

Európska únia
Európsky sociálny fond

Moderné vzdelávanie pre vedomostnú spoločnosť / Projekt je spolufinancovaný zo zdrojov EÚ

Marian Šupák
Jitka Almášiová

Hydraulické mechanizmy

2014

Publikácia bola vydaná a financovaná z prostriedkov ESF
v rámci národného projektu Profesijný a kariérový rast
pedagogických zamestnancov.
ITMS kód projektu 26120130002
ITMS kód projektu 26140230002

HYDRAULICKÉ MECHANIZMY

Marian ŠUPÁK
Jitka ALMÁŠIOVÁ

Bratislava 2014

OBSAH

Úvod	5
1/ Základné fyzikálne zákony a princípy	6
1.1 Pascalov zákon	6
1.2 Rovnica kontinuity	8
1.3 Bernoulliho rovnica	10
1.4 Kavitácia a dieselov efekt	13
1.5 Druhy prúdenia	14
2/ Hydrostatické systémy	16
2.1 Prenosový systém, nositeľ energie	16
2.2 Tekutinový systém	16
2.3 Rozdelenie tekutinových prenosových systémov	17
2.4 Operácie realizované tekutinovým systémom pri prenose energie	22
2.5 Radenie a kombinácia prenosových systémov	26
2.6 Otvorený a uzavretý tekutinový systém	28
2.7 Vlastnosti – výhody a nevýhody tekutinových (hydrostatických) systémov	30
3/ Prvky hydrostatických systémov	33
3.1 Hydraulické agregáty	33
3.2 Hydromotory	38
3.3 Základy ventilov a rozvádzačov	40
3.4 Meracie prvky a prístroje	48
4/ Hydrostatické mechanizmy	49
4.1 Schematické značky základných prvkov hydraulického mechanizmu	50
4.2 Schéma hydraulického mechanizmu	56
5/ Riadenie základných parametrov hydromotora	59
5.1 Riadenie smeru pohybu hydromotora	59
5.2 Riadenie prúdu – riadenie pohybovej frekvencie hydromotora	67
5.3 Riadenie sily, resp. krútiaceho momentu hydromotora	79
5.4 Synchronizácia pohybu hydromotorov	82
Záver	85
Prílohy	86
Zoznam bibliografických odkazov	89

Úvod

Tekutinové systémy sa v poslednom období stali významným a dôležitým prostriedkom automatizácie a modernizácie strojov a zariadení takmer vo všetkých odvetviach priemyslu. Z tohto dôvodu je potrebné venovať im náležitú pozornosť už pri príprave budúcich kádrov, teda ľudí, ktorí budú tekutinové mechanizmy navrhovať alebo sa s nimi stretnú ako servisní či montážni technici.

Technická fyzika rozlišuje tekutinu buď ako kvapalinu, alebo ako plyn. V tomto učebnom zdroji budú spomínané hydraulické mechanizmy, teda stroje a zariadenia pracujúce s tlakovou energiou kvapalín. Ako kvapalina sa najčastejšie používa hydraulický olej.

Učebný zdroj, ktorý zodpovedá obsahu vzdelávacieho programu *Nové trendy v hydraulike*, je určený učiteľom strojárskych predmetov v nižšom a úplnom odbornom vzdelávaní a v strednom a vyššom odbornom vzdelávaní majstrov odbornej výchovy a tiež žiakom stredných, prípadne aj vysokých škôl. Použiť ho môžu aj firmy pri školení svojich pracovníkov v oblasti hydraulických mechanizmov. Pre účely strednej školy bude určite vhodné vynechať niektoré teoretické časti. Učebný zdroj je zameraný pre žiakov študujúcich študijný odbor Mechatronika, preto je ťažisko textu venované hlavne riadeniu hydraulických systémov.

V texte sú odkazy na použitú literatúru na miestach, kde je vhodné eventuálne doplniť informácie z príslušnej oblasti. Nejde teda o presné citácie. Použitý text bol prepracovaný a preformulovaný na účely výučby predmetu mechatronika so zameraním na riadenie hlavných parametrov hydraulických strojov. Doplnením informácií z odporúčanej literatúry je možné rozšíriť si prehľad aj o konštrukcii prvkov hydraulických systémov.

1/ Základné fyzikálne zákony a princípy

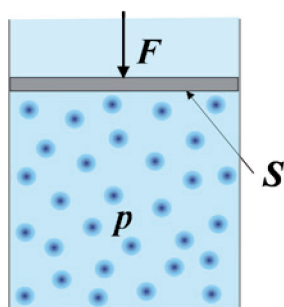
Pri navrhovaní hydraulických mechanizmov alebo pri posudzovaní ich činnosti je potrebné rešpektovať niektoré základné fyzikálne princípy a zákony z oblasti hydromechaniky, teda mechaniky tekutín. Ide hlavne o Pascalov zákon, rovnicu spojitosti toku (rovnica kontinuity), Bernoulliho rovnicu a druhy prúdenia kvapaliny v potrubí. Podrobnejšie texty o týchto zákonoch a princípoch nájdete v učebniciach zameraných na mechaniku tekutín. V tomto učebnom texte budú uvádzané len stručne, užívateľskou formou.

1.1 Pascalov zákon

Pascalov zákon zohľadňuje tlak v kvapaline vyvolaný vonkajšími silami. Vonkajšia sila F pôsobiaca na povrch rovnej plochy S uzavretého objemu vyvolá v kvapaline tlak p , ktorý je vo všetkých miestach kvapaliny rovnaký – obr. 1.

$$p = \frac{F}{S} \quad (1)$$

kde p [Pa] je tlak vyvolaný vonkajšou silou F ,
 F [N] je vonkajšia sila pôsobiaca na povrch S ,
 S [m²] je veľkosť rovinnej plochy.



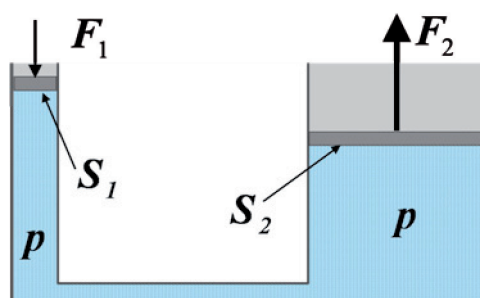
Obr. 1 Tlak v kvapaline spôsobený vonkajšou silou

Podľa Pascalovho zákona platí, že tlak spôsobený vonkajšou silou je vo všetkých miestach objemu kvapaliny rovnaký. Teda pre tlak v spojených nádobách podľa obr. 2 platí:

$$p = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \quad (2)$$

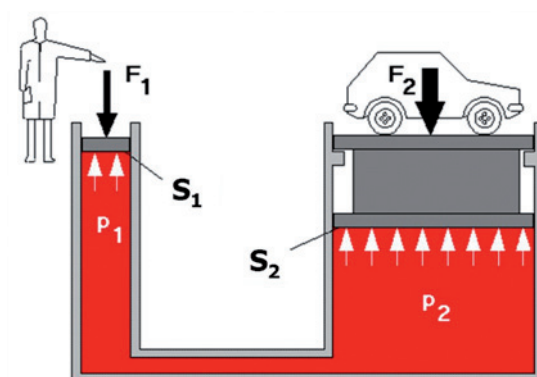
a pre tlakovú silu na F_2 výstupe takéhoto systému dostaneme vzťah:

$$F_2 = F_1 \cdot \frac{S_2}{S_1} \quad (3)$$



Obr. 2 Hydraulický prenos sily

Tento jav sa nazýva aj silový prevod – obr. 3. Hovorí o tom, že pomer síl je zhodný s pomerom plôch oboch piestov. Inými slovami, tlaková sila je priamoúmerná veľkosti plochy, na ktorú pôsobí.

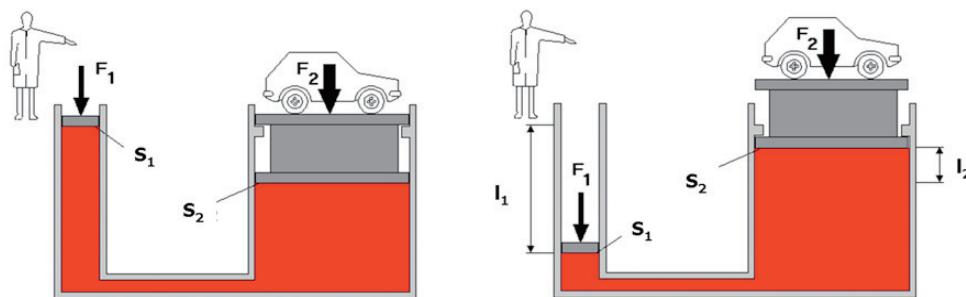


Obr. 3 Silový prevod hydraulického mechanizmu

Podobne ako silový prevod sa v hydraulickom mechanizme prejavuje aj dráhový prevod – obr. 4. Dráhy l_1 a l_2 obidvoch piestov sú v opačnom pomere než pomer plôch odpovedajúcich piestov. Dráhový prevod vyjadruje rovnosť objemu kvapaliny presunutého z jednej časti spojenej nádoby do druhej časti a matematicky ho môžeme napísať v tvare:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{S_2}{S_1} \quad (4)$$

kde $l_{1,2}$ [m] sú dráhy jednotlivých piestov (veľkosť presunutia),
 $S_{1,2}$ [m²] sú veľkosti plôch jednotlivých piestov.



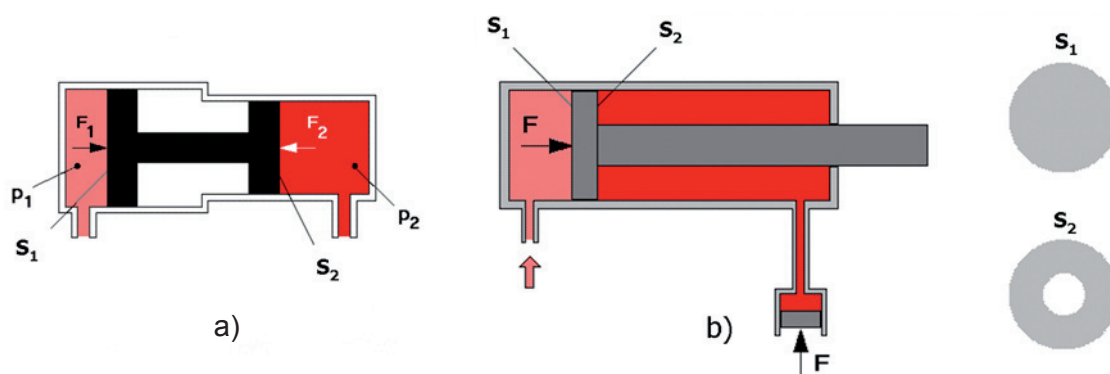
Obr. 4 Dráhový prevod hydraulického mechanizmu

Z Pascalovho zákona je možné odvodiť ešte aj tlakový prevod. Ten sa na jednej strane využíva v riadiacom prvku multiplikátor na lokálne zvýšenie tlaku – obr. 5a) a jednak spôsobuje zvýšenie tlaku na strane nad piestom priamočiareho hydromotora, čo môžeme považovať za škodlivý jav, a preto ho musíme brať do úvahy – obr. 5b). Tlakový prevod vyjadruje zväčšenie výstupného tlaku p_2 dané pomerom plôch piestov:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{S_2}{S_1} \quad (5)$$

a teda

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{S_1}{S_2} \quad (6)$$



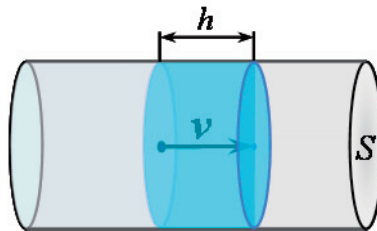
Obr. 5 Tlakový prevod hydraulického mechanizmu: a) multiplikátor, b) priamočiary hydromotor

1.2 Rovnica kontinuity

Rovnica kontinuity hovorí o množstve kvapaliny, ktoré pretečie daným prierezom za časovú jednotku. Ak bude množstvo kvapaliny vyjadrené v objemových jednotkách, hovoríme o objemovom toku Q_v . Ak bude vyjadrené v hmotnostných jednotkách, hovoríme o hmotnostnom toku Q_m . V praxi sa častejšie používa objemový tok nazývaný tiež ako prietok a býva označený Q .

$$Q = S \cdot v \quad (7)$$

kde Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je prietok kvapaliny daným prierezom,
 S [m^2] je veľkosť plochy prierezu,
 v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je rýchlosť prúdenia látky v potrubí.



Obr. 6 Prietok kvapaliny v potrubí

Ak objem kvapaliny pretečený za jednotku času prierezom S vyjadríme pomocou obr. 6, dostaneme vzťah:

$$V = S \cdot h = S \cdot v \cdot t \quad (8)$$

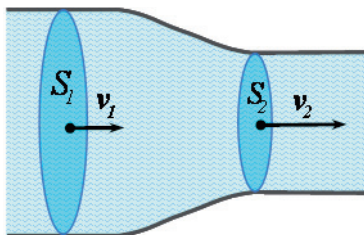
kde V [m^3] je objem kvapaliny pretečený daným prierezom,
 S [m^2] je veľkosť plochy prierezu,
 h [m] je rozdiel vzdialenosti medzi krajnými prierezmi ohraničujúci objem V ,
 v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je rýchlosť prúdenia látky v potrubí,
 t [s] je čas, za ktorý sa objem V presunie v potrubí

a ak objemový tok je vlastne objem pretečený za čas, dostaneme po jednoduchšej úprave vzťahu (8) rovnicu vyjadrujúcu prietok v tvare (7).

Rovnica kontinuity potom hovorí o prúdení kvapaliny v potrubí s rôznymi prierezmi – obr. 7. Kvapalina v potrubí nemôže ani pribúdať a ani sa nemôže jej množstvo strácať. Rovnica kontinuity (spojitosti toku) vyjadruje práve túto skutočnosť – a síce, že **množstvo kvapaliny pretečené každým úsekom potrubia je rovnaké.**

$$Q = S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 = \text{konst} \quad (9)$$

Dôsledok platnosti rovnice kontinuity je zrejmý – ak sa prierez potrubia zväčší, zmenší sa rýchlosť prúdenia kvapaliny, a naopak, ak sa prierez potrubia zmenší, rýchlosť prúdenia kvapaliny sa zväčší.



Obr. 7 Prietok kvapaliny potrubím so zmenou veľkosti prierezu

V hydraulických systémoch dochádza pri prúde hydraulického kvapaliny často k zmenám prierezu. Napríklad častým prípadom je otváranie, resp. zatváranie prierezu v riadiacich prvkoch s prestaviteľnými polohami (tlakové ventily, rozvádzače a pod.). Skúmanie týchto tzv. prechodových javov je zaujímavé, ale predpokladá použitie náročného matematického aparátu, a preto sa mu v tomto učebnom texte nebudeme venovať ani neskôr.

1.3 Bernoulliho rovnica

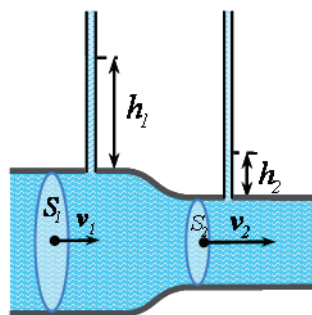
Vo fyzike sa často stretávame so zákonmi o zachovaní energie. Tieto zákony hovoria vo všeobecnosti o tom, že energia (v technickom systéme) ani nevzniká, ani nezaniká, len sa mení veľkosť jednotlivých zložiek energie. Bernoulliho rovnica vyjadruje práve **zákon zachovania energie pri prúde kvapaliny v potrubí**. Preto bude hneď na začiatku dôležité uvedomiť si, aké energie sa vyskytujú v prúdiacej kvapaline. Tlaková kvapalina je nositeľom piatich základných foriem energie – potenciálnej E_g , deformačnej E_d , tepelnej E_T , tlakovej E_p a kinetickej E_k , čo môžeme vyjadriť vzťahom [6]:

$$E = E_g + E_d + E_T + E_p + E_k \quad (10)$$

Na zjednodušenie si stanovme predpoklad, že prúdenie bude ideálne, teda bez strát. To znamená, že prúdiacu kvapalinu budeme považovať za nestlačiteľnú, a teda deformačnú energiu E_d budeme zanedbávať, podobne budeme zanedbávať aj tepelnú energiu E_T , ktorá sa v tekutinových systémoch síce vyskytuje, ale aj napriek tomu, že aj malý teplotný rozdiel v prípade pracovnej kvapaliny tvorí pomerne veľkú energiu, sa nevyužíva. Ideálna kvapalina teda je [6]:

- nestlačiteľná, a teda predpokladáme, že vnútorné sily medzi jednotlivými časticami sú vždy väčšie než vonkajšie sily zaťaženia,
- bez vnútorného trenia (neviskózna), a teda je dokonale tekutá,
- spojitá, a teda čo platí pre elementárnu časticu kvapaliny, platí pre celý objem kvapaliny.

V hydraulických systémoch prúdi v potrubí tlaková kvapalina, teda určite sa bude vyskytovať zložka tlakovej energie E_p . Pre činnosť tekutinového technického zariadenia je nutným predpokladom pohyb tlakovej kvapaliny, teda ďalšou zložkou energie bude kinetická, pohybová energia E_k . Rozvody tlakovej kvapaliny v hydraulickom stroji predstavujú prekonávanie istého výškového rozdielu častí, ktorými kvapalina preteká. Tento výškový rozdiel je reprezentovaný potenciálnou (polohovou) energiou E_h . V hydraulických systémoch výrazne prevláda tlaková energia kvapaliny a zmena výšky predstavuje zanedbateľnú časť energie, preto na vyjadrenie Bernoulliho rovnice budeme uvažovať so zjednodušeným prúdením kvapaliny vo vodorovnom potrubí – obr. 8.

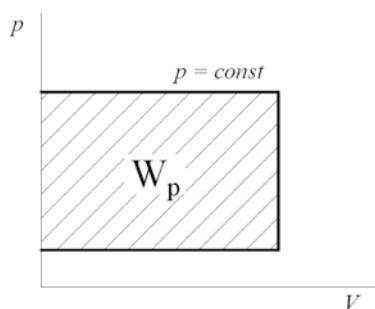


Obr. 8 Zmena tlakovej a kinetickej energie pri prúdení ideálnej kvapaliny vodorovným potrubím

Podľa obr. 8 a s uvažovaním už spomínaných zjednodušení môžeme Bernoulliho rovnicu vyjadriť ako zákon zachovania mechanickej energie. To znamená, že celková energia kvapaliny je daná súčtom tlakovej a kinetickej energie a tento súčet je v prípade prúdenia ideálnej kvapaliny konštantný.

$$E_c = E_p + E_k = \text{konšt} \quad (11)$$

Vyjadriť teraz tlakovú energiu E_p . Tlaková energia v sledovaných častiach potrubia je na obr. 8 reprezentovaná výškami stĺpca kvapaliny h_1 a h_2 . Na jej vyjadrenie uvažujme so zaplňaním pracovného priestoru objemom kvapaliny V pri konštantnom tlaku, teda $p = \text{konšt}$, $V = \text{var}$ – obr. 9.



Obr. 9 Tlaková práca pri premenlivom objeme a konštantnom tlaku

Tlaková energia sa rovná tlakovej práci podľa vzťahu:

$$E_p = W_p = p \cdot V \quad (12)$$

kde E_p [J] je tlaková energia,
 W_p [J] je tlaková práca,
 p [Pa] je tlak v kvapaline,
 V [m³] je objem tlakovej kvapaliny.

V praxi sa pri vyjadrovaní zákonov zachovania energie veľmi často uvažuje s tzv. jednotkovým vyjadrením energií, t. j. vyjadrenie energie napr. pre $m = 1\text{ kg}$ látky. Ak v našom prípade budeme uvažovať s objemom kvapaliny $V = 1\text{ m}^3$, bude jednotková tlaková energia vyjadrená len tlakom kvapaliny:

$$e_p = p \quad (13)$$

Podobne vyjadríme kinetickú energiu najprv pre celkový objem kvapaliny. Pre kinetickú energiu platí známy vzťah z mechaniky tuhých telies:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V \cdot v^2 \quad (14)$$

kde E_k [J] je kinetická energia,
 m [kg] je hmotnosť prúdiacej kvapaliny,
 v [m.s⁻¹] je rýchlosť prúdenia kvapaliny v potrubí,
 ρ [kg.m⁻³] je merná hmotnosť kvapaliny,
 V [m³] je objem tlakovej kvapaliny.

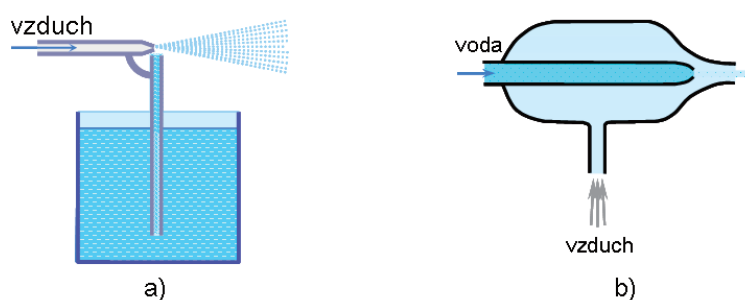
Jednotková kinetická energia pre jednotkový objem $V = 1\text{m}^3$ kvapaliny bude po úprave vyjadrená vzťahom:

$$e_k = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \quad (15)$$

Teraz môžeme napísať tvar Bernoulliho rovnice s jednotkovými energiami predstavujúcimi tlaky:

$$p_1 + \frac{v_1^2}{2} \cdot \rho = p_2 + \frac{v_2^2}{2} \cdot \rho = konst \quad (16)$$

Z obr. 8 a zo vzťahu (16) je zrejmé, že v zúženom priereze dôjde k zvýšeniu rýchlosti prúdenia kvapaliny, tzn. k zväčšeniu kinetickej energie, a naopak, k zníženiu tlaku, teda k zmenšeniu tlakovej energie. Tento jav sa využíva v technických zariadeniach (napr. vodná výveva na odsávanie vzduchu alebo rozprašovač kvapiek kvapaliny, obr. 10). Zúžením prierezu trubičky, ktorou prúdi vzduch, sa dosiahne také zväčšenie jeho prúdenia, že jeho tlak klesne pod hodnotu atmosférického tlaku a objaví sa podtlak. V tomto mieste nastáva nasávanie kvapaliny, ktorá je potom prúdiacim vzduchom rozprašovaná – obr. 10a. Na obr. 10b je zúženie prierezu trubičky, v ktorej prúdi voda, využité na také zväčšenie veľkosti rýchlosti prúdiacej kvapaliny, že tlak v kvapaline klesne v zúženom mieste pod hodnotu atmosférického tlaku a objaví sa podtlak. V takomto mieste potrubia nastane nasávanie vzduchu, čo je možné využiť na odsávanie vzduchu z vymedzeného priestoru, objemu, teda zariadenie pracuje ako výveva.

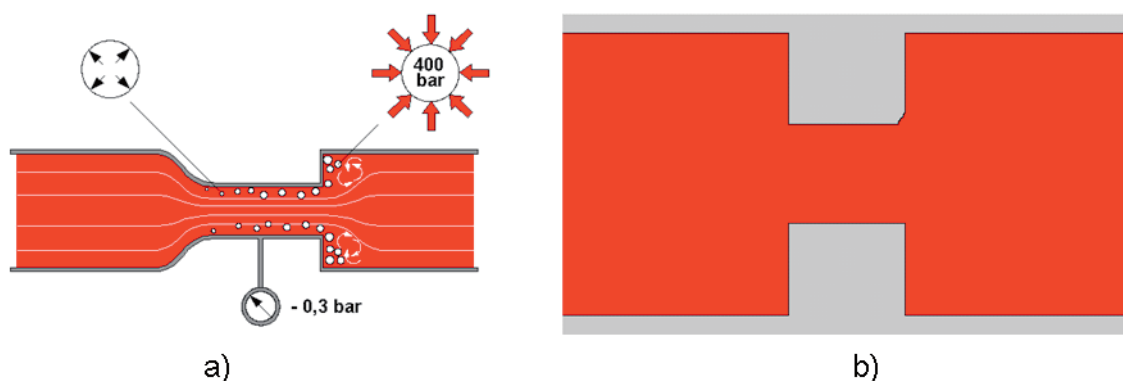


Obr. 10 Princíp a) rozprašovača; b) vodnej vývevy

Využitie Bernoulliho rovnice je hlavne v oblasti hydrodynamiky. Okrem už spomínaného využitia sa Bernoulliho rovnica v tvare (15) využíva napr. na meranie rýchlosti prúdenia kvapaliny v potrubí rýchlostnými trubicami. Najznámejšia je Prandtlova rýchlostná trubica.

1.4 Kavitácia a dieselov efekt

Platnosť zákona zachovania energie v prúdiacej kvapaline má okrem využitia aj negatívny vplyv na činnosť technických zariadení. Pri hydrodynamických strojoch, napr. Kaplanova vodná turbína, dochádza v mieste za lopatkami k výraznému zníženiu tlaku vody, čo má za následok vznik vzduchových bubliniek. Tieto bublinky sú unášané prúdom vody veľkou rýchlosťou, čo spôsobuje nadmerné mechanické opotrebenie tejto časti obežného kola turbíny. Jav sa nazýva kavitácia [6]. S kavitáciou sa môžeme stretnúť aj pri hydraulických zariadeniach. Už bolo uvedené, že pri prúdení hydraulického oleja cez prestaviteľné prvky dochádza pri ich otváraní, resp. uzatváraní k výraznej zmene veľkosti prierezu. Pri náhlych a prudkých zmenách prierezu môže dôjsť k lokálnemu poklesu tlaku kvapaliny až pod hodnotu atmosférického tlaku. Keďže aj hydraulická kvapalina obsahuje isté množstvo plynov (vzduchu), aj keď veľmi malé, začnú sa tieto plyny vylučovať v podobe bubliniek a sú unášané veľkou rýchlosťou prúdom kvapaliny. V mieste náhleho zväčšenia prierezu (riadiace hrany prvkov – ventily, rozvádzače s posúvačovou konštrukciou a pod.) dochádza potom k nadmernému mechanickému opotrebovaniu a poškodeniu riadiacich hrán – obr. 11.

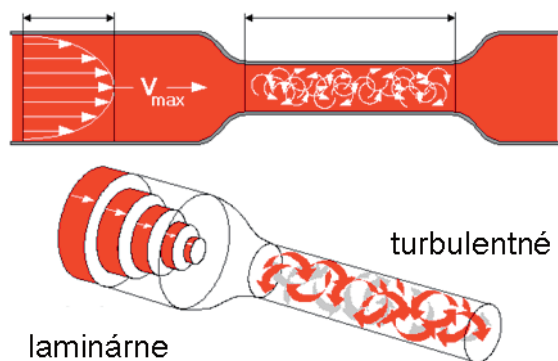


Obr. 11 a) Vznik kavitácie a dieselov efekt, b) poškodenie riadiacej hrany

Pri hydraulických zariadeniach pracujúcich s olejmi sa v mieste náhleho zúženia prierezu vylučujú bublinky mastného vzduchu. Je to vzduch s plynmi oleja. Ako je vidieť na obr. 11a, v mieste náhleho rozšírenia prierezu môže následne dôjsť k lokálnemu až extrémnemu zväčšeniu tlaku a aj špičkovej teploty. Plyny oleja (bublinky) sú teda stláčané veľkým tlakom pri značnej teplote. Keďže plyny olejov sú pri veľkom stlačení výbušné, môže k tomuto javu dôjsť aj pri činnosti riadiaceho prvku. Toto vybuchovanie bubliniek plynov oleja je sprevádzané výrazným hlukom, ktorý sa nazýva aj dieselov efekt. Kavítácia aj dieselov efekt výrazne poškodzujú riadiace prvky hydraulických mechanizmov a znižujú účinnosť hydraulického systému. Taktiež ovplyvňujú vlastnosti hydraulickej kvapaliny, ktorá – ako nositeľ energie – ovplyvňuje činnosť akčných členov mechanizmu – hydromotorov.

1.5 Druhy prúdenia

V kapitole 1.3 sme si na odvodenie Bernoulliho rovnice stanovili predpoklad, že v potrubí bude prúdiť ideálna kvapalina. V prírode, ako aj v technických zariadeniach prúdi skutočná, reálna kvapalina. Pri prúdení reálnych kvapalín môžeme pozorovať dva druhy prúdenia – laminárne a turbulentné – obr. 12.



Obr. 12 Druhy prúdenia reálnej kvapaliny

Pri laminárnom prúdení sa jednotlivé častice kvapaliny pohybujú po plyných dráhach a len v pozdĺžnom smere. Nedochádza teda k šikmému alebo na os potrubia kolmému pohybu častíc kvapaliny [6]. Z obrázka 12 je zrejmé, že jednotlivé vrstvy kvapaliny pri laminárnom prúdení sa akoby po sebe šmýkali.

Pri turbulentnom prúdení vykonávajú častice kvapaliny pri svojom pohybe chaotický kmitavý pohyb okolo osi svojho hlavného pohybu. Dochádza teda aj k priečnym a vírivým pohybom častíc kvapaliny, čo je názorne zobrazené na obr. 12.

Druh prúdenia výrazne ovplyvňuje chod a vlastnosti hydraulického zariadenia. Je zrejmé, že laminárne prúdenie je značne priaznivejšie než turbulentné. Tento rozdiel sa prejavuje najmä v stratách (a teda účinnosti zariadenia) a v riadiacej a výkonovej časti hydraulického obvodu, keďže tlaková kvapalina je nositeľom riadiacej informácie a zároveň je nositeľom výkonového signálu.

Meraniami boli zistené isté závislosti (podrobnosti sú nad rámec tohto učebného textu), ktoré fyzik Reynolds vyjadril pre prúdenie kvapaliny v kruhovom potrubí vzťahom:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (17)$$

kde $Re [-]$ je Reynoldsovo číslo,
 $v [m \cdot s^{-1}]$ je rýchlosť prúdenia kvapaliny v potrubí,
 $d [m]$ je vnútorný priemer potrubia,
 $\nu [m^2 \cdot s^{-1}]$ je kinematická viskozita kvapaliny.

Zároveň stanovil hraničnú hodnotu Reynoldsovho čísla oddeľujúcu laminárne a turbulentné prúdenie. Táto hodnota sa nazýva kritická hodnota a jej veľkosť je $Re_{krit} = 2320$. Ak je vypočítaná hodnota Re menšia, ako je kritická hodnota, prúdenie bude laminárne. Ak bude väčšia, prúdenie bude turbulentné. Prechod medzi jednotlivými druhmi prúdenia sa nikdy neudeje skokom, má veľkú hysterézu, takže kritickú hodnotu $Re_{krit} = 2320$ treba považovať za výrazne teoretickú.

Zo vzťahu 17 je vidieť, že priaznivejšie laminárne prúdenie môžeme očakávať pri prúdení viskóznějších kvapalín menšími rýchlosťami v potrubíach s menšími priermi. V kapitole 1.2 bola opísaná zákonitosť spojitosti tlaku (rovnica kontinuity) a v kapitole 1.4 bol vysvetlený negatívny dôsledok tejto zákonitosti. Ak teraz hovoríme o druhoch prúdenia, treba zdôrazniť, že v hydraulických riadiacích prvkoch dochádza pri zmene ich polohy k výraznému poklesu tlaku a podľa rovnice kontinuity k nárastu rýchlosti prúdu kvapaliny. To isté sa deje aj pri škrtení (podkapitola 5.2.2). A keďže zvýšenie rýchlosti prúdu vedie k turbulentnému prúdeniu, bude na hranách riadiacích prvkov a v škrtiacich ventiloch určite turbulentné prúdenie.

2/ Hydrostatické systémy

2.1 Prenosový systém, nositeľ energie

Prenosový systém je zariadenie, ktoré umožňuje prenos energie a informácie medzi vstupom a výstupom stroja, medzi dvoma ľubovoľnými miestami v priestore alebo ľubovoľnými prostrediami [1]. Prenosový systém umožňuje okrem toho ovládať parametre prenášanej energie. Pozostáva z:

- **generátora** – vysielateľ, zdroj príslušnej energie,
- **motora** – prijímač, spotrebič príslušnej energie,
- **prenosového kanála** – zmysluplné prepojenie zdrojov a spotrebičov – obr. 13.



Obr. 13 Bloková schéma prenosového systému

G – generátor, M – motor, PK – prenosový kanál

Nositeľom energie je súbor hmotných častíc ľubovoľného tvaru, veľkosti, fyzikálnych a chemických vlastností, ktoré sú schopné prenášať určité množstvo energie. Sú to napr. atómy, elektróny, molekuly pevných látok, tekutín, ale aj jednotlivé obrobky a pod. [1]. Podľa druhu nositeľa energie môžeme technické zariadenia rozdeliť na:

- elektrické, elektronické (vodiče),
- tekutinové (kvapaliny, plyny),
- tuhé systémy (mechanické prevody).

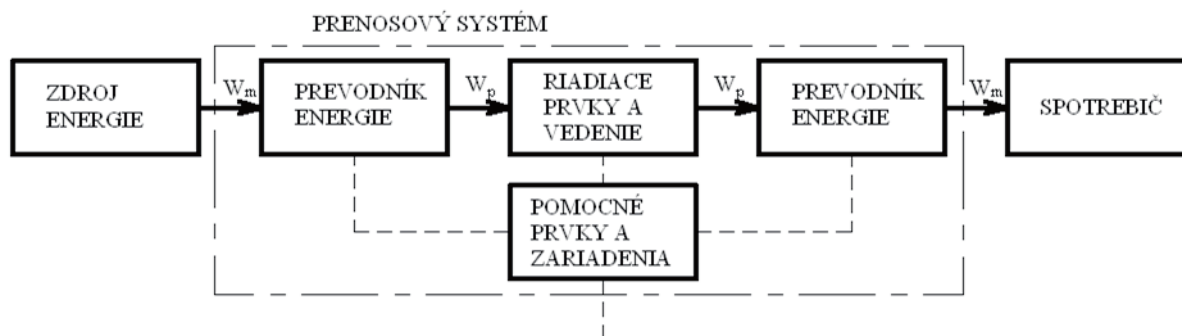
2.2 Tekutinový systém

Tekutinový systém je zariadenie, ktoré využíva na prenos energie a informácie medzi dvoma rôznymi miestami v priestore tekutinu.

Tekutinový systém je dynamická sústava umožňujúca prenášať a ovládať tok energie podľa vyžadovaných podmienok. Spravidla pritom dochádza k zmene, transformácii jednotlivých foriem energie, resp. parametrov prenosu [1]. V tekutinovom systéme sa transformuje spravidla mechanická energia na energiu stĺpca kvapaliny a naopak.

Hlavné časti tekutinového systému:

- **prevodník** mechanickej energie na energiu stĺpca kvapaliny – zdroje, generátory tlakovej energie; čerpadlo, hydrogenerátor (HG), ventilátor, kompresor,
- **prevodník** energie stĺpca kvapaliny na energiu mechanickú – spotrebiče energie, motory; hydro-motor (HM), pneumotor (PM),
- **prenosový kanál** – zmysluplné prepojenie zdrojov a spotrebičov energie; potrubia, hadice, ovládacie prvky riadenia.



Obr. 14 Bloková schéma tekutinového prenosového systému

W_m – mechanická energia, W_p – tlaková energia, - - - tekutinový systém, — — prenos informácie

Tekutinou, na ktorú môže byť prenos energie viazaný, môže byť:

- kvapalina – málo stlačiteľná, viskózna látka; hydraulické systémy,
- plyn – stlačiteľná a málo viskózna látka; pneumatické systémy.

2.3 Rozdelenie tekutinových prenosových systémov

Tekutinové prenosové systémy môžeme rozdeliť do rôznych skupín v závislosti od kritéria, ktorým budeme systémy posudzovať. Najčastejšie sa tekutinové prenosové systémy rozdeľujú podľa:

- formy prenášanej energie,
- charakteru pohybu nositeľa energie,
- časového priebehu prúdu nositeľa energie,
- požiadaviek kladených technologickým procesom,
- počtu prevodníkov energie a podľa pohybu motora,
- výstupného pohybu motora.

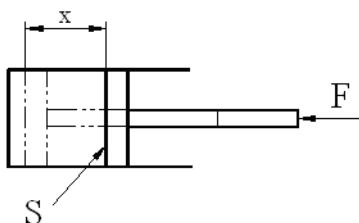
2.3.1 Tekutinové prenosové systémy podľa formy prenášanej energie

Pri pohybe sa na nositeľa energie viažu podľa vzťahu (10) všetky formy energie (potenciálna, kinetická, deformačná a tepelná), spravidla však jedna z nich v prenosovom systéme prevažuje nad ostatnými – ide o hlavnú formu prenášanej energie. V súčasnosti sa na prenos využíva najmä tlaková energia a energia kinetická.

$$E \approx E_p + E_k \quad (11)$$

Podľa toho, ktorá z týchto energií sa v systéme využíva, rozdeľujeme tekutinové systémy na:

- **hydrostatické**, resp. pneumostatické – využíva sa tlaková energia kvapaliny, resp. plynu. Uvažujme priamočiary motor, v ktorom je posunutie piesta x závislé od privedeného množstva energie – obr. 15:



Obr. 15 Vyvodenie tlakovej energie

Tlaková energia je definovaná vzťahom:

$$E_p = A = F \cdot x \quad (18)$$

kde F [N] je sila na piest od tlaku p daná vzťahom:

$$F = p \cdot S \quad (19)$$

Celkovú energiu získame dosadením vzťahu (19) do (18) a pre $p = \text{konšt}$ dostaneme:

$$E_p = S \cdot x \cdot p = V \cdot p \quad (20)$$

kde V [m³] je objem zaplnený nositeľom energie,
 S [m²] je plocha prierezu nositeľa energie.

- **hydrodynamické**, resp. pneumodynamické (prúdové) systémy – využíva sa predovšetkým kinetická energia nositeľa energie:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V \cdot v^2 \quad (14)$$

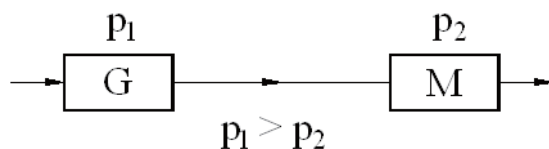
- **hydrotermické**, v ktorých tepelnú energiu E_T môžeme vyjadriť vzťahom:

$$E_T = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot T \quad (21)$$

kde c_p [J.kg⁻¹.K⁻¹] je merné teplo nositeľa energie,
 T [°K] je absolútna teplota nositeľa energie.

2.3.2 Tekutinové prenosové systémy podľa charakteru pohybu nositeľa energie

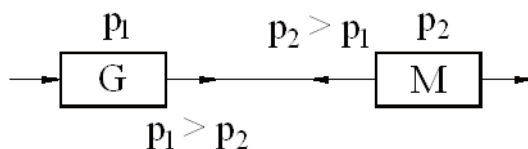
Systémy s **jednosmerným** prúdom nositeľa energie – nositeľ energie prúdi prenosovým kanálom medzi vstupným a výstupným prevodníkom vždy rovnakým smerom, ako to odpovedá potenciálnemu spádu – obr. 16. Tieto systémy sa používajú ako výkonové aj ako riadiace. Umožňujú riadiť parametre prenášanej energie jednoduchými prostriedkami. Ich nevýhodou je, že neumožňujú bez zložitých prídavných zariadení v transformačnom bloku presnú reprodukciu pohybu generátora motorom. Z tohto dôvodu sa používajú všade tam, kde sa vyžaduje riadenie parametrov motora bez ohľadu na pohyb generátora [1].



Obr. 16 Schéma systému s jednosmerným prúdom nositeľa energie

G – generátor, M – motor

Systémy so **striedavým** prúdom nositeľa energie – v týchto systémoch sa mení zmysel potenciálneho spádu, a tým aj smer prúdenia v pevných intervaloch. Nositeľ energie prúdi prenosovým kanálom striedavo od generátora k motoru a naopak – obr. 17. Napriek postupnému uplatňovaniu sú ešte vždy v štádiu výskumu a vývoja. Riadenie parametrov na týchto systémoch je zložitá a vyžaduje spravidla prídavné zariadenie. Reprodukcia pohybu generátora motorom je tu však veľmi presná. V tomto smere sú porovnateľné s tuhými systémami, napríklad s kľbovými. S výhodou sa uplatňujú pri zabezpečení výsledného kmitavého pohybu pracovného stroja.



Obr. 17 Schéma systému so striedavým prúdom nositeľa energie

2.3.3 Tekutinové prenosové systémy podľa časového priebehu prúdu nositeľa energie

Podľa tohto kritéria možno systémy s jednosmerným a striedavým prúdom nositeľa energie ďalej rozdeliť na:

- systémy s **rovnomerným** pohybom nositeľa energie, pri ktorých je prúd nositeľa konštantný ($Q = \text{const}$), nezávislý od času. Pretože takýto systém kladie značné nároky najmä na konštrukciu generátora, je veľmi zriedkavý,
- systémy s **rovnomerne zrýchleným** pohybom nositeľa energie, s ktorými sa možno stretnúť pri rozbehu a dobehu tekutinového systému,
- systémy s **nerovnomerne zrýchleným** pohybom nositeľa energie, ktoré sa vyskytujú pri systémoch s **premenlivými odpormi**, resp. pri systémoch s **premenlivým príkonom**,
- systémy s **pulzujúcim** pohybom nositeľa energie, ktoré sú v súčasnosti najrozšírenejšie.

Pri systémoch so striedavým pohybom nositeľa energie sa zatiaľ vyskytuje iba kmitavý pohyb nositeľa energie, a to buď periodický alebo aperiodický. Podľa počtu prenosových kanálov sa delia na:

- jednofázové,
- dvojfázové,
- trojfázové,
- viacfázové.

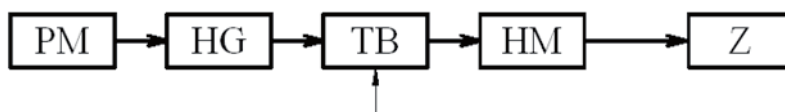


Obr. 18 Systém so striedavým prúdom nositeľa energie: a) jednofázový, b) dvojfázový

2.3.4 Tekutinové prenosové systémy podľa požiadaviek kladených technologickým procesom

Toto kritérium v podstate zohľadňuje účel daného mechanizmu. Podľa požiadavky na výstupe z tekutinového systému rozoznávame:

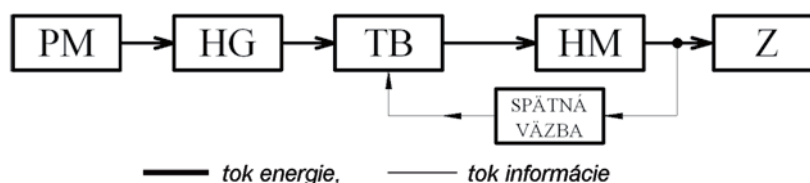
- **Posuvné systémy** (mechanizmy), ktoré sa vyznačujú tým, že ich motor sa po každom pracovnom cykle vracia do východiskovej polohy. Tekutinový motor tu spravidla vykonáva priamočiary pohyb. Riadenie parametrov sa uskutočňuje v transformačnom bloku.
- **Prevodové systémy** (mechanizmy). Sem radíme systémy, pri ktorých sa motor po vykonaní pracovného úkonu navracia do východiskovej polohy.



Obr. 19 Bloková schéma hydraulického posuvového a prevodového systému

PM – pohonný motor, HG – hydrogenerátor, HM – hydromotor, Z – záťaž, TB – transformačný blok

- **Servomechanizmy**, ktoré predstavujú protibežné, paralelné spojenie dvoch alebo viacerých tekutinových prenosových systémov, ktoré zabezpečujú okrem prenosu energie aj prenos informácie potrebnej na ovládanie systému podľa zadaných požiadaviek. V hlavnom systéme sa uskutočňuje prenos energie. Protibežné paralelné zapojenie prenosového systému sa nazýva spätná väzba a slúži na prenos informácie – obr. 20. Spätná väzba zabezpečuje riadenie výstupného parametra v závislosti od vstupného parametra.



Obr. 20 Bloková schéma servomechanizmu

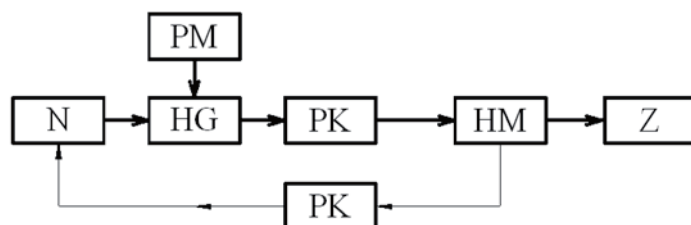
Prenos energie a informácie sú vzájomne podmienené procesy a v tekutinových systémoch prebiehajú súčasne. Pritom sa vyžaduje, aby prenos a spracovanie informácie boli s minimálnou spotrebou energie a prenos energie bol viazaný na najmenšiu možnú hmotnosť tekutiny, čiže aby hustota toku energie bola čo najväčšia a hmotnosť zariadenia čo najmenšia.

Delenie tekutinových systémov na prenos energie a na prenos informácie, t. j. na systémy výkonové, riadiace a pomocné slúži iba na zdôraznenie, ktorý z prenosov sa využíva prednostne:

- **výkonové** systémy – zabezpečujú vlastný prenos energie s minimálnou hmotnosťou tekutiny,
- **riadiace** systémy – využívajú sa na zabezpečenie riadenia parametrov celého mechanizmu, a to s minimálnou sprostredkujúcou energiou,
- **pomocné** systémy – nerealizujú žiadne základné operácie prenosu, ale na zabezpečenie spoľahlivosti práce mechanizmu sú nevyhnutné (čistiace, chladiace, tlmiace systémy a pod.).

2.3.5 Tekutinové prenosové systémy podľa počtu prevodníkov energie a podľa pohybu motora

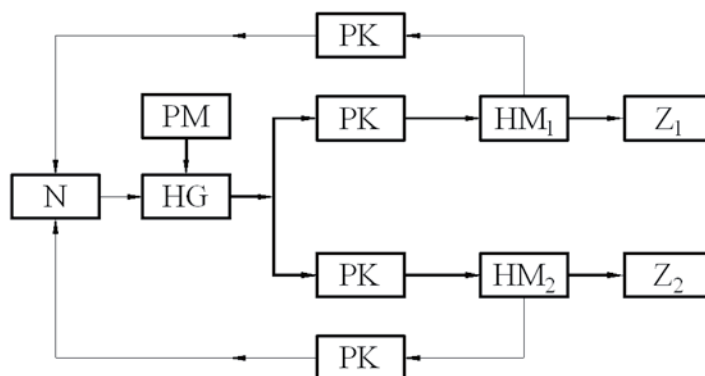
Jednoduché systémy – pozostávajú z jedného generátora a jedného motora – obr. 21.



Obr. 21 Bloková schéma jednoduchého hydrostatického systému

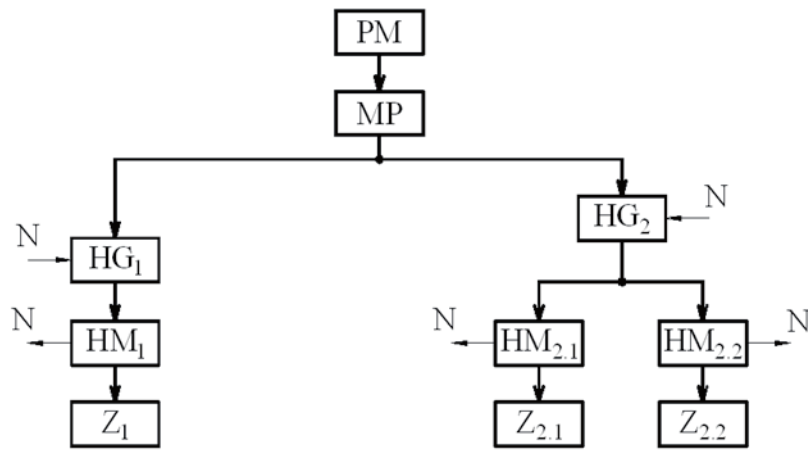
PK – prenosový kanál, N – nádrž, Z – záťaž, — tok využívanej energie, — tok kvapaliny

Zložené systémy – pozostávajú z viacerých generátorov, resp. motorov – obr. 22. Pri pneumatických systémoch sa takmer vždy používa len jeden zdroj tlakovej energie s centrálnym rozvodom k motorom.



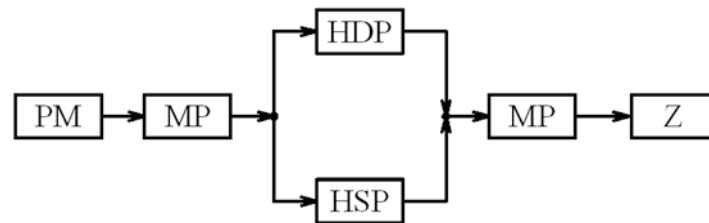
Obr. 22 Príklad zloženého hydrostatického systému

Kombinované systémy – vznikajú kombináciu tekutinových (hydrostatických) systémov s novými systémami, napr. tuhými.



Obr. 23 Príklad kombinovaného mechanicko-hydraulického systému

MP – mechanická prevodovka



Obr. 24 Príklad kombinovaného mechanicko-hydrostaticko-hydrodynamického systému

HSP – hydrostatický systém, HSD – hydrodynamický systém

2.3.6 Tekutinové prenosové systémy podľa výstupného pohybu motora

Podľa výstupného pohybu motora možno tekutinové prenosové systémy rozdeliť na systémy s:

- **priamočiarym** pohybom motora,
- **rotačným** pohybom motora,
- **kývavým** pohybom motora.

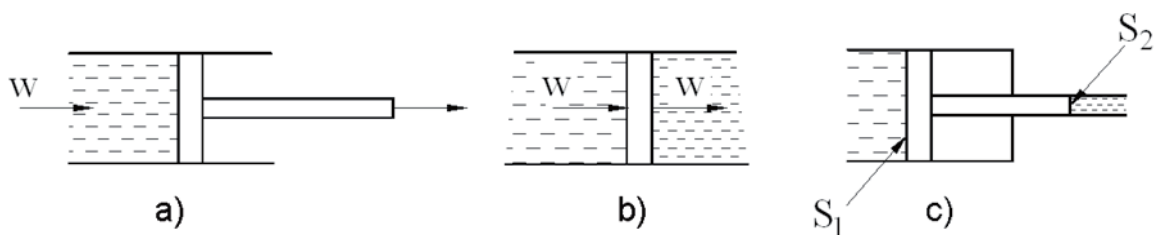
2.4 Operácie realizované tekutinovým systémom pri prenose energie

Tekutinový prenosový systém umožňuje prenos energie, ale aj riadenie parametrov prenášanej energie [1]. Znalosť operácií vykonávaných pri tomto prenose energie je nutným predpokladom pre úspešný návrh tekutinového mechanizmu. Z vlastností tekutinových mechanizmov, no hlavne z rozboru ich činnosti môžeme povedať, že medzi základné operácie realizované tekutinovým systémom patria:

- prestup energie medzi dvoma rôznymi nositeľmi energie,
- transformácia parametrov prenášanej energie,
- vetvenie prúdu nositeľa energie,
- hradenie prúdu nositeľa energie,
- transformácia priestorovej orientácie nositeľa energie.

2.4.1 Prestup energie medzi dvoma nositeľmi

Prestup energie patrí do skupiny operácií umožňujúcich prenos energie. Energiu si v tomto prípade môžeme predstaviť ako výkonový signál. Na obr. 25a je tlaková energia tekutiny odovzdávaná **priamo** piestu lineárneho motora. Na obr. 25b je energia tekutiny jedného druhu odovzdávaná tekutine iného druhu **nepriamo**, prostredníctvom priehradky oddeľujúcej obe tekutiny. Toto oddelenie rôznych tekutín môže byť požadované z rozličných dôvodov. Často sú dôvodom výrazne odlišné vlastnosti obidvoch tekutín. Napr. kvapalina je takmer nestlačiteľná, a teda jej tlaková energia sa nedá akumulovať priamo. Môžeme ale tlakovou kvapalinou pôsobiť na pružnú membránu upevnenú v uzatvorenej nádobe. Membrána svojou deformáciou stláča vzduch pôsobiaci na ňu z druhej strany. Keďže vzduch je plyn a ten je stlačiteľný, môžeme takto vytvoriť akumulátor tlakovej energie kvapaliny. Iným dôvodom na oddelenie prostredí môže byť veľká vzdialenosť medzi nimi. Pri nepriamom prestupe energie je možná aj transformácia parametrov prenášanej energie – obr. 25c.



Obr. 25 Prestup energie:

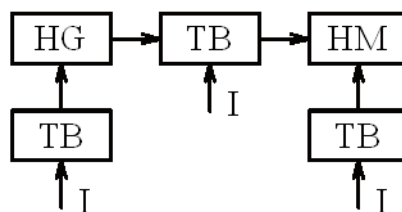
a) priamy, b) nepriamy bez transformácie parametrov, c) nepriamy s transformáciou parametrov

Už bolo uvedené, že prenos energie je v tekutinových systémoch možný len pri pohybe tekutiny. Množstvo prestupujúcej energie je v rotačných prevodníkoch úmerné objemu za jednu otáčku (u radových piestových za jeden zdvih). Tento objem prevodníka je veľmi dôležitý a nazýva sa **geometrický objem** V_g .

$$E_p = V_g \cdot p \quad (22)$$

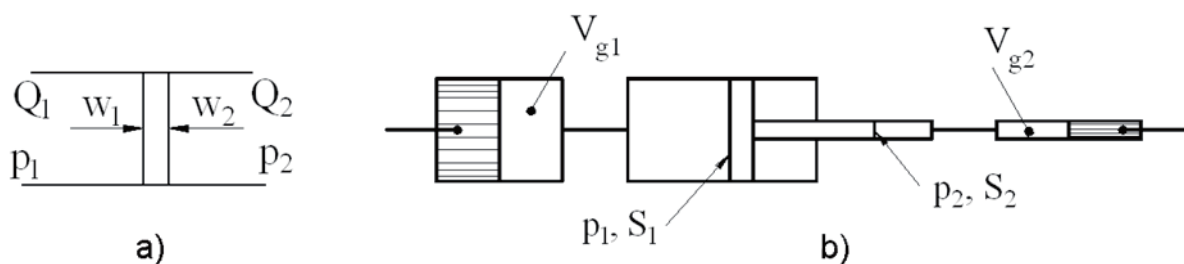
2.4.2 Transformácia parametrov prenášanej energie

Pri riadení tekutinových mechanizmov býva častou požiadavkou prenosu energie regulácia parametrov. Túto reguláciu umožňuje transformačný blok, ktorý môže byť umiestnený buď v prenosovom kanáli, alebo priamo v prevodníku – obr. 26.



Obr. 26 Umiestnenie transformačného bloku v prenosovom systéme

TB – transformačný blok, I – informácia



Obr. 27 Transformácia parametrov prenášanej energie pri nepriamom prestupe:

a) transformačný pomer $i = 1$, b) transformačný pomer $i \neq 1$

Transformačný pomer je určený pomerom výkonových parametrov nositeľa energie a geometriou prvku tvoriaceho transformáciu. Výkonovými parametrami pri tekutinových mechanizmoch sú tlak p a prietok (spotreba) vzduchu Q . Geometriu predstavuje geometrický objem V_g .

V niektorých prípadoch sa geometrický objem zjednoduší na pomer činných plôch transformačného prvku – obr. 27 a 28. Transformáciu môžeme vykonávať pomocou týchto troch hlavných parametrov.

Transformačný pomer určený pomerom tlakov je daný vzťahom:

$$\frac{p_1}{p_2} = i_p = \frac{S_2}{S_1} \quad (23)$$

kde i_p [-] je transformačný pomer určený pomerom tlakov,

$p_{1,2}$ [Pa] sú tlaky v príslušných častiach transformátora,

$S_{1,2}$ [m²] sú plochy prierezov transformátora,

a transformačný pomer určený pomerom prietokov je daný obdobným vzťahom:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = i_Q = \frac{S_1}{S_2} \quad (24)$$

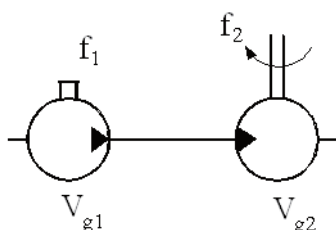
kde i_Q [-] je transformačný pomer určený pomerom prietokov,

$Q_{1,2}$ [Pa] sú prietoky v príslušných častiach transformátora,

$S_{1,2}$ [m²] sú plochy prierezov transformátora.

Transformátor zároveň umožňuje:

- oddeliť dva rôzne druhy nositeľov energie; transformačný pomer býva zvyčajne $i = 1$,
- spojiť generátor a motor s rôznym geometrickým objemom – obr. 28.



Obr. 28 Základné usporiadanie operátora transformácie prenášanej energie

Transformačný pomer na usporiadanie podľa obr. 28 je potom daný vzťahom:

$$i = \frac{V_{g2}}{V_{g1}} = G_{V_g} \quad (25)$$

čo je vlastne prenos geometrického objemu G_{V_g} a jeho prevrátená hodnota sa nazýva prenos pohybovej frekvencie G_f . Prenos pohybovej frekvencie môžeme potom vyjadriť vzťahmi [1]:

$$G_f = \frac{f_2}{f_1} = \frac{1}{i} = \frac{V_{g1}}{V_{g2}} \quad (26)$$

a

$$f_1 \cdot V_{g1} = f_2 \cdot V_{g2} = Q \quad (27)$$

kde $f_{1,2}$ [Pa] sú pohybové frekvencie (rýchlosti) v príslušných častiach transformátora, $V_{g1,2}$ [m²] sú geometrické objemy transformátora.

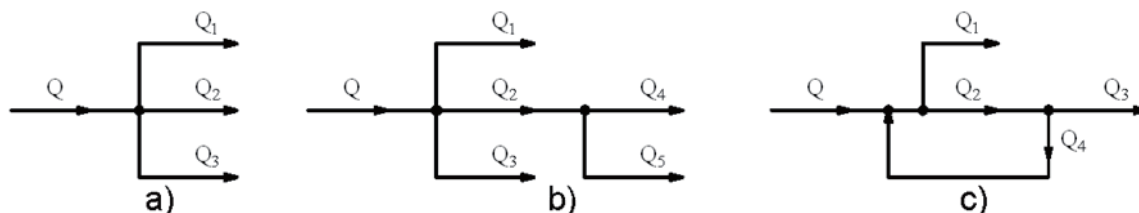
2.4.3 Vetvenie prúdu nositeľa energie

Vetvenie prúdu nositeľa energie je vlastne rozdelenie prúdu do viacerých vetiev, prúdov v určitom pomere. Vetvenie prúdu môže byť:

- jednostupňové – prúd sa delí len v jednom uzle – obr. 29a,
- viacstupňové – prúd sa delí aspoň v dvoch uzloch – obr. 29b.

Podľa smeru toku prúdov pri vetvení rozlišujeme vetvenie:

- súmerné – obr. 29a,b,
- protismerné – obr. 29c.



Obr. 29 Vetvenie prúdu nositeľa energie: a) jednostupňové, b) viacstupňové, c) protismerné

2.4.4 Hradenie prúdu nositeľa energie

Hradenie prúdu predstavuje **úplné** alebo **čiastočné** uzatváranie cesty prúdu. Úplné hradenie dosiahneme nepriepustnou priehradkou (napríklad dva nespojené otvory vŕtané proti sebe, pričom jeden predstavuje vstup a druhý výstup nositeľa energie). Typickými prvkami na úplné hradenie prúdu sú rozvádzač, blokovací ventil a pod. Čiastočné hradenie prúdu (prietoku) je založené na zmene odporu proti pohybu vyjadrenej vo všeobecnosti vzťahom:

$$\Delta p = R_p \cdot Q^n \quad (28)$$

kde Δp [Pa] je tlakový spád (rozdiel tlakov) na odpore proti pohybu nositeľa energie,

R_p [Pa] je odpor proti pohybu nositeľa energie,

n [–] je exponent závislý od druhu prúdenia (laminárne $n = 1$, turbulentné $n = 2$).

Úplné aj čiastočné hradenie prúdu môže byť **plynulé** alebo **skokové**, diskkrétne.

2.4.5 Transformácia priestorovej orientácie nositeľa energie

V tekutinových mechanizmoch dochádza najčastejšie k transformácii rotačného pohybu na priamočiary. Vo všeobecnosti o transformácii priestorovej orientácie nositeľa energie hovoríme vtedy, keď sa pohyb nositeľa energie v motore svojím charakterom líši od pohybu nositeľa energie v generátore. Takúto zmenu orientácie pohybu nositeľa môžeme vyjadriť obecným vzťahom predstavujúcim funkciu:

$$Y = f(x, y, z, \alpha, \beta, \gamma) \quad (29)$$

kde x, y, z [m] sú tri priestorové súradnice,

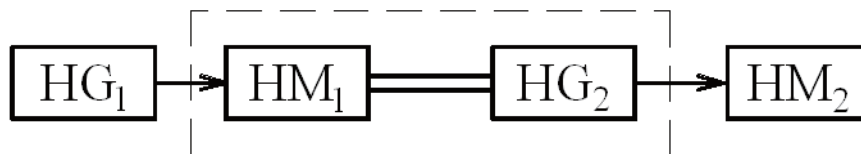
α, β, γ [rad, °] sú tri smerové uhly.

2.5 Radenie a kombinácia prenosových systémov

Prenosové systémy môžu byť, podobne ako jednotlivé prvky v systéme, radené za sebou, vedľa seba alebo v kombinácii oboch spôsobov. Pokiaľ ide o tekutinové prenosové systémy, ich radenie za sebou sa zatiaľ využívalo najmä v kombinácii pneumatických a hydrostatických systémov. V poslednom čase sa však využíva aj kombinácia tekutinových prenosových systémov s inými, napr. tuhými prenosovými systémami alebo s elektrickými prenosovými systémami.

2.5.1 Radenie prenosových systémov za sebou

Pri radení prenosových systémov za sebou vzniká väzba medzi hydromotorom HM_1 a hydrogenerátorom HG_2 – obr. 30.



Obr. 30 Bloková schéma radenia hydrostatických systémov za sebou

Spojením elektromotora s generátorom (HG) vznikne prenosový systém s tuhým nositeľom energie – hriadeľom. Na vstupe do tohto systému sa privádza elektrický prúd a na výstupe (z HG) sa získava prúd tlakovej kvapaliny – obr. 31a).



Obr. 31 Prenosový systém s tuhým nositeľom energie:

a) spojenie pohonného elektromotora a hydrogenerátora, b) spojenie hydrogenerátora a hydromotora

Spojením (hriadeľov) hydromotora a hydrogenerátora (HM a HG) vznikne tiež prenosový systém s tuhým nositeľom energie, avšak aj na vstupe do a aj na výstupe z tohto systému je ten istý druh nositeľa energie – kvapalina. Takýto prenosový systém sa nazýva inverzný a je charakterizovaný prenosom tlaku a prúdu – obr. 31b).

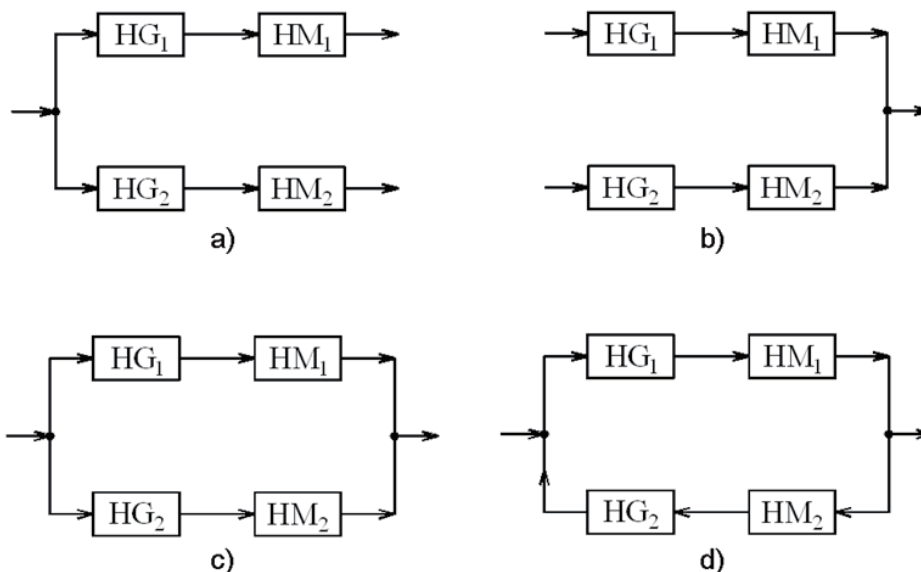
Prenosové systémy radené za sebou sa uplatňujú najmä v prípadoch, keď sa vyžaduje transformácia parametrov systému (napr. transformácia pohybovej frekvencie, krútiaceho momentu, sily a pod.) v takom rozsahu, že to nemožno realizovať jednoduchým tekutinovým systémom [1].

2.5.2 Radenie prenosových systémov vedľa seba

Pri radení prenosových systémov vedľa seba rozoznávame – obr. 32:

- systémy so spojenými vstupmi,
- systémy so spojenými výstupmi,
- systémy so spojenými vstupmi a výstupmi,
- systémy v protibežnom zapojení.

V prípade systémov so spojenými vstupmi ide o dva samostatné prenosové systémy so spoločným prí-
vodom energie. Výsledný účinok motorov sa sčítava. S týmto typom zapojenia sa v praxi stretávame
veľmi často.



Obr. 32 Prenosové systémy radené vedľa seba: a) so spojenými vstupmi,

b) so spojenými výstupmi, c) so spojenými vstupmi a výstupmi, d) protibežné zapojenie

Zapojenia podľa obr. 32 c), d) sa využívajú najmä v prípadoch, ktoré si vyžadujú plynulú zmenu pohybovej frekvencie pri prenose veľkých výkonov. Prenášaný výkon sa rozvetví medzi tekutinový a napr. tuhý prenosový systém. Tekutinový systém umožňuje riadenie pohybovej frekvencie a prenáša pritom len časť výkonu. Prenosové systémy s vetvením výkonu potom rozdeľujeme do dvoch skupín:

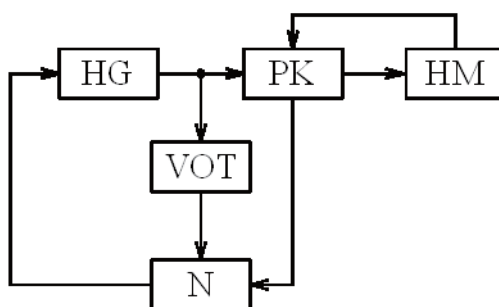
1. Prenosové systémy s vonkajším vetvením výkonu – vznikajú kombináciou napr. hydrostatického systému s hydrodynamickým alebo tuhým (mechanickým) prevodom.
2. Prenosové systémy s vnútorným vetvením výkonu – vznikajú špeciálnou konštrukčnou väzbou hydrogenerátorom a hydromotorom v kompaktnom vyhotovení.

2.6 Otvorený a uzavretý tekutinový systém

Tekutinové systémy delíme na otvorené a uzavreté buď podľa toku energie v systéme, alebo podľa toku energie od motora ku generátoru. Uzatvorené systémy sa v pneumatike používajú len v osobitných prípadoch.

2.6.1 Otvorený hydrostatický systém

Otvorený hydrostatický systém je systém, v ktorom kvapalina po vykonaní práce (odovzdaní energie) prúdi do nádrže, odkiaľ ju hydrogenerátor nasáva opäť do systému – obr. 33.



Obr. 33 Otvorený hydrostatický systém

VOT – tlakový (poistný) ventil, PK – prenosový kanál (riadenie)

Vlastnosti otvoreného hydrostatického systému [1].

Výhody:

- kvapalina je menej namáhaná, pretože jej je v systéme viac, a tým má dlhšiu životnosť,
- vzhľadom na väčšie rozmery nádrže je kvapalina účinnejšie chladená prirodzeným spôsobom, čo umožňuje udržať jej prevádzkovú teplotu v prijateľných medziach,
- podstatnejšia časť kvapaliny sa môže v nádrži ustáliť, čím sa môže ľahšie zbaviť nečistôt v nej obsiahnutých,
- kvapalina sa môže v dôsledku voľnej hladiny v nádrži zbaviť vzduchu v nej obsiahnutého.

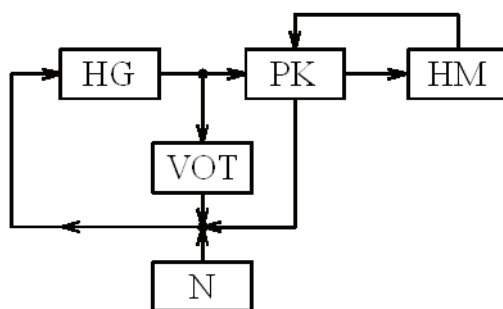
Nevýhody:

- otvorený systém vyžaduje väčšie množstvo kvapaliny, z ktorej sa však iba časť podieľa na prenose energie,
- kvapalina prichádza do styku so vzduchom, čím sa zhoršujú jej fyzikálne a chemické vlastnosti (starnutie kvapaliny),
- v týchto systémoch zvyčajne nie je možná reverzácia prietoku, nie je tu možné brzdenie pri záme-
ne funkcie hydrogenerátora a hydromotora,
- hydrogenerátor pre otvorený obvod má menšiu saciu schopnosť, preto často pracuje s menšou
pohybovou frekvenciou, čím sa zvyšuje možnosť vzniku kavitáčnych javov.

Otvorené hydrostatické systémy sa používajú najmä tam, kde je potrebné väčšie množstvo tlakovej kvapaliny pre rýchle pracovné alebo približovacie pohyby a pre systémy s reguláciou pohybovej frekvencie škrtením a vetvením prúdu. Uplatnenie nachádzajú najmä v stacionárnych zariadeniach.

2.6.2 Uzavretý hydrostatický systém

Uzavretý hydrostatický systém sa vyznačuje tým, že hlavná časť kvapaliny sa po odovzdaní energie v hydromotore vracia do vstupného kanála hydrogenerátora – obr. 34.



Obr. 34 Uzavretý hydrostatický systém

VOT – tlakový (poistný) ventil, PK – prenosový kanál (riadenie)

Vlastnosti uzavretého hydrostatického systému [1].

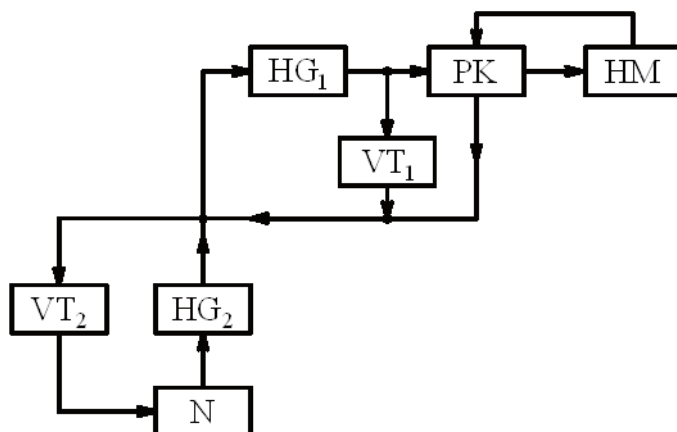
Výhody:

- pretože v sacom potrubí hydrogenerátora je tlak vždy väčší ako 0,1 MPa, môžu byť otáčky hydro-
generátora podstatne vyššie, čím je hydrogenerátor pre rovnaké parametre v porovnaní s hydroge-
nerátorom pre otvorený systém menší, a teda aj ľahší,
- menšie nebezpečenstvo vzniku kavitácie,
- teoretické množstvo pracovnej kvapaliny je dané obsahom uzatvoreného pracovného systému,
tým je v porovnaní s otvoreným systémom toto množstvo menšie; opäť o. i. aj hmotnosť kvapaliny,
- zásobník kvapaliny je menší,
- umožňuje reverzáciu prietoku, čo umožňuje pri zámene funkcie hydrogenerátora a hydromotora
intenzívne brzdenie až do výšky výkonu hnacieho motora hydrogenerátora,
- tým, že je pracovný priestor systému uzavretý, kvapalina sa zvonku menej znečisťuje a oxiduje.

Nevýhody:

- v hydrostatickom systéme prúdi tá istá kvapalina, čo vedie k zhoršenému tepelnému režimu a vo väčšine prípadov treba účinne chladiť kvapalinu chladiacim zariadením,
- pri prerušení činnosti hydraulického systému pracovná kvapalina chladne, a tým dochádza k zmenšovaniu jej objemu; v hydraulickom systéme takto vzniká podtlak, čím je do systému netesnosťami prisávaný vzduch, ktorý spôsobuje nerovnomerný chod a hlučnosť systému.

Vzhľadom na túto skutočnosť a aj z dôvodu nahradenia množstva kvapaliny zo systému uniknutej sa uzatvorený hydrostatický systém spája s pomocným nízkotlakovým systémom, ktorého hydrogenerátor HG_2 trvalo dopĺňa nízkotlakovú vetvu hlavného systému – obr. 35.



Obr. 35 Uzavretý HS systém s dopĺňovacím systémom

$VT_{1,2}$ – tlakový (poistný) ventil, N – nádrž, PK – prenosový kanál (riadenie)

2.7 Vlastnosti – výhody a nevýhody tekutinových (hydrostatických) systémov

Tekutinové systémy, najmä hydrostatické sa svojimi výhodnými vlastnosťami už relatívne dávnejšie stali nevyhnutným prostriedkom automatizácie a uskutočňovania mnohých racionalizačných opatrení, v nedávnej dobe aj pri mechatronických systémoch. Na druhej strane majú tekutinové systémy aj svoje nevýhody, tie však musíme pri akomkoľvek porovnaní rozoberať a chápať komplexne a vždy vzhľadom na iný možný typ systému.

K hlavným výhodám hydrostatického systému patrí najmä [1]:

- Možnosť prenosu energie (resp. momentov a síl) na ťažko prístupné miesta jednoduchým prenosovým kanálom – ohybnou hadicou. Je to dané možnosťou oddelenia generátora od motora a ich spojenie prenosovým kanálom.
- Možnosť prenosu energie na krátke a stredné vzdialenosti (rádovo 10^0 až 10^1 metra).
- Možnosť dosiahnuť veľké silové a momentové pomery ($1 : 2 \cdot 10^3$ aj viac) pri malom zástavbovom priestore. Táto výhoda súvisí s možnosťou ovládania parametrov prenášanej energie v širokom regulačnom rozsahu.

- V porovnaní so systémami elektrickými, pneumatickými a tuhými má menšie rozmery a hmotnosť. Pre porovnanie hmotnosti sa najčastejšie používa tzv. pomerná hmotnosť, t. j. hmotnosť vzťahnutá na jednotku výkonu [kg.kW^{-1}]. Pre hydromotory je pomerná hmotnosť v rozsahu 0,15 až 2,2 (až 10 pre pomalybežné hydromotory); pre elektromotory je to 1 až 60 (60 pre jednosmerné elektromotory).
- Dobré dynamické vlastnosti vyplývajúce najmä z celkových malých zástavbových rozmerov, a tým aj malých zotrvačných hmôt. Hydrostatické systémy v porovnaní s elektrickými, pneumatickými a tuhými systémami sa vyznačujú malou zotrvačnosťou, rýchlym dobehom a brzdením.
- Vyznačuje sa možnosťou veľmi jednoduchého, plynulého a presného riadenia základných parametrov systému – prietoku a tlaku (a tým aj pohybovej frekvencie, momentu a síl). V poslednom čase sa na tento účel pri mechatronických systémoch využívajú elektrohydraulické prvky a mikroelektronika.
- Možnosť častej zmeny smeru otáčania hriadeľa rotačného hydromotora aj pri plnom zaťažení. Pri elektrických a pneumatických systémoch je táto vlastnosť obmedzená vedľajšími dynamickými účinkami v dôsledku väčších pohybujúcich sa hmôt motora a v prípade tuhého systému sa reverzícia, najmä pri plnom zaťažení uskutočňuje zložitým prídavným zariadením.
- Možnosť zastavenia hydromotora v ľubovoľnej polohe na ľubovoľne dlhý čas pri jeho plnom zaťažení bez škodlivých následkov.
- Možnosť jednoduchého zabezpečenia systému pred preťažením (poistný ventil TOV).
- Vyznačuje sa pomerne malou zmenou parametrov vplyvom zmien vonkajšieho zaťaženia (charakteristiky prevodníkov – hydrogenerátora a hydromotora).
- Možnosť jednoduchej a sústavnej kontroly síl, resp. momentov pomocou merania tlaku v systéme.
- Vlastným princípom práce zabezpečuje dokonalé mazanie pohyblivých častí systému pracovnou kvapalinou.
- Možnosť prirodzeného a jednoduchého odvodu tepla zo systému priamo pracovnou kvapalinou, resp. umožňuje chladiť pracovnú kvapalinu aj mimo systému.
- Stavebnicovosť umožňuje rozsiahlu typizáciu a normalizáciu jednotlivých prvkov systému, príp. určitých celkov systému.

Nevýhody hydrostatických systémov [1]:

- Relatívne veľké straty pri prenose energie (pomerne nízka účinnosť systému – cca 75 % pre hydrostatické a 30 % pre pneumatické) aj pri vysokej účinnosti jednotlivých prvkov.
- Zmena teploty pracovnej kvapaliny pri prevádzke systému ovplyvňuje jej viskozitu, a tým aj rýchlosť a výkonové parametre systému.
- Zmena parametrov systému od obsahu vzduchu v pracovnej kvapaline.
- Technologická a prevádzková náročnosť pri výrobe a montáži prvkov a celých systémov, potreba starostlivejšej údržby v porovnaní s ostatnými systémami (s elektrickými a tuhými). S týmto súvisí aj starostlivosť o pracovnú kvapalinu – napríklad maximálne rozmery nečistôt v kvapaline 10 až 30 mm.

Na porovnanie vlastností hydrostatických systémov s inými systémami treba zdôrazniť, že správnou voľbou prvkov a optimálnou skladbou hydrostatického systému sa dajú niektoré výhody ešte viac zvýrazniť a niektoré nevýhody podstatne obmedziť.

Tab. 1 Porovnanie hydraulických, pneumatických a elektrických silových a riadiacich systémov

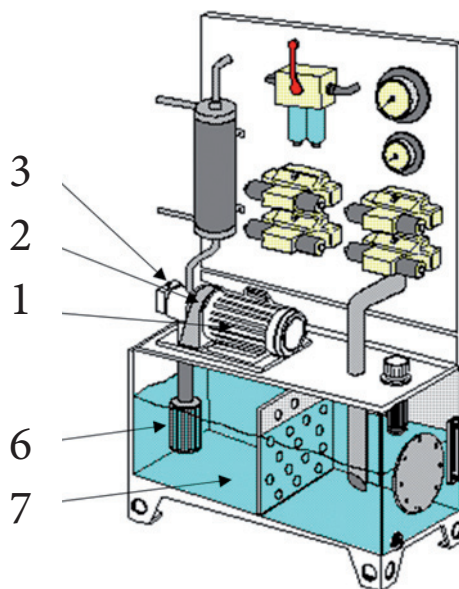
Porovnávacie kritérium	Systém		
	hydraulický (H)	pneumatický (P)	elektrický (E)
celková účinnosť	75 %	30 %	90 %
straty energie pri prenose	veľké	<H	najmenšie
max. rýchlosť prenosu signálu	do 1 200 m.s ⁻¹	do 360 m.s ⁻¹	rýchlosť svetla
rozмеры systému: riadiaceho silového	veľké najmenšie pri vysokých tlakoch	<H; porovnateľný s E >H	najmenšie pri elmotore >P a >H
rýchlosť vykonávaných operácií	<P a E	vysoká	<P
plynulosť pohybu a presnosť zastavenia v ľub. polohe	vysoká a jednoducho regulovateľná	prakticky nedosiahnuteľná bez použitia špec. prvkov	lepšia než P a horšia než H
rázy v koncových polohách	minimálne	veľké; nevyhnutné tlmenie	veľké; nevyhnutné tlmenie
citlivosť k preťaženiu	nízka, vyvoláva zvýšený ohrev kvapaliny	veľmi malá	vysoká; pri dlhšej dobe je nutná ochrana
riadiace prvky: frekvenčné charakteristiky	<100 Hz	20 až 40 Hz	<200 Hz; elektronické až 10 ⁷ Hz
životnosť	<5.10 ⁶ cyklov	(10 až 20).10 ⁶ cyklov	(0,2 až 2).10 ⁶ cyklov; pri elektronických prakticky neohraničená
cena rozмеры	vysoká >P	<H malé	najnižšia porovnateľné s P
čas rozbehu zariadenia	0,06 až 0,2 s	0,02 až 0,1 s	0,05 až 0,15 s
bezpečnosť (výbuch, požiar)	nebezpečné, nutnosť nehorľavých kvapalín	bezpečné	nebezpečné, nutná špeciálna úprava (2- až 3-krát drahšie)
vplyv prostredia (vlhkosť, prachnosť)	silno ovplyvňuje	bez vplyvu	ovplyvňuje, nutná špeciálna úprava
montáž a demontáž	jednoduchá	veľmi jednoduchá	jednoduchá
použitelnosť	>sily, momenty a výkony <rýchlosti, otáčky	<sily, momenty a výkony >rýchlosti, otáčky	>>výkony <rýchlosti, otáčky

3/ Prvky hydrostatických systémov

3.1 Hydraulické agregáty

Hydraulický agregát predstavuje súbor prvkov zdroja tlakovej energie [2]. K typickým prvkom tvoria-
cim hydraulický agregát patria – obr. 36:

1. pohon,
2. spojka,
3. hydrogenerátor,
4. poistný ventil,
5. redukčný ventil,
6. filter,
7. nádrž,
8. teplotný výmenník.

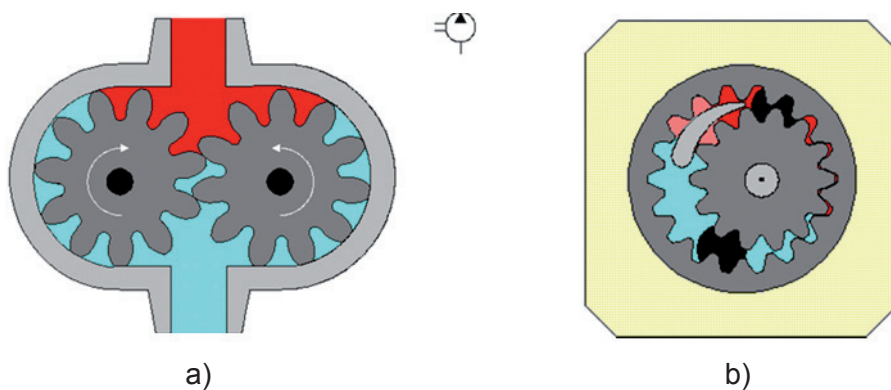


Obr. 36 Hydraulický agregát

Typ pohonu závisí od toho, či ide o stacionárne alebo mobilné zariadenie. Pri stacionárnych hydraulických zariadeniach sa najčastejšie ako pohon používa elektromotor. Mobilná technika používa spaľovacie motory.

Spojka spája pohon s hydrogenerátorom. Okrem samotného prenosu krútiaceho momentu z motora na generátor má plniť aj funkciu tlmenia rázov medzi týmito prvkami. Tým sa eliminuje prenos tlakových špičiek z generátora na motor a v opačnom smere nepravidelnosť chodu motora na generátor. Spojka má ďalej umožňovať vyrovnanie prípadnej montážnej nesúosovosti oboch spájaných hriadeľov. Často sa používa kotúčová spojka BKN, príp. iný typ spojky s galvanicky oddelenými kotúčmi.

Existuje veľa konštrukčných typov hydrogenerátorov. Ktorý typ bude použitý, závisí od viacerých kritérií, všetky však majú rovnaký hlavný cieľ, a to premenu mechanickej energie na tlakovú energiu. Jednoduchými a aj lacnými sú zubové hydrogenerátory [8]. Vďaka ich technickým parametrom a cene sú veľmi často používané najmä v jednoduchých a stredne náročných aplikáciách. Konštrukčne sa vyhotovujú ako hydrogenerátory s vonkajším ozubením – obr. 37a) a hydrogenerátory s vnútorným ozubením – obr. 37b).



Obr. 37 Zubový hydrogenerátor: a) s vonkajším ozubením, b) s vnútorným ozubením

Princíp činnosti hydrogenerátora s vonkajším ozubením je zrejmý z obr. 37a. Otáčajúce sa spoluzabierajúce ozubené kolesá (jedno z nich je hnacie) vytvárajú v dolnej časti podtlak tým, že pri vychádzaní zubov zo zubových medzier dochádza k zväčšovaniu voľného objemu. Tým je kvapalina nasávaná do generátora a unášaná v zubových medzerách. V hornej časti pri zábere, keď zuby vchádzajú do zubových medzier, je kvapalina naopak stláčaná a stlačená je vytlačovaná zo zubovej medzery do výtláčnej potrubia. Princíp u hydrogenerátora s vnútorným ozubením je podobný.

Poistný ventil slúži na ochranu prvkov hydraulického agregátu pred preťažením vysokým tlakom. Tlak v hydraulickom systéme je vyvolaný odpormi vo vedení. Týmto odpormi sú všetky riadiace prvky a aj zmeny v priestorovej orientácii vedenia. V extrémnych prípadoch pri značne veľkých odporoch proti prúdeniu môže dôjsť až k takému zväčšeniu tlaku, ktoré môže spôsobiť poškodenie až zničenie prvku alebo časti obvodu. V praxi sa tento problém rieši zaradením tlak obmedzujúceho ventilu (TOV) hneď na zdroji tlakovej energie a prípadne aj v ďalších častiach obvodu, ktoré treba chrániť samostatne. Bližšie použitie tohto ventilu je opísané v podkapitole 5.3.3.

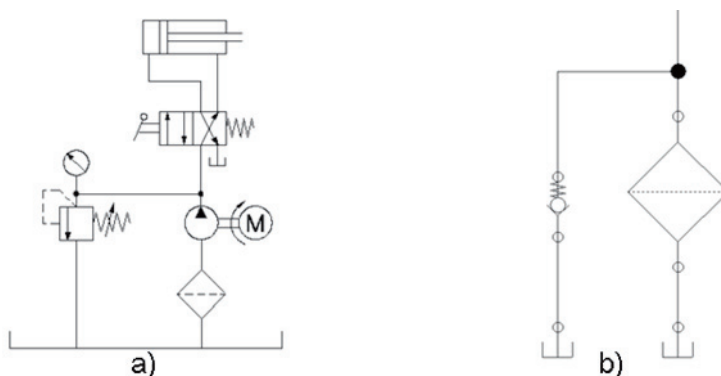
Redukčný ventil slúži na nastavenie tlaku vo výstupnom potrubí. Redukčný ventil je nazývaný aj tlak riadiaci ventil (TRV) a bližší opis činnosti a použitia tohto ventilu je v podkapitole 5.3.4.

Filter slúži na zachytenie nečistôt v hydraulickej kvapaline, čím chráni všetky prvky hydraulického

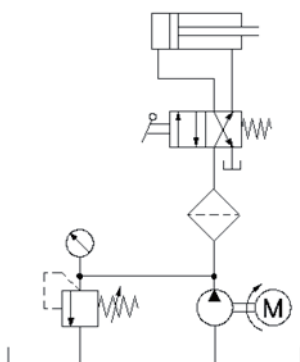
obvodu pred poškodením a predčasným mechanickým opotrebením. Zároveň tak udržiava správnu funkciu prvkov v obvode [2]. Väčšinou sa v hydraulickom obvode používa jeden hlavný filter a v niektorých prípadoch ešte ďalšie doplnkové filtre. Hlavný filter môže byť zaradený v rôznych častiach obvodu a podľa toho dosiahneme rôzne vlastnosti hydraulického agregátu. Možnosti zaradenia hlavného filtra v hydraulickom agregáte sú:

- filtrácia v tlakovej vetve – na vstupe hydrogenerátora,
- filtrácia v tlakovej vetve – na výstupe hydrogenerátora,
- filtrácia v nízkotlakovej, odpadovej vetve.

Filtrácia v tlakovej vetve – na vstupe hydrogenerátora – obr. 38. Pri tejto konfigurácii je hydrogenerátor chránený pred nečistotami. To je výhoda, no na druhej strane je k takto zaradenému filteru zlý prístup. Ďalšou nevýhodou sú nasávacie problémy pri jemnej pórovitosti filtrov, čo vedie k zvýšenému riziku vzniku kavitácie. V tomto prípade sa odporúča použiť k hrubšiemu saciemu filteru paralelne zapojený jednosmerný obtokový ventil – obr. 38b. Ak bude filter zanesený, zväčší sa jeho odpor a tlak v nasávacom potrubí (za filterom) klesne. Tým sa zväčší tlakový spád na generátore a zväčší sa aj pravdepodobnosť výskytu kavitácie. Paralelne zapojený jednosmerný ventil slúži práve na kompenzáciu tohto nepriaznivého stavu. Pokles tlaku za znečisteným filterom spôsobí otvorenie jednosmerného ventilu a kvapalina sa dostane do nasávacieho potrubia síce bez filtrácie, ale zmenší sa tlakový spád na generátore, a teda aj možnosť vzniku kavitácie bude menšia.



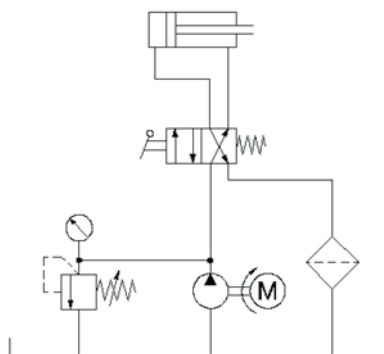
Obr. 38 a) Filtrácia v tlakovej vetve na vstupe HG,
b) Paralelné pripojenie jednosmerného ventilu k nasávaciemu filteru



Obr. 39 Filtrácia v tlakovej vetve na výstupe HG

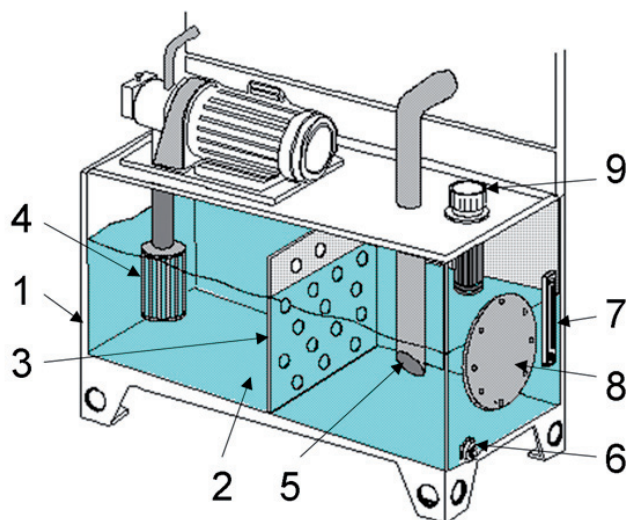
Filtrácia v tlakovej vetve – na výstupe hydrogenerátora – obr. 39. Tieto tlakové filtre môžu byť zaradené na vstupoch rozvádzačov a ventilov ako ochrana ventilov citlivých na znečistenie. Používajú sa jemnejšie filtre. Vyžadujú pevné tlakové puzdro a ukazovateľ znečistenia, čo zvyšuje ich cenu.

Filtrácia v nízkotlakovej, odpadovej vetve – obr. 40. Olejový filter zaradený v nízkotlakovej odpadovej vetve je ľahko prístupný pri údržbe. Nevýhodou však je, že nečistoty sa zachytia až pri výstupe zo systému. Je to veľmi často používaný spôsob zaradenia filtra v hydraulickom obvode.



Obr. 40 Filtrácia v nízkotlakovej vetve

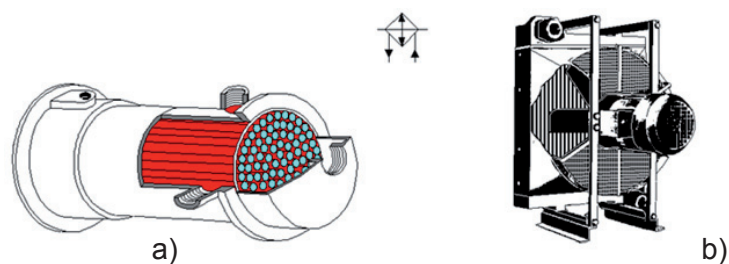
Nádrž je podstatnou časťou hydraulického agregátu [2]. Má niekoľko dôležitých funkcií. Slúži na uskladnenie hydraulického oleja potrebného na činnosť mechanizmu. Ďalšou úlohou nádrže je odlúčenie vzduchu, vody a mechanických nečistôt z hydraulického oleja. Objem nádrže závisí od konkrétnej technickej aplikácie. Pri stacionárnych zariadeniach je odporúčaný objem určený ako množstvo kvapaliny prečerpané generátorom za 3 až 5 minút. Takéto veľké množstvo kvapaliny zabezpečí jej prirodzené ochladenie v nádrži, takže zväčša nie je nutné prídavné chladenie kvapaliny. V mobilných zariadeniach, keď je hmotnosť jedným z rozhodujúcich kritérií, je požiadavka, aby nádrž obsahovala iba skutočne potrebné množstvo oleja. Preto je aj prirodzené, že pri týchto zariadeniach bude súčasťou zdroja tlakovej energie aj prídavný chladič. Hlavné časti nádrže sú na obr. 41.



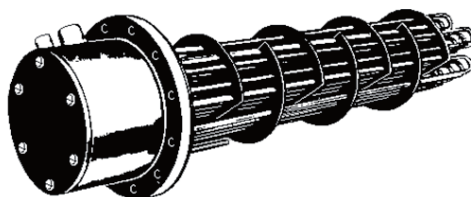
Obr. 41 Hlavné časti nádrže

Samotná nádrž (1) má dno sklonené, aby mechanické nečistoty klesali smerom k najnižšiemu bodu. V najnižšom bode nádrže býva umiestnený vypúšťací otvor. Ten je zakrytý vypúšťacou skrutkou (6). Vypúšťacia skrutka máva aj magnet na zachytenie kovových mechanických nečistôt. Vysoké nádrže sú vhodnejšie na odvod tepla z kvapaliny, široké na odstránenie vzduchu. V nádrži je uskladnená hydraulická kvapalina (2). Aby pri prúde kvapaliny z nádrže a do nádrže nevzniklo nepriaznivé vlnenie, bývajú v nádrži umiestnené vlnolamy (3). Na obr. 41 sú vo vlnolame otvory, ktorými kvapalina môže prechádzať do časti nasávania, pričom vďaka týmto otvorom v priehradke vlnolamu sa ťažké kovové nečistoty usádzajú v časti spätného potrubia (5). Nasávacie a spätné potrubie majú byť od seba vzdialené čo najviac. Aby prúd kvapaliny vracaný späť do nádrže nenarážal na dno a nespôsoboval tak nadmerné vírenie usádzaných nečistôt, je spätné potrubie ukončené šikmým zrezaním (5). Nasávacie potrubie býva doplnené o filter nasávanej kvapaliny (4). Nádrž je ďalej vybavená olejoznakom (7) na kontrolu stavu hladiny. Na olejoznaku je vyznačená maximálna a minimálna úroveň hladiny kvapaliny v nádrži. Veľké nádrže majú samostatný kryt (8) umožňujúci čistenie vnútra nádrže bez nutnosti demontáže celej hornej časti. V hornej časti nádrže je nalievací otvor (9) s filtrom. Na vyrovnanie tlakov pri kolísaní hladiny musí byť nádrž odvzdušnená, preto je nalievací otvor zakrytý skrutkou s otvorom a s odvzdušňovacím filtrom (9).

V hydraulických zariadeniach dochádza pri ich činnosti k zahrievaniu kvapaliny. Toto zahrievanie je spôsobené trením kvapaliny a prechodom kvapaliny cez odpory. Pri stacionárnych systémoch je vzniknuté teplo odvedené nádržou. V prípade mobilných zariadení, keď je nádrž a aj množstvo kvapaliny malé, treba vzniknuté teplo z kvapaliny odvieť. Na druhej strane, ak hydraulické zariadenie pracuje v prostredí s výrazne nízkymi teplotami, je nutné najmä pri rozbehu zariadenia hydraulický olej najprv ohriať. Pri nízkych teplotách sa výrazne mení viskozita a olej je veľmi tuhý [2]. Na chladenie či ohrev sa používajú teplotné výmenníky. Na obr. 42a) je vodný chladič. Je účinnejší ako vzduchový a neprejavuje sa u neho chvenie. Prevádzkové náklady sú však väčšie a tiež treba počítať s koróziou a znečistením jeho častí. Na obr. 42b) je vzduchový chladič. Jeho inštalácia je jednoduchá a prevádzkové náklady sú malé, ale jeho činnosť je sprevádzaná chvením.



Obr. 42 Chladiče hydraulických systémov: a) vodný, b) vzduchový



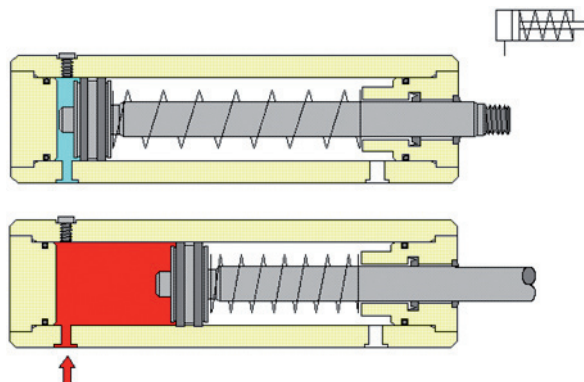
Obr. 43 Vyhrievacie teleso hydraulického systému

3.2 Hydromotory

3.2.1 Lineárne hydromotory

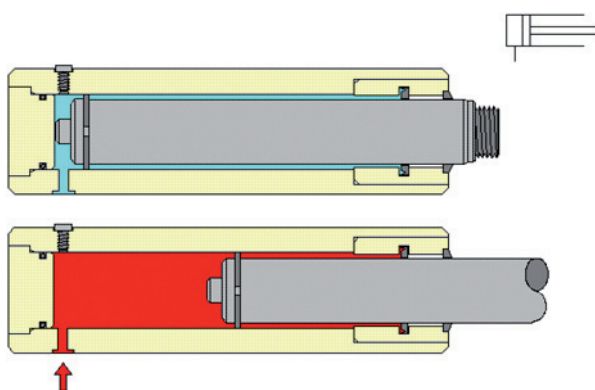
V lineárnych motoroch dochádza k premene tlakovej energie na mechanickú. Mechanická energia má v týchto motoroch podobu priamočiareho pohybu, preto sa nazývajú aj lineárne motory.

Jednočinný lineárny hydromotor – obr. 44. V prípade jednočinného lineárneho motora je tlaková kvapalina privádzaná len z jednej strany piesta, teda riadený je pohyb len v jednom smere [2]. Vratný pohyb je vyvolaný buď vnútornou pružinou, alebo vonkajšou silou pôsobiace na piestnu tyč v príslušnom smere.



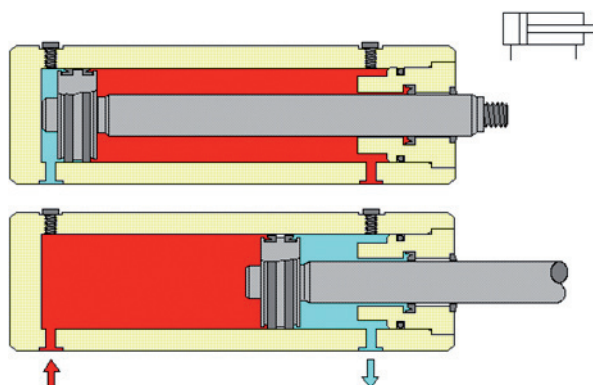
Obr. 44 Jednočinný lineárny hydromotor s vratným pohybom od pružiny

Plunžerový lineárny hydromotor má piest a piestnu tyč vyhotovenú v kompaktnom prevedení – obr. 45. Ide o jednočinný lineárny hydromotor so zväčšeným priemerom piestnej tyče a jeho vratný pohyb je vyvolaný vonkajšou silou pôsobiace na piestnu tyč v príslušnom smere [8]. Najčastejšie býva používaný vo vertikálnej polohe.



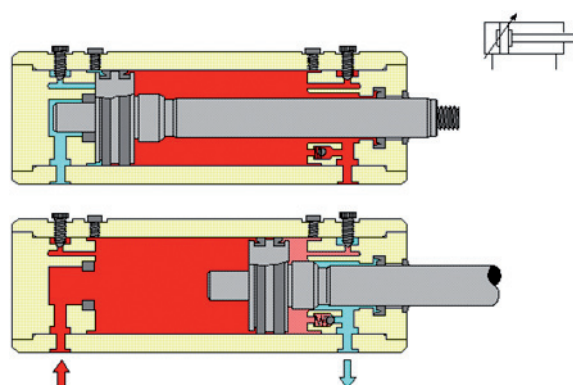
Obr. 45 Plunžerový hydromotor

Pri použití dvojčinného lineárneho motora je tlaková kvapalina privádzaná z oboch strán piesta, preto je možné riadiť pohyb piestnej tyče v oboch smeroch – obr. 46. Pri motore s jednostranne vyvedenou piestnicou treba mať na zreteli dôležitý fakt, že silový účinok a rýchlosť pohybu piesta je pre vysúvanie a zasúvanie piesta rôzny.

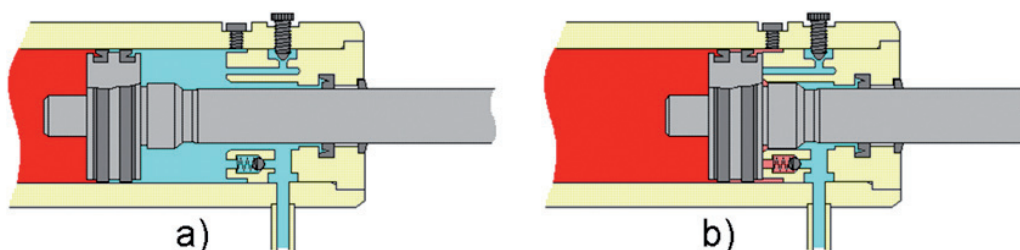


Obr. 46 Dvojčinný lineárny hydromotor

Pri vysokých rýchlostiach lineárnych hydromotorov alebo v prípade presúvania veľkých hmotností je nutné konštrukčné upravenie motorov s tlmením v koncových polohách alebo aspoň v jednej z nich [2]. Pred dosiahnutím koncovej polohy piesta tlmiaci piest uzavrie priamy odtok kvapaliny z motora a kvapalina tak môže byť z motora vytláčaná iba cez zúžený prierez, v ktorom je navyše zaradený nastaviteľný škrtiaci ventil ŠV – obr. 47. Tento typ tlmenia v koncovej polohe je používaný pre rozsah rýchlosti medzi 6 až 20 m.min⁻¹. Pre väčšie rýchlosti je nutné použiť dodatočné tlmiace zariadenie.



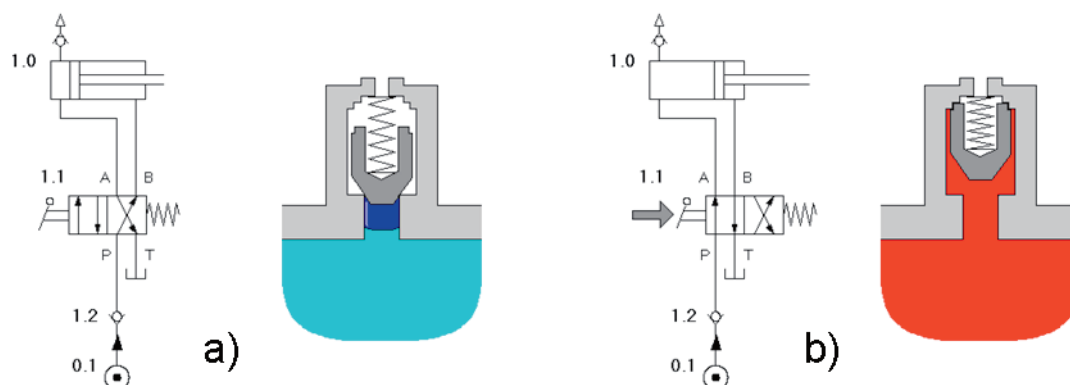
Obr. 47 Tlmenie v koncových polohách



Obr. 48 Tlmenie: a) pred tlmením, b) na konci tlmenia

V kapitole 1.3 boli spomenuté vlastnosti ideálnej kvapaliny. Tá je okrem iného nestlačiteľná. Reálna kvapalina je stlačiteľná, i keď veľmi málo. Kvapalinu nie je možné zbaviť vzduchu úplne, a to je jeden z dôvodov jej stlačiteľnosti. Aby sme zabezpečili rovnomerný chod lineárneho motora aj pri výraznom spomalení jeho pohybu, musí byť hydraulické zariadenie odvzdušnené. Automatické odvzdušňovacie

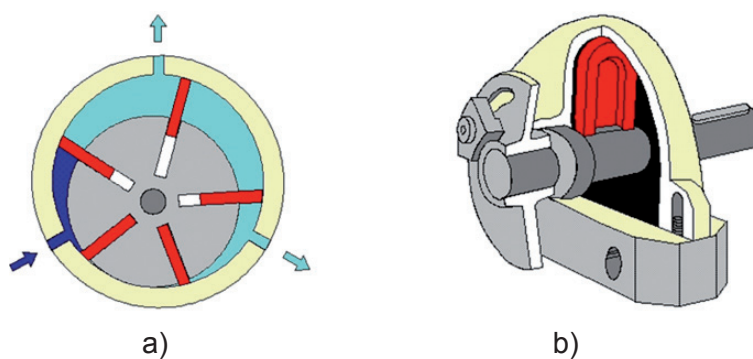
ventily umožňujú zbavenie hydraulického oleja nežiaduceho vzduchu – obr. 49. Pri zasunutom pieste je piestik odvzdušňovacieho ventilu zatvorený. Pri počiatočnom pohybe piesta sa tento ventílček nadvihne a bublinky vzduchu tak môžu z pracovného priestoru odísť cez odvzdušňovacie otvory, kým sa odvzdušňovací ventil neuzavrie v hornej polohe. Odvzdušňovacie ventily je vhodné umiestniť v najvyššom bode potrubného systému, pretože práve tam sa bude zhromažďovať vzduch obsiahnutý v hydraulickom systéme, alebo čo najbližšie pri motore vo vysokotlakovej vetve.



Obr. 49 Použitie odvzdušňovacieho ventilu

3.2.2 Rotačné a kývavé hydromotory

V rotačných a kývavých motoroch dochádza rovnako ako v lineárnych motoroch k premene tlakovej energie na mechanickú. Mechanická energia je pri týchto motoroch v podobe rotačného pohybu – obr. 50a). Ak rotačný pohyb prebieha na uhle menšom než 360° , hovoríme o motore s kývavým pohybom obr. – 50b). Aj rotačné motory, podobne ako hydrogenerátory, majú rôznu konštrukciu [8]. Môžeme povedať, že princíp činnosti hydromotora je inverzný k činnosti hydrogenerátora.



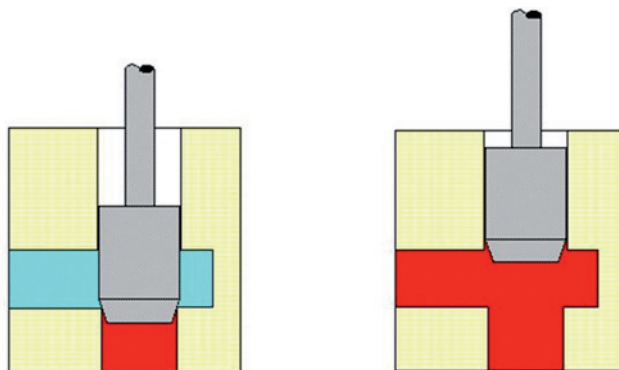
Obr. 50 a) Rotačný hydromotor, b) Kývavý hydromotor

3.3 Základy ventilov a rozvádzačov

Ventily a rozvádzače bývajú najčastejšie vyhotovené buď ako sedlové, alebo posúvačové [7]. Okrem toho sú pre činnosť a riadenie ventilov a rozvádzačov dôležité aj prekryvia a geometria riadiacich hrán. Princíp tanierových, sedlových ventilov je znázornený na obr. 51.

Vlastnosti sedlových ventilov:

- tesne uzatvárajú,
- necitlivosť k znečisteniu,
- nákladnejšia konštrukcia rozvádzačov,
- nutnosť tlakového vyrovnania,
- kratšia ovládacie dráha.

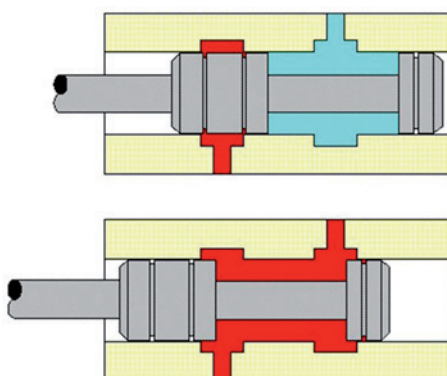


Obr. 51 Konštrukcia sedlového ventilu

Princíp posúvačových ventilov je znázornený na obr. 52.

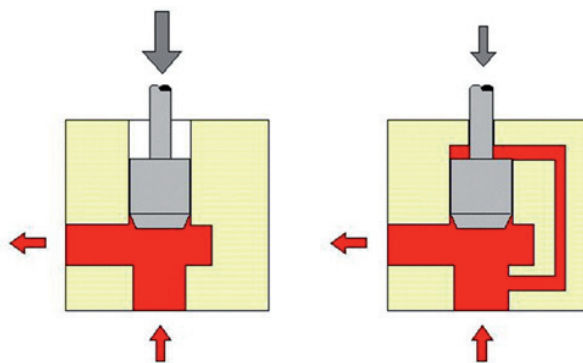
Vlastnosti ventilov a rozvádzačov s posúvačovou konštrukciou:

- priesakový tok,
- citlivosť k znečisteniu,
- jednoduchá konštrukcia rozvádzačov,
- vyrovnaný tlak,
- veľká ovládacia dráha.



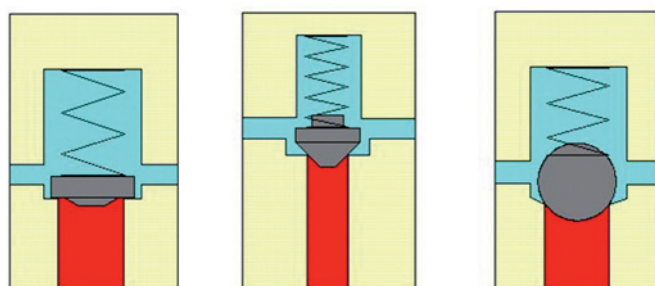
Obr. 52 Konštrukcia posúvačového ventilu

Pri niektorých druhoch ventilov a rozvádzačov so sedlovou konštrukciou môže byť ovládacia sila veľmi veľká. Ovládacia sila závisí od tlaku a veľkosti činnej plochy. V prípade požiadavky na zmenšenie veľkosti prestavovacej sily treba použiť konštrukciu sedlového ventilu alebo rozvádzača s tlakovým vyrovnaním. Tlakové vyrovnanie pri sedlovom ventile spočíva v zmenšení veľkej prestavovacej sily, ktorá bez kompenzácie pôsobí proti tlaku kvapaliny – obr. 53.



Obr. 53 Kompenzácia veľkej prestavovacej sily sedlového ventila

Dosadacie plochy sedlových ventilov majú rôzny tvar, ako je znázornené na obr. 54. Tanierové sedlové ventily sa vyznačujú malým zdvihom. Často sú používané pre uzatváracie ventily. Kužeľové dosadacie plochy majú veľmi dobrú tesnosť, ale sú výrobne nákladné vzhľadom na presnosť výroby. Používajú sa predovšetkým pre rozvádzače. Guľové sedlové ventily sú jednoduché na výrobu. Guľka pri zmene polohy môže vibrovať a spôsobovať tak šum. Používajú sa pre jednosmerné ventily.

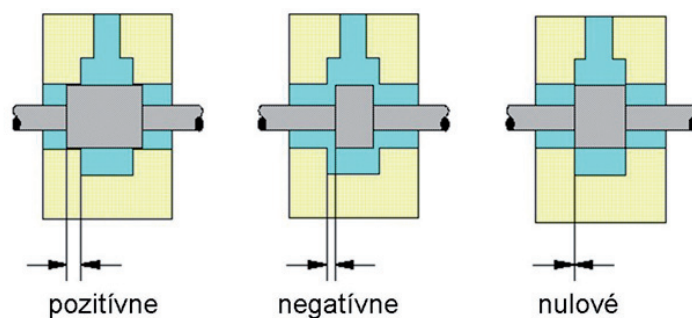


Obr. 54 Tvary dosadacích plôch sedlových ventilov

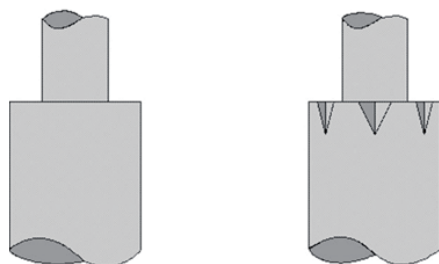
U posúvačových ventilov a rozvádzačov je zase doplnkovým údajom k ich činnosti tzv. krytie na hranách posúvača pri zmenách jeho polohy. Jednotlivé krytia na posúvačových ventiloch sú na obr. 55. Toto krytie môže byť:

- pozitívne – pri zmene polohy posúvača sú krátkodobo všetky prípoje proti sebe uzatvorené, nevznikajú žiadne tlakové poklesy, ale naopak, vznikajú tlakové špičky, tvrdé nábehy, použitie pre zariadenia so zásobníkom,
- negatívne – pri zmene polohy posúvača sú krátkodobo všetky prípoje spojené, mäkké nábehy, záťaž a tlak krátkodobo poklesnú,
- nulové – hrany sú presne zarovnané bez vôle či presahu, krátka prestavná dráha, pre rýchle prestavenie.

Riadiace hrany piestov ventilov môžu byť buď ostré (tvrdé zmeny polohy ventila), alebo môžu byť skosené, prípadne vybavené nábehovými drážkami – obr. 56, čo zmierňuje účinok prestavenia ventila pre pokojnejší chod motora pri zmene napr. smeru pohybu alebo pri rozbehu či zastavovaní chodu motora.



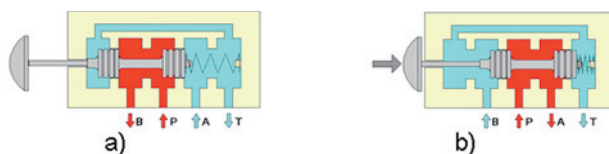
Obr. 55 Krytie u posúvačových ventilov



Obr. 56 Radiace hrany piestov ventilov

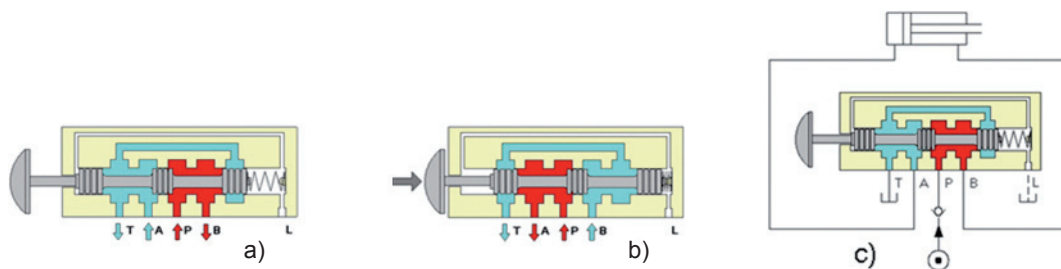
3.3.1 Rozvádzače ventily, rozvádzače

Jednými z najpoužívanějších rozvádzačov v hydrostatických systémoch sú 4-cestné 2-polohové a 3-polohové rozvádzače. Tieto rozvádzače majú dva pracovné vývody A a B, takže sa používajú na riadenie dvojčinných hydromotorov. Na obr. 57 je rozvádzač 4/2 s posúvačom s dvojpiestovou konštrukciou. Na obr. 58 je rozvádzač 4/2 s trojpiestovou konštrukciou posúvača.



Obr. 57 Rozvádzač 4/2 s dvojpiestovým posúvačom: a) kludová poloha, b) pracovná poloha

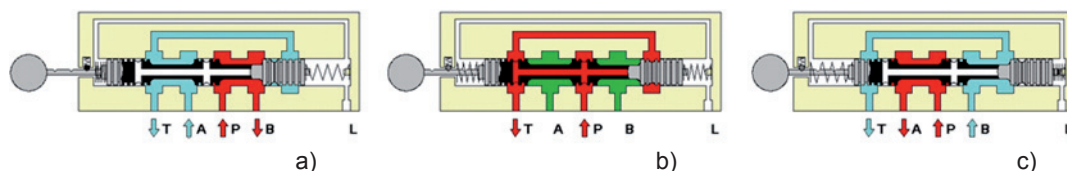
Podľa obr. 58c) je v kludovej polohe rozvádzača hydromotor buď držaný vo východiskovej polohe, keď je piest v zadnej koncovej polohe, alebo je hydromotor v režime vratného pohybu piesta. V pracovnej polohe rozvádzača bude hydromotor vykonávať pracovný pohyb, teda piestna tyč sa bude vysúvať.



Obr. 58 Rozvádzač 4/2 s trojpiestovým posúvačom: a) kludová poloha, b) pracovná poloha, c) prepojenie rozvádzača s lineárnym hydromotorom

V hydraulike sú veľmi často využívané stredné polohy 3-polohových rozvádzačov (pozri podkapitolu 4.1.3, obr. 84). Pracovné polohy týchto rozvádzačov sú rovnaké, líšia sa len prepojením ciest v kľudovej polohe. Konštrukčne sú vyhotovené ako posúvačové vzhľadom na to, že sedlová konštrukcia by bola príliš náročná.

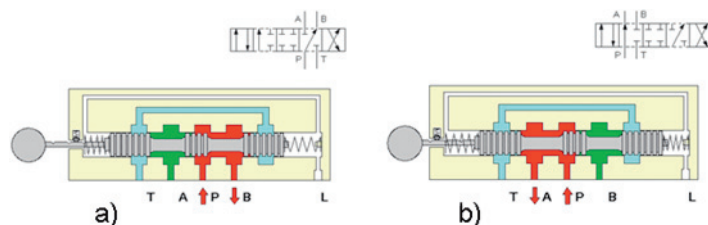
Na obr. 59b) je v kľudovej polohe rozvádzača prepojený tlakový vstup P s výstupom T vedúcim do nádrže. Toto prepojenie stredovej polohy zabezpečí odľahčenie hydrogenerátora pri zastavení chodu hydromotora.



Obr. 59 Rozvádzač 4/3: a) pracovná poloha P – B, b) kľudová poloha P – T, c) pracovná poloha P – A

V niektorých prípadoch je potrebné vedieť, k akým stavom prepojenia ciest dochádza pri zmene polohy rozvádzača, teda pri presúvaní posúvača. Tieto stavy súvisia s prekrývaním riadiacich hrán posúvača a telesa rozvádzača. Ak je to dôležitá informácia, vyznačujú sa prechodové stavy v schematickej značke čiarkovanými čiarami – obr. 60.

Z obrázka je vidieť, že sa ide o rozvádzač s uzavretými cestami v strednej polohe. Ľavá a pravá prechodová poloha je kombináciou medzi pozitívnym a negatívnym prekrytím riadiacich hrán. V pravej polohe podľa obr. 60a) je prepojenie A – T s pozitívnym prekrytím a prepojenie P – B s negatívnym prepojením.



Obr. 60 Rozvádzač 4/3s uzavretými cestami v strednej polohe:

a) prechodový stav k pracovnej polohe P – B, b) prechodový stav k pracovnej polohe P – A

3.3.2 Škrtiace ventily

Škrtiace ventily predstavujú riadiace prvky umožňujúce zmenu prierezu pre pretekajúcu hydraulickú kvapalinu. Používajú sa na spomalenie rýchlosti pohybu motora – pozri podkapitolu 5.2.2. Konštrukčne majú rôzne vyhotovenia.

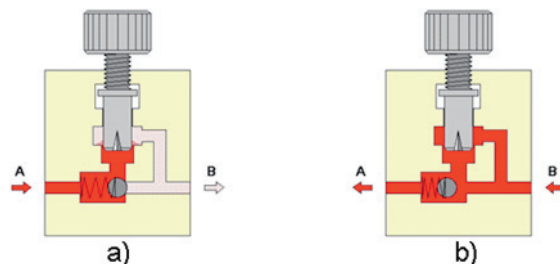
Na obr. 61a) je ihlová konštrukcia. Je to na jednej strane lacné vyhotovenie, no na druhej strane veľmi závislé od viskozity a malé prestavenie ihly má za následok pomerne veľkú zmenu prierezu.

Na obr. 61b) je konštrukcia s čelnou skrutkovicovou štrbinou. Toto vyhotovenie má presne opačné vlastnosti. Je drahé, necitlivé na viskozitu a citlivosť nastavenia je veľká.



Obr. 61 Nastaviteľné škrtiace ventily: a) ihlová konštrukcia, b) čelná štrbina

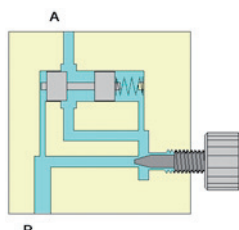
Veľmi častou požiadavkou na riadenie určitého parametra je jeho vplyv iba v jednom smere toku kvapaliny. V takomto prípade sa k danému riadiacemu prvku paralelne zapojí jednosmerný ventil. Na obr. 62 je znázornený škrtiaci ventil s paralelne pripojeným jednosmerným ventilom.



Obr. 62 Škrtiaci ventil s paralelne pripojeným jednosmerným ventilom:

a) účinné škrtenie, b) škrtenie vyradené jednosmerným ventilom v priepustnom smere

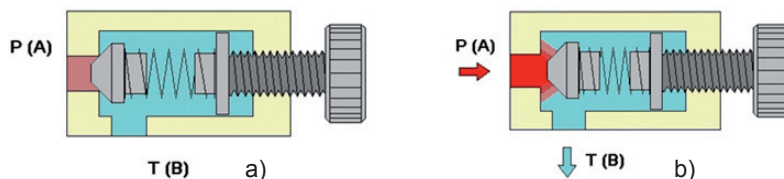
Škrtiaci ventil predstavuje vo vedení odpor. Preto na vstupe škrtiaceho ventila narastá tlak a naopak na výstupe škrtiaceho ventila je tlak pri intenzívnom škrtení takmer nulový. V podkapitole 5.2.2.3 je opísaný škrtiaci ventil so stabilizátorom tlaku. Takýto ventil sa potom nazýva **prietokový ventil** a jeho vlastnosti i použitie sú opísané v spomínanej podkapitole 5.2.2.3. Na obr. 63 je 2-cestný prietokový ventil.



Obr. 63 Dvojcestný prietokový ventil

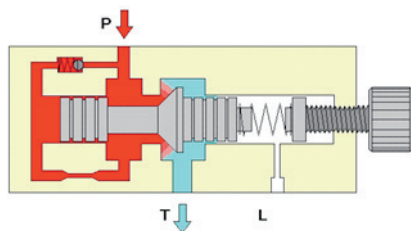
3.3.3 Tlakové ventily

Tlakové ventily sú riadiace prvky umožňujúce nastavenie maximálneho alebo minimálneho tlaku v obvode či jeho časti, obmedzujú teda silu lineárneho, resp. krútiaci moment rotačného motora. Majú zväčša sedlovú konštrukciu – obr. 64. Majú rôzne použitie bližšie opísané v podkapitole 5.3.3.

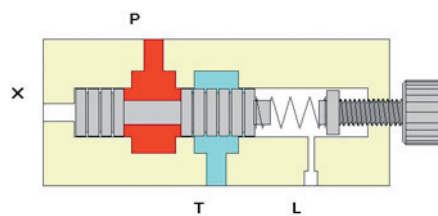


Obr. 64 Tlakový ventil: a) zatvorený, b) otvorený

Na obr. 65 je interný tlakový ventil s vnútornou kompenzáciou prestavovacej sily. Porovnáva silový účinok vstupného tlaku P so silou nastaviteľnej pružiny. Výstupný tlak T má pri otvorenom ventile vždy hodnotu vstupného tlaku P . Na obr. 66 je externý tlakový ventil. Porovnáva silový účinok externého tlaku X so silou nastaviteľnej pružiny. Hodnota výstupného tlaku T nezávisí od veľkosti externého tlaku.



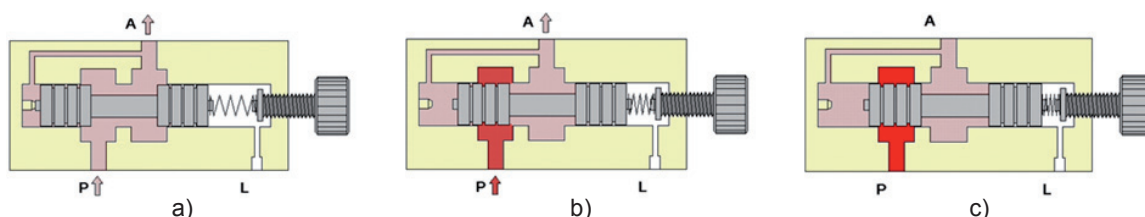
Obr. 65 Interný tlakový ventil



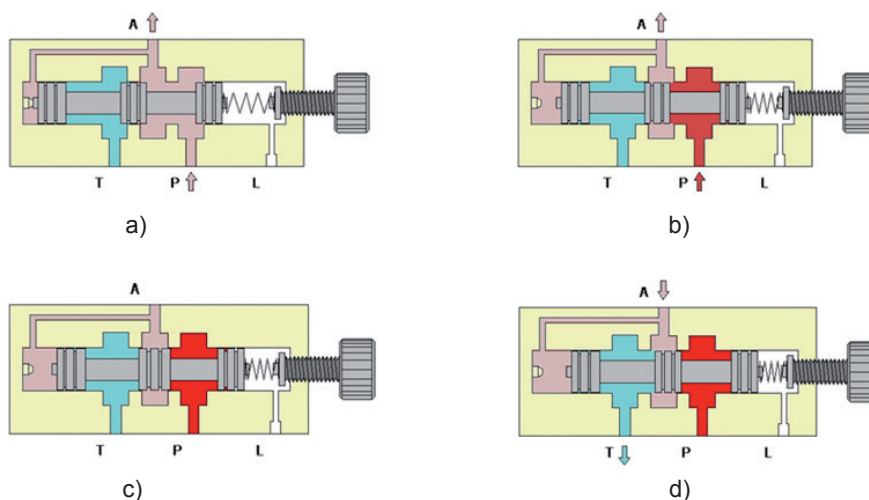
Obr. 66 Externý tlakový ventil

3.3.4 Redukčné ventily

Redukčný ventil je riadiaci prvok umožňujúci nastaviť konštantný tlak v obvode alebo v jeho časti, teda aj konštantnú silu lineárneho, resp. krútiaci moment rotačného motora. Používa sa aj v prípade, ak treba v jednom obvode nastaviť viaceré tlaky. Na obr. 67 je zobrazený 2-cestný redukčný ventil [7]. V normálnom stave je cesta $P - A$ prepojená, ventil je otvorený – obr. 67a). Ak vzrastie záťaž na motore, vzrastie i výstupný tlak A redukčného ventilu a posúvač sa presunie doprava. Tým sa zmení priebeh $P - A$ tak, aby výstupný tlak A nadobudol pôvodnú hodnotu – obr. 67b). Pri ďalšom preťažovaní motora vzrastie tlak A až natoľko, že sa cesta $P - A$ uzavrie – obr. 67c).



Obr. 67 Dvojcestný redukčný ventil: a) kludová poloha, b) nárast tlaku A , c) uzavretie cesty $P - A$

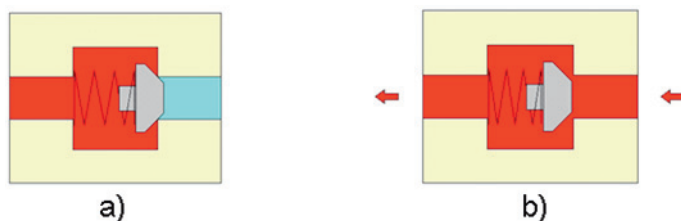


Obr. 68 Trojcestný redukčný ventil: a) kludová poloha, b) nárast tlaku A , c) uzavretie cesty $P - A$, d) otvorenie cesty $A - T$

Pri uzavretom 2-cestnom redukčnom ventile vzniká nebezpečenstvo nadmerného zvyšovania tlaku na výstupe A. Preto treba v tejto vetve zaradiť paralelne zapojený tlakový ventil na obmedzenie maximálneho tlaku. Druhou možnosťou je použitie 3-cestného redukčného ventila – obr. 68. Tento potom pri uzatvorení cesty $P - A$ a ďalšom zvyšovaní tlaku A otvára cestu $A - T$ – obr. 68d).

3.3.5 Jednosmerné ventily

Jednosmerné ventily prepúšťajú prúd tlakovej kvapaliny len v jednom smere. V druhom smere sú zatvorené. Najčastejšie majú sedlovú konštrukciu – obr. 69.



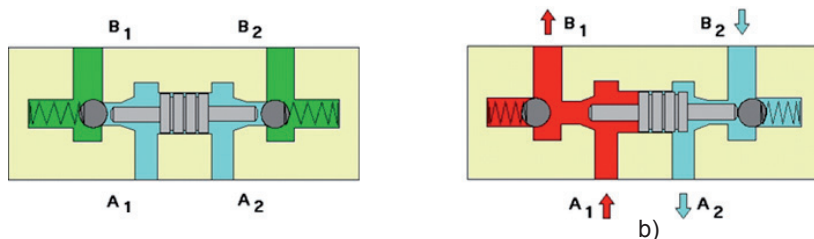
Obr. 69 Jednosmerný ventil: a) nepriepustný smer, b) priepustný smer

Ak treba jednosmerný ventil otvoriť aj v nepriepustnom smere, používajú sa riadené jednosmerné ventily – obr. 70. Pri prúdení kvapaliny v smere $B - A$ je jednosmerný ventil nepriepustný. Privedením riadiaceho signálu X sa tento ventil otvorí aj pre smer prúdenia $B - A$.



Obr. 70 Jednosmerný riadený ventil: a) neriadený stav, b) otvorenie nepriepustného smeru

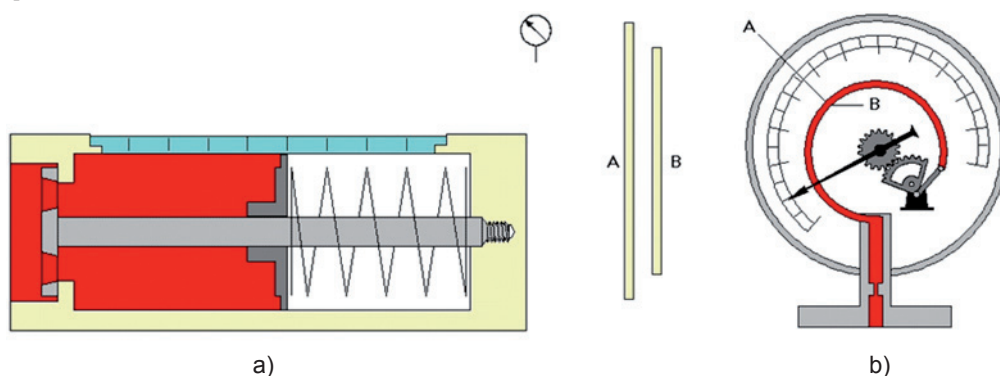
Použitie jednosmerných ventilov je časté pre blokovanie pohybu hydromotora alebo už spomínané odfiltrovanie riadenia istého parametra v jednom smere pohybu motora. Blokovanie motora je opísané v podkapitole 5.1.3. Pri blokovaní pohybu motora sa často využíva dvojité riadené jednosmerný ventil – hydraulický zámok. Na obr. 71a) je hydraulický zámok bez prívodu tlaku na vstupy A_1 a A_2 . Výstupy B_1 a B_2 sú spojené s hydromotorom a jeho pohyb je tak zablokovaný. Ak privedieme tlakovú kvapalinu na vstup A_1 , otvorí sa smer $A_1 - B_1$, ale zatvorený jednosmerný ventil bráni odvodu kvapaliny z pravej časti. Tým vzrastie tlak vo vetve A_1 a piestik ventila sa presunie doprava, čím otvorí cestu $B_2 - A_2$ – obr. 71b).



Obr. 71 Dvojité jednosmerný riadený ventil: a) neriadený stav, b) otvorenie nepriepustného smeru $B_2 - A_2$

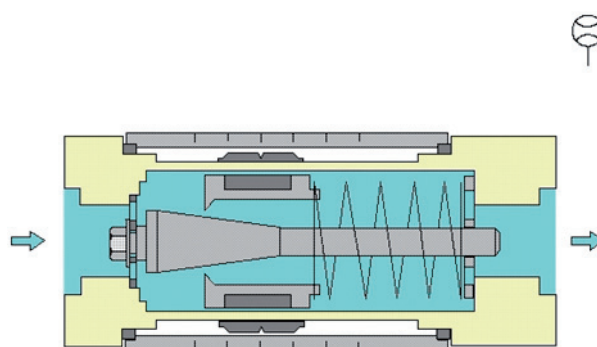
3.4 Meracie prvky a prístroje

Najčastejšími meracími prístrojmi pri tekutinových mechanizmoch sú manometre (meranie tlaku), teplomery a prietokomery. Na obr. 72 sú zobrazené dva typy manometrov – piestový (obr. 72a) a Bourdonov (obr. 72b). Tlakomer s Bourdonovou trubicou je najpoužívanejším tlakomerom. Ich použitie je obmedzené tlakmi 1000 barov, čo však pri bežných tlakoch v hydraulických zariadeniach cca 300 barov prakticky nie je žiadnou nevýhodou. Pri montáži treba dodržať predpísanú polohu týchto tlakomerov [7].



Obr. 72 Tlakomery: a) piestový, b) Bourdonov

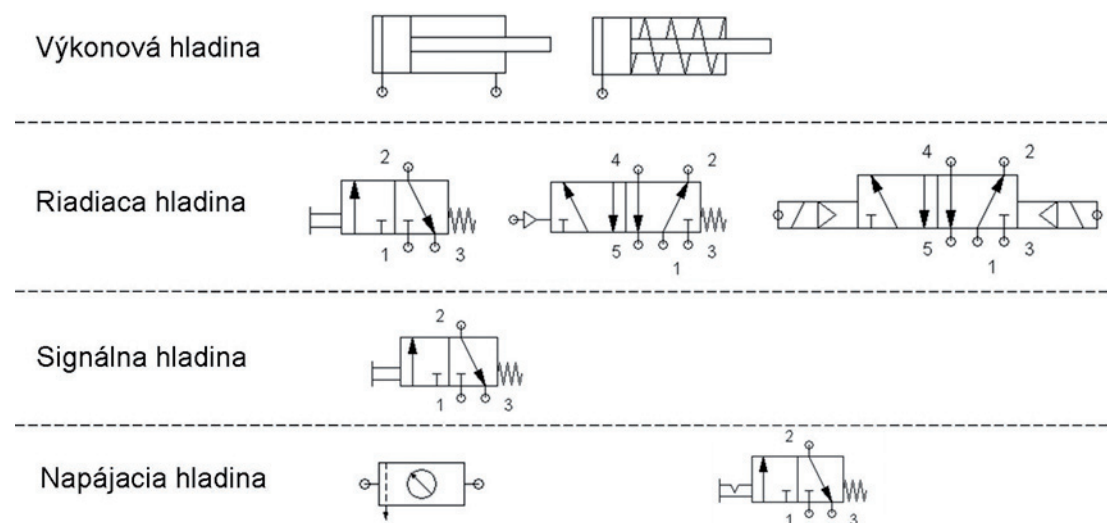
Na obr. 73 je plavákový prietokomer. Vnútorňý kužeľ je pevne spojený s telesom meracieho prístroja. Prúd kvapaliny tečie medzi kužeľom a pohyblivým piestom a zároveň presúva pohyblivý piest proti sile pružiny. Medzera medzi piestom a kužeľom tvorí clonu a práve zariadenie clony do potrubia je základným princípom na meranie prietoku. Namiesto merania tlakového spádu pred a za clonou je pri plavákovom prietokomere zaznamenávaná poloha pohyblivého piesta zodpovedajúca rovnosti tlakovej sily na piest a sily stlačenej pružiny. Obe sily pôsobia proti sebe a piest tak zaujme rovnovážnu polohu úmernú prietoku kvapaliny.



Obr. 73 Plavákový prietokomer

4/ Hydrostatické mechanizmy

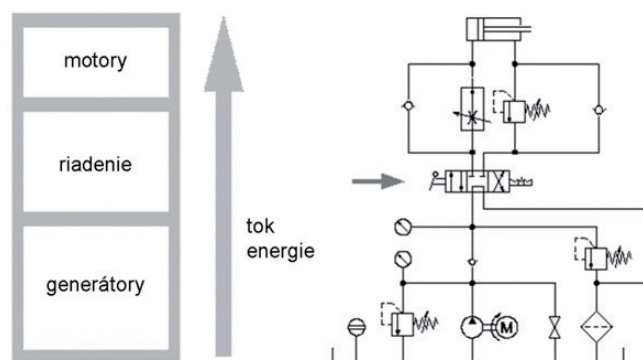
Každé technické zariadenie môžeme rozdeliť na tri hlavné skupiny prvkov – zdroje príslušnej energie G (vysielače, generátory), spotrebiče tejto energie M (prijímače, motory) a prenosový kanál PK (riadenie) – obr. 13. V schémach tekutinových mechanizmov je z dôvodu prehľadnosti rešpektovaný tok energie od generátorov k motorom smerom zdola nahor – obr. 74. Jednotlivé prvky sú reprezentované schematickými značkami [4].



Obr. 74 Štruktúra tekutinového systému

Úloha navrhnuť hydraulický mechanizmus spočíva:

- v definovaní požiadaviek na činnosť akčných členov mechanizmu,
- vo výbere vhodných prvkov na splnenie týchto požiadaviek,
- v nakreslení schémy s použitím schematických značiek vybraných prvkov a ich rozmiestnení podľa pravidiel (podkap. 4.2.1),
- v prepojení jednotlivých prvkov (potrubia a hadice),
- v kontrole priechodu riadiaceho a výkonového signálu od generátora cez riadenie k akčným členom,
- v prípadnej úprave, ktorou najčastejšie býva buď výmena nevhodného prvku, alebo zmena preporenia prvkov.



Obr. 75 Hlavné časti hydraulického mechanizmu

4.1 Schematické značky základných prvkov hydraulického mechanizmu [4]

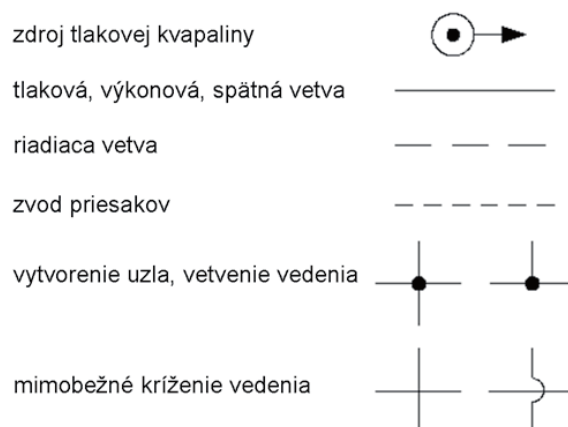
Prvky hydrostatického mechanizmu môžu byť rozdelené do troch hlavných skupín:

- akčné členy – motory (hydromotory),
- riadiace prvky,
- prvky zdroja – generátory (hydrogenerátory).

Pri návrhu hydraulického mechanizmu treba vybrať vhodné prvky a prepojiť ich tak, aby akčné členy vykonávali všetky požadované činnosti aj s požadovanými parametrami. Takýto návrh je najvhodnejšie vyhotoviť pomocou obvodovej schémy. V schéme je každý prvok zobrazený schematickou značkou. Pre jednoznačný výklad schémy je potrebná znalosť schematických značiek.

4.1.1 Prvky zdroja

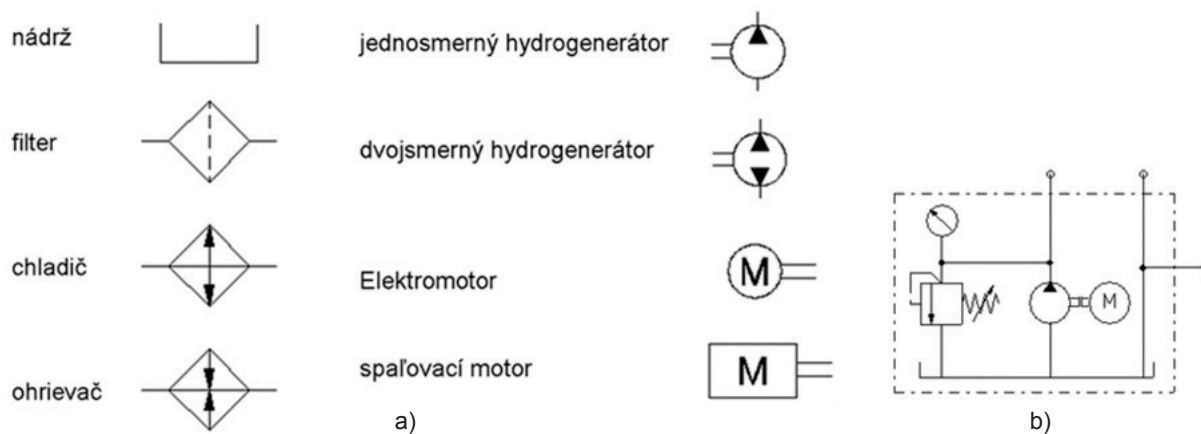
Na obr. 76 sú schematické značky prvkov podieľajúcich sa na prenose energie. Ide najmä o vedenie tlakovej kvapaliny, ale aj o označenia vedenia riadiaceho tlakového signálu. Keďže prevádzkovanie hydraulických strojov sa úzko dotýka aj ekológie, je zrejmé, že zo stroja s hydraulikou nemôže voľne unikať hydraulický olej. Preto sa pri konštrukcii prvkov uvažuje s odvodom priesakovej kvapaliny späť do nádrže a tieto zvodové vedenia je potrebné v schéme vyznačiť samostatne.



Obr. 76 Značky pre prenos energie

Značky pre zdroj tlakovej kvapaliny môžu byť reprezentované individuálnymi prvkami alebo kombinovanými značkami – obr. 77b). Zjednodušené značky sa majú používať v prípadoch, keď je ako zdroj použitý štandardný a bežný agregát a je použitý pre všetky prvky systému. V prípade požiadavky špecifických technických požiadaviek na zdroj, ako je napríklad požiadavka na filtráciu a viskozitu hydraulického oleja, sa majú používať kompletne detailné značky.

V kapitole 3.1 bol spomínaný ako zdroj tlakovej energie kvapaliny hydraulický agregát. Na obr. 77a) sú schematické značky dôležitých súčastí hydraulického agregátu – nádrže, filtra a tepelných výmeníkov, ďalej hydrogenerátorov a pohonov hydrogenerátorov (elektromotor a spaľovací motor).



Obr. 77 Schematické značky prvkov zdroja

4.1.2 Hydromotory

Akčnými členmi v hydraulických mechanizmoch sú hydromotory. Jednými z nich sú rotačné hydromotory. Schematické značky týchto hydromotorov sú na obr. 78. Jednosmerné hydromotory majú len jeden zmysel otáčania, dvojsmerné umožňujú reverzáciu otáčok. Nastaviteľnosť parametra sa v schematických značkách označuje šikmou čiarou so šípkou. Nastaviteľným parametrom pri rotačných hydromotoroch býva prietok, teda sú to motory s možnosťou regulácie otáčok.

	neregulačný	regulačný
jednosmerný		
dvojsmerný		

Obr. 78 Schematické značky rotačných hydromotorov

Na obr. 79 sú schematické značky lineárnych hydromotorov. Jednočinné motory musia mať zabezpečený návrat do východiskovej polohy. Jedným z riešení je návrat motora do východiskovej polohy

silou vnútornej pružiny. Inou možnosťou je pôsobenie vonkajšej zaťažujúcej sily pôsobiacej na piestnu tyč proti smeru vysúvania motora. V tomto prípade treba regulovať tok kvapaliny vytlačanej z motora, aby nedošlo k nežiaducemu zrýchleniu spätného pohybu hydromotora. Dvojčinné hydromotory používajú pre oba smery pohybov tlakovú kvapalinu.

V kapitole 3.2 bolo vysvetlené tlmenie v koncových polohách v lineárnom hydromotore. Toto tlmenie je v schematickej značke naznačené ako nastaviteľný parameter, teda šikmou čiarou so šípkou. – obr. 79.

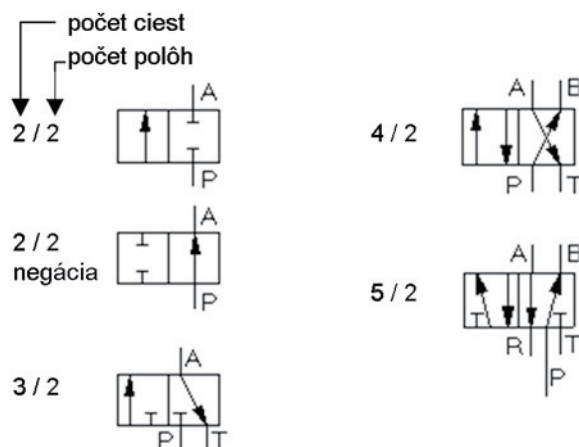


Obr. 79 Schematické značky lineárnych hydromotorov

4.1.3 Prvky na hradenie prietoku – rozvádzače

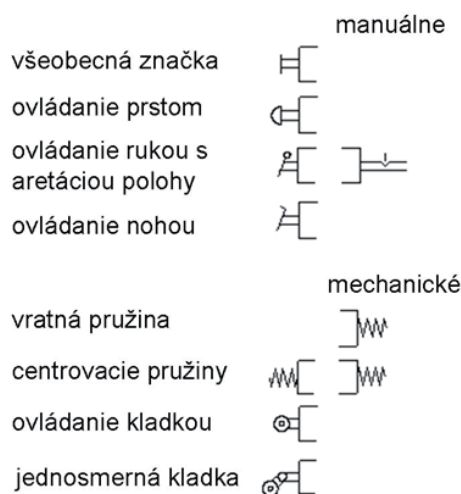
Rozvádzače sú riadiace prvky na riadenie smeru pohybu pneumotora. Rozvádzače predstavujú vlastne klopné obvody, ktoré majú minimálne dve polohy (otvorený a zatvorený) a minimálne dva pripojovacie uzly (vstup a výstup). Podľa toho sa rozvádzače aj označujú – X/Y, kde prvé číslo X predstavuje počet pripojovacích uzlov a druhé číslo Y predstavuje počet pracovných polôh. Najjednoduchším typom rozvádzača je rozvádzač 2/2.

Na obr. 80 sú schematické značky najjednoduchšieho rozvádzača 2/2 ako spínací a 2/2 ako rozpínací (negátor), ďalej rozvádzača 3/2 aj s označovaním pripojovacích ciest. Rozvádzače s väčším počtom ciest (rozvádzače 4/2 a 5/2) sú na obr. 80 vpravo. Rozvádzače s väčším počtom polôh sú na obr. 84.



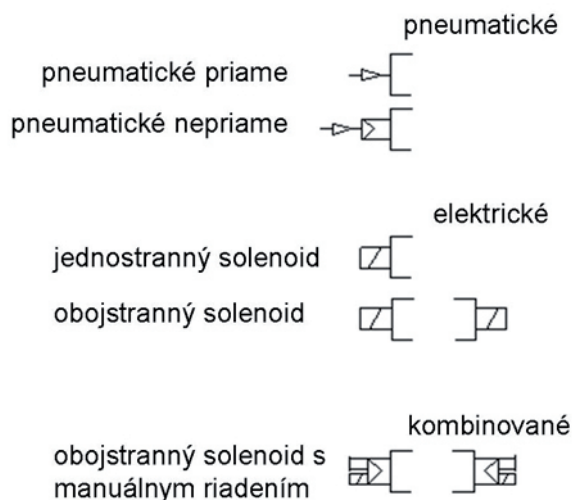
Obr. 80 Rozvádzacie ventily na riadenie smeru pohybu pneumotora

Rozvádzače predstavujú vo svojej podstate klopné obvody, ktoré sa účinkom riadiacich signálov preklápajú medzi svojimi polohami, minimálne medzi kľudovou a pracovnou polohou. Je pri nich dôležité, ako bude daný rozvádzač ovládaný a ako sa bude vracieť do východiskovej polohy. Príklady manuálneho a mechanického ovládania rozvádzačov s ovládaním vratného pohybu sú na obr. 81.



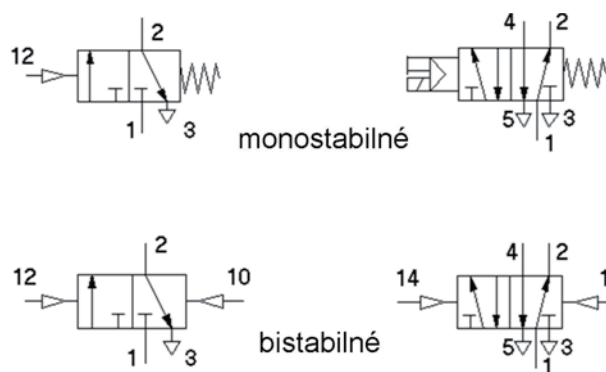
Obr. 81 Ovládanie rozvádzačov

Príklady rozvádzačov s inými spôsobmi ovládania využívanými pri automatizácii riadenia procesov sú na obr. 82.



Obr. 82 Ovládanie rozvádzačov

Tak ako pri klopných obvodoch poznáme pojem monostabilný a bistabilný klopný obvod, tak aj pri rozvádzačoch rozoznávame monostabilné a bistabilné rozvádzače. Monostabilné rozvádzače sú stabilné len v jednej polohe. Táto poloha býva najčastejšie realizovaná pružinou alebo pružinami. Do pracovnej polohy sú prestavované riadiacim signálom z jednej strany. Bistabilné rozvádzače sú stabilné v oboch svojich polohách a z jednej do druhej polohy sú preklápané krátkymi impulznými signálmi z oboch strán – obr. 83. Táto oblasť riadenia je využívaná predovšetkým v pneumatickej časti, preto sú na obr. 83 schematické značky pneumatických rozvádzačov.



Obr. 83 Úplné schematické značky rozvádzačov

V hydraulike sa veľmi často využívajú nielen pracovné polohy rozvádzačov, ale aj stredné polohy. Rôznorodosť stredných polôh trojpolohových rozvádzačov umožňuje pri riadení pohybu a činnosti hydromotora dosiahnuť rôzne vlastnosti činnosti hydromotora. Príklady stredných polôh rozvádzačov sú na obr. 84.

typ	stredná poloha	značka
4 / 3	zatvorená (P, A, B, T)	
4 / 3	odľahčený hydrogenerátor (P – T, A, B)	
4 / 3	„H“ stredná poloha (P – A – B – T)	
4 / 3	odľahčený hydromotor (P, A – B – T)	
4 / 3	by-pass, obtoková poloha (P – A – B, T)	

Obr. 84 Stredné polohy rozvádzačov 4/3

4.1.4 Prvky pre riadenie prietoku

Ventily na riadenie prietoku – škrtiaci a prietokový ventil sú na obr. 85.

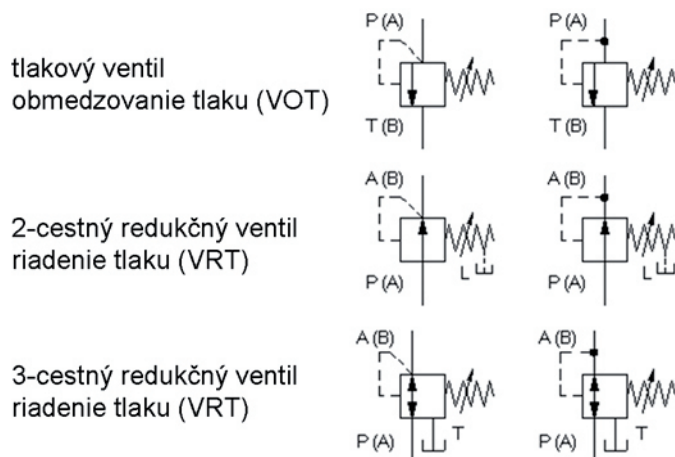
	pevný	nastaviteľný
škrtiaci ventil – dýza		
škrtiaci ventil – clona		
2-cestný prietokový ventil s dýzou		
2-cestný prietokový ventil s clonou		

Obr. 85 Prvky na riadenie prietoku

Zmenou veľkosti prierezu pre pretekajúcu kvapalinu sa mení veľkosť prietoku kvapaliny ako prvý z výkonových parametrov a tým sa mení aj rýchlosť pohybu pneumatika. Škrtiaci ventil nie je orientovaný prvok, teda nezáleží na tom, ktorá strana je vstup a ktorá výstup. Prietokový ventil je oproti tomu orientovaný prvok, nie je teda možné zameniť vstup s výstupom. Bližšie je riadenie pohybovej frekvencie hydromotorov opísané v kapitole 5.2.

4.1.5 Tlakové a redukčné ventily

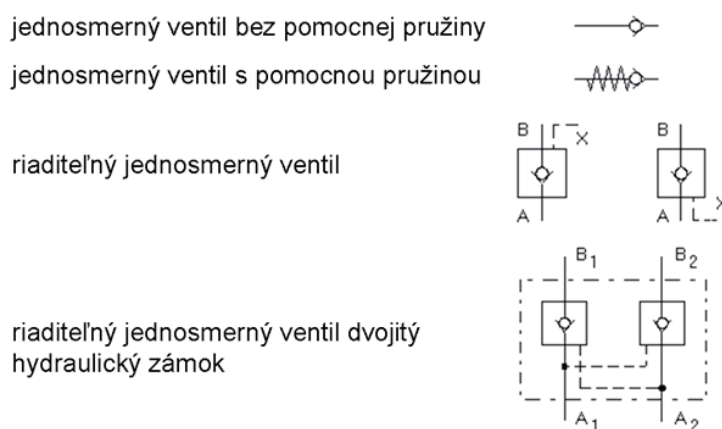
Tlakové ventily sú ventily, ktoré menia druhý výkonový parameter pneumatického mechanizmu – tlak. Na obr. 86 je schematická značka sekvenčného tlakového ventilu s interným riadiacim signálom. Na tomto obrázku je aj schematická značka redukčného ventilu bez odľahčenia (dvojcestný) a redukčný ventil s odľahčením, t. j. s vetvou odvodu tlakovej kvapaliny do nádrže (trojcestný). Redukčný ventil znižuje výstupný tlak oproti hodnote vstupného tlaku a zároveň udržiava výstupný tlak na konštantnej hodnote. Riadenie tlaku a použitie týchto ventilov je opísané v kapitole 5.3.



Obr. 86 Tlakové ventily

4.1.6 Jednosmerné ventily

Jednosmerné ventily sú svojimi schematickými značkami znázornené na obr. 87.



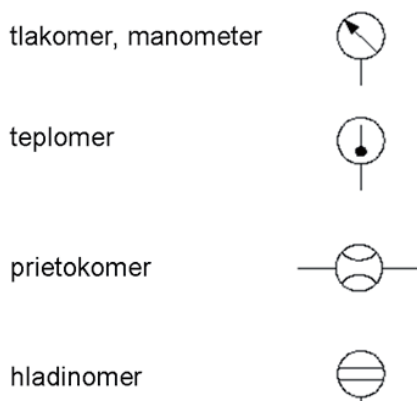
Obr. 87 Jednosmerné a logické ventily

Pomocná pružina jednosmerného ventilu pomáha pritlačiť uzatvárací prvok (guľôčka, kužel, tanier) na dosadaciú plochu, a teda lepšie držať nepriepustný smer ventilu. Riaditeľný jednosmerný ventil umožňuje riadiacim signálom X buď uzatvoriť priepustný smer $A - B$ alebo naopak otvoriť nepriepustný smer $B - A$.

Pri používaní jednosmerných ventilov v obvode je nutné si uvedomiť, že ide o orientovaný prvok a nie je preto možné zameniť si vstup s výstupom. Použitie jednosmerných ventilov je spomenuté v časti riadenie hlavných parametrov pneumatických mechanizmov v podkapitole 5.1.3.

4.1.7 Merače

Pre správnu činnosť hydraulického zariadenia je v mnohých prípadoch nutné snímanie, meranie niektorých parametrov nositeľa energie – tlakového oleja. Na obr. 88 sú schematické značky najčastejších meracích prístrojov – tlakomery (manometre) na meranie tlaku kvapaliny, teplomer na meranie teploty kvapaliny, prietokomer na meranie prietoku kvapaliny a hladinomer na meranie (kontrolu) minimálneho a maximálneho množstva kvapaliny v nádrži.



Obr. 88 Schematické značky meračov hlavných parametrov nositeľa energie

4.2 Schéma hydraulického mechanizmu

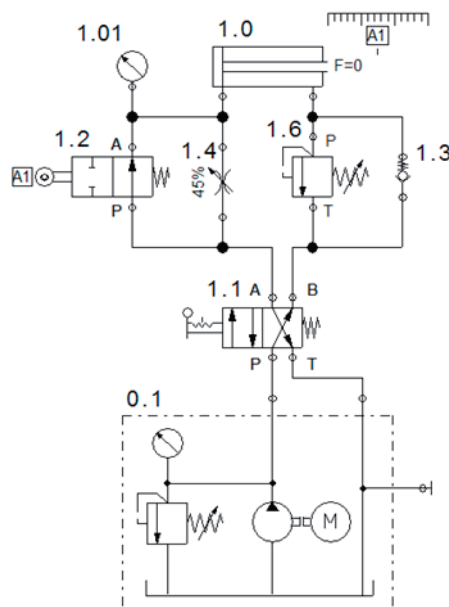
Ak poznáme schematické značky prvkov zdroja, akčných členov, prvkov riadenia a meračov parametrov nositeľa energie, môžeme pomocou týchto schematických značiek vytvoriť obvodovú schému hydraulického zariadenia. Tak ako kreslenie schematických značiek má svoje pravidlá, má pravidlá aj kreslenie obvodovej schémy. Znalosť týchto pravidiel je dôležitá pre toho, kto vytvára obvodovú schému, a rovnako pre toho, kto podľa navrhnutej schémy realizuje dané zariadenie.

4.2.1 Pravidlá na kreslenie schém tekutinových obvodov

Pravidlá na kreslenie schém tekutinových obvodov sú nasledovné:

1. Generátory sa kreslia v dolnej, motory v hornej a riadiace prvky v strednej časti schémy.
2. Všetky pohyblivé prvky (motory, rozvádzače, ventily) sa kreslia okrem výnimiek vždy v kľudovej polohe.

3. Prvky riadenia zabezpečujúce či ovplyvňujúce vysúvanie piestnej tyče priamočiareho motora sa kreslia, pokiaľ je to možné, v ľavej časti riadenia. Prvky riadenia zabezpečujúce či ovplyvňujúce vratný pohyb piestnej tyče priamočiareho motora sa kreslia, pokiaľ je to možné, v pravej časti riadenia.
4. Obvod je navrhnutý dobre iba vtedy, ak po pripojení k zdroju tlakovej energie nedôjde k žiadnym nežiaducim pohybom motorov.
5. Číslovanie prvkov v schéme.



Obr. 89 Príklad obvodovej schémy hydraulického mechanizmu

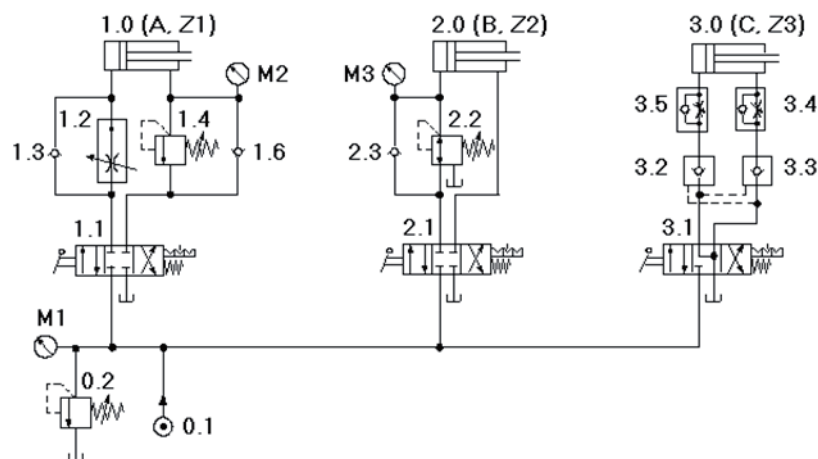
4.2.2 Číslovanie prvkov v hydraulickej schéme

Označovanie prvkov v schémach číselným kódom je veľmi bežný spôsob. Pri označovaní prvkov v tekutinových schémach sa najčastejšie používajú nasledovné tri spôsoby:

- číslovanie v závislosti od činnosti prvku,
- číslovanie podľa DIN 24 347,
- číslovanie podľa zoznamu prvkov.

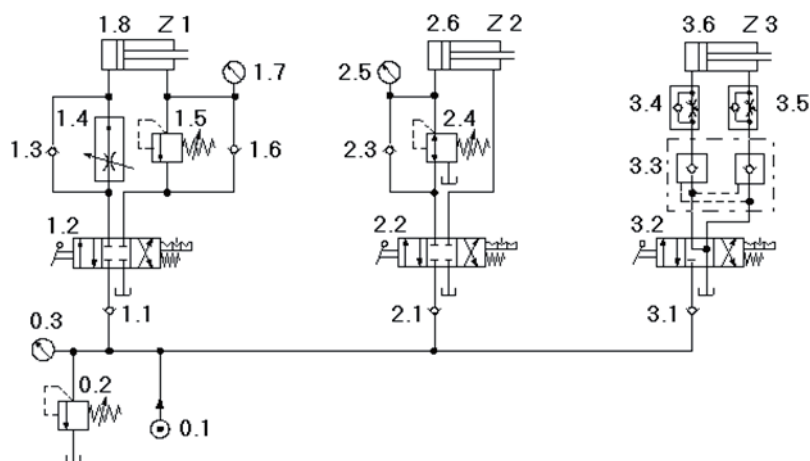
Číslovanie v závislosti od činnosti prvku – X.Y je nasledovné: prvé číslo X označuje príslušnosť k vetve, pričom vetva predstavuje prepojenie s príslušným hydromotorom, a druhé číslo Y závisí od činnosti prvku v obvode, napríklad:

- motory: X.0,
- hlavné rozvádzače: X.1,
- riadiace prvky zabezpečujúce či ovplyvňujúce vysúvanie piestnej tyče: X.2,4,6...,
- riadiace prvky zabezpečujúce či ovplyvňujúce zasúvanie piestnej tyče: X.3,5,7...,
- spoločné prvky (zdroj): 0.Y.



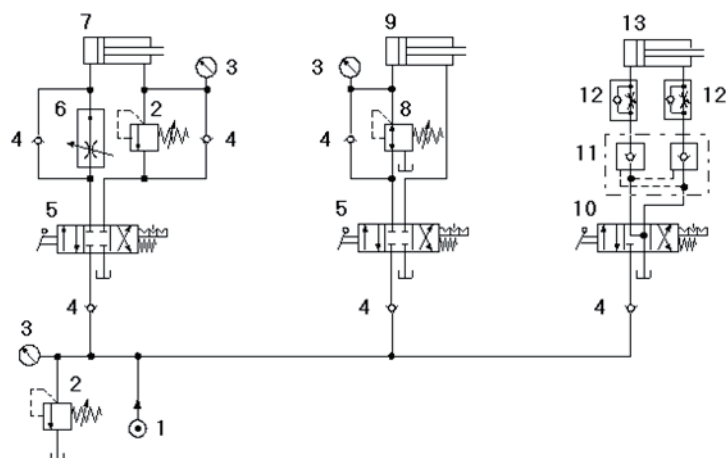
Obr. 90 Číslovanie v závislosti od činnosti prvku

Iný spôsob číslovania prvkov v obvode je číslovanie podľa DIN 24 347 – obr. 91.



Obr. 91 Číslovanie podľa DIN 24 347

Číslovanie prvkov v obvode je možné aj podľa zoznamu prvkov, špecifikácie – obr. 92. Toto číslovanie je vhodné pri vyhotovovaní špecifikácie, teda počtu jednotlivých (rovnakých) prvkov, stráca sa však prehľadnosť orientácie v samotnej schéme tekutinového mechanizmu.



Obr. 92 Číslovanie podľa zoznamu prvkov

5/ Riadenie základných parametrov hydromotora

Prvky hydrostatického mechanizmu a ich vzájomné prepojenie musia zodpovedať funkcii celého stroja. Táto požiadavka znamená, že navrhnutý mechanizmus musí zabezpečiť jednak prenos energie, teda výkonové parametre, a jednak prenos riadiaceho signálu. Pri riadení ide o transformáciu parametrov hydrostatického systému na základe zmeny základných parametrov systému (prietoku Q , tlaku p a geometrického objemu prevodníkov V_g) [1].

Na riadení výsledných funkcií a parametrov systému na výstupe sa využívajú operácie spomínané v kapitole 2.4. K typickým operáciám riadenia základných parametrov hydromotora patria:

- hradenie prúdu – riadenie smeru pohybu hydromotora alebo blokovanie jeho pohybu,
- riadenie prúdu – zmena pohybovej frekvencie, teda rýchlosti pohybu hydromotora,
- riadenie tlaku – zmena sily, resp. krútiaceho momentu hydromotora,
- riadenie tlaku a prietoku – zmena výkonu hydromotora,
- synchronizácia pohybu hydromotorov.

5.1 Riadenie smeru pohybu hydromotora

Riadenie smeru pohybu hydromotora hradením prúdu je operácia, pri ktorej sa mení smer prietoku kvapaliny hydromotorom. Jej výsledkom je zmena smeru pohybu lineárneho hydromotora (vysúvanie a zasúvanie piestnej tyče) alebo zmena zmyslu otáčania rotačného hydromotora.

Smer pohybu hydromotora môžeme riadiť:

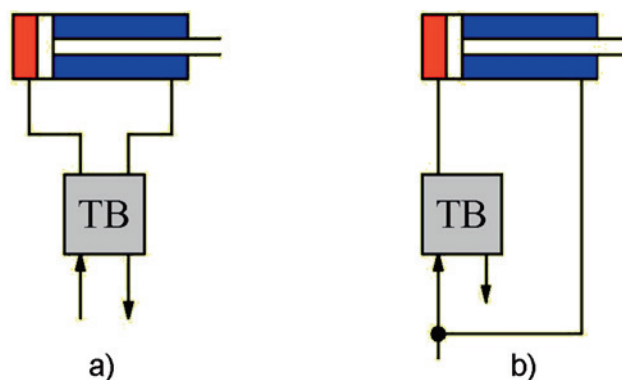
- zmenou smeru prúdu v prenosovom kanáli medzi hydrogenerátorom a hydromotorom,
- zmenou smeru prúdu prevodníkom.

V oboch prípadoch môže ísť o riadenie:

- **symetrické** – k oboom činným plochám lineárneho hydromotora – obr. 93a),
- **nesymetrické** – len do jedného polpriestoru lineárneho hydromotora – obr. 93b).

Výhodou symetrického zapojenia je, že pri rovnakých geometrických objemoch oboch polpriestorov hydromotora (lineárny hydromotor s obojstranne vyvedenou piestnicou) sú parametre systému (napr. pohybová frekvencia) pre obidva smery pohybu rovnaké.

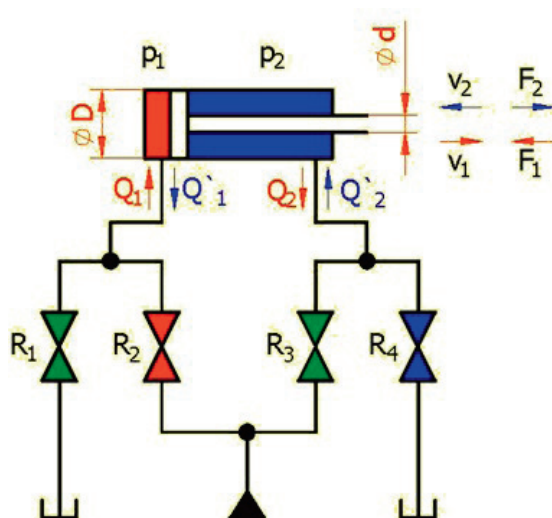
Pri nesymetrickom zapojení sú parametre systému rôzne pre každý zo smerov pohybu. Podmienkou použitia tohto zapojenia je hydromotor s rôznymi geometrickými objemami v oboch polpriestoroch.



Obr. 93 Riadenie smeru pohybu hydromotora: a) symetrické, b) nesymetrické
TB – transformačný blok

5.1.1 Riadenie smeru pohybu hydromotora v prenosovom kanáli

Prenosový kanál predstavuje spojenie hydrogenerátora a hydromotora riadením, riadiacimi prvkami. Inými slovami, medzi hydrogenerátor a hydromotor je zaradený transformačný blok TB – obr. 93. V hydraulických mechanizmoch býva pomerne často takýto transformačný blok realizovaný sústavou odporov R_i . Ak budú ako odpory použité uzatváracie ventily, potom hodnota odporu bude zodpovedať len dvom stavom ventila – celkom zatvorený ventil má hodnotu odporu 100 %, resp. logický stav ventila je 0, a pre celkom otvorený ventil bude hodnota odporu 0 %, resp. logický stav ventila je 1. Na obr. 94 je symetrické zapojenie odporov R_1 až R_4 [1].



Obr. 94 Symetrické riadenie smeru pohybu hydromotora odpormi

Jednotlivé smery pohybu sú dané stavmi uzatváracích ventilov a sú znázornené v tab. 2. Pre iné stavy odporov než úplne otvorený či úplne zatvorený bude hodnota odporu k_i .

V tab. 2 sú okrem smerov pohybu uvedené ďalšie vlastnosti získané kombináciou stavov odporov R_1 až R_4 . Tieto stavy sú veľmi často využívané a v prípade použitia odporov je zrejmé, že pri rovnakom zapojení a s rovnakým počtom prvkov môžeme dosiahnuť veľa rôznych vlastností riadenia hydraulického systému (porovnajme s obr. 84).

Tab. 2 Hodnoty odporov pre symetrické zapojenie

Smer pohybu	Hodnoty odporov			
	R ₁	R ₂	R ₃	R ₄
	0	1	0	1
	1	0	1	0
	0	k ₁	k ₂	1
	1	k ₁	k ₂	0
odľahčený HM	0	1	1	0
obtok, by pass	1	0	0	1
znehynený HM	0	0	0	0
odľahčený HG	1	1	0	0
odľahčený HG	0	0	1	1
„H“ pozícia	1	1	1	1

Pre usporiadanie podľa obr. 94 a pre medzné stavy odporov platí:

a) pre vysúvanie piestnej tyče

сила на пиест
$$F_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot (p_1 - p_2) \quad (30)$$

рýchlosť vysúvania
$$v_1 = \frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot D^2} \quad (31)$$

приеток квaпaлины вытекaющей з гидромоторa з прiестору над пиестом

$$Q_2 = S_2 \cdot v_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot v_1 \quad (32)$$

b) pre vratný pohyb piestnej tyče

сила на пиест
$$F_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot (p_2 - p_1) \quad (33)$$

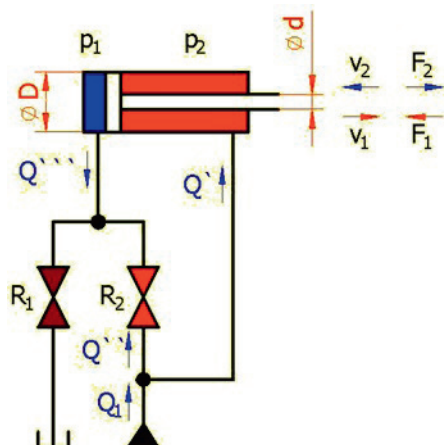
рýchlosť засúvania
$$v_2 = \frac{4 \cdot Q_2^{\setminus}}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \quad (34)$$

причом звычайне бýва $Q_2^{\setminus} = Q_1$

a приеток квaпaлины вытекaющей з гидромоторa з прiестору под пиестом

$$Q_1^{\setminus} = S_1 \cdot v_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v_2 \quad (35)$$

Nesymetrické zapojenie odporov je na obr. 95 [1]. Z obrázka je zrejmé, že na dosiahnutie zmeny smeru pohybu hydromotora budú potrebné len dva odpory R_1 a R_2 . Vyznačenie smerov pohybu pre nesymetrické zapojenie odporov je pre jednotlivé stavy odporov znázornené v tab. 3.



Obr. 95 Nesymetrické riadenie smeru pohybu hydromotora odpormi

Tab. 3 Hodnoty odporov pre nesymetrické zapojenie

Smer pohybu	Hodnoty odporov	
	R_1	R_2
obtok, by pass →	0	1
←	1	0
→	0	k
←	1	k

Pre usporiadanie podľa obr. 95 a pre medzné stavy odporov R_1 a R_2 platí:

a) pre vysúvanie piestnej tyče

$$\text{сила на пиест} \quad F_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot (p_1 - p_2) + \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p_2 \quad (36)$$

a zvyčajne platí $p_1 = p_2$

$$\text{рýchlost' vysúvania} \quad v_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad (37)$$

$$\text{kde} \quad Q = Q_1 + \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot v_1 \quad (38)$$

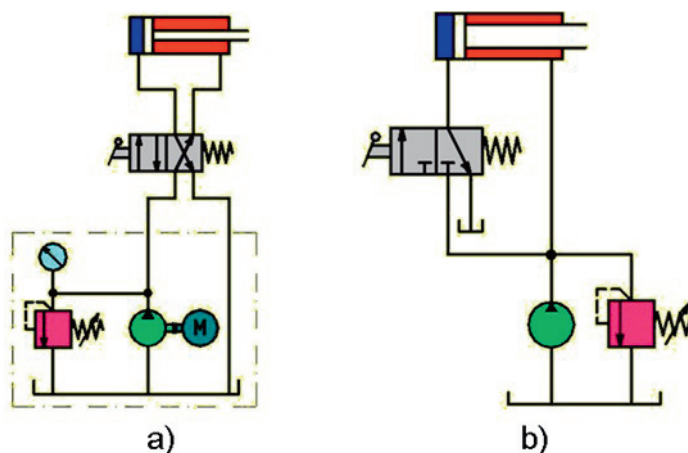
b) pre vratný pohyb piestnej tyče

$$\text{сила на пиест} \quad F_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot (p_2 - p_1) - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p_2 \quad (39)$$

rýchlosť zasúvania
$$v_2 = \frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \quad (40)$$

pričom zvyčajne býva
$$Q' = Q_1$$

Transformačný blok pre riadenie smeru pohybu hydromotora v prenosovom kanáli môže byť realizovaný aj prostredníctvom rozvádzačov (pozri podkapitolu 4.1.3). Pri použití rozvádzačov treba mať na zreteli skutočnosť, že na zmenu vlastnosti riadenia hydromotora treba vždy iný typ rozvádzača (iný typ strednej polohy pri trojpolohových rozvádzačoch), zatiaľ čo pri použití odporov takúto zmenu vlastnosti riadenia hydromotora dosiahneme pri rovnakom zapojení a pri rovnakom počte prvkov len zmenou hodnôt jednotlivých odporov. Na obr. 96a) je symetrické zapojenie pre riadenie smeru pohybu hydromotora a na obr. 96b) je nesymetrické zapojenie.



Obr. 96 Riadenie smeru pohybu hydromotora rozvádzačom:
a) symetrické zapojenie, b) nesymetrické zapojenie

Rozvádzače, ktoré umožňujú riadiť smer pohybu hydromotora, môžu byť prestavované ručne, nožne, mechanicky nárazkou alebo kladkou, elektricky, elektrohydraulicky atď. (pozri podkapitolu 4.1.3).

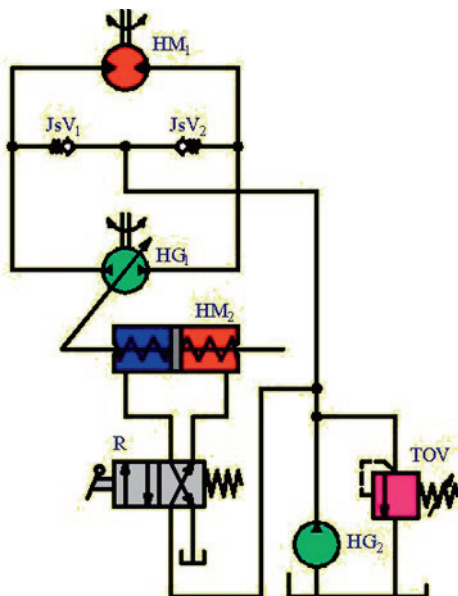
5.1.2 Riadenie smeru pohybu hydromotora prevodníkom

Na riadenie smeru pohybu hydromotora prevodníkom je potrebné, aby mali hydrogenerátor alebo hydromotor premenlivý geometrický objem V_g . Ide o použitie regulačných prevodníkov, keď okrem samotnej regulácie je nutná aj možnosť kladnej a zápornej regulačnej výchylky. Tieto prevodníky musia umožňovať zmenu zmyslu prietoku. Keďže regulačné prevodníky sú konštrukčne náročnejšie, a teda aj podstatne drahšie, vyžaduje sa na ich použitie okrem požiadavky na zmenu smeru pohybu hydromotora ešte ďalšia výhodná alebo nevyhnutná požiadavka. Najčastejšie je to riadenie rýchlosti pohybu hydromotora.

Riadenie smeru pohybu hydromotora hydrogenerátorom môže byť aj symetrické alebo nesymetrické. Schéma hydrostatického mechanizmu so symetrickým riadením smeru pohybu hydromotora hydrogenerátorom je na obr. 97. Regulačný hydrogenerátor HG_1 je ovládaný lineárnym hydromotorom

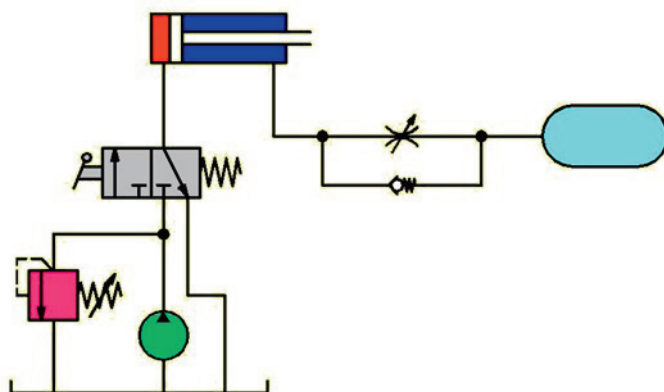
HM₂, ktorý je ovládaný rozvádzačom R. Rozvádzač R usmerňuje prietok z pomocného hydrogenerátora HG₂ do jedného z polpriestorov pomocného hydromotora HM₂. Pomocný hydrogenerátor HG₂ má dve funkcie – zabezpečuje tlakovú kvapalinu pre pomocný lineárny riadiaci hydromotor HM₂ a dopĺňa hlavný uzavretý hydrostatický obvod o zvodové priesaky.

Podmienkou na použitie hydrogenerátora (HG₁) pre riadenie smeru pohybu hlavného hydromotora (HM₁) je práve uzavretý prenosový systém. V prípade zapojenia podľa obr. 97 je uzavretý systém medzi týmito dvomi prevodníkmi.



Obr. 97 Symetrické riadenie smeru pohybu hydromotora hydrogenerátorom

Pri nesymetrickom zapojení riadenia smeru pohybu hydromotora prevodníkom je hydrogenerátor zapojený len na jeden polpriestor hydromotora – obr. 98. Pri vysúvaní piestnej tyče (pracovný pohyb) sa z priestoru nad piestom vytláča kvapalina cez jednosmerný ventil do akumulátora. Vratný pohyb lineárneho hydromotora je po prestavení rozvádzača do kludovej polohy zabezpečený uvoľnením naakumulovanej energie z akumulátora. Akumulátor dodáva hydromotoru energiu cez škrtiaci ventil, aby nedošlo k predčasnému vyprázdneniu akumulátora.



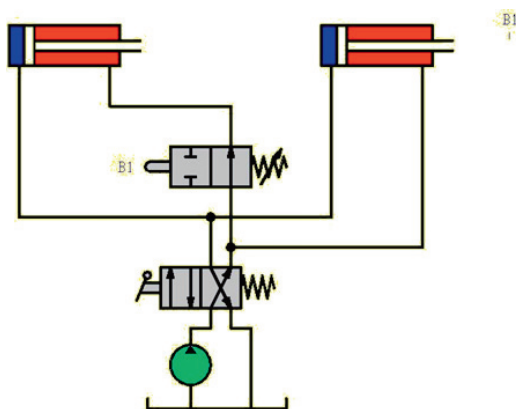
Obr. 98 Nesymetrické riadenie smeru pohybu hydromotora hydrogenerátorom

5.1.3 Blokovanie pohybu hydromotora

Blokovanie pohybu hydromotora predstavuje buď zastavenie jeho pohybu, alebo naopak začatie jeho pohybu, príp. zabezpečenie dlhodobého a bezpečného zotrvania hydromotora v ľubovoľnej polohe, a to aj pri plnom zaťažení [1]. Toto môžeme dosiahnuť hradením prúdu nositeľa energie (kvapaliny) v prenosovom kanáli. Signály na zablokovanie alebo odblokovanie pohybu hydromotora môžu byť podmienené rôznymi stavmi hydraulického systému:

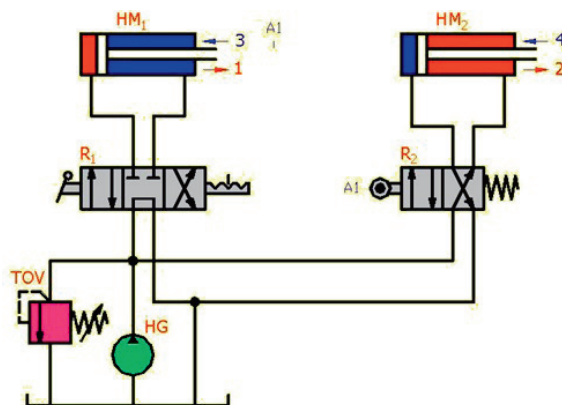
- dosiahnutím požadovanej polohy niektorého prvku systému,
- dosiahnutím nastavenej hodnoty tlaku alebo prietoku v určitej časti systému,
- zmenou smeru prúdu v prenosovom alebo v pomocnom kanáli,
- inými, vonkajšími podmienkami (mimo vlastného systému), napr. vonkajším zásahom.

Blokovanie pohybu hydromotora je typickou požiadavkou pri sekvenčnom, viacmotorovom systéme. Na obr. 99 sa po prestavení ručne ovládaného rozvádzača 4/2 začnú vysúvať oba hydromotory súčasne. Keď hydromotor vpravo dosiahne polohu zosnímanú snímačom *B1*, prestaví sa inverzný rozvádzač 2/2 do pracovnej polohy a ľavý hydromotor sa prestane pohybovať. Po prestavení rozvádzača 4/2 do kľudovej polohy sa ako prvý začne zasúvať pravý hydromotor a až po dosiahnutí polohy *B1* tohto hydromotora sa prestavením rozvádzača 2/2 do kľudovej polohy zasunie ľavý hydromotor.



Obr. 99 Blokovanie pohybu hydromotora v závislosti od dosiahnutej polohy

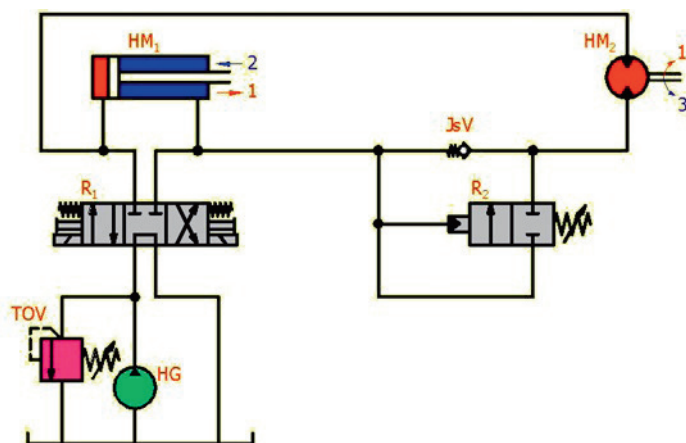
Iný príklad hydraulického mechanizmu so vzájomným polohovým blokováním pohybu dvoch hydromotorov je na obr. 100.



Obr. 100 Blokovanie pohybu hydromotora dosiahnutím nastavenej polohy

Po prestavení rozvádzača R_1 do ľavej pracovnej polohy sa ako prvý začne vysúvať HM_1 . Jeho poloha je zosnímaná snímačom polohy $A1$ (rozvádzač R_2) a po dosiahnutí tejto polohy sa prestaví rozvádzač R_2 (snímač polohy $A1$) do pracovnej polohy a začne sa vysúvať HM_2 . Rovnaké poradie pohybov obidvoch hydromotorov bude aj pre ich vratné pohyby po prestavení rozvádzača R_1 do pravej pracovnej polohy. Jednotlivé poradie pohybov sú vyznačené pri hydromotoroch poradovým číslom.

Blokovanie pohybu hydromotorov v závislosti od dosiahnutého tlaku je na obr. 101. Po prestavení rozvádzača R_1 do ľavej pracovnej polohy začne kvapalina prúdiť pod piest lineárneho hydromotora HM_1 a zároveň cez rotačný hydromotor HM_2 a jednosmerný ventil JsV späť do nádrže. Pohyby obidvoch týchto motorov prebiehajú súčasne. Po prestavení rozvádzača R_1 do ľavej pracovnej polohy sa začne lineárny hydromotor zasúvať. Keďže na jeho vratný pohyb je potrebný minimálny tlak, ostáva tlakom riadený rozvádzač R_2 v kľudovej polohe a kvapalina nebude prechádzať cez rotačný hydromotor HM_2 a ten sa zastaví. Po úplnom zasunutí HM_1 tlak nad piestom narastie a rozvádzač R_2 prepustí kvapalinu cez rotačný HM_2 a ten sa roztočí opačným smerom. Jednotlivé pohyby sú opäť vyznačené poradovými číslami.



Obr. 101 Blokovanie pohybu hydromotora v závislosti od zmeny tlaku

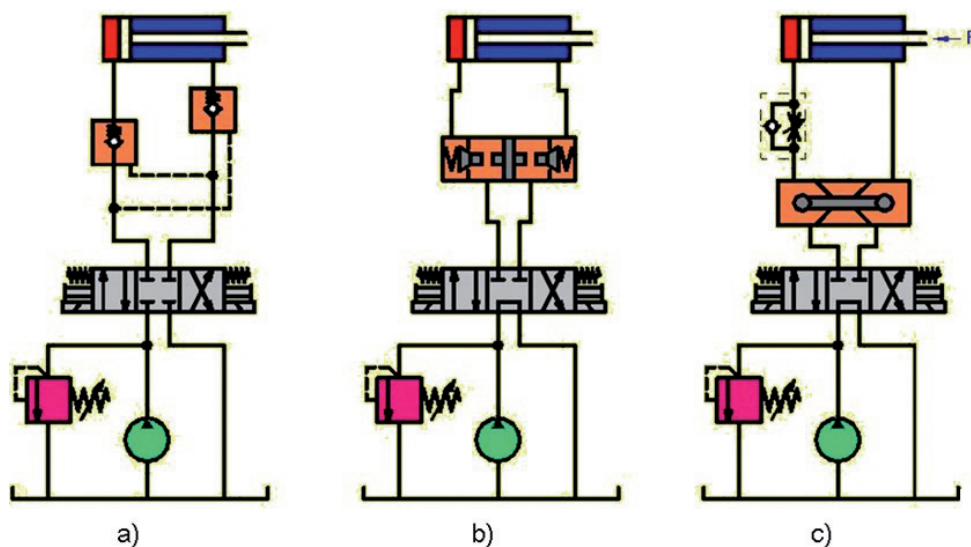
Blokovanie pohybu hydromotora zmenou smeru prúdu v prenosovom kanáli sa realizuje jednosmernými ventilmi. Ide o zabezpečenie dlhodobého a bezpečného zotrvania hydromotora v ľubovoľnej polohe, a to aj pri plnom zaťažení.

Jednosmerný ventil umožňuje prietok kvapaliny len jedným smerom. Ak treba zabezpečiť priechodnosť kvapaliny (signálu) aj v závernom smere, treba použiť riadený jednosmerný ventil. V hydraulickom obvode podľa obr. 102 treba zabezpečiť stabilnú a trvalú ľubovoľnú polohu aj plne zaťaženého hydromotora. Túto požiadavku nemôže splniť ani rozvádzač so strednou polohou blokujúcou pohyb hydromotora. Preto je podľa obr. 102a) použitá dvojica riadených jednosmerných ventilov.

Pri prestavení rozvádzača 4/3 do ľavej pracovnej polohy začne kvapalina cez otvorený jednosmerný ventil prúdiť do polpriestoru pod piest hydromotora. Piest sa však nemôže pohnúť, lebo na druhej strane hydromotora nemôže byť kvapalina z motora vytlačená, pretože pravý jednosmerný ventil je zatvorený. Tým ale narastie tlak pod piestom a tento zväčšený tlak otvorí pravý jednosmerný ventil a kvapalina tak môže byť z motora vytlačená a motor sa bude pohybovať.

To isté platí aj pre spätný pohyb hydromotora po prestavení rozvádzača 4/3 do pravej pracovnej polohy. Ak bude rozvádzač 4/3 v strednej kľudovej polohe, záťažová sila hydromotora sa snaží motor zasúvať, ale zatvorený jednosmerný ventil neumožňuje odtok kvapaliny z polpriestoru pod piestom. Motor tak bude zotrvať trvalo v ľubovoľnej polohe aj pri plnom zaťažení. Spojením dvoch riadených jednosmerných ventilov do jedného riadiaceho prvku dostaneme hydraulický zámok – obr. 102b).

Pri zasúvaní hydromotora spočiatku zvýšený tlak v polpriestore nad piestom otvorí ľavý jednosmerný ventil. Tým sa nad piestom zväčší objem, tlak poklesne a ľavý jednosmerný ventil sa zatvorí. Následne sa opäť tlak v polpriestore nad piestom zväčší, ľavý jednosmerný ventil sa otvorí a hydromotor poklesne. Vzápätí sa však nad piestom zväčší objem, tlak poklesne a ľavý jednosmerný ventil sa zatvorí. Toto sa stále opakuje a motor koná prerušovaný pohyb. Opísaný jav sa nazýva hydraulický ráz a je veľmi nepriaznivý. Môžeme mu zabrániť tak, že do vetvy spájajúcej polpriestor pod piestom zaradíme škrtiaci ventil, ktorý svojím odporom zabráni rýchlemu odtoku kvapaliny do nádrže pri zasúvaní piestnej tyče. Aby sme účinok škrtiaceho ventilu eliminovali pre vysúvanie piestnej tyče, treba k škrtiacemu ventilu paralelne zapojiť jednosmerný obtokový ventil – obr. 102c).



Obr. 102 Blokovanie pohybu hydromotora riadenými jednosmernými ventilmi:

a) schematické značky, b) princíp hydraulického zámku, c) stabilizátor hydraulického rázu

5.2 Riadenie prúdu – riadenie pohybovej frekvencie hydromotora

Riadenie rýchlosti pohybu hydromotora je jednoduché a dosiahnuteľné vo veľkom rozsahu a práve jednoduchosť a rozsah riadenia rýchlosti sú veľkou prednosťou hydraulických mechanizmov.

Pohybová frekvencia je pre rotačné motory vyjadrená otáčkami a definovaná je pomerom prúdu pretekajúcim hydromotorom Q_M a geometrickým objemom hydromotora V_{gM} :

$$f_M = \frac{Q_M}{V_{gM}} = n_M \quad (41)$$

Pre lineárne motory je pohybovou frekvenciou rýchlosť zdvihu motora a definovaná je pomerom prúdu pretekajúcim hydromotorom Q_M a činnou plochou piesta S_M :

$$f_M = \frac{Q_M}{S_M} = v_M \quad (42)$$

Pri riadení pohybovej frekvencie treba brať do úvahy nasledovné možnosti:

- či ide o vstupnú pohybovú frekvenciu systému – charakteristický parameter hydrogenerátora,
- či ide o výstupnú pohybovú frekvenciu systému – charakteristický parameter hydromotora,
- prenos pohybovej frekvencie G_f

Tak ako každá prenosová funkcia je definovaná pomerom príslušných výstupných a vstupných parametrov, aj prenos pohybovej frekvencie je definovaný ako pomer výstupnej (motor) a vstupnej (generátor) pohybovej frekvencie podľa vzťahu:

$$G_f = \frac{f_2}{f_1} = \frac{\frac{Q_M}{V_{gM}}}{\frac{Q_G}{V_{gG}}} = \frac{Q_M}{Q_G} \cdot \frac{V_{gG}}{V_{gM}} \quad (43)$$

V kapitole 2.4 boli spomenuté operácie realizované tekutinovým systémom pri prenose energie. Pri riadení pohybovej frekvencie dochádza k transformácii energie a transformačný (prevodový) pomer je definovaný ako prevrátená hodnota prenosovej funkcie. Transformácia pohybovej frekvencie bude daná pomerom vstupnej (generátor) a výstupnej (motor) pohybovej frekvencie podľa vzťahu:

$$i = \frac{1}{G_f} = \frac{f_1}{f_2} = \frac{f_G}{f_M} = \frac{Q_G}{Q_M} \cdot \frac{V_{gM}}{V_{gG}} \quad (44)$$

Keďže nás bude najviac zaujímať pohybová frekvencia motora ako akčného výstupného člena hydrostatického systému, môžeme ju vyjadriť zo vzťahu (44):

$$f_M = f_G \cdot \frac{Q_M}{Q_G} \cdot \frac{V_{gG}}{V_{gM}} \quad (45)$$

a ak vzťah (45) použijeme na vyjadrenie prietoku Q , dostaneme vlastne možnosti riadenia pohybovej frekvencie hydromotora:

$$Q = V_g \cdot f_G = S \cdot v = \frac{V_g}{t} \quad (46)$$

Zo vzťahov (45) a (46) vyplýva, že pohybovú frekvenciu hydromotora môžeme riadiť tromi princípmi:

- riadením vstupnej pohybovej frekvencie hydrogenerátora f_G (otáčky hydrogenerátora n_G),
- riadením prúdu v prenosovom kanáli medzi hydrogenerátorom a hydromotorom (škrtením a vetvením prúdu),
- zmenou geometrického objemu V_g hydrogenerátora, hydromotora alebo obidvoch súčasne.

Riadenie pohybovej frekvencie hydromotora môže ďalej byť:

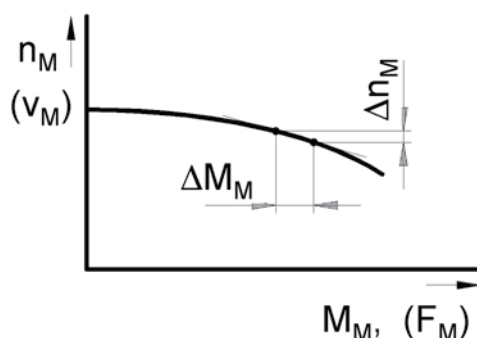
- **spojité** – plynulé v celom rozsahu alebo v určitom rozsahu,
- **skokové** – stupňovité, riadením dosiahneme len konkrétne diskkrétne hodnoty parametra.

Charakteristickými kritériami pri riadení parametrov technických systémov sú:

- regulačný rozsah,
- dynamická poddajnosť (tuhosť) systému,
- citlivosť nastavenia parametra.

Regulačný rozsah je pre riadenie pohybovej frekvencie daný minimálnou a maximálnou hodnotou pohybovej frekvencie.

Dynamická poddajnosť, resp. tuhosť hydrostatického systému hovorí o vplyve (veľkosti) záťaže na regulovaný parameter. Ak malá zmena záťaže vyvolá veľkú zmenu pohybovej frekvencie, hovoríme o poddajnom, mäkkom alebo pružnom systéme. V opačnom prípade je systém tuhý. Dynamickú poddajnosť môžeme najlepšie vyjadriť grafickým zobrazením závislosti záťaže a otáčok pre rotačný motor, resp. rýchlosti zdvihu lineárneho motora – obr. 103 alebo vzťahom – vzťah (47).



Obr. 103 Grafické znázornenie dynamickej poddajnosti prevodníka

$$z_f = \frac{\Delta n_M}{\Delta M_M} = \frac{\Delta v_M}{\Delta F_M} = \frac{\Delta f}{\Delta(\Delta p)} \quad (47)$$

Frekvenčná citlivosť určuje presnosť nastavenia pohybovej frekvencie v závislosti od riadiacej veličiny (napr. uhol natočenia φ skrutky škrtiaceho ventila) a môžeme ju vyjadriť vzťahom:

$$c_f = \frac{\Delta f}{\Delta \varphi} \quad (48)$$

kde c_f [$\text{n}^{-1}\cdot\text{rad}$; $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{rad}$] je frekvenčná citlivosť,

Δf [n^{-1} ; $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] je zmena pohybovej frekvencie,

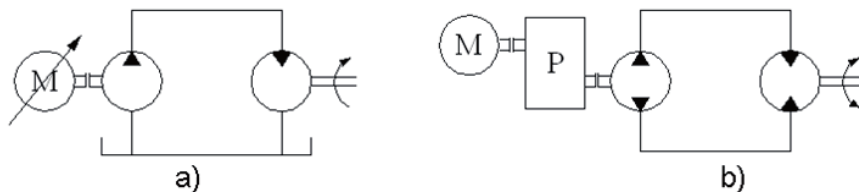
$\Delta \varphi$ [rad] je zmena regulačného parametra, (uhol natočenia skrutky škrtiaceho ventila).

5.2.1 Riadenie pohybovej frekvencie motora riadením pohybovej frekvencie generátora

Riadenie sa vykonáva mimo samotného hydrostatického systému. Na jeho realizáciu je potrebné mať k dispozícii buď regulačný pohonný motor – obr. 104a) alebo medzi pohon a hydrogenerátor zaradiť

viacstupňovú mechanickú prevodovku alebo variátor – obr. 104b). Tento spôsob riadenia pohybovej frekvencie však neumožňuje využiť niektoré výhody hydrostatického systému. Samotné riadenie pohybovej frekvencie hydromotora je dané vzťahom:

$$Q_G = V_{gG} \cdot n_G \quad (49)$$

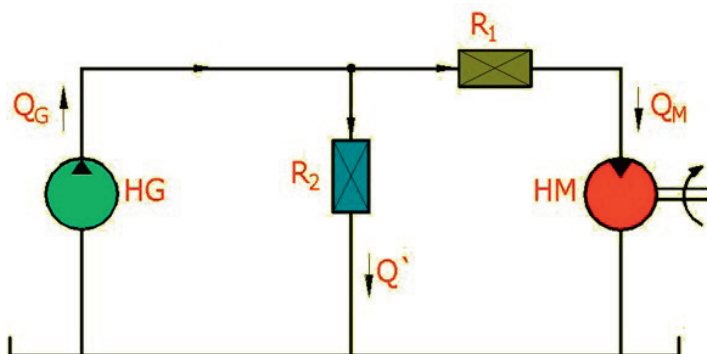


Obr. 104 Riadenie pohybovej frekvencie motora riadením pohybovej frekvencie generátora:

a) regulačným pohonom (elektromotor), b) viacstupňovou prevodovkou P

5.2.2 Riadenie pohybovej frekvencie riadením prúdu v prenosovom kanáli

Toto riadenie sa vykonáva škrtením a vetvením prúdu. Výhodou je použitie neregulačných prevodníkov, ale nevýhodou je, že škrtením vlastne maríme predtým získanú energiu. Vyrábame tak stratu, čo sa prejavuje znížením účinnosti celého systému. Typickou oblasťou použitia tohto spôsobu riadenia pohybovej frekvencie sú otvorené hydrostatické systémy malých výkonov (pri trvalej prevádzke cca 3 ÷ 5 kW) [1]. Princíp zmeny rýchlosti pohybu hydromotora spočíva vo vetvení konštantného prúdu hydrogenerátora Q_G medzi dva odpory R_1 a R_2 – obr. 105.



Obr. 105 Princíp riadenia pohybovej frekvencie škrtením a vetvením prúdu

Jedna časť prúdu preteká regulovateľným odporom R_1 (škrtiaci ventil) sériovo zaradeným vo vetve k hydromotoru HM a druhá časť prúdu sa vracia cez paralelne zaradený odpor R_2 späť do nádrže. Pohybová frekvencie hydromotora je potom daná vzťahom:

$$f_M = \frac{Q_M}{V_{gM}} = \frac{Q_G - Q'}{V_{gM}} \quad (50)$$

Odpor R_2 je premenlivý a jeho hodnota závisí od pomerov v tekutinovom systéme. Má stabilizačný, presnejšie povedané obmedzujúci účinok. Najčastejšie je tvorený tlakovým ventilom. Ak na hydromotore HM vzrastie záťaž, odpor R_2 jednak prepustí potrebnú časť prietoku mimo obeh hydromotorom,

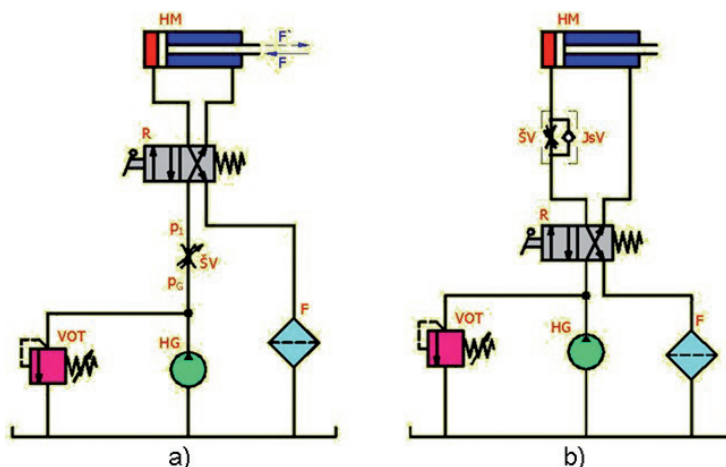
čím je riadená pohybová frekvencia motora, a jednak nastaví (obmedzí) v obehu hydromotorom maximálny pracovný tlak.

Podľa umiestnenia škrtiaceho ventilu (odpor R_2) v hydrostatickom obvode rozlišujeme riadenie rýchlosti škrtením a vetvením:

- na vtoku do HM (na vstupe, pred HM),
- na výtoku z HM (na výstupe, za HM),
- paralelne na vtoku.

5.2.2.1 Riadenie rýchlosti škrtením na vtoku

Pri **škrtení na vtoku** je škrtiaci ventil zaradený do série vo vysokotlakovej vetve medzi hydrogenerátor HG a hydromotor HM – obr. 106. Ak bude škrtiaci ventil $\check{S}V$ umiestnený pred rozvádzačom R , jeho účinok sa bude prejavovať pre oba smery pohybu motora – obr. 106a). Veľmi častou požiadavkou je však riadenie rýchlosti pohybu motora iba v jednom smere. V takom prípade bude škrtiaci ventil $\check{S}V$ zaradený za rozvádzačom R a navyše musí byť doplnený o paralelne zaradený jednosmerný ventil JsV , ktorý zabezpečí odfiltrovanie účinku v jednom smere pohybu hydromotora – obr. 106b).



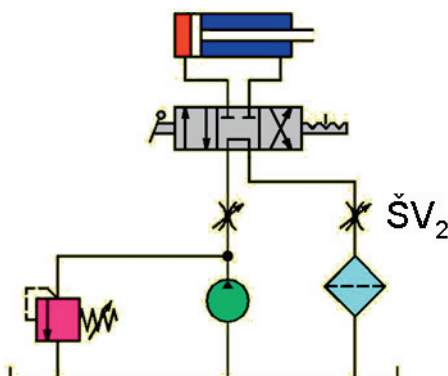
Obr. 106 Riadenie pohybovej frekvencie škrtením na vtoku: a) v oboch smeroch pohybu, b) v jednom smere pohybu

Veľmi dôležité je posúdenie vlastností riadenia škrtením. Prietok hydraulikkej kvapaliny cez škrtiaci ventil do motora je závislý od tlakového spádu na škrtiacom ventile, teda na rozdieli tlakov pred a za $\check{S}V$. Ak bude tlak pred $\check{S}V$ približne konštantný, obmedzený na maximálnu hodnotu p_G tlakovým ventilom VOT a tlak p_1 na výstupe $\check{S}V$ bude závisieť od veľkosti zaťažujúcej sily F , bude sa pri premenlivej záťaži F meniť aj tlakový spád na $\check{S}V$, a teda aj rýchlosť pohybu hydromotora. Zmeny v rýchlosti pohybu hydromotora HM sú približne úmerné zmenám záťaže a nepriamoúmerné zmenám hydraulického odporu nastaviteľného škrtiaceho ventilu.

Ak bude záťaž pôsobiť v smere pohybu piestnej tyče hydromotora HM – na obr. 106 je to sila F' – a rozvádzač R bude v pracovnej polohe, bude sa piest hydromotora v dôsledku pôsobenia takmer nulového tlaku kvapaliny p_1 pod piestom, ale hlavne v dôsledku pôsobenia aj veľmi malej zaťažujúcej sily

F' voľne pohybovať doprava, teda piestna tyč sa bude vysúvať väčšou rýchlosťou, ako je rýchlosť daná riadením ŠV. Toto je spôsobené v dôsledku minimálnych odporov v nízkotlakovej vetve, tlak kvapaliny vytlačenej pri vysúvaní HM je prakticky nulový. Z tohto môžeme usúdiť, že zaradenie ŠV na vtoku HM je vhodné len pre protismerné zaťaženie.

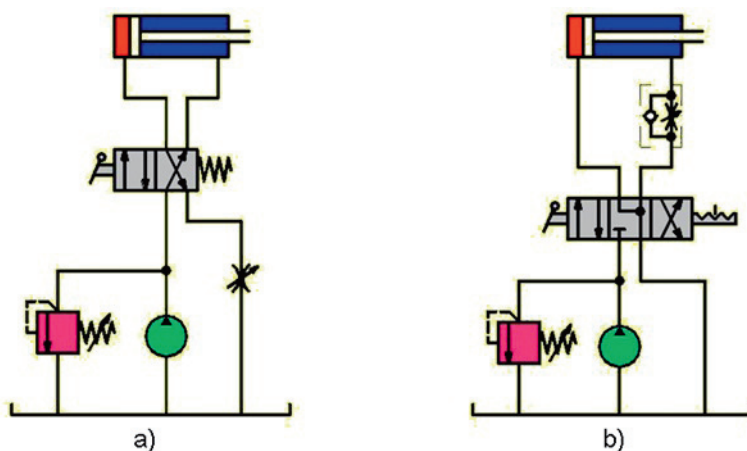
Keďže hydraulický systém so škrtiacim ventilom na vtoku je veľmi pružný, mäkký (tzn. tlaky pod aj nad piestom sú takmer nulové), zaťažujúca protismerná sila by mohla byť len veľmi malá a chod motora by bol nerovnomerný. Z tohto dôvodu sa pri riadení rýchlosti škrtaním vo vysokotlakovej vetve na vtoku zaraďuje do nízkotlakovej vetvy ďalší odpor (škrtiaci ventil), ktorý slúži ako stabilizátor zrýchlenia pohybu hydromotora – obr. 107.



Obr. 107 Riadenie pohybovej frekvencie škrtaním na vtoku so stabilizátorom zrýchlenia ŠV₂

5.2.2.2 Riadenie rýchlosti škrtaním na výtoku

Pri **škrtaní na výtoku** je škrtiaci ventil zaradený do série v nízkotlakovej vetve medzi hydromotor a nádrž – obr. 108. Ak bude škrtiaci ventil umiestnený za rozvádzačom, jeho účinok sa bude prejavovať pre oba smery pohybu motora – obr. 108a). Ak bude požiadavka na riadenie rýchlosti pohybu motora iba v jednom smere, bude škrtiaci ventil zaradený pred rozvádzačom, teda za hydromotorom, a navyše musí byť doplnený o paralelne zaradený jednosmerný ventil, ktorý zabezpečí odfiltrovanie účinku v jednom smere pohybu hydromotora – obr. 108b).



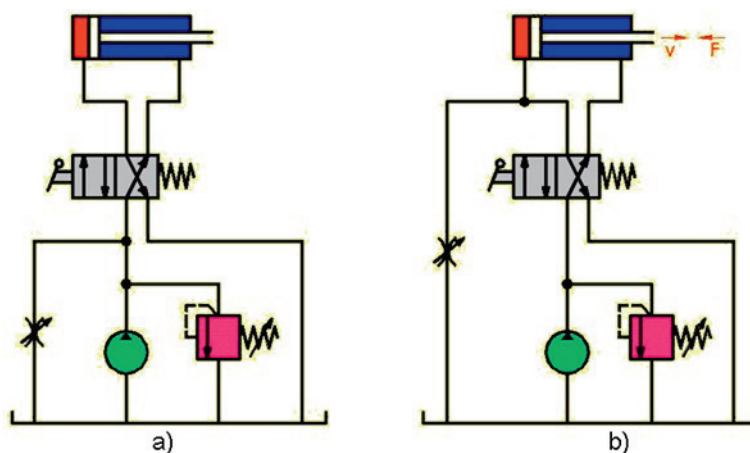
Obr. 108 Riadenie pohybovej frekvencie škrtaním na výtoku: a) v oboch smeroch pohybu, b) v jednom smere pohybu

Výhodou takehoto usporiadania je zaťažovanie hydromotora v priebehu vysúvania tlakom pod aj nad piestom. Preto je toto zapojenie vhodné pre protismerné i pre súmerné zaťaženie. Ďalšou výhodou je pomerne presná stabilizácia pohybovej frekvencie hydromotora a v neposlednom rade i to, že v prípade prerušenia prúdu tlakového oleja môžeme hydromotor brzdiť regulovaním prúdu z motora vytlačanej kvapaliny.

5.2.2.3 Riadenie rýchlosti škrtením paralelne na vtoku

Tento spôsob riadenia pohybovej frekvencie sa nepoužíva až tak často vzhľadom na to, že presnosť regulácie rýchlosti chodu hydromotora je pomerne malá. Škrtiaci ventil je v tomto prípade zaradený paralelne k vysokotlakovej vetve – obr. 109.

Ak bude škrtiaci ventil umiestnený pred rozvádzačom, jeho účinok sa bude prejavovať pre oba smery pohybu motora – obr. 109a). Ak bude požiadavka na riadenie rýchlosti pohybu motora iba v jednom smere, bude škrtiaci ventil zaradený za rozvádzačom, teda na vtoku hydromotora, a nemusí byť doplnený o paralelne zaradený jednosmerný ventil – obr. 109b). Určitou výhodou tohto spôsobu riadenia rýchlosti je malá energetická strata, čo sa prejavuje menším oteplením hydrostatického systému.



Obr. 109 Riadenie pohybovej frekvencie škrtením paralelne na vtoku: a) v oboch smeroch pohybu, b) v jednom smere pohybu

Porovnanie vlastností riadenia pohybovej frekvencie hydromotora škrtením a vetvením [1]:

škrtenie na vtoku

- menšia dynamická poddajnosť – hydromotor drží lepšie otáčky v oblasti vyšších pohybových frekvencií,
- nevyrovnaný chod – najmä v oblasti nižších pohybových frekvencií,
- len pre protismerné zaťaženie,

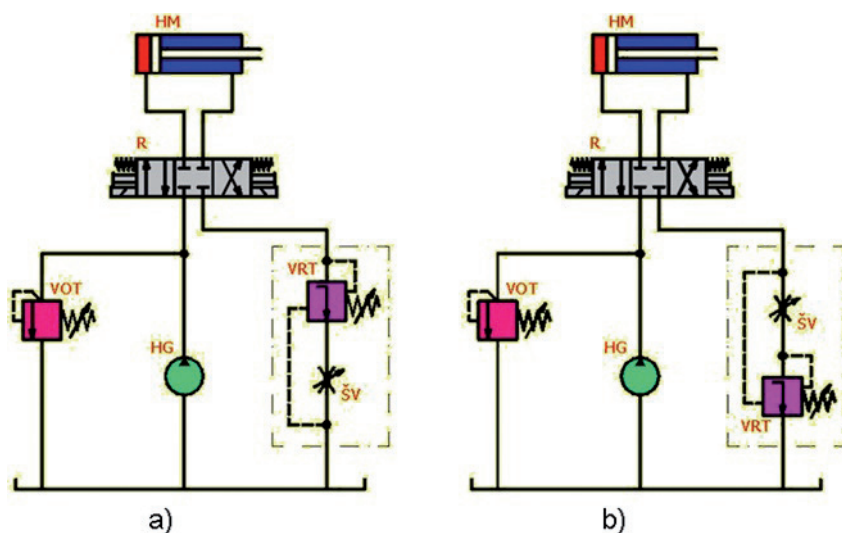
škrtenie na výtoku

- pokojnejší, vyrovnanejší chod – najmä v oblasti nižších pohybových frekvencií,
- presná stabilizácia otáčok,
- vhodné pre súmerné aj protismerné zaťaženie,
- možnosť brzdenia hydromotora pri výpadku prúdu kvapaliny,

škrtenie vo vedľajšej vetve

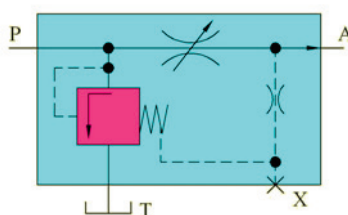
- veľká frekvenčná citlivosť – t. j. malá presnosť nastavenia pohybovej frekvencie,
- minimálna poddajnosť,
- malé energetické straty,
- menšie oteplenie hydrostatického systému.

Vzhľadom na to, že použitie škrtiaceho ventilu sa v dôsledku zmeny tlakového spádu na škrtiacom ventile pri zmene prietokového prierezu na škrtiacom ventile vyznačuje pomerne veľkou poddajnosťou, a aj vzhľadom na závislosť pohybovej frekvencie od záťaže hydromotora nie je riadenie pohybovej frekvencie škrtiacim ventilom vhodné pre premenlivé zaťaženie motora pri požiadavke na jeho rovnomerný chod. Takéto prípady však nie sú ojedinelé, preto treba nájsť také riadenie, ktoré ich spĺňa. Vhodným prvkom pre kompenzáciu vplyvu tlaku je **stabilizátor prietoku**. Stabilizátor prietoku je vytvorený sériovým zapojením škrtiaceho a redukčného ventilu – obr. 110 a nazýva sa **prietokový ventil**. Redukčný ventil pomáha udržiavať konštantný tlakový spád na škrtiacom ventile, čím je zároveň udržiavaný aj konštantný prietok pretekajúci škrtiacim ventilom k hydromotoru. Rýchlosť pohybu hydromotora tak bude konštantná aj pri premenlivej záťaži. Redukčný ventil VRT môže byť zaradený pred škrtiacim ventilom ŠV – obr. 110a) alebo za škrtiacim ventilom ŠV – obr. 110b).



Obr. 110 Hydrostatický systém so stabilizátorom rýchlosti: a) redukčný ventil VRT zaradený pred škrtiacim ventilom ŠV, b) redukčný ventil VRT zaradený za škrtiacim ventilom ŠV

Na obr. 110 je v obvode použitý ako stabilizátor rýchlosti dvojcestný prietokový ventil. Výhodnejší je trojcestný prietokový ventil – obr. 111.



Obr. 111 Trojcestný prietokový ventil

Použitie trojcestného prietokového ventilu musí spĺňať tieto požiadavky, podmienky:

- poistný ventil hydrostatického systému (VOT) je pri škrtení vždy uzavretý a neslúži na prepúšťanie prebytočnej kvapaliny,
- trojcestný prietokový ventil môže byť umiestnený len na vstupe hydromotora,
- strata výkonu na trojcestnom prietokovom ventile je podstatne menšia ako na dvojcestnom.

5.2.3 Riadenie pohybovej frekvencie zmenou geometrického objemu prevodníka

Pri tomto spôsobe riadenia pohybovej frekvencie hydromotora sa využíva celý okamžitý prietok hydrogenerátora. Býva preto často označovaný ako bezstratový. Pohybová frekvencia sa mení tým, že sa mení geometrický objem prevodníka. Podmienkou je použitie regulačných prevodníkov. Tie sú okrem možnosti riadenia rýchlosti konštrukčne náročnejšie, cenovo drahšie a tiež väčšie, teda aj ťažšie. Celkovo môžeme vlastnosti riadenia pohybovej frekvencie hydromotora zmenou geometrického objemu prevodníka opísať výhodami a nevýhodami.

Výhody:

- využíva sa celý okamžitý prietok hydrogenerátora,
- bezstratová objemová regulácia,
- regulačné prevodníky (aspoň jeden),
- skladba hydrostatického systému podľa požiadaviek technologického procesu pracovného stroja,
- menšia dynamická poddajnosť,
- väčšia frekvenčná citlivosť,
- malý ohrev kvapaliny (malá stratová energia – teplota nositeľa energie),
- vyrovnaná účinnosť,
- prenos veľkých výkonov.

Nevýhody:

- väčšie rozmery prevodníkov,
- väčšia hmotnosť,
- vyššia cena.

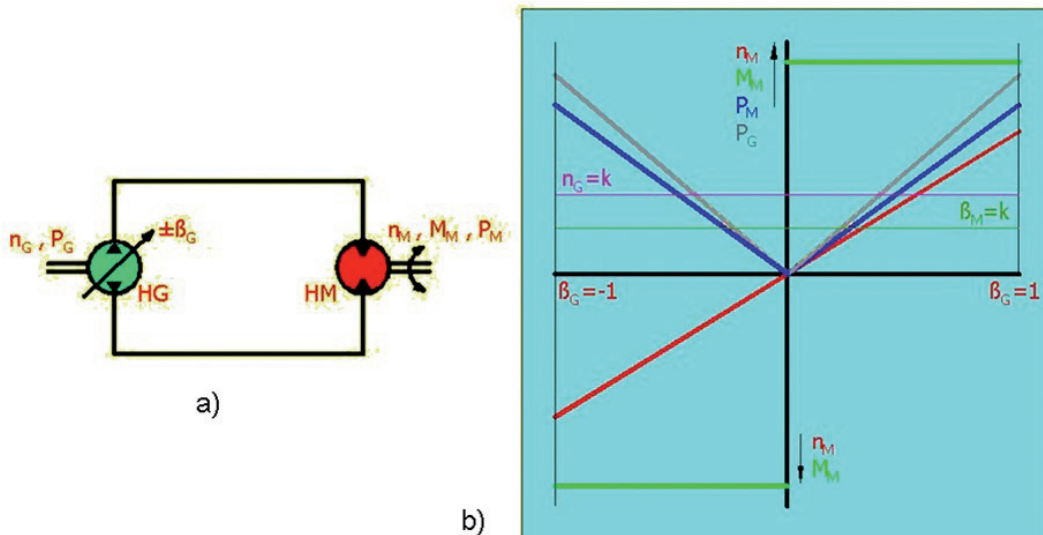
Skladba hydrostatického systému s regulačnými prevodníkmi môže byť:

- regulačný HG a neregulačný HM,
- neregulačný HG a regulačný HM,
- regulačný HG a regulačný HM – nezávislé riadenie,
– závislé (kombinované) riadenie.

Vlastnosti jednotlivých spôsobov riadenia sú najprehľadnejšie viditeľné a pochopiteľné v grafickom zobrazení závislostí hlavných parametrov od veľkosti regulačnej výchylky pri konštantných otáčkach hydrogenerátora a pri konštantnej záťaži hydromotora. Hlavnými parametrami týchto systémov sú: otáčky motora n_M ; krútiaci moment motora M_M ; výkon motora P_M a výkon generátora P_G . Regulačným parametrom je výchylka na generátore alebo na motore β_i .

5.2.3.1 Hydrostatický systém s regulačným hydrogenerátorom a neregulačným hydromotorom

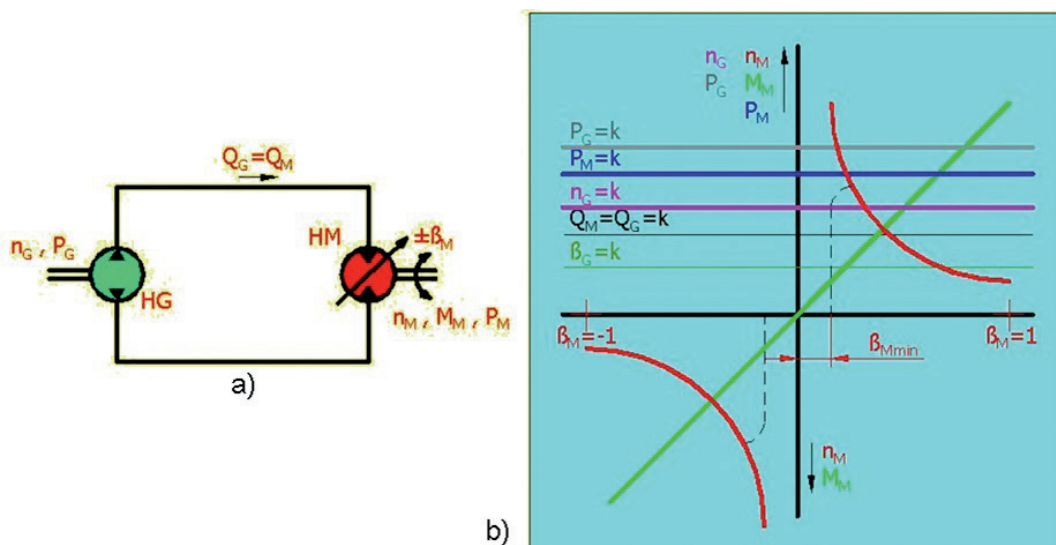
Podľa obr. 112 má regulačný hydrogenerátor premenlivý geometrický objem a jeho regulačná výchylka je od $+\beta_G$ do $-\beta_G$. Systém teda umožňuje zmenu a zároveň aj reverzáciu otáčok. Z obr. 112b) vidieť, že takýmto riadením, zmenou regulačného parametra hydrogenerátora β_G dosiahneme konštantný krútiaci moment motora M_M a lineárnu zmenu otáčok motora n_M . Tento typ riadenia sa nazýva aj **primárne riadenie**.



Obr. 112 Hydrostatický systém s regulačným hydrogenerátorom a neregulačným hydromotorom:
a) základná schéma, b) riadenie otáčok (teoretické charakteristiky)

5.2.3.2 Hydrostatický systém s neregulačným hydrogenerátorom a regulačným hydromotorom

Podľa obr. 113 má regulačný hydromotor premenlivý geometrický objem a jeho regulačná výchylka je od $+\beta_M$ do $-\beta_M$.



Obr. 113 Hydrostatický systém s neregulačným hydrogenerátorom a regulačným hydromotorom:
a) základná schéma, b) riadenie otáčok (teoretické charakteristiky)

Aj tento systém umožňuje zmenu a zároveň aj reverzáciu otáčok, ale z obr. 113b) je vidieť, že pri prechode regulačnej výchylky β_M cez nulovú oblasť otáčky motora n_M exponenciálne narastajú do neprijateľnej hodnoty. Preto je pri týchto prevodníkoch konštrukčne obmedzená hodnota minimálnej regulačnej výchylky β_M . Tento typ riadenia sa nazýva aj **sekundárne riadenie**.

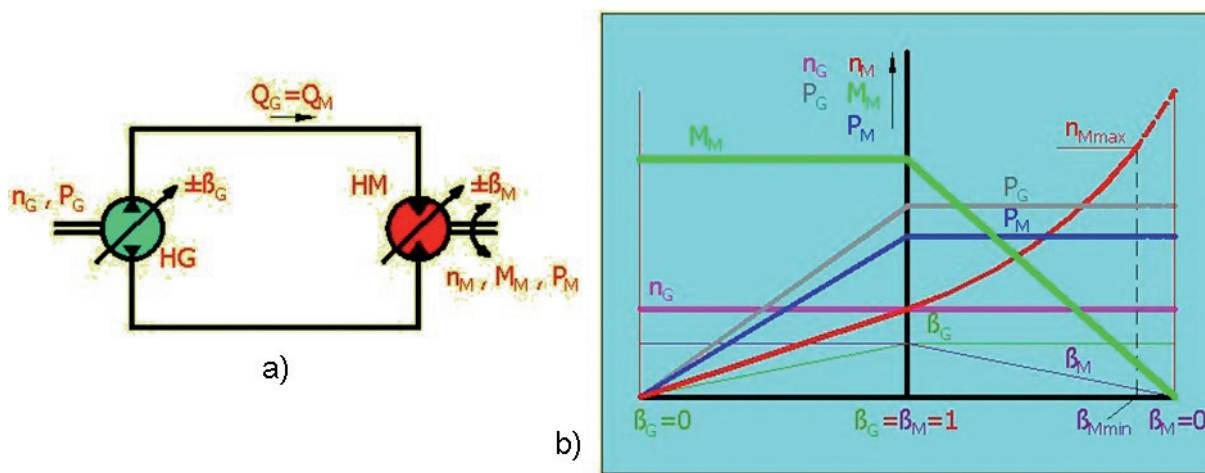
Z obr. 113b) je tiež zrejmé, že touto reguláciou dosiahneme konštantný výkon P_M , teda dochádza k takej zmene obidvoch výkonových parametrov, že ich súčin je konštantný:

$$P = M \cdot \omega = konst \quad (51)$$

5.2.3.3 Hydrostatický systém s regulačným hydrogenerátorom a regulačným hydromotorom – nezávislé riadenie

Pri koncepcii hydrostatického systému s nezávislým riadením obidvoch prevodníkov podľa obr. 114 uvažujeme s regulačnou výchylkou hydrogenerátora od $\varphi_G = 0$ do $\varphi_G = 1$ a s regulačnou výchylkou hydromotora od $\beta_M = 1$ do $\beta_M = \beta_{min}$. Na obr. 99b) je znázornený priebeh charakteristík len pre jeden smer otáčania hydromotora.

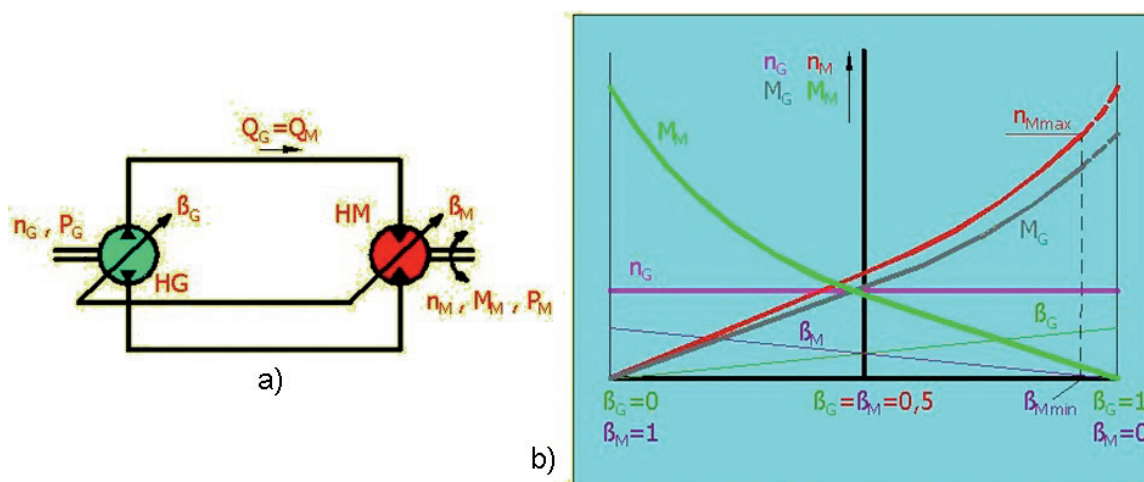
Z obrázka je vidieť, že na začiatku sa otáčky hydromotora riadia iba zmenou regulačného parametra hydrogenerátora, teda v ľavej časti charakteristík je oblasť primárnej regulácie. Až keď regulačný parameter hydrogenerátora dosiahne svoju maximálnu hodnotu, prechádza sa k riadeniu otáčok hydromotora zmenou jeho regulačného parametra z maximálnej do minimálnej hodnoty. V pravej časti charakteristík je oblasť sekundárnej regulácie.



Obr. 114 Hydrostatický systém s regulačným hydrogenerátorom a regulačným hydromotorom – nezávislé riadenie: a) základná schéma, b) riadenie otáčok (teoretické charakteristiky)

5.2.3.4 Hydrostatický systém s regulačným hydrogenerátorom a regulačným hydromotorom – závislé riadenie

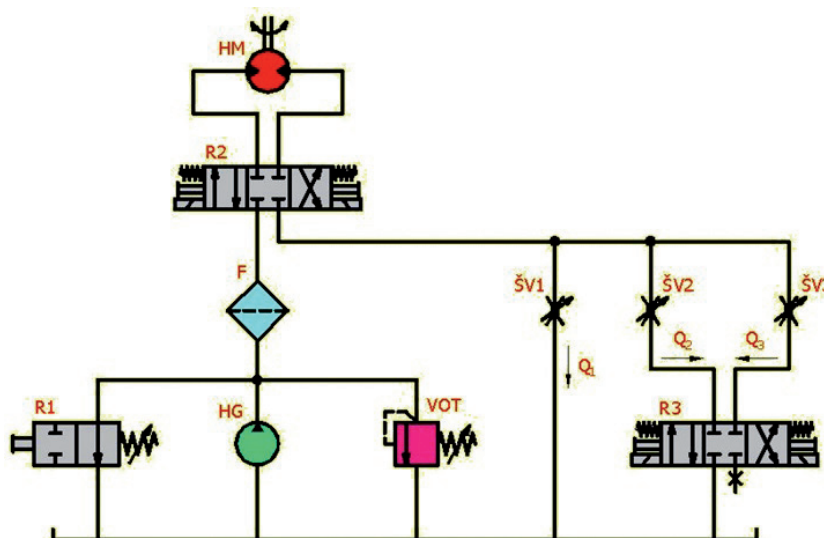
Pri závislom riadení obidvoch prevodníkov podľa obr. 115 ide o kombinované riadenie, tzn. o prenosový systém, v ktorom sa geometrické objemy hydrogenerátora aj hydromotora menia súčasne.



Obr. 115 Hydrostatický systém s regulačným hydrogenerátorom a regulačným hydromotorom – závislé riadenie: a) základná schéma, b) riadenie o táčok (teoretické charakteristiky)

5.2.4 Skoková zmena pohybovej frekvencie hydromotora

Veľmi častou požiadavkou najmä v hydrostatických systémoch výrobných strojov je skoková (stupňovitá) zmena pohybovej frekvencie motora. Túto môžeme dosiahnuť všetkými tromi spôsobmi riadenia rýchlosti, teda zmenou hnacích otáčok hydrogenerátora, škrtením a zmenou geometrického objemu prevodníka. Na obr. 116 je príklad stupňovitého riadenia pohybovej frekvencie s jednoduchým prepínaním odporov (škrtiace ventily ŠV_i) zaradených do odpadovej vetvy hydromotora HM. Odpor na škrtiacom ventile ŠV₁ musí byť najväčší, nastavujeme ním najpomalšiu rýchlosť hydromotora HM. Rozvádzač R3 slúži na zmenu cesty odpadovej vetvy z hydromotora, pričom v každej ceste je zaradený odpor inej hodnoty, ale menšej ako odpor ŠV₁. Rozvádzač R2 slúži na zmenu smeru pohybu hydromotora HM. Rozvádzač R1 slúži na odľahčenie hydrogenerátora HG pri strednej polohe rozvádzača R2. Cez tento rozvádzač je kvapalina prečerpávaná hydrogenerátorom bez záťaže z nádrže do nádrže. Tlakový ventil VOT nastavuje maximálny tlak v obvode – pozri riadenie sily.



Obr. 116 Skokové riadenie pohybovej frekvencie škrtením na výstupe hydromotora

5.3 Riadenie sily, resp. krútiaceho momentu hydromotora

Riadenie sily lineárneho motora a krútiaceho momentu pri rotačnom a kývavom motore predstavuje riadenie druhého výkonového parametra nositeľa energie – riadenie tlaku. Veľkosť tlaku v hydrostatickom systéme závisí od záťaže hydrogenerátora. Táto záťaž môže byť vonkajšia alebo vnútorná. Vonkajšiu záťaž tvorí zaťaženie hydromotora, vnútorná záťaž je vytváraná odpormi vo vnútri hydrostatického systému a práve vnútorná záťaž predstavuje možnosť riadenej zmeny tlaku či už v celom systéme, alebo len v jeho časti.

Pre stanovenie sily priamočiareho pneumotora môžeme použiť vzťah:

$$F = k_I \cdot \Delta p \quad k_I = S_M \quad (52)$$

kde F [N] je sila na lineárnom hydromotore,

k_I [m²] je konštanta predstavujúca plochu piesta lineárneho hydromotora,

Δp [Pa] je tlakový spád (rozdiel tlakov) na odpore proti pohybu nositeľa energie,

S_M [m²] je činná plocha piesta lineárneho hydromotora.

Podobne pre krútiaci moment rotačného hydromotora môžeme napísať vzťah:

$$M_k = k_2 \cdot \Delta p \quad k_2 = \frac{V_{gG}}{2 \cdot \pi} \quad (53)$$

kde M_k [N.m] je krútiaci moment na hydromotore,

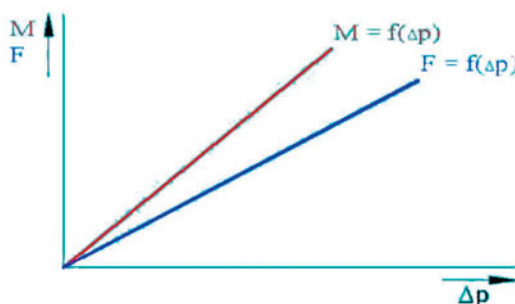
k_2 [m²] je konštanta predstavujúca geometrický objem rotačného hydromotora,

Δp [Pa] je tlakový spád (rozdiel tlakov) na odpore proti pohybu nositeľa energie,

V_{gG} [m³.ot⁻¹] je geometrický objem rotačného hydromotora.

Pre riadenie sily a momentu môžeme potom nakresliť jednoduchý graf závislostí – obr. 117 vyjadrených vzťahom:

$$F = f(\Delta p) \quad M_k = f(\Delta p) \quad (54)$$



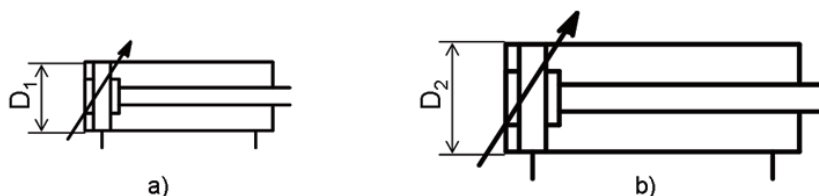
Obr. 117 Charakteristiky pri riadení sily a momentu hydromotora

Najčastejšie požiadavky spojené s riadením sily a momentu, teda aj tlaku, môžeme rozdeliť na:

- lokálne zväčšenie tlaku,
- obmedzenie tlaku ($p_{\min}$ alebo $p_{\max}$),
- nastavenie konštantného tlaku.

5.3.1 Zmena sily pri konštantnom tlaku, $\Delta p = 0$; $k_1 \neq \text{konšt}$

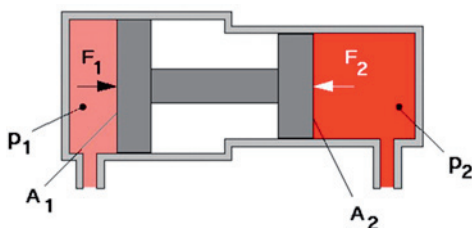
Pri lineárnom hydromotore je zmena sily najjednoduchšie dosiahnuteľná zmenou veľkosti plochy piesta – obr. 118.



Obr. 118 Zmena sily na pieste lineárneho hydromotora zmenou veľkosti priemeru piesta

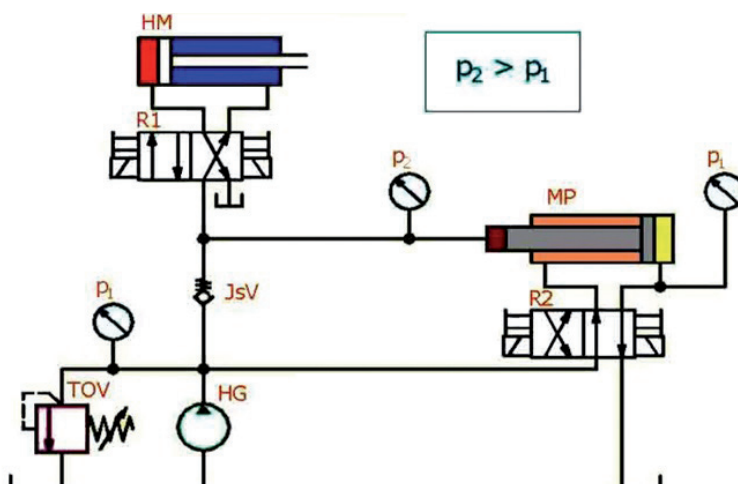
5.3.2 Lokálne zväčšenie tlaku

Na zosilnenie hydromotora, teda na lokálne zvýšenie tlaku sa používa riadiaci prvok multiplikátor – obr. 119. Vychádza sa z rovnosti tlakových síl F_1 a F_2 a z rozdielne veľkých plôch A_1 a A_2 na oboch stranách piesta, teda tlaky p_1 a p_2 musia byť tiež rozdielne, a to v opačnom pomere, ako je pomer plôch.



Obr. 119 Multiplikátor

Na obr. 120 je znázornená schéma hydrostatického systému s multiplikátorom.

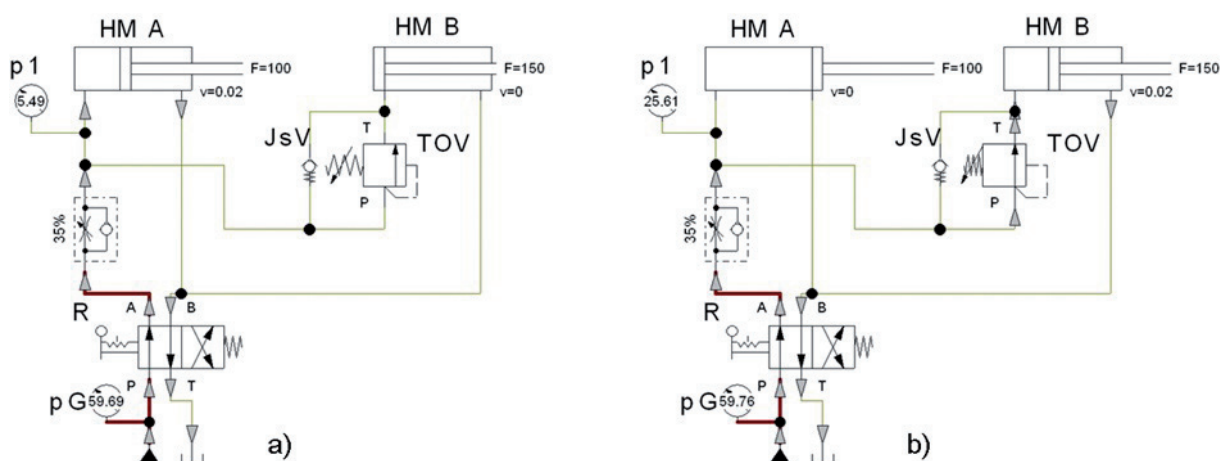


Obr. 120 Hydrostatický systém s multiplikátorom

Hydraulická kvapalina prúdi z hydrogenerátora *HG* cez rozvádzač *R1* pod piest priamočiareho hydromotora *HM* s tlakom p_1 , teda na motore získame silu F_1 . Zároveň kvapalina drží multiplikátor *MP* vo východiskovej polohe, t. j. so zasunutým piestom. Prestavením rozvádzača *R2* do pracovnej polohy bude pod piest hydromotora prúdiť kvapalina z multiplikátora s tlakom $p_2 > p_1$, teda na motore dosiahneme väčšiu silu F_2 [1].

5.3.3 Obmedzovanie tlaku

Na obmedzenie tlaku sa v hydraulike používa jednoduchý tlakový ventil. Na obr. 120 je to ventil *TOV* (tlak obmedzujúci ventil) vo funkcii poistného ventilu, ktorým je nastavený maximálny tlak v obvode, tlak p_{1max} . Pri preťažení sa tento ventil otvorí a prebytočná kvapalina pretečie späť do nádrže. Pri obmedzovaní najväčšieho pracovného tlaku je tlakový ventil zaradený v paralelnej vetve – *TOV* na obr. 119. Ak by bol tento ventil použitý ako sekvenčný, potom by jeho výstup nebol vedený do nádrže, ale do časti obvodu, ktorá má byť v činnosti iba vtedy, ak vstupný tlak na tlakovom ventile bude väčší, než na aký je tlakový ventil nastavený. Teda na výstupe tlakového ventilu by bol nastavený minimálny pracovný tlak p_{min} . V tomto prípade je tlakový ventil zaradený do série a pre spätný tok kvapaliny musí byť k tlakovému ventilu paralelne zapojený jednosmerný ventil – obr. 121.



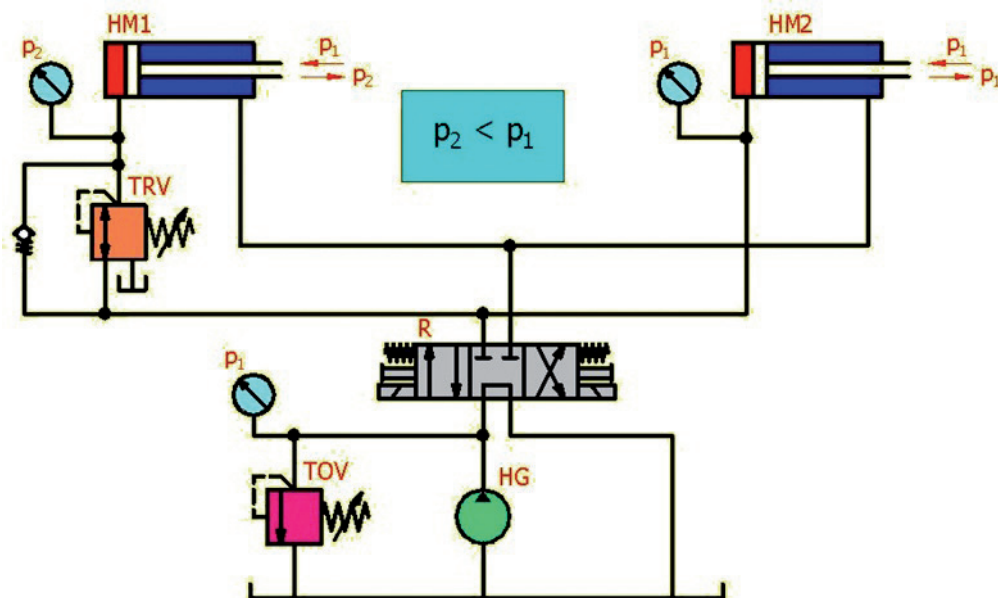
Obr. 121 Použitie sekvenčného tlakového ventilu

Podľa schémy na obr. 121 je tlak generátora p_G nastavený na 60 barov. Na obr. 121a) je v činnosti hydromotor A, ktorý vplyvom vonkajšej záťaže $F = 100 \text{ N}$ pôsobiacej proti pohybu spotrebuje na svoj pohyb tlak p_1 cca 5,5 baru. Tlakový ventil *TOV* je nastavený na tlak 20 barov. Ak sa ma motore A zväčší záťaž (úplné vysunutie), zväčší sa aj tlak p_1 a po dosiahnutí hodnoty 20 barov sa otvorí tlakový ventil *TOV* a začne sa vysúvať hydromotor B. Tlak p_1 bude väčší ako nastavených 20 barov vplyvom vonkajšej záťaže hydromotora B pôsobiacej proti pohybu tohto motora – obr. 121b). Po prestavení rozvádzača *R* do kludovej polohy bude kvapalina z hydromotora B vytláčaná cez paralelne zaradený jednosmerný ventil *JsV*.

5.3.4 Nastavenie konštantného tlaku

Nastavenie konštantného tlaku, teda aj konštantnej sily a momentu sa robí pomocou redukčného ventila TRV – obr. 122.

Redukčný ventil znižuje hodnotu výstupného tlaku oproti vstupnému a navyše udržiava výstupný tlak na konštantnej hodnote aj pri kolísaní vstupného tlaku alebo pri premenlivej záťaži.



Obr. 122 Použitie redukčného ventila

Podľa obr. 122 je tlakovým ventilom TOV nastavený maximálny tlak p_1 v obvode. Na hydromotore HM1 je redukčným ventilom TRV zredukovaný tento tlak na hodnotu p_2 menšiu ako tlak p_1 , a to len v jednom smere pohybu lineárneho hydromotora HM1. Tlak p_2 je navyše konštantný aj pri premenlivej vonkajšej záťaži hydromotora HM1. Pri vratnom pohybe prúdi kvapalina cez paralelne zaradený jednosmerný ventil. Na piest hydromotora HM2 pôsobí v oboch smeroch pohybu tlak p_1 .

5.4 Synchronizácia pohybu hydromotorov

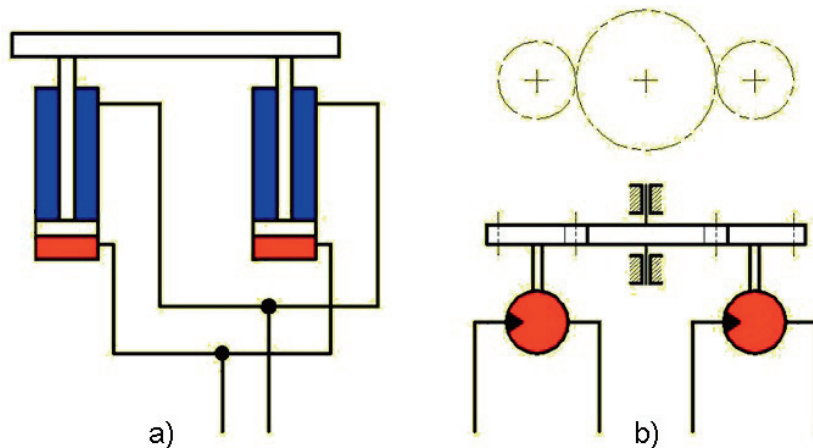
S požiadavkou na rovnakú rýchlosť pohybu hydromotorov sa môžeme stretnúť pri hydrostatických systémoch s väčším počtom motorov pomerne často. Okrem dosiahnutia rovnakej rýchlosti pohybu hydromotorov môže byť požiadavka na dosiahnutie určitého stáleho pomeru rýchlostí motorov aj pri ich rôznom zaťažení. Synchronizačnými prvkami bývajú najmä:

- opory proti deformácii,
- odpory proti pohybu nositeľa energie.

5.4.1 Synchronizácia tuhou väzbou

Synchronizácia pomocou tuhej (mechanickej) väzby je najjednoduchší spôsob dosiahnutia rovnakej rýchlosti pohybu motorov. Princíp takejto synchronizácie je na obr. 123 [1].

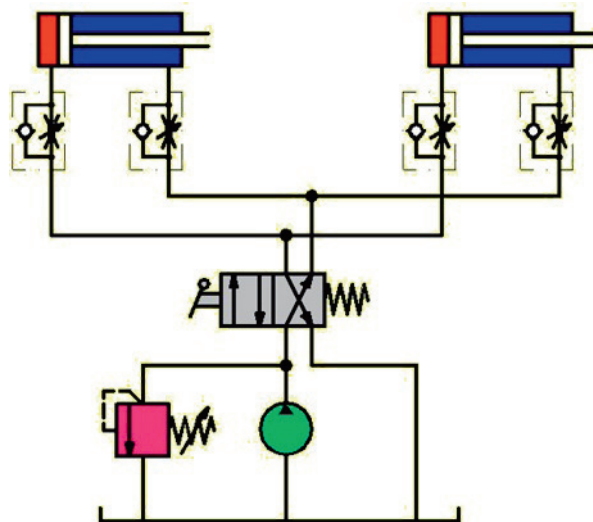
Na obr. 123a) je synchronizácia rýchlosti dvoch lineárnych hydromotorov pomocou tuhého priečnika. Na obr. 123b) je synchronizácia rotačných hydromotorov pomocou ozubeného súkolesia. V prípade väčšej vzdialenosti hydromotorov by bol použitý reťazový prevod.



Obr. 123 Synchronizácia rýchlosti hydromotorov tuhou väzbou:
a) tuhým priečnikom, b) ozubeným súkolesím

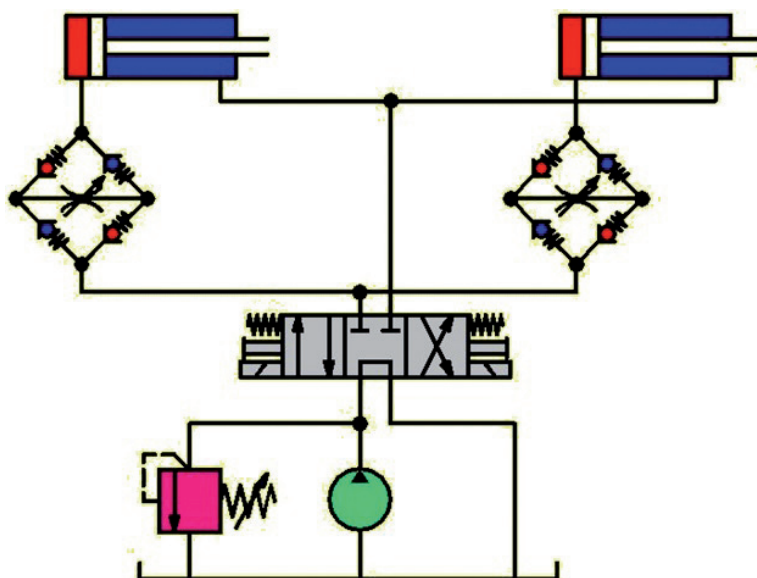
5.4.2 Synchronizácia hydraulickou väzbou

Pri synchronizácii hydraulickou väzbou sa ako odpory proti pohybu nositeľa energie najčastejšie využívajú škrtiace ventily. Tieto vyrovnávajú nerovnaké vonkajšie zaťaženie hydromotorov. Podmienkou sú malé výkyvy veľkosti zaťaženia motorov a takisto nemôže dochádzať k náhlým zmenám – zaťaženie alebo odľahčenie motora. Škrtenie sa robí na výtoku z hydromotorov a na vtoku je účinok škrtenia vyblokovaný jednosmernými ventilmi – obr. 124.



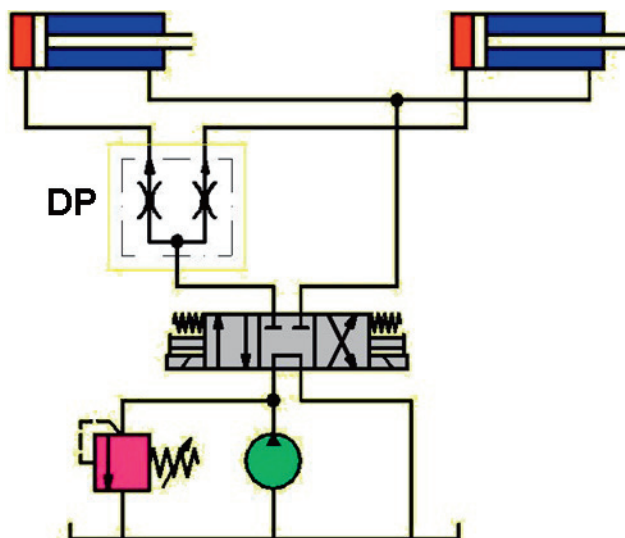
Obr. 124 Synchronizácia pohybu hydromotorov škrtiacimi ventilmi

V prípade, že sa vyžaduje synchronizácia rýchlosti v oboch smeroch pohybu, je výhodné použiť hydraulický usmerňovač. Hydraulický usmerňovač je vytvorený sústavou jednosmerných ventilov a predstavuje známe Graetzovo mostíkové zapojenie – obr. 125.



Obr. 125 Synchronizácia pohybu hydromotorov škrtiacimi ventilmi v oboch smeroch

Na princípe vyrovnávania rozdielu záťaže hydromotorov je založená aj synchronizácia použitím deliča prietoku – obr. 126.



Obr. 126 Synchronizácia pohybu hydromotorov pomocou deliča prietoku DP

Záver

Hydraulické mechanizmy a hydraulické princípy vôbec sú dnes aplikované takmer vo všetkých odvetviach priemyslu, a to najmä tam, kde je potrebné vyvinúť veľké pracovné sily a momenty – napríklad hydraulické vysúvanie podvozku lietadla, hydraulické nastavovanie výškových a smerových klapiek lietadla, hydraulické ovládanie otvárania a zatvárania masívnych vrát na vodnom diele Gabčíkovo ap. Ale aj v prípadoch, keď potrebné sily nie sú až také veľké, nájde hydraulika svoje miesto, lebo na dosiahnutie potrebných síl treba použiť konštrukčne malé prvky. Preto nachádza hydraulika uplatnenie aj v tzv. domácom prostredí.

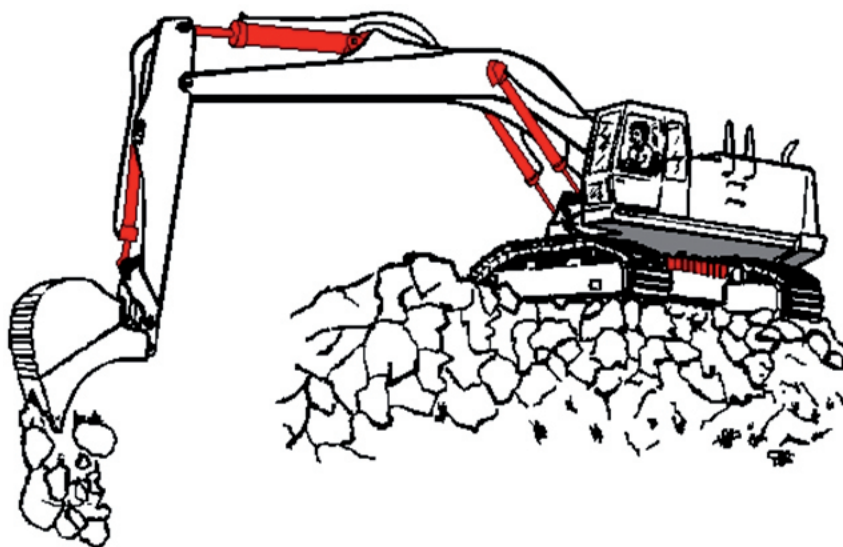
Aj z tohto dôvodu považujú autori tohto učebného zdroja za zvlášť dôležité venovať pozornosť oblasti hydraulických mechanizmov už v školskom prostredí. Účastníci vzdelávania absolvujúci danú problematiku pomocou tohto učebného zdroja získajú potrebné teoretické vedomosti i praktické zručnosti a budú tak pripravení aplikovať ich v praxi.

Príloha

Aplikácie hydraulických mechanizmov

Mobilná technika.

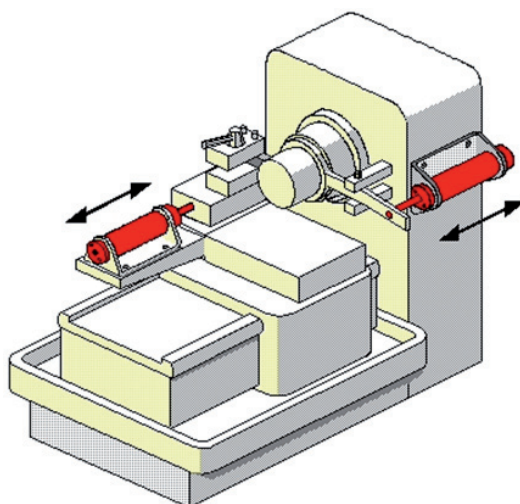
Pracovné stroje sú typickou oblasťou, v ktorej hydraulika nachádza už dlhší čas široké uplatnenie. Pracovné nadstavby týchto strojov sú vybavené zväčša priamočiarymi hydromotormi – obr. 127. Pokiaľ je hydraulicky riešený aj pojazd stroja, používajú sa rotačné hydromotory, prípadne konštrukcia známa ako hydrokoleso. Pracovné nadstavby predstavujú pákové mechanizmy so súčasným riadením pohybu viacerých členov naraz.



Obr. 127 Mobilná technika s hydraulikou

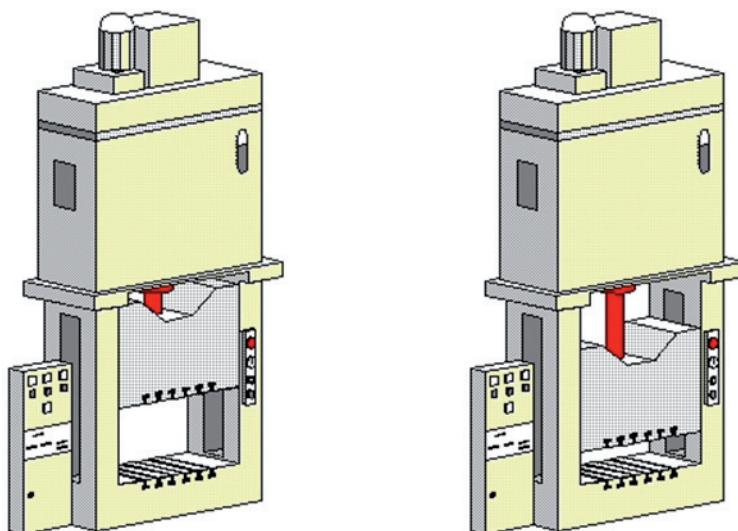
Stacionárna technika.

Aj mnohé stacionárne stroje a zariadenia využívajú na dosiahnutie požadovanej činnosti hydrauliku. Je to najmä z dôvodov jednoduchej riaditeľnosti a regulovateľnosti hlavných parametrov akčných členov stroja. Na obr. 128 je sústruh s hydraulickým upínaním obrobku a s hydraulickým posuvom pracovného stola, suportu. V tomto prípade je požadované upínanie s nastaviteľnou silou pre upínanie obrobku s veľkými rozmermi, teda ťažkého veľkou upínacou silou, ako aj obrobku krehkého, napr. obrobku s tenkými stenami malou upínacou silou, aby nedošlo k jeho deformácii. Na posuv pracovného stola je zase kladená požiadavka rovnomerného pomalého pohybu s konštantnou rýchlosťou aj pri premenlivej záťaži. Aj tu pomôže pre výber vhodného riadiaceho prvku na splnenie tejto požiadavky znalosť teórie a vlastností riadiacich prvkov uvádzaných v tomto učebnom zdroji.



Obr. 128 Sústruh s hydraulickým upínaním obrobku a s hydraulickým posuvom pracovného stola

Na obr. 129 je hydraulický lis. Na zväčšenie účinnosti stroja je využitá aj potenciálna energia nositeľa energie, hydraulickej kvapaliny, umiestnením nádrže v hornej časti stroja.



Obr. 129 Hydraulický lis

Okrem veľkých hydraulických lisov sa v dielňach používajú aj menšie hydraulické lisy – obr. 130a). Výrazné uplatnenie nachádza hydraulika aj v domácom využití – na obr. 130b) je hydraulický lis na ovocie. Ďalším využitím hydrauliky v domácom prostredí môže byť dnes pomerne často používaná štiepačka dreva. Drevospracujúci priemysel vôbec je odvetvím so širokým využitím hydrauliky, či už ide o mobilnú techniku (LKT – lesné kolesové traktory s rezacími nadstavbami), alebo o stacionárne dielenské stroje. Pritom na riadenie rezacích strojov, ktoré režu, pília stromy, sú kladené veľké nároky na riadenie.

Veľmi častou požiadavkou v praxi je výškové premiestňovanie predmetov, príp. výšková manipulácia. Jednými zo zariadení, ktoré sa na tieto činnosti používajú, sú zdvíhacie plošiny. Tie môžu mať rôznu konštrukciu. Na obr. 131 je zdvíhacia plošina nožnicovej konštrukcie s hydraulickým priamočiarym

motorom. Riadenie je v tomto prípade jednoduché. Zväčša ide len o snímanie krajných koncových polôh plošiny. Ďalšie využitie a použitie hydrauliky je na obrázku 132.



Obr. 130 Hydraulický lis: a) dielenský, b) potravinársky



Obr. 131 Zdvíhacia plošina nožnicovej konštrukcie s hydraulickým motorom



Obr. 132 Hydraulická kotúčová brzda na bicykli

Zoznam bibliografických odkazov

- [1] GULÁŠ, F. 1994. *Syntéza tekutinových mechanizmov*. Bratislava : STU, 1994. ISBN 80-227-0668-X.
- [2] *Hydraulic Handbook*. 6th Edition. Morden: Trade & Technical Press, ISBN 854610618.
- [3] CHUDÝ, V., PALENČÁR, R., KUREKOVÁ, E., HALAJ, M. 1999. *Meranie technických veličín*. Bratislava : STU, 1999. ISBN 80-227-1275-2.
- [4] ISO 1219-1: *Fluid power systems and components. Graphics symbols and circuit diagrams*. Part 1: Graphics symbols.
- [5] TARABA, B., BEHÚLOVÁ, M., KRAVÁRIKOVÁ, H. 2007. *Mechanika tekutín : termomechanika*. Trnava : Alumni Press, 2007. ISBN 978-80-8096-021-6.
- [6] GANČO, M. 1990. *Mechanika tekutín*. Bratislava : Alfa, 1990. ISBN 80-05-00549-0.
- [7] Katalógové listy FESTO.
- [8] STRÝČEK, O. 1998. *Hydraulické stroje*. Bratislava : STU, 1998. ISBN 80-227-1061-X.

Názov: **Hydraulické mechanizmy**

Autori: Ing. Marian Šupák
Ing. Jitka Almášiová

Recenzenti: Ing. Edita Schima
Ing. Vladimír Figel

Vydavateľ: Metodicko-pedagogické centrum v Bratislave

Odborná redaktorka: Mgr. Terézia Peciarová

Grafická úprava: Ing. Monika Chovancová

Vydanie: 1.

Rok vydania: 2014

Počet strán: 90

ISBN **978-80-8052-590-3**