dodávka je rovnoměrnější, stejně jako je tomu u čerpadla dvojčinného
- na píst působí pouze poloviční síla a hnací mechanismus proto vychází méně hmotný
- konstrukce je jednodušší než u čerpadla dvojčinného, protože jsou zde jen dva ventily.

Čerpadla plunžrová



Princip činnosti plunžrových čerpadel je shodný s principem činnosti čerpadel pístových. Rozdíl je pouze v konstrukci - místo pístu je použit plunžr. Funkce obou těchto konstrukčních prvků je stejná. Liší se způsobem těsnění. Těsnicí prvky pístu (různé manžety, kovové či plastové kroužky a pod.) jsou umístěny na jeho obvodě a pohybují se s ním. Proto je přístupnost těsnění pístu v případě potřebné údržby nebo opravy obtížná. Plunžr je hladký válec, který prochází pevnou a snadno přístupnou ucpávkou, dovolující v případě potřeby během provozu dotahování. Jako ucpávky slouží nejčastěji bavlněné provazce nasycené tukem a grafitem nebo různé manžety zhotovené z kůže, pryže nebo plastů. Ucpávky samozřejmě lépe těsní při malých průměrech plunžru. Ze vztahu pro vytlačovaný objem při jednom zdvihu

$$V = S \cdot L = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L$$

však vyplývá, že při svém malém průměru musí k dosažení požadovaného čerpaného objemu mít plunžr přiměřeně větší zdvih.

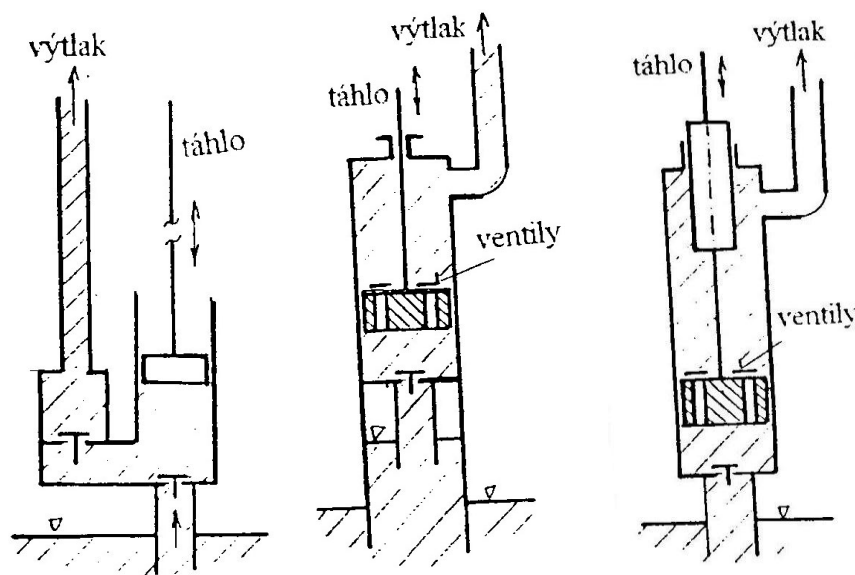
Ze vztahu pro sílu působící na píst nebo plunžr

$$F = S \cdot p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p$$

je zřejmé, že tato síla je díky menšímu průměru plunžru menší než síla působící na píst. Proto může být i mechanismus plunžrového čerpadla méně hmotný ve srovnání s mechanismem čerpadla pístového.

Z uvedeného platí závěr, že pístová čerpadla jsou vhodná pro menší tlaky, plunžrová čerpadla pro velké tlaky.

Svislá ruční čerpadla (pumpy)



Slouží převážně k čerpání vody ze studní. Jsou konstruována trojím způsobem:

- jako čerpadla pístová nebo plunžrová, působící tlakem na kapalinu
- jako čerpadla zdvižná
- jako kombinace předchozích konstrukcí.

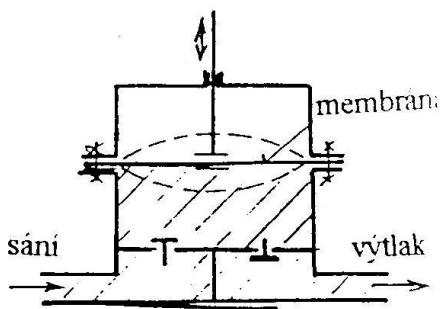
V případě uvedeném jako a) se v podstatě jedná o jednočinná, dvojčinná nebo diferenciální čerpadla popsaná výše, u kterých je volena svislá orientace. Pracovní prostor se umísťuje co nejbližně hladině nebo je dokonce ponořen pod úroveň hladiny nasávané vody.

Důvodem je nedostatečná těsnost pístů, která neumožňuje dosažení vyššího sacího podtlaku.

V případě b) jsou při pohybu dolů ventily umístěné na pístu otevřeny a voda jimi prochází nad píst. Sací ventil je uzavřen. Při pohybu vzhůru jsou ventily pístu uzavřeny a horní plocha pístu kapalinu zdvihá a vytlačuje. Dolní plocha pístu nasává kapalinu otevřeným sacím ventilem.

V případě c) píst s ventily vodu zdvihá a vytlačuje při pohybu vzhůru, plunžr umístěný v horní části válce vodu vytlačuje při pohybu dolů.

Membránová čerpadla



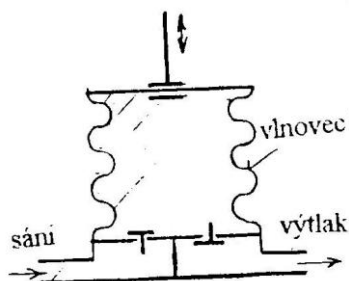
Princip činnosti membránových čerpadel je založen na střídavém prohýbání membrány zhotovené z pryže, plastu nebo kovu. Pružnost materiálu, ze kterého je membrána zhotovena, určuje její možný zdvih.

Výhodou membránových čerpadel, která nemají žádné vzájemně se posouvající nebo otáčející součásti, je jejich těsnost.

Pohon těchto čerpadel může být ruční nebo strojní. Čerpadlo dovoluje i čerpání velmi znečištěných nebo chemicky agresivních kapalin.

Membránová čerpadla se používají například jako palivová čerpadla u spalovacích motorů nebo pomocná čerpadla s elektrickým vibračním pohonem pro čerpání vody ze studní.

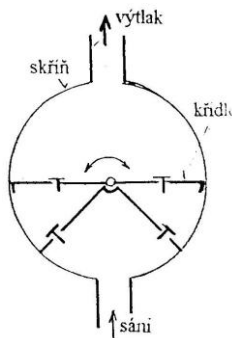
Vlnovcová čerpadla



Princip činnosti vlnovcových čerpadel je obdobný jako u čerpadel membránových. Oproti membráně dovoluje vlnovec větší zdvih a tím také větší množství dodávané kapaliny při dané frekvenci kmitání.

Vlnovec se vyrábí z kovů, plastů nebo pryže, přičemž volba materiálu závisí na velikosti pracovního tlaku. Pro nejmenší tlaky se užívá pryže, pro největší tlaky kovů.

Křídlová čerpadla

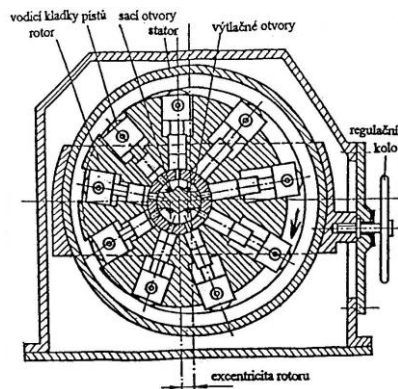


Princip činnosti křídlových čerpadel je obdobný jako u čerpadel pístových, ale místo přímočarého pohybu pístu je zde kývavý pohyb křídla. Čerpadlo má dva pracovní prostory. Z jednoho prostoru je kapalina vytlačována a do druhého je současně nasávána. Tato čerpadla jsou používána pro čerpání vody, benzínu, nafty, oleje a dalších kapalin.

Radiální pístová čerpadla

Kapalina je čerpána větším počtem malých pístků, pohybujících se v radiálním směru uvnitř rotoru. Pohyb pístů je dosažen jejich vedením po vnitřní kruhové dráze statoru, ke které jsou odstředivou silou přitlačovány a o kterou se opírají kladkami. Stator je oproti rotoru uložen výstředně. Excentricita statoru je nastavitelná. Její změnou se

reguluje zdvih pístků a tím také při konstantních otáčkách množství dodávané kapaliny.



Rozvod kapaliny, to je sání a výtlak, jsou provedeny uvnitř hřídele rotoru.

Popsaná konstrukce čerpadel má následující výhody:

- hmotnost částí konajících přímočarý vratný pohyb je malá; proto jsou malé i setrvačné síly působící na tyto součásti; tím je umožněno užití relativně vysokých otáček ve srovnání s běžnými pístovými čerpadly
- čerpadla nepotřebují ventily, rozvod je zde obdobou šoupátkových rozvodů
- čerpadla mají vysokou účinnost
- čerpadla mají malé rozměry.

Technické údaje radiálních pístových čerpadel: tlaky do 36 Mpa,

objemový průtok až 50 litrů za sekundu, výkony od 0,5 do 500 kW, objemová účinnost až 0,9.

Čerpadla se užívají u hydraulických obvodů různých strojů, ale také v obrácené funkci jako hydromotory.

Axiální pístová čerpadla

Axiální pístová čerpadla patří také k čerpadlům s kmitavým pohybem funkční části. Pohyb pístů je dosažen působením otáčející se šikmé desky se zdvihem L , která funguje jako čelní vačka.

Rozvod kapaliny - sání a výtlak - jsou provedeny ve hřídeli desky a drážkami ve statoru.

Ostatní údaje jsou obdobné jako u čerpadel radiálních

