

4 ZARIADENIA NA DOPRAVU KVAPALÍN

Zariadenia na dopravu kvapalín patria medzi najpoužívanejšie dopravné zariadenia. Používajú sa vo všetkých priemyselných odvetviach, napr. chemickom a potravinárskom priemysle, v energetike, v poľnohospodárstve, pri zásobovaní miest a obcí pitnou vodou a pod.

Kvapalina sa pohybuje v potrubí vplyvom rozdielu jej mernej mechanickej energie na vstupe a výstupe z potrubia. Ak kvapalina rozdielnu mernú mechanickú energiu na vstupe a výstupe z potrubia nemá, je potrebné ju vytvoriť. To je možné zvýšením mernej mechanickej energie čerpanej kvapaliny na vstupe do potrubia:

- zariadeniami využívajúcimi mechanickú energiu motorov,
- tlakom plynu alebo pary na hladinu kvapaliny,
- prúdom inej kvapaliny, plynu alebo pary.

Kvapalina s dostatočnou polohovou energiou sa dá dopravovať potrubím aj samospádom.

4.1 Tok kvapalín potrubím

Sprievodným javom dopravy tekutín potrubím je strata ich mechanickej energie. Mechanická energia tekutiny prúdiacej potrubím sa premieňa – disipuje na energiu tepelnú. Znižovanie veľkosti mechanickej energie tekutiny prúdiacej v potrubí je spôsobené viskóznym trením v dopravovanej tekutine a tiež trením tekutiny o steny potrubia. Navonok sa strata mechanickej energie prúdiacej tekutiny v dopravnom potrubí prejaví stratou tlaku. Priamym dôsledkom tohto javu je zväčšovanie tlakovej straty tekutiny v závislosti na zväčšujúcej sa dĺžke potrubia. Ku stratám mechanickej energie dochádza nielen pri prúdení tekutiny v rovnom potrubí, ale straty mechanickej energie spôsobujú aj rôzne zakrivenia potrubia, vradené odbočky, ventily a podobne. V tejto súvislosti sa hovorí o strate mechanickej energie tekutiny vplyvom miestnych odporov.

Tekutiny môžu prúdiť potrubím laminárne, turbulentne, alebo môže nastať prípad kombinovaného laminárno - turbulentného prúdenia, čo závisí od rýchlosti toku tekutiny.

Pri malých rýchlostiach tekutiny je prúdenie laminárne. Laminárne prúdenie je definované ako šmyk susediacich vrstiev kvapaliny.

Turbulentný tok je v porovnaní s laminárnym skomplikovaný neustálym vzájomným miešaním vrstiev tekutiny. Vplyvom tohto premiešavania dochádza k intenzívnejšiemu odovzdávaniu hybnosti medzi jednotlivými časticami tekutiny. Pri turbulentnom toku má tekutina pri stene potrubia väčšiu rýchlosť, následkom čoho na stenách potrubia dochádza k intenzívnejšej strate jej hybnosti.

O aký spôsob prúdenia ide sa dá zistiť výpočtom Reynoldsovoho čísla Re . Reynoldsovo číslo sa vypočíta podľa vzťahu :

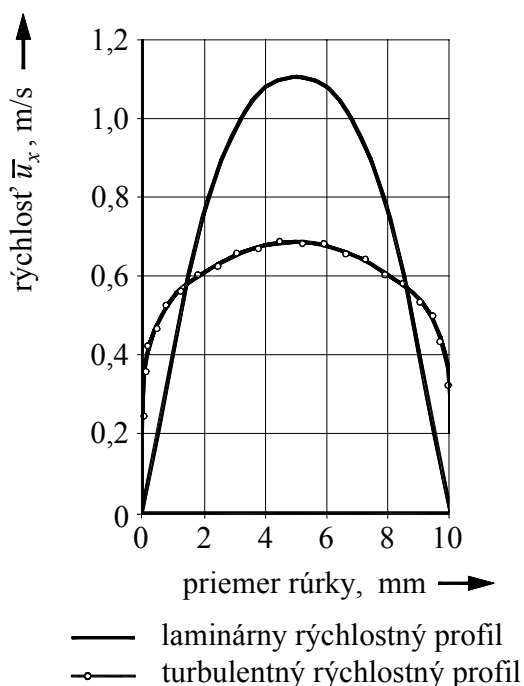
$$Re = \frac{\bar{u} \cdot d \cdot \rho}{\mu} , - \quad (4.1)$$

kde: \bar{u} - priemerná veľkosť axiálnej zložky rýchlosti prúdenia tekutiny v potrubí, m/s
 d - vnútorný priemer potrubia, m
 ρ - hustota tekutiny, kg/m³
 μ - dynamická viskozita tekutiny, Pa.s

Hranicu medzi laminárnym a turbulentným prúdením vyjadruje medzná hodnota Re_{kr} . Pri prúdení priamou rúrkou platí $Re_{kr} = 2,3 \cdot 10^3$. Pre laminárne prúdenie platí $Re < Re_{kr}$ a pre turbulentné prúdenie $Re > Re_{kr}$. Prechod z laminárneho prúdenia na prúdenie turbulentné je veľmi rýchly.

Rýchlosť prúdenia kvapaliny v potrubí

Rýchlostné profily laminárneho aj turbulentného prúdenia kvapalín v kruhovom potrubí majú tvar paraboly. Vrchol paraboly je v osi potrubia, kde je rýchlosť prúdenia najväčšia. Na obr. 4.1 sú znázornené rýchlostné profily laminárneho a turbulentného prúdenia v rúrke pri rovnakých stredných rýchlostiach $\bar{u} = 0,546$ m/s.



Obr. 4.1 Graf rýchlostných profilov pri prúdení v rúrke

Priemerná veľkosť axiálnej zložky rýchlosti prúdenia tekutiny v potrubí \bar{u} sa vypočíta podľa vzťahu:

$$\bar{u} = \frac{\dot{V}}{S}, \text{ m/s} \quad (4.2)$$

kde: \dot{V} - objemový prietok kvapaliny, m^3/s
 S - prietokový prierez, m^2

Pre maximálnu rýchlosť laminárneho prúdenia kvapaliny platí:

$$u_{\max} = 2 \cdot \bar{u} = 2 \cdot \frac{\dot{V}}{S}, \text{ m/s} \quad (4.3)$$

kde: u_{\max} - maximálna rýchlosť prúdenia kvapaliny (v osi potrubia), m/s
 \bar{u} - priemerná rýchlosť prúdenia, m/s

Maximálna rýchlosť turbulentného prúdenia kvapaliny sa počíta podľa vzťahu:

$$u_{\max} = (1,22 \div 1,25) \bar{u}, \text{ m/s} \quad (4.4)$$

Tab. 4.1 Odporúčané rýchlosti kvapalín a plynov v potrubí

Tekutina	Potrubie		Rýchlosť, m/s	
Voda	gravitačné prúdenie v potrubí		0,5 až 3,0	
	hydrodynamické čerpadlá:	sacie potrubie,	0,5 až 1 (max. 2)	
		výtláčne potrubie	1,0 až 3,0	
	piestové čerpadlá	sacie potrubie	0,5 až 1,0	
		výtláčne potrubie	1,0 až 2,0	
	potrubie pre chladiacu vodu	sacie	0,7 až 1,5	
		výtláčne	1,0 až 3,0	
	rozvodná sieť pitnej a úžitkovej vody			0,5 až 0,7
	odvod kondenzátu			0,5 až 0,8
tok otvorenými kanálmi			0,2 až 2,0	
Chemické suroviny a produkty	benzín, benzol, nafta a pod.	sacie potrubie	0,5 až 0,3	
		výtláčne potrubie	1,0 až 1,3	
	diaľkové ropovody		1,0 až 3,0	
	ohrievané potrubie pre ťažké oleje	výtláčne potrubie	0,5 až 0,8	
		sacie potrubie	1,0 až 1,5	
kyselina chlorovodíková, kyselina sírová			1,0 až 1,5	
Vodná para	parovody pre vykurovaciu paru s nízkym tlakom		10 až 15	
	parovody pre sýtu paru s tlakom do 1 MPa		15 až 30	
	parovody pre prehriatu paru s tlakom 1 až 4 MPa		20 až 40	
	parovody pre vysokotlakovú paru 4 až 12,5 MPa		30 až 60	
Vzduch, plyny	rozvod stlačeného vzduchu		2,0 až 15	
	ventilátory - sacie potrubie - výtláčne potrubie		8 až 20	
			15 až 30	
	sacie potrubie vývev		10 až 30	
	vákuové potrubie		50 až 150	
	vodík do tlaku 2 MPa		12 až 15	
	plyny a zmesi plynov s tlakom 20 až 30 MPa		8 až 12	
plyny a zmesi plynov s tlakom do 70 MPa		5 až 8		

Strata mechanickej energie tekutiny trením pri prúdení v rovnom potrubí

Na určenie strát mechanickej energie kvapalín dopravovaných v rovnom potrubí vzniklo viac teórií, ktoré v prípade zanedbania ich stlačiteľnosti platia aj pre plyny.

V praxi sa veľkosť disipovanej energie počíta podľa D'Arcy-Weisbachovej rovnice platnej pre laminárne aj turbulentné prúdenie, ktorá má tvar:

$$e_s = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\bar{u}^2}{2}, \text{ J/kg} \quad (4.5)$$

kde: λ - súčiniteľ trenia tekutiny o steny potrubia, -

L - dĺžka potrubia, m

Hodnotu súčiniteľa trenia tekutiny o steny potrubia vypočítame v závislosti od spôsobu jej prúdenia nasledovne.

Hodnota súčiniteľa trenia tekutiny o steny hladkého potrubia kruhového prierezu sa v prípade laminárneho prúdenia dá vypočítat' podľa vzťahu:

$$\lambda = \frac{64 \cdot \mu}{\bar{u} \cdot d \cdot \rho} = \frac{64}{\text{Re}}, \text{ -} \quad (4.6)$$

Hodnotu λ pri turbulentnom prúdení tekutiny v hladkom potrubí kruhového prierezu je možné dostatočne presne vypočítat' podľa rovnice:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{\text{Re}}}, \text{ -} \quad (4.7)$$

Strata mechanickej energie tekutiny spôsobená miestnymi odporami

V praxi sa dá iba málokedy stretnúť s dopravou tekutín priamym potrubím bez vradených miestnych odporov.

Strata mechanickej energie spôsobená miestnym odporom sa dá vyjadriť vzťahom:

$$e_s = \xi \cdot \frac{\bar{u}^2}{2}, \text{ J/kg} \quad (4.8)$$

kde: ξ - stratový súčiniteľ miestneho odporu (ksi), -

\bar{u} - priemerná veľkosť axiálnej zložky rýchlosti prúdenia tekutiny v potrubí, m/s

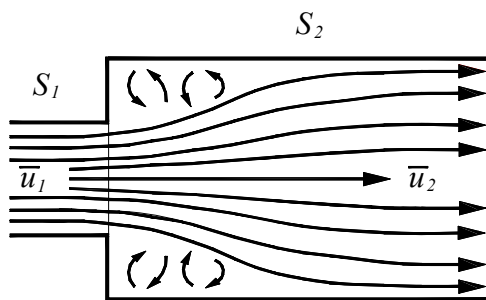
Hodnota súčiniteľa miestneho odporu sa zisťuje v tabuľkách alebo grafoch pre konkrétne druhy zdroja odporu.

Súčinitele miestnych strát sa môžu určiť aj výpočtom. Napríklad pri náhlom rozšírení veľkosti prietokovej plochy potrubia (obr. 4.2) sa súčiniteľ strát počíta podľa rovnice:

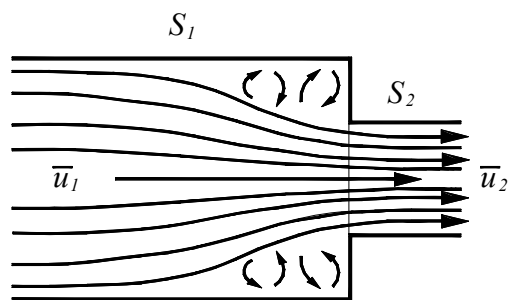
$$\xi_1 = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2, \text{ -} \quad (4.9)$$

Pre náhle zúženie prietokového prierezu, ako znázorňuje obr. 4.3, sa počíta súčiniteľ miestnej straty mechanickej energie tekutiny podľa rovnice:

$$\xi_2 = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right), \text{ -} \quad (4.10)$$

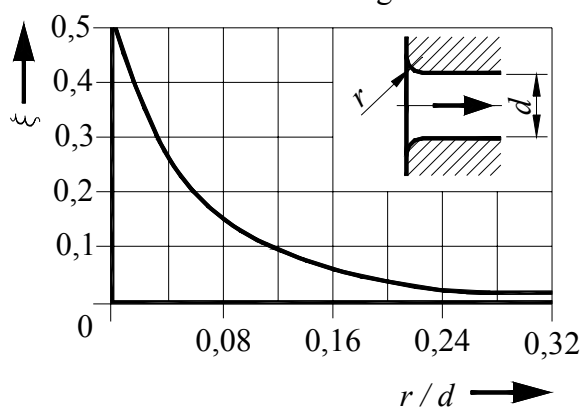


Obr. 4.2 Náhle rozšírenie prierezu potrubia



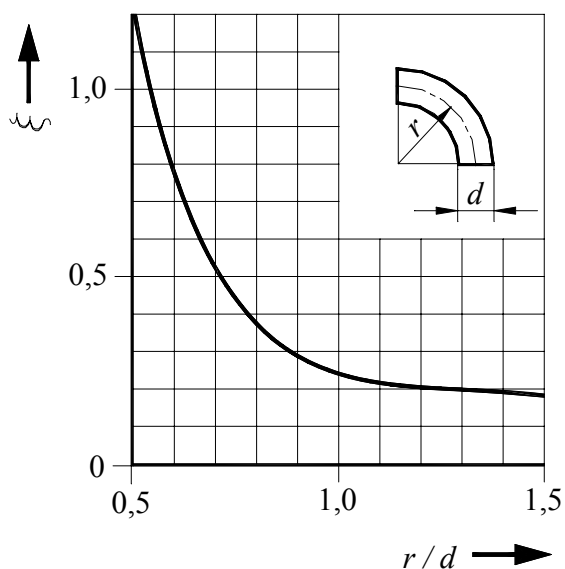
Obr. 4.3 Náhle zúženie prierezu potrubia

Hodnota súčiniteľa miestneho odporu tekutiny vtekajúcej do potrubia so zaoblenou hranou otvoru sa dá odčítať z grafu na obr. 4.4 a pre zrazenú hranu otvoru z grafu na obr. 4.4.



Obr. 4.4 Závislosť súčiniteľa miestnej straty ζ na pomere r/d pre vtok do potrubia

Hodnotu súčiniteľa ζ v hladkom 90° ohybe potrubia môžeme dostatočne presne odhadnúť z grafu na obr. 4.5.



Obr. 4.5 Graf na zistenie súčiniteľa miestnej straty v hladkom 90° ohybe potrubia

Hodnoty súčiniteľa miestnej straty mechanickej energie pre ďalšie rôzne prípady spájania a rozdeľovania tokov a taktiež pre potrubné armatúry je možné nájsť v odbornej literatúre.

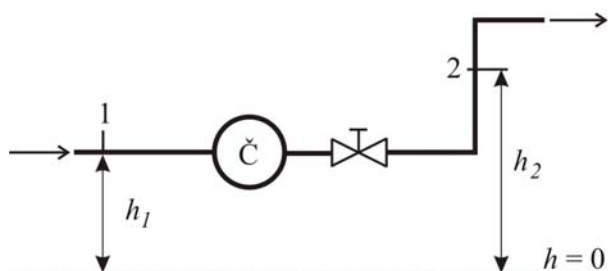
4.2 Čerpadlá

Na dopravu kvapalín sa v praxi najčastejšie používajú čerpadlá, ktoré na zvýšenie mernej mechanickej energie kvapaliny na vstupe do potrubia využívajú mechanickú energiu motorov.

Veľkosť energie potrebnej na dopravu kvapaliny je možné vypočítať z Bernoulliho rovnice rozšírenej o člen Y , ktorý vyjadruje potrebné dodané množstvo mechanickej energie na 1 kg čerpanej kvapaliny (obr. 4.6):

$$\frac{1}{2} \cdot \kappa_1^2 \cdot \bar{u}_1^2 + \frac{p_1}{\rho} + g \cdot h_1 + Y = \frac{1}{2} \cdot \kappa_2^2 \cdot \bar{u}_2^2 + \frac{p_2}{\rho} + g \cdot h_2 + e_s \quad (4.11)$$

kde: κ_1, κ_2 - korekčné súčinitele kinetickej energie kvapaliny pri rýchlosti \bar{u}_1, \bar{u}_2 , -
 \bar{u}_1, \bar{u}_2 - priemerná veľkosť rýchlosti prúdenia kvapaliny v potrubí, m/s
 p_1, p_2 - tlak kvapaliny v potrubí, Pa
 ρ - hustota čerpanej kvapaliny, kg/m³
 h_1, h_2 - výška, m
 Y - merná mechanická energia dodaná čerpanej kvapaline, J/kg
 e_s - merná stratová energia čerpanej kvapaliny, J/kg



Obr. 4.6 Potrubie s čerpadlom
 1, 2 – kontrolné prierezy,
 h – referenčná vodorovná
 rovina

Potrebné zvýšenie tlakového rozdielu kvapaliny na vstupe a výstupe čerpadla sa dá vyjadriť ako:

$$\Delta p = \rho \cdot Y, \text{ Pa} \quad (4.12)$$

alebo pomocou výtlačnej výšky čerpadla:

$$h_v = \frac{Y}{g}, \text{ m} \quad (4.13)$$

Pri návrhu alebo výbere čerpadla je potrebné zohľadňovať veľmi rôznorodé požiadavky, týkajúce sa hlavne fyzikálno-chemických vlastností čerpanej kvapaliny, požadovaného prietoku kvapaliny \dot{V} , potrebnej dodávanej mernej mechanickej energie Y , potrebnej sacej a výtlačnej výšky a charakteristiky čerpadla. Čerpané kvapaliny môžu byť napríklad viac, alebo menej viskózne, môžu byť bez tuhých častíc, alebo môžu obsahovať tuhé častice. Čerpané kvapaliny môžu spôsobovať koróziu, abrazívno-erozívne opotrebenie, alebo môžu byť toxické.

Široké spektrum často protichodných požiadaviek kladených na čerpadlá sa v praxi prejavuje v existencii mnohých rozdielnych konštrukcií čerpadiel.

Podľa pohybu činnejši časti čerpadla sa dajú čerpadlá rozdeľovať na čerpadlá:

- s vratným pracovným pohybom,
- čerpadlá s rotačným pracovným pohybom.

Podľa vlastností čerpanej kvapaliny poznáme čerpadlá pre:

- čisté kvapaliny,
- suspenzie, resp. čerpadlá pre málo tekuté látky.

Podľa spôsobu transformácie privedenej mechanickej energie na mechanickejši energiu čerpanej kvapaliny sa čerpadlá rozdeľujú na:

- hydrodynamické,
- hydrostatické,
- iné (prúdové, mamutky, monžíky, trkače).

4.2.1 Hydrodynamické čerpadlá

Hydrodynamické čerpadlá sú čerpadlá s nepriamou premenou mechanickej práce na potenciálnu energiu. V týchto čerpadlách sa mechanickejši práca motora mení na pohybovú energiu kvapaliny a táto sa vo výtlačnom hrdle čerpadla premieňa na potenciálnu energiu. Energia je dodávaná čerpanej kvapaline dynamickým účinkom obežného kolesa. Hydrodynamické čerpadlá sa vyznačujú rovnomernejším chodom, menšími rozmermi a jednoduchšou výrobou. Nie sú však schopné vytvoriť vyššie tlaky.

Existujú dva základné druhy hydrodynamických čerpadiel. Sú to čerpadlá:

- radiálne (odstredivé),
- axiálne (vrtuľové).

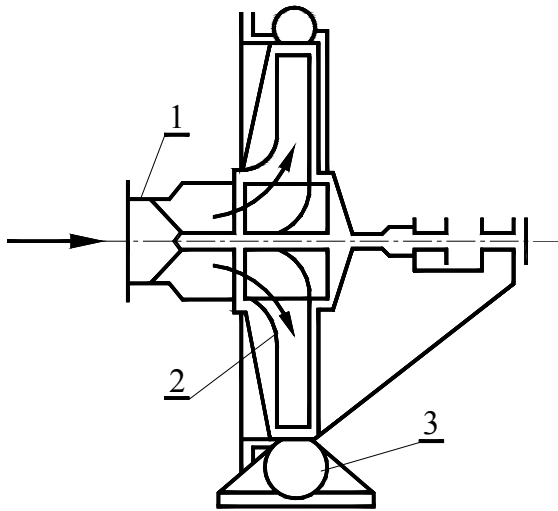
Radiálne čerpadlá (obr. 4.7) čerpajú kvapalinu rýchlo sa otáčajúcim lopatkovým kolesom. Lopatkové koleso je uložené v špirálovej skrini, ktorej obvod vyúsťuje do výtlačného hrdla. Kvapalina vstupuje do čerpadla nasávacím hrdlom čerpadla axiálne, ku stredu lopatkového kolesa. Na lopatkovom kolese sa otáča o 90° a odstredivou silou je hnaná pozdĺž lopatiek k obvodu, kde vystupuje výtlačným hrdlom čerpadla. Odstredivá sila spôsobuje, že v nasávacom hrdle je podtlak a vo výtlačnom hrdle je zvýšený tlak. Rýchlosť prúdenia kvapaliny je závislá na obvodovej rýchlosti obežného kolesa.

Pri čerpaní kvapalín sa používajú na dosiahnutie vyššej výtlačnej výšky viacstupňové odstredivé čerpadlá. U takýchto čerpadiel kvapalina opúšťajúca špirálovitú skriňu je privádzaná kanálikom do ďalšej špirálovitejši skrine s ďalším lopatkovým kolesom.

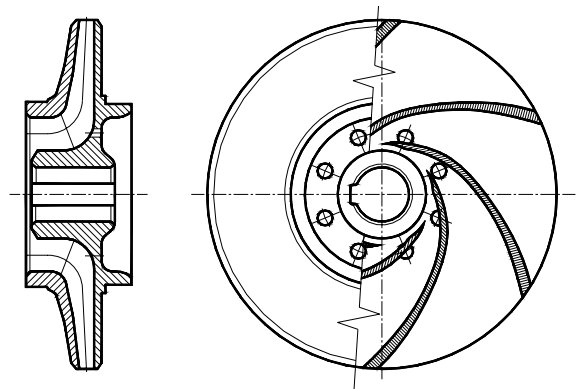
Odstredivé čerpadlá nedokážu vytvoriť dostatočný podtlak pre prvotné nasatie kvapaliny, a preto musia byť pred spustením spolu so sacím potrubím naplnené kvapalinou.

Axiálne čerpadlá (obr. 4.9) majú obežné koleso v tvare niekoľko krídlovejši vrtule. Nasávaná kvapalina vteká do čerpadla v axiálnom smere a po prietoku čerpadlom vyteká opäť v axiálnom smere. V porovnaní s radiálnymi čerpadlami majú axiálne čerpadlá malú dopravnú výšku, ale veľkú výkonnosť.

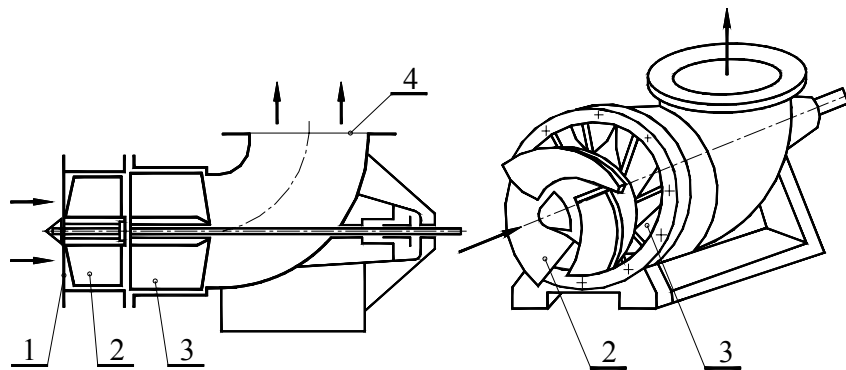
Tieto čerpadlá sa používajú zvyčajne len na udržanie alebo zrýchlenie prúdenia kvapaliny v potrubí.



Obr. 4.7 Schéma radiálneho čerpadla
 1 – sacie hrdlo, 2 – obežné koleso,
 3 – špirálová skriňa



Obr. 4.8 Obežné koleso radiálneho čerpadla kvapalín



Obr. 4.9 Horizontálne axiálne čerpadlo kvapalín
 1 - nasávacie hrdlo čerpadla, 2 - obežné koleso,
 3 - prevádzač, 4 - výtlačné hrdlo čerpadla

4.2.2 Hydrostatické čerpadlá

Hydrostatické čerpadlá sú čerpadlá s priamou premenou mechanickej práce na potenciálnu - tlakovú energiu. Tlakovú energiu dodávajú čerpanej kvapaline priamym pôsobením funkčnej časti čerpadla na dopravovanú kvapalinu. Funkčná časť môže vykonávať:

- priamočiary vratný pohyb, ide o čerpadlá:
 - piestové,
 - membránové,
- rotačný pohyb, ide o čerpadlá:
 - lamelové,
 - zubové,
 - Rootsove,
 - vretenové,
 - hadicové.

Hydrostatické čerpadlá sú charakteristické tým, že:

- v jednom čerpacom stupni udeľujú čerpanej kvapaline vysokú mernú energiu, a to aj pri čerpaní malého množstva čerpanej kvapaliny,
- majú relatívne malé rýchlosti činných častí čerpadla, čo umožňuje čerpať aj málo tekuté látky,
- majú strmú charakteristiku (viď časť 4.2.5),
- umožňujú dávkovanie presných množstiev kvapaliny do výrobného procesu.

Maximálna dodaná merná energia je obmedzená konštrukciou čerpadla - maximálnym pretlakom, na ktorý sú dimenzované hlavné časti čerpadla.

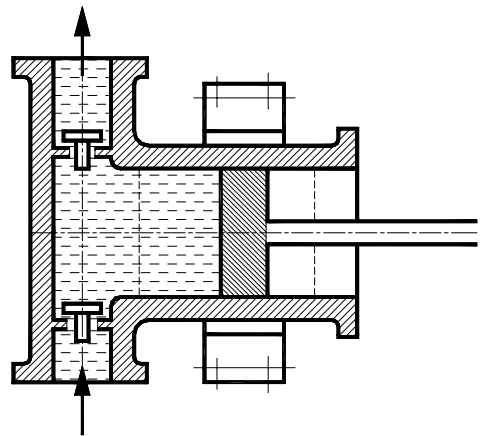
Na výtláčné potrubie hydrostatických čerpadiel sa nemá montovať uzatvárací orgán. Ak sa tomu nedá vyhnúť, potom musí byť čerpadlo zabezpečené poistným ventilom, ktorý je nastavený na maximálny dovolený pretlak. Poistný ventil pri prekročení maximálneho dovoleného tlaku prepustí kvapalinu z výtlaku do nasávacieho potrubia.

Funkčnou časťou **piestových čerpadiel** (obr. 4.10) je piest pohybujúci sa v pracovnom priestore (valci) čerpadla. Pohyb piesta spôsobuje, že vznikajúcim podtlakom a pretlakom sa striedavo otvára a zatvára nasávací a výtláčny ventil. Na začiatku pracovného cyklu sa zväčšujúci pracovný priestor vyplní čerpanou tekutinou pri nižšom tlaku (nasávanie) a na konci pracovného cyklu spôsobuje zmenšovanie pracovného objemu vytlačenie čerpanej kvapaliny pri vyššom tlaku. Vratný pohyb piestov čerpadiel sa konštrukčne rieši kľukovým alebo vačkovým hriadeľom.

Objemové množstvo kvapaliny čerpanej piestovým čerpadlom sa vypočíta podľa vzťahu:

$$\dot{V} = S \cdot l \cdot n \cdot i \cdot \eta_d, \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.14)$$

kde: S – plocha piesta, m^2
 l – výška zdvihu piesta, m
 n – frekvencia pohybu piesta, $1/\text{s}$
 i – počet piestov čerpadla, -
 η_d – dopravná účinnosť čerpadla, -



Obr. 4.10 Schéma piestového čerpadla

Objemový prietok týchto čerpadiel sa reguluje zmenou frekvencie pracovného cyklu, alebo zmenou pracovného zdvihu pohybových mechanizmov.

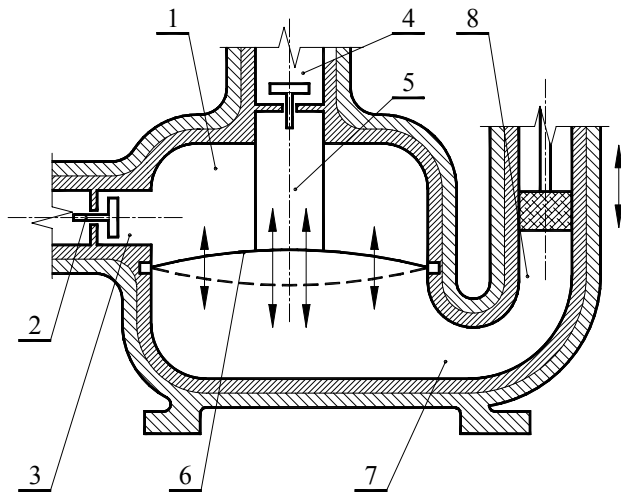
Piestové čerpadlá sa používajú na čerpanie malých objemových prietokov kvapaliny, v mnohých prípadoch s veľkou mernou energiou čerpanej kvapaliny (tlaky až 200 MPa), alebo sa používajú ako dávkovacie čerpadlá.

Piestové zariadenia sa používajú aj na dopravu plynov. Vtedy najčastejšie plnia funkciu kompresorov schopných vytvoriť vysoké tlaky plynov.

Membránové čerpadlá (obr. 4.11) nachádzajú uplatnenie tam, kde je potrebné čerpanú kvapalinu hermeticky oddeliť od hnacieho piesta. Používajú sa na čerpanie veľmi korozívnych alebo eróziívnych kvapalín. Pružná membrána čerpadiel slúži na rozdelenie pracovného priestoru čerpadla na dve časti. Jednou časťou prúdi čerpaná kvapalina, v druhej časti sa nachádza pracovná kvapalina, ktorá je ovládaná spravidla piestom.

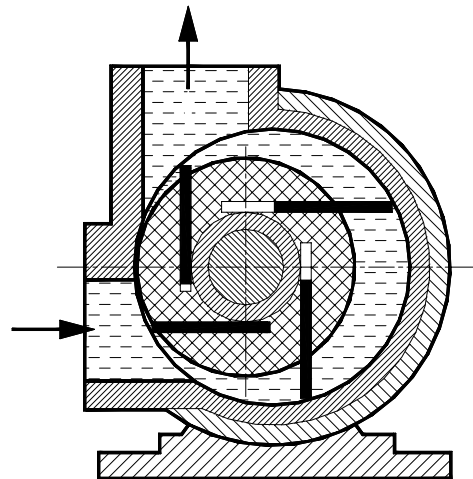
Lamelové čerpadlá (obr. 4.12) sú tvorené statorom s valcovou komorou, v ktorej je excentricky vložený rotor. Ten má drážky, v ktorých sú zasunuté lamely. Pri pohybe rotora sú lamely odstredivou silou pritláčané ku stenám statora. Tým sa medzi lamelami vytvárajú komory, ktorých objem sa postupne v smere rotácie mení. Na strane nasávania sa zväčšuje a na strane výtlaku znižuje.

Vyznačujú sa rovnomerným tokom čerpanej tekutiny. Používajú sa na čerpanie tekutín, ktoré neobsahujú dispergované tuhé častice. Pri čerpaní plynov a tvorbe podtlaku sa nazývajú lamelové resp. lopatkové vývevy.



Obr. 4.11 Membránové čerpadlo

1 - priestor čerpanej kvapaliny,
2 - nasávací ventil, 3 - nasávacie hrdlo
čerpanej kvapaliny, 4 - výtlačný ventil,
5 - výtlačné hrdlo čerpanej kvapaliny,
6 - membrána, 7 - priestor pracovnej
kvapaliny, 8 - piest



Obr. 4.12 Lamelové čerpadlo

Zubové čerpadlá (obr. 4.13) sú hydrostatické čerpadlá tvorené dvojicou ozubených kolies s čelným evolventným ozubením, ktoré sú uložené v presne vyrobenej skrini čerpadla, ktorá tesní ich obvod a boky. Kvapalina nasávaná podtlakom, ktorý vznikol pri výbehu zubov zo zubových medzier, sa dopravuje v zubových medzerách po obvode skrine a je vytláčaná v mieste, kde do zubových medzier jedného kolesa vnikajú zuby druhého kolesa.

Objemový prietok zubových čerpadiel môžeme približne vypočítať podľa vzťahu:

$$\dot{V} = \frac{2\pi}{4} \cdot (D_h^2 - D_r^2) \cdot b \cdot n \cdot \eta_o, \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.15)$$

kde: D_h - priemer hlavovej kružnice ozubeného kolesa, m

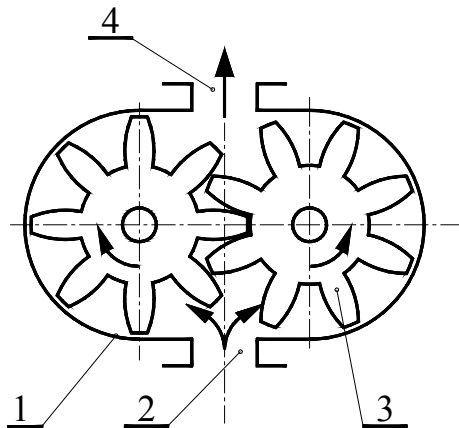
D_r - priemer rozstupovej kružnice ozubeného kolesa, m

b - činná šírka ozubeného kolesa, m

n - frekvencia otáčania, 1/s

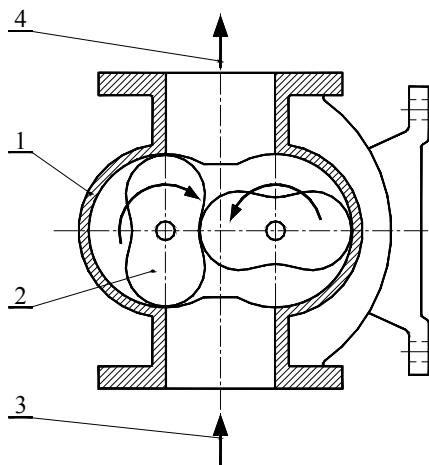
η_o - objemová účinnosť čerpadla, závislá od stavu čerpadla, od rozdielu tlakov medzi výtlakom a nasávaním a od viskozity kvapaliny ($\eta_o = 0,8$), -

Zubové čerpadlá sa používajú najmä na čerpanie mastiacich olejov alebo na čerpanie a dávkovanie veľmi viskózných kvapalín. Sú konštruované pre menšie objemové prietoky, ale dosahujú vyšší tlak vo výtlačnom hrdle.



Obr. 4.13 Zubové čerpadlo

1 – skriňa čerpadla, 2 – nasávacie potrubie, 3 – ozubené koleso), 4 – výtlačné potrubie



Obr. 4.14 Rootsove čerpadlo

1 – skriňa, 2 – rotačný piest, 3 – nasávacie potrubie, 4 – výtlačné potrubie

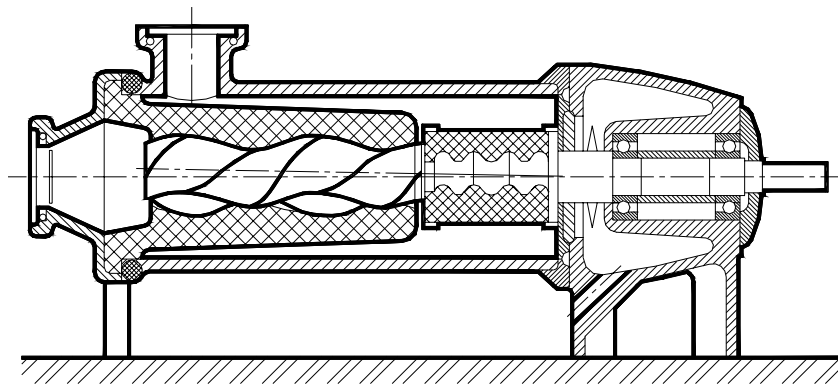
Rootsove čerpadlá (obr. 4.14) majú konštrukciu a princíp činnosti podobné ako zubové čerpadlo. Namiesto ozubených kolies však používajú dve do seba zapadajúce rotujúce piesty, ktoré majú tvar naznačený na obrázku.

Vretenové čerpadlá (obr. 4.15) patria tiež k hydrostatickým čerpadlám. Čerpací účinok týchto čerpadiel sa dosahuje otáčaním závitových vretien, pričom kvapalina sa dopravuje závitovými priestormi. Vyrábajú sa čerpadlá jedno, dvoj a viacvretenové.

Vreteno, ktoré tvorí rotor jednovretenového čerpadla má tvar jednochodej zaoblenej skrutky a je výstredne uložené v statore. Stator čerpadla má v priečnom reze oválnu dutinu, ktorá tvorí pozdĺž statora dvojchodý skrutkový priestor. Vnútorňa časť statora je vyrobená z elastického materiálu, pružnej gummy alebo mäkkého plastu. Vreteno sa otáča okolo svojej osi a zároveň po kružnici s malým priemerom rovným dvojnásobku výstrednosti.

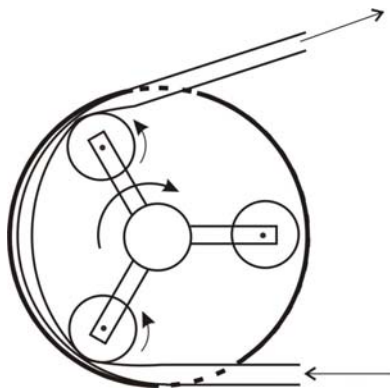
Tieto čerpadlá sú samonasávacie a môžu sa používať aj na čerpanie suspenzií. V takomto prípade použitia je však rotor aj stator čerpadla namáhaný abrazívnymi účinkami tuhých častíc čerpanej suspenzie.

Nevýhodou týchto čerpadiel je veľká náročnosť na presnosť výroby komplikovaných závitových plôch.



Obr. 4.15 Vretenové čerpadlo

Hadicové čerpadlá sa používajú na dopravu menších množstiev kvapalín. Ich konštrukcia je zrejmá z obr. 4.16. Použitie nachádzajú hlavne v chemickom priemysle, potravinárskom priemysle, farmaceutickom priemysle a v lekárstve.



Obr. 4.16 Schéma konštrukcie hadicového čerpadla

Teoretický objemový prietok \dot{V}_t hydrostatických čerpadiel je daný súčinom pracovného objemu čerpadla V_p a frekvencie pracovného cyklu (otáčok) n :

$$\dot{V}_t = V_p \cdot n \quad , \text{ m}^3/\text{s} \quad (4.16)$$

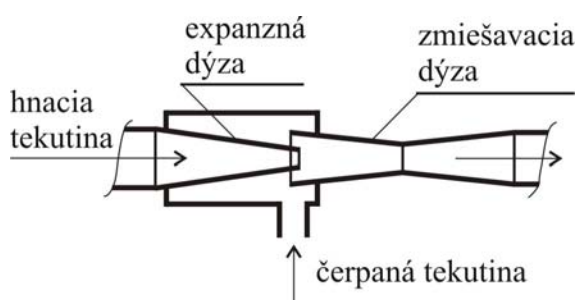
Maximálna dodaná merná energia je obmedzená konštrukciou hydrostatického čerpadla - maximálnym pretlakom, na ktorý sú dimenzované hlavné časti čerpadla. Z tohto dôvodu sa nemá na výtláčnom potrubí hydrostatických čerpadiel montovať uzatvárací ventil. Ak sa tomu nedá vyhnúť, potom musí byť čerpadlo zabezpečené poistným ventilom, ktorý je nastavený na maximálny dovolený pretlak. Poistný ventil pri prekročení maximálneho dovoleného tlaku prepustí kvapalinu z výtlaku do nasávacieho potrubia.

4.2.3 Iné čerpadlá

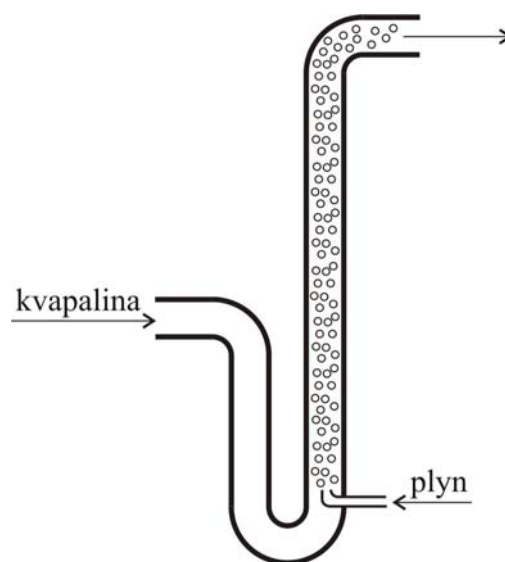
Na dopravu kvapalín sa používajú aj čerpadlá využívajúce na získanie potrebného rozdielu mernej mechanickej energie kvapaliny na vstupe a výstupe dopravného potrubia aj iné spôsoby, než aké boli popísané v predchádzajúcom texte. Ide o prúdové čerpadlá, mamutky, monžíky a trkače. Všetko sú to menej často používané čerpadlá.

Prúdové čerpadlá (obr. 4.17) nemajú žiadne pohyblivé činné časti. Pracujú tak, že privádzaná hnacia tekutina získa v zúženej časti expanznej dýzy vysokú rýchlosť. To spôsobí vo vnútornom priestore zmiešavacej dýzy zníženie tlaku a nasávanie čerpanej kvapaliny do čerpadla. V zmiešavacej komore sa nasávaná kvapalina mieša s hnacou látkou, pričom dochádza k preštupu energie a hybnosti z hnacej na hnanú tekutinu. Zmes hnacej a čerpanej tekutiny opúšťa čerpadlo výtlačnou dýzou.

Prúdové čerpadlá nie sú vhodné na čerpanie kvapalín s vyššou viskozitou. Prúdové čerpadlá, ktoré slúžia na nasávanie kvapaliny, sa volajú ejektory a tie, ktoré slúžia na vytlačenie kvapaliny, sa volajú injektory.



Obr. 4.17 Schéma prúdového čerpadla



Obr. 4.18 Schéma mamutky

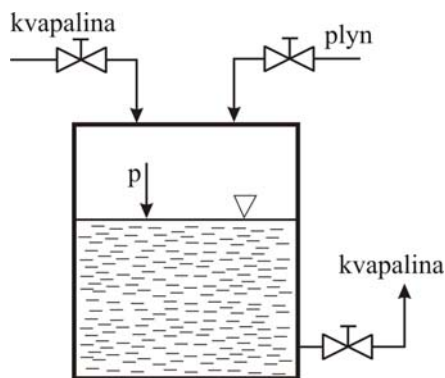
Hnacou tekutinou môže byť aj vodná para a čerpadlo sa potom nazýva paroprúdové čerpadlo. Paroprúdové čerpadlá môžu spôsobiť v čerpanej kvapaline vyšší tlak, ako bol pôvodný tlak hnacej pary pred vstupom do čerpadla. Tento jav vzniká preto, lebo pri kondenzácii hnacej pary, ktorá je spôsobená jej stykom s čerpanou kvapalinou sa uvoľňuje energia, ktorú hnaná kvapalina využíva na zvýšenie svojej hybnosti. Energetická účinnosť prúdových čerpadiel je malá, približne 10 až 25 % - ná, preto sa používajú iba tam, kde sa vyžaduje jednoduchá konštrukcia a malé rozmery čerpadla. Paroprúdové čerpadlá sa používajú tam, kde sa dá využiť tepelná energia čerpanej kvapaliny a kondenzátu.

Mamutky (obr. 4.18) sa používajú na čerpanie kvapalín a kvapalných suspenzií. Mamutku tvorí U-trubica, ktorej jedno rameno je vyššie ako druhé. Čerpaná kvapalina je privádzaná do nižšieho ramena U-trubice. Do spodnej časti vyššieho ramena sa privádza plyn. To spôsobuje zníženie priemernej hustoty kvapaliny, a tým zväčšenie výšky, do ktorej je v tejto časti U-trubice kvapalina podľa zákonov hydrostatiky vytlačená.

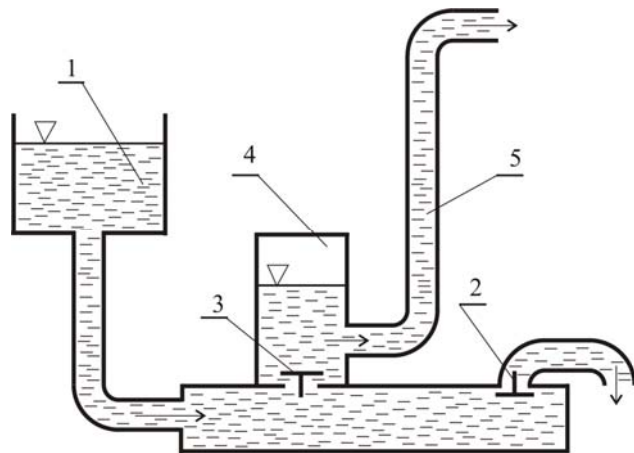
Monžíky (obr. 4.19) sú uzatvorené nádoby do ktorých je privádzaná čerpaná kvapalina a tlakový plyn. Na spodnú časť nádrže je pripojené výtlačné potrubie. Kvapalinu do vyšších miest vytlačá tlak plynu nad hladinou kvapaliny v nádrži.

Trkače (obr.4.20) sa používajú na čerpanie vody. Na čerpanie využívajú polohovú energiu čerpanej kvapaliny. Trkače pracujú na princípe využívania tlakového rázu, ktorý vzniká pri náhlom uzatvorení ventilu na potrubí, ktorým preteká čerpaná kvapalina. Zvýšený tlak v potrubí pri tlakovom ráze je využitý na vytlačenie časti pretekajúcej kvapaliny do vyššie položeného vodojemu.

Voda priteká k trkaču potrubím. Trkací ventil je zaťažovaný závažím o niečo viac, ako je hydrostatický tlak vody v potrubí. Trkací ventil klesne a otvorí odtok vody. Voda začína v potrubí prúdiť a postupne nabera rýchlosť, až do momentu kedy prúd vody strhne ventil, ktorý uzatvorí odtok z potrubia. Tým v trkači prudko stúpne tlak, voda nadvihne výtláčny ventil trkača a jej určité množstvo pretečie do vzdušníka, kde stláča vzduch. Výtláčny ventil sa vlastnou hmotnosťou znovu uzatvorí. Stlačený vzduch vo vzdušníku tlačí vodu do vyššie položeného vodojemu. Medzitým sa voda v prívodnom potrubí zastavila, závažie znovu otvorí trkací ventil a voda začne naberať rýchlosť. Tento proces sa periodicky opakuje.



Obr. 4.19 Schéma monžika

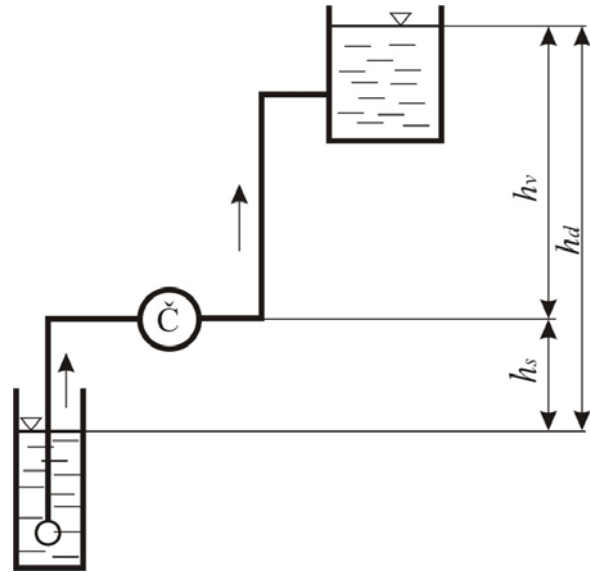


Obr. 4.20 Schéma trkača

1 – zdroj kvapaliny, 2 – trkací ventil,
3 – spätný ventil, 4 – výtláčné potrubie

4.2.4 Dopravná výška čerpadla

Nasávacia a výtlačná schopnosť čerpadla je daná vytvoreným podtlakom v nasávacom hrdle a zvýšeným tlakom vo výtlačnom hrdle čerpadla. Pri nasávaní pôsobí na čerpanú kvapalinu na začiatku nasávacieho potrubia tlak okolitého prostredia a v nasávacom hrdle čerpadla podtlak vytvorený čerpadlom. Pri výtlačku je to zvýšený tlak vo výtlačnom hrdle čerpadla a tlak okolitého prostredia pôsobiaci na konci výtlačného potrubia (obr. 4.21). V prípade čerpania kvapaliny ide o tlaky prostredia pôsobiace na hladinu kvapaliny v jej zdroji a v nádrži. V otvorenom systéme je týmto tlakom atmosférický tlak.



Obr. 4.21 Dopravná výška čerpadla kvapalín

Nasávacia výška je výška od hladiny v zdroji kvapaliny po os čerpadla (obr. 4.21). V nasávacej časti pre rovnováhu v pokoji platí:

$$p_0 = p_1 + h_{sg} \cdot \rho \cdot g \quad , \text{ Pa} \quad (4.17)$$

kde: p_0 - tlak prostredia, Pa
 (v otvorenom systéme $p_0 = 101\,325$ Pa)
 p_1 - podtlak v nasávacom hrdle čerpadla, Pa
 h_{sg} - geodetická nasávacia výška, m
 ρ - hustota čerpanej kvapaliny, kg/m^3
 g - tiažové zrýchlenie, m/s^2
 ($g = 9,80665$ m/s^2)

Z tejto rovnice môžeme určiť **geodetickú nasávaciu výšku**:

$$h_{sg} = \frac{p_0 - p_1}{\rho \cdot g} \quad , \text{ m} \quad (4.18)$$

Maximálnu teoretickú nasávaciu výšku v otvorenom systéme dosiahneme pri atmosférickom tlaku nad hladinou kvapaliny v zdroji a najnižšom tlaku (najväčšom podtlaku) v nasávacom hrdle čerpadla.

Skutočnú (manometrickú) nasávaciu výšku vypočítame podľa vzťahu:

$$h_s = \frac{p_0 - p_1}{\rho \cdot g} - h_{ss} \quad , \text{ m} \quad (4.19)$$

kde: h_{ss} - straty v nasávacej časti potrubia, m

Na výpočet tlaku p_1 v nasávacom hrdle čerpadla sa používa Bernoulliho rovnica pre nasávaciu vetvu potrubia:

$$\frac{p_0}{\rho} = \frac{p_1}{\rho} + g \cdot h_s + \frac{\bar{u}_s^2}{2} + e_{ss} \quad (4.20)$$

z tejto rovnice:

$$p_1 = p_0 - \rho \cdot g \cdot h_s - \rho \cdot \frac{\bar{u}_s^2}{2} - \rho \cdot e_{ss} \quad (4.21)$$

Výtlačná výška je výška od osi čerpadla po hladinu v zdroji. (obr. 4.21). Výtlačnú výšku čerpadla určíme analogicky. Pre rovnováhu v pokoji platí:

$$p_2 = p_0 + h_{vg} \cdot \rho \cdot g, \text{ Pa} \quad (4.22)$$

kde: p_2 – tlak vo výtlačnom hrdle čerpadla, Pa

Z toho **geodetická výtlačná výška** je:

$$h_{vg} = \frac{p_2 - p_0}{\rho \cdot g}, \text{ m} \quad (4.23)$$

a **skutočná (manometrická) výtlačná výška** sa vypočíta podľa vzťahu:

$$h_v = \frac{p_2 - p_0}{\rho \cdot g} - h_{sv}, \text{ m} \quad (4.24)$$

kde: h_{sv} - straty vo výtlačnej časti potrubia, m
 p_0 - tlak nad hladinou kvapaliny v nádrži, Pa
 v otvorenom systéme $p_0 = 101\,325 \text{ Pa}$
 p_2 - tlak vo výtlačnom hrdle čerpadla, Pa
 ρ - hustota čerpanej kvapaliny, kg/m^3
 g - tiažové zrýchlenie, m/s^2
 $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Dopravnú výšku čerpadla vypočítame podľa vzťahu:

$$h_d = h_s + h_v, \text{ m} \quad (4.25)$$

kde: h_s - nasávací výška, m
 h_v - výtlačná výška, m

Potrebný **príkon čerpadla** sa určuje podľa vzťahu:

$$P = \frac{\dot{V} \cdot h_d \cdot \rho \cdot g}{\eta_c} \cdot k_{rp}, \text{ W} \quad (4.26)$$

kde: \dot{V} - prietok kvapaliny čerpadlom, m^3/s
 h_d - dopravná výška, m
 ρ - hustota kvapaliny, kg/m^3
 g - tiažové zrýchlenie, m/s^2
 η_c - účinnosť čerpadla, -
 k_{rp} - koeficient rezervy príkonu, -
 $k_{rp} = 1,1 \text{ až } 1,3$

4.2.5 Charakteristiky čerpadiel a potrubí

Charakteristiky radiálnych čerpadiel

Charakteristiky radiálnych čerpadiel (obr. 4.22) vyjadrujú graficky závislosť medzi:

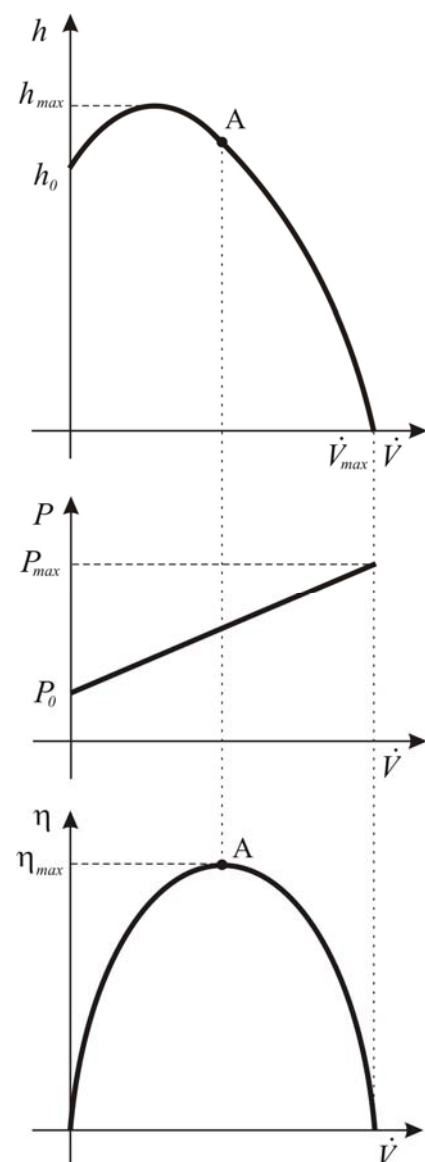
- dopravnou výškou a prietokom kvapaliny cez čerpadlo $h = f_1(\dot{V})$. Táto závislosť je ovplyvnená otáčkami čerpadla a viskozitou čerpanej kvapaliny, preto spolu s touto charakteristikou výrobca uvádza aj otáčky čerpadla a druh čerpanej kvapaliny (najčastejšie voda),
- príkonom na pohon čerpadla a prietokom $P = f_2(\dot{V})$, ktorá tiež vyžaduje údaj o frekvencii otáčania činnnej časti čerpadla a o druhu čerpanej kvapaliny,
- účinnosťou premeny mechanickej energie privedenej z čerpadla na mechanicnú energiu kvapaliny a prietokom $\eta_\epsilon = f_3(\dot{V})$, pričom:

$$\eta_\epsilon = \frac{\dot{V} \cdot \rho \cdot Y}{P}, \quad (4.27)$$

Charakteristiky radiálnych čerpadiel sú závislé od tvaru lopatiek obežného kolesa, od tvaru a drsnosti prietokových kanálov obežného kolesa, ako aj od tvaru a drsnosti statorových kanálov.

Z charakteristík radiálneho čerpadla vidieť, že:

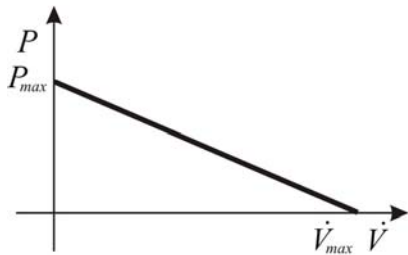
- dopravná výška čerpadla pri nulovom prietoku „ h_0 “ teoreticky môže byť menšia ako maximálna dopravná výška „ h_{max} “. Táto možnosť môže pri prevádzke spôsobovať problémy a preto sú čerpadlá konštruované tak, aby táto ich charakteristika mala iba zostupnú časť (obr. 4.25).
- príkon čerpadla je maximálny pri $h = 0$, pričom $\dot{V} = \dot{V}_{max}$. Čiže vtedy, keď voda vyteká z výtlačného hrdla voľne, bez protitlaku,
- pre účinnosť čerpadla platí, že $\eta = f(h, \dot{V})$ a preto $\eta = 0$ pri $\dot{V} = 0$ aj pri \dot{V}_{max} .



Obr. 4.22 Teoretický priebeh charakteristík odstredivých čerpadiel

Charakteristika príkonu axiálneho čerpadla

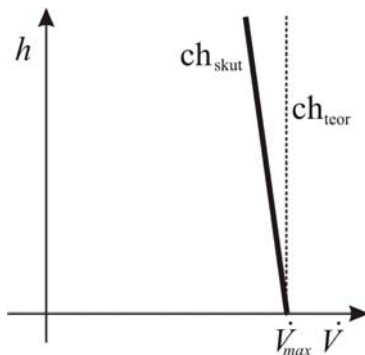
Charakteristika príkonu na pohon axiálneho čerpadla (obr. 4.23) sa od charakteristiky príkonu odstredivého čerpadla líši zásadným spôsobom. Je to spôsobené tým, že najväčší príkon je potrebný na začiatku čerpania, pri $\dot{V} = 0$, kedy je potrebné kvapaline dodať pohybovú energiu. V momente keď sa \dot{V} približuje k \dot{V}_{max} má čerpaná kvapalina v dopravnom potrubí maximálnu rýchlosť a preto jej je potrebné dodávať iba minimálne množstvo energie. V krajnom prípade pohybujúca sa kvapalina dodáva energiu čerpadlu, takže nie je potrebné dodávať žiadnu energiu ani na pohyb mechanizmu čerpadla.



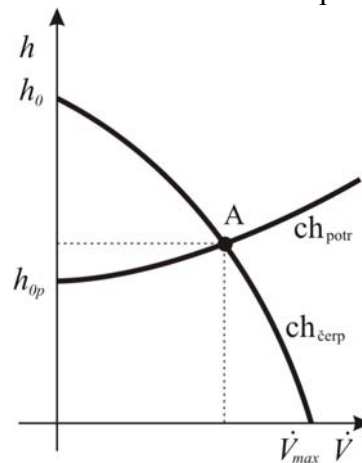
Obr. 4.23 Teoretický tvar charakteristiky príkonu axiálneho čerpadla

Charakteristika hydrostatického čerpadla

Typický tvar charakteristiky hydrostatického čerpadla s konštantnou frekvenciou n je na obr. 4.24, kde prerušovaná čiara predstavuje teoretickú charakteristiku. Z grafu je zrejmé, že teoretický objemový prietok \dot{V}_t nezávisí od dopravnej výšky h . Podľa priebehu skutočnej charakteristiky objemový prietok \dot{V} vplyvom strát netesnosťami s rastom dopravnej výšky mierne klesá.



Obr. 4.24 Charakteristika hydrostatického čerpadla



Obr. 4.25 Pracovný bod čerpadla

Charakteristika výtlačného potrubia a pracovný bod čerpadla

Charakteristika výtlačného potrubia ch_{potr} má tvar paraboly s osou „ h “ (obr. 4.25). Je to spôsobené tým, že postupne, s narastajúcou dĺžkou potrubia, narastá aj odpor proti pohybu kvapaliny.

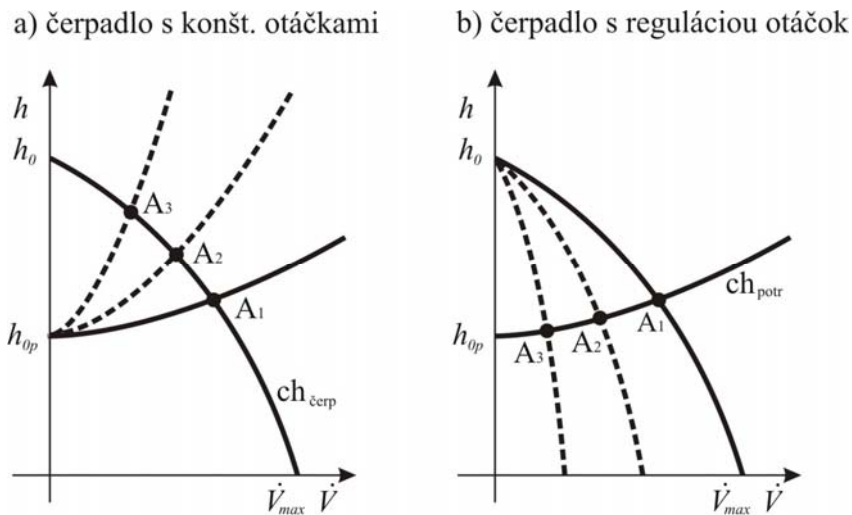
Ak sa pripojí na čerpadlo potrubie a spojíme ich charakteristiky, tak tieto charakteristiky sa pretnú v bode „A“, ktorý sa nazýva pracovný bod čerpadla. Pracovný bod určuje dopravnú výšku „ h “ a objemový prietok „ \dot{V} “ tejto sústavy.

Grafické znázornenie typického tvaru charakteristiky potrubia a charakteristiky odstredivého čerpadla je na obr. 4.25.

4.2.6 Regulácia objemového prietoku čerpadiel

Objemový prietok odstredivých čerpadiel sa dá regulovať dvomi spôsobmi:

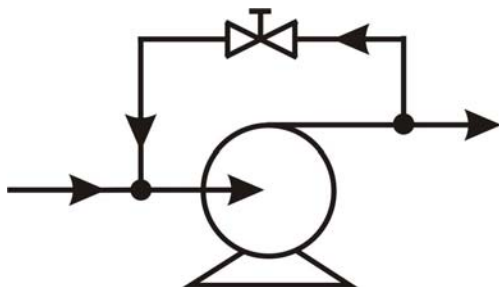
a) Čerpadlo má konštantné otáčky a preto jeho charakteristika zostáva nezmenená. Objemový prietok sa reguluje ventilom na výtlačnom potrubí. Tým sa mení odpor proti čerpaniu kvapaliny, čo spôsobuje zmenu charakteristiky potrubia. V dôsledku zmeny charakteristiky potrubia sa po charakteristike čerpadla posúva aj pracovný bod "A". Mení sa preto aj objemový prietok. (obr. 4.26a). Takáto regulácia je energeticky nevýhodná.



Obr. 4.26 Regulácia objemového prietoku radiálnych čerpadiel

b) Energeticky výhodnejšia je regulácia pomocou zmeny otáčok obežného kola odstredivého čerpadla, ktorou sa mení charakteristika čerpadla, a tým objemový prietok. Charakteristika potrubia zostáva nezmenená (obr. 4.26b). Takáto regulácia ale spôsobuje komplikácie s riešením pohonu čerpadla.

Regulácia prietoku hydrostatických čerpadiel sa môže realizovať reguláciou frekvencie pracovného cyklu, alebo obtokom podľa obr. 4.27.



Obr. 4.27 Obtok hydrostatického čerpadla