



EVROPSKÁ UNIE
Evropské strukturální a investiční fondy
Operační program Výzkum, vývoj a vzdělávání



VŠB TECHNICKÁ
UNIVERZITA
OSTRAVA

FAKULTA
STROJNÍ

KATEDRA
HYDROMECHANIKY
A HYDRAULICKÝCH ZAŘÍZENÍ

Tekutinové mechanismy

Hydraulické mechanismy

Kamil Fojtášek
Lumír Hružík
Adam Bureček
Erik Stonawski
Lukáš Dvořák
Martin Vašina

Ostrava 2022

Studijní materiál vznikl za podpory projektu z OP VVV s názvem „Technika pro budoucnost 2.0“ a reg. číslem CZ.02.2.69/0.0/0.0/18_058/0010212.

Poděkování společnosti Bosch Rexroth, spol. s.r.o. za poskytnutí obrazových materiálů a produktových fotografií, pro účely zpracování těchto studijních textů.

Obsah

| | |
|---|----|
| Seznam použitého značení | 7 |
| 1. Definice a rozdělení tekutinových mechanismů | 13 |
| 1.1 Základní parametry hydraulických mechanismů..... | 13 |
| 1.2 Aplikace a oblasti použití hydraulických mechanismů | 21 |
| 1.3 Uspořádání hydraulických obvodů..... | 22 |
| 2. Vlastnosti kapalin..... | 25 |
| 2.1 Hustota..... | 25 |
| 2.2 Viskozita..... | 26 |
| 2.3 Objemová stlačitelnost | 30 |
| 2.4 Teplotní roztažnost | 32 |
| 2.5 Měrná tepelná kapacita..... | 33 |
| 2.6 Bod vzplanutí..... | 33 |
| 2.7 Bod tuhnutí | 34 |
| 2.8 Mazací schopnost | 34 |
| 2.9 Pěnivost kapalin..... | 36 |
| 2.10 Obsah vody | 36 |
| 2.11 Oxidační stálost..... | 36 |
| 2.12 Korozivní působení na kovy | 37 |
| 2.13 Snášitelnost s elastomery | 37 |
| 2.14 Fyziologické a ekologické vlastnosti kapalin | 37 |
| 3. Kapaliny hydraulických obvodů | 38 |
| 3.1 Minerální oleje..... | 38 |
| 3.2 Těžkozápálné kapaliny | 39 |
| 3.3 Ekologické kapaliny | 41 |
| 4. Filtry a filtrace..... | 43 |
| 4.1 Nečistoty a třídy čistoty kapalin | 43 |
| 4.2 Filtrační vložky..... | 53 |
| 4.3 Filtry | 55 |
| 5. Hydrostatické převodníky | 63 |
| 5.1 Převodníky s rotačním pohybem | 65 |
| 5.1.1 Hydrogenerátory..... | 65 |

| | | |
|--------|---|-----|
| 5.1.2 | Statické charakteristiky hydrogenerátorů..... | 68 |
| 5.1.3 | Rotační motory (hydromotory) | 71 |
| 5.1.4 | Statické charakteristiky rotačních hydromotorů | 72 |
| 5.1.5 | Zubové převodníky | 75 |
| 5.1.6 | Šroubové hydrogenerátory | 83 |
| 5.1.7 | Lamelové převodníky..... | 85 |
| 5.1.8 | Axiální pístové převodníky | 90 |
| 5.1.9 | Radiální pístové převodníky..... | 98 |
| 5.1.10 | Řízení hydrogenerátorů..... | 104 |
| 5.2 | Kyvné hydromotory..... | 113 |
| 5.3 | Přímočaré hydromotory | 115 |
| 5.3.1 | Základní výpočtové vztahy přímočarých motorů..... | 116 |
| 5.3.2 | Základní provedení přímočarých hydromotorů..... | 118 |
| 5.3.3 | Hlavní části a konstrukční provedení přímočarých hydromotorů..... | 120 |
| 5.3.4 | Způsoby uchycení přímočarých hydromotorů | 126 |
| 5.3.5 | Tlumení koncových poloh přímočarých hydromotorů..... | 127 |
| 5.3.6 | Speciální provedení přímočarých hydromotorů s řídicím blokem..... | 128 |
| 6. | Těsnění v hydraulice | 130 |
| 6.1 | Materiály těsnících prvků | 130 |
| 6.2 | Nepohybová těsnění | 132 |
| 6.3 | Pohybová těsnění..... | 135 |
| 7. | Prvky pro hrazení a řízení směru průtoku | 143 |
| 7.1 | Jednosměrné ventily | 143 |
| 7.2 | Řízený jednosměrný ventil | 146 |
| 7.3 | Uzavírací ventily..... | 153 |
| 7.4 | Logický (výběrový) ventil | 154 |
| 7.5 | Rozváděče..... | 155 |
| 7.5.1 | Šoupátkové rozváděče..... | 158 |
| 7.5.2 | Sedlové rozváděče..... | 166 |
| 7.5.3 | Skupinové šoupátkové rozváděče | 169 |
| 7.5.4 | Použití rozváděčů v obvodech..... | 173 |
| 8. | Prvky pro řízení velikosti průtoku..... | 177 |
| 8.1 | Clony a trysky..... | 177 |

| | | |
|--------|---|-----|
| 8.2 | Škrticí ventily | 178 |
| 8.3 | Škrticí ventily se stabilizací tlakového spádu..... | 183 |
| 8.3.1 | Škrticí ventil s dvoucestnou tlakovou váhou..... | 183 |
| 8.3.2 | Škrticí ventil s třicestnou tlakovou váhou | 187 |
| 8.4 | Děliče průtoku | 190 |
| 8.4.1 | Ventilové děliče průtoku | 190 |
| 8.4.2 | Objemové děliče průtoku | 191 |
| 9. | Prvky pro řízení tlaku..... | 193 |
| 9.1 | Pojistné ventily | 193 |
| 9.2 | Přepouštěcí ventily | 197 |
| 9.3 | Redukční ventily..... | 199 |
| 9.4 | Připojovací a odpojovací ventily..... | 203 |
| 10. | Hydraulické akumulátory..... | 208 |
| 10.1 | Závažové akumulátory..... | 209 |
| 10.2 | Pružinové akumulátory | 210 |
| 10.3 | Plynové akumulátory | 210 |
| 10.3.1 | S přímým stykem kapaliny a plynu..... | 210 |
| 10.3.2 | Pístové akumulátory | 211 |
| 10.3.3 | Vakové akumulátory | 213 |
| 10.3.4 | Membránové akumulátory | 216 |
| 10.4 | Příslušenství akumulátorů..... | 218 |
| 10.4.1 | Bezpečnostní a uzavírací blok..... | 218 |
| 10.4.2 | Plnicí zařízení..... | 219 |
| 10.5 | Provozní a bezpečnostní předpisy..... | 220 |
| | Použitá literatura | 221 |

Seznam použitého značení

| <i>Značka</i> | <i>Jednotka</i> | <i>Význam</i> |
|---------------|-----------------------------------|---|
| D | [m], [mm] | průměr, průměr pístu |
| E | [MPa] | modul pružnosti materiálu pístnice |
| E_p | [J] | tlaková energie |
| F | [N] | síla |
| F_{KR} | [N] | kritická síla |
| F_p | [N] | síla pružiny |
| F_r | [N] | radiální síla působící na pístnici |
| F_t | [N] | teoretická síla |
| GG | $[N^{-1} \cdot m^5 \cdot s^{-1}]$ | svodová propustnost hydrogenerátoru |
| GM | $[N^{-1} \cdot m^5 \cdot s^{-1}]$ | svodová propustnost hydraulického motoru |
| J | $[m^4]$ | kvadratický moment setrvačnosti plochy průřezu pístnice k ose souměrnosti pístnice a motoru |
| K | [Pa] | modul objemové pružnosti kapalin |
| L | [mm] | délka vedení hydromotoru |
| L_1 | [mm] | délka vodícího kroužku |
| M | $[N \cdot m]$ | krouticí moment |
| M_1 | $[N \cdot m]$ | krouticí moment na hřídeli hydrogenerátoru |
| M_2 | $[N \cdot m]$ | krouticí moment na hřídeli hydromotoru |
| M_G | $[N \cdot m]$ | moment na vstupní hřídeli hydrogenerátoru |
| M_M | $[N \cdot m]$ | skutečný krouticí moment hydromotoru |
| M_{Mt} | $[N \cdot m]$ | teoretický krouticí moment hydromotoru |
| P | [W] | výkon |
| P_1 | [W] | příkon hydraulického mechanismu |
| P_2 | [W] | výkon hydraulického mechanismu |
| P_H | [W] | přenášený (hydraulický) výkon |
| P_h | [W] | hydraulický výkon |
| P_{ht} | [W] | teoretický hydraulický výkon na výstupu z hydrogenerátoru |
| P_m | [W] | mechanický výkon |
| P_{mt} | [W] | teoretický mechanický výkon |
| P_P | [W] | příkon |
| P_Z | [W] | ztrátový výkon |

| | | |
|-------------|---|--|
| P_{ZPV} | [W] | ztrátový výkon při průtoku kapaliny pojistným ventilem |
| P_{ZRV} | [W] | ztrátový výkon při průtoku kapaliny redukčním ventilem |
| Q | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | objemový průtok |
| Q_G | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | skutečný průtok hydrogenerátoru |
| Q_{Gt} | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | teoretický průtok hydrogenerátoru |
| Q_{Gz} | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | ztrátový průtok hydrogenerátoru |
| Q_M | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | vstupní průtok do hydromotoru |
| Q_{max} | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | maximální průtok |
| Q_{min} | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | minimální průtok |
| Q_{PV} | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | průtok pojistným ventilem |
| Q_{RV} | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | průtok redukčním ventilem |
| Q_s | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | skutečný objemový průtok |
| $Q_{šV}$ | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | průtok škrticím ventilem |
| Q_t | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | teoretický objemový průtok |
| Q_Z | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | ztrátový průtok |
| R | [m], [mm] | poloměr |
| Re | [-] | Reynoldsovo číslo |
| Re_{krit} | [-] | kritická hodnota Reynoldsova čísla |
| S | $[m^2]$ | plocha, průtočná plocha |
| S_1 | $[m^2]$ | plocha pístu |
| S_2 | $[m^2]$ | plocha mezikruží na straně pístnice |
| S_p | $[m^2]$ | průtočná plocha |
| V | $[m^3], [dm^3]$ | objem |
| V_0 | $[m^3], [dm^3]$ | jmenovitý objem akumulátoru |
| V_A | $[m^3], [dm^3]$ | užitečný objem akumulátoru |
| V_g | $[m^3], [cm^3]$ | geometrický objem |
| V_{gG} | $[m^3], [cm^3]$ | geometrický objem hydrogenerátoru |
| V_{gM} | $[m^3], [cm^3]$ | geometrický objem hydromotoru |
| a_o | [MPa] | materiálová konstanta závisující na třídě oceli |
| b | [m], [mm] | šířka ozubených kol |
| b_o | [MPa] | materiálová konstanta závisující na třídě oceli |
| c | $[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ | měrná tepelná kapacita |

| | | |
|-----------|--|--|
| d | [m], [mm] | průměr, vnitřní průměr potrubí, průměr pístitnice |
| d_s | [m], [mm] | průměr šoupátka |
| e | [m], [mm] | excentricita |
| e_z | [J · kg ⁻¹] | měrná ztrátová energie |
| g | [m · s ⁻²] | tíhové zrychlení |
| h | [m], [mm] | výška, zdvih |
| h_z | [m] | ztrátová výška |
| i | [m] | poloměr setrvačnosti plochy průřezu pístitnice |
| k | [-] | míra bezpečnosti |
| l | [m], [mm] | délka |
| l_{red} | [m], [mm] | redukováná délka pístitnice |
| m | [kg] | hmotnost |
| m_o | [-] | modul ozubených kol |
| n_1 | [s ⁻¹], [min ⁻¹] | otáčky hřídele hydrogenerátoru |
| n_2 | [s ⁻¹], [min ⁻¹] | otáčky hřídele hydromotoru |
| n_G | [s ⁻¹], [min ⁻¹] | otáčky hydrogenerátoru |
| n_M | [s ⁻¹], [min ⁻¹] | otáčky hydromotoru |
| n_{max} | [s ⁻¹], [min ⁻¹] | maximální otáčky |
| n_{min} | [s ⁻¹], [min ⁻¹] | minimální otáčky |
| n_{Mt} | [s ⁻¹], [min ⁻¹] | teoretické otáčky hydromotoru |
| p | [Pa], [MPa], [bar] | tlak |
| p_0 | [Pa] | tlak okolního prostředí, (obvykle atmosférický tlak) |
| p_1 | [Pa], [MPa], [bar] | tlak na vstupu |
| p_2 | [Pa], [MPa], [bar] | tlak na výstupu |
| p_{abs} | [Pa], [MPa], [bar] | absolutní tlak |
| p_{max} | [Pa], [MPa], [bar] | maximální tlak |
| p_{mD} | [N · mm ⁻²] | dovolený měrný tlak |
| p_{min} | [Pa], [MPa], [bar] | minimální tlak |
| p_n | [Pa], [MPa], [bar] | jmenovitý tlak |
| p_{PV} | [Pa], [MPa], [bar] | tlak na pojistném ventilu |
| p_{rel} | [Pa], [MPa], [bar] | relativní tlak |
| p_z | [Pa], [MPa], [bar] | tlaková ztráta |
| r | [m] | poloměr |

| | | |
|------------------|------------------------|---|
| s | [m] | tloušťka mezery mezi tělesem rozváděče a šoupátkem |
| s_1 | [mm] | tloušťka dna (víka) hydromotoru |
| s_2 | [mm] | tloušťka stěny válce hydromotoru |
| t | [s] | čas |
| v | [m · s ⁻¹] | rychlost |
| v_1 | [m · s ⁻¹] | rychlost vysouvání pístnice |
| v_2 | [m · s ⁻¹] | rychlost zasouvání pístnice |
| v_s | [m · s ⁻¹] | skutečná rychlost |
| v_t | [m · s ⁻¹] | teoretická rychlost |
| z | [-] | počet zubů |
| α | [°] | úhel naklopení desky, úhel kyvu |
| β | [°C ⁻¹] | součinitel teplotní roztažnosti kapalin |
| δ | [Pa ⁻¹] | součinitel objemové stlačitelnosti kapalin |
| ΔE_p | [J] | změna tlakové energie |
| Δp | [Pa], [MPa], [bar] | rozdíl tlaků, tlakový spád |
| Δp_c | [Pa], [MPa], [bar] | tlakový spád na cloně |
| Δp_G | [Pa], [MPa], [bar] | tlakový spád hydrogenerátoru |
| Δp_{Gt} | [Pa], [MPa], [bar] | teoretický výstupní tlak (tlakový spád) z hydrogenerátoru |
| Δp_M | [Pa], [MPa], [bar] | tlakový spád na hydromotoru |
| Δp_{PV} | [Pa], [MPa], [bar] | tlakový spád na pojistném ventilu |
| Δp_{SV} | [Pa], [MPa], [bar] | tlakový spád na škrticím ventilu |
| Δp_{TV} | [Pa], [MPa], [bar] | tlakový spád na tlakové váze |
| Δp_z | [Pa], [MPa], [bar] | tlaková ztráta |
| Δp_{zRV} | [Pa], [MPa], [bar] | tlaková ztráta na redukčním ventilu |
| Δt | [°C] | změna teploty |
| ΔT | [K] | změna teploty |
| ΔV | [m ³] | změna objemu |
| ΔW | [J] | změna vnitřní tepelné energie |
| ζ | [-] | ztrátový součinitel |
| η | [Pa · s] | dynamická viskozita |
| η_C | [-] | celková účinnost hydraulického mechanismu |
| η_{CG} | [-] | celková účinnost hydrogenerátoru |

| | | |
|---------------|-------------------------------------|---|
| η_{CM} | [-] | celková účinnost hydromotoru |
| η_{mp} | [-] | mechanicko-tlaková účinnost |
| η_{mpG} | [-] | mechanicko-tlaková účinnost hydrogenerátoru |
| η_{mpM} | [-] | mechanicko-tlaková účinnost hydromotoru |
| η_Q | [-] | průtoková účinnost |
| η_{QG} | [-] | průtoková účinnost hydrogenerátoru |
| η_{QM} | [-] | průtoková účinnost hydromotoru |
| λ | [-] | součinitel tření |
| λ_m | [-] | mezní štíhlost pístnice |
| λ_p | [-] | štíhlost pístnice |
| μ | [-] | výtokový součinitel |
| ν | [m ² · s ⁻¹] | kinematická viskozita |
| π | [-] | Ludolfovo číslo (matematická konstanta) |
| ρ | [kg · m ⁻³] | hustota (měrná hmotnost) |
| σ_d | [MPa] | dovolené napětí v tahu |
| σ_{KR} | [MPa] | kritické napětí podle Tetmajera |
| σ_t | [MPa] | napětí v tahu |
| σ_u | [MPa] | napětí na mezi úměrnosti |
| τ | [Pa] | tečné napětí |
| φ | [-] | poměrné otevření škrticího ventilu |
| φ_G | [-] | regulační parametr hydrogenerátoru |
| φ_M | [-] | regulační parametr hydromotoru |
| ω_1 | [rad · s ⁻¹] | úhlová rychlost na hřídeli hydrogenerátoru |
| ω_2 | [rad · s ⁻¹] | úhlová rychlost na hřídeli hydromotoru |
| ω_G | [rad · s ⁻¹] | úhlová rychlost vstupní hřídele hydrogenerátoru |
| ω_{Mt} | [rad · s ⁻¹] | teoretická úhlová rychlost výstupní hřídele hydromotoru |

Zkratky

| | |
|------|--|
| AU | polyesteruretan |
| ČSN | Česká technická norma |
| DA | odpojovací ventil |
| EPDM | ethylenpropylendien |
| EU | polyeteruretan |
| FPM | fluorelastomer (fluorkaučuk) |
| HG | hydrogenerátor |
| HM | hydromotor |
| HNBR | hydrogenovaný akrylnitrilbutadien |
| IIR | butyl |
| ISO | International Organization for Standardization |
| JV | jednosměrný ventil |
| NAS | National Aerospace Standard |
| NBR | akrylnitrilbutadien |
| OM | ovládací mechanismus |
| PA | polyamid |
| PTFE | polytetrafluoretylen |
| PU | polyuretan |
| PV | pojistný ventil |
| R | rozdávěč |
| RT | regulátor tlaku |
| RV | redukční ventil |
| SAE | Society of Automotive Engineers |
| SBR | styrenbutadien |
| ŠV | škrticí ventil |
| TPE | termoplastický elastomer |
| TV | tlaková váha |
| VG | viskózní třída |

1. Definice a rozdělení tekutinových mechanismů

Tekutinové mechanismy lze charakterizovat jako zařízení, které využívají k přenosu energie a informace mezi hnacím (vstupním) členem a hnaným (výstupním) členem tekutinu. Tekutinou těchto mechanismů může být:

- kapalina (např. olej, voda) – potom se jedná o hydraulické mechanismy,
- plyn (stlačený vzduch) – jedná se o pneumatické mechanismy.

Kapalina je nositelem energie v hydraulických mechanismech. Celková energie je dána součtem všech dílčích energií kapaliny, tedy energie tlakové, kinetické, potenciální, deformační a tepelné. Při rozdělení hydraulických mechanismů a stanovení základních parametrů vycházíme ze zákonů definovaných v mechanice tekutin.

Při průtoku ideální kapaliny v hydraulickém mechanismu platí zákon zachování energie, který lze vyjádřit Bernoulliho rovnicí pro ideální kapalinu:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + g \cdot h = konst. , \quad (1.1)$$

kde p [Pa] je tlak, ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] hustota (měrná hmotnost) kapaliny, v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] rychlost proudění kapaliny, g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] tíhové zrychlení a h [m] je výška.

První člen rovnice (1.1) představuje tlakovou měrnou energii, druhý člen kinetickou měrnou energii a poslední člen potenciální (polohovou) měrnou energii kapaliny. V každém systému jsou různé druhy energie přenášeny současně, přičemž podle převažujícího druhu a velikosti energie mohou tekutinové mechanismy pracovat na statickém nebo dynamickém principu [1].

Je-li převažujícím druhem energie kinetická, jedná se o hydrodynamické mechanismy (hydrodynamické měniče a spojky, odstředivá čerpadla). Převažuje-li energie tlaková, potom hovoříme o hydrostatických mechanismech (objemové hydrogenerátory a hydromotory), kterým jsou věnovány tyto skripta. Potenciální energie je z pohledu hydrostatických mechanismů zanedbatelně malá a neuvažuje se.

1.1 Základní parametry hydraulických mechanismů

Tlak

Je-li kapalina v rovnovážném stavu, pak vlivem sil úměrných hmotnosti kapaliny vzniká v každém místě uvnitř kapaliny hydrostatický tlak. Tento tlak je roven poměru tlakové síly dF působící kolmo na plochu dS :

$$p = \frac{dF}{dS} , \quad (1.2)$$

kde p [Pa] je tlak, F [N] tlaková síla a S [m^2] je plocha.

Jednotkou tlaku je Pa (Pascal), jedná se o odvozenou jednotku soustavy SI, platí:

$$Pa = \frac{N}{m^2} = \frac{kg \cdot m}{m^2 \cdot s^2} = \frac{kg}{m \cdot s^2} . \quad (1.3)$$

Vzhledem k tomu že hodnota 1 Pa je pro hydraulické mechanismy poměrně malá, používají se násobné jednotky jako jsou kPa a především MPa. V technické praxi se lze nejčastěji setkat se starší jednotkou bar. Pro převod jednotek následně platí:

$$100\,000\text{ Pa} = 100\text{ kPa} = 0,1\text{ MPa} = 1\text{ bar} . \quad (1.4)$$

Tlak je v daném místě kapaliny ve všech směrech stejný, ale jeho velikost je různá v závislosti na výšce h sloupce kapaliny. Působí-li na kapalinu pouze tíže zemská, pak lze hydrostatický tlak vyjádřit vztahem:

$$p = \rho \cdot g \cdot h . \quad (1.5)$$

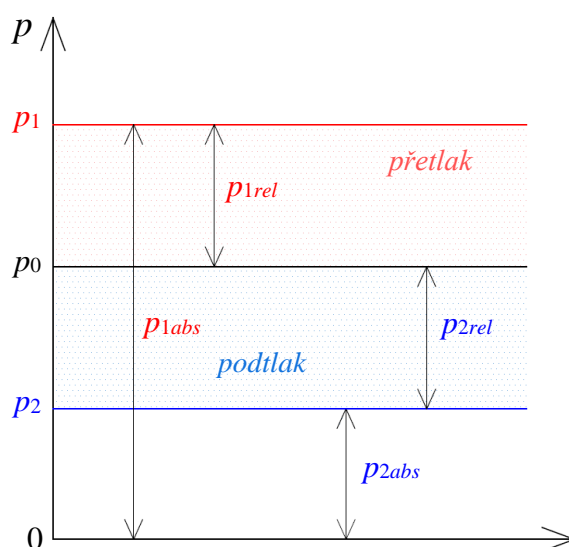
kde p [Pa] je hydrostatický tlak, ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] hustota (měrná hmotnost) kapaliny, g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] tíhové zrychlení a h [m] je výška kapaliny.

Při působení okolního tlaku prostředí p_0 na hladinu kapaliny, lze pro libovolný bod v kapalině v hloubce h stanovit tlak dle vztahu:

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h . \quad (1.6)$$

kde p_0 [Pa] je tlak okolního prostředí, obvykle atmosférický tlak.

Podle způsobu vyjádření tlaku, je potřeba rozlišovat absolutní hodnoty tlaku (vztažené k absolutní nule) a relativní hodnoty tlaku (vztažené k atmosférickému tlaku), viz Obr. 1.1. U relativního tlaku se vzhledem k jeho velikosti vůči atmosférickému tlaku dále rozlišuje přetlak a podtlak [2].



Obr. 1.1 Vyjádření tlaku

p_0 – atmosférický (barometrický) tlak, p_{1abs} – absolutní tlak, p_{1rel} – relativní tlak (přetlak),
 p_{2abs} – absolutní tlak, p_{2rel} – relativní tlak (podtlak)

Při zanedbání hmotnostních sil, působících na kapalinu, je možné v hydrostatických mechanismech vycházet z Pascalova zákona. Zvýší-li se v určitém místě kapaliny tlak, zvýší se

tlak v celém objemu kapaliny, jelikož tlak se v kapalině šíří rovnoměrně všemi směry. Pak lze pro výpočet tlaku vyjádřit vztah:

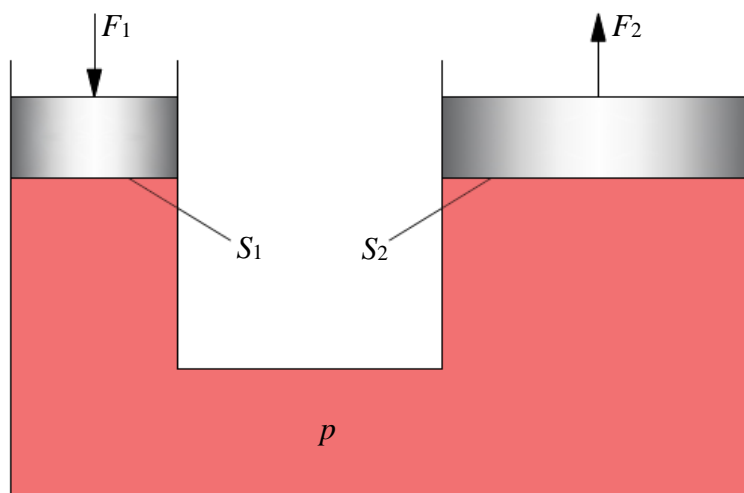
$$p = \frac{F}{S}, \quad (1.7)$$

kde p [Pa] je tlak, F [N] tlaková síla a S [m²] je plocha.

Na Obr. 1.2 je uveden příklad hydraulického zvedáku. Působení síly F_1 na plochu menšího pístu S_1 vyvolá tlak p v kapalině. Tlakové působení kapaliny je přenášeno na plochu většího pístu S_2 , čímž je dosažena síla F_2 , přičemž platí:

$$p = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \rightarrow F_2 = F_1 \cdot \frac{S_2}{S_1}. \quad (1.8)$$

kde F_1 a F_2 [N] jsou síly působící na písty zvedáku, S_1 a S_2 [m²] jsou plochy pístů.



Obr. 1.2 Princip Pascalova zákona – hydraulický zvedák

V hydrostatických mechanismech se lze často setkat s dalším vyjádřením tlaku. Např. tlakový spád Δp představuje rozdíl tlaku před a za prvkem (nebo naopak u hydrogenerátorů). Kromě toho se v hydraulických mechanismech vyskytují pojmy jako jmenovitý tlak, otevírací tlak, při proudění kapaliny vzniká tlaková ztráta a při činnosti systému může docházet k tlakovým pulzacím nebo tlakovým špičkám apod. [10].

Objemový průtok

Objemový průtok kapaliny lze obecně definovat jako množství (objem) kapaliny, který proteče daným místem za jednotku času, lze psát vztah:

$$Q = \frac{V}{t}, \quad (1.9)$$

kde Q [m³ · s⁻¹] je objemový průtok kapaliny, V [m³] objem kapaliny a t [s] je čas.

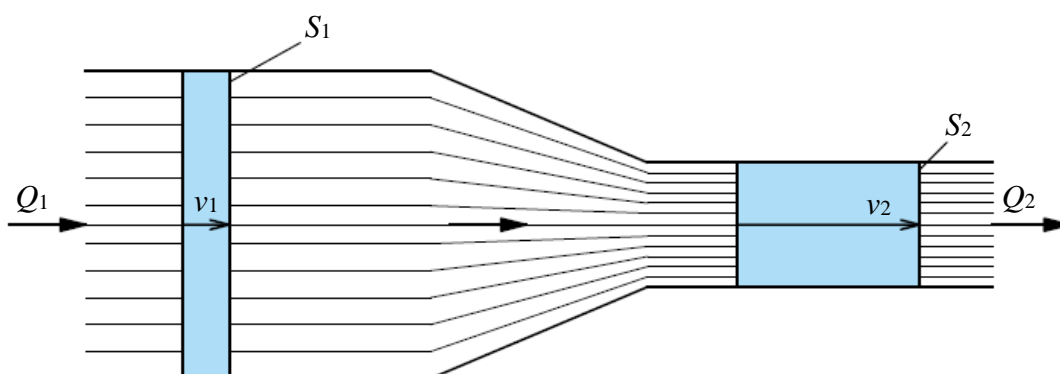
Základní jednotkou objemového průtoku jsou $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, z praktických důvodů se obvykle průtok uvádí v $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ (litr za minutu). Pro převod jednotek platí:

$$1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 1 \cdot 60\,000 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}. \quad (1.10)$$

Pro průtok ideální kapaliny lze vycházet z rovnice kontinuity, která vyjadřuje zákon zachování hmotnosti. Při průtoku dvěma různými průřezy potrubí Obr. 1.3 a při uvažování nestlačitelné kapaliny platí:

$$Q = S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 = \text{konst.}, \quad (1.11)$$

kde S_1 a S_2 [m^2] jsou plochy průřezů potrubí, v_1 a v_2 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] jsou rychlosti proudění kapaliny.



Obr. 1.3 Rovnice kontinuity

V případě proudění skutečné viskózní kapaliny je potřeba v rovnici (1.1) uvažovat rovněž ztrátovou energii e_z , která vyjadřuje zvýšení tepelné energie při překonávání odporů proti proudění kapaliny. Jedná se o Bernoulliho rovnici skutečné kapaliny kterou lze psát ve tvaru:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + g \cdot h + e_z = \text{konst.}, \quad (1.12)$$

kde e_z [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] je měrná ztrátová energie.

Měrnou ztrátovou energii kapaliny lze vyjádřit pomocí dílčích energií vztahem:

$$e_z = \frac{p_z}{\rho} = g \cdot h_z = \zeta \cdot \frac{v^2}{2}, \quad (1.13)$$

kde p_z [Pa] je tlaková ztráta, h_z [m] ztrátová výška a ζ [-] je ztrátový součinitel zahrnující vliv třecích a místních tlakových ztrát v systému.

Z Bernoulliho rovnice pro výtok ideální kapaliny z nádoby lze při uvažování rozdílných tlaků p_1 (nad hladinou v nádobě) a p_2 (na výtoku) a zanedbání poklesu hladiny v nádobě stanovit teoretickou výtokovou rychlost v_t jako [3]:

$$v_t = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}}, \quad (1.14)$$

kde v_t [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je teoretická výtoková rychlost.

Teoretický objemový průtok Q_t kapaliny je:

$$Q_t = S \cdot v_t = S \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}}, \quad (1.15)$$

kde Q_t [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je teoretický objemový průtok kapaliny.

Skutečná výtoková rychlost je ovlivněna ztrátami ve výtokovém otvoru. Tyto ztráty lze charakterizovat výtokovým součinitelem μ . Pak pro skutečnou výtokovou rychlost platí:

$$v_s = \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}}, \quad (1.16)$$

kde v_s [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je skutečná výtoková rychlost a μ [-] je výtokový součinitel.

Výtokový součinitel je možné vyjádřit dle vztahu:

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{1 + \zeta}}. \quad (1.17)$$

Skutečný průtok kapaliny lze následně definovat jako:

$$Q_s = S \cdot v_s = S \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}} = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}, \quad (1.18)$$

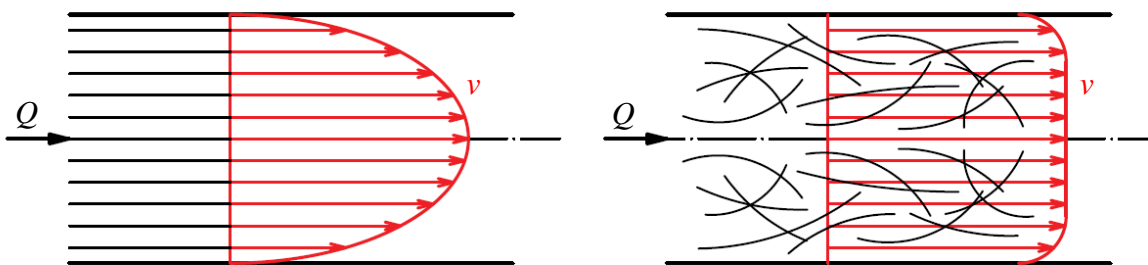
kde Q_s [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je skutečný objemový průtok kapaliny.

Pomocí vztahu (1.18) lze definovat průtok kapaliny prvky hydraulického obvodu (ventily), přičemž plocha S charakterizuje průtočnou plochu prvku a Δp je tlakový spád na prvku.

Proudění skutečných kapalin může probíhat ve dvou režimech. Rozlišujeme laminární proudění (proudění ve vrstvách) a turbulentní proudění (vířivé proudění s neuspořádaným pohybem částic) Obr. 1.4. Režim proudění se charakterizuje na základě bezrozměrného Reynoldsova čísla Re , dle vztahu [4]:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (1.19)$$

kde Re [-] je Reynoldsovo číslo, v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je rychlost proudění kapaliny, d [m] je vnitřní průměr (světlost) potrubí a ν [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] je kinematická viskozita kapaliny.



Obr. 1.4 Režimy proudění skutečných kapaliny, laminární proudění (vlevo), turbulentní proudění (vpravo)

K přechodu mezi oběma režimy proudění dochází při kritické hodnotě Reynoldsova čísla Re_{krit} . Pro $Re \leq Re_{krit}$ je proudění laminární a pro $Re > Re_{krit}$ je proudění turbulentní. Hodnota kritického Reynoldsova čísla je určena experimentálně a liší se pro různé druhy hydraulického vedení, viz Tab 1.1.

Tab 1.1 Hodnoty kritického Reynoldsova čísla pro různé druhy průřezů [3]

| Druh průřezu | Re_{krit} [-] |
|------------------------------------|--------------------|
| hladké kruhové trubky | 2000 ÷ 2320 |
| poddajné hadice | 1600 ÷ 2000 |
| hladké mezikruhové štěrby | 1100 |
| rozvodné otvory válcových šoupátek | 260 |

Při proudění kapaliny potrubím vzniká vlivem tření tlaková ztráta. Ztrátový součinitel z rovnice (1.13) lze vyjádřit vztahem pro třecí ztráty:

$$\zeta = \frac{v^2}{2} \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d}, \quad (1.20)$$

kde λ [-] je součinitel tření, l [m] délka potrubí a d [m] je vnitřní průměr potrubí.

Tlakovou ztrátu Δp_z při proudění kapaliny potrubím lze vyjádřit z rovnice (1.13) vztahem:

$$\Delta p_z = \rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d}, \quad (1.21)$$

kde Δp_z [Pa] je tlaková ztráta a ρ [kg · m⁻³] je hustota kapaliny.

Hodnoty součinitele tření λ závisí na režimu proudění a charakteru potrubí. Některé výpočtové vztahy jsou uvedeny v Tab 1.2.

Tab 1.2 Vztahy pro výpočet součinitele tření λ [5]

| Laminární proudění | | Turbulentní proudění | |
|---|---|----------------------|--|
| izotermické proudění | $\lambda = \frac{64}{Re}$ | pro hladké potrubí | $\lambda = 0,1 \left(\frac{100}{Re} + \frac{k}{d} \right)^{0,25}$ |
| neizotermické proudění (teplota kapaliny se liší od teploty okolí) | $\lambda = \frac{75}{Re}$ | | |
| potrubí s poloměrem ohybu (nižší hodnota pro větší poloměr ohybu) | $\lambda = \frac{82}{Re} \div \frac{155}{Re}$ | pro drsné potrubí | $\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}$ |
| hadice s poloměrem ohybu (nižší hodnota pro větší poloměr ohybu) | $\lambda = \frac{80}{Re} \div \frac{108}{Re}$ | | |

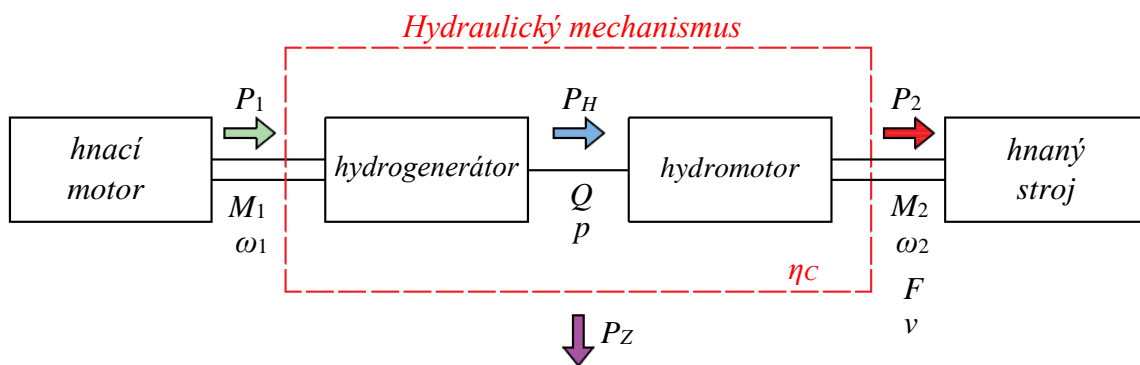
Výkon

Přenos energie v hydraulických (hydrostatických) mechanismech se uskutečňuje pomocí kapaliny. V hydrogenerátoru je kapalině předána energie, která je dána součinem objemu kapaliny V a tlaku p kapaliny [8]. Vyjádří-li se přenášená energie výkonem, lze psát:

$$P = \frac{V \cdot p}{t} = Q \cdot p, \quad (1.22)$$

kde P [W] je výkon, V [m³] objem kapaliny, p [Pa] tlak kapaliny, t [s] čas a Q [m³ · s⁻¹] je objemový průtok kapaliny.

Přenos výkonu v hydraulickém mechanismu je možné znázornit pomocí blokového schématu Obr. 1.5.



Obr. 1.5 Blokové schéma přenosu výkonu v hydraulickém mechanismu

Hnací motorem hydraulického mechanismu je zpravidla elektrický motor, nebo spalovací motor, jehož výkon je definován rotačním pohybem výstupní hřídele. Příkon hydraulického mechanismu (výkon hnacího motoru) lze určit vztahem:

$$P_1 = M_1 \cdot \omega_1 = M_1 \cdot 2\pi \cdot n_1, \quad (1.23)$$

kde P_1 [W] je příkon hydraulického mechanismu, M_1 [N · m] krouticí moment na hřídeli hydrogenerátoru, ω_1 [rad · s⁻¹] úhlová rychlost na hřídeli hydrogenerátoru a n_1 [s⁻¹] jsou otáčky hřídele hydrogenerátoru.

Přenášený (hydraulický) výkon P_H lze popsat v souladu s rovnicí (1.22) jako:

$$P_H = Q \cdot p, \quad (1.24)$$

kde P_H [W] je přenášený výkon, p [Pa] tlak kapaliny (nebo tlakový spád), a Q [m³ · s⁻¹] je objemový průtok kapaliny.

Při přenosu energie v hydraulickém mechanismu dochází ke ztrátám ve výkonu. Ztrátový výkon P_Z lze obecně vyjádřit vztahem:

$$P_Z = Q_Z \cdot p_Z, \quad (1.25)$$

kde P_Z [W] je ztrátový výkon, Q_Z [m³ · s⁻¹] ztrátový průtok kapaliny a p_Z [Pa] je tlaková ztráta.

Musí tedy platit:

$$P_1 = P_H + P_Z. \quad (1.26)$$

Výstupní výkon hydraulického mechanismu (příkon hnaného stroje) lze definovat na výstupním členu systému, tedy na hydromotoru. Pro rotační pohyb výstupního členu platí:

$$P_2 = M_2 \cdot \omega_2 = M_2 \cdot 2\pi \cdot n_2, \quad (1.27)$$

kde P_2 [W] je výkon hydraulického mechanismu, M_2 [N · m] krouticí moment na hřídeli hydromotoru, ω_2 [rad · s⁻¹] úhlová rychlost na hřídeli hydromotoru a n_2 [s⁻¹] jsou otáčky hřídele hydromotoru.

Pro přímočarý pohyb výstupního členu, lze psát vztah:

$$P_2 = F \cdot v, \quad (1.28)$$

kde F [N] síla na pístnici hydromotoru a v [m · s⁻¹] je rychlost pohybu pístnice hydromotoru.

Celkovou účinnost η_C hydraulického mechanismu lze vyjádřit jako podíl výstupního a vstupního výkonu, dle rovnice:

$$\eta_C = \frac{P_2}{P_1}, \quad (1.29)$$

kde η_C [-] je celková účinnost hydraulického mechanismu.

1.2 Aplikace a oblasti použití hydraulických mechanismů

Hydraulické mechanismy jsou nedílnou součástí strojů a zařízení a nacházejí uplatnění v řadě různých oblastí. Hlavní oblasti použití jsou:

- výrobní a stroje a zařízení (obráběcí a tvářecí stroje),
- stroje pro zemní a stavební práce (nakládače, bagry, rypadla, silniční válce),
- strojní zařízení v hutnictví (vysoké pece, válcovny, slévárny),
- stroje pro povrchovou a důlní těžbu (hydraulické výztuže, ruční nářadí, kombajny, důlní lokomotivy),
- dopravní a manipulační zařízení (vysokozdvížné vozíky, dopravníky, lanové vrátky, mobilní jeřáby),
- zemědělské a lesnické stroje (traktory, sekací stroje, kombajny, hydraulická chapadla a ruky),
- energetika (ovládání klapky vodních i jaderných elektráren, naklápění lopatek větrných elektráren, naklápění solárních panelů),
- silniční doprava (hydraulické brzdy, posilovače řízení, tlumiče, ovládání sklápění nástavby nákladních automobilů),
- automobilový průmysl – (postupové lisy, hornotlaké i dolnotlaké lisy, vstřikovací lisy),
- železniční doprava (speciální železniční stroje – podbíječky, brusky, čističky),
- letectví a raketová technika (hydraulické řídicí systémy v letadlech, tahače letadel, vysokozdvížní plošiny apod.),
- kulturní a zábavní zařízení (divadla, kolotoče),
- součást robotů a manipulátorů,
- laboratoře a zkušebny,
- a řada dalších aplikací.

Hlavní výhody hydraulických mechanismů jsou:

- dosažení velkých sil a momentů,
- vysoký měrný výkon, kompaktní rozměry a nízká hmotnost,
- nejjednodušší převod rotačního pohybu na přímočarý pohyb,
- schopnost dosažení velkých krouticích momentů při provozních otáčkách bez převodu u pomaloběžných hydromotorů,
- snadný rozvod energie i do špatně přístupných míst strojů a zařízení,
- jednoduché a přesné plynulé řízení a regulace výstupních parametrů,
- dobré dynamické vlastnosti hydraulických pohonů, jednoduchá reverzace pohybů a jednoduché pojištění proti přetížení,
- možnost připojení do automatizovaných systémů pracovních a výrobních strojů a zařízení.

Jsou-li uvedeny výhody hydraulických mechanismů, je potřeba zmínit rovněž základní nevýhody těchto systémů:

- choulostivost na nečistoty v pracovní kapalině,
- citlivost na změny teploty pracovní kapaliny (při provozu systému dochází k značnému ohřívání kapaliny),

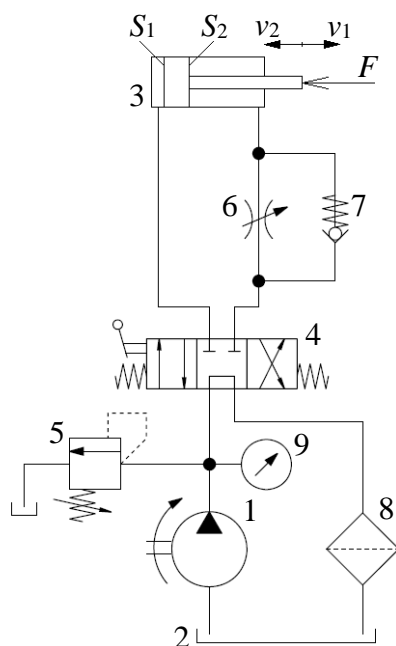
- relativně nízká účinnost,
- netěsnosti u hydraulických mechanismů mohou vést k únikům pracovní kapaliny (možné negativní vlivy na životní prostředí).

1.3 Uspořádání hydraulických obvodů

Hydraulické mechanismy jsou charakteristické obvodovým uspořádáním jednotlivých prvků. Podle umístění a řazení těchto prvků lze rozlišovat tzv. otevřené a uzavřené obvody.

Otevřený obvod

Otevřený obvod je charakterizován sériovým vestavěním nádrže mezi hydrogenerátor a hydromotor, přičemž všechna kapalina z hydromotoru se vrací zpět do nádrže. Nádrž je obvykle dimenzována na několiknásobek minutového průtoku hydrogenerátoru. Otevřené obvody se používají častěji v aplikacích stacionární hydrauliky, kdy větší rozměry nádrže nejsou na obtíž. Nádrž plní funkci zásobníku pracovní kapaliny, zajištění možnosti kolísání hladiny (diferenciální hydromotory a akumulátory), stabilizace kapaliny, pasivní chlazení aj. U otevřených obvodů je snadněji řešitelná filtrace a chlazení pracovní kapaliny. Příklad otevřeného hydraulického obvodu je uveden na Obr. 1.6.



Obr. 1.6 Schéma otevřeného hydraulického obvodu

1 – hydrogenerátor, 2 – nádrž, 3 – přímočarý hydromotor, 4 – rozváděč, 5 – pojistný ventil, 6 – škrticí ventil, 7 – jednosměrný ventil, 8 – odpadní filtr, 9 – manometr

Zdrojem tlakové energie je hydrogenerátor 1, který odebírá kapalinu z nádrže 2 a dodává jí do hydraulického obvodu. Vedením (potrubím a hadicemi) se kapalina dopravuje ke spotřebičům, ve kterých se tlaková energie kapaliny přeměňuje na energii mechanickou a je vyvozen příslušný pohyb. Spotřebičem tlakové energie je v tomto případě přímočarý

hydromotor 3, jenž vyvozuje přímočarý pohyb. Vnitřní část v tělese hydromotoru je oddělena pístem. Po přivedení kapaliny na jednu nebo druhou stranu motoru (pístu), může být dosaženo pohybu pístu a pístnice hydromotoru v příslušném směru. Změnu směru proudění kapaliny a tedy i pohybu hydromotoru je možné řídit pomocí rozváděče 4. V tomto případě se jedná o rozváděč šoupátkové konstrukce, který je ovládaný manuálně pákou. Změnou polohy páky dojde v tělese rozváděče k pohybu šoupátka a různému propojení cest (vstupních a výstupních kanálů). Pojistný ventil 5 je připojen paralelně ke zdroji tlaku (hydrogenerátoru). Pojistný ventil chrání obvod před nadměrným zvýšením tlaku kapaliny a přetížením systému, bývá nastaven na tzv. pojistný (maximální) tlak. Při překročení tohoto tlaku dojde k otevření pojistného ventilu a kapalina přes něj protéká zpět do nádrže. Průtok kapaliny přes pojistný ventil je ovšem spojen s přeměnou tlakové energie v teplo. Dochází k ohřívání kapaliny a maření energie.

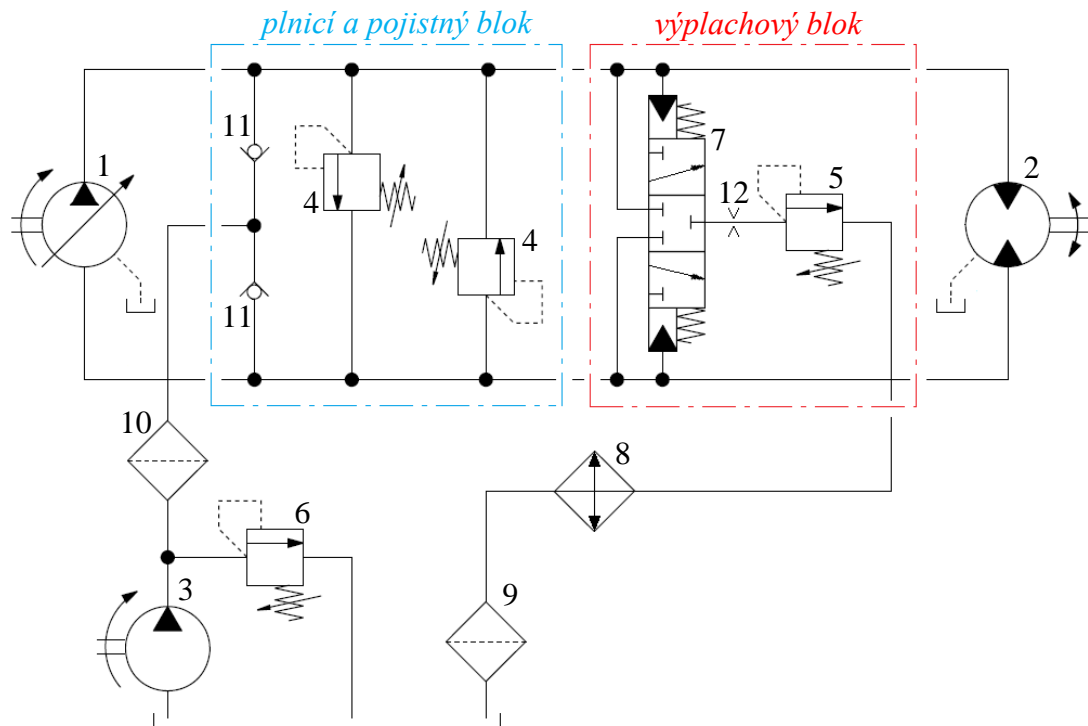
Rychlost pohybu pístnice hydromotoru závisí na objemovém průtoku kapaliny, který je přiveden na hydromotor. Změnou velikosti objemového průtoku kapaliny lze dosáhnout změnu rychlosti pohybu pístnice hydromotoru. V uvedeném obvodu je změna rychlosti vysouvání pístnice (v_1) realizována pomocí škrticího ventilu 6. Škrticí ventil pracuje na principu změny průtočné plochy mezi sedlem a kuželkou ventilu. Uzavírání ventilu má za následek snižování průtočné plochy a tím i snižování rychlosti vysouvání pístnice hydromotoru. Rovněž průtok kapaliny přes škrticí ventil je spojen s přeměnou části tlakové energie kapaliny na teplo. Kromě toho, rozdíl mezi průtokem který dodává hydrogenerátor a průtokem který je přiváděn na hydromotor, proudí přes pojistný ventil zpět do nádrže, což je spojeno s další ztrátou energie. Rychlost zasouvání pístnice hydromotoru (ve směru v_2) není v tomto případě řízena. Při pohybu pístnice hydromotoru směrem doleva, je škrticí ventil vyřazen z činnosti, což je zajištěno pomocí jednosměrného ventilu 7. Jednosměrný ventil umožňuje průtok kapaliny pouze v jednom směru. V uvedeném obvodu je paralelně umístěn do větve ke škrticímu ventilu. Při pohybu pístnice hydromotoru ve směru v_2 kapalina protéká přes jednosměrný ventil. V odpadní větvi je umístěn nízkotlaký filtr 8, který zajišťuje nepřetržitou filtraci pracovní kapaliny při činnosti systému. Pomocí manometru 9 je sledován tlak v hydraulickém obvodu.

Uzavřený obvod

Uzavřený hydraulický obvod je charakterizován připojením výstupu z hydromotoru na vstup hydrogenerátoru. K obvodu je paralelně připojena pomocná nádrž, jejíž objem bývá značně nižší než u otevřených obvodů, obvykle pouze (20 ÷ 30) % minutového průtoku hydrogenerátoru. Uzavřené obvody se používají především v aplikacích mobilní hydrauliky, ale mají své využití i v hydraulice průmyslové. V těchto systémech je obtížnější řešení chlazení a filtrace pracovní kapaliny. Svodové průsaky na hydrostatických převodnicích jsou doplňovány v hlavním obvodu pomocným hydrogenerátorem přes jednosměrné ventily. V uzavřeném obvodu mohou být použity rotační motory nebo přímočaré hydromotory. Reverzace pohybu hydromotoru je obvykle realizována pomocí regulačního hydrogenerátoru s obousměrným průtokem kapaliny [6], [7].

Příklad uzavřeného obvodu je uveden na Obr. 1.7. Hlavním zdrojem tlakové energie je regulační hydrogenerátor 1. Spotřebičem je rotační hydromotor 2. Oba převodníky jsou obousměrné, reverzace pohybu je realizována pomocí hydrogenerátoru (např. pomocí změny úhlu vyklopení regulační desky hydrogenerátoru). Součástí obvodu jsou plnicí a pojistný blok a výplachový blok. V plnicím a pojistném bloku je dvojice pojistných ventilů 4, pomocí kterých je omezen maximální tlak v systému. Při činnosti obvodu je vždy jedna větev tlaková a druhá

větev nízkotlaká. Pracovní kapalina je doplňována z nádrže vždy do nízkotlaké větve obvodu hydrogenerátorem 3 přes jednosměrný ventil 11. Za pomocným hydrogenerátorem 3 je připojen pojistný ventil 6 pro omezení maximální hodnoty plnicího tlaku (obvykle $20 \div 30$ bar). Součástí plnicí větve může být i nízkotlaký filtr 10. Výplachový blok je složen z třícestného třípolohového hydraulicky ovládaného rozváděče 7 a přepouštěcího ventilu 5. Kapalina je odpouštěna do nádrže z nízkotlaké větve hlavního obvodu přes clonu 12 umístěnou mezi výplachovým ventilem 7 a přepouštěcím ventilem 5, za účelem zchlazení a filtrace pracovní kapaliny. Chlazení kapaliny je řešeno pomocí chladiče 8, za kterým bývá umístěn nízkotlaký filtr 9.



Obr. 1.7 Schéma uzavřeného hydraulického obvodu

1 – regulační hydrogenerátor, 2 – rotační hydromotor, 3 – pomocný hydrogenerátor,
 4 – pojistný ventil, 5 – přepouštěcí ventil, 6 – pojistný ventil pomocného hydrogenerátoru,
 7 – rozváděč, 8 – chladič, 9 – nízkotlaký filtr, 10 – nízkotlaký filtr, 11 – jednosměrný ventil,
 12 – clona

2. Vlastnosti kapalin

Kapalina je nedílnou součástí každého hydraulického systému. Plní v něm řadu funkcí a její stav zásadně ovlivňuje jeho životnost. Primární funkcí kapaliny je přenos energie. Ve většině aplikací slouží také k přenosu informace neboli signálu, který můžeme využít pro řízení systému. Při provozu hydraulických mechanismů dochází k výrazným změnám tlaku a průtoku kapaliny. Při proudění kapaliny vzniká tření, které zvyšuje její teplotu. Většina vlastností kapalin je proměnlivá se změnou teploty a tlaku. Kromě toho musíme při provozu udržet kapalinu uvnitř systému, toho docílíme použitím vhodného typu těsnění, v místech spojů jednotlivých součástí a pohybujících se částí. Těsnění bývá obvykle vyrobeno z pružných materiálů a kapalina na něj nesmí působit agresivně v celém rozsahu pracovních tlaků a teplot. Při práci hydraulického systému dochází rovněž k pohybu dílčích částí jednotlivých prvků (např. pohyb šoupátka rozváděče, pohyb pístu a pístnice přímočarého hydromotoru, nebo pohyb pístů hydrogenerátoru, ložiska apod.). V těchto případech musí kapalina zajistit mazání funkčních ploch a zamezit vzniku suchého, nebo mezného tření. Všechny tyto aspekty a mnoho dalších je zapotřebí zvážit při návrhu hydraulického systému. V následujících kapitolách budou popsány základní fyzikální a chemické vlastnosti kapalin a uveden přehled nejčastěji používaných pracovních kapalin v hydraulice.

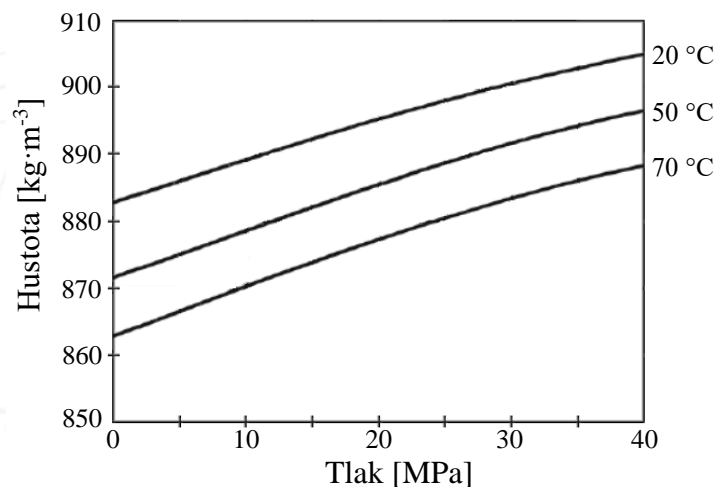
2.1 Hustota

Hustota neboli měrná hmotnost ρ , je základní veličina definující kapaliny. Jedná se o hmotnost kapaliny vztahenou k jejímu objemu:

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (2.1)$$

kde ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] je hustota kapaliny, m [kg] hmotnost kapaliny a V [m^3] je objem kapaliny.

Hustota kapalin se mění s tlakem a teplotou. Její změna je způsobena teplotní roztažností, případně objemovou stlačitelností kapalin. Průběh změny hustoty minerálního oleje v závislosti na změně tlaku a teploty je uveden na Obr. 2.1. Se zvyšujícím se tlakem hustota kapaliny roste a s rostoucí teplotou hustota kapaliny klesá. Hustota kapalin se měří pomocí hustoměrů.



Obr. 2.1 Změna hustoty minerálního oleje v závislosti na změně tlaku a teploty

Hustota se vyskytuje v řadě vztahů popisujících proudění kapalin, její změna s tlakem a teplotou není při běžných podmínkách tak výrazná a v praktických výpočtech se často uvažuje jako konstantní.

V Tab 2.1 je uvedena hustota vybraných kapalin. Hodnoty jsou uvažovány při atmosférickém tlaku a teplotě 20 °C (výjimkou je voda, pro kterou se v základních výpočtech dosazuje hodnota při teplotě 4 °C).

Tab 2.1 Hustota vybraných kapalin

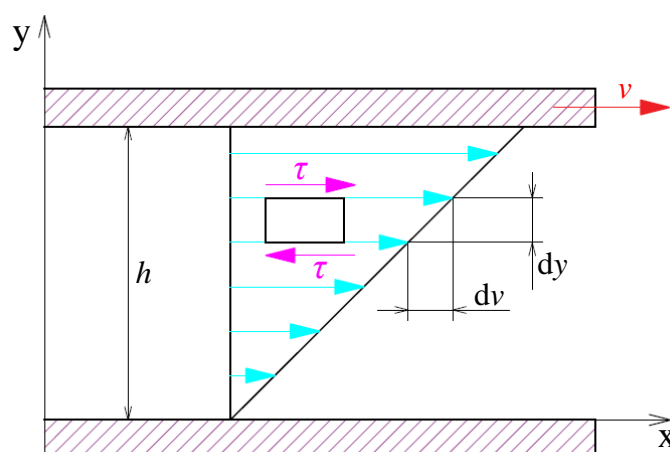
| Kapalina | Hustota ρ [kg · m ⁻³] |
|---------------------|---|
| voda | 1 000 |
| minerální olej | 890 ÷ 960 |
| syntetické kapaliny | 950 ÷ 1 400 |
| benzín | 700 ÷ 750 |
| rtuť | 13 547 |

2.2 Viskozita

Viskozita je míra vnitřního tření, které vzniká při proudění kapaliny. Vnitřní tření vyvolává na rozhraní vrstev proudící kapaliny tečné smykové napětí τ , které je úměrné změně rychlosti ve směru kolmém na směr proudění kapaliny Obr. 2.2 [9], [13]. Vycházíme z Newtona zákona:

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dy}, \quad (2.2)$$

kde τ [Pa] je tečné napětí, η [Pa · s] dynamická viskozita a dv/dy [s⁻¹] gradient rychlosti ve směru kolmém na směr pohybu.

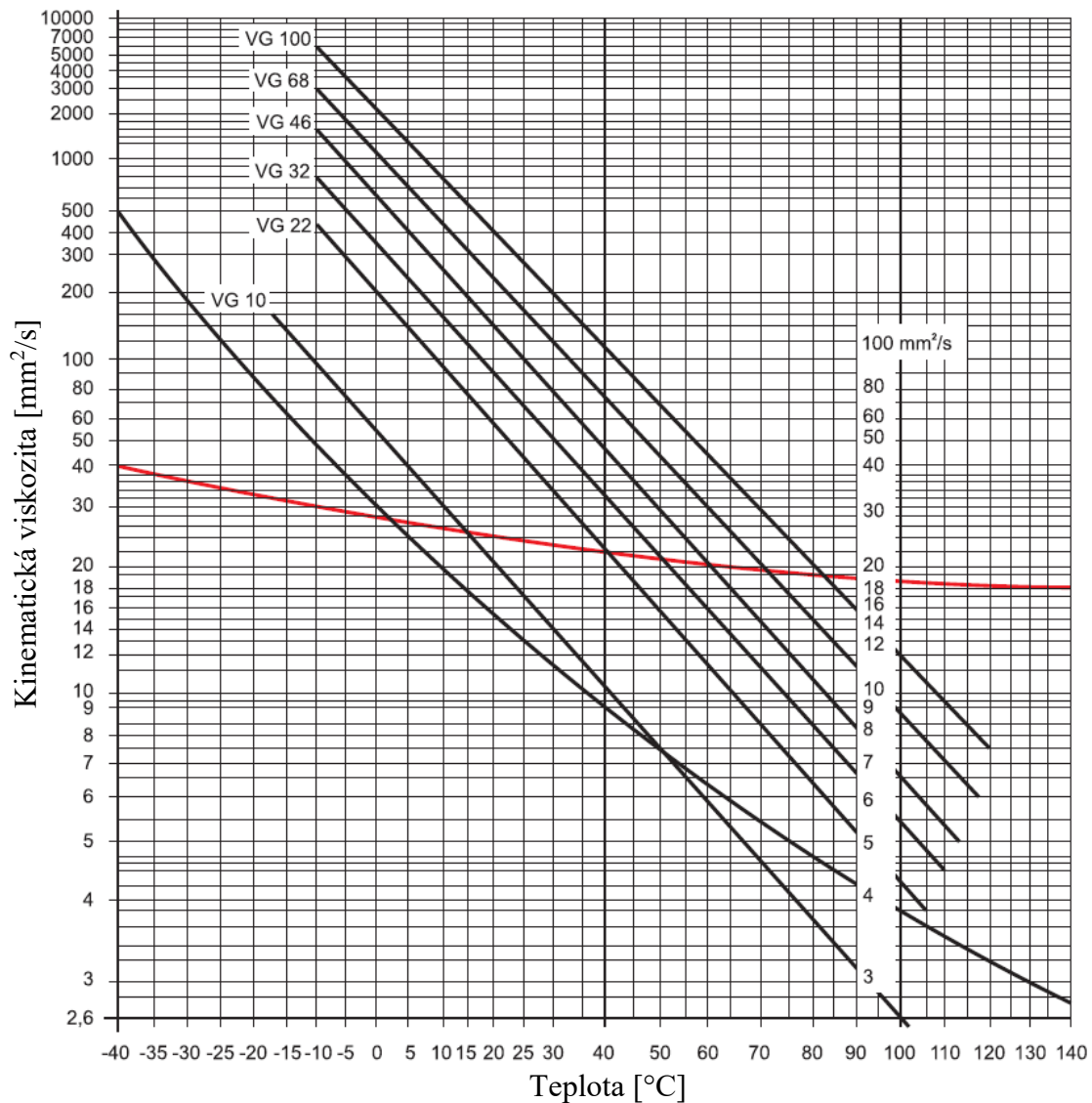


Obr. 2.2 Smykové napětí při laminárním proudění

V rovnici (2.2) je vnitřní tření kapaliny reprezentováno dynamickou viskozitou η . V praxi se ovšem častěji setkáme s kinematickou viskozitou ν , která je dána poměrem dynamické viskozity a hustoty kapaliny dle vztahu:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}, \quad (2.3)$$

kde ν [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] je kinematická viskozita, η [$\text{Pa} \cdot \text{s}$] dynamická viskozita a ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] je hustota kapaliny.



Obr. 2.3 Viskózní křivky minerálních olejů [11]

Viskozita kapalin se mění s **teplotou a tlakem**. Se zvyšujícím se tlakem viskozita stoupá a s rostoucí teplotou viskozita kapalin klesá (pozor u plynů je to opačně, se stoupající teplotou viskozita roste a s tlakem klesá). Kapalína s vyšší viskozitou klade větší odpor proti proudění, rostou tlakové ztráty v systému a proto je třeba pro její pohyb vynaložit více energie. Naopak u nízkých hodnot viskozity, se snižuje vnitřní tření a výrazně se zvyšují průtokové ztráty. Kromě toho velikost viskozity ovlivňuje také mazání u pohybujících se částí, a závisí na ní

Reynoldsovo číslo. Závislost viskozity kapaliny na teplotě můžeme vyjádřit pomocí **viskózní křivky** Obr. 2.3. Zmíněná kinematická viskozita je natolik zásadní a charakterizující veličinou, že její hodnota se často vyskytuje i v samotném označení pracovní kapaliny. U minerálních olejů určených pro hydraulické mechanismy (tzv. průmyslových olejů) rozlišujeme podle normy ISO 3448 **viskózní třídy** se značením VG (motorové oleje a oleje do převodovek jsou definovány normou SAE). Číslo viskózní třídy představuje kinematickou viskozitu oleje [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] při teplotě 40 °C. Viskózních tříd dle normy ISO je celkem 18, hydraulické oleje spadají do tříd VG10 až VG100. Nejčastěji používané jsou oleje viskózních tříd VG22 (provoz v arktických podmínkách), VG32 (zimní provoz), VG46 (letní provoz), VG68 (tropické poměry, obvody s velkým vývinem tepla) [10].

Míru teplotní závislosti viskozity nám udává tzv. **viskózní index**. Čím vyšší je viskózní index kapaliny, tím plošší je její viskózní křivka a tím je také menší její závislost na teplotě. V ideálním případě volíme kapalinu s pokud možno co nejvyšším viskózním indexem, u olejů se požaduje viskózní index minimálně 90 (pomocí přísad lze viskózní index kapaliny zvýšit).

Při volbě kapaliny musíme zohlednit dovolené hodnoty viskozit jednotlivých prvků hydraulického systému. Tyto hodnoty jsou uvedeny v katalozích výrobců. Například u hydrogenerátorů se běžně uvádí až čtyři různé hodnoty. **Startovací viskozita** je maximální hodnota viskozity, při které dokáže hydrogenerátor bezpečně nasát kapalinu. Je zřejmé, že se jedná především o rozběh hydrogenerátoru, při nízkých okolních teplotách. Tato hodnota se liší pro různé konstrukční typy hydrogenerátorů. Při nízkých teplotách je vhodné před uvedením hydraulického systému do chodu ohřát kapalinu například pomocí topných těles. **Provozní viskozita** uvádí rozsah viskozit vhodných pro dlouhodobou práci systému. **Optimální rozsah viskozity** definuje oblast, kdy hydrogenerátor pracuje s nejvyšší účinností. **Krátkodobě minimální viskozita** představuje mezní hodnotu především při vysokých teplotách kapaliny. Jedná se pouze o dočasně povolenou minimální hodnotu viskozity, v tomto případě se výrazně snižuje mazací schopnost kapaliny, hrozí zadření hydrogenerátoru a tím i jeho nenávratné poškození.

Na Obr. 2.4 jsou znázorněny důsledky nedodržení provozních parametrů (minimální viskozity) u axiálního pístového hydrogenerátoru s nakloněnou deskou. Snížená mazací schopnost kapaliny způsobila zvýšení tření mezi kluzátky pístů a opěrnou deskou hydrogenerátoru.



Obr. 2.4 Poškození axiálního pístového hydrogenerátoru vlivem snížené mazací schopnosti kapaliny

Orientační hodnoty doporučené viskozity pracovních kapalin, dle výrobců hydrogenerátorů jsou uvedeny v Tab 2.2 [12].

Tab 2.2 Orientační hodnoty viskozity kapalin

| Provoz systému | Konstrukční provedení hydrogenerátoru | Kinematická viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] |
|--------------------------------|---------------------------------------|---|
| startovací viskozita | lamelové hydrogenerátory | 800 |
| | pístové hydrogenerátory | 1 000 |
| | zubové a šroubové hydrogenerátory | 2 500 |
| provozní viskozita | obecně | 16 ÷ 150 |
| optimální rozsah viskozity | obecně | 16 ÷ 36 |
| krátkodobě minimální viskozita | obecně | 10 |
| | lamelové hydrogenerátory | 13 |

2.3 Objemová stlačitelnost

Objemová stlačitelnost je obecně schopnost kapaliny **zmenšovat** svůj **objem** při **zvýšení** vnějšího **tlaku**. Úbytek objemu ΔV , který je způsoben zvýšením tlaku Δp , se vyjadřuje pomocí součinitele objemové stlačitelnosti δ , dle rovnice:

$$\delta = \frac{\Delta V}{V \cdot \Delta p}, \quad (2.4)$$

kde δ [Pa^{-1}] je součinitel objemové stlačitelnosti kapalin, ΔV [m^3] změna objemu, V [m^3] původní objem kapaliny, při tlaku p a Δp [Pa] je změna tlaku.

Změna objemu ΔV je:

$$\Delta V = V_0 - V, \quad (2.5)$$

kde V_0 [m^3] je objem kapaliny po zvýšení tlaku na hodnotu p_0 .

A změna tlaku Δp :

$$\Delta p = p_0 - p, \quad (2.6)$$

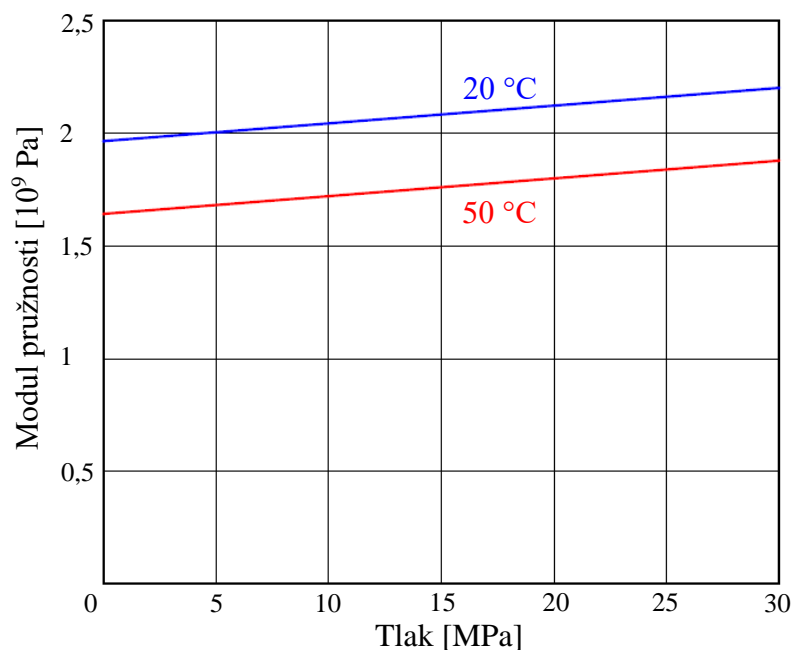
kde p [Pa] je původní tlak, při objemu kapaliny V a p_0 [Pa] je hodnota zvýšeného tlaku.

Součinitel objemové stlačitelnosti δ , se rovná převrácené hodnotě modulu objemové pružnosti kapalin K (2.7). Oba tyto součinitele představují míru tuhosti objemu kapaliny a dají se charakterizovat podobně, jako např. modul pružnosti u ocelí [2].

$$K = \frac{1}{\delta}, \quad (2.7)$$

kde K [Pa] je modul objemové pružnosti kapalin.

Modul objemové pružnosti kapalin se mění s teplotou a tlakem, viz Obr. 2.5 [13]. Tato změna je ovšem výrazná až při poměrně velkých změnách teploty a tlaku, a v běžných výpočtech se modul pružnosti uvažuje jako konstantní. Některé orientační hodnoty modulu pružnosti jsou uvedeny v Tab 2.3.



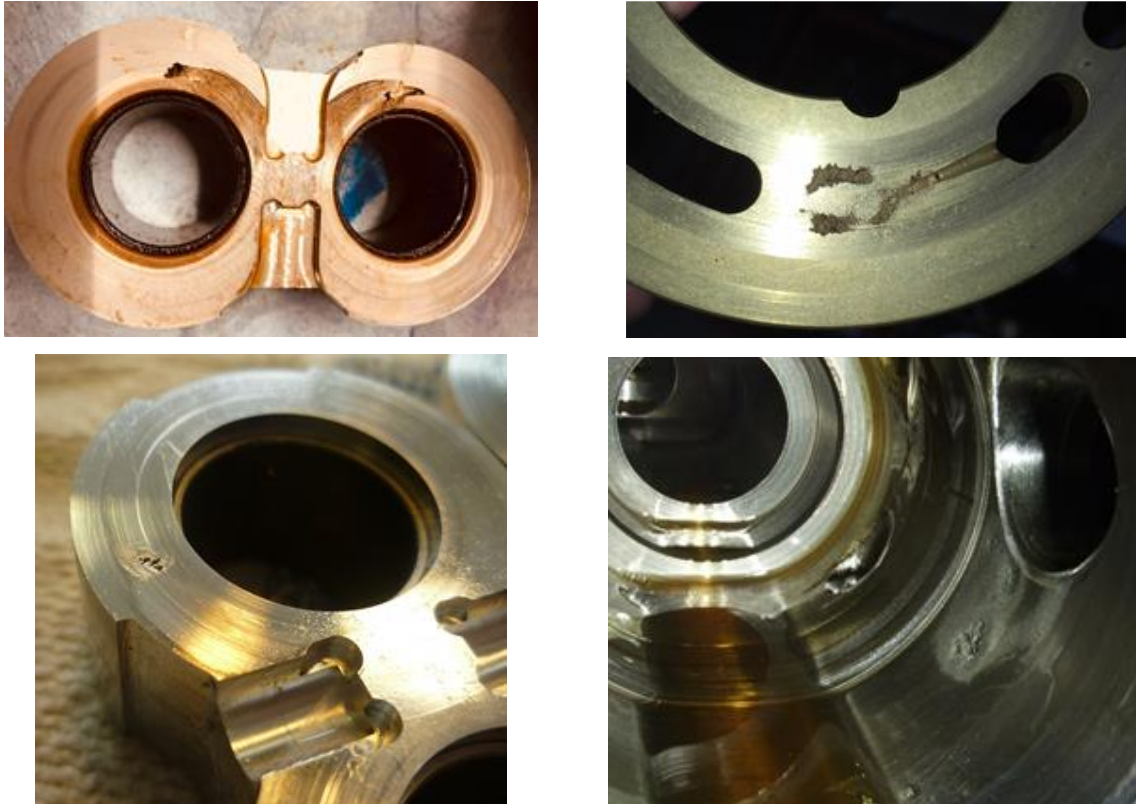
Obr. 2.5 Změna modulu objemové pružnosti oleje v závislosti na změně teploty a tlaku

Tab 2.3 Modul objemové pružnosti vybraných látek [3]

| Látka | Modul objemové pružnosti K [Pa] | Látka | Modul objemové pružnosti K [Pa] |
|----------------|--------------------------------------|--------------|--------------------------------------|
| voda | $2 \cdot 10^9$ | kapalina HFD | $2 \cdot 10^9$ |
| minerální olej | $1,4 \div 1,8 \cdot 10^9$ | vzduch | $1,4 \cdot 10^6$ |
| kapalina HFC | $3 \cdot 10^9$ | ocel | $2,1 \cdot 10^{11}$ |

Významný vliv na stlačitelnost kapalin má obsah vzduchu. Vzduch se v kapalinách vyskytuje ve dvou formách, jako rozpuštěný a nerozpuštěný. Objem rozpuštěného vzduchu v oleji při normální teplotě a atmosférickém tlaku je cca (8 ÷ 9) %, u vody jsou to asi 2 %. Rozpustnost vzduchu v oleji závisí na tlaku a teplotě (stoupá s tlakem a klesá s teplotou) a určuje ho stav nasycenosti, který je úměrný tlaku na hladině kapaliny. Rozpuštěný vzduch neovlivňuje stlačitelnost kapaliny. Při poklesu tlaku v systému pod tlak atmosférický (cca $p_{abs} = 60$ kPa), např. na hranách šoupátek rozváděčů, nebo v sacím vedení hydrogenerátoru, dochází k uvolňování rozpuštěného vzduchu ve formě bublinek (nerozpuštěný vzduch). Čím vyšší je podtlak, tím intenzivněji se rozpuštěný vzduch uvolňuje, což může vést až k tvorbě směsi vzduchu a oleje. Uvolňování rozpuštěného vzduchu z kapaliny (oleje) při podtlaku se nazývá aerace (tzv. nepravá kavitace). Následné rozpouštění vzduchu probíhá mnohem pomaleji než proces uvolňování, to má za následek, že část objemu vzduchu cirkuluje v systému. V místech s velkým nárůstem tlaku (např. na výtlačné straně hydrogenerátorů), dochází ke stlačení těchto bublin, jejich následné implozi, což se může projevit obdobně jako Diesel efekt a působí tzv. kavitační erozi povrchů hydraulických prvků [12].

Příklady kavitačního poškození vnitřních částí hydrogenerátorů jsou uvedeny na Obr. 2.6. V levé části jsou zobrazeny čelní desky ozubeného soukolí zubových hydrogenerátorů, vpravo nahoře je poškození na povrchu rozvodné desky axiálního pístového hydrogenerátoru, vpravo dole materiálové poškození ve výtlačné části hydrogenerátoru.



Obr. 2.6 Kavitační poškození vnitřních povrchů hydrogenerátorů

Nerozpuštěný vzduch také výrazně ovlivňuje stlačitelnost kapaliny a může vést k předčasnému znehodnocení kapaliny. Kromě toho se zhoršuje přestup tepla, zvyšuje se hlučnost a mohou vznikat trhavé pohyby a vibrace v systému.

Vzduch z oleje nelze zcela vyloučit, pro zabránění vzniku výše zmíněných jevů je potřeba minimalizovat velikost podtlaku v sacím potrubí. Toho lze docílit umístěním hydrogenerátoru v blízkosti nádrže s kapalinou, ideálně co nejbližší k hladině (nebo zcela pod hladinou). Důležité je rovněž správně dimenzovat sací potrubí, při poklesu hladiny kapaliny v nádrži nesmí docházet k přísávání vzduchu.

2.4 Teplotní roztažnost

Je schopnost kapaliny zvětšovat svůj objem, při zvýšení teploty. Tato změna je charakterizována součinitelem teplotní roztažnosti β :

$$\beta = \frac{\Delta V}{V \cdot \Delta t}, \quad (2.8)$$

kde β [$^{\circ}\text{C}^{-1}$] je součinitel teplotní roztažnosti kapalin, Δt [$^{\circ}\text{C}$] změna teploty kapaliny, ΔV [m^3] změna objemu kapaliny a V [m^3] je původní objem kapaliny, při původní teplotě t .

Při zvýšení teploty kapaliny o hodnotu Δt , dojde k nárůstu objemu kapaliny o objem $\Delta V = V_0 - V$. Objem V je původní objem kapaliny a V_0 je objem po zvýšení teploty [2].

Při proudění kapaliny v hydraulickém systému dochází vlivem tření k oteplování kapaliny. Ještě výraznější je oteplování v místech, kde je zúžená průtočná plocha a dochází ke škrcení průtoku. Z hlediska celého systému se ovšem nejedná o náhlou změnu teploty, která by měla výrazný vliv na jeho chod. Praktický význam má teplotní roztažnost při dimenzování nádrží, které musí pojmout i zvýšený objem kapaliny při provozu zařízení.

2.5 Měrná tepelná kapacita

Popisuje schopnost kapaliny přijímat a akumulovat teplo. Její hodnota se mění s teplotou a v hydraulických systémech má význam při výpočtech oteplování a ochlazování obvodu, nebo při dimenzování tepelných výměníků.

$$c = \frac{\Delta W}{m \cdot \Delta T}, \quad (2.9)$$

kde c [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] je měrná tepelná kapacita kapaliny, ΔW [J] změna vnitřní tepelné energie kapaliny, m [kg] hmotnost kapaliny a ΔT [K] je změna teploty kapaliny.

Orientační hodnoty měrných tepelných kapacit při 20 °C jsou uvedeny v Tab 2.4. Zjednodušeně nám tyto hodnoty ukazují, kolik tepelné energie je potřeba pro ohřátí 1 kg dané látky o 1 °C.

Tab 2.4 Hodnoty měrné tepelné kapacity vybraných látek

| Látka | Měrná tepelná kapacita c [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] |
|-------------------------|---|
| voda | 4 180 |
| minerální olej | 1 850 |
| syntetická kapalina HFC | 3 000 |
| ocel | 470 |
| měď | 390 |

2.6 Bod vzplanutí

Tento bod se u kapalin stanovuje ve zkušební nádobě. Kapalina se postupně zahřívá, nad hladinou v nádobě vznikají páry. Bod vzplanutí odpovídá teplotě, při které se páry po přiblížení plamene vznítí, ale nezačnou trvale hořet. Obecně se kapaliny dělí do čtyř tříd hořlavosti. Hydraulické oleje patří do poslední IV. třídy hořlavosti (s bodem vzplanutí v rozmezí 100 ÷ 250 °C). Přesto platí striktní bezpečnostní předpisy, které omezují použití hydraulických systémů s oleji v blízkosti otevřeného ohně, žhavého kovu, nebo například v dolech. V těchto případech je nutné použít některou z těžko zápalných pracovních kapalin. Kromě bodu vzplanutí, se u kapalin určuje také bod hoření. Ten odpovídá teplotě kapaliny, při které se páry vyvíjejí již tak intenzivně, že po přiblížení plamene trvale hoří (pro hydraulické systémy bod hoření nemá praktický význam).

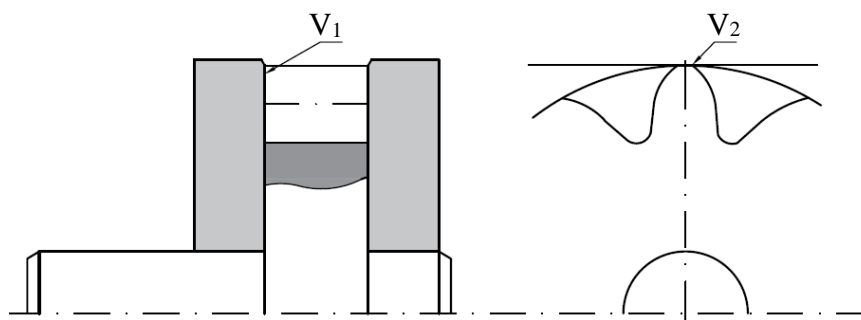
2.7 Bod tuhnutí

Bodem tuhnutí je u olejů označována teplota, při které se natolik zvýší viskozita, že olej přestává téci. U běžných aplikací a při provozu za normálních podmínek nemá bod tuhnutí podstatný význam. Respektovat ho musíme v hydraulických systémech, které jsou vystavovány velmi nízkým teplotám, nicméně nejnižší provozní teplota je obvykle dána startovací viskozitou hydrogenerátoru. Bod tuhnutí lze upravovat pomocí přísad s názvem depresanty. U průmyslových olejů se občas uvádí také bod tečení (tzv. pour point). Nachází se přibližně $(4 \div 6) \text{ }^\circ\text{C}$ nad bodem tuhnutí a představuje teplotu, při které olej ještě teče [12].

2.8 Mazací schopnost

V hydraulických systémech se vyskytuje značné množství vnitřních pohyblivých částí. Tyto části musí být vyrobeny s velkou přesností a velmi malou vůlí, tak aby byla zajištěna funkčnost a zároveň byly minimalizovány průtokové ztráty. Při provozu nesmí docházet ke kontaktu kovu na kov (tzv. suché, případně smíšené tření), který značně zvyšuje opotřebení, a vznikají kovové otěry, což při dlouhodobém provozu vede nevyhnutelně k poruše systému. Je tedy nezbytné, vytvořit mezi třecími plochami tenkou, souvislou a dostatečně pevnou vrstvu mazacího filmu. To je jeden z mnoha důležitých úkolů kapaliny v hydraulickém obvodu. Kapalina vytvoří na kluzné ploše tenkou vrstvu maziva. Tato vrstva má vysokou smykovou pevnost a zajišťuje oddělení třecích ploch i při jejich vzájemném kontaktu. Vzniklé tření se nazývá kapalinné tření, nebo také viskózní tření. Právě tuto vlastnost lze definovat jako mazací schopnost kapaliny.

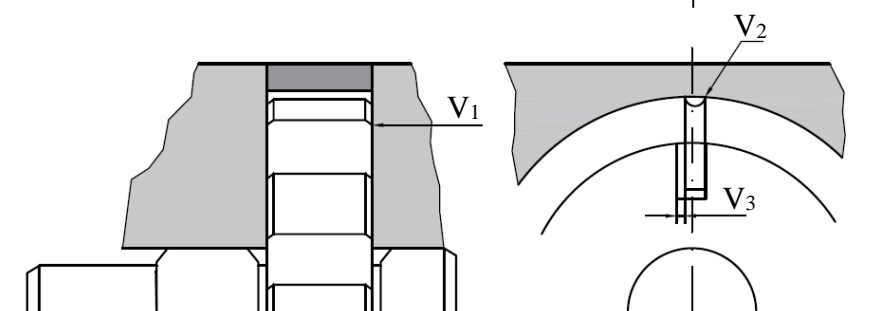
Přirozená mazací schopnost základových minerálních olejů je pouze do provozních tlaků cca 16 MPa. Pro vyšší tlaky se pro zlepšení mazacích schopností přidávají do olejů mazivostní, neboli protioděrové přísady. Pro extrémně vysoké tlaky a smyková namáhání, se přidávají vysokotlaké přísady, které se pojí s povrchem kovu chemicky (chemická adsorpce). Zajištění mazacího filmu je nezbytné obzvláště u hydrogenerátorů a hydromotorů, které jsou provozovány při vysokých tlacích [12], [14]. Na Obr. 2.7 jsou uvedeny vůle pro tvorbu mazacího filmu v hydraulických prvcích.



Zubový hydrogenerátor

$V_1 = 0,5 \div 5 \mu\text{m}$

$V_2 = 0,5 \div 5 \mu\text{m}$

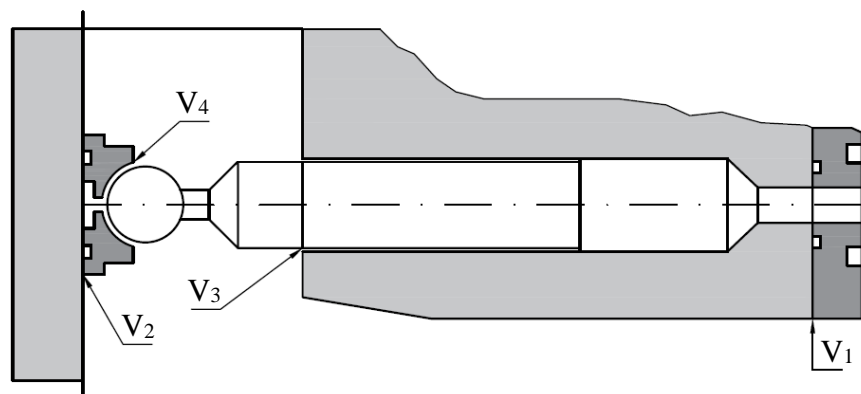


Lamelový hydrogenerátor

$V_1 = 5 \div 20 \mu\text{m}$

$V_2 = 0,5 \div 5 \mu\text{m}$

$V_3 = 30 \div 40 \mu\text{m}$



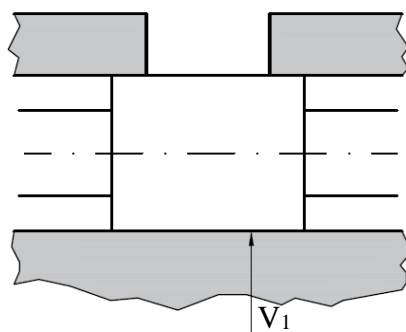
Pístový hydrogenerátor

$V_1 = 0,5 \div 1 \mu\text{m}$

$V_2 = 1 \div 25 \mu\text{m}$

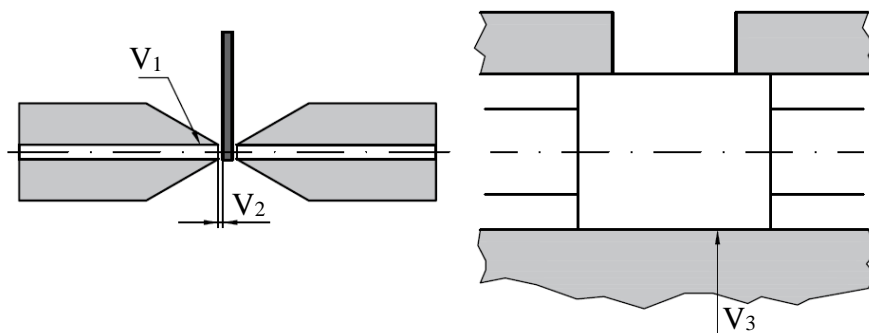
$V_3 = 5 \div 40 \mu\text{m}$

$V_4 = 20 \div 40 \mu\text{m}$



Šoupátkový rozváděč

$V_1 = 5 \div 25 \mu\text{m}$



Servoventil

$V_1 = 100 \div 400 \mu\text{m}$

$V_2 = 20 \div 80 \mu\text{m}$

$V_3 = 0,5 \div 8 \mu\text{m}$

Obr. 2.7 Velikosti vůlí pro tvorbu mazacího filmu v hydraulických prvcích

2.9 Pěnivost kapalin

Pěnivost kapalin je nežádoucí jev. Primárně vzniká stoupáním vzduchových bublinek na hladinu v nádrži. Intenzitu pění může zvýšit i obsah vody a dalších nečistot v oleji. Stálost pěny souvisí s povrchovým napětím kapaliny. Vzduch se z kapaliny odlučuje v nádrži pomocí sít, a pěna je od sací části oddělena vhodným umístěním přepážek. Důležité je i správné umístění sacího a odpadního vedení v nádrži. Vzduch obecně urychluje stárnutí oleje a snižuje pevnost mazací vrstvy. Pro snížení pěnivosti olejů se používají přísady s názvem polysiloxany [3], [12].

2.10 Obsah vody

U bezvodých kapalin, můžeme hovořit i o působení (a znečištění) pracovní kapaliny vodou. Voda snižuje viskozitu kapaliny, odolnost vůči korozi a podporuje oxidaci a případně hnilobu. Pokud je voda obsažena v oleji, mohou se v nádrži vytvářet usazeniny (voda má vyšší hustotu, drží se u dna nádrže). Při nízkých teplotách se v kapalině mohou tvořit ledové krystalky, které můžou poškodit funkční části hydrogenerátorů, či ventilů, případně zanášet řídicí systémy a filtrační vložky. Obsahu vody v oleji nelze zcela zabránit. Závisí na teplotě a vlhkosti vzduchu. Určité množství vody dokáže olej absorbovat, maximální množství se nazývá tzv. saturační hladina. Při překročení této hladiny dojde k zakalení oleje.

Při poklesu tlaku pod tlak nasycených vodních par, vznikají tzv. kavitační bubliny vodní páry. Tento proces provází velké zvýšení teploty a následně dochází k implozi bublin. Při kontaktu bubliny se stěnou zařízení dochází ke kavitační erozi a poškození povrchu hydrogenerátoru. Jev známý jako **kavitace**, se negativně projevuje v olejové hydraulice především na rozvodných deskách hydrogenerátorů. U vodní hydrauliky jsou kavitaci vystaveny zejména lopatky oběžných kol hydrodynamických čerpadel a turbín. Kavitační doprovází zvýšená hlučnost, chvění a rázy v systému a vede k poškození hydrogenerátoru. Vznik kavitace samozřejmě hrozí v mnohem větší míře u systémů, pracujících s vodní emulzí a syntetickými kapalinami s obsahem vody [12], [16].

2.11 Oxidační stálost

Hydraulické kapaliny, minerální oleje a obecně ropné produkty mají přirozenou chemickou stálost, která závisí na typu kapaliny, ale i na způsobu výroby. Vlivem působení vzduchu, světla, tepla, záření, nebo chemických látek, dochází v kapalinách k oxidačním procesům. Pod pojmem oxidační stálost si můžeme představit odolnost kapaliny proti oxidaci a tedy tzv. stárnutí kapaliny. Stárnutí olejů vede k jejich zhoustnutí, tvorbě kalů a lepkavých usazenin, a následně může docházet k ucpávání potrubí, ovládacích prvků, nebo filtračních vložek. Na stárnutí má negativní vliv také obsah vody, nečistot, ořeru (zejména z mědi a jejich slitin) a kontakt s kovovými povrchy. Zásadním faktorem, který výrazně urychluje oxidační procesy, je teplota. Uvádí se, že při teplotě nad 70 °C, se oxidační reakce zdvojnásobují s každým stoupaním teploty o 10 °C. Projevem oxidace je také zvýšení kyselosti kapaliny. Toho lze využít k diagnostice stavu oleje. Číslo kyselosti je množství (hmotnost v miligramech) hydroxidu draselného (KOH), které je potřeba pro neutralizaci jednoho gramu oxidačně degradovaného oleje. Číslo kyselosti je údaj, který společně s dalšími faktory (znečištění oleje, změna viskozity, obsah vody) udává stupeň zestárnutí oleje a okamžik jeho výměny. Pro zvýšení oxidační stálosti kapalin, se používají přísady s názvem antioxidanty [11], [12].

2.12 Korozivní působení na kovy

Jedná se o chemické působení kapalin na kovové části hydraulického systému, především pak na ocel a měď. Voda působí korozivně na standardní uhlíkové a nízkolegované oceli. V případě použití vody, vodních emulzí, nebo syntetických kapalin s obsahem vody je potřeba přidávat do pracovní kapaliny tzv. inhibitory koroze. Ty na kovovém povrchu vytvářejí ochrannou vrstvu a zabraňují pronikání koroze do hloubky. Rez může kromě poškození samotných kovových povrchů působit rovněž jako katalyzátor urychlení oxidačních reakcí oleje. Minerální oleje nepůsobí korozivně, naopak chrání kovové povrchy. Nicméně určitá vlhkost je obsažena v každém systému. Voda se může dostat do obvodu prostou kondenzací vodních par, nebo například únikem z chladicího okruhu. V takovýchto případech dochází ke smísení obou kapalin a vzniká emulze vody v oleji, která výrazně snižuje ochranu proti korozi. Navíc při vysokých provozních teplotách mohou v kapalině vznikat výrazné oxidační procesy, které vedou až k tvorbě kyselých zplodin. Také tyto zplodiny působí na některé kovy korozivně. Z těchto důvodů, se i k minerálním olejům vyšších tříd, přidávají deemulgační (zabraňují vzniku emulze) a antikorozivní přísady, pro zvýšení ochrany [12], [14].

2.13 Snášenlivost s elastomery

Hydraulické hadice a těsnicí prvky, které jsou nezbytnou součástí každého obvodu, jsou často vyráběny z elastomerů. Používají se různé typy elastomerů, podle požadovaných vlastností a provozních parametrů hydraulického systému. Pod pojmem snášenlivost kapalin s elastomery je myšleno neagresivní působení kapaliny na tyto materiály tak, aby nedocházelo ke změnám jejich vlastností, a to v plném rozsahu provozních teplot a tlaků. Pro minerální oleje se nejčastěji používají akrylnitrilbutadienové pryže NBR, pro syntetické kapaliny fluorelastomerové pryže FPM (Viton). Při návrhu hydraulického systému, se musí vždy vzájemná snášenlivost kapaliny a použitého těsnicího materiálu ověřit a je potřeba se řídit pokyny výrobců hydraulických prvků a těsnění.

2.14 Fyziologické a ekologické vlastnosti kapalin

Fyziologické a ekologické působení pracovních kapalin na životní prostředí a zdraví člověka, je v současnosti stále významnějším tématem. Zanedbáme-li vodu, která je ekologická a neškodná, tak všechny ostatní kapaliny jsou určitým způsobem škodlivé.

Z fyziologického hlediska při kontaktu pokožky s kapalinou mohou vznikat kožní onemocnění, při vyšších pracovních teplotách může docházet k intenzivnímu odpařování škodlivých látek. Minerální oleje obsahují malé množství karcinogenních uhlovodíků, což omezuje jejich použití v zemědělství. Některé kapaliny jsou natolik škodlivé, že je jejich používání zcela zakázáno [12], [14].

Z ekologických vlastností se hodnotí především biologická odbouratelnost a třída nebezpečnosti pro vodu. V případě biologické odbouratelnosti se zjišťuje doba, za jakou se látka rozloží na vodu a oxid uhličitý. Při kontaminaci vody se vytváří na hladině tenká vrstva olejového filmu, která brání rozpouštění kyslíku, což může vést k úhynu vodních živočichů. Ropné produkty patří mezi středně až silně nebezpečné. Z těchto důvodů je snaha nahradit minerální oleje méně ekologicky závadnými kapalinami [12], [14].

3. Kapaliny hydraulických obvodů

Při volbě pracovní kapaliny musíme zvážit řadu faktorů. V první řadě, kde a za jakých podmínek bude zařízení provozováno. Jiné budou požadavky na systémy pracující v prostředích s nebezpečím výbuchu než u zařízení pracujících na otevřených prostranstvích. Dále je potřeba uvažovat samotnou funkci hydraulického systému. Obecně mezi základní požadavky na hydraulické kapaliny patří: dobrá mazací schopnost, oxidační stálost, antikorozivní působení, vhodná viskozita a vysoký viskózní index. Dle situace mohou na kapaliny vznikat další nároky, jako je nehořlavost (přesněji vyšší odolnost proti hoření), nebo ekologická nezávadnost. V neposlední řadě je důležitým rozhodovacím faktorem také cena.

Většina kapalin nedokáže v plné míře splnit všechny tyto požadavky, ale některé vlastnosti kapalin se dají částečně upravit. K úpravě a zlepšení vlastností se používají přísady neboli aditiva.

Zvláštní kapitolou je **voda**. Voda je používána v řadě aplikací, ve kterých se pro přenos výkonu využívá primárně kinetická energie. Takovéto mechanismy označujeme jako hydrodynamické (odstředivá čerpadla, turbíny), jedná se o samostatný vědní obor a nebudeme se jím dále v rámci tohoto skriptu zabývat. Z pohledu hydrostatických mechanismů, se samotná voda v podstatě nepoužívá. Je to dáno především její nízkou viskozitou, špatnou mazací schopností, korozivním působením na kovy a vysokým bodem tuhnutí (ke změně skupenství dochází při 0 °C). Na druhou stranu je voda relativně levná a dostupná, nehořlavá a ekologická. Z těchto důvodů se vytvářejí různé směsi a emulze jiných kapalin s vodou a některé z nich budou dále zmíněny [20], [15].

Hydraulické kapaliny můžeme podle jejich používání, rozdělit do tří základních oblastí:

- v běžných systémech, bez zvláštních nároků na nehořlavost a ekologickou nezávadnost se používají převážně **minerální oleje** (uhlovodíky ropného původu), případně oleje jiného základu,
- v aplikacích se zvýšenými požadavky na nehořlavost, se používají tzv. **těžkozápalné kapaliny**,
- v aplikacích, ve kterých je požadována ekologická nezávadnost, se používají **ekologické kapaliny**.

3.1 Minerální oleje

Minerální oleje se získávají z ropy, jsou produktem její destilace, kondenzace a následné rafinace neboli zušlechťování. Výsledné vlastnosti olejů závisí na délce uhlovodíkových molekul, stupni rafinace a dále se modifikují přidáním aditiv. Minerální oleje pro použití v hydraulických systémech, jsou klasifikovány dle normy ISO 11158 [17] do pěti skupin.

HH (dřívější značení H) – jsou základové minerální oleje bez přidaných aditiv. Tyto oleje jsou náchylné k oxidaci, používaly se v minulosti v jednoduchých hydraulických systémech pracujících v oblastech nižších až středních tlaků, bez zvýšených požadavků na viskozitu a mazací schopnost. Rozmezí dovolených pracovních teplot je (-10 ÷ 90) °C. Těsnění bylo obvykle z NBR (akrylnitrilbutadienové) pryže. V současnosti se prakticky nepoužívají.

HL – minerální oleje s přísadami proti oxidaci a korozi. Vyznačují se zlepšenou protikorozní ochranou a mají větší odolnost vůči stárnutí. Je možné je používat i v obvodech s většími

vývinu tepla (typicky obvody se škrticími ventily) a vyššími oběhovými čísly. Mazací schopnost není upravena, jsou vhodné pro aplikace s běžnými nároky na mazání. Pracovní tlak do 20 MPa, provozní teploty v rozmezí (-10 ÷ 90) °C, používané těsnění obvykle z NBR, případně FPM (fluorkačukové) pryže. Jsou agresivní vůči olovu. Typická oblast použití jsou ocelárny, nebo válcovny.

HM (HLP) – jsou minerální oleje skupiny HL, doplněné o protioděrové přísady. Tyto přísady výrazně snižují mechanické opotřebení vnitřních částí. Jsou vhodné pro systémy s vyššími provozními tlaky (20 ÷ 40) MPa, s rozmezím provozních teplot (-20 ÷ 90) °C. Těsnění bývá z NBR, nebo FPM pryže. Stejně jako oleje předchozí skupiny jsou agresivní vůči olovu. Typická oblast použití jsou systémy s vysoce zatěžovanými součástmi, stroje s vysokým mechanickým a tepelným namáháním pracující celoročně, např. lisy a tlakové licí stroje.

HV - oleje shodné se skupinou HM doplněné o modifikátory viskozity. Mají vysoký viskózní index a tedy plošší viskózní křivku. Používají se v aplikacích, kde dochází k velkým změnám okolních teplot, typicky jako celoroční olejová náplň mobilních stavebních strojů, nebo v lodní dopravě. Mají širší rozsah provozních teplot (-35 ÷ 120) °C. Další vlastnosti jsou obdobné jako u olejů HM.

HG (HLPD) – jsou oleje typu HM s přísadami proti trhavému pohybu (tzv. stick-slip efektu). Do těchto olejů se přidávají detergentní a disperzantní přísady (které jsou běžnou součástí i u motorových olejů), které pomáhají uvolňovat z oleje usazeniny, nečistoty a vodu. Tím se zlepšuje také odolnost oleje vůči stárnutí. Typické použití je u hydraulických systémů s kluznými ložisky, v aplikacích kde dochází k častým změnám pohybu a je potřeba plynulý pohyb i při nízkých rychlostech (např. u mobilních pracovních strojů, u hydraulických systémů s přímočarými motory pro přesné řízení polohy a regulovaných obvodů s přímočarými hydromotory). Rozmezí provozních teplot je (-35 ÷ 125) °C. Zvýšené uvolňování nečistot klade větší nároky na filtraci. Tyto oleje více pohlcují vodu a neměly by být používány ve velmi vlhkém prostředí.

Pozn.: U jednotlivých olejů jsou uvedeny rozsahy provozních teplot, které udávají výrobci těchto olejů. Je třeba mít na paměti, že především u stacionárních hydraulických systémů by maximální teplota oleje neměla přesáhnout 55 °C. Minimální teplota musí respektovat startovací viskozitu, dle použitého typu hydrogenerátoru.

3.2 Těžkozápalné kapaliny

Používají se v aplikacích, kde jsou zvýšené bezpečnostní požadavky, kdy je vyžadována nehořlavost pracovní kapaliny. Jedná se o hydraulické systémy pracující v prostředích s vysokou okolní teplotou, nebo tam kde hrozí nebezpečí požáru, či výbuchu. Z konkrétních aplikací můžeme zmínit důlní průmysl, systémy pracující v blízkosti žhavého kovu, nebo otevřeného ohně (zařízení hutí a válcoven, tlakové lití, hydraulické kovací lisy), regulační zařízení parních a plynových turbín, zařízení v chemickém průmyslu apod. [12], [16], [21].

U všech kapalin, které obsahují větší obsah vody, se výrazně zkracuje životnost kovových částí systému, např. životnost valivých ložisek je přibližně jen 15 % v porovnání s životností při použití minerálních olejů. Těžkozápalné kapaliny hydraulických systémů jsou definovány normou ISO 12922 [18].

HFAE (HFA) – jedná se o emulzi oleje ve vodě. Hmotnostní zlomek vody je více než 80 % (maximální podíl oleje 20 %). Tato kapalina má velmi nízkou kinematickou viskozitu (ν je menší než $1,5 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$), což vede k velkým průtokovým ztrátám a snižuje účinnost systému. Špatná mazací schopnost způsobuje velké opotřebování součástí. Je zapotřebí přidávat přísady pro zvýšení antikorozi ochrany. Maximální rozsah provozních teplot je $(5 \div 55) \text{ }^\circ\text{C}$, při vyšších teplotách dochází k intenzivnímu odpařování. Pracovní tlak je až 30 MPa, jako těsnicí materiál se nejčastěji používá NBR, nebo FPM pryž. Používají se v dolech (hydraulické stojky a výztuže), v ocelárnách u některých nenáročných typů kovacích lisů, nebo vstřikovacích lisů pro lehké kovy. Pro podporu tvorby a zvýšení stálosti emulze se přidávají přísady, tzv. emulgátory. Kapalina působí agresivně na zinek a hliník. Vysoký obsah vody zvyšuje riziko vzniku kavitace. Jedná se o velmi levnou kapalinu, prakticky nehořlavou [22].

HFAS – jedná se o syntetické vodné roztoky chemikálií (např. s obsahem glykolu), ovšem bez obsahu ropných olejů. Základní vlastnosti a rozsah pracovních teplot jsou podobné jako u HFAE. Možnost použití v hydrostatických pohonech pro tlaky max. 16 MPa, především v potravinářském průmyslu.

HFB - emulze vody v oleji, podíl oleje je maximálně 60 %. V mnoha ohledech platí podobné vlastnosti a náležitosti jako u emulze HFAE. Oproti HFAE kapalině mají vyšší viskozitu, lepší mazací schopnost, rozsah provozních teplot v rozmezí $(5 \div 60) \text{ }^\circ\text{C}$, pro pracovní tlaky do 25 MPa. Stálost emulze musí být průběžně kontrolována. Spadají do kategorie kapalin s omezenou hořlavostí, teplota vznícení je cca $430 \text{ }^\circ\text{C}$. Nicméně nesplňují přísné požadavky báňského předpisu na nehořlavost a v dolech je jejich používání zakázáno. V současné době se už prakticky nepoužívají.

HFC - roztoky polymerů ve vodě, obsah vody $(35 \div 60) \%$. Většinou se jedná o vyšší roztoky polyglykolů, v porovnání s emulzemi nejsou problémy se stabilitou roztoku a opotřebením součástí je nižší. Obsahují vodu, tedy je nutné přidávat protikorozi přísady a jejich stav průběžně kontrolovat. Mají vyšší viskozitu $(22 \div 68) \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ i hustotu $(1040 \div 1090) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, což zvyšuje tlakové ztráty v systému, rovněž je třeba zohlednit riziko vzniku kavitace a komplikuje filtraci. Dobře se snáší s většinou běžných těsnění, možno použít NBR, SBR (styrenbutadien), EPDM (ethylenpropylendien) pryže, IIR (butyl) i přírodní kaučuk. Nedoporučuje se používat těsnění z FPM a AU (polyesteruretan). Lépe snášejí nižší teploty, rozsah provozních teplot bývá $(-20 \div 60) \text{ }^\circ\text{C}$, maximální teplota se často omezuje na $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Vyznačují se vysokým viskózním indexem (až 150) a velmi dobrou odolností proti hoření (teplota vznícení cca $650 \text{ }^\circ\text{C}$). Působí agresivně na zinek, hliník, kadmium, kůži a běžné druhy nátěrů. Nelze je mísit s jinými kapalinami, špatně snášejí přítomnost minerálního oleje. Nejsou toxické a lze je využít jako ekologické kapaliny. Roztoky s vyšším obsahem vody se používají především v dolech. Další použití - ocelářský průmysl, slévárny, kovací stroje, hydraulika vysokých pecí, tlakové lící stroje apod.

HFDR (HFD) – bezvodé syntetické kapaliny obsahující estery kyseliny fosforečné. Vyznačují se vysokou odolností proti stárnutí a dobrou ochranou proti opotřebením (reagují s kovovými povrchy). Absence vody umožňuje jejich použití v širokém rozsahu teplot $(-25 \div 150) \text{ }^\circ\text{C}$. Viskozita je $(15 \div 100) \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ a hustota podle složení v rozsahu $(1100 \div 1500) \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Špatně se snášejí s většinou běžně používaných těsnění a nátěrů. Vyloženě agresivně působí na NBR pryže, nejčastěji se používá FPM (Viton), případně EPDM, nebo IIR pryž. Jsou citlivé na přítomnost vody, se kterou hydrolyzují. Používají se především

v provozech s velkým rozsahem teplot a tlaků, např. v hydraulice letadel, pro mazání a regulaci parních turbín, v hydrodynamických spojkách, u svařovacích strojů i v důlních zařízeních. Fyziologicky jsou málo závadné a biologicky dobře odbouratelné, což umožňuje jejich použití i jako ekologickou kapalinu. Většímu rozšíření těchto kapalin brání především vyšší cena. Je možné je míchat s minerálními oleji (vylepšení viskózní křivky a snížení ceny).

HFDU – bezvodé syntetické kapaliny jiného složení než HFDR. Syntetických kapalin je velké množství, do této skupiny patří např. estery kyseliny uhličitě, nebo silikonové oleje. Používají se ojediněle. Výborné vlastnosti z pohledu hydraulických mechanismů mají chlorované bifenyly (dříve kapaliny s označením HFDS), jejich používání je v současnosti zakázáno, vzhledem k jejich karcinogenním účinkům a problematickému působení vůči životnímu prostředí.

Při použití všech těžkozápálních kapalin je potřeba dbát zvýšené opatrnosti při návrhu hydraulických systémů, brát ohled na vlastnosti kapalin a jejich snášenlivost jak s těsnicím materiálem, tak i materiálem rozvodů a nádrží.

3.3 Ekologické kapaliny

Jedná se o kapaliny šetrné k životnímu prostředí, určené do aplikací s vysokými ekologickými požadavky. Tyto kapaliny jsou většinou částečně ekologicky odbouratelné. Používají se především v hydraulických mobilních zařízeních, pracujících na chráněných vodních plochách, v zemědělství, lesnictví, případně ve stacionárních zařízeních potravinářského průmyslu [12], [21]. Jsou definovány normou ISO 15380 [19].

HETG (HTG) – je skupina rostlinných olejů, přičemž nejčastěji se používá řepkový olej. Mají velmi dobrou mazací schopnost, rovněž viskózní index je vysoký (vyšší než 200). V porovnání s minerálními oleji jsou dražší, mají menší životnost a jsou náchylnější k oxidaci, především při vyšších provozních teplotách. Rozsah provozních teplot je obvykle v rozmezí (-20 ÷ 70) °C. Při překročení maximální teploty dochází k velmi rychlé degradaci těchto olejů (mnohem rychleji, než je tomu u olejů minerálních). Rostlinné oleje nejsou toxické, nejsou nebezpečné pro vodu a jejich biologická rozložitelnost je vyšší než 95 %. Mohou se používat ve standardně vyráběných hydraulických prvcích a zařízeních, bez výrazných omezení. Materiál těsnění je ideálně FPM pryž, ale v podstatě se dají používat stejné materiály jako u minerálních olejů. Typické použití je u mobilních pracovních strojů v zemědělství a lesnictví.

Taktéž vlastnosti rostlinných olejů je možné vylepšovat přidáváním aditiv (např. pro zvýšení termo-oxidační stálosti), případně je míchat s minerálními oleji, ovšem výrazně se tím zhoršují jejich ekologické vlastnosti.

HEPG (HPG) – jedná se o polyglykoly (shodné s kapalinami HFC, ovšem bez obsahu vody). Voda zhoršuje vlastnosti polyglykolů, není-li požadována nehořlavost, snižuje se její obsah na minimum. Mají výbornou oxidační stálost, příznivý průběh viskozity v závislosti na teplotě a jsou použitelné v rozsahu teplot (-20 ÷ 90) °C. Vyznačují se velmi dobrou tekutostí i při nižších teplotách, jejich vyšší hustota způsobuje zvýšení tlakových ztrát. Jsou biologicky odbouratelné (až 90 %) a ve vodě rozpustné. Používají se především ve vodním hospodářství, hydraulice zdymadel, u plovoucích bagrů atd. Další vlastnosti jsou podobné jako u minerálních olejů, se kterými je nelze mísit.

HEES (HT) syntetické estery (základem je syntetický ester), do této skupiny jsou řazeny i chemicky modifikované rostlinné oleje. Jsou biologicky nejlépe odbouratelné (až 95 %), nepůsobí korozivně, mají velmi dobrou mazací schopnost, vyšší oxidační stálost než HETG a příznivý průběh viskozity v závislosti na teplotě. Velmi dobré jsou i jejich vlastnosti při nízkých teplotách, provozní teploty (-30 ÷ 90) °C. Další vlastnosti jsou podobné jako u kapalin, jejichž základem je minerální olej. Je možno je míchat s oleji HETG, ale nejsou slučitelné s vodou. Používají se především v zemědělských a lesnických strojích. Většímu rozšíření těchto kapalin brání jejich vyšší cena.

HEPR – jsou polyalfaolefinové a další syntetické uhlovodíky, nerozpustné ve vodě. Používají se v hydrostatických pohonech mobilních i průmyslových hydraulických systémů, v rozmezí teplot (-35 ÷ 80) °C.

4. Filtry a filtrace

Aby byla dosažena správná funkce hydraulického systému, jeho vysoká spolehlivost a životnost, je nezbytné zajistit optimální čistotu pracovní kapaliny. Obecně lze za nečistoty považovat látky, které vnikají do hydraulického systému a mají vliv na jeho funkci. Podle skupenství je můžeme rozdělit na plynné (vzduch), kapalné (voda – je brána jako nečistota pouze v případě použití bezvodých kapalin) a pevné částice. Obsah vzduchu a vody v pracovních kapalinách ovlivňuje jejich základní fyzikální vlastnosti, způsobuje stárnutí olejů a tvorbu kalů a usazenin, jak bylo popsáno v předchozí kapitole. Tato kapitola bude věnována znečištění kapalin formou pevných částic, důsledkům takového znečištění a jeho eliminaci. Moderní výrobní postupy zpřesňují výrobu strojních součástí, snižují se velikosti vřelí a jsou kladeny stále větší nároky na přesnost a rychlost hydraulických mechanismů. Uvádí se, že více než 70 % poruch v hydraulických systémech vzniká v důsledku nedostatečné čistoty kapaliny [11].

4.1 Nečistoty a třídy čistoty kapalin

Nejvíce škodlivé nečistoty v hydraulických systémech jsou částice vyznačující se velkou tvrdostí. Jedná se především o okuje, částice oceli, mosazi, bronzu, hliníku, nebo jiných kovů a rzi. Méně škodlivé jsou měkké částice jako jsou části tvrzených tkanin, otěry těsnění a pryžové částice z hydraulických hadic. Kromě materiálových vlastností je důležitá rovněž velikost částic a jejich koncentrace.

Nečistoty v obvodu způsobují:

- zanášení úzkých mezer a štěrbin v hydraulických prvcích – což vede k poruše funkce těchto prvků a činnosti systému,
- abrazivní opotřebení funkčních ploch pohyblivých částí – jedná se o kluzné dvojice (ventilů, hydrogeneratorů a hydromotorů),
- erozivní opotřebení ostrých funkčních hran – především šoupátek rozváděčů a ventilů, sedel ventilů a dalších funkčních součástí,
- stárnutí pracovní kapaliny – vlivem znečištění může docházet k chemickým reakcím a k urychlení oxidačních reakcí.

Podle způsobu, jakým se nečistoty dostávají do hydraulického systému, hovoříme o externím a interním znečištění. V případě externího znečištění se jedná o částice z okolí systému. Mohou se do obvodu dostat během montáže a oprav zařízení, nebo přes plnicí otvory a netěsněné spoje především u nádrží. Z tohoto důvodu se nádrž konstrukčně řeší vždy s víkem a je opatřena vzduchovým filtrem. Další způsob externího vniku nečistot je během plnění systému kapalinou, nebo při výměně pracovní kapaliny. I nová kapalina obvykle nespĺňuje z hlediska čistoty požadavky pro provoz hydraulických systémů (týká se to zejména olejů). V plnicím otvoru nádrže proto bývá umístěno síto, které slouží jako filtr pro zachycení největších nečistot. Ovšem obvykle se pro plnění a výměnu kapaliny používají plnicí zařízení, které jsou vybaveny filtrační jednotkou. Za externí znečištění můžeme rovněž považovat nečistoty vzniklé během výroby prvků nebo při montáži hydraulického systému. Jedná se o zbytky po obrábění hydraulických prvků, případně o nečistoty po svařování, řezání a broušení při montáži zařízení. Také z těchto důvodů se hydraulické obvody uvádějí do provozu při nižších pracovních parametrech. V tzv. zkušebním provozu dojde k propláchnutí obvodu kapalinou a zachycení nečistot vnitřní filtrace hydraulického systému (obvykle se následně doporučuje vyměnit filtrační vložky filtrů).

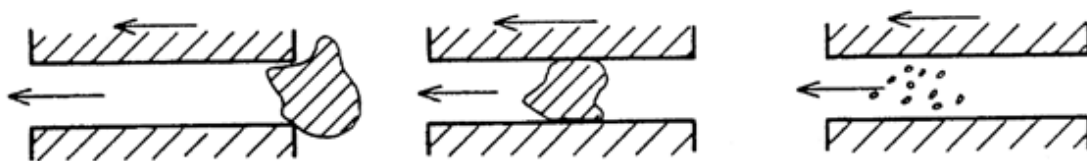
K internímu znečištění dochází během provozu hydraulického systému. Jedná se především o otěr z pohyblivých částí hydraulických prvků. Při nedodržení požadované čistoty kapaliny se navíc míra interního znečištění výrazně zvětšuje.

Externímu znečištění hydraulického systému lze předcházet a dodržáním předepsaných postupů ho lze do značné míry eliminovat. K internímu znečištění bude v důsledku opotřebení a stárnutí systému docházet vždy. Pro zmírnění negativních vlivů tohoto znečištění je potřeba při návrhu systému správně zvolit způsob filtrace, zabývat se diagnostikou systému a dbát na včasnou výměnu filtračních vložek a pracovní kapaliny.

Velikost nečistot

Jako hrubé nečistoty jsou označovány částice s velikostí větší než 20 μm . Tyto nečistoty bývají nejnebezpečnější, způsobují abrazivní i erozivní opotřebení, zanášení funkčních mezer a s tím spojené náhle poruchy funkce systému. Jemné nečistoty s velikostí částic (5 ÷ 15) μm jsou ve větším množství (koncentraci) také nebezpečné. Způsobují erozivní opotřebení funkčních hran součástí a negativně se podílí na stárnutí kapaliny. Nejjemnější znečištění představují částice s velikostí 2 ÷ 5 μm . Pro představu průměrná tloušťka lidského vlasu je cca 70 μm a výše zmíněné velikosti částic nejsou viditelné lidským zrakem [23].

Významný vliv na opotřebení funkčních ploch má relativní velikost částice vztažená k velikosti funkčních mezer. Na Obr. 4.1 (vlevo) je uveden příklad, kdy je částice větší než velikost funkční mezery. Jedná se o zanesení funkční mezery a může být způsobeno tvrdou i měkkou částicí. Na Obr. 4.1 (uprostřed) je velikost částice shodná s velikostí funkční mezery pohybující se části hydraulického prvku. V tomto případě (pokud budeme uvažovat tvrdou částicí) se jedná o kritickou velikost částice. Dochází k největšímu abrazivnímu opotřebení funkčních ploch, vzniká nejvíce otěru, a tedy i dalších nečistot v systému. Je-li velikost částic mnohem menší než velikost funkčních vůlí Obr. 4.1 (vpravo), dochází především k erozivnímu opotřebení (v případě tvrdých částic). To se projevuje obzvláště v místech s vysokou rychlostí proudění kapaliny. Tvrdé i měkké částice malých velikosti mohou rovněž způsobovat nepřesný chod ventilů [10].



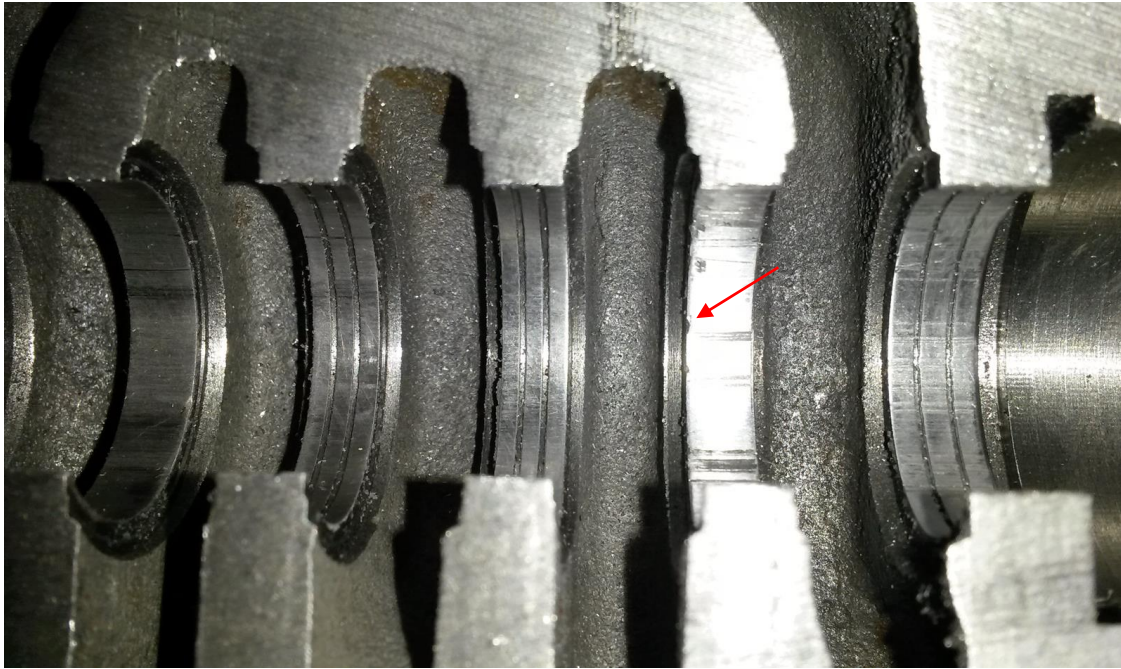
Obr. 4.1 Základní konstrukční prvky ventilů pro hrazení a řízení směru průtoku [24]

Minimální velikosti tzv. kritických vůlí se liší v závislosti na konstrukčním řešení hydraulických prvků. Základní přehled velikostí těchto vůlí včetně možných důsledků vlivem znečištění kapaliny je uveden v Tab 4.1.

Tab 4.1 Přehled velikostí funkčních vůlí hydraulických prvků a možných důsledků vlivem znečištění kapaliny [25]

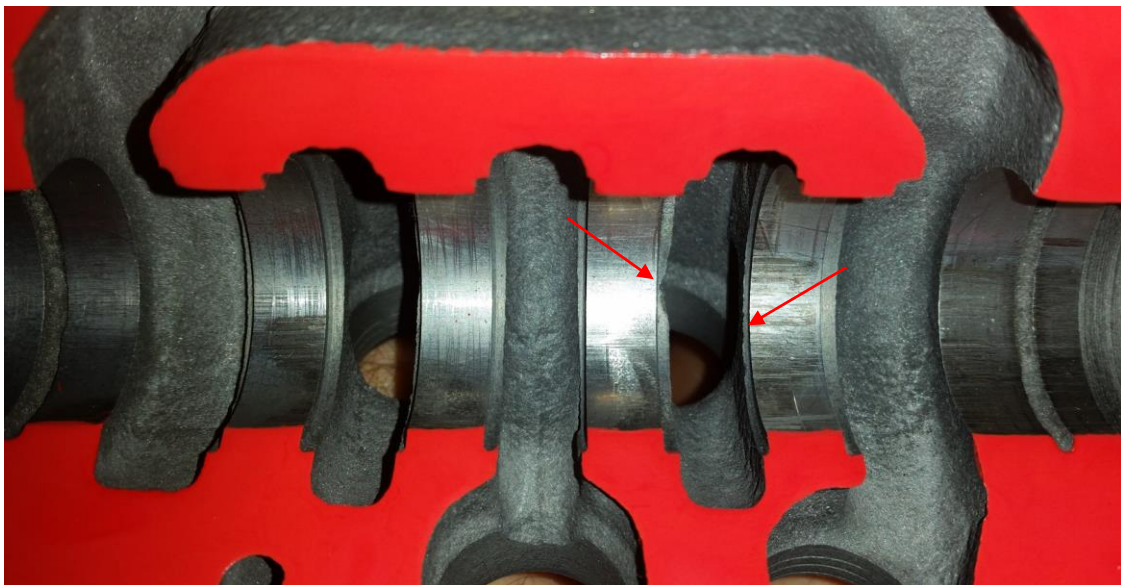
| Hydraulický prvek | Rozmezí velikosti vůlí [μm] | Možné důsledky vlivem znečištění kapaliny |
|---------------------------------------|---|---|
| Zubové převodníky | 0,5 ÷ 5 (radiální a axiální vůle ozubených kol) | zvětšování vůlí, snižování dosažitelného tlaku, snižování účinnosti, zadírání ložisek |
| Lamelové převodníky | 0,5 ÷ 5 (radiální vůle mezi lamelou a statorom) 0,5 ÷ 20 (axiální vůle mezi rotorem a tělesem) 30 ÷ 40 (axiální vůle mezi lamelou a rotorem) | zvětšování vůlí, snižování dosažitelného tlaku, snižování účinnosti, zadírání ložisek |
| Axiální a radiální pístové převodníky | 0,5 ÷ 40 (vůle mezi písty a blokem) 0,5 ÷ 1 (vůle mezi blokem a rozvodnou deskou) 20 ÷ 40 (vůle mezi kluzátkem a pístem) 1 ÷ 25 (vůle mezi kluzátkem a opěrnou deskou) | zvětšování vůlí, snižování dosažitelného tlaku, snižování účinnosti, zadírání lapovaných kluzných ploch, zadírání pístů (případně prvků regulace), zadírání ložisek |
| Rozváděče a ventily | 0,5 ÷ 5 (vůle mezi šoupátkem a tělesem) | zvětšování vůlí, erozivní opotřebení funkčních hran a ploch, zvýšení průtokových ztrát, ztráta těsnosti (může vést až ke ztrátě funkčnosti), zadírání šoupátek, spálení elektromagnetů po zadření |
| Servoventily | 0,5 ÷ 8 (vůle mezi šoupátkem a tělesem) 100 ÷ 400 (průměr trysky) 20 ÷ 30 (vůle mezi tryskou a klapkou) | erozivní opotřebení funkčních hran a ploch, ztráta těsnosti řízeného stupně, opotřebení funkčních hran nebo ucpání trysek – ztráta funkce řídicího stupně |

Na Obr. 4.2 je uveden příklad poškození proporcionálního rozváděče vlivem nečistot. Negativní působení se obvykle projevuje poškozením funkčních hran v tělese rozváděče, které bývá vyrobeno z měkčího materiálu (šedá litina). Jedná se o kombinaci erozivního a abrazivního poškození. I nepatrné poškození funkčních ploch těchto ventilů má za následek poruchy činnosti hydraulického systému.



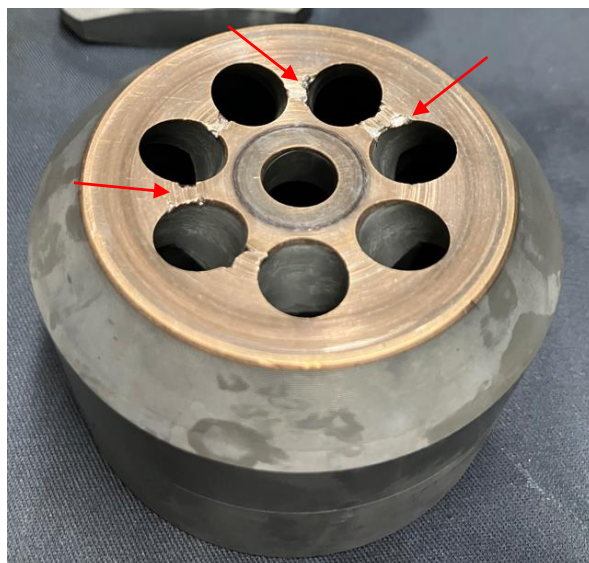
Obr. 4.2 Příklad poškození vlivem nečistot v hydraulickém systému u proporcionálního rozváděče

Na Obr. 4.3 je znázorněno obdobné poškození jako v předchozím případě. Poškození vlivem nečistot je patrné v tělese servoventilu.



Obr. 4.3 Příklad poškození vlivem nečistot v hydraulickém systému u servoventilu

Na Obr. 4.4 je uvedeno abrazivní poškození u axiálního pístového hydrogenerátoru s nakloněným blokem. Konkrétně se jedná o poškození čelní plochy bloku s písty, která je připojena k rozvodné desce hydrogenerátoru.



Obr. 4.4 Příklad poškození vlivem nečistot v hydraulickém systému u hydrogenerátoru

Na Obr. 4.5 je zobrazeno poškození zubového hydrogenerátoru s vnějším ozubením. Poškození je způsobeno vnikem nečistot do mezi-zubového prostoru hydrogenerátoru.



Obr. 4.5 Příklad poškození vlivem nečistot v hydraulickém systému u zubového hydrogenerátoru s vnitřním ozubením

Třídy čistoty

Čistota kapaliny a míra jejího znečištění je určována na základě množství nečistot (počtu částic v kapalině) a velikosti těchto nečistot. Klasifikace počtu a velikosti pevných částic v hydraulických kapalinách je dána platnými normami. Mezi nejčastěji používané normy patří mezinárodní norma ISO 4406 [26] a americká norma NAS 1638 [27]. Obě normy stanovují jednotlivé třídy čistoty kapaliny. Počet a velikost částic se určuje ze vzorku kapaliny, předepsaného objemu.

Norma ISO 4406 udává 28 tříd čistoty kapaliny, viz Tab 4.2. Na základě počtu a velikosti nečistot ve vzorku kapaliny o objemu 1 ml je stanoveno kódové číslo čistoty kapaliny.

Tab 4.2 Třídy čistoty kapaliny podle normy ISO 4406

| Počet částic v 1ml kapaliny | | Kódové číslo |
|-----------------------------|-----------|--------------|
| více než | maximálně | |
| 1 300 000 | 2 500 000 | 28 |
| 640 000 | 1 300 000 | 27 |
| 320 000 | 640 000 | 26 |
| 160 000 | 320 000 | 25 |
| 80 000 | 160 000 | 24 |
| 40 000 | 80 000 | 23 |
| 20 000 | 40 000 | 22 |
| 10 000 | 20 000 | 21 |
| 5 000 | 10 000 | 20 |
| 2 500 | 5 000 | 19 |
| 1 300 | 2 500 | 18 |
| 640 | 1 300 | 17 |
| 320 | 640 | 16 |
| 160 | 320 | 15 |
| 80 | 160 | 14 |
| 40 | 80 | 13 |
| 20 | 40 | 12 |
| 10 | 20 | 11 |
| 5 | 10 | 10 |
| 2,5 | 5 | 9 |
| 1,3 | 2,5 | 8 |
| 0,64 | 1,3 | 7 |
| 0,32 | 0,64 | 6 |
| 0,16 | 0,32 | 5 |
| 0,08 | 0,16 | 4 |
| 0,04 | 0,08 | 3 |
| 0,02 | 0,04 | 2 |
| 0,01 | 0,02 | 1 |
| 0,005 | 0,01 | 0 |

Čistota kapaliny je následně definována kódem čistoty (např. 17/15/12), jenž se skládá ze tří kódových čísel. První číslo je dáno počtem částic s velikostí větší než 4 µm. Druhé číslo představuje počet částic s velikostí větší než 6 µm. Třetí číslo udává počet částic s velikostí větší než 14 µm. Příklad stanovení kódu čistoty kapaliny dle normy ISO 4406 je uveden v Tab 4.3. Zkušební objem kapaliny obsahoval 1215 částic s velikostí větší než 4 µm, 268 částic s velikostí větší než 6 µm a 31 částic s velikostí větší než 14 µm. Odečtením hodnot pro jednotlivé třídy čistoty je možné stanovit kód čistoty kapaliny podle normy ISO jako 17/15/12.

Tab 4.3 Příklad stanovení kódu čistoty kapaliny podle normy ISO 4406 s využitím Tab 4.2

| Počet částic | Velikost částic | Kódové číslo |
|---------------------------------------|-----------------|--------------|
| 1215 | > 4 µm | 17 |
| 268 | > 6 µm | 15 |
| 31 | > 14 µm | 12 |
| Kód čistoty kapaliny: 17/15/12 | | |

Klasifikace podle normy NAS 1638 stanovuje 16 jednotlivých tříd čistoty kapaliny, viz Tab 4.4. Třídy čistoty jsou definovány maximálními rozsahy počtu částic dané velikosti, ve vzorku kapaliny o objemu 100 ml. Výsledné kódové označení třídy čistoty kapaliny je určeno nejvyšší dosaženou třídou ve zkušebním vzorku kapaliny. Obvykle se pro vyhodnocení třídy čistoty kapaliny používá pouze pět rozsahů velikostí částic (rozsah 2 – 5µm se běžně neuvádí).

Tab 4.4 Třídy čistoty kapaliny podle normy NAS 1638

| Třída | Počet částic v 100 ml kapaliny | | | | | |
|-------|--------------------------------|-----------|-----------|-----------|----------|---------|
| | 2 – 5µm | 5 – 15µm | 15 – 25µm | 25 – 50µm | 50–100µm | > 100µm |
| 00 | 625 | 125 | 22 | 4 | 1 | - |
| 0 | 1 250 | 250 | 44 | 8 | 2 | - |
| 1 | 2 500 | 500 | 88 | 16 | 3 | 1 |
| 2 | 5 000 | 1 000 | 178 | 32 | 6 | 1 |
| 3 | 10 000 | 2 000 | 356 | 63 | 11 | 2 |
| 4 | 20 000 | 4 000 | 712 | 126 | 22 | 4 |
| 5 | 40 000 | 8 000 | 1 425 | 253 | 45 | 8 |
| 6 | 80 000 | 16 000 | 2 850 | 506 | 90 | 16 |
| 7 | 160 000 | 32 000 | 5 700 | 1 012 | 180 | 32 |
| 8 | 320 000 | 64 000 | 11 400 | 2 025 | 360 | 64 |
| 9 | 640 000 | 128 000 | 22 800 | 4 050 | 720 | 128 |
| 10 | 1 280 000 | 256 000 | 45 600 | 8 100 | 1 440 | 256 |
| 11 | 2 560 000 | 512 000 | 91 200 | 16 200 | 2 880 | 512 |
| 12 | 5 120 000 | 1 024 000 | 182 400 | 32 400 | 5 760 | 1 024 |
| 13 | - | 2 048 000 | 364 800 | 64 800 | 11 520 | 2 048 |
| 14 | - | 4 096 000 | 729 000 | 129 600 | 23 040 | 4 096 |

Příklad stanovení třídy čistoty kapaliny dle normy NAS 1638 je uveden v Tab 4.5. Zkušební objem kapaliny obsahoval 5443 částic s velikostí v rozmezí 5 – 15 μm , 50 částic s velikostí v rozmezí 15 – 25 μm a 21 částic s velikostí v rozmezí 25 – 50 μm . Částice větší než 50 μm se v kapalině nevyskytovaly. Na základě nejvyšší dosažené hodnoty podle normy NAS je stanovena třída čistoty kapaliny 5.

Tab 4.5 Příklad stanovení třídy čistoty kapaliny podle normy NAS 1638 s využitím Tab 4.4

| Počet částic | Velikost částic | Třída čistoty |
|----------------------------------|-----------------------|---------------|
| 5443 | 5 – 15 μm | 5 |
| 50 | 15 – 25 μm | 1 |
| 21 | 25 – 50 μm | 2 |
| 0 | 50–100 μm | 00 |
| 0 | > 100 μm | 00 |
| Třída čistoty kapaliny: 5 | | |

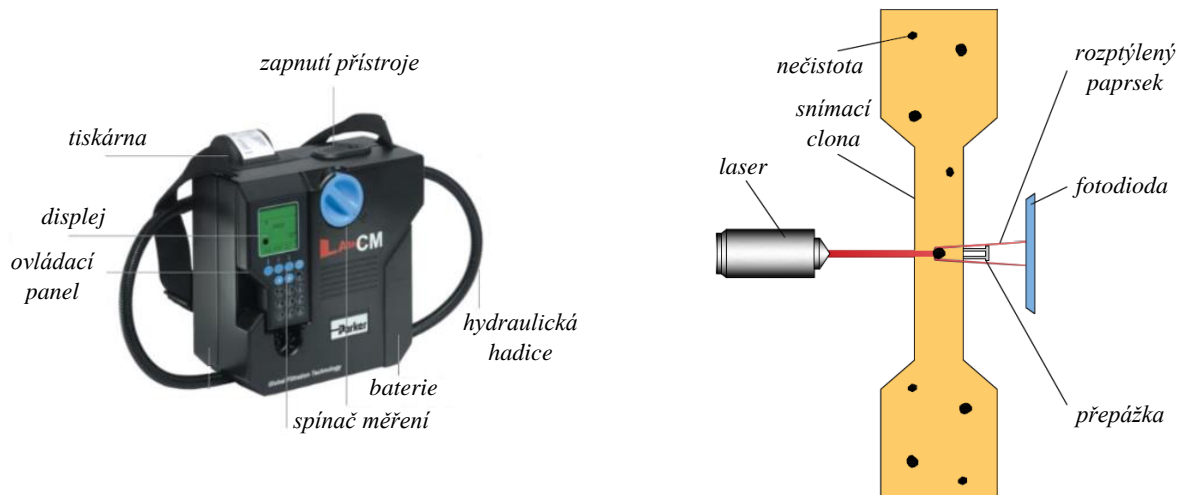
Metody pro určení znečištění kapalin

V minulosti byla používána gravimetrická metoda pro určení koncentrace částic v kapalině. Pomocí této metody se měřila hmotnost částic obsažených v daném objemu kapaliny. Nebylo ovšem možné stanovit velikost částic a v současnosti pro využití v moderních hydraulických systémech nemá praktický význam.

Jednou z možností pro sčítání částic nečistot je použití optické mikroskopie. Jednoduché provozní určení znečištění kapaliny je za využití přenosné olejové laboratoře. Měřicí zařízení obsahuje jemný membránový filtr, přes který protéká stanovený objem kapaliny. Následně se pomocí mikroskopu porovnává množství a velikost zachycených nečistot na membránovém filtru s etalony sloužícími pro určení znečištění kapaliny. Vyhodnocování počtu a velikostí částic může být manuální, nebo automatické. Přesnost metody závisí na použitém typu mikroskopu, ovšem přesné určení počtu částic nejmenších velikostí je obtížné. Pomocí této metody se obvykle vyhodnocuje pouze počet částic s velikostí větší než 5 μm a počet částic s velikostí větší než 15 μm . Kód čistoty kapaliny podle normy ISO 4406 následně obsahuje pouze dvě poslední číslice např. -/18/14. Výhodou této metody je eliminace vlivů obsaženého vzduchu a vody v kapalině na výsledky měření [16], [23].

Přesnější určení nečistot v kapalině, především z pohledu detekce částic nejmenší velikosti, umožňují automatické čítače částic. U těchto čítačů proudí stanovený objem kapaliny přes snímací clonu a z hlediska principu detekce částic jsou používány čítače světelné a laserové. Světelný čítač se skládá ze zdroje světla vysílaného na prostor snímací clony a fotodiody. Při průchodu částice snímací clonou dochází k odstínění bílého paprsku světla v závislosti na velikosti částice. Velikost částice je vyhodnocována jako rozdíl mezi vyslaným množstvím světla a množstvím světla zachyceným fotodiodou. V případě laserového čítače je do prostoru snímací clony vysílán laserový paprsek. Při průchodu částice snímací clonou dochází k rozptylu laserového paprsku, který je zachycován fotodiodou. Laserové čítače jsou citlivější a přesnější. Velkou výhodou automatických čítačů částic je jednoduchost obsluhy a rychlé vyhodnocení velikosti znečištění kapaliny. Výsledky měření ovšem mohou být zkresleny, jelikož může docházet k vzájemnému překrytí jednotlivých částic při průchodu snímací clonou. Negativně

na výslednou přesnost těchto čítačů může rovněž působit obsah vzduchových bublinek a vody v kapalině. Příklad automatického laserového čítače částic Laser CM20.2021 firmy Parker Hannifin je uveden na Obr. 4.6 (vlevo) a princip jeho činnosti je znázorněn na Obr. 4.6 (vpravo) [28].



Obr. 4.6 Přenosný čítač částic Laser CM20.2021 firmy Parker Hannifin (vlevo), princip činnosti (vpravo)

Na Obr. 4.7 je ukázka vyhodnocení třídy čistoty kapaliny podle normy NAS 1638 pomocí čítače částic Laser CM20.2021. Výsledek měření odpovídá příkladu, který byl uveden v Tab 4.5.

| | |
|-----------------|--------|
| Parker LCM20 | |
| On Line | |
| Test Number 141 | |
| Date 10/04/18 | |
| Time 13:18 | |
| NAS Class 5 | |
| Count/100ml | |
| 2/5µ | 313228 |
| 5/15µ | 5443 |
| NAS Class | 5 |
| 15/25µ | 58 |
| NAS Class | 1 |
| 25/50µ | 21 |
| NAS Class | 2 |
| 50/100µ | 0 |
| NAS Class | 00 |
| >100µ | 0 |
| NAS Class | 00 |
| Notes | |

Obr. 4.7 Příklad vyhodnocení třídy čistoty kapaliny podle normy NAS 1638 za využití automatického čítače částic Laser CM20.2021

Kromě výše uvedených metod pro určení znečištění kapaliny mohou být používány také zařízení, které využívají elektrický, magnetický, nebo ultrazvukový princip měření.

Úroveň čistoty kapaliny v hydraulických zařízeních

Potřebná úroveň čistoty kapaliny je definována požadovanou třídou čistoty kapaliny dle norem ISO 4406 nebo NAS 1638. Doporučená třída čistoty jednotlivých prvků hydraulických systémů je běžně uváděna v produktových katalozích výrobců těchto prvků. Pro dosažení požadované čistoty kapaliny v hydraulických zařízeních se používají filtry a filtrační systémy. Jemnost filtrace závisí na druhu hydraulického zařízení a vychází rovněž z konstrukčního provedení hydraulických prvků. Obecně je nutné zajistit takovou úroveň filtrace hydraulického systému, kterou potřebuje jeho nejcitlivější prvek. V Tab 4.6 jsou orientačně uvedeny doporučené třídy čistoty hydraulických systémů.

Tab 4.6 Doporučené třídy čistoty hydraulických systémů [23], [29]

| Hydraulické systémy | Doporučená třída čistoty | | Jemnost filtrace | Filtrace v obvodu | Typické použití |
|---|--------------------------|----------|------------------|------------------------|---|
| | ISO 4406 | NAS 1638 | | | |
| Systémy s vysokou citlivostí na nečistoty a požadavkem vysoké spolehlivosti, vysoce zatížené obvody se servoventily, plnění servopohonů | 16/12/9 | 3 | 1÷2 µm | Odpadní a tlaková | letecký a raketový průmysl, laboratorní zařízení |
| Systémy s vysokou citlivostí na nečistoty, hydraulické obvody se servoventily, regulační a řídicí systémy | 18/13/10 | 5 | 3 µm | Odpadní a tlaková | letectví, servosystémy |
| Systémy s proporcionálními ventily | 19/14/11 | 6 | 5÷6 µm | Odpadní, příp. tlaková | průmyslové roboty, obráběcí stroje |
| Moderní průmyslové hydraulické systémy, střednětlaké hydraulické systémy | 20/16/13 | 8 | 5÷10 µm | Odpadní | hydraulika všeobecného strojírenství, mobilní hydraulika |
| Průmyslová hydraulika, systémy větších světlostí pracující s nižšími tlaky, nižší citlivost na nečistoty | 21/17/14 | 10 | do 25 µm | Odpadní | hydraulika těžkého strojírenství a hutnictví, hornictví a ostatní systémy |

Z pohledu jednotlivých prvků systému je možné stanovit maximální dovolené provozní znečištění pracovní kapaliny Tab 4.7. Uvedené hodnoty jsou pouze orientační. V případě systémů pracujících s vyššími pracovními tlaky, případně s vyššími provozními teplotami kapaliny, se doporučuje zvýšit třídu filtrace.

Tab 4.7 Maximální dovolené provozní znečištění kapaliny [30]

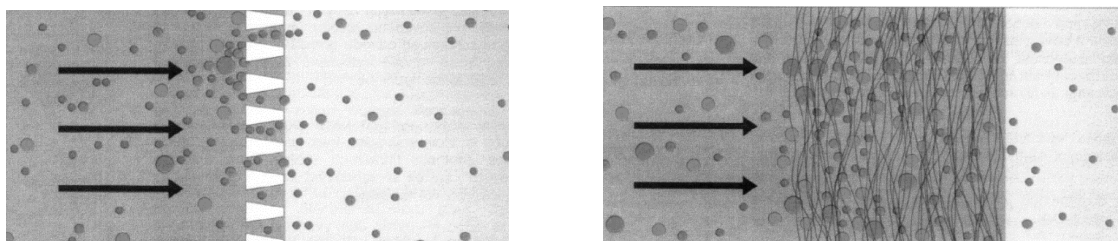
| Hydraulické prvky | Maximální dovolené znečištění kapaliny (značení podle normy ISO 4406) |
|---------------------------------------|---|
| Hydrogenerátory a hydromotory | 20/18/15 (při velkém zatížení 18/16/13) |
| Rozváděče a ventily | 20/18/15 |
| Proporcionální ventily a servoventily | 18/16/13 (pro některé typy 17/15/12) |

4.2 Filtrační vložky

K zachytávání nečistot a filtraci kapaliny se v hydraulických systémech používají filtry. Funkčním prvkem filtru je filtrační vložka. Filtrační vložky se vyrábějí v různých konstrukčních provedeních a z různých materiálů. Volba filtrační vložky závisí na mnoha faktorech, např. na způsobu filtrace, požadované jemnosti filtrace (podle typu hydraulického zařízení), použité pracovní kapaliny, velikosti provozních tlaků a teplot apod. Z hlediska filtračního účinku je možné filtrační vložky rozdělit na:

- filtrační vložky s povrchovým filtračním účinkem,
- filtrační vložky s hloubkovým filtračním účinkem.

Filtrační vložky s povrchovým filtračním účinkem zachycují nečistoty pouze na své vnější ploše. Vyrábějí se obvykle z vinutých ocelových nebo plastových vláken, případně z netkané textilie a v podstatě mají obdobnou funkci jako síta. Jemnost filtrace je dána velikostí ok (pórů) filtrační vložky. Nečistoty s velikostí větší než je velikost pórů jsou zachyceny na povrchu vložky, ovšem menší částice jsou propuštěny dále do systému, viz Obr. 4.8 (vlevo). Vložky s povrchovým filtračním účinkem se používají pouze pro hrubší filtraci, obvykle větší než 20 μm . Výhodou těchto vložek je malá tloušťka, jednoduché čištění proplachováním a tedy možnost jejich opětovného použití. Vyznačují se ovšem poměrně malou jímací kapacitou a rychle se zanášejí.



Obr. 4.8 Filtrační vložka s povrchovým filtračním účinkem (vlevo), filtrační vložka s hloubkovým filtračním účinkem (vpravo) [5]

V případě hloubkového filtračního účinku jsou filtrační vložky konstruovány z vícevrstvých vláknitých materiálů (papír, skelná a umělá vlákna, textilie, kovová mikrovlákná apod.). Kapalina protékající jednotlivými vrstvami vložky je postupně zbavována nečistot Obr. 4.8 (vpravo). Vložky mají větší tloušťku s větším množstvím pórů, což zajišťuje rovněž větší

jímavost filtru. Hloubková filtrace se používá u většiny běžných hydraulických systémů. U některých typů vložek může být dosaženo absolutní filtrační schopnosti až 1 μm . Tyto filtrační vložky se obvykle nedají čistit a jsou určeny k jednorázovému použití. Při zanesení vložky nečistotami dojde k rychlému nárůstu tlakového spádu na filtru, což signalizuje okamžik její výměny. Příklad filtrační vložky s hloubkovým filtračním účinkem je uveden na Obr. 4.9 (vlevo).

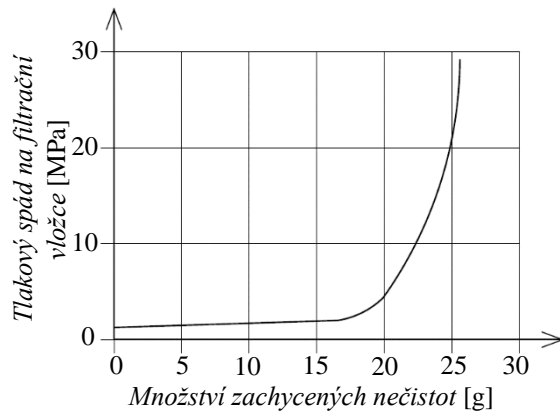
Přehled vybraných materiálů filtračních vložek je uveden v Tab 4.8.

Tab 4.8 Materiály filtračních vložek [11], [31]

| Materiál filtrační vložky | Jemnost filtrace [μm] | Filtrační účinek | Použití |
|--|------------------------------------|--------------------|---|
| Tkanina z ocelových vláken (čistitelné) | 10÷800 | Povrchová filtrace | Pro hrubší filtraci v odpadních, tlakových nebo sacích filtrech běžných hydraulických systémů. Možnost použití pro mazací kapaliny a v případě nerezové oceli rovněž pro vodu. |
| Netkaná textilie (jednorázové použití) | 25÷60 | Povrchová filtrace | Jedná se o plastová vlákna s vysokou pevností. Jsou určena pro hrubší filtraci emulzí, chladicích a mazacích kapalin a vody. |
| Papírové vlákna (jednorázové použití) | 10÷25 | Hloubková filtrace | Vložka je tvořena z vrstev impregnovaného papíru navinutých na opěrné síto. Jedná se o nejlevnější typ filtračních vložek používaný v odpadních a tlakových filtrech běžných hydraulických systémů. |
| Skelná vlákna (jednorázové použití) | 1÷20 | Hloubková filtrace | Pro velmi jemnou filtraci v odpadních a tlakových filtrech. Všeobecné použití, vhodné i pro systémy s vysokými požadavky na čistotu kapaliny (obvody s proporcionálními ventily a servoventily). |
| Netkaná ocelová vlákna (jednorázové použití) | 5÷15 | Hloubková filtrace | Vyznačují se velmi dobrou filtrační schopností. Použití v odpadních a tlakových filtrech pro filtraci agresivních kapalin za vysokých teplot až 160 °C. Aplikace v chemickém průmyslu. |

Při proudění kapaliny filtrem působí filtrační vložka jako odpor proti proudění, kdy jeho velikost závisí na zvolené jemnosti filtrace (čím jemnější filtrace, tím větší odpor). Tento odpor způsobuje tlakovou ztrátu, která se ještě zvyšuje s úrovní zanesení filtrační vložky. Při návrhu filtrace je potřeba správně zvolit velikost filtru, aby nedocházelo k rychlému zanesení filtračních vložek, popř. jejich protržení. Životnost filtračních vložek je určena velikostí dovoleného tlakového spádu. Jeho maximální hodnota se liší pro různé typy vložek a je uváděna

v produktových katalozích výrobců. Na Obr. 4.9 je znázorněna závislost tlakového spádu Δp na filtrační vložce na množství zachycených nečistot v gramech.



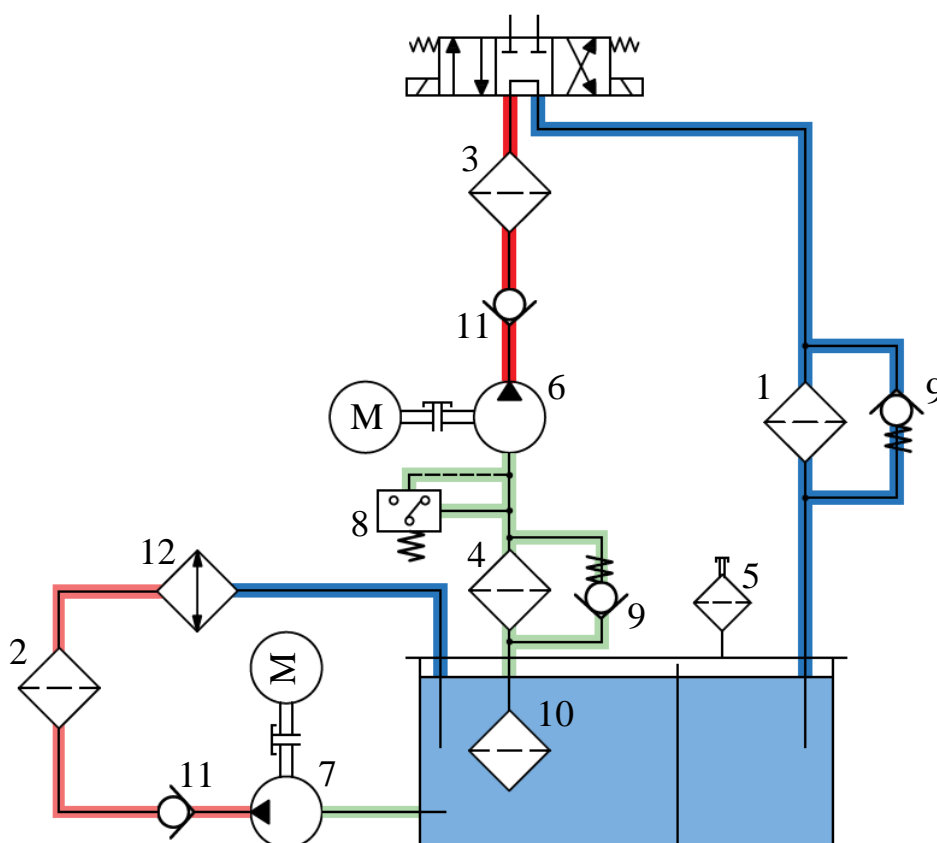
Obr. 4.9 Filtrační vložka s hloubkovým filtračním účinkem firmy Bosch Rexroth [32] (vlevo), závislost tlakového spádu Δp na filtrační vložce na množství zachycených nečistot v gramech [5] (vpravo)

4.3 Filtry

Způsob filtrace v hydraulických systémech závisí na požadované čistotě kapaliny (jemnosti filtrace), provozních parametrech a konstrukčním uspořádání systému. Filtry používané v těchto systémech můžeme rozdělit podle jejich umístění v hydraulickém obvodu na:

- nízkotlaké filtry (odpadní filtry a v oběhové filtraci),
- tlakové filtry,
- sací filtry,
- plnicí a odvzdušňovací filtry.

Příklad umístění filtrů v otevřeném hydraulickém obvodu je znázorněn na Obr. 4.10.

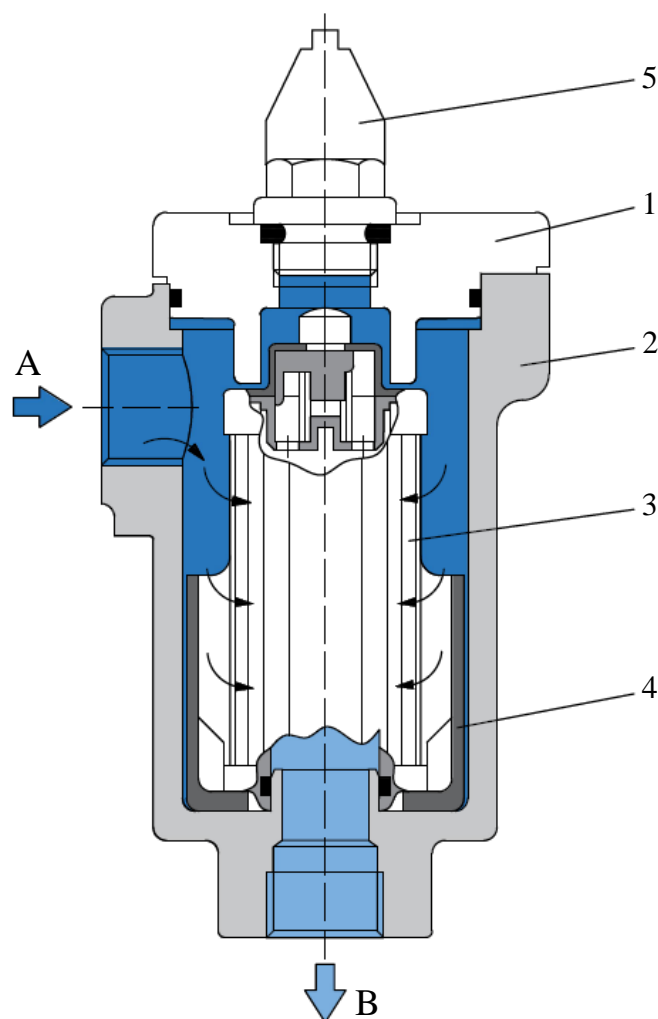


Obr. 4.10 Příklad umístění filtrů v otevřeném hydraulickém obvodu

1 – nízkotlaký filtr v odpadním vedení, 2 – nízkotlaký filtr v samostatném filtračním okruhu (oběhová filtrace), 3 – tlakový filtr, 4 sací filtr, 5 – plnicí a odvzdušňovací filtr, 6 – hydrogenerátor hlavního okruhu, 7 – hydrogenerátor filtračního okruhu, 8 – snímač podtlaku, 9 – obtokový jednosměrný ventil s pružinou, 10 – sací koš, 11 – jednosměrný ventil, 12 - chladič

Nízkotlaké filtry

Nízkotlaké filtry bývají nejčastěji umístěny na konci odpadního vedení a mohou být upevněny přímo na víko nádrže. V tomto případě se jedná o tzv. odpadní filtry neboli zpětné filtry. Kapalina je filtrována při průtoku zpět do nádrže. Příklad konstrukčního řešení nízkotlakého filtru je uveden na Obr. 4.11. Hlavní částí filtru jsou víko 1 a těleso 2, ve kterém je umístěna filtrační vložka 3. Záchytný koš 4 zabraňuje vniknutí nečistot do nádrže při výměně filtrační vložky. Standardní součástí filtrů bývá i indikátor zanesení filtrační vložky 5. Většina konstrukčních řešení filtrů pracuje na principu a směru průtoku kapaliny, který je uveden na obrázku Obr. 4.11. Znečištěná kapalina vstupuje do filtru vstupem A, proudí přes vnější plochu filtrační vložky (dochází k filtraci kapaliny) a vystupuje z filtru vnitřní částí filtrační vložky výstupem B. Takovéto řešení je výhodné, jelikož po obvodu filtrační vložky využívá větší plochu k filtraci kapaliny. Vnitřní část vložky bývá vyztužena kovovým válcovým sítem, které brání jejímu zborcení a protržení při zvýšení tlakového spádu (zanesení filtrační vložky).

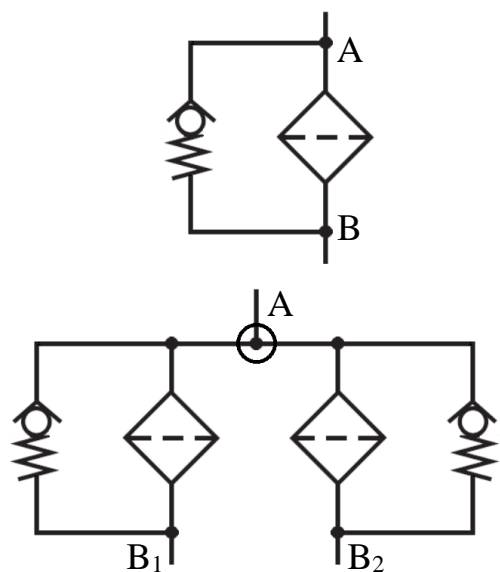


Obr. 4.11 Nízkotlaký filtr

1 – víko filtru, 2 – těleso filtru, 3 – filtrační vložka, 4 – záchytný koš, 5 – indikátor zanesení filtrační vložky

Filtry mají předepsaný směr průtoku kapaliny, který musí být při montáži dodržen. Průtok kapaliny filtrem v opačném směru není tak výhodný. Výrazně se sníží filtrační plocha, dojde k rychlejšímu zanesení filtrační vložky a zvýšení tlakového spádu, což může vést k vytržení vložky z víka. V takovém případě jsou zachycené nečistoty vyplaveny do nádrže a filtr nadále není v činnosti. Na Obr. 4.13 (vpravo) je uveden příklad poškození (vytržení) filtrační vložky způsobený nesprávnou montáží filtru (nedodržení směru průtoku kapaliny přes filtr).

Odpadní filtry se prakticky vždy používají s paralelně připojeným obtokovým jednosměrným ventilem s pružinou, který je v některých případech přímo konstrukční součástí filtru. Tento ventil má bezpečnostní funkci. Při zanesení filtrační vložky dojde vlivem zvýšení tlakového spádu na filtru k přetlačení pružiny jednosměrného ventilu a kapalina proudí obtokem přes jednosměrný ventil do nádrže. Jednosměrný ventil chrání filtrační vložku před jejím protržením, ale po dobu průtoku přes jednosměrný ventil filtr ztrácí filtrační schopnost.



Obr. 4.12 Grafická značka odpadního filtru s obtokovým jednosměrným ventilem (vlevo nahoře), dvojitý odpadní filtr s možností přepínání směru průtoku firmy Hydac [34] (vpravo) grafická značka (vlevo dole)

Výhodou odpadních filtrů jsou nízké pořizovací náklady, jednoduchá údržba – filtr je obvykle umístěn na dobře dostupném místě a ukazatel znečištění filtrační vložky je dobře viditelný. Jedná se o poměrně účinný způsob filtrace, s možností dosažení vysoké jemnosti filtrace. Použití odpadního filtru umožňuje filtraci celého průtoku hydrogenerátoru.



Obr. 4.13 Nízkotlaký filtr s opticko-elektrickým indikátorem znečištění filtrační vložky (vlevo), poškození filtrační vložky při nesprávné montáži (zapojení) filtru (vpravo)

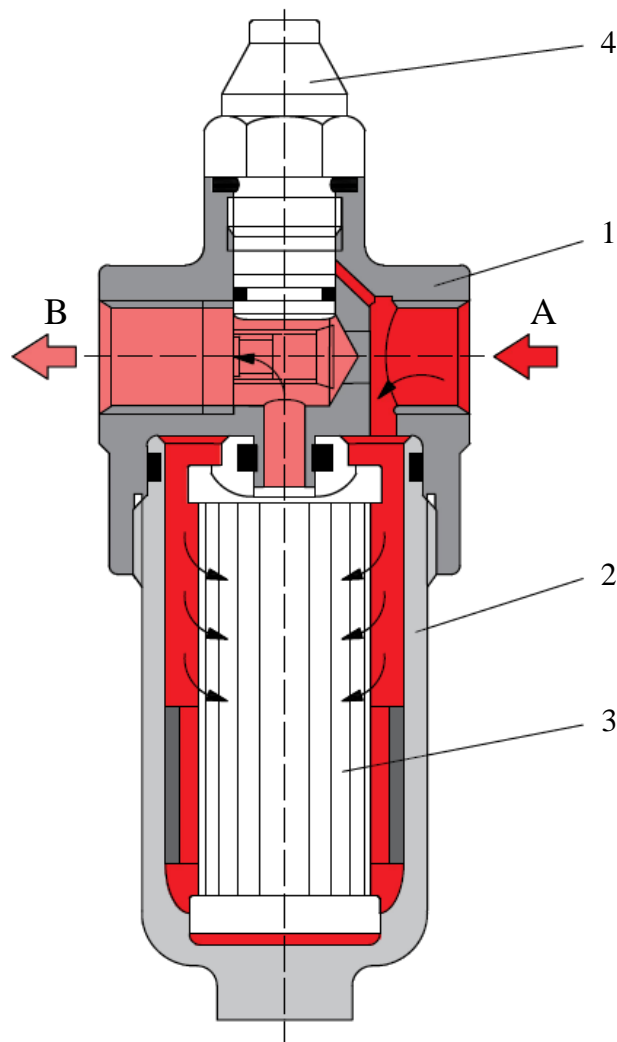
Nevýhodou je, že filtrace je přerušovaná v závislosti na činnosti hydraulického systému. Filtr musí být dimenzovaný na maximální průtok systému (v případě obvodů s akumulátory na

možný součet průtoku hydrogenerátoru a průtoků z akumulátorů). Při studených startech (vyšší viskozita kapaliny), nebo při tlakových špičkách může docházet krátkodobě k otevření jednosměrného ventilu a k proudění znečištěné kapaliny do nádrže. Při výměně filtrační vložky musí být činnost systému pozastavena. Tuto nevýhodu lze eliminovat použitím dvojitého odpadního filtru Obr. 4.12 (vpravo). Prvek je složen ze dvou identických filtrů a přepínacího uzavíracího ventilu. Při činnosti hydraulického systému proudí kapalina vždy pouze jedním z dvojice filtrů a u druhého filtru může být vyměněna filtrační vložka i za provozu.

Další řešení nízkotlaké filtrace je použitím nízkotlakého filtru v samostatném filtračním okruhu (oběhová filtrace). Kapalina je do filtračního okruhu dopravována vedlejším hydrogenerátorem (což zvyšuje pořizovací náklady). Výhodou je, že průběh filtrace nezávisí na činnosti hlavního hydraulického obvodu. Filtr může být dimenzován na menší průtok kapaliny. Součástí vedlejšího filtračního okruhu může být i chladič, zajišťující chlazení pracovní kapaliny.

Tlakové filtry

Tlakové filtry jsou umístěny v tlakové větvi hydraulického obvodu za hydrogenerátorem. Používají se v odůvodněných případech, především v obvodech s prvky obzvláště citlivými na čistotu kapaliny (např. v obvodech se servoventily). Filtr se obvykle umísťuje v blízkosti citlivého prvku. Tlakové filtry jsou velmi účinné, volí se jemná filtrace. Nicméně jsou výrazně dražší než odpadní filtry, musí být robustní konstrukce, aby odolávaly vysokým pracovním tlakům v hydraulickém systému, kdy těmto tlakům musí být přizpůsobeny rovněž filtrační vložky. Výměna filtrační vložky za provozu hydraulického systému je možná pouze v případě použití dvojice tlakových filtrů s možností přepínání směru průtoku. Příklad tlakového filtru je uveden na Obr. 4.14. Princip činnosti je obdobný jako u nízkotlakých filtrů.



Obr. 4.14 Tlakový filtr

1 – víko filtru, 2 – těleso filtru, 3 – filtrační vložka, 4 – indikátor zanesení filtrační vložky

Sací filtry

Sací filtr může být umístěn v sacím potrubí mezi hydrogenerátorem a nádrží. Slouží pro ochranu hydrogenerátoru před hrubými nečistotami. Provoz těchto filtrů je problematický a používají se pouze ve výjimečných případech. Při zanesení filtrační vložky se výrazně zvyšuje odpor v sacím vedení hydrogenerátoru. To vede k nárůstu potřebného podtlaku v sání hydrogenerátoru, zvyšuje se riziko kavitace a sací schopnost hydrogenerátoru může být omezena. V případě použití sacího filtru by měl být filtr opatřen obtokem a snímačem podtlaku, který v případě překročení dovolené hodnoty podtlaku zastaví hydrogenerátor. Filtrační vložky sacích filtrů se volí pouze s velmi hrubou filtrací ($70 \div 100 \mu\text{m}$).

Častěji se v hydraulických systémech používají sací koše, které se instalují pod hladinu kapaliny v nádrží. Jedná se pouze o ochranu čerpadla před hrubými nečistotami. Také v případě použití sacího koše by měla být monitorována velikost podtlaku v sacím vedení hydrogenerátoru.

Plnicí a vzduchové filtry

Tyto filtry se umísťujú na víko nádrže, alebo do plnicího otvoru nádrže. Pri zmenách stavu hladiny kapaliny v nádrži dochádza přes vzduchový filtr Obr. 4.15 k propojení s okolím nádrže. V tomto prípade vzduchové filtry zabráňujú vniknutí nečistot do nádrže z jejího okolí.



Obr. 4.15 Vzduchový filtr firmy Bosch Rexroth [33]

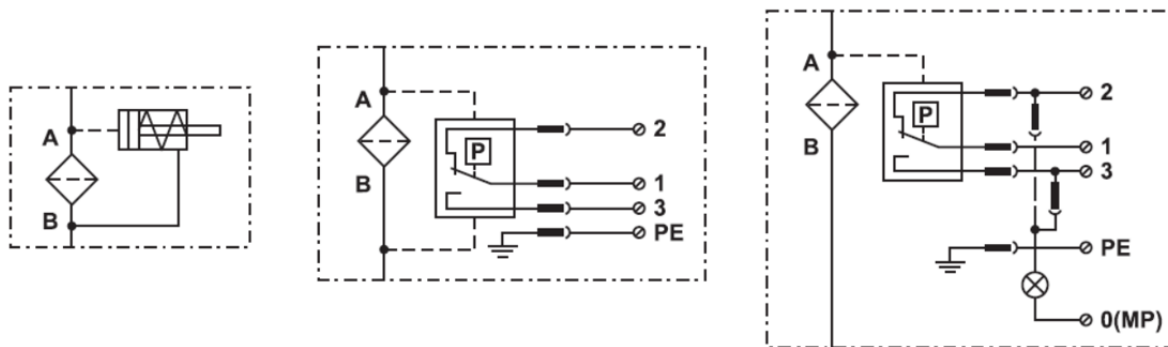
Plnicí filtry Obr. 4.16 (vlevo) slouží pro filtraci při plnění hydraulického systému kapalinou. Jejich součástí bývá filtrační vložka a síto pro zachycení nečistot. Některé plnicí a vzduchové filtry mohou rovněž obsahovat materiály, které slouží k absorpci vlhkosti Obr. 4.16 (vpravo).



Obr. 4.16 Plnicí filtr firmy MP Filtri [35] (vlevo) vzduchový filtr s absorpcí vlhkosti firmy Bosch Rexroth [33] (vpravo)

Indikátory znečištění filtračních vložek

Pomocí indikátorů znečištění filtračních vložek je snímán tlak případně tlakový spád, který představuje odpor filtrační vložky. Dosažení kritické hodnoty (při zanesení filtrační vložky) je signalizováno indikátorem vizuálně nebo elektrickým signálem viz Obr. 4.17.



Obr. 4.17 Příklady zapojení indikátoru znečištění filtračních vložek [11], optická signalizace (vlevo), elektrická signalizace (uprostřed), opticko-elektrická signalizace (vpravo)

Filtrů, filtračních vložek a zařízení je velké množství, na Obr. 4.18 je ukázka vybraných prvků filtrační techniky ze sortimentu společnosti Bosch Rexroth.



Obr. 4.18 Filtrační sortiment firmy Bosch Rexroth [32]

5. Hydrostatické převodníky

Hydrostatické převodníky jsou prvky, ve kterých dochází k přeměně mechanické energie na tlakovou energii kapaliny, nebo naopak. Pracují na objemovém principu, to znamená, že k přeměně energie dochází pomocí přepravení určitého objemu kapaliny ze vstupu převodníku na jeho výstup. Tlaková energie proudící kapaliny E_p , je přímo úměrná tlaku p a objemu V kapaliny:

$$E_p = p \cdot V. \quad (5.1)$$

Změna tlakové energie při průchodu kapaliny hydrostatickým převodníkem je dána vztahem:

$$\Delta E_p = \Delta E_{p2} - \Delta E_{p1} = p_2 \cdot V - p_1 \cdot V = \Delta p \cdot V. \quad (5.2)$$

Hydraulický výkon P_h odpovídá množství přenesené tlakové energie (vykonané práce) kapaliny za čas [8]:

$$P_h = \frac{d\Delta E_p}{dt} = \frac{d(\Delta p \cdot V)}{dt} = \frac{d\Delta p}{dt} \cdot V + \Delta p \cdot \frac{dV}{dt}. \quad (5.3)$$

Budeme-li uvažovat ustálený stav, potom $\Delta p = \text{konst.}$ a změna tlaku za čas je nulová $d\Delta p/dt = 0$. Změnu objemu kapaliny V za čas t můžeme vyjádřit objemovým průtokem kapaliny Q a rovnice se upraví do tvaru:

$$P_h = \Delta p \cdot \frac{dV}{dt} = \Delta p \cdot Q, \quad (5.4)$$

kde P_h [W] je hydraulický výkon, Δp [Pa] tlakový spád (rozdíl tlaků) a Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je objemový průtok kapaliny.

Pro ideální (bezztrátový) hydrostatický převodník lze tedy při přeměně tlakové energie na mechanickou (a naopak) předpokládat rovnost výkonů:

$$P_h = P_m, \quad (5.5)$$

kde P_m [W] je mechanický výkon.

Ve skutečnosti bude při provozu převodníků vždy docházet ke ztrátám. Část tlakové a mechanické energie se přemění na energii tepelnou. Jedná se o tzv. rozptyl (disipaci) energie a je to nevratný děj. Obecně v hydraulických systémech rozlišujeme tři typy ztrát.

Průtokové ztráty

Jsou to ztráty netěsnostmi. Projevují se průtokem kapaliny funkčními mezerami pohybujících se částí. Jejich velikost závisí na tlakovém spádu, rozměrech a geometrii funkčních mezer, nebo na fyzikálních vlastnostech kapaliny (především na viskozitě). U hydrostatických převodníků lze velikost průtokových ztrát vyjádřit **průtokovou účinností** η_Q .

Tlakové ztráty

Vznikají v důsledku odporu vůči proudící kapalině. Spadají sem hydraulické třecí a místní ztráty. Třecí ztráty jsou způsobeny vlivem vnitřního tření kapaliny a třením kapaliny při

kontaktu s povrchem tělesa. Místní ztráty jsou konstrukční odpory proti proudění, v jejichž důsledku dochází ke změně směru nebo rychlosti proudění kapaliny.

Mechanické ztráty

Představují tření pohybujících se mechanických částí a někdy se označují také jako tzv. pasivní odpory.

U hydrostatických převodníků se mechanické a tlakové ztráty uvádějí společně, a jejich velikost definuje **mechanicko-tlaková účinnost** η_{mp} (jedná se o součin mechanické a tlakové účinnosti).

Hodnoty průtokové a mechanicko-tlakové účinnosti se u hydrostatických převodníků stanovují na základě měření v ustáleném stavu a jsou funkcí řady parametrů.

Celková účinnost převodníku η_C je dána součinem jednotlivých dílčích účinností:

$$\eta_C = \eta_Q \cdot \eta_{mp} . \quad (5.6)$$

Výkon skutečného převodníku P , tedy bude roven jeho příkonu P_P , sníženému o celkovou účinnost převodníku η_C , dle vztahu:

$$P = P_P \cdot \eta_C . \quad (5.7)$$

Hydrostatické převodníky lze rozdělit podle řady různých hledisek. Vezměme si jako základní parametr jejich rozdělení způsob pohybu vstupního, případně výstupního členu. Pak můžeme převodníky rozdělit:

- s rotačním pohybem – **hydrogenerátory** a **rotační hydromotory**,
- s kyvným pohybem – **kyvné hydromotory**,
- s přímočarým pohybem – **přímočaré hydromotory** (hydraulické válce).

Hlavními výrobci rotačních převodníků jsou firmy Bosch Rexroth, Parker, Yuken, Danfoss, Atos, Linde Hydraulics, Kawasaki Hydraulics, nebo Poclain Hydraulics, jejichž technická data a uváděné parametry byly využity při tvorbě této kapitoly.

5.1 Převodníky s rotačním pohybem

Hydrostatické převodníky s rotačním pohybem vstupního členu jsou hydrogenerátory (čerpadla). Při rotačním pohybu výstupního členu se jedná o rotační motory (hydromotory). Tyto převodníky se vyrábějí v mnoha různých konstrukčních provedeních. Podle typu pracovního prvku, pomocí kterého je dosažen převod a přenos energie, se rozlišují rotační převodníky: zubové, šroubové, lamelové a pístové. Ty se dále dělí podle provedení, způsobu uspořádání atd. Obvykle platí, že rozdíly mezi hydrogenerátory a hydromotory stejné konstrukce jsou velmi malé. V Tab 5.1 jsou uvedeny orientační parametry a vlastnosti některých rotačních hydrostatických převodníků. Vlastnosti jsou hodnoceny známkami v rozmezí 1 (nejlepší) až 4 [12], [15].

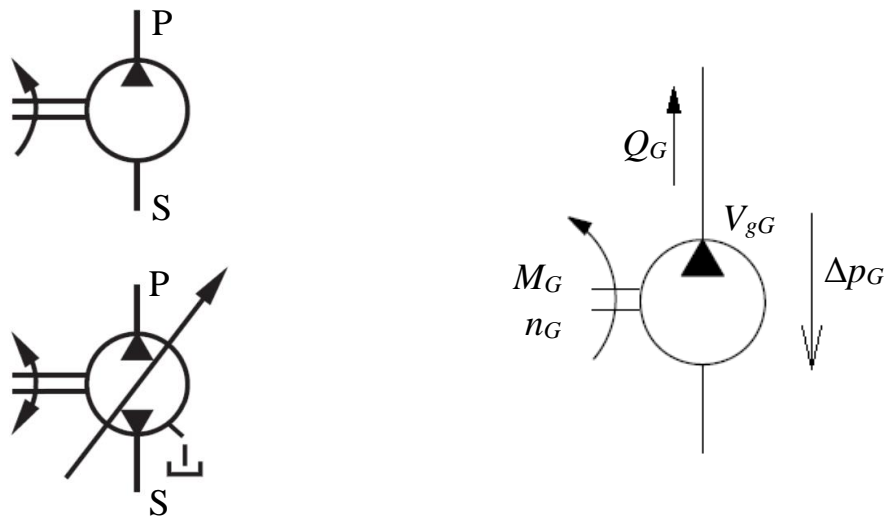
Tab 5.1 Přehled základních parametrů hydrostatických rotačních převodníků

| Převodník | Tlak [MPa] | Průtok [dm ³ ·min ⁻¹] | Účinnost [-] | Hlučnost | Životnost | Citlivost na viskozitu | Cena |
|----------------------------|------------|--|--------------|----------|-----------|------------------------|------|
| Zubový s vnějším ozubením | 25 | 300 | 0,85 ÷ 0,9 | 4 | 3 | 1 | 1 |
| Zubový s vnitřním ozubením | 30 | 300 | 0,91 | 1 ÷ 2 | 2 | 2 | 2 |
| Lamelový | 17,5 | 200 | 0,8 | 1 ÷ 2 | 1 | 3 | 2 |
| Radiální pístový | 70 | 200 | 0,92 | 3 | 2 | 1 | 3 |
| Axiální pístový | 45 | 3 500 | 0,94 | 3 | 2 | 1 | 3 |
| Šroubový | 16 | 2 600 | 0,9 | 1 | 1 ÷ 2 | 1 | 3 |

5.1.1 Hydrogenerátory

Hydrogenerátory neboli hydraulická čerpadla, jsou prvky s rotačním pohybem vstupního členu. Jsou nezbytnou součástí všech hydraulických systémů. Slouží k přeměně vstupní mechanické energie (elektromotoru, nebo spalovacího motoru), na výstupní tlakovou energii kapaliny. Aby se kapalina z nádrže dostala do hydrogenerátoru, je potřeba vytvořit podtlak v sací části. Většina hydrogenerátorů se vyznačuje dobrou sací schopností, což umožňuje jejich umístění nad hladinu kapaliny v nádrži (často na víko nádrže). Pokud má hydrogenerátor horší sací schopnost, je potřeba ho umístit pod úroveň hladiny kapaliny v nádrži, případně může být plněný přetlakem, který je vytvořený jiným tzv. plnicím hydrogenerátorem. Podtlak v sací části je potřeba sledovat, jelikož při vyšších hodnotách podtlaku může vznikat kavitace. Důležitým faktorem pro správný provoz hydrogenerátoru je rovněž čistota kapaliny. Nečistoty způsobují opotřebení třecích ploch, to vede k následnému zvětšování funkčních vůlí a snižuje celkovou účinnost hydrogenerátoru. Doporučená filtrace se může lišit pro jednotlivá konstrukční provedení hydrogenerátorů a je uváděna v katalogích výrobců.

Určujícím parametrem hydrogenerátorů (a všech rotačních převodníků) je **geometrický objem** V_g . Jedná se o objem kapaliny, který se přepraví hydrogenerátorem za jednu otáčku. Definuje velikost převodníku, v katalozích výrobců je obvykle uváděn v cm^3 . V podstatě jde o objem vnitřních funkčních částí a jeho určení se liší pro různé konstrukce hydrogenerátorů. Podle toho, jestli lze v průběhu činnosti měnit geometrický objem převodníku, rozlišujeme hydrogenerátory s konstantním geometrickým objemem (neregulační) a s proměnným geometrickým objemem (regulační). Možnost změny geometrického objemu je dána konstrukcí převodníku. Na Obr. 5.1 jsou uvedeny hydraulické značky. Přestože jsou hydrogenerátory různých konstrukčních provedení, v hydraulických výkresech se to nerozlišuje. Na Obr. 5.1 (vlevo nahoře) je značka neregulačního jednosměrného hydrogenerátoru (s konstantním geometrickým objemem) a jedním směrem otáčení vstupní hřídele. Na Obr. 5.1 (vlevo dole) je značka obousměrného regulačního hydrogenerátoru (regulaci znázorňuje šikmá šipka vedoucí přes převodník) s možností otáčení vstupní hřídele v obou směrech (i možností průtoku v obou směrech). Na značce jsou čárkovanou čarou znázorněny taktéž průsaky (lekáž).



Obr. 5.1 Hydraulické značky hydrogenerátorů

Na základě geometrického objemu a vstupních otáček, můžeme stanovit teoretický průtok hydrogenerátoru Q_{Gt} dle vztahu:

$$Q_{Gt} = V_{gG} \cdot n_G, \quad (5.8)$$

kde Q_{Gt} [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je teoretický průtok hydrogenerátoru, V_{gG} [m^3] geometrický objem hydrogenerátoru a n_G [s^{-1}] jsou vstupní otáčky hydrogenerátoru.

Skutečný průtok hydrogenerátoru Q_G bude vlivem netěsností (průtokových ztrát) menší a můžeme ho vyjádřit pomocí průtokové účinnosti hydrogenerátoru η_{QG} , dle vztahu:

$$Q_G = V_{gG} \cdot n_G \cdot \eta_{QG}. \quad (5.9)$$

Pro stanovení teoretického tlaku Δp_{Gt} hydrogenerátoru budeme vycházet z rovnosti výkonů (5.5). Na vstupu do hydrogenerátoru je mechanický výkon P_m . Je to výkon hnacího motoru (představuje rotační pohyb výstupní hřídele hnacího motoru). Z pohledu hydrogenerátoru se jedná o příkon hydrogenerátoru:

$$P_m = M_G \cdot \omega_G = M_G \cdot 2\pi \cdot n_G, \quad (5.10)$$

kde P_m [W] je mechanický výkon na vstupu do hydrogenerátoru (výkon hnacího motoru, příkon hydrogenerátoru), M_G [N · m] moment na vstupní hřídeli hydrogenerátoru, ω_G [rad · s⁻¹] úhlová rychlost vstupní hřídele hydrogenerátoru a n_G [s⁻¹] jsou otáčky vstupní hřídele hydrogenerátoru.

Na výstupu z hydrogenerátoru je teoretický hydraulický výkon P_{ht} :

$$P_m = P_{ht} = \Delta p_{Gt} \cdot Q_{Gt} = \Delta p_{Gt} \cdot V_{gG} \cdot n_G, \quad (5.11)$$

kde P_{ht} [W] je teoretický hydraulický výkon na výstupu z hydrogenerátoru a Δp_{Gt} [Pa] je teoretický výstupní tlak (tlakový spád) z hydrogenerátoru.

Dosazením rovnic (5.10) a (5.11) do rovnice (5.5) lze odvodit teoretický tlak na výstupu z hydrogenerátoru:

$$\begin{aligned} P_m &= P_{ht}, \\ M_G \cdot \omega_G &= \Delta p_{Gt} \cdot Q_{Gt}, \\ M_G \cdot 2\pi \cdot n_G &= \Delta p_{Gt} \cdot V_{gG} \cdot n_G, \\ \Delta p_{Gt} &= \frac{M_G \cdot 2\pi}{V_{gG}}. \end{aligned} \quad (5.12)$$

Pro stanovení tlakového spádu hydrogenerátoru, je nutné zahrnout mechanické a tlakové ztráty hydrogenerátoru:

$$\Delta p_G = \frac{M_G \cdot 2\pi}{V_{gG}} \cdot \eta_{mpG}. \quad (5.13)$$

Pro určení výkonu hydrogenerátoru v souladu s rovnicí (5.7) platí:

$$P_h = P_m \cdot \eta_{CG}. \quad (5.14)$$

kde η_{CG} [-] je celková účinnost hydrogenerátoru.

Hydrogenerátory se vyrábějí v mnoha různých konstrukčních provedeních. Hlavní výstupní parametry hydrogenerátorů a zároveň provozní parametry hydraulických obvodů jsou průtok a tlak. Při volbě optimálního typu hydrogenerátoru, vhodného pro danou aplikaci, je třeba zvážit řadu dalších faktorů jako jsou: životnost, vlivy okolního prostředí (teplota, vlhkost), požadavky na hlučnost, volba a možnosti použití hnacího motoru, rozsah pracovních otáček a samozřejmě účinnost a cenu. Některé konstrukční provedení hydrostatických převodníků navíc umožňují plynulou změnu geometrického objemu. Vybrané typy hydrogenerátorů a principy jejich funkce budou popsány v následujících kapitolách.

5.1.2 Statické charakteristiky hydrogenerátorů

V předchozí kapitole byly ze základních vztahů odvozeny výstupní parametry hydrogenerátorů. Jejich skutečné hodnoty jsou ovlivněny účinnostmi. Problémem ovšem je, že účinnost není konstantní, ale je proměnná s řadou dalších faktorů (s tlakem, otáčkami, viskozitou kapaliny apod.). Pro lepší pochopení výše uvedených vztahů a funkce hydrogenerátorů budou uvedeny jejich základní statické charakteristiky. Statická charakteristika se obvykle udává jako funkce jedné proměnné, přičemž ostatní proměnné jsou uvažovány jako konstantní. Měří se v ustáleném stavu a z jejího průběhu lze určit některé další parametry [36].

Průtoková charakteristika $Q_G = f(\Delta p_G)$

Představuje závislost průtoku Q_G hydrogenerátoru na jeho tlakovém spádu Δp_G při konstantních otáčkách n_G Obr. 5.2 (vlevo) a v případě regulačního hydrogenerátoru také při konstantním geometrickém objemu (regulačním parametru φ_G). Teoreticky je průtok hydrogenerátoru Q_{Gt} konstantní, nezávislý na tlakovém spádu. Lze jej vypočítat dle rovnice (5.8). Ve skutečnosti se s rostoucím tlakovým spádem zvyšují průtokové ztráty, to je vyjádřeno naměřenou statickou charakteristikou, jejíž průběh je skloněn o úhel α . Ze sklonu charakteristiky můžeme určit ztrátový průtok Q_{Gz} , nebo tzv. svodovou propustnost hydrogenerátoru G_G :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{Q_{Gz}}{\Delta p_G} = G_G . \quad (5.15)$$

Průběh charakteristiky lze aproximovat např. vztahem:

$$Q_G = Q_{Gt} - Q_{Gz} = V_{gG} \cdot n_G - G_G \cdot \Delta p_G . \quad (5.16)$$

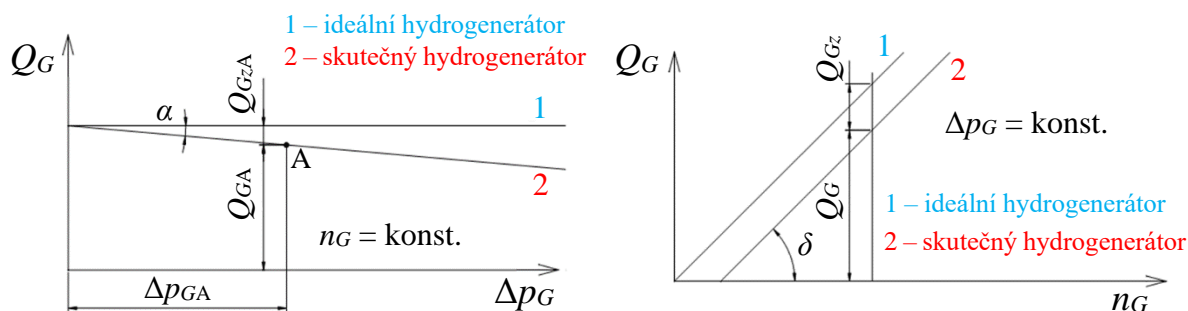
Průtokovou účinnost můžeme spočítat v libovolném bodě charakteristiky, dle vztahu:

$$\eta_{QG} = \frac{Q_G}{Q_{Gt}} . \quad (5.17)$$

Průtoková charakteristika $Q_G = f(n_G)$

Tato charakteristika představuje průběh průtoku Q_G hydrogenerátoru v závislosti na jeho otáčkách n_G , při konstantním tlakovém spádu Δp_G . V případě regulačního hydrogenerátoru také při konstantním geometrickém objemu (regulačním parametru φ_G). Na Obr. 5.2 (vpravo) je uvedena charakteristika 1 pro ideální (bezztrátový hydrogenerátor) a charakteristika 2 pro skutečný hydrogenerátor. Platí že, $\operatorname{tg} \delta = V_{gG}$. Průběh charakteristiky lze aproximovat vztahem:

$$Q_G = Q_{Gt} - Q_{Gz} = V_{gG} \cdot n_G - Q_{Gz} \quad (5.18)$$



Obr. 5.2 Průtoková charakteristika hydrogenerátoru $Q_G = f(\Delta p_G)$ při konstantních otáčkách n_G (vlevo), průtoková charakteristika hydrogenerátoru $Q_G = f(n_G)$ při konstantním tlakovém spádu Δp_G (vpravo)

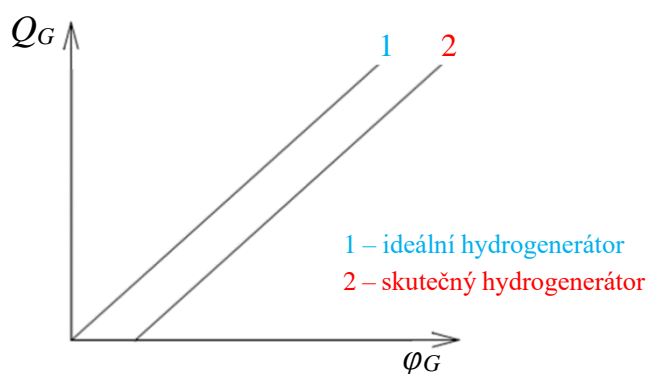
Průtoková charakteristika $Q_G = f(\varphi_G)$

U regulačního hydrogenerátoru lze definovat průběh průtoku Q_G v závislosti na regulačním parametru φ_G , přičemž ostatní parametry uvažujeme jako konstantní, Obr. 5.3. Regulační parametr φ_G hydrogenerátoru je dán jako poměr okamžitého geometrického objemu V_{gG} hydrogenerátoru k jeho maximálnímu geometrickému objemu V_{gGmax} :

$$\varphi_G = \frac{V_{gG}}{V_{gGmax}}. \quad (5.19)$$

Průběh charakteristiky lze vyjádřit vztahem:

$$Q_G = \varphi_G \cdot V_{gGmax} \cdot n_G. \quad (5.20)$$

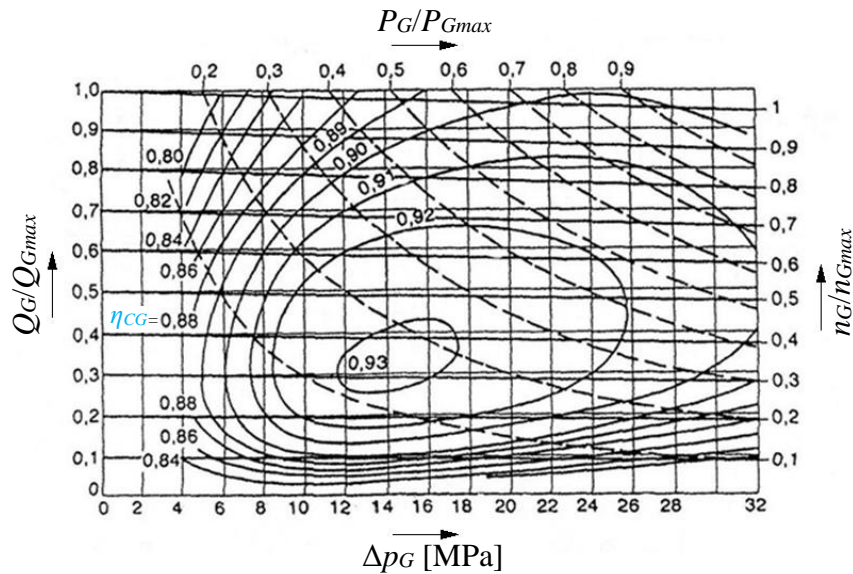


Obr. 5.3 Průtoková charakteristika hydrogenerátoru $Q_G = f(\varphi_G)$

Komplexní charakteristika hydrogenerátoru

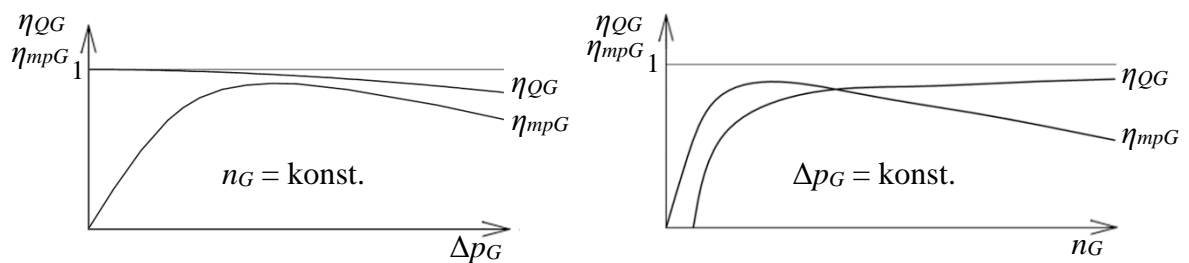
Komplexní charakteristika umožňuje sledovat závislost více veličin. Na Obr. 5.4 jsou zakresleny poměrné hodnoty průtoku Q_G/Q_{Gmax} hydrogenerátoru, hodnoty tlakového spádu Δp_G na hydrogenerátoru, poměrné otáčky hydrogenerátoru n_G/n_{Gmax} a poměrné hodnoty výkonu hydrogenerátoru P_G/P_{Gmax} . V komplexní charakteristice jsou rovněž vykresleny oblasti hodnot

celkové účinnosti η_{CG} hydrogenerátoru. Komplexní charakteristiky lze najít v katalogích některých výrobců hydrogenerátorů a slouží ke stanovení ideálních provozních podmínek.



Obr. 5.4 Komplexní charakteristika hydrogenerátoru

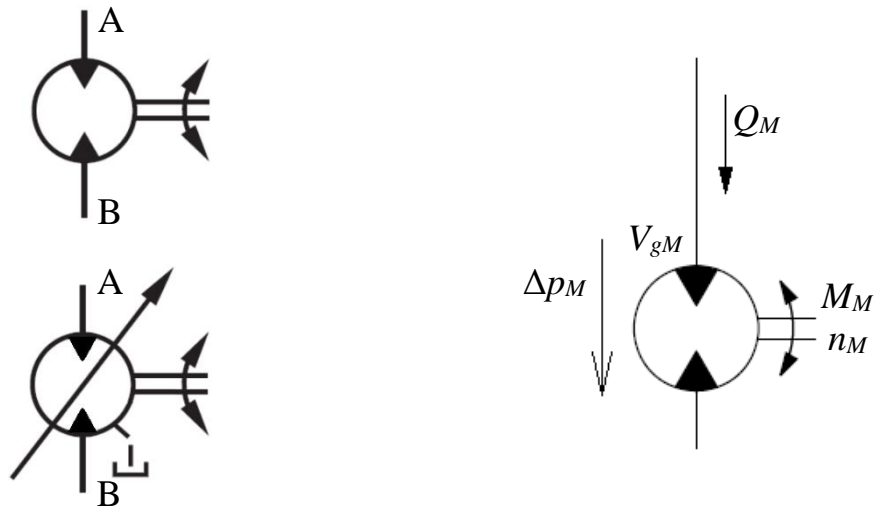
Na Obr. 5.5 jsou uvedeny průběhy průtokové η_{QG} a mechanicko-tlakové η_{mpG} účinnosti v závislosti na tlakovém spádu Δp_G (vlevo) a otáčkách hydrogenerátoru n_G (vpravo). Obě účinnosti lze také vyjádřit pomocí dříve uvedených vztahů (5.9) a (5.13).



Obr. 5.5 Závislost účinností hydrogenerátoru na tlaku $\eta_G = f(\Delta p_G)$ (vlevo), závislost účinností hydrogenerátoru na otáčkách $\eta_G = f(n_G)$ (vpravo)

5.1.3 Rotační motory (hydromotory)

Hydraulické motory obecně jsou výstupními členy hydraulických systémů. Rotační hydromotory převádějí vstupní tlakovou energii kapaliny na výstupní mechanickou energii otáčející se hřídele. Jejich funkce je tedy inverzní k funkci hydrogenerátorů. Konstrukčně jsou velmi blízké hydrogenerátorům a taktéž mohou být v provedení s konstantním geometrickým objemem (neregulační), nebo s možností změny geometrického objemu (regulační). Hydraulické značky Obr. 5.6 jsou rovněž podobné, pouze vnitřní trojúhelník je kreslen v opačném směru.



Obr. 5.6 Hydraulické značky rotačních hydromotorů

Výstupními parametry rotačních motorů jsou krouticí moment a otáčky (úhlová rychlost). Teoretické otáčky n_{Mt} výstupní hřídele hydromotoru je možno stanovit na základě znalosti geometrického objemu motoru V_{gM} a vstupního průtoku kapaliny Q_M :

$$n_{Mt} = \frac{Q_M}{V_{gM}}, \quad (5.21)$$

kde $n_{Mt} [s^{-1}]$ jsou teoretické otáčky výstupní hřídele hydromotoru, $Q_M [m^3 \cdot s^{-1}]$ je vstupní průtok kapaliny a $V_{gM} [m^3]$ je geometrický objem hydromotoru.

Skutečné otáčky hydromotoru n_M , budou vlivem netěsností (svodových průtoků) menší a lze je vyjádřit s pomocí průtokové účinnosti hydromotoru η_{QM} , dle vztahu:

$$n_M = \frac{Q_M}{V_{gM}} \cdot \eta_{QM}. \quad (5.22)$$

Pro stanovení teoretického krouticího momentu M_{Mt} hydromotoru, je možno opět vycházet z rovnosti výkonů (5.5). Na vstupu do hydromotoru je hydraulický výkon P_h , reprezentovaný tlakovým spádem kapaliny Δp_M a objemovým průtokem Q_M :

$$P_h = \Delta p_M \cdot Q_M = \Delta p_M \cdot V_{gM} \cdot n_{Mt}, \quad (5.23)$$

kde P_h [W] je hydraulický výkon na vstupu do hydromotoru (příkon hydromotoru), Δp_M [Pa] vstupní tlak (tlakový spád) kapaliny do hydromotoru a V_{gM} [m³] je geometrický objem hydromotoru.

Na výstupu z hydromotoru je teoretický mechanický výkon P_{mt} rotačního pohybu výstupní hřídele a odpovídá součinu teoretického momentu M_{Mt} a úhlové rychlosti ω_{Mt} :

$$P_{mt} = M_{Mt} \cdot \omega_{Mt} = M_{Mt} \cdot 2\pi \cdot n_{Mt}, \quad (5.24)$$

kde P_{mt} [W] je teoretický mechanický výkon na výstupu z hydromotoru, M_{Mt} [N · m] teoretický kroučící moment na výstupní hřídeli hydromotoru, ω_{Mt} [rad · s⁻¹] teoretická úhlová rychlost výstupní hřídele hydromotoru a n_{Mt} [s⁻¹] jsou teoretické otáčky výstupní hřídele hydromotoru.

Dosazením rovnic (5.23) a (5.24) do rovnice (5.5) je možno odvodit teoretický kroučící moment M_{Mt} na výstupní hřídeli hydromotoru:

$$\begin{aligned} P_h &= P_{mt}, \\ \Delta p_M \cdot Q_M &= M_{Mt} \cdot \omega_{Mt}, \\ \Delta p_M \cdot V_{gM} \cdot n_{Mt} &= M_{Mt} \cdot 2\pi \cdot n_{Mt}, \\ M_{Mt} &= \frac{\Delta p_M \cdot V_{gM}}{2\pi}. \end{aligned} \quad (5.25)$$

Pro získání skutečného kroučícího momentu M_M je potřeba zahrnout ještě mechanické a tlakové ztráty hydromotoru:

$$M_M = \frac{\Delta p_M \cdot V_{gM}}{2\pi} \cdot \eta_{mpM}. \quad (5.26)$$

A stejně jako u hydrogenerátorů, musí pro určení výkonu hydromotoru platit v souladu s rovnicí (5.7):

$$P_m = P_h \cdot \eta_{CM}, \quad (5.27)$$

kde η_{CM} [-] je celková účinnost hydromotoru.

Volba rotačních hydromotorů se obvykle řídí provozními podmínkami a požadovanými parametry. Z pohledu velikosti výstupních otáček lze rotační hydromotory rozdělit na pomaluběžné s otáčkami cca do 500 min⁻¹ a rychloběžné (500 ÷ 10 000) min⁻¹. Výstupní parametry lze dále upravovat využitím převodovek.

5.1.4 Statické charakteristiky rotačních hydromotorů

Stejně jako u hydrogenerátorů lze i u rotačních hydromotorů definovat jejich základní statické charakteristiky [36].

Průtoková charakteristika $Q_M = f(\Delta p_M)$

Představuje závislost vstupního průtoku Q_M do hydromotoru na jeho tlakovém spádu Δp_M při konstantních otáčkách n_M (v případě regulačního hydromotoru rovněž při konstantním regulačním parametru φ_M) Obr. 5.7 (vlevo).

Regulační parametr φ_M hydromotoru je dán jako poměr okamžitého geometrického objemu V_{gM} hydromotoru k jeho maximálnímu geometrickému objemu V_{gMmax} , dle vztahu:

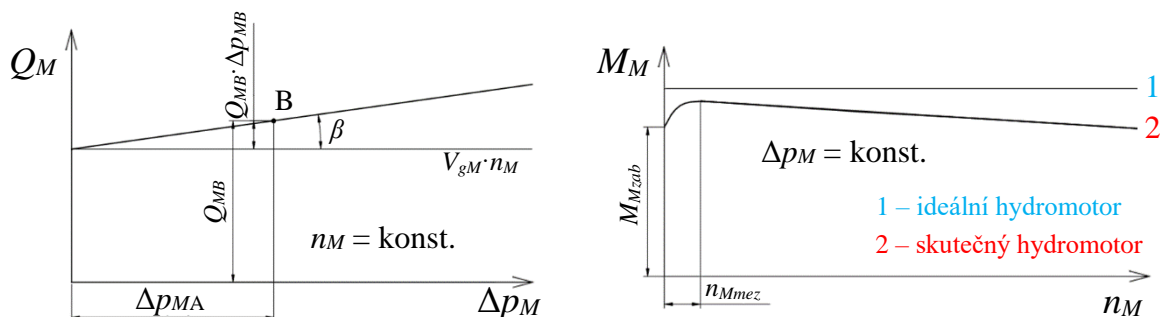
$$\varphi_M = \frac{V_{gM}}{V_{gMmax}}. \quad (5.28)$$

Pro svodovou propustnost hydromotoru G_{MB} v bodě B charakteristiky platí:

$$G_{MB} = \tan \beta = \frac{Q_{MB} - V_{gM} \cdot n_M}{\Delta p_{MB}}. \quad (5.29)$$

Momentová charakteristika $M_M = f(n_M)$

Momentová charakteristika Obr. 5.7 (vpravo) představuje závislost momentu M_M na výstupní hřídeli hydromotoru na jeho otáčkách n_M při konstantním tlakovém spádu Δp_M na hydromotoru. V charakteristice je zakreslen záběrový moment M_{Mzab} a mezní otáčky hydromotoru n_{Mmez} . Při nižších otáčkách, než jsou mezní otáčky, nelze hydromotor provozovat z důvodu nerovnoměrného chodu (trhavý pohyb a zastavení). Průběh charakteristiky 1 je dán pro ideální hydromotor, charakteristika 2 odpovídá skutečnému hydromotoru včetně uvažování ztrát.



Obr. 5.7 Průtoková charakteristika hydromotoru $Q_M = f(\Delta p_M)$ (vlevo), momentová charakteristika hydromotoru $M_M = f(n_M)$ (vpravo)

Momentová charakteristika $M_M = f(\Delta p_M)$

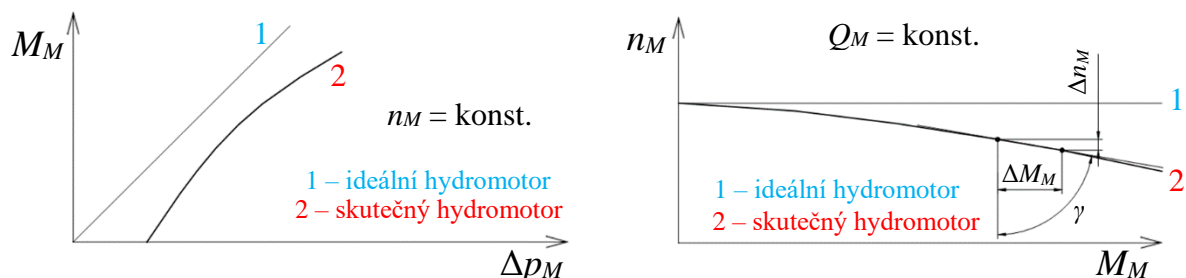
Představuje závislost momentu M_M na výstupní hřídeli hydromotoru na tlakovém spádu hydromotoru Δp_M , při jeho konstantních otáčkách n_M . Charakteristika 1 udává závislost pro ideální hydromotor, charakteristika 2 odpovídá skutečnému hydromotoru Obr. 5.8 (vlevo).

Otáčková charakteristika $n_M = f(M_M)$

Otáčková charakteristika Obr. 5.8 (vpravo) představuje závislost otáček n_M hydromotoru na zatěžovacím momentu M_M při konstantním průtoku Q_M na vstupu do hydromotoru. Důležitým parametrem je tuhost k_M otáčkové charakteristiky, kterou lze vyjádřit vztahem:

$$k_M = \tan \gamma = \frac{\Delta M_M}{\Delta n_M}. \quad (5.30)$$

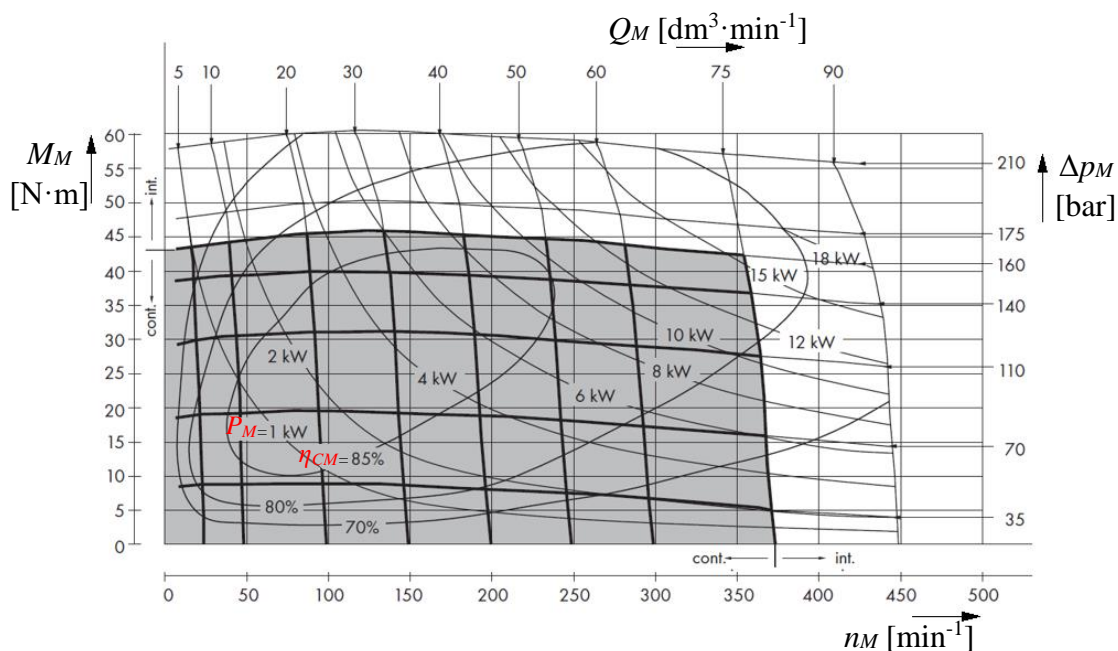
Průběh charakteristiky 1 je dán pro ideální hydromotor, charakteristika 2 odpovídá skutečnému hydromotoru.



Obr. 5.8 Momentová charakteristika hydromotoru $M_M = f(\Delta p_M)$ při konstantních otáčkách hydromotoru n_M (vlevo), otáčková charakteristika hydromotoru $n_M = f(M_M)$ při konstantním průtoku Q_M na vstupu do hydromotoru (vpravo)

Komplexní charakteristika hydromotoru

Také u hydromotorů může být v katalogu výrobce uvedena komplexní charakteristika, kdy je vyneseno více veličin do jednoho grafu. Na Obr. 5.9 jsou zakresleny hodnoty průtoku Q_M hydromotorem, tlakového spádu Δp_M na hydromotoru, otáček hydromotoru n_M , výkonu hydromotoru P_M a momentu M_M na výstupní hřídeli hydromotoru. V podstatě se jedná o kombinaci výše uvedených závislostí, v charakteristice jsou vyznačeny oblasti, které uvádějí celkovou účinnost hydromotoru η_{CM} při daných provozních parametrech.



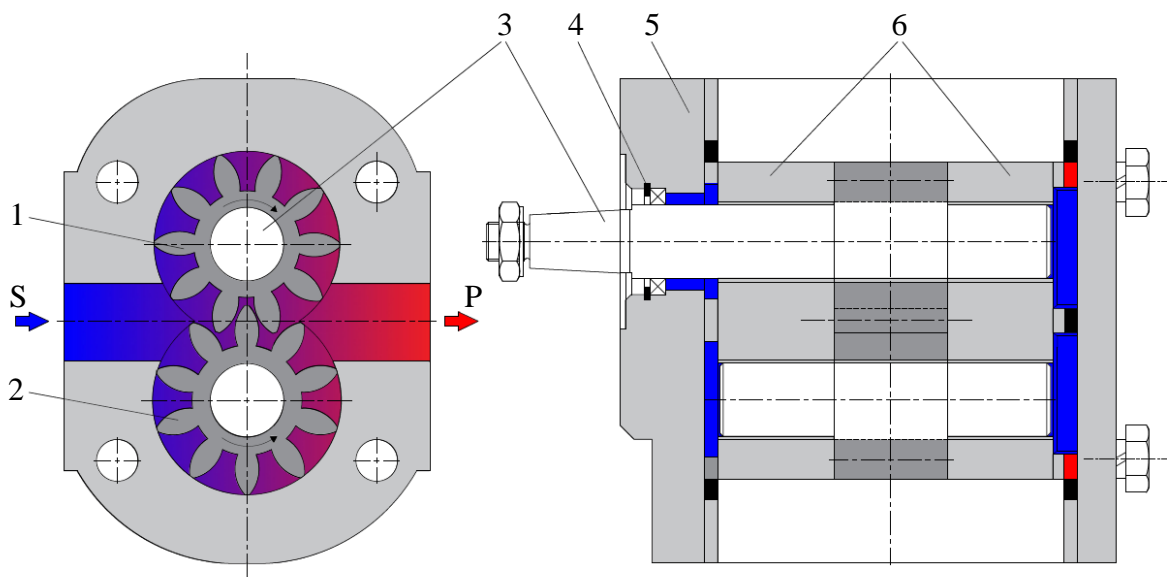
Obr. 5.9 Komplexní charakteristika hydromotoru

5.1.5 Zubové převodníky

Jsou základním a nejrozšířenějším typem hydrogenerátorů a v nenáročných aplikacích se využívají i jako rotační hydromotory. Vyznačují se jednoduchou konstrukcí, dobrou sací schopností a spolehlivostí provozu. Podle konstrukčního provedení se zubové převodníky dělí na převodníky s vnitřním ozubením, vnějším ozubením a výstředníkové. Všechny zubové převodníky jsou pouze s konstantním geometrickým objemem.

Zubové hydrogenerátory s vnějším ozubením

Princip činnosti zubového hydrogenerátoru s vnějším ozubením bude vysvětlen s využitím Obr. 5.10. Hydrogenerátor se skládá z hnacího 1 a hnaného 2 ozubeného kola. Hnací kolo je spojeno s hnací hřídelí 3, která prochází hřídelovým těsněním 4 umístěným v předním víku 5. Kapalina je dopravována ze vstupního prostoru (sání) v zubových mezerách po obvodu kol na výstup hydrogenerátoru (výtlak). Ozubená kola jsou uložena v ložiskových pouzdrech 6, ve kterých je umístěno speciální tvarované těsnění. Ložiska jsou obvykle kluzná, přičemž musí odolávat vysokým tlakům. Mezi plochami ozubeného kola a ložiskového pouzdra jsou axiální vůle, ty snižují průtokovou účinnost hydrogenerátoru. V základním provedení má hydrogenerátor pevné axiální vůle. Tento typ je možné použít pro nižší tlaky a má výrazně nižší účinnost než častěji používaný hydrogenerátor s hydraulickou kompenzací axiálních vůlí. Kapalina je na výtlaku vedena do utěsněné drážky, kdy tlak kapaliny působící na vnější plochy ložiskových pouzder je přitlačuje k ozubeným kolům [11], [23].



Obr. 5.10 Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením

1 – hnací ozubené kolo, 2 – hnané ozubené kolo, 3 – hnací hřídel, 4 – hřídelové těsnění,
5 – přední víko, 6 – ložisková pouzdra

Kromě axiálních vůlí jsou v hydrogenerátoru také radiální vůle po obvodu hlavové kružnice ozubených kol. Při provozu hydrogenerátoru jsou ozubená kola tlačena vyšším tlakem z výtlaku proti sací části, čímž vznikají radiální vůle na straně výtlaku. Tyto vůle je možné vymezip hydrostatickým vyvážení čelních desek.

Rozložení tlaku a působení tlakových sil na ozubená kola za provozu není rovnoměrné. To zvyšuje požadavky na dimenzování čepů a ložisek. Navíc v prostoru mezi hlavou a patou zubů v záběru dochází k uzavření malého objemu kapaliny. Tato kapalina je následně stlačována a způsobuje přídatné zatížení na osy ozubených kol a ložiska, což vede ke zvýšení. Aby k tomu nedocházelo, jsou v ložiskových pouzdrech odlehčovací drážky pro odvod kapaliny z těchto prostorů.

Geometrický objem hydrogenerátoru lze přibližně určit ze vztahu [12]:

$$V_g = 2\pi \cdot b \cdot m_o^2 \cdot z, \quad (5.31)$$

kde V_g [m³] je teoretický geometrický objem hydrogenerátoru, b [m] šířka ozubených kol, m_o [m] modul ozubených kol a z [-] je počet zubů hnacího kola.

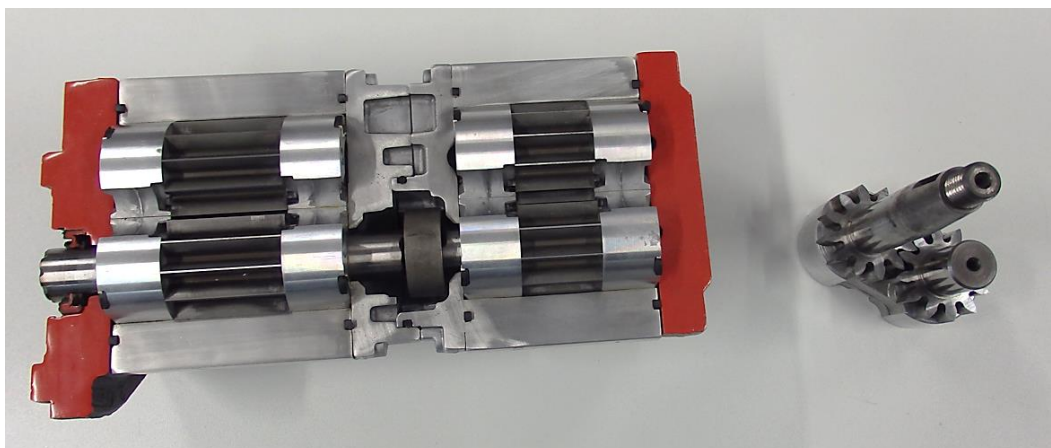
Zvýšení geometrického objemu (při zachování průměru kola) lze dosáhnout zvětšením šířky kola. Zvýšení modulu ozubení není vhodné, protože vede ke snížení počtu zubů, což má negativní vliv na průsaky a zvyšuje hlučnost i pulzace průtoku. Pulzace průtoku jsou dány velikostí zubové mezery, která vytlačuje kapalinu na výtlaku. Snížení pulzací lze zajistit pomocí zařazení dvojice ozubených kol, které jsou vůči sobě pootočené o polovinu rozteče zubu. V podstatě se jedná o dva hydrogenerátory v jednom tělese se společným sáním a výtlakem. Tímto lze snížit pulzace až o 10 %.

Tab 5.2 Základní parametry a vlastnosti zubových hydrogenerátorů s vnějším ozubením

| Otáčky n [min ⁻¹] | Geometrický objem V_g [cm ³] | Průtok (při $n = 1500$ min ⁻¹) Q [dm ³ · min ⁻¹] | Jmenovitý tlak p_n [MPa] |
|--|--|---|----------------------------------|
| 500 ÷ 6 000 | 0,2 ÷ 200 | 6 ÷ 250 | 21 ÷ 25 |
| Provozní viskozita ν [mm ² · s ⁻¹] | Startovací viskozita ν [mm ² · s ⁻¹] | Minimální viskozita ν [mm ² · s ⁻¹] | Celková účinnost η_c [-] |
| 20 ÷ 100 | 2 000 | 12 | 0,75 ÷ 0,9 |
| Výhody | | Nevýhody | |
| nízká cena, jednoduchá konstrukce, dobrá sací schopnost, vysoký měrný výkon a kompaktní provedení, nízká citlivost na viskozitu, možnost tandemového propojení více hydrogenerátorů. | | hlučnost, pulzace průtoku, pouze s konstantním geometrickým objemem, pro vyšší účinnost nutná kompenzace axiálních vůlí (zvyšuje cenu). | |
| Aplikace | | | |
| jednoduché aplikace v mobilní i stacionární hydraulice, nízkotlaké hydrogenerátory obráběcích strojů, v mazací technice, pomocné hydrogenerátory axiálních pístových hydrogenerátorů, nakládače, sklápěče, servořízení nákladních automobilů a traktorů. | | | |

Zubové hydrogenerátory s vnějším ozubením se obvykle vyrábějí s přímými zuby a jsou při provozu velmi hlučné. Snížení hlučnosti je možné dosáhnout použitím šikmých nebo šípových zubů, to ovšem výrazně zvyšuje jejich pořizovací cenu. Řízení průtoku je možné pouze změnou

otáček, např. u elektromotoru pomocí frekvenčního měniče. V Tab 5.2 jsou uvedeny základní parametry zubových hydrogenerátorů s vnějším ozubením, včetně možnosti jejich použití.



Obr. 5.11 Řez dvou sériově připojených zubových hydrogenerátorů s vnějším ozubením

Zubové hydromotory s vnějším ozubením

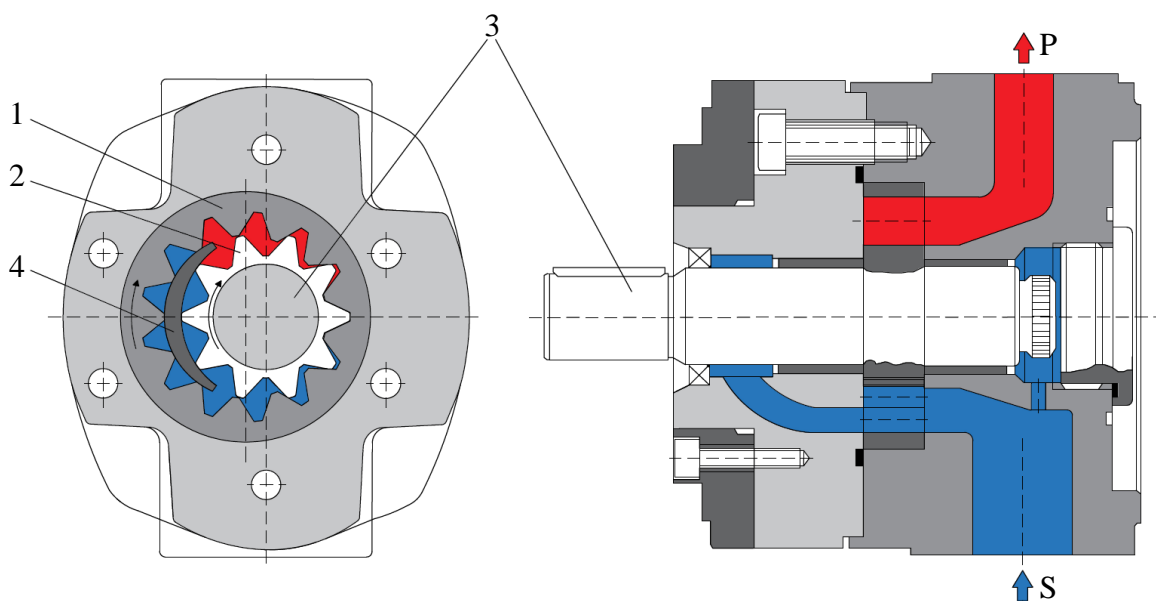
Jsou konstrukčně prakticky totožné s hydrogenerátory. Funkce motoru je opačná, tedy do prostoru mezi dvojicí ozubených kol je přiváděna kapalina. Jedno kolo je spojeno s výstupní hřídelí. Při zaplnění vstupního prostoru kapalinou vzniká na motoru tlakový spád (mezi vstupem a výstupem). Ten uvede po překonání odporů kola do pohybu. Používají se pouze v provedení s kompenzací axiálních vůlí. Na rozdíl od hydrogenerátorů se od hydromotorů obvykle vyžaduje provoz v obou směrech otáčení, čemuž musí být kompenzace vůlí konstrukčně přizpůsobena. Aby byl zajištěn spolehlivý rozběh motoru, používají se valivá ložiska. Nejsou vhodné pro nízké otáčky, při kterých výrazně klesá účinnost motoru a projevuje se stick-slip efekt. Základní parametry a vlastnosti těchto motorů jsou uvedeny v Tab 5.3 [12], [6].

Tab 5.3 Základní parametry a vlastnosti zubových hydromotorů s vnějším ozubením

| Otáčky minimální n_{min} [min^{-1}] | Otáčky maximální n_{max} [min^{-1}] | Krouticí moment M [$\text{N} \cdot \text{m}$] | Jmenovitý tlak p_n [MPa] |
|--|---|---|-------------------------------|
| 200 ÷ 500 | 2 000 ÷ 4 000 | 2 ÷ 130 | 9 ÷ 30 |
| Geometrický objem V_g [cm^3] | Provozní viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Celková účinnost η_c [-] | |
| 1,4 ÷ 80 | 12 ÷ 800 | 0,8 | |
| Výhody | | Nevýhody | |
| nízká cena, jednoduchá konstrukce, vysoký měrný výkon a kompaktní provedení, nízká citlivost na viskozitu. | | hlučnost, nízká účinnost, pouze s konstantním geometrickým objemem, nutná kompenzace axiálních vůlí (zvyšuje cenu), nejsou vhodné pro nízké otáčky, problematický rozběh. | |
| Aplikace | | | |
| jednoduché aplikace, zemědělské stroje, mobilní technika, šnekové dopravníky. | | | |

Zubové hydrogenerátory s vnitřním ozubením

Toto konstrukční provedení hydrogenerátoru Obr. 5.12 se skládá z ozubeného kola s vnitřním ozubením 1, které se volně otáčí v tělese hydromotoru a ozubeného pastorku 2, který je spojen s hnací hřídelí 3. Prostor mezi kolem a pastorkem je vymezen přepážkou 4, která zároveň odděluje sací a výtlačnou část hydrogenerátoru. Obě kola se tedy otáčejí ve stejném směru a kapalina je dopravována v jejich zubových mezerách ze vstupu na výstup hydrogenerátoru [10], [30].



Obr. 5.12 Zubový hydrogenerátor s vnitřním ozubením

1 – ozubené kolo s vnitřním ozubením, 2 – ozubený pastorek, 3 – hnací hřídel, 4 - přepážka

Hnací hřídel je uložena v kluzných ložiscích, na které jsou přenášeny síly od pastorku. Prostor vnějších ploch ozubených kol je vymezen kotoučem, vsazeným do ložiskových vík. Při provozu hydrogenerátoru působí pracovní tlak kapaliny na vymezovací kotouč a vytváří tak požadovanou přítlačnou sílu. Radiální vůle jsou řešeny přítlačným segmentem, který zajišťuje potřebný přítlak na kolo s vnitřním ozubením. Tato konstrukce se vyznačuje velmi nízkými průtokovými ztrátami, což zvyšuje celkovou účinnost hydrogenerátoru [12], [6].

Geometrický objem hydrogenerátoru s vnitřním ozubením lze vypočítat stejně jako u předchozího typu s využitím rovnice (5.31), kde z je počet zubů pastorku. Při záběru vnitřního a vnějšího ozubení, kde pastorek má vypouklý bok zubu a oběžné kolo vydutý, dochází ke snížení kontaktního tlaku a rovněž k pozvolnějšímu plnění a vyprazdňování zubových mezer. U hydrogenerátoru to vede ke snížení hlučnosti, vibrační a pulzací průtoku. Základní parametry a provozní vlastnosti jsou uvedeny v Tab 5.4.

Tab 5.4 Základní parametry a vlastnosti zubových hydrogenerátorů s vnitřním ozubením

| Otáčky n [min^{-1}] | Geometrický objem V_g [cm^3] | Průtok (při $n = 1\,500 \text{ min}^{-1}$) Q [$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$] | Jmenovitý tlak p_n [MPa] |
|--|---|---|----------------------------------|
| 500 ÷ 4 500 | 3 ÷ 250 | 6 ÷ 350 | 17 ÷ 35 |
| Provozní viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Startovací viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Minimální viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Celková účinnost η_c [-] |
| 15 ÷ 100 | 2 000 | 10 | 0,85 ÷ 0,9 |
| Výhody | | Nevýhody | |
| velmi tiché, malé pulzace, vysoký měrný výkon a kompaktní provedení, vyšší pracovní tlaky než zubové s vnějším ozubením, možnost tandemového připojení více hydrogenerátorů. | | pouze s konstantním geometrickým objemem, vyšší cena než zubové s vnějším ozubením. | |
| Aplikace | | | |
| lisy, vstřikovací lisy, vysokotlaké tiché agregáty, obráběcí stroje. | | | |

Hydromotory této konstrukce se používají jen výjimečně.

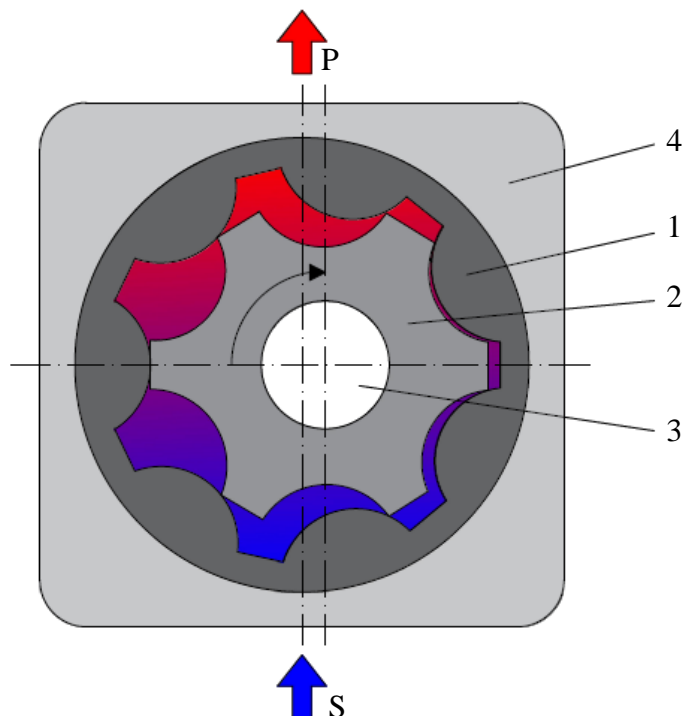


Obr. 5.13 Ukázka zubových hydrogenerátorů s vnitřním ozubením

Výstředníkové hydrogenerátory (Gerotory)

Tento typ hydrogenerátoru se v praxi často označuje jako tzv. Gerotor. Hlavní části hydrogenerátoru Obr. 5.14 jsou vnější ozubené kolo 1 s vnitřním ozubením a pastorek 2, spojený s hnací hřídelí 3. Pastorek je vůči vnějšímu kolu uložen excentricky a má o jeden zub méně. Při rotaci pastorku dochází přes ozubení i k rotaci vnějšího kola. Rozdíl v počtech zubů

vytváří při pohybu postupně se zvětšující a zmenšující vnitřní objem, tím je dosaženo sacího a výtlačného účinku. Sání a výtlaček jsou realizovány pomocí ledvinkovitých drážek v boční rozvodné desce a jsou rozděleny přibližně polovinou otáčky pastorku [23].



Obr. 5.14 Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením

1 – ozubené kolo s vnitřním ozubením, 2 – pastorek, 3 – hnací hřídel, 4 těleso hydrogenerátoru

Geometrický objem lze přibližně určit vztahem [12]:

$$V_g = \frac{\pi}{z_1} \cdot (R_1^2 - R_2^2) \cdot b \cdot z_2, \quad (5.32)$$

kde V_g [m³] je teoretický geometrický objem hydrogenerátoru, z_1 [-] je počet zubů pastorku, z_2 [-] počet zubů vnějšího kola, b [m] šířka ozubených kol, R_1 [m] je poloměr, $R_1 = R - r + e$, R [m] poloměr statoru, r [m] poloměr hřídele, e [m] excentricita a R_2 [m] je poloměr, $R_2 = R - r - e$.

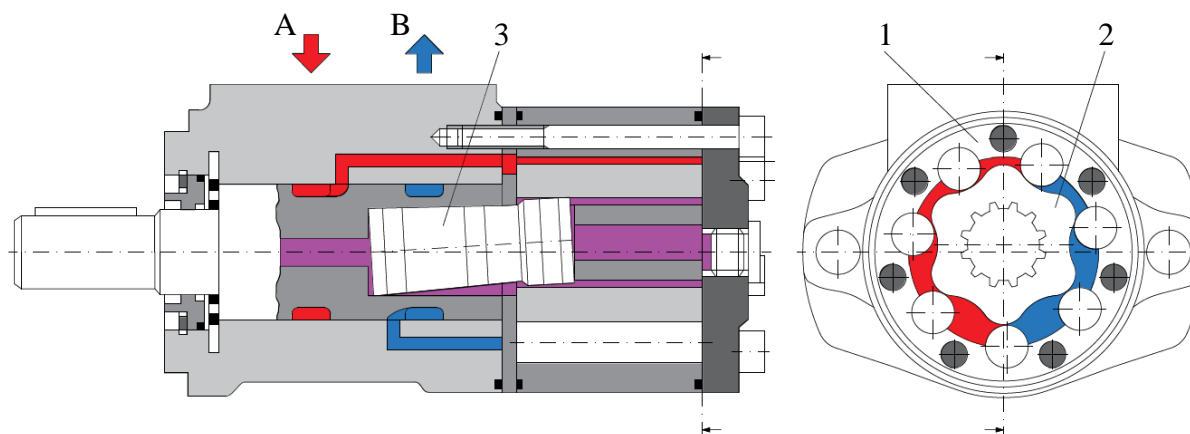
Hydrogenerátory tohoto druhu se používají pro nižší tlaky, obvykle maximálně do 16 MPa. Je to dáno jejich konstrukcí a funkcí, vnitřní objemy jsou vymezeny kontaktem poměrně malých ploch zubů. To snižuje také účinnost těchto hydrogenerátorů, navíc obě ozubení musí být vyrobena s velkou přesností, což zvyšuje výrobní náklady. Základní vlastnosti a parametry výstředníkových hydrogenerátorů jsou uvedeny v Tab 5.5.

Tab 5.5 Základní parametry a vlastnosti zubových výstředníkových hydrogenerátorů

| Otáčky n [min^{-1}] | Geometrický objem V_g [cm^3] | Průtok (při $n = 1\,500 \text{ min}^{-1}$) Q [$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$] | Jmenovitý tlak p_n [MPa] |
|--|---|---|----------------------------------|
| max 4 000 | 3,2 ÷ 40 | 4 ÷ 400 | 12 ÷ 16 |
| Provozní viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Startovací viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Minimální viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Celková účinnost η_c [-] |
| 16 ÷ 150 | 2 000 | 10 | 0,7 ÷ 0,85 |
| Výhody | | Nevýhody | |
| velmi malý zástavný prostor, tichý chod, dobrá sací schopnost, vysoký měrný výkon a kompaktní provedení. | | nízká účinnost, nižší pracovní tlaky, pouze s konstantním geometrickým objemem. | |
| Aplikace | | | |
| jednoduché aplikace, hydraulická servořízení, pnicí čerpadla axiálních pístových hydrogenerátorů, filtrační a chladicí okruhy. | | | |

Výstředníkové hydromotory

Hydromotory této konstrukce se používají ve vícero provedeních. Funkce je v tomto případě odlišná od výstředníkových hydrogenerátorů. Nejčastěji se vyrábějí v provedení (Geroler) dle Obr. 5.15, s tzv. pohyblivou spojovací osou.



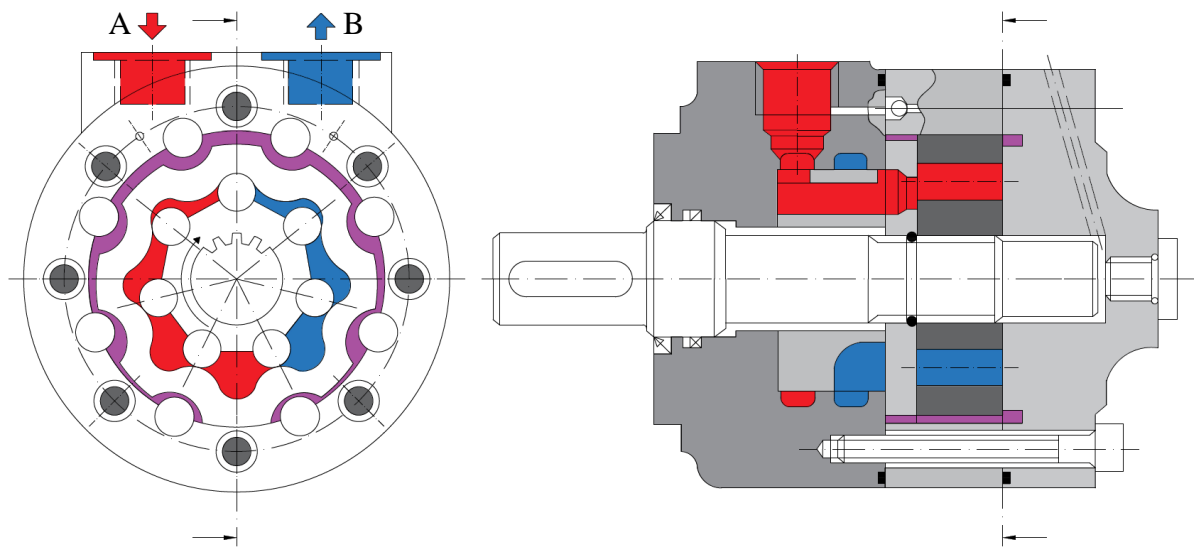
Obr. 5.15 Výstředníkový hydromotor s kardanovým hřídelem

1 – vnější kolo s kladkami, 2 – vnitřní pastorek, 3 – kardanová hřídel

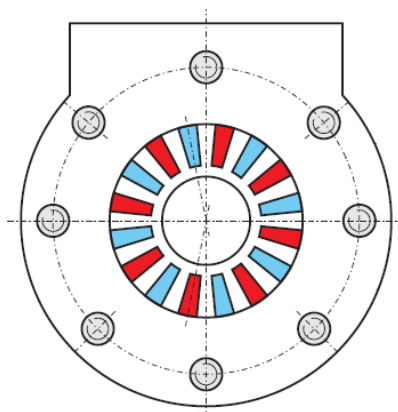
Vnější kolo 1 je osazeno kladkami a musí být nepohyblivé. Vnitřní pastorek 2 má o jeden zub méně, než je počet kladek. Po přivedení kapaliny do hydromotoru je působením tlaku vnitřní pastorek rozpořehován a začne se otáčet kolem vlastní osy. To vzhledem k jeho uložení v tělese způsobí současně odvalování pastorku vůči kladkám a excentrickou rotaci v opačném směru. Z tohoto důvodu se tyto motory někdy nazývají s tzv. orbitálním pohybem. Tento pohyb je přenášen na výstupní hřídel motoru za pomoci kardanové hřídele 3 [11].

Aby bylo zajištěno otáčení pastorku, musí být vzniklé vnitřní objemy vždy střídavě propojeny se vstupem (tlakem) a výstupem, čemuž musí být uzpůsobena radiální rozvodná deska. Poměr počtu zubů vnějšího a vnitřního kola potom stanoví převodový poměr vůči otáčení výstupní hřídele. Tento fakt umožňuje použití výstředníkových hydromotorů i jako pomaluběžných (pro nízké výstupní otáčky). Složitější konstrukce a nutnost převádět pohyb pastorku zvyšuje výrobní cenu.

Pro představu můžeme zmínit ještě provedení motoru s pevnou spojovací osou. Na Obr. 5.16 je znázorněn planetový výstředníkový hydromotor typu MZD firmy Bosch Rexroth, provedení rozvodné desky tohoto hydromotoru je znázorněno na Obr. 5.17 [11].



Obr. 5.16 Výstředníkový hydromotor s označením MZD (Bosch Rexroth)



Obr. 5.17 Provedení rozvodné desky výstředníkového hydromotoru s označením MZD (Bosch Rexroth) [11]

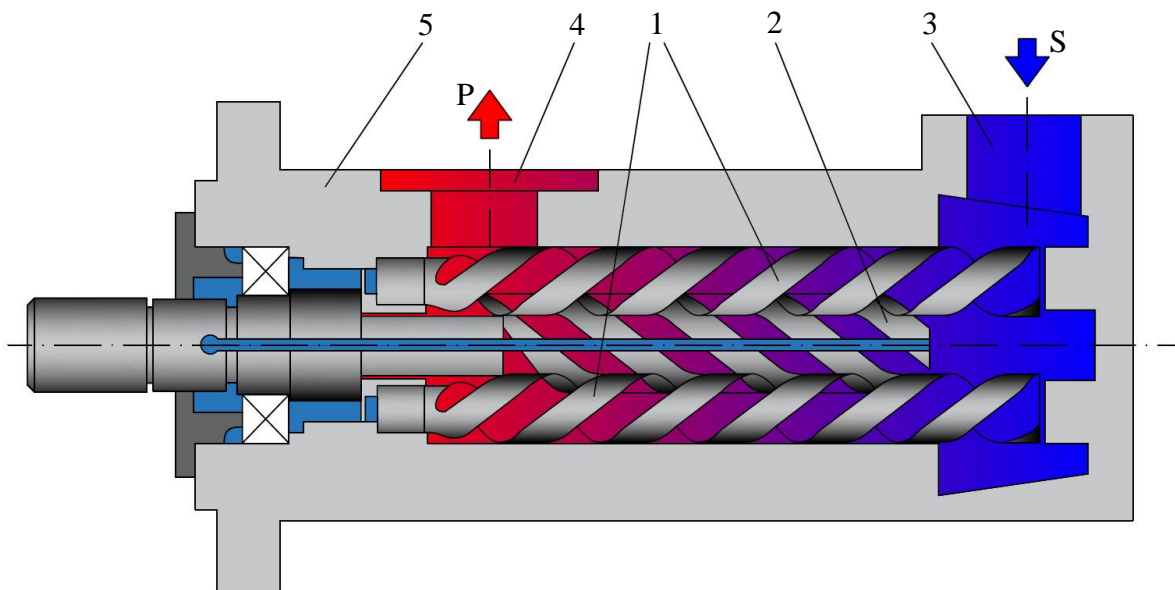
V Tab 5.6 jsou uvedeny základní vlastnosti a parametry těchto hydromotorů. Vzhledem k různým provedením odpovídají hodnoty konstrukci s kardanovou hřídelí a v závorce jsou parametry planetových hydromotorů.

Tab 5.6 Základní parametry a vlastnosti zubových výstředníkových hydromotorů

| Otáčky minimální n_{min} [min ⁻¹] | Otáčky maximální n_{max} [min ⁻¹] | Krouticí moment M [N · m] | Jmenovitý tlak p_n [MPa] |
|--|--|---|-------------------------------|
| 10 ÷ 50 (500) | 80 ÷ 1 500 (4 000) | 25 ÷ 1 000 (0,7 ÷ 25) | 14 ÷ 17,5 |
| Geometrický objem V_g [cm ³] | Provozní viskozita ν [mm ² · s ⁻¹] | Celková účinnost η_c [-] | |
| 8 ÷ 800 | 60 ÷ 120 | 0,82 ÷ 0,85 | |
| Výhody | | Nevýhody | |
| vysoký měrný výkon, použití i jako pomaluběžný hydromotor, vhodný pro obtížné pracovní podmínky. | | vyšší cena, nižší účinnost, pouze s konstantním geometrickým objemem. | |
| Aplikace | | | |
| obvykle jako pomaluběžný hydromotor v mobilní hydraulice. | | | |

5.1.6 Šroubové hydrogenerátory

Převodníky šroubové konstrukce se používají pouze jako hydrogenerátory. Vyrábějí se jako dvou vřetenové nebo tří vřetenové, viz Obr. 5.18. Jedno vřeteno je hnací 1, pevně spojeno se vstupní hřídelí, zbylá vřetena 2 jsou hnaná. U tohoto typu hydrogenerátoru je kapalina v tělese 5 vřeten pouze unášena ze vstupu (sání) 3 na výstup (výtlak) 4. Šroubovice se na výstupu neustále postupně otevírá, což eliminuje pulzace průtoku. Vyznačují se velmi dobrou sací schopností a tichým provozem. V případě tří vřetenového provedení jsou tlakově vyvážené, to umožňuje je provozovat i při vysokých otáčkách a dosáhnout tak při relativně malém geometrickém objemu velký objemový průtok [23], [29].



Obr. 5.18 Šroubový hydrogenerátor

1 – hnací vřeteno, 2 – hnaná vřetena, 3 – sání hydrogenerátoru, 4 – výtlak hydrogenerátoru, 5 – těleso hydrogenerátoru

Používají se především v aplikacích, kde se vyžaduje tichý chod. Nízké nároky na viskozitu umožňují jejich použití i v oblastech mazací techniky. Výroba vřeten je poměrně drahá a výrazně zvyšuje pořizovací náklady. Základní vlastnosti a parametry šroubových hydrogenerátorů uvádí Tab 5.7 [38].

Tab 5.7 Základní parametry a vlastnosti šroubových hydrogenerátorů

| Otáčky n [min^{-1}] | Geometrický objem V_g [cm^3] | Průtok (při $n = 1500 \text{ min}^{-1}$) Q [$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$] | Jmenovitý tlak p_n [MPa] |
|---|---|---|----------------------------------|
| 1 000 ÷ 4 500 | 9 ÷ 1 750 | 13 ÷ 2 500 | 8 ÷ 16 |
| Provozní viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Startovací viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Minimální viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Celková účinnost η_c [-] |
| 8 ÷ 100 | 2 500 | 2 | 0,9 |
| Výhody | | Nevýhody | |
| velmi tiché, bez pulzací průtoku, spolehlivé a s vysokou životností, použití i pro kapaliny s vysokou viskozitou. | | vysoká cena, nižší pracovní tlaky, pouze s konstantním geometrickým objemem. | |
| Aplikace | | | |
| hydrogenerátory chladicích a filtračních okruhů, doprava kapalin v mazací technice. | | | |

5.1.7 Lamelové převodníky

Převodníky lamelové konstrukce se v hydraulických systémech využívají především jako hydrogenerátory, ale mohou pracovat i jako motory. Vyznačují se relativně jednoduchou konstrukcí a v porovnání se zubovými převodníky mají při stejném průtoku menší rozměry, pracují s tišším chodem a s malými pulzacemi. V některých provedeních navíc umožňují i plynulou změnu geometrického objemu a tedy možnost regulace výstupních parametrů. Obecně jsou lamelové převodníky velmi citlivé na dodržení předepsané viskozity kapaliny. Z důvodů vznikajících odstředivých sil, které působí na lamely, se používají pro omezené otáčky.

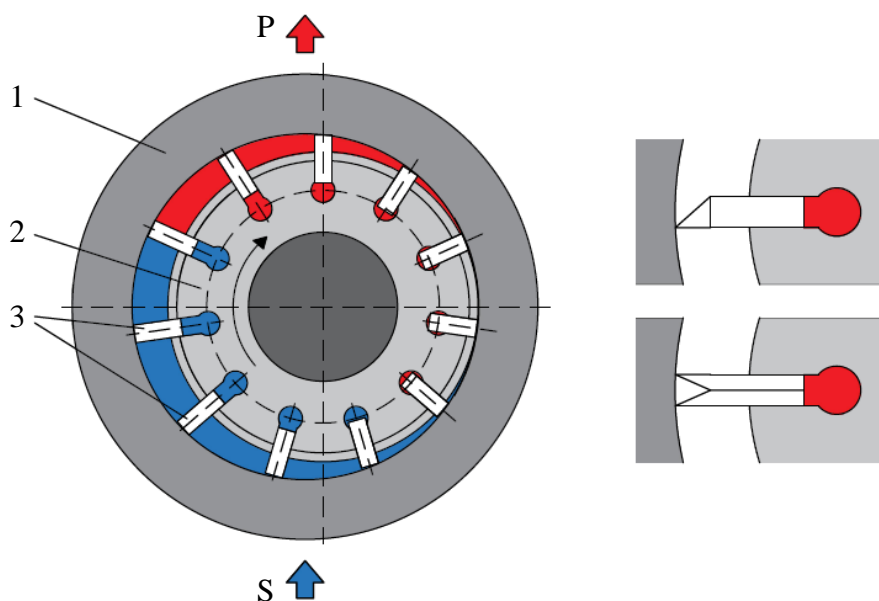
Lamelové hydrogenerátory

Lamelové hydrogenerátory lze rozdělit podle různých provedení:

- podle počtu zdvihů za otáčku: jednozdvihové (s tzv. nevyváženým rotorem),
dvouzdvihové (se dvěma zdvihy za otáčku),
- podle smyslu otáčení: jednosměrné (pro jeden smysl otáčení),
obousměrné (pro oba směry otáčení),
- podle možnosti regulace: s konstantním geometrickým objemem (neregulační),
s nastavitelným geometrickým objemem (regulační).

Hlavními částmi každého lamelového hydrogenerátoru Obr. 5.19 (vlevo), jsou stator 1 a k němu excentricky uložený válcový rotor 2, v němž jsou radiální drážky a v nich umístěny lamely. Rotor je spojen s hnací hřídelí, při jeho rotaci jsou lamely vlivem odstředivé síly vytlačovány proti vnitřní ploše statoru. Díky excentrickému uložení a vysunutí lamel vzniká v první polovině otáčky postupně se rozšiřující klínovitý prostor, který je propojen se sáním hydrogenerátoru. V druhé polovině otáčky rotoru se tento prostor zmenšuje a je propojen s výtlakem. Sání a výtlak jsou zajištěny axiálně umístěnou rozvodnou deskou s ledvinkovými drážkami. Vzdálenost mezi výtlačnou a sací drážkou musí být větší, než je rozteč lamel, jinak by došlo k propojení vstupu a výstupu hydrogenerátoru. Jedná-li se o jednozdvihové provedení hydrogenerátoru, rotor není tlakově vyvážený a působí na něj značné síly, kterým musí odpovídat dimenzování ložisek [11], [12].

Lamely mohou být jednoduché (používají se obvykle pro hydrogenerátory s otáčením pouze v jednom směru), nebo dvojité (pro obousměrné hydrogenerátory), které mají lepší těsnicí schopnost Obr. 5.19 (vpravo). Právě těsnicí schopnost lamel do značné míry ovlivňuje průtokovou účinnost hydrogenerátoru. Při rozběhu, nízkých pracovních otáčkách, ale i při vyšších tlacích nemusí být odstředivá síla působící na lamely dostačující. Z tohoto důvodu se v některých případech do prostoru pod lamely umísťují pružiny, případně je do prostoru pod lamely vyvedená drážka pro přívod kapaliny z tlakové části, kdy tlak kapaliny zajistí přítlak lamel ke statoru. Kapalína tak zajišťuje i mazání třecích ploch.

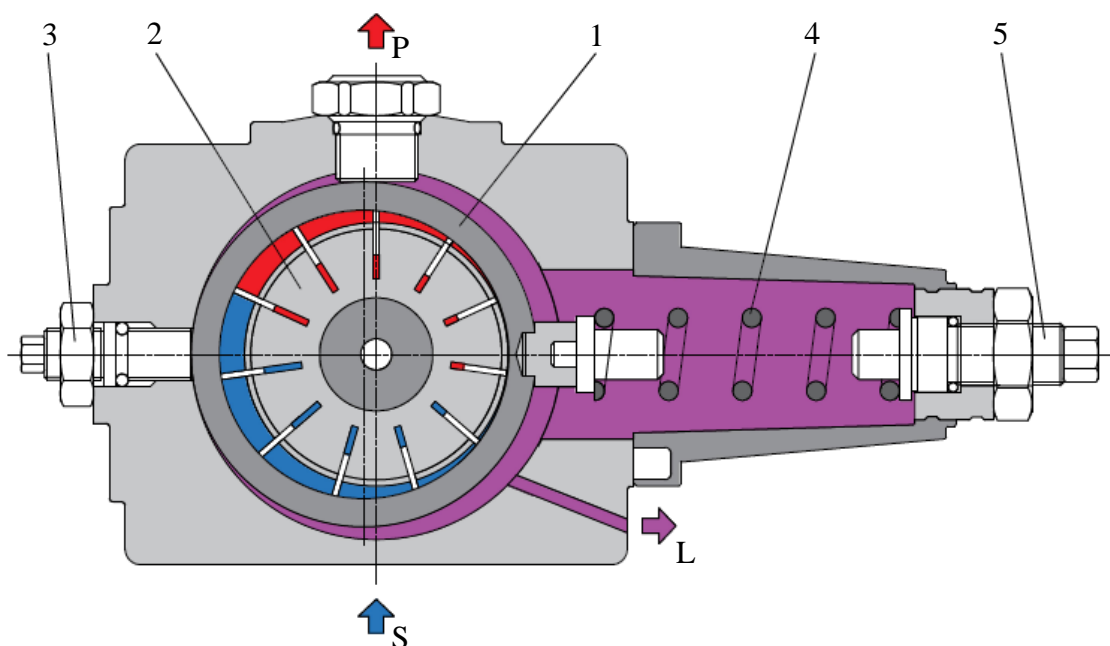


Obr. 5.19 Lamelový jednozdvihový hydrogenerátor (vlevo), lamely (vpravo)

1 – stator, 2 – rotor, 3 - lamely

Převodník uvedené konstrukce může být v neregulačním provedení, nebo s možností změny geometrického objemu. Lamelový regulační přímo řízený hydrogenerátor je znázorněn na Obr. 5.20. Změna geometrického objemu, případně reverzace pohybu hydrogenerátoru je způsobena změnou excentricity. Toho je docíleno změnou polohy statorové kroužku 1. V nejjednodušším provedení hydrogenerátoru se maximální excentricita vymezuje pomocí stavěcího šroubu 3, který působí proti pružině 4. Ve výchozím nastavení je stator v excentrické pozici vlivem síly pružiny. Požadovaný tlak v systému se nastavuje předpětím pružiny pomocí stavěcího šroubu 5. [30].

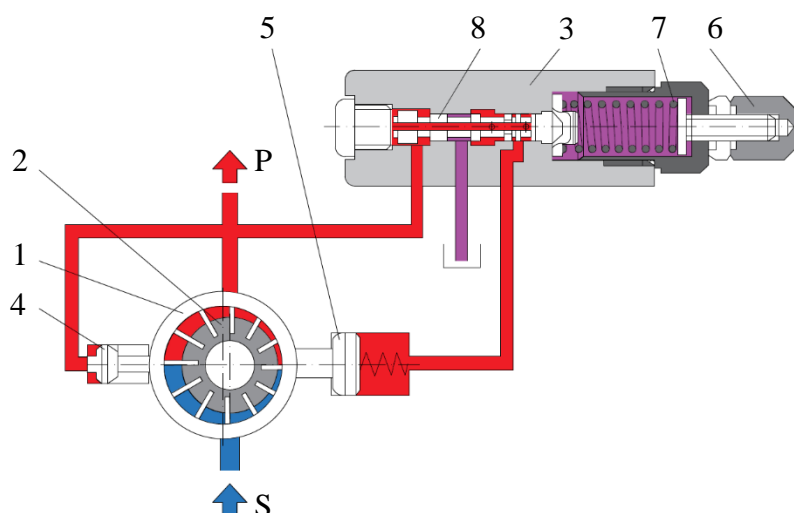
Jedná se o způsob tzv. **regulace na konstantní tlak**. S rostoucím tlakem kapaliny se zvyšuje tlaková síla působící na vnitřní plochu statoru. Překročí-li vodorovná složka této síly hodnotu nastavenou na pružině, posune se statorový kroužek doprava, čímž dojde ke zmenšení excentricity. Tím se zmenší geometrický objem a také průtok hydrogenerátoru (při konstantních otáčkách). Průtok v danou chvíli odpovídá okamžité spotřebě systému. Pokud je tato spotřeba nulová, vzroste tlak na nastavenou hodnotu a statorový kroužek se posune do polohy nulové excentricity. Hydrogenerátor tak udržuje na výstupu konstantní tlak a dodává do systému pouze minimální množství kapaliny (potřebné k pokrytí průtokových ztrát). V případě zvýšení odběru kapaliny systémem a následného poklesu tlaku na výstupu, dojde k nerovnováze sil působících na stator a téměř okamžitému zvýšení excentricity a tím zvýšení průtoku. Tento způsob řízení hydrogenerátoru je energeticky úsporný, snižuje ztrátový výkon a ohřev kapaliny. Pokud by byl v systému použit neregulační hydrogenerátor, požadovaný tlak by byl omezen pomocí tlakového ventilu, kterým by protékala kapalina při daném tlakovém spádu, čímž by docházelo k maření výkonu. Hydrogenerátory s mechanickou regulací se používají pouze pro nižší tlaky asi do 10 MPa a menší průtoky cca do $50 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ [38].



Obr. 5.20 Lamelový regulační hydrogenerátor s mechanickým

*1 – statorový kroužek, 2 – rotor, 3 – stavěcí šroub pro vymezení maximální excentricity,
4 – pružina, 5 – stavěcí šroub*

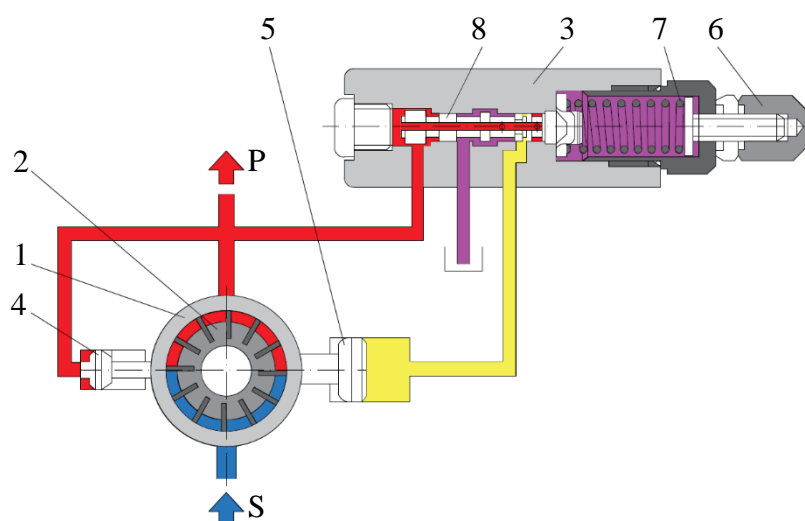
Pro vyšší tlaky a výkony se používají hydrogenerátory s hydraulickou regulací. Hydrogenerátor je doplněn o tlakový regulátor 3, změna excentricity (polohy statoru 1) je dosažena pomocí tlaku kapaliny. Na Obr. 5.21, je vyznačena výchozí poloha hydrogenerátoru. Maximální tlak v systému se nastavuje pomocí stavěcího šroubu 6, kterým se vyvodí požadované předpětí pružiny 7. Po spuštění hydrogenerátoru je tlak v systému menší, než je tlak požadovaný. Kapalina o aktuálním tlaku působí na plochu menšího pístu 4 a současně vrtáním v šoupátku 8 je přiváděna na větší píst 5. Větší plocha pístu zajistí větší silový účinek a přesune stator směrem doleva. Tím se zvětší geometrický objem převodníku, výstupní průtok a v systému narůstá tlak [11].



Obr. 5.21 Lamelový hydrogenerátor s mechanicko-hydraulickou regulací ($p < p_{max}$)

1 – stator, 2 – rotor, 3 – tlakový regulátor, 4 – levý (menší) píst, 5 – pravý (větší) píst, 6 – stavěcí šroub, 7 – pružina, 8 - šoupátko

Po dosažení nastaveného tlaku v systému Obr. 5.22, tlak kapaliny působící na čelní plochu šoupátka regulátoru přetlačí odpor nastavený na pružině 7. Šoupátko se posune doprava a propojí kanál velkého pístu s nádrží. Tím dojde k odlehčení síly, působící zprava na stator. Levý píst 4, který stále zůstává pod tlakem, posune stator směrem doprava, čímž může být dosaženo minimální excentricity. Do systému je dodáván pouze minimální průtok. Stejně jako u hydrogenerátoru s mechanickou regulací Obr. 5.20 se jedná o regulaci na konstantní tlak. Jde o ekonomický způsob řízení, s menšími ztrátovými výkony a malým ohřevem kapaliny [11].



Obr. 5.22 Lamelový hydrogenerátor s mechanicko-hydraulickou regulací (p_{max})

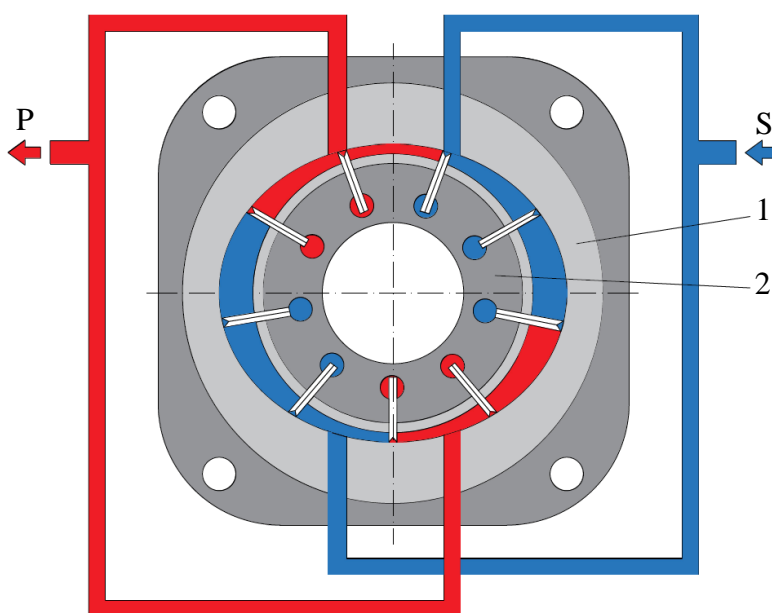
1 – stator, 2 – rotor, 3 – tlakový regulátor, 4 – levý (menší) píst, 5 – pravý (větší) píst, 6 – stavěcí šroub, 7 – pružina, 8 - šoupátko

Základní parametry a vlastnosti jednozdvihových hydrogenerátorů jsou uvedeny v Tab 5.8.

Tab 5.8 Základní parametry a vlastnosti jednozdvihových lamelových hydrogenerátorů

| Otáčky n [min^{-1}] | Geometrický objem V_g [cm^3] | Průtok (při $n = 1\,500 \text{ min}^{-1}$) Q [$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$] | Jmenovitý tlak p_n [MPa] |
|--|---|---|----------------------------------|
| max 2 000 | 8,5 ÷ 125 | 13 ÷ 200 | 7 ÷ 17,5 |
| Provozní viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Startovací viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Minimální viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Celková účinnost η_c [-] |
| 20 ÷ 100 | 500 ÷ 800 | 16 | 0,8 |
| Výhody | | Nevýhody | |
| malý zástavný prostor, malé pulzace průtoku a hlučnost, možnost změny geometrického objemu. | | citlivé na tlakové špičky a dodržení viskozity, pro poměrně nízké tlaky, nedostatečná účinnost při vyšších tlacích. | |
| Aplikace | | | |
| jako hydrogenerátor s konstantním objemem i regulační ve strojírenství, v některých méně náročných aplikacích může nahradit axiální pístové hydrogenerátory. | | | |

Kromě výše popsané konstrukce lamelových hydrogenerátorů se používají i dvouzdvihové hydrogenerátory. Jsou pouze v neregulačním provedení, bez možnosti měnit geometrický objem. V tomto případě je rotor tlakově vyvážený a síly působící na ložiska jsou výrazně nižší. Hydrogenerátor na Obr. 5.23 má stator 1 ve tvaru elipsy, rotor 2 není vůči statoru uložen excentricky. Tvar statoru umožňuje rozdělit vnitřní prostor na dvě části, čímž dochází ke dvěma zdvihům za jednu otáčku rotoru [11], [23].



Obr. 5.23 Lamelový hydrogenerátor dvouzdvihový

1 – stator, 2 - rotor

Hydrogenerátory této konstrukce se oproti jednozdvihovému provedení vyznačují lepší účinností a možností použití pro vyšší tlaky.

Lamelové motory

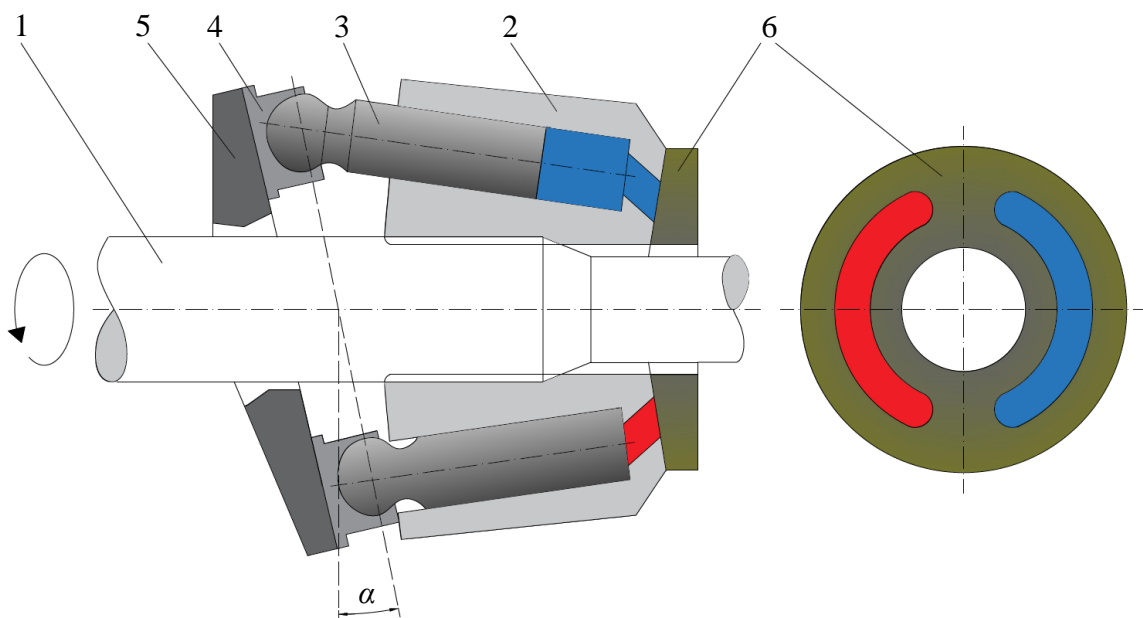
Lamelové hydromotory fungují na stejném principu jako hydrogenerátory. Jsou pouze v neregulačním provedení, obvykle se statorom ve tvaru elipsy. Na rozdíl od hydrogenerátorů jsou lamely hydromotoru vždy dotlačovány pružinami na statorový kroužek. V hydraulických systémech se používají jen výjimečně.

5.1.8 Axiální pístové převodníky

U těchto převodníků je průtok kapaliny realizován pomocí pístů, které vykonávají přímočarý vratný pohyb ve válcích. Písty jsou uloženy axiálně vůči ose rotace převodníku, odtud vychází název této konstrukční skupiny. Počet pístů je vždy lichý, z důvodů snížení průtokových pulzací. Vyrábějí se jak v provedení s konstantním geometrickým objemem, tak i s proměnným geometrickým objemem. Podle vnitřního uspořádání pístů rozlišujeme dále axiální pístové převodníky s nakloněnou deskou, a s nakloněným blokem.

Axiální pístové hydrogenerátory s nakloněnou deskou

Jedná se o nejčastěji používané regulační hydrogenerátory moderních hydraulických systémů. Vyrábějí se ve velkém množství dílčích konstrukčních provedení pro řadu nejrůznějších aplikací. Hnací hřídel 1 hydrogenerátoru Obr. 5.24 je pevně spojena s blokem válců 2, na který přenáší rotační pohyb. Ve válcích jsou uloženy písty 3 s kulovým čepem, který spojuje píst s kluzátkem 4.



Obr. 5.24 Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou

1 – hnací hřídel, 2 – blok válců, 3 – písty s kulovými čepy, 4 – kluzátko, 5 – nakloněná deska, 6 – rozvodná deska

Kluzátka jsou opřena o šikmou desku 5. Tato deska je vychýlena vůči svislé ose o úhel α . Na šikmou desku není přenášén rotační pohyb, ovšem v některých konstrukčních provedeních

je možné měnit naklonění desky (velikost úhlu α). Úhel naklonění desky vymezuje velikost zdvihu pístů, které konají v bloku válců přímočarý vratný pohyb. V první polovině otáčky převodníku koná píst přímočarý pohyb směrem k desce (tímto je dosažen sací účinek). V druhé polovině otáčky se píst pohybuje směrem od desky (čímž je docílen výtlačk kapaliny). Režim sání a výtlačku kapaliny je realizován pomocí kanálků v bloku válců a nepohyblivé rozvodné desky 6, ve které je sací a výtlačná drážka ledvinkového tvaru [30].

Zdvih pístu h je možné určit ze vztahu:

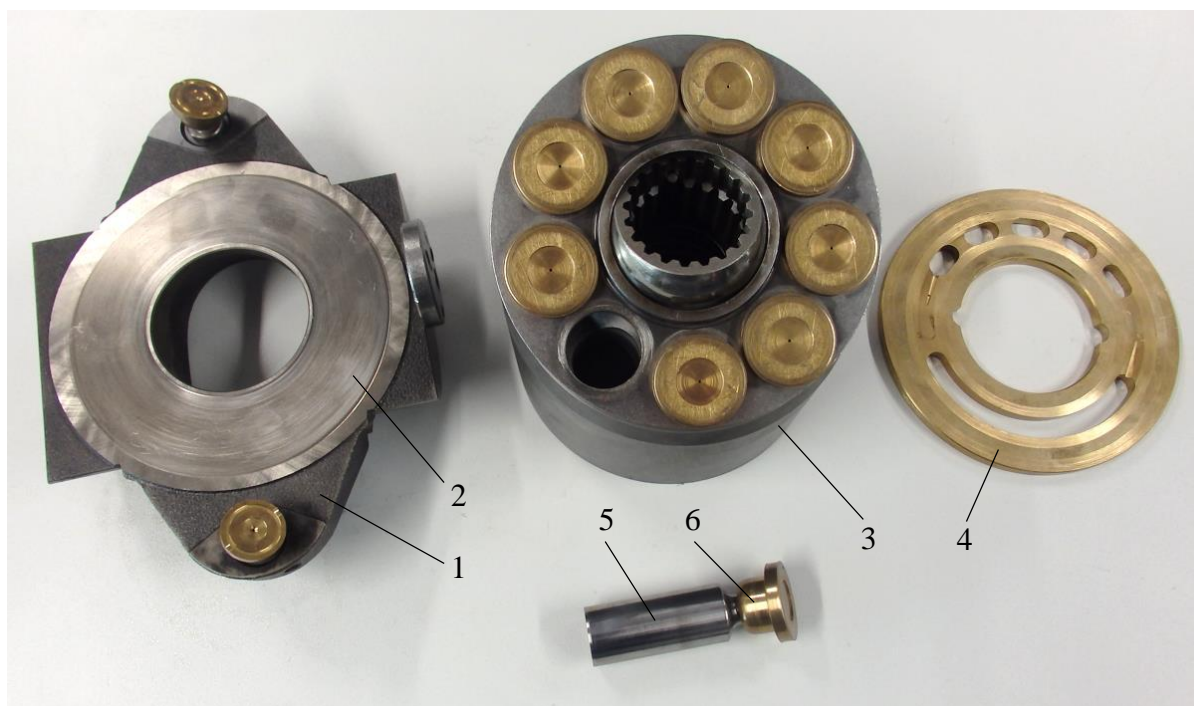
$$h = D \cdot \operatorname{tg} \alpha , \quad (5.33)$$

kde h [m] je zdvih pístu, D [m] průměr roztečné kružnice pístů a α [°] je úhel naklonění desky vůči svislé rovině.

Teoretický geometrický objem hydrogenerátoru V_g určíme dle vztahu [12]:

$$V_g = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h \cdot z , \quad (5.34)$$

kde V_g [m³] je geometrický objem, d [m] průměr pístu a z [-] je počet pístů.



Obr. 5.25 Hlavní části axiálních pístových převodníků s nakloněnou deskou

1 – nakloněná deska, 2 – opěrná plocha, 3 – blok s písty, 4 – rozvodná deska, 5 – píst,
6 – kluzátko

Kluzátka těchto převodníků jsou hydrostaticky vyvážená tlakem kapaliny, která je přiváděna vrtáním v pístech a kluzátkách do drážek na spodní straně kluzátek. Tímto je rovněž zajištěno mazání a sníženo tření mezi šikmou deskou a pohyblivým se kluzátkem. Tloušťka mazacího

filmu bývá v rozmezí (1 ÷ 25) μm , přičemž je potřeba zajistit dostatečnou filtraci kapaliny, aby vlivem nečistot nedošlo k poškození převodníku.

Pokud je úhel naklonění desky konstantní, pak hovoříme o neregulačních hydrogenerátorech s průtokem kapaliny v jednom směru. Jejich použití je možné v otevřených obvodech v některých aplikacích stacionární hydrauliky. Pokud lze úhel naklonění desky měnit, pak se jedná o regulační hydrogenerátory (s možností změny geometrického objemu). Při naklonění desky pouze v jednom směru (úhel naklonění $\alpha = 0^\circ \div \alpha_{max}$) jde o hydrogenerátor s proměnným geometrickým objemem a jednosměrným průtokem kapaliny. V základní poloze je nastaven maximální úhel naklonění desky (pístem s pružinou), změna úhlu naklonění je např. realizována servoválce působícím proti síle pružiny. Tyto hydrogenerátory nacházejí uplatnění v otevřených obvodech především v moderních aplikacích stacionární hydrauliky. U konstrukce s možností naklonění desky v obou směrech (úhel naklonění $-\alpha_{max} \div 0 \div +\alpha_{max}$), hovoříme o regulačním hydrogenerátoru s obousměrným průtokem. Základní poloha desky je při $\alpha = 0^\circ$, v tomto případě je průtok hydrogenerátoru nulový. Překlopení desky přes nulový úhel umožňuje změnu směru průtoku bez změny otáčení vstupní hřídele, přičemž naklonění desky je možné obvykle o úhel α až $\pm 15^\circ$. V tomto případě se jedná o nejčastěji používané hydrogenerátory uzavřených obvodů mobilních hydraulických systémů. Sklon naklonění opěrné desky je nejčastěji nastavován pomocí servoválce, který je ovládán řídicími ventily, obvykle integrovanými do tělesa hydrogenerátoru. Takovéto hydrogenerátory bývají ve většině případů doplněny o mechanicko-hydraulické, nebo elektrohydraulické regulátory, které umožňují plynulé řízení výstupních parametrů.

Tab 5.9 Základní parametry a vlastnosti axiálních pístových hydrogenerátorů s nakloněnou deskou

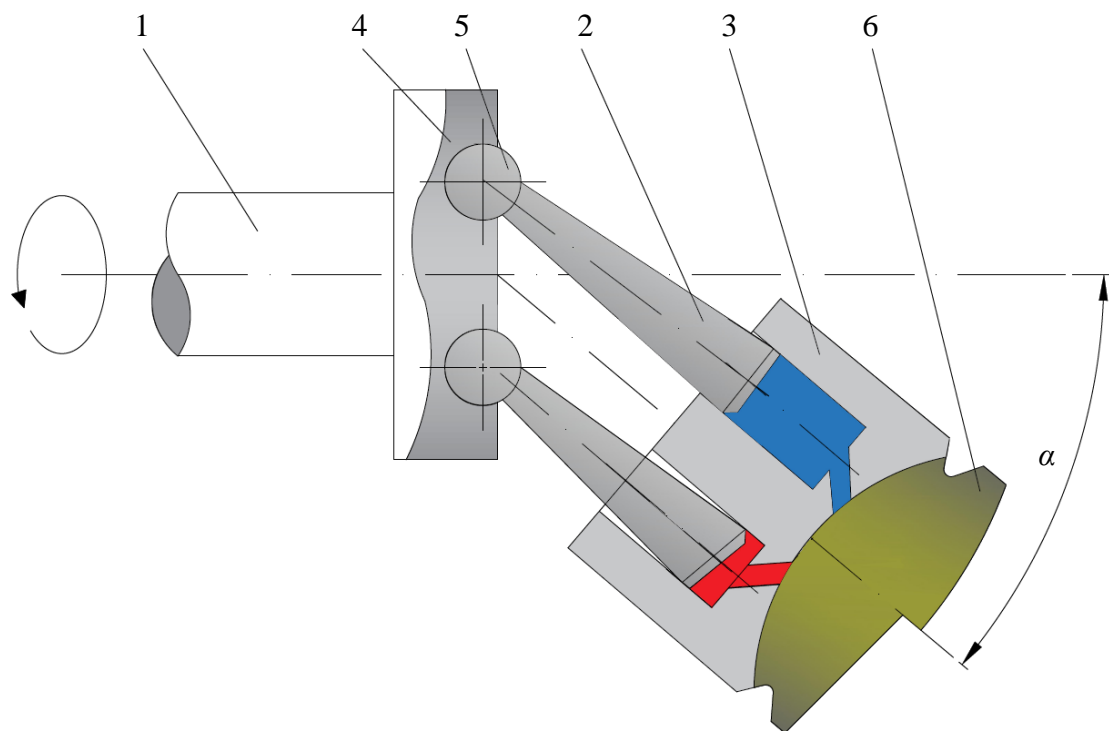
| Otáčky n [min^{-1}] | Geometrický objem V_g [cm^3] | Průtok (při $n = 1\,500 \text{ min}^{-1}$) Q [$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$] | Jmenovitý tlak p_n [MPa] |
|---|---|---|----------------------------------|
| max 3 700 | 10 ÷ 1 000 | 15 ÷ 1 500 | 32 ÷ 40 |
| Provozní viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Startovací viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Minimální viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Celková účinnost η_c [-] |
| 10 ÷ 100 | 1 000 ÷ 1 600 | 5 ÷ 10 | 0,9 ÷ 0,92 |
| Výhody | | Nevýhody | |
| vysoké tlaky, možnost změny geometrického objemu (vhodný pro řízení a regulaci), velmi dobrá účinnost, možnost provedení s průběžnou hřídelí. | | vyšší cena, náročnější na čistotu kapaliny, menší úhel sklonu (v porovnání s konstrukcí s nakloněným blokem). | |
| Aplikace | | | |
| univerzální použití, jako hydrogenerátor s konstantním geometrickým objemem a zejména jako regulační v moderních aplikacích stacionární i mobilní hydrauliky. | | | |

Konstrukce axiálního pístového hydrogenerátoru s nakloněnou deskou umožňuje vyrábět tyto převodníky v provedení s průběžnou hřídelí. To je v řadě aplikací velmi výhodné, jelikož lze na tuto hřídel připojit další hydrogenerátor. Ten může zajišťovat funkci plnicího

hydrogenerátoru (v uzavřeném hydraulickém obvodu), nebo jej lze využít pro realizaci externího chladicího a filtračního okruhu, případně dalších pomocných funkcí systému. V Tab 5.9 jsou uvedeny základní vlastnosti a parametry axiálních pístových hydrogenerátorů s nakloněnou deskou.

Axiální pístové hydrogenerátory s nakloněným blokem

Hydrogenerátory s nakloněným blokem Obr. 5.26, mají obdobně jako v předchozím případě písty 2 vyvedené v bloku válců 3, na který je přenášený rotační pohyb, a jsou uloženy axiálně vůči ose rotace. U těchto převodníků je ovšem celý blok s písty vychýlen o úhel α k vodorovné ose (ose hnací hřídele 1). Spojení mezi hnací hřídelí a blokem s písty je provedeno pomocí unášecí desky 4. Písty jsou k unášecí desce připojeny kulovými čepy 5. V případě převodníku s nakloněným blokem se používají písty tvaru kuželového, sférického, nebo válcového s ojnicí. Sání a výtlač je řešen pomocí rozvodné desky 6 s ledvinkovými drážkami a ve většině případů bývá sférického tvaru [11].



Obr. 5.26 Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněným blokem

1 – hnací hřídel, 2 – píst, 3 – blok válců, 4 – unášecí deska, 5 – kulové čepy, 6 – rozvodná deska

Zdvih pístu h je možné určit ze vztahu:

$$h = D \cdot \sin \alpha, \quad (5.35)$$

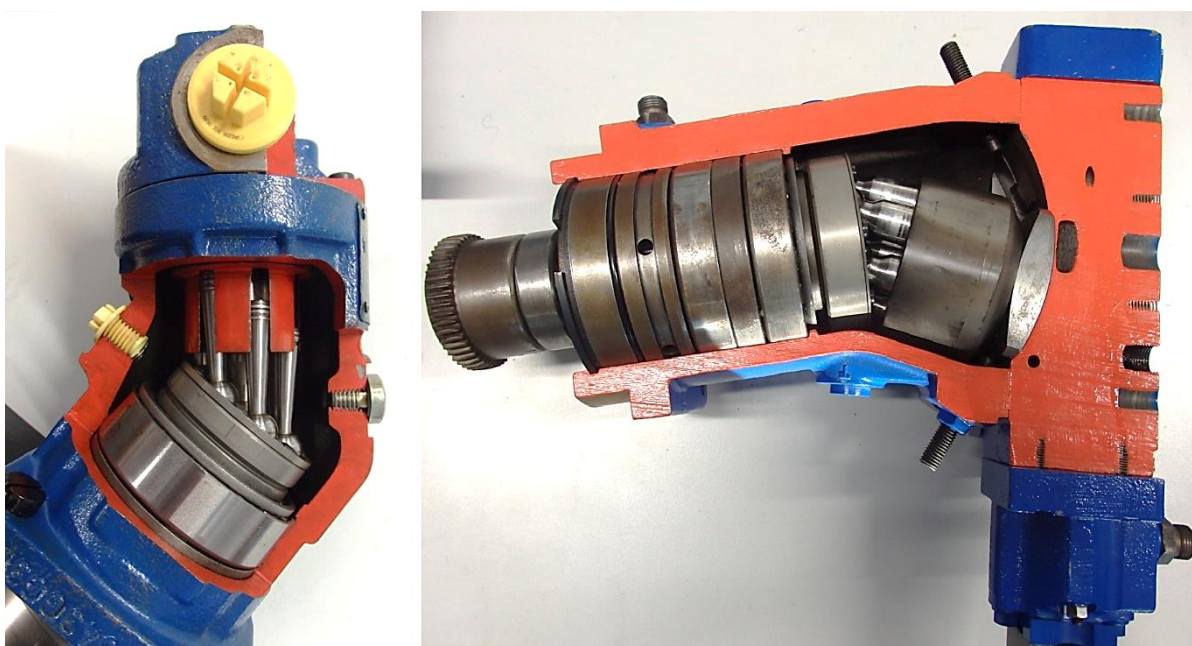
kde h [m] je zdvih pístu, D [m] průměr roztečné kružnice pístů a α [°] je úhel naklonění bloku vůči vodorovné ose.

Teoretický geometrický objem hydrogenerátoru V_g lze vypočítat dle vztahu [12]:

$$V_g = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h \cdot z, \quad (5.36)$$

kde V_g [m³] je teoretický geometrický objem, d [m] průměr pístu a z [-] je počet pístů.

Také tyto hydrogenerátory mohou být v provedení neregulačním s konstantním geometrickým objemem (pro jeden směr průtoku) a úhel α až 45°, nebo regulačním (pro jeden směr proudění, nebo oba směry proudění kapaliny) a $\alpha = \pm 25^\circ$. Princip je stejný jako u hydrogenerátorů s nakloněnou deskou, ale změna geometrického objemu je docílena změnou úhlu α naklonění bloku, který v případě obousměrného proudění může být nakloněn na obě strany. Změna polohy bloku je obvykle realizována hydraulickým servoválcem, řízeným regulátorem.



Obr. 5.27 Příklad hydrostatických axiálních převodníků s nakloněným blokem

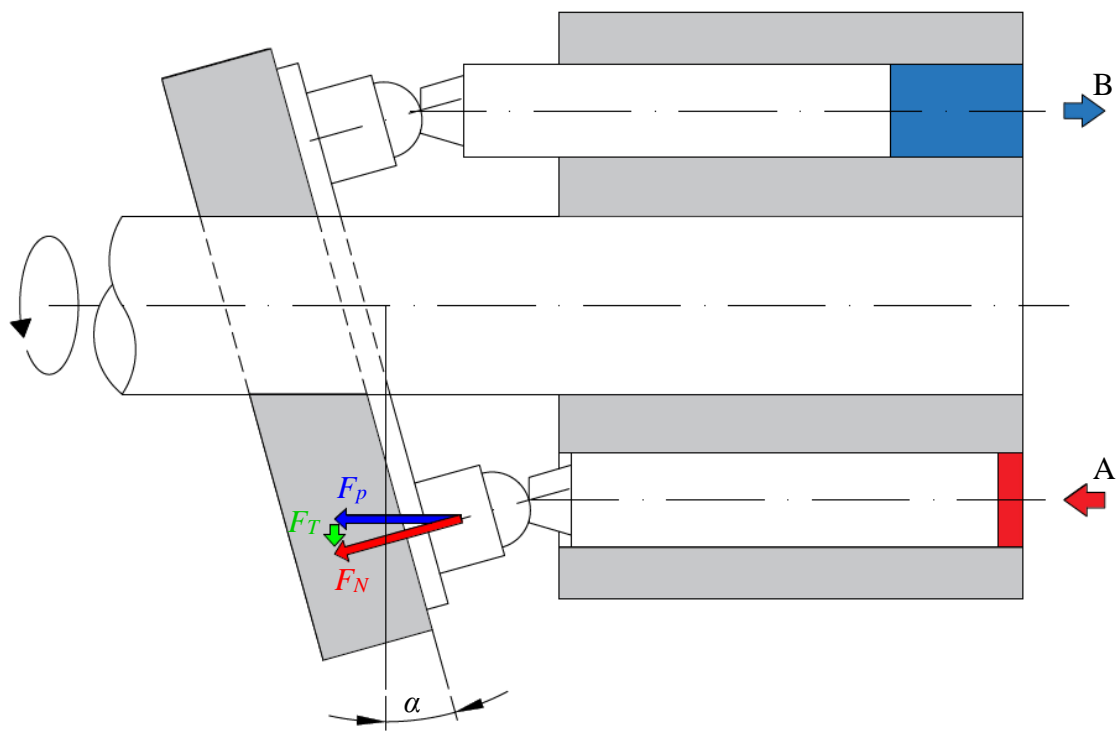
Lomená konstrukce bloku s písty neumožňuje provedení s průběžnou hřídelí. Konstrukce hydrogenerátoru s nakloněným blokem umožňuje práci při vyšších otáčkách a má nižší nároky na čistotu kapaliny než konstrukce s nakloněnou deskou. Lze je obvykle využívat jako motorgenerátory s vyšší celkovou účinností i životností (na písty působí pouze malé příčné síly, většina silových účinků je zachycována masivními ložisky a středovým čepem).

Tab 5.10 Základní parametry a vlastnosti axiálních pístových hydrogenerátorů s nakloněným blokem

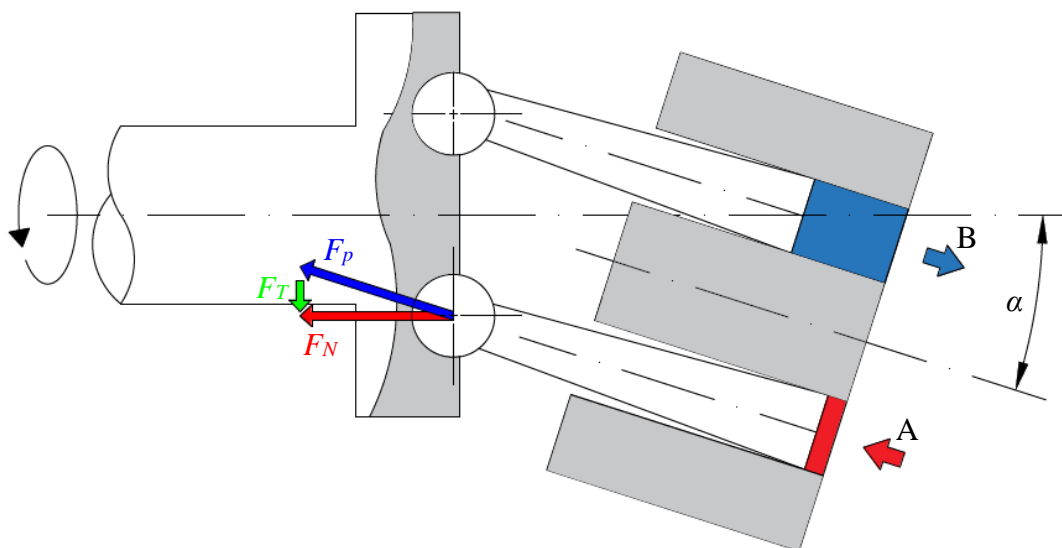
| Otáčky n [min^{-1}] | Geometrický objem V_g [cm^3] | Průtok (při $n = 1\,500 \text{ min}^{-1}$) Q [$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$] | Jmenovitý tlak p_n [MPa] |
|--|---|---|----------------------------------|
| až 6 000 | 100 ÷ 3 500 | 70 ÷ 5 250 | 35 ÷ 40 |
| Provozní viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Startovací viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Minimální viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Celková účinnost η_c [-] |
| 10 ÷ 100 | 1 000 ÷ 1 600 | 5 ÷ 10 | 0,91 ÷ 0,93 |
| Výhody | | Nevýhody | |
| vysoké tlaky, možnost změny geometrického objemu (vhodný pro řízení a regulaci), velmi dobrá účinnost, menší příčné síly na písty – vyšší životnost, menší nároky na čistotu kapaliny. | | vyšší cena, velké přestavné síly při řízení, bez možnosti provedení s průběžnou hřídelí, obtížnější chlazení. | |
| Aplikace | | | |
| univerzální použití, jako neregulační i regulační hydrogenerátor, především v uzavřených hydraulických obvodech mobilních strojů (bagry, železniční technika). | | | |

Axiální pístové hydromotory

Axiální pístové motory mohou být taktéž v provedení s nakloněnou deskou nebo s nakloněným blokem. Základní funkční principy a konstrukce jsou prakticky totožné s hydrogenerátory, což se týká do velké míry i uvedených výhod a nevýhod jejich použití. Funkce motoru je samozřejmě opačná vůči hydrogenerátoru. Na plochy pístů je přiváděna tlaková kapalina, která vyvoluje pohyb pístu v bloku válců. Výsledná tlaková síla od pístu F_p působí vždy v ose pístu. Při $\alpha \neq 0$ (naklonění desky, nebo bloku o úhel α) tato síla nepůsobí kolmo na daný element. Je tedy nutné sílu rozložit, normálová složka síly F_N je zachycována nakloněnou deskou (nebo unášecí deskou). Pomocí tečné složky síly F_T je vyvozován točivý moment, který je přenášený na výstupní hřídel hydromotoru Obr. 5.28 a Obr. 5.29 [3], [30].



Obr. 5.28 Silové poměry axiálních pístových hydromotoru s nakloněnou deskou



Obr. 5.29 Silové poměry axiálních pístových hydromotoru s nakloněným blokem

Hydromotory mohou být v neregulačním i regulačním provedení, s možností plynulé regulace výstupních otáček nebo momentu. Konstrukce s nakloněnou deskou se používá zejména v neregulačním provedení a obecně se vyznačuje horšími parametry při rozběhu a nižší účinností. Hydromotory s nakloněným blokem se častěji používají v regulačním provedení. Mají v porovnání s hydrogenerátory nižší regulační rozsah a často se omezuje minimální sklon bloku α na hodnotu cca 5° (z důvodu omezení maximálních otáček). U hydromotorů používaných v uzavřených obvodech bývají zabudovány také proplachovací bloky, nebo brzdové ventily, které chrání motor před nedovoleným nárůstem otáček a případnému vzniku kavitace.

V Tab 5.11 jsou uvedeny orientační parametry axiálních pístových hydromotorů s nakloněnou deskou, včetně oblastí jejich použití.

Tab 5.11 Základní parametry axiálních pístových hydromotorů s nakloněnou deskou

| Otáčky minimální n_{min} [min^{-1}] | Otáčky maximální n_{max} [min^{-1}] | Krouticí moment M [$\text{N} \cdot \text{m}$] | Jmenovitý tlak p_n [MPa] |
|---|---|--|-------------------------------|
| 25 ÷ 200 | 1 500 ÷ 3000 | 140 ÷ 5 500 | 28 ÷ 35 |
| Geometrický objem V_g [cm^3] | Provozní viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Celková účinnost η_c [-] | |
| 32 ÷ 1 000 | 17 ÷ 130 | 0,92 | |
| Aplikace | | | |
| obvykle jako neregulační hydromotory. | | | |

V Tab 5.12 jsou základní parametry axiálních pístových hydromotorů s nakloněným blokem.

Tab 5.12 Základní parametry axiálních pístových hydromotorů s nakloněným blokem

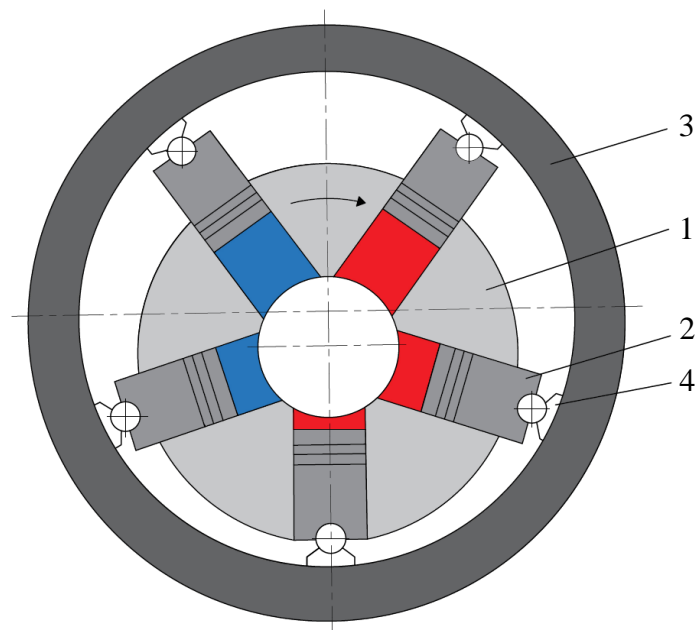
| Otáčky minimální n_{min} [min^{-1}] | Otáčky maximální n_{max} [min^{-1}] | Krouticí moment M [$\text{N} \cdot \text{m}$] | Jmenovitý tlak p_n [MPa] |
|---|---|--|-------------------------------|
| 100 ÷ 150 | 800 ÷ 5 000 | 25 ÷ 4 500 | 35 ÷ 50 |
| Geometrický objem V_g [cm^3] | Provozní viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Celková účinnost η_c [-] | |
| 5 ÷ 2 000 | 17 ÷ 130 | 0,95 | |
| Aplikace | | | |
| jako regulační i neregulační hydromotory. | | | |

5.1.9 Radiální pístové převodníky

Poslední zde uvedenou skupinou rotačních převodníků jsou radiální pístové převodníky. Jak napovídá název, konstrukčně využívají pro přenos energie písty, které jsou uloženy radiálně vůči ose rotace. Vyrábějí se jak radiální pístové hydrogenerátory, tak i hydromotory (jejichž použití je častější) a v obou případech mohou být v neregulačním, nebo regulačním provedení. Změna geometrického objemu bývá dosažena pomocí změny excentricity. Radiální pístové převodníky lze dále rozdělit podle uložení pístů na převodníky s písty v rotoru a převodníky s písty ve statoru.

Radiální pístový hydrogenerátor s vnějším vedením pístů (s písty v rotoru)

Tento typ hydrogenerátorů byl velmi rozšířen v minulosti. Dnes se používají jen výjimečně a ve většině aplikací je nahradily axiální pístové hydrogenerátory. Rotační pohyb hnací hřídele je přenášený pomocí unašeče na rotor 1 Obr. 5.30, který rotuje kolem statického centrálního čepu. Písty 2 jsou radiálně vyvedeny ve válcích v tělese rotoru. Vnější vedení pístů je dáno vnitřní plochou statoru 3, o kterou se písty opírají prostřednictvím kluzátek 4. Mezi kluzátky a písty je kloubové spojení. Písty jsou válcové a v tělese rotoru vykonávají přímočarý pohyb. V centrálním čepu jsou vyvedeny kanály, které jsou odděleny pevnou přepážkou vymezující sací a výtlačný prostor. Do těchto prostorů ústí sací a výtlačné otvory z prostoru pod písty. Také u těchto konstrukcí bývá vždy lichý počet pístů, každý píst vykoná jeden zdvih (sání a výtlač) za jedno otočení hnací hřídele. Aby byl zdvih pístů možný, musí být rotor a stator vůči sobě uloženy excentricky. Pohyb pístů musí být vynucen vlivem odstředivé síly při rotaci a excentricitou rotoru vůči statoru. Kluzátka jsou obdobně jako u axiálních převodníků s nakloněnou deskou opatřena drážkou, pro přívod kapaliny a snížení tření [6], [12], [23].



Obr. 5.30 Radiální pístový hydrogenerátor s písty v rotoru

1 – rotor, 2 – píst, 3 – stator, 4 – kluzátka

Geometrický objem těchto převodníků lze určit ze vztahu [12]:

$$V_g = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2 \cdot e \cdot z, \quad (5.37)$$

kde d [m] je průměr pístů, e [m] excentricita a z [-] je počet pístů.

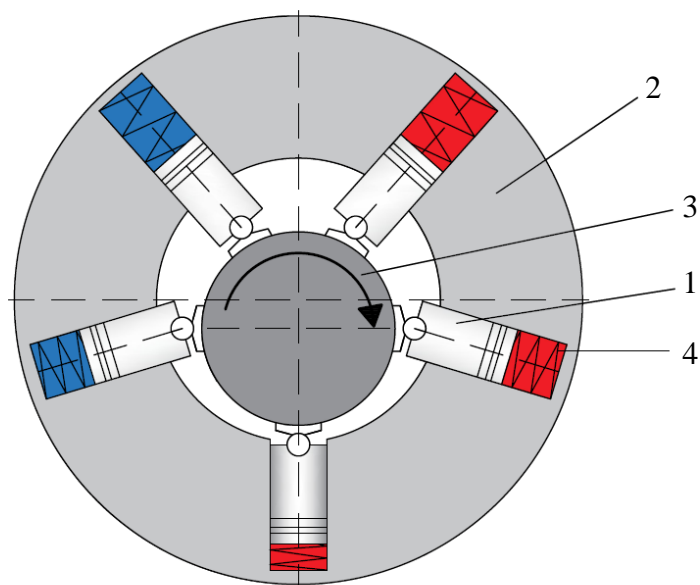
Změnu geometrického objemu lze dosáhnout změnou excentricity. To se provádí změnou polohy statoru vůči ose rotoru buď stavěcími šroubami, nebo hydraulickým servoválcem. V Tab 5.13 jsou uvedeny základní parametry a vlastnosti těchto hydrogenerátorů.

Tab 5.13 Základní parametry a vlastnosti radiálních pístových hydrogenerátorů s písty v rotoru

| Otáčky n [min ⁻¹] | Geometrický objem V_g [cm ³] | Průtok (při $n = 1\,500$ min ⁻¹) Q [dm ³ · min ⁻¹] | Jmenovitý tlak p_n [MPa] |
|--|--|---|----------------------------------|
| až 2 000 | 16 ÷ 1 015 | 48 ÷ 1 218 | 21 ÷ 35 |
| Provozní viskozita ν [mm ² · s ⁻¹] | Startovací viskozita ν [mm ² · s ⁻¹] | Minimální viskozita ν [mm ² · s ⁻¹] | Celková účinnost η_c [-] |
| 15 ÷ 110 | 200 | 10 | 0,9 |
| Výhody | | Nevýhody | |
| vysoké tlaky, vysoká účinnost, možnost změny geometrického objemu. | | vysoká cena, jsou méně kompaktní než axiální pístové hydrogenerátory. | |
| Aplikace | | | |
| jako neregulační i regulační hydrogenerátory stacionárních pohonů, v moderních systémech jsou nahrazovány axiálními pístovými hydrogenerátory. | | | |

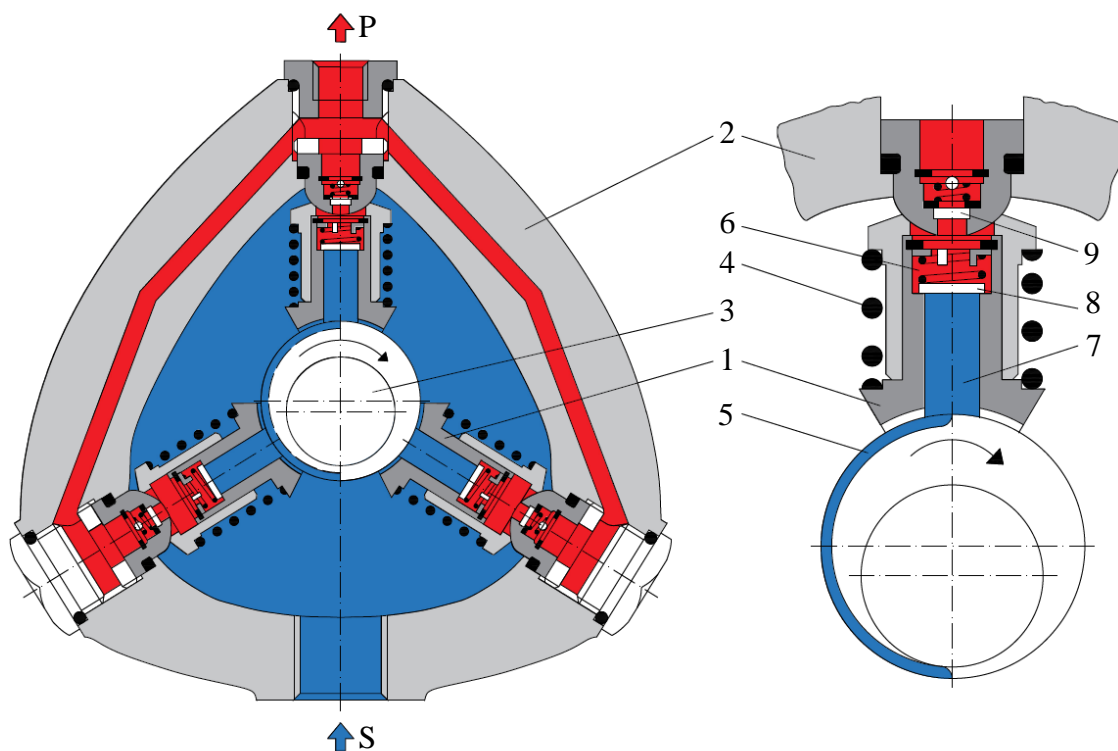
Radiální pístový hydrogenerátor s vnitřním vedením pístů (s písty ve statoru)

Tyto hydrogenerátory se používají pouze jako neregulační a využívají ventilový rozvod kapaliny, viz Obr. 5.31 a Obr. 5.32 [11]. Písty 1 jsou vedeny ve válcích, uložených ve statoru 2. Pomocí hnací hřídele s výstředníkem 3 je zajištěno excentrické uložení. Písty konají během zdvihu přímočarý pohyb, vysouvání pístu je realizováno výstředníkem, zpětný pohyb obstarává pružina 4. Sací prostor je vymezen radiální drážkou ve výstředníku 5. Během sacího zdvihu (výtláčny ventil 9 je uzavřen), je kapalina přiváděna do prostoru 6 prostřednictvím vrtání v pístu 7 a sacího ventilu 8. Při výtlaku se uzavře sací ventil a kapalina je z prostoru 6 vytlačována pístem přes výtláčny ventil 9 na výstup z hydrogenerátoru [6], [12], [23].



Obr. 5.31 Zjednodušený řez radiálním pístovým hydrogenerátorem s písty ve statoru

1 – píst, 2 – stator, 3 – hnací hřídel, 4 – pružina



Obr. 5.32 Radiální pístový hydrogenerátor s písty ve statoru

1 – píst, 2 – stator, 3 – hnací hřídel, 4 – pružina, 5 – radiální drážka ve výstředníku, 6 – prostor pod pístem, 7 – vrtání pístu, 8 – sací ventil, 9 – výtlačný ventil

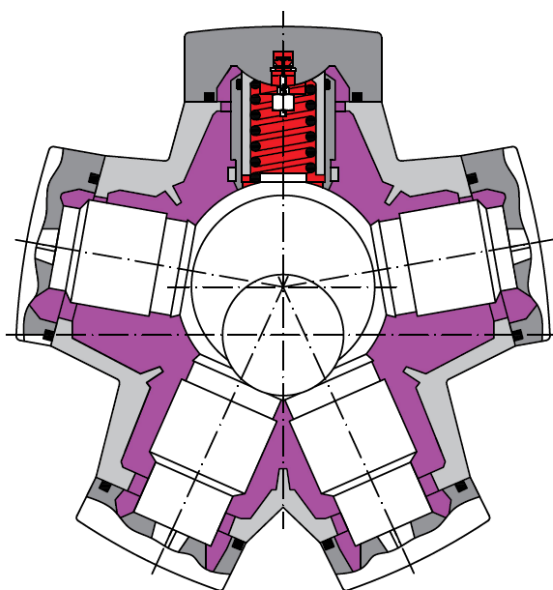
Geometrický objem hydrogenerátoru se vypočítá obdobně jako v předchozím provedení. Základní vlastnosti a parametry těchto hydrogenerátorů uvádí Tab 5.14.

Tab 5.14 Základní parametry a vlastnosti radiálních pístových hydrogenerátorů s písty ve statoru

| Otáčky n [min^{-1}] | Geometrický objem V_g [cm^3] | Průtok (při $n = 1\,500 \text{ min}^{-1}$) Q [$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$] | Jmenovitý tlak p_n [MPa] |
|---|---|---|----------------------------------|
| až 3 000 | 0,6 ÷ 140 | 2 ÷ 200 | 21 ÷ 70 |
| Provozní viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Startovací viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Minimální viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Celková účinnost η_c [-] |
| 12 ÷ 100 | 1 000 | 10 | 0,9 |
| Výhody | | Nevýhody | |
| velmi vysoké tlaky, velmi dobrá účinnost. | | vysoká cena, jsou méně kompaktní než axiální pístové hydrogenerátory. | |
| Aplikace | | | |
| jako neregulační hydrogenerátory pro nejvyšší tlaky u stacionárních zařízení. | | | |

Radiální pístový hydromotor s vnitřním vedením pístů (s písty ve statoru)

Princip činnosti je obdobný jako u hydrogenerátoru. Písty bývají hydrostaticky vyvážené, kapalina z pracovního prostoru proudí přes vrtání v pístu do prostoru mezi kluzátko a excentr, čímž se snižuje tření Obr. 5.33. Rozvod kapaliny k jednotlivým pístům je řešen rotačním šoupátkem [11].

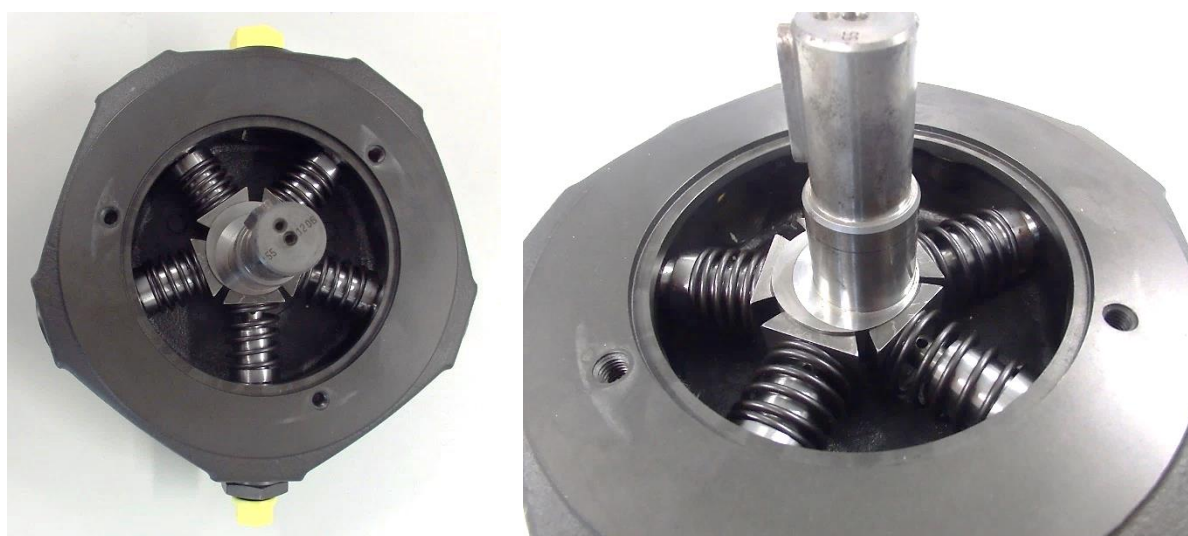


Obr. 5.33 Radiální pístový hydromotor s písty ve statoru

V některých provedeníh je možné měnit excentricitu výstředníku a tedy i geometrický objem motoru. Obvykle se používají jako neregulační pomaluběžné a vysoko-momentové motory. Základní parametry a vlastnosti jsou uvedeny v Tab 5.15.

Tab 5.15 Základní parametry a vlastnosti radiálních pístových hydromotorů s písty ve statoru

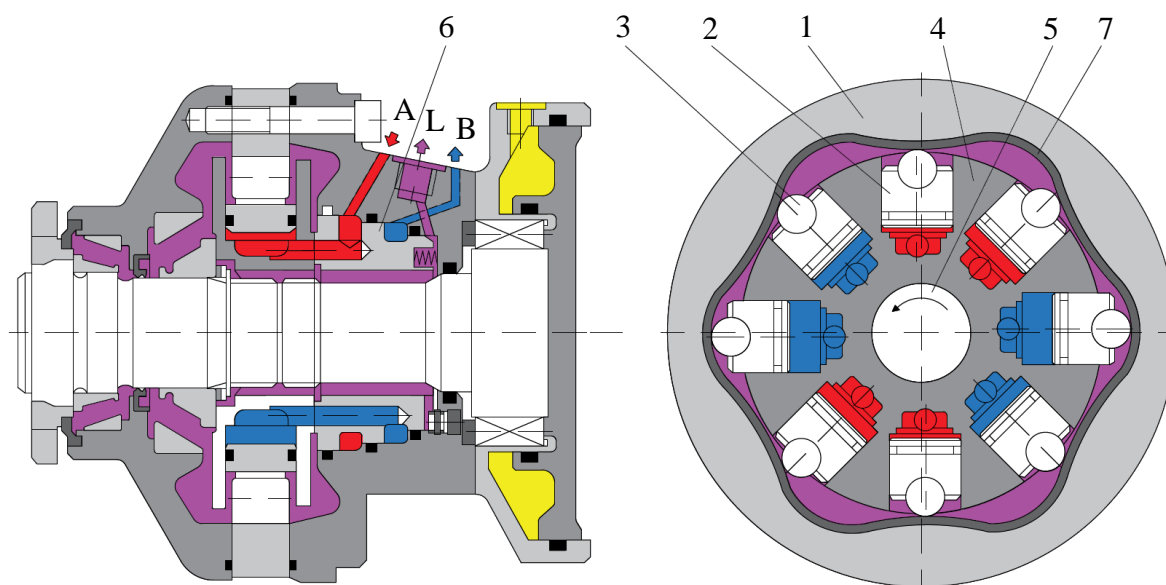
| Otáčky minimální n_{min} [min ⁻¹] | Otáčky maximální n_{max} [min ⁻¹] | Krouticí moment M [N · m] | Jmenovitý tlak p_n [MPa] |
|---|--|---|-------------------------------|
| 0,1 ÷ 10 | 150 ÷ 3000 | 20 ÷ 32 000 | 14 ÷ 30 |
| Geometrický objem V_g [cm ³] | Provozní viskozita ν [mm ² · s ⁻¹] | Celková účinnost η_c [-] | |
| 10 ÷ 6000 | 20 ÷ 150 | 0,97 | |
| Výhody | | Nevýhody | |
| vysoké tlaky, dobrá účinnost, lze je použít jako pomaluběžné, vysoko-momentové i rychloběžné. | | vysoká cena, jsou méně kompaktní než axiální pístové hydromotory. | |
| Aplikace | | | |
| neregulační motory stacionárních i mobilních strojů. | | | |



Obr. 5.34 Příklad radiálního pístového hydrogenerátoru s písty ve statoru

Radiální pístový hydromotor s křivkovou oběžnou dráhou

V podstatě se jedná o konstrukční alternativu převodníku s písty v rotoru. Křivková dráha je vyvedena na vnitřním povrchu statoru 1, viz Obr. 5.35. Písty 2 jsou opatřeny kladkami 3, které se odvalují po křivkové dráze 7. Rotor 4 s válci je spojen s výstupní hřídelí 5. Kapalina se přivádí z čela rozvodným čepem 6 pod písty. Písty uložené radiálně jsou vytlačovány proti vnitřnímu povrchu statoru, to způsobí rozklad tlakové síly působícího pístu a její tečná složka zajistí točivý moment [11], [29].



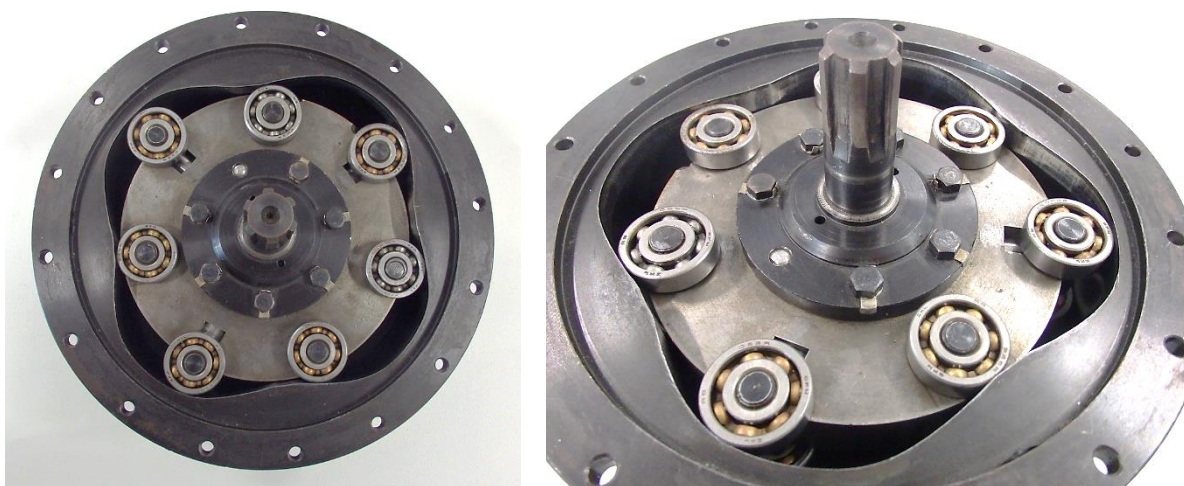
Obr. 5.35 Radiální pístový hydromotor s křivkovou oběžnou dráhou

1 – stator, 2 – píst, 3 – kladka, 4 – rotor, 5 – výstupní hřídel, 6 – rozvodný čep, 7 – křivková oběžná dráha

Tyto motory se někdy označují jako vícezdvihové, jelikož každý píst vykonává více zdvihů za jednu otáčku výstupní hřídele. Používají se výhradně jako pomaluběžné a lze u nich dosáhnout nejvyšších momentů. V Tab 5.16 jsou uvedeny základní parametry a vlastnosti radiálních pístových hydromotorů s křivkovou oběžnou dráhou.

Tab 5.16 Základní parametry a vlastnosti radiálních pístových hydromotorů s křivkovou oběžnou dráhou

| Otáčky minimální n_{min} [min^{-1}] | Otáčky maximální n_{max} [min^{-1}] | Krouticí moment M [$\text{N} \cdot \text{m}$] | Jmenovitý tlak p_n [MPa] |
|--|---|---|--|
| 0,1 ÷ 2 | 20 ÷ 300 | 1500 ÷ 1 000 000 | 17 ÷ 45 |
| Geometrický objem V_g [cm^3] | Provozní viskozita ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] | Celková účinnost η_c [-] | |
| 200 ÷ 50 000 | 20 ÷ 150 | 0,98 | |
| Výhody | | Nevýhody | |
| vysoké tlaky, vysoká účinnost, pomaluběžné, vysoko-momentové. | | vysoká cena, jsou méně kompaktní než axiální pístové hydrogenerátory. | |
| Aplikace | | | |
| neregulační pomaluběžné vysoko-momentové motory pro přímý pohon např. vrátků, kolesových rýpadel, míchacích bubnů. | | | |



Obr. 5.36 Příklad radiálního pístového hydromotoru s křivkovou oběžnou dráhou

5.1.10 Řízení hydrogenerátorů

Řízením hydrogenerátorů je myšleno řízení jejich geometrického objemu. To vede k požadované změně průtoku, tlaku, případně výkonu hydrogenerátoru.

Ovládání je jednodušší způsob řízení. U lamelových a radiálních pístových převodníků se jedná o ovládání polohy statoru vůči rotoru, u axiálních pístových převodníků o ovládání naklonění desky nebo bloku. Podle způsobu ovládání může být ruční, mechanické, hydraulické, elektrické, nebo elektrohydraulické. Dále podle stupně lze ovládání rozdělit na přímé a nepřímé.

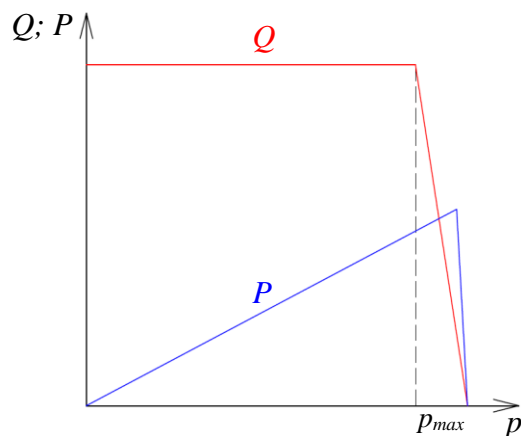
V případě přímého ovládání má řídicí mechanismus jeden stupeň. Používá se obvykle mechanické (např. pákou, nebo stavěcím šroubem), nebo elektromechanické (pomocí elektrického servomotoru), nebo hydraulické (přímočarým hydromotorem).

Nepřímé ovládání se skládá ze dvou, nebo více stupňů. První řídicí stupeň bývá mechanický (např. nastavení předpětí pružiny, poloha páky nebo pedálu), elektrický (v závislosti na přiváděném elektrickém proudu), nebo hydraulický (tlakem kapaliny). Druhý (poslední) stupeň je vždy hydraulický, za využití jednoho nebo dvojice přímočarých hydraulických servomotorů, které jsou obvykle konstrukčně umístěny přímo v tělese hydrogenerátoru.

Regulace je vyšší stupeň řízení, který se vyznačuje zpětnou vazbou. Je definována přidavným regulačním zařízením (které pracuje na mechanicko-hydraulickém, nebo elektrohydraulickém principu), pracuje automaticky a dokáže sledovat průběhy požadovaných parametrů (tlak, průtok, výkon atd.).

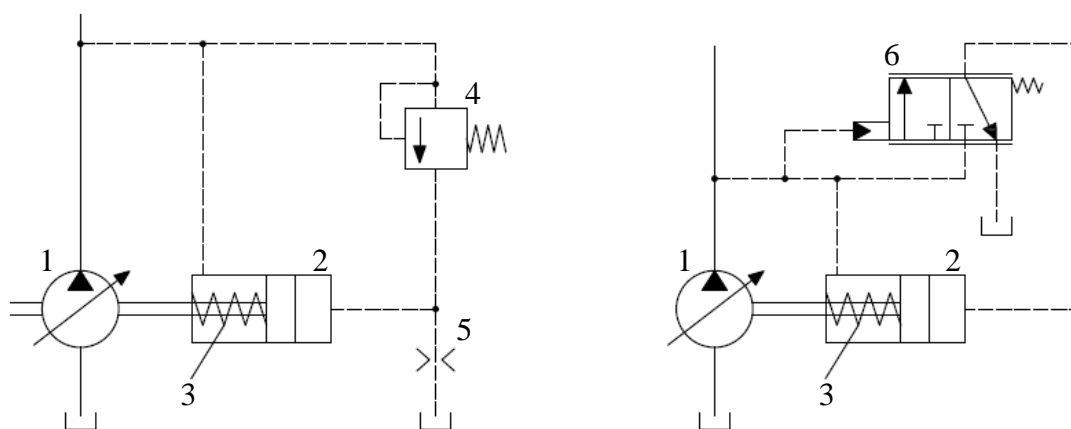
Regulace na konstantní tlak

Smyslem této regulace je udržet v hydraulickém obvodu konstantní tlak nezávisle na zatížení a průtoku. V tomto případě je nastavena konstantní hodnota tlaku p_{max} , při jejímž dosažení dojde k prudkému poklesu průtoku na minimální, nebo nulovou hodnotu Obr. 5.37. Po odlehčení hydrogenerátoru dojde k okamžitému nárůstu maximálního průtoku. Princip regulace byl již popsán u lamelových hydrogenerátorů Obr. 5.20, Obr. 5.21 a Obr. 5.22.



Obr. 5.37 $Q - p$ charakteristika regulace na konstantní tlak

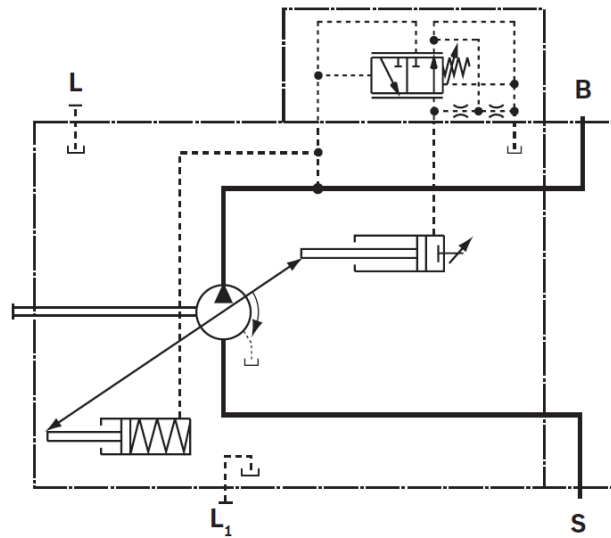
Teoreticky lze tlak kapaliny přivádět přímo z výtlačku hydrogenerátoru na řídicí válec, kde působí proti síle pružiny. V tomto případě ale musí být předpětí pružiny velké a získání požadovaných vlastností v celém regulačním rozsahu je obtížně dosažitelné. Princip mechanické regulace byl popsán v kapitole 5.1.7. Lepším řešením je jednohranové řízení Obr. 5.38 (vlevo), kde se maximální tlak nastavuje na přepouštěcím ventilu 4, clonou 5 je vytvářen odpor při dosažení požadovaného tlaku. Příklad dvouhranového řízení je uveden na Obr. 5.38 (vpravo) [12].



Obr. 5.38 Zjednodušené znázornění hydrogenerátoru s regulací na konstantní tlak, jednohranové řízení (vlevo), dvouhranové řízení (vpravo)

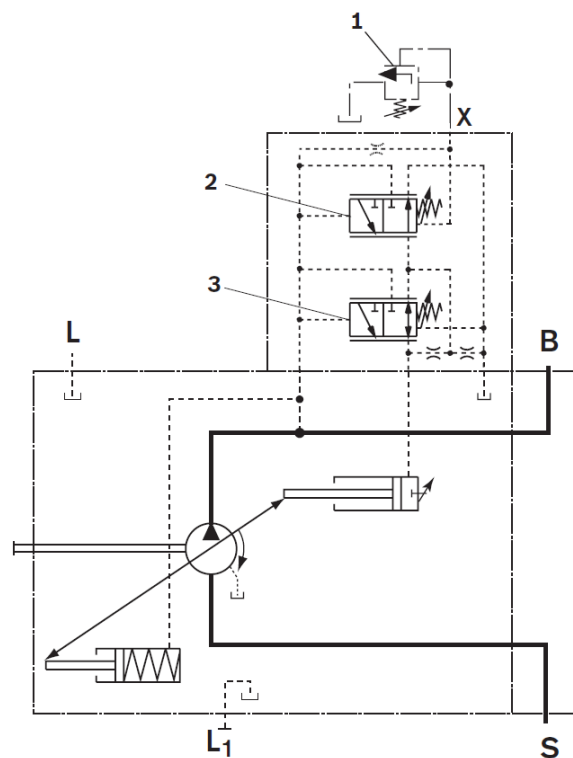
1 – hydrogenerátor, 2 – servomotor, 3 – pružina, 4 – tlakový (přepouštěcí) ventil, 5 – clona, 6 – řídicí ventil

V moderních hydraulických systémech, se v současnosti používají především regulace na konstantní tlak s označením DR a DRG. Příklad DR regulace hydrogenerátoru na konstantní tlak je uveden na Obr. 5.39.



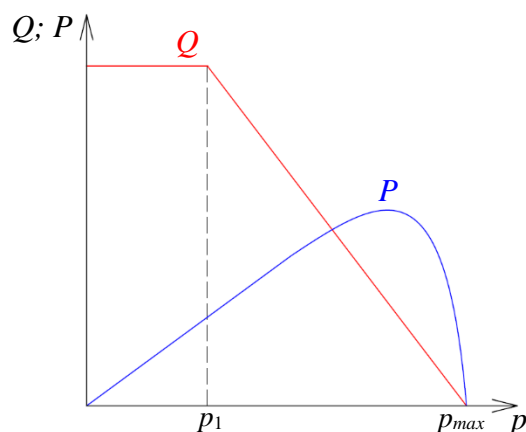
Obr. 5.39 DR regulace hydrogenerátoru na konstantní tlak (Bosch Rexroth) [37]

Příklad DRG regulace hydrogenerátoru na konstantní tlak s dvouhranovým řízením a možností dálkového ovládní, je uveden na Obr. 5.40.



Obr. 5.40 DRG regulace hydrogenerátoru na konstantní tlak (Bosch Rexroth) [37]

Regulaci na konstantní tlak lze použít u hydrogenerátorů, kdy se zvýšením tlaku snižuje geometrický objem, případně u hydromotorů, kdy s rostoucím tlakem se geometrický objem motoru zvětšuje. Tento typ regulace se používá především při řízení otáček hydromotoru, zatíženého konstantním momentem.



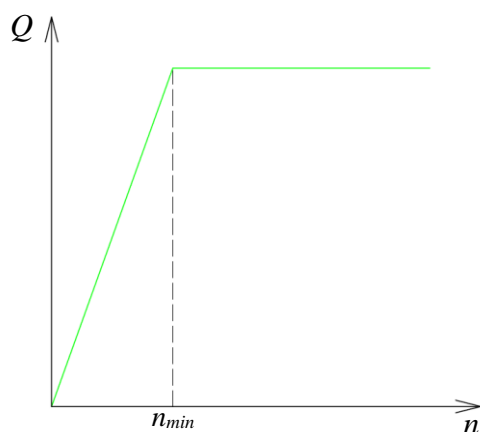
Obr. 5.41 $Q - p$ charakteristika regulace s tlakovou kompenzací

Regulace s tlakovou kompenzací

Jedná se o upravenou variantu předchozí regulace. Tlakový regulátor se seřizuje na pozvolné snižování průtoku z nastaveného tlaku p_1 , až do maximální hodnoty p_{max} Obr. 5.41. Tento typ regulace se často využívá např. u hydraulických lisů. Při pohybu lisovacího ústrojí směrem k lisovanému materiálu je vhodná vyšší rychlost, ale není potřeba vysoký tlak. Při samotném lisování jsou rychlosti pohybu obvykle nízké, ale je požadován nárůst tlaku (lisovací síly).

Regulace na konstantní průtok

Cílem této regulace je zajistit konstantní průtok hydrogenerátoru, nezávisle na jeho otáčkách a zatížení Obr. 5.42. Například při použití spalovacích motorů může být kolísání otáček způsobeno změnou přívodu paliva, a to má za následek změny v průtoku hydrogenerátoru, které vedou ke změnám otáček (rychlosti) hydromotoru.

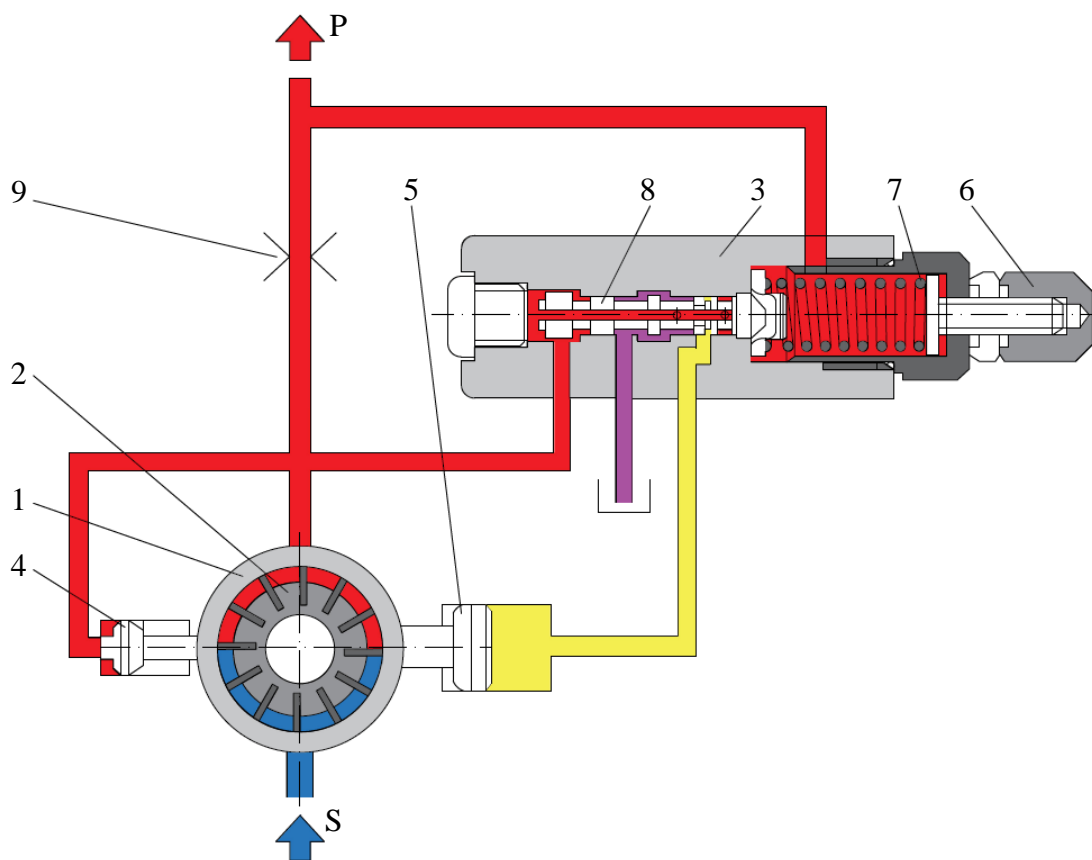


Obr. 5.42 $Q - n$ charakteristika regulace na konstantní průtok

Princip bude vysvětlen za využití lamelového hydrogenerátoru s mechanicko-hydraulickou regulací Obr. 5.43. Tlakový regulátor z Obr. 5.21, je doplněn na výstupu z hydrogenerátoru o clonu 9. Tlakový spád na cloně působí proti síle pružiny 7, na šoupátku 8 regulátoru 3. Pokud dojde např. k poklesu vstupních otáček hydrogenerátoru, změní se tlakový spád na cloně, to

způsobí změnu silové rovnováhy na šoupátku regulátoru. Šoupátko se posune doleva, tím dojde přes vrtání v šoupátku k propojení kapaliny s plochou většího pístu 5. Stator 1 se rovněž posune doleva a tím se zvýší geometrický objem hydrogenerátoru. To zajistí konstantní průtok, jelikož pokles vstupních otáček se kompenzuje zvýšením geometrického objemu v souladu s rovnicí $Q_G = V_{gG} \cdot n_G$. Je zřejmé, že při nulové excentricitě (tak jak je nakreslena pozice statoru na obrázku), hydrogenerátor nedodává žádný průtok do systému. Pro průtok kapaliny je nutné excentrické uložení statoru vůči rotoru. Pak lze přijmout popis funkce, který byl zde uveden. Pokles otáček ve skutečnosti zvýší tlak na pístu 5 a tím se zvýší geometrický objem hydrogenerátoru [30].

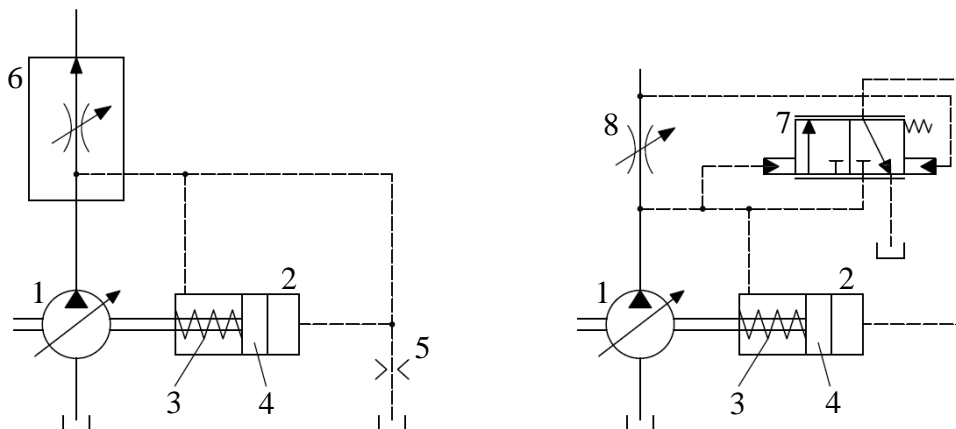
Velikost požadovaného konstantního průtoku lze ovládat buď změnou průřezu clony, nebo změnou předpětí pružiny šoupátka regulátoru.



Obr. 5.43 Lamelový hydrogenerátor s mechanicko-hydraulickou regulací na konstantní průtok

1 – stator, 2 – rotor, 3 – tlakový regulátor, 4 – levý (menší) píst, 5 – pravý (větší) píst,
6 – stavěcí šroub, 7 – pružina, 8 – šoupátko, 9 - clona

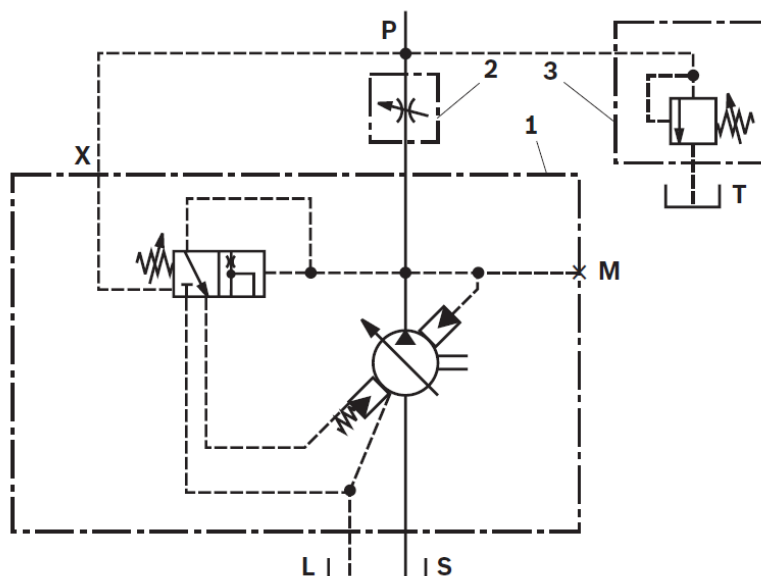
Zjednodušené zapojení hydrogenerátoru s jednohranovým řízením je zobrazeno na Obr. 5.44 (vlevo), s dvouhranovým řízením na Obr. 5.44 (vpravo) [12].



Obr. 5.44 Hydrogenerátor s regulací na konstantní průtok, jednohranové řízení (vlevo), dvouhranové řízení (vpravo)

1 – hydrogenerátor, 2 – servomotor, 3 - pružina, 4 – píst, 5 – clona, 6 – škrticí ventil s třicestnou tlakovou váhou, 7 – řídicí ventil, 8 – škrticí ventil (nebo clona)

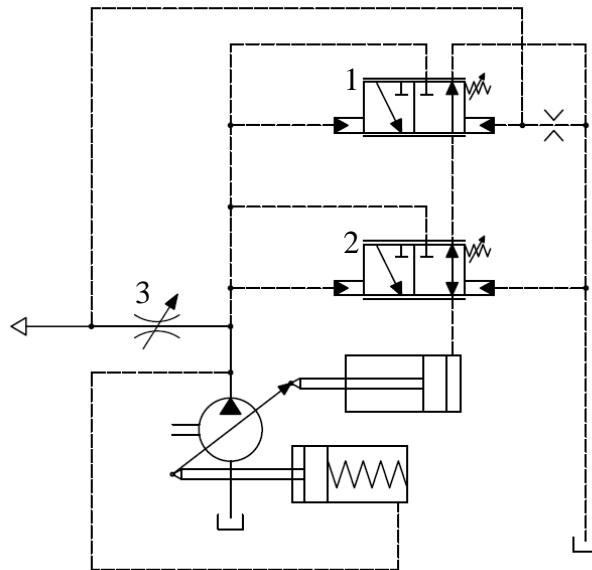
Příklad běžně používané regulace na konstantní průtok s označením FR (N), je uveden na Obr. 5.45.



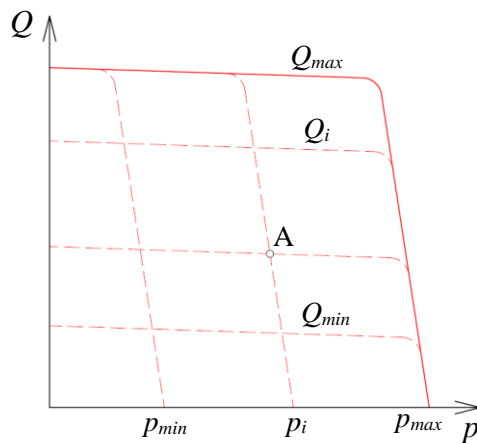
Obr. 5.45 FR (N) regulace hydrogenerátoru na konstantní průtok (Bosch Rexroth) [39]

Regulace na konstantní tlak a průtok

V tomto případě je hydrogenerátor vybaven dvěma regulátory Obr. 5.46. Regulátor průtoku 1 zajišťuje konstantní průtok, který je úměrný tlakovému spádu na řídicím škrticím ventilu 3. Maximální tlak je nastaven na tlakovém regulátoru 2, kdy po překročení tohoto tlaku systém přejde do regulace na konstantní tlak, viz charakteristika Obr. 5.47 [12].



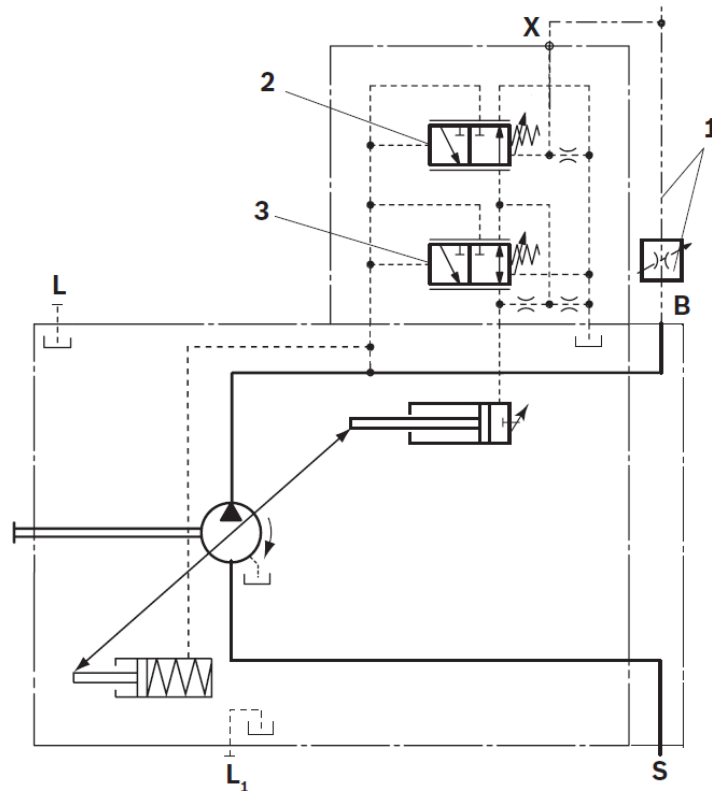
Obr. 5.46 Hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak a průtok
 1 – regulátor průtoku, 2 – regulátor tlaku, 3 – řídicí ventil pro nastavení průtoku



Obr. 5.47 $Q - p$ charakteristika regulace na konstantní tlak a průtok

Použití této regulace v praxi znamená, že průtok není závislý na zátěži, škrticí ventil s průtokovým regulátorem plní funkci dvojcestné tlakové váhy. Využití takovéto regulace je především v mobilních zařízeních, je energeticky úsporná, a někdy je také nazývána jako Load Sensing regulace [40].

Příklad regulace hydrogenerátoru na konstantní tlak a průtok s označením DFR/DFR1, je uveden na Obr. 5.48.

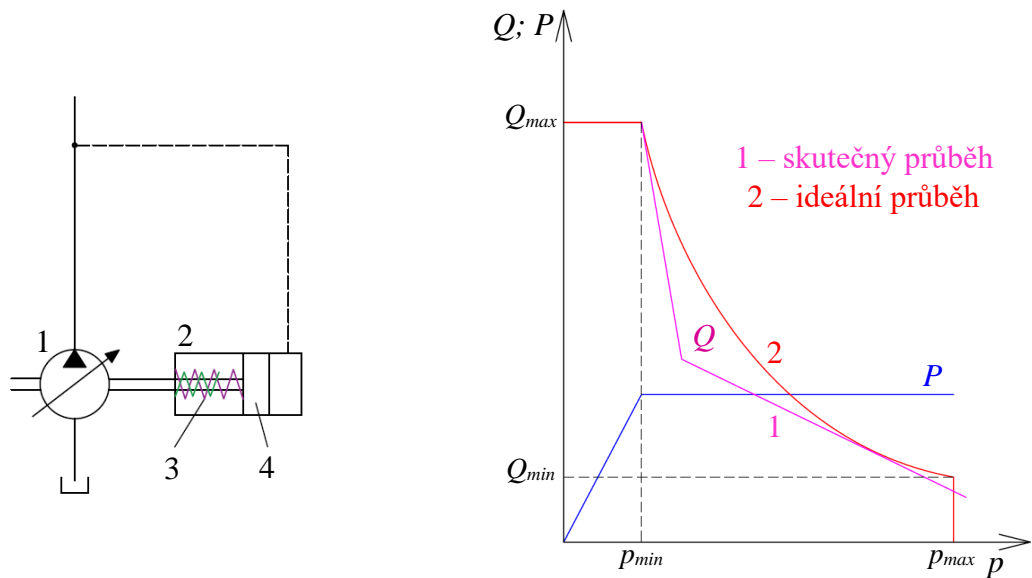


Obr. 5.48 DFR/DFR1 regulace hydrogenerátoru na konstantní tlak a průtok (Bosch Rexroth) [37]

Regulace na konstantní výkon

Regulace na konstantní výkon Obr. 5.49 (vlevo), se používá v aplikacích, kde není potřeba současně maximální tlak a průtok. To umožňuje v systému použít elektromotor (spalovací motor) s menším výkonem, což snižuje pořizovací i provozní náklady. V nejjednodušším provedení je regulátor vybaven dvěma (případně třemi) pružinami různé délky. Ideální průběh charakteristiky má tvar hyperboly Obr. 5.49 (vpravo).

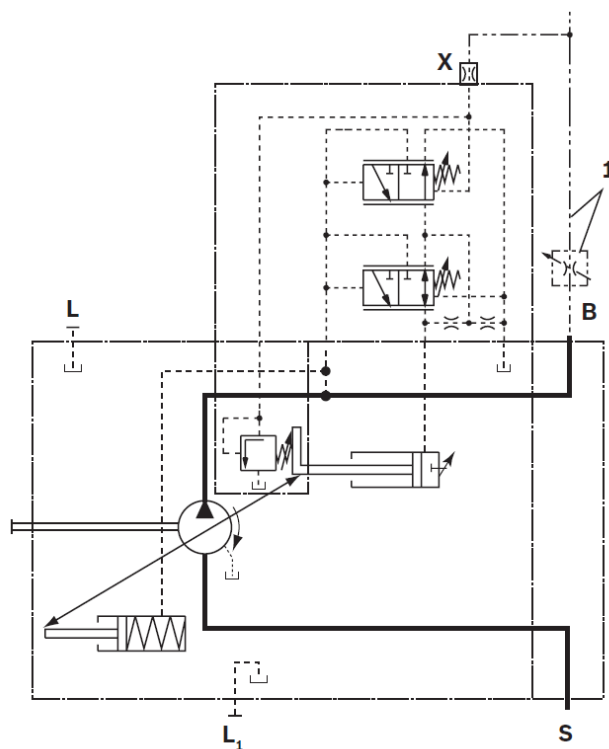
Ve skutečnosti je tato charakteristika tvořena dvěma přímkami, jejichž sklon odpovídá tuhosti pružin. Nejprve působí tlak kapaliny ve válci proti delší pružině, po jejím stlačení na úroveň kratší pružiny působí proti oběma pružinám současně [12]. V tomto případě se zařízení dokáže pohybovat pouze po výkonové křivce, není ovšem možné dosáhnout parametrů v oblasti pod křivkou. Je-li ovšem v dané aplikaci požadavek, aby pracovní bod systému byl v libovolné oblasti, je nutné využít tzv. nadřazený výkonový omezovač.



Obr. 5.49 Hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak a průtok (vlevo),
 $Q - p$ charakteristika regulace na konstantní výkon (vpravo)

1 – hydromotor, 2 – servomotor, 3 – pružiny, 4 - píst

Příklad regulace hydrogenerátoru na konstantní výkon s označením DFLR, je uveden na Obr. 5.50.



Obr. 5.50 DFRL regulace hydrogenerátoru na konstantní výkon (Bosch Rexroth) [37]
 Tento typ regulace se velmi často využívá v hydrostatických pohonech mobilních strojů.

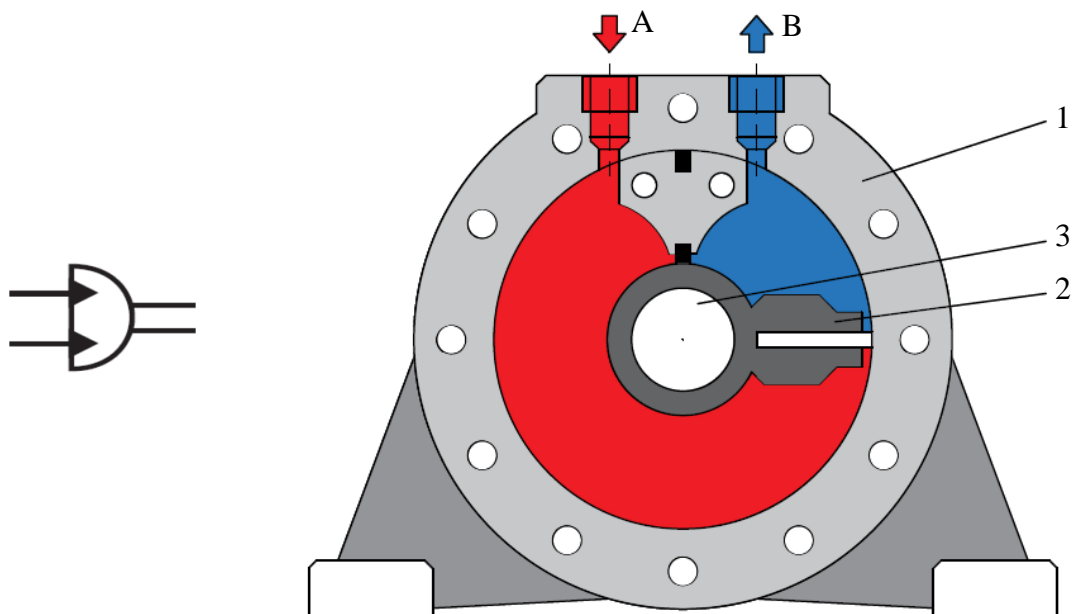
5.2 Kyvné hydromotory

Převodníky s kyvným (částečně rotačním) pohybem jsou pouze motory. Vstupní tlaková energie kapaliny je převáděna na výstupní mechanickou energii otáčející se hřídele. Vyrábějí se v několika konstrukčních provedeních, které se liší svou funkcí a mají různý výstupní kyvný úhel. Mohou nacházet uplatnění jako kyvné a reverzní zařízení např. pro ovládání klapek, čelistí, kyvných ramen, upínacích přípravků. Další možné aplikace jsou např. v manipulačních a zvedacích zařízeních, nebo ovládání kormidel lodí.

Kyvné hydromotory křídlové

Někdy jsou označovány také jako lopátkové hydromotory. Mohou být jednokřídlové Obr. 5.51 (vpravo), nebo dvoukřídlové. Kapalina je z tlakové větve přiváděna do vnitřního prostoru motoru, vstup a výstup motoru je v tělese 1 oddělen lopatkou 2. Lopatka je spojena s výstupní hřídelí 3. Vlivem působení kapaliny na lopatku vzniká tlaková síla, která otáčí lopatku v tělese a na výstupní hřídeli získáváme krouticí moment. Pokud na vstupu do motoru zajistíme konstantní tlak, získáme také konstantní výstupní moment v celém rozsahu kyvu. Rychlost otáčení závisí na vstupním průtoku. Výsledný kyvný úhel je omezen konstrukcí, kdy konkrétní hodnotu lze nastavit mechanickými dorazy [23].

Dvoukřídlové provedení motoru je obdobné konstrukce s tím rozdílem, že vnitřní prostor je rozdělen do čtyř částí. Úhel kývání je poloviční než u jednokřídlové konstrukce, ale točivý moment je dvojnásobný.



Obr. 5.51 Jednokřídlový kyvný motor

1 – těleso hydromotoru, 2 – lopatka, 3 – výstupní hřídel

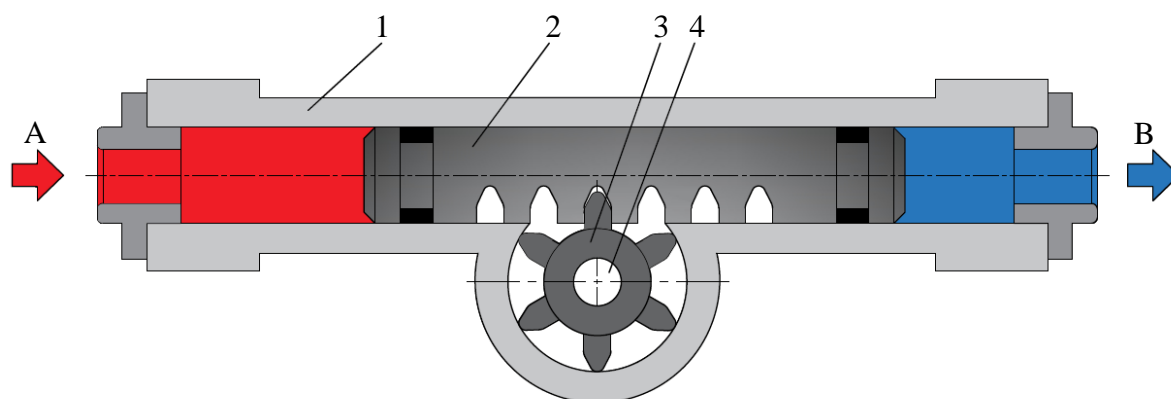
U křídlových motorů je problematické utěsnění lopatky po obvodu i na čelních plochách. To snižuje celkovou účinnost, která je pouze $\eta_c = (60 \div 70) \%$.

Tab 5.17 Základní parametry jednokřídlových kyvných motorů

| Kyvný uhel α [°] | Jmenovitý tlak p_n [MPa] | Krouticí moment M [N · m] | Účinnost η_c [-] |
|----------------------------|-------------------------------|--------------------------------|--------------------------|
| 270 | do 21 | až 24 000 | 0,6 ÷ 0,7 |

Pístový kyvný hydromotor s ozubeným převodem

V této konstrukci se hydromotor Obr. 5.52 skládá z tělesa 1, ve které je veden píst s ozubeným hřebenem 2. Píst v tělese koná přímočarý pohyb, který je pomocí ozubení přenášén na pastorek 3, spojený s výstupní hřídelí 4. Výstupní kyvný úhel závisí na délce ozubení a může být i větší než 360°. Velikost krouticího momentu závisí na vstupním tlaku a ploše pístu, rychlost otáčení vychází ze vstupního průtoku. Kyvný úhel se seřizuje mechanickými dorazy v tělese motoru [11], [12], [20]. V porovnání s křídlovými motory odpadají problémy s utěsněním, čímž se výrazně zvyšuje celková účinnost. Základní parametry jsou uvedeny v Tab 5.18.



Obr. 5.52 Pístový kyvný motor s ozubeným převodem

1 – těleso hydromotoru, 2 – píst s ozubeným hřebenem, 3 – pastorek, 4 – výstupní hřídel

Tab 5.18 Základní parametry pístových kyvných motorů s ozubeným převodem

| Kyvný uhel α [°] | Jmenovitý tlak p_n [MPa] | Krouticí moment M [N · m] | Účinnost η_c [-] |
|----------------------------|-------------------------------|--------------------------------|--------------------------|
| i více než 360° | do 20 | až 150 000 | 0,9 |

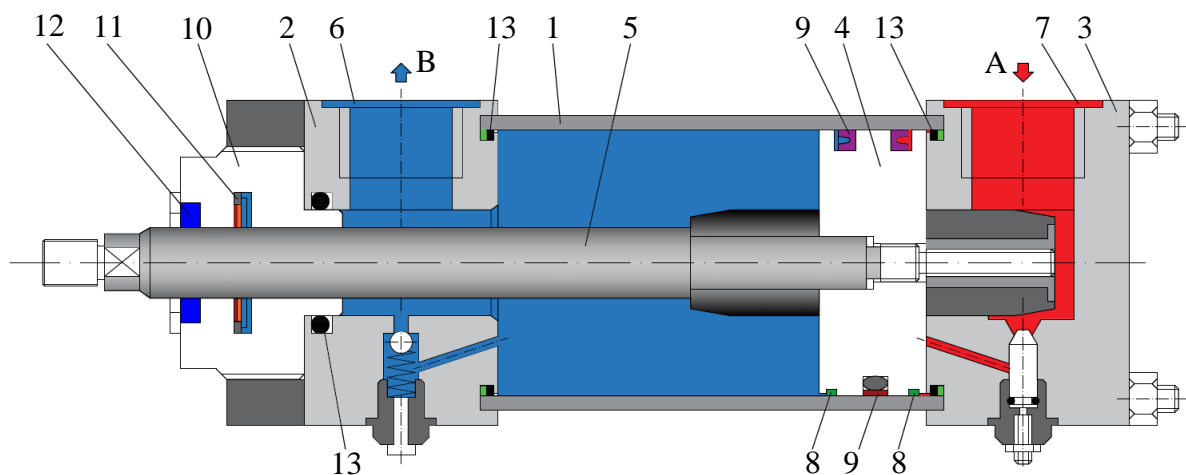
Tyto motory mají poměrně malé rozměry a nacházejí uplatnění především ve zvedacích a manipulačních zařízeních.

Kromě dvou uvedených konstrukcí kyvných motorů, se občas vyskytuje rovněž pístové provedení motoru s pístnicí se šroubovitými drážkami, případně s paralelními písty.

5.3 Přímočaré hydromotory

Hydrostatické převodníky s přímočarým pohybem výstupního členu jsou přímočaré hydromotory. V praxi se pro tyto převodníky používá název hydraulické válce. Vstupní tlaková energie kapaliny je v tělese motoru převáděna na výstupní mechanickou energii. Výstupní prvek motoru koná přímočarý pohyb. Hydraulické přímočaré motory dokáží i při relativně malých rozměrech přenášet poměrně velké síly. Jedná se o nejčastěji používané hydromotory, které nacházejí uplatnění v celé řadě nejrůznějších aplikací.

Základní části přímočarého motoru si popíšeme s využitím Obr. 5.53. Válcové těleso 1 je uchyceno pomocí předního 2 a zadního víka 3. Uvnitř motoru se pohybuje píst 4, spojený s pístnicí 5. Přímočarý pohyb pístu a pístnice je vyvozen pomocí tlaku kapaliny, která je do tělesa motoru přiváděna vstupy 6 a 7. Píst je opatřen vedením 8 a pohybovým těsněním 9. V předním víku je vedení pístnice 10, těsnění pístnice 11 a stírací kroužek 12. Víka jsou těsněny O-kroužky 13 [30].



Obr. 5.53 Přímočarý hydromotor

1 – těleso hydromotoru, 2 – přední víko, 3 – zadní víko, 4 – píst, 5 – pístnice, 6, 7 – vstupy do motoru, 8 – vedení pístu, 9 – těsnění pístu, 10 – vedení pístnice, 11 – těsnění pístnice, 12 – stírací kroužek, 13 – O-kroužky

Provedení přímočarých hydromotorů závisí na požadované funkci a provozních parametrech. Základní rozdělení těchto motorů je:

- podle vyvození síly,
 - jednočinné – vyvozují sílu od tlaku kapaliny pouze v jednom směru (zpětný pohyb je vyvozený silou pružiny nebo externí silou),
 - dvojčinné – vyvozují sílu od tlaku kapaliny v obou směrech.
- podle vyvedení pístnice,
 - s jednostrannou pístnicí – pístnice je vyvedena pouze v jednom směru (mohou být jednočinné i dvojčinné, někdy se označují jako diferenciální hydromotory),
 - s oboustrannou (průběžnou) pístnicí – pístnice je vyvedena v obou směrech (obvykle bývají dvojčinné).
- podle počtu pracovních stupňů,

- jednostupňové – klasické přímočaré motory s jedním pístem,
- vícestupňové – motory s více písty, jejichž pohyb nebo silový účinek je složen z více částí (teleskopické motory, tandemové motory).
- podle konstrukčního provedení,
 - svorníkové,
 - svařované,
 - šroubované.
- podle způsobu uchycení (válcové čepy a oka, příruby, patky, kulové čepy),
- podle použitého tlumení (motor s tlumením, nebo bez tlumení).

Přímočaré hydromotory vyrábí velké množství výrobců, mnohdy i menších firem, Z hlavních výrobců působících v České republice můžeme zmínit Bosch Rexroth, Parker, Eaton, Hydraulics, nebo Charvát Group, jejichž technické podklady a uváděná katalogová data byla použita při tvorbě této kapitoly.

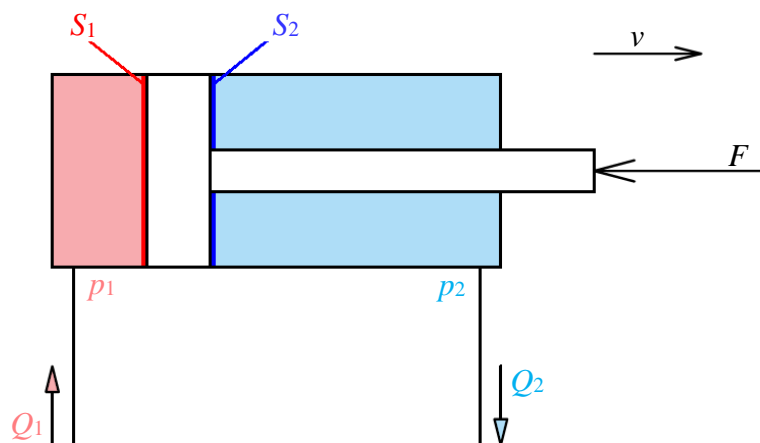
5.3.1 Základní výpočtové vztahy přímočarých motorů

Pro stanovení vztahů bude jako příklad uveden dvojčinný přímočarý hydromotor s jednostrannou pístnicí, který je nejčastěji používaný. Výstupními veličinami přímočarých hydromotorů jsou síla F a rychlost v .

Pro určení rychlosti pohybu pístnice motoru se vychází z obecné rovnice kontinuity pro ideální kapalinu:

$$Q = S \cdot v \Rightarrow v = \frac{Q}{S}. \quad (5.38)$$

kde Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je objemový průtok, S [m^2] plocha, v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je rychlost.



Obr. 5.54 Dvojčinný přímočarý hydromotor s jednostrannou pístnicí

Pro vysouvání pístnice v souladu se značením na Obr. 5.54, lze určit teoretickou rychlost vysouvání pístnice v_i :

$$v_t = \frac{Q_1}{S_1}, \quad (5.39)$$

kde v_t [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je teoretická rychlost vysouvání pístnice, Q_1 [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] průtok na vstupu do motoru a S_1 [m^2] je plocha na straně pístu.

Stejně jako u ostatních převodníků, také u přímočarých motorů dochází k maření části energie, skutečná výstupní rychlost pístnice v bude s uvažováním průtokových ztrát:

$$v = \frac{Q_1}{S_1} \cdot \eta_Q, \quad (5.40)$$

kde v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je skutečná rychlost vysouvání pístnice a η_Q [-] je průtoková účinnost přímočarého motoru.

Obecně lze tedy definovat průtokovou účinnost přímočarého hydromotoru vztahem:

$$\eta_Q = \frac{v}{v_t}. \quad (5.41)$$

K průtokovým ztrátám může docházet mezi vnitřními částmi oddělenými pístem, případně na rozhraní pístnice a vnějšího okolí. V moderních hydraulických přímočarých motorech se používají těsnění, které jsou vyrobeny z kvalitních materiálů a dochází jen k minimálním průsakům. Průtokové ztráty se ve většině případů zanedbávají.

Výpočet síly hydromotoru vychází z Pascalova zákona:

$$p = \frac{F}{S} \Rightarrow F = p \cdot S. \quad (5.42)$$

kde p [Pa] je tlak, F [N] síla a S [m^2] je plocha.

Píst dvojcínného přímočarého motoru odděluje vnitřní prostory v motoru na dvě části. Při vysouvání pístnice je plněn prostor na straně pístu kapalinou a zároveň jiný objem kapaliny musí vytékat z prostoru na straně pístnice. Pro ideální přímočarý hydromotor lze napsat rovnici silové rovnováhy:

$$F_t = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2, \quad (5.43)$$

kde F_t [N] je teoretická síla, p_1 [Pa] tlak na vstupu do motoru (na straně pístu), p_2 [Pa] tlak na výstupu z motoru (na straně pístnice), S_1 [m^2] plocha pístu a S_2 [m^2] je plocha mezikruží na straně pístnice.

Aby mohlo docházet k vysouvání pístnice, musí být překonány odpory proti pohybu. Skutečná síla F hydromotoru bude nižší, jelikož je potřeba do výpočtu zahrnout mechanické a tlakové ztráty:

$$F = (p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2) \cdot \eta_{mp}, \quad (5.44)$$

kde F [N] je skutečná síla přímočarého hydromotoru a η_{mp} [-] je mechanicko-tlaková účinnost přímočarého hydromotoru.

Mechanicko-tlakovou účinnost můžeme vyjádřit vztahem:

$$\eta_{mp} = \frac{F}{F_t} \quad (5.45)$$

Mechanické ztráty přímočarých hydromotorů jsou způsobeny třením těsnění a vedením pístu a pístnice. Velikost pasivních (třecích) odporů závisí především na zvoleném materiálu těsnění a přesnosti opracování (drsnosti) vnitřních ploch tělesa motoru. Velké pasivní odpory mohou vést při malých rychlostech motoru k trhavému pohybu (tzv. stick-slip efektu). Tlakové ztráty jsou způsobeny především místními odpory ve vstupních a výstupních kanálech motoru. Mechanicko-tlaková účinnost přímočarého hydromotoru se obecně zvyšuje s rostoucím tlakem.

Celkovou účinnost přímočarého hydromotoru pak můžeme stanovit jako podíl mechanického výkonu a hydraulického výkonu (příkonu motoru):

$$\eta_c = \frac{P_m}{P_h} = \frac{F \cdot v}{p_1 \cdot Q_1 - p_2 \cdot Q_2}, \quad (5.46)$$

kde η_c [-] je celková účinnost přímočarého hydromotoru, P_m [W] mechanický výkon, P_h [W] hydraulický výkon a Q_2 [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je průtok na výstupu z motoru.

Celková účinnost η_c přímočarých motorů může být až 95 % (u servomotorů až 98 %).

5.3.2 Základní provedení přímočarých hydromotorů

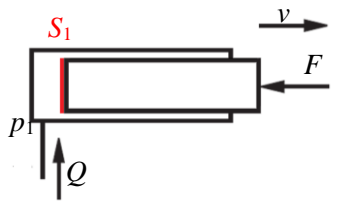
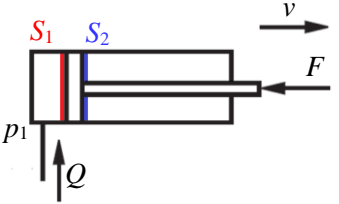
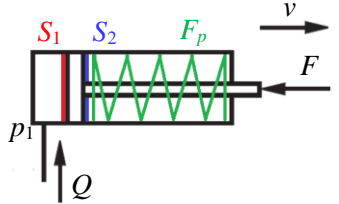
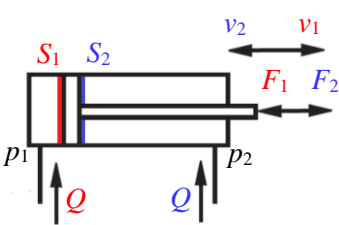
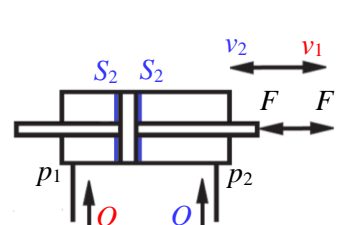

Primární rozdělení přímočarých hydromotorů je na jednočinné a dvojčinné. Jednočinné hydromotory mají přívod kapaliny pouze na jednu stranu motoru. Vyvozují silový účinek v jednom směru a zpětný pohyb se dosahuje působením vnější síly od zatížení nebo hmotnosti, případně působením pružiny, vestavěné do tělesa motoru. Dvojčinné hydromotory mají přívod kapaliny na obě strany motoru a vyvozují silový účinek v obou směrech. Velikost výsledné síly je dána tlakem pracovní kapaliny a plochou, na kterou kapalina působí. Hydraulické přímočaré motory se běžně vyrábějí pro tlaky až 40 MPa, průměry 250 mm a zdvihy cca 4000 mm. U speciálních provedení motorů mohou být jednotlivé parametry vyšší. Maximální rychlost pohybu pístnice je $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Zdvih motoru h je délka o kterou se může vysunout pístnice motoru. V běžných případech zdvih motoru přibližně odpovídá délce motoru.


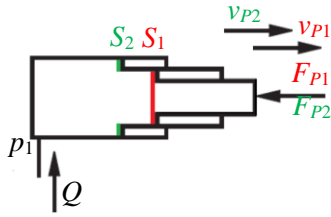
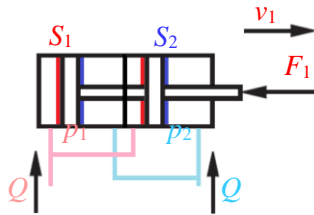
V některých aplikacích je požadavek, aby zdvih motoru byl větší, než je jeho délka v zasunutém stavu. V těchto případech lze použít teleskopické hydromotory. Teleskopický hydromotor je složen z několika stupňů. Jednotlivé stupně motoru se postupně vysouvají, počínaje maximálním průměrem. Celkový zdvih motoru je orientačně dán násobkem délky v zasunutém stavu a počtem stupňů motoru. Typický příklad využití teleskopických motorů je při vyklápění korby nákladních automobilů.

V případech, kdy je potřeba vyvinout větší silový účinek a z provozních nebo konstrukčních důvodů není možné zvyšovat tlak ani průměr pístu motoru, lze použít tandemový motor. U této konstrukce jsou v tělese motoru sériově řazeny písty a pístnice. Větší silový účinek je dán součtem jednotlivých ploch, na které působí kapalina. Nevýhodou je, že se zvětšuje délka motoru.

Základní provedení přímočarých hydromotorů, včetně jejich hydraulických značek je uvedeno v Tab 5.19 [1].

Tab 5.19 Základní provedení přímočarých hydromotorů, výstupní parametry a hydraulické značky

| Provedení motoru | Výstupní parametry | Značka |
|--|---|---|
| <p>Plunžrový motor</p> <p>Zpětný pohyb je zajištěn vnějším zatížením, těsnění je jen v místě výstupu plunžru z motoru (nižší tření), větší hmotnost.</p> | $F = p_1 \cdot S_1$ $v = \frac{Q}{S_1}$ |  |
| <p>Jednočinný motor</p> <p>Zpětný pohyb zajištěn vnější silou.</p> | $F = p_1 \cdot S_1$ $v = \frac{Q}{S_1}$ |  |
| <p>Jednočinný motor s pružinou</p> <p>Zpětný pohyb pístu zajišťuje pružina, pro vyvození silového účinku je potřeba překonávat odpor pružiny.</p> | $F = p_1 \cdot S_1 - F_p$ $v = \frac{Q}{S_1}$ |  |
| <p>Dvojčinný motor s jednostrannou pístnicí</p> <p>Vyvozuje silový účinek v obou směrech, různé a rychlosti a síly v obou směrech jsou dány poměrem ploch S1/S2, označuje se jako diferenciální motor.</p> | $F_1 = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2$ $v_1 = \frac{Q}{S_1}$ $F_2 = p_2 \cdot S_2 - p_1 \cdot S_1$ $v_2 = \frac{Q}{S_2}$ |  |
| <p>Dvojčinný motor s oboustrannou pístnicí</p> <p>Silový účinek v obou směrech, pístnice mohou být stejného průměru (pak je stejná rychlost a síla v obou směrech), nebo různého průměru (výpočet výstupních parametrů je obdobný jako u dvojčinného motoru s jednostrannou pístnicí).</p> | $F = (p_1 - p_2) \cdot S_2$ $v_1 = v_2 = \frac{Q}{S_2}$ |  |
| <p>Dvojčinný motor s jednostrannou pístnicí a neregulovatelným tlumením na straně pístu.</p> | |  |

| Provedení motoru | Výstupní parametry | Značka |
|--|---|--|
| Dvojčinný motor s jednostrannou pístnicí s nastavitelným tlumením v obou krajních polohách. | |  |
| Teleskopický motor jednočinný Zpětný zdvih je zajištěn vnější silou, motor se skládá z jednotlivých stupňů, které mají různé plochy. Teleskopický motor může být i v dvojčinném provedení, potom by u značky motoru byly dva vstupy. | $F_{P1} = p_1 \cdot S_{P1}$ $v_{P1} = \frac{Q}{S_{P1}}$ $F_{P2} = p_1 \cdot S_{P2}$ $v_{P2} = \frac{Q}{S_{P2}}$ |  |
| Tandemový motor Zvýšený silový účinek | $F_1 = p_1 \cdot (S_1 + S_2) - 2 \cdot (p_2 \cdot S_2)$ $v_1 = \frac{Q}{S_1 + S_2}$ |  |
| Značení v tabulce: F – síla, F ₁ – síla při vysouvání pístnice, F ₂ – síla při zasouvání pístnice, S ₁ – plocha pístu, S ₂ – plocha mezikruží na straně pístnice, p ₁ – tlak na vstupu do motoru, p ₂ – tlak na výstupu z motoru, v ₁ – rychlost vysouvání, v ₂ – rychlost zasouvání. | | |

5.3.3 Hlavní části a konstrukční provedení přímočarých hydromotorů

Těleso přímočarého hydromotoru tvoří ocelová bežešvá trubka. Vnitřní povrch musí být obroben na požadovanou drsnost. Nerovnosti povrchu mohou za provozu porušit celistvost těsnění a tím omezit jejich životnost. Nároky na jakost vnitřních ploch se ještě zvyšují s rostoucím pracovním tlakem kapaliny. Pro nízkotlaké systémy cca do 10 MPa se požaduje obrobení na drsnost minimálně $Ra = 0,4 \mu\text{m}$, pro tlaky vyšší alespoň $Ra = 0,2 \mu\text{m}$. Dokončovací metody obrábění vnitřních povrchů jsou broušení s následným honováním, případně vyvrtávání a válečkování. Použité materiály musí mít dostatečnou pevnost v tahu, být odolné proti korozi a u svařovaných konstrukcí musí mít zaručenou svařitelnost. Pro méně náročné aplikace lze použít oceli obvyklé jakosti, častěji jsou ovšem používány ušlechtilé oceli vyšších tříd [12].

Pro tenkostěnnou trubku ($r_2/r_1 \leq 1,18$) lze mezní tloušťku stěny s_2 vypočítat dle vztahu:

$$s_2 = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \sigma_d} \quad (5.47)$$

kde s_2 [mm] je tloušťka stěny válce, σ_d [MPa] dovolené napětí materiálu v tahu, r_1 [mm] vnější poloměr trubky a r_2 [mm] vnitřní poloměr trubky.

Pro tlustostěnnou trubku ($r_2/r_1 > 1,18$), dle vztahu:

$$s_2 = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma_d + p \cdot (1 - 2\mu)}{\sigma_d - p \cdot (1 + \mu)}} \right), \quad (5.48)$$

kde D [mm] je vnější průměr trubky, p [MPa] maximální tlak v hydromotoru, σ_d [MPa] dovolené napětí materiálu v tahu a μ [-] je Poissonovo číslo, pro oceli $\mu = (0,27 \div 0,3)$.

Dno (víko) hydromotoru můžeme přirovnat ke kruhové desce, podepřené spojitě na obvodu a zatížené spojitým zatížením, kdy jeho tloušťku s_1 lze vypočítat dle vztahu:

$$s_1 = 0,405 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{p}{\sigma_d}}. \quad (5.49)$$

Ocelový **píst** bývá po obvodu opatřen drážkami pro umístění pohybových těsnění a vedení pístu. Píst slouží k přenosu síly a současně i jako pomocné vedení pístnice. U přímočarých motorů menších průměrů mohou být píst a pístnice vyrobeny z jednoho kusu. Pro větší průměry se používá šroubované spojení.

Prostřednictvím **pístnice** je realizován přenos síly na hnaný mechanismus. Při provozu je povrch pístnice v kontaktu s vnějším prostředím. Pístnice je ocelová, s houževnatým jádrem, povrch pístnice musí být tvrdý, odolný proti opotřebení, korozi a vlivům vnějšího prostředí. Používají se ušlechtilé oceli. Tvrdost a pevnost v tahu se zajišťuje povrchovým kalením, přičemž vnitřní pnutí se odstraňuje následným popouštěním. Odolnost vůči korozi se získává galvanickým chromováním, nebo poměďováním, případně navařováním antikorozních materiálů. Povrch pístnice je broušený a potřebná jakost (minimálně $Ra = 0,2 \mu\text{m}$) se dosahuje leštěním, nebo superfinišováním. Takto upravený povrch snižuje tření a zvyšuje životnost těsnění.

Důležitým prvkem přímočarých hydromotorů je **vedení** pístu a pístnice. Vedení pístnice bývá bronzové v provedení jako vyměnitelné pouzdro, nebo navařená bronzová vrstva, ve které jsou vytvořeny spirálové drážky, aby nedocházelo ke vzniku vlečného tlaku, který přetěžuje těsnění pístnice. Musí být dostatečně dimenzováno, jeho délka se volí s ohledem na pracovní tlak, způsob uchycení motoru, velikost radiální síly atd., v rozmezí [12]:

$$L = (0,8 \div 1,2) \cdot d, \quad (5.50)$$

kde L [mm] je délka vedení a d [mm] je průměr pístnice.

Vedení pístu může být rovněž bronzové, nebo z vysoce odolného plastu a jeho délka je přiměřeně kratší. V moderních přímočarých hydromotorech se vedení nahrazuje vodicími kroužky a pásy.

Pístnice přímočarého hydromotoru může být za provozu namáhána tlakem, nebo tahem. V případě tlakového namáhání je nutné uvažovat velikost zatěžující tlakové síly F , vztaženou k tzv. štíhlosti pístnice λ_p . Pístnice se při překročení kritické síly F_{kr} (případně kritického napětí) prohýbá a je namáhána nejen tlakem, ale i ohybem. V tomto případě hovoříme o namáhání na vzpěr (vzpěrný ohyb) a je nutné provádět **kontrolu pístnice na vzpěrnou pevnost** dle Tab 5.20.

Tab 5.20 Způsob kontroly na vzpěrnou pevnost v závislosti na štíhlosti pístnice

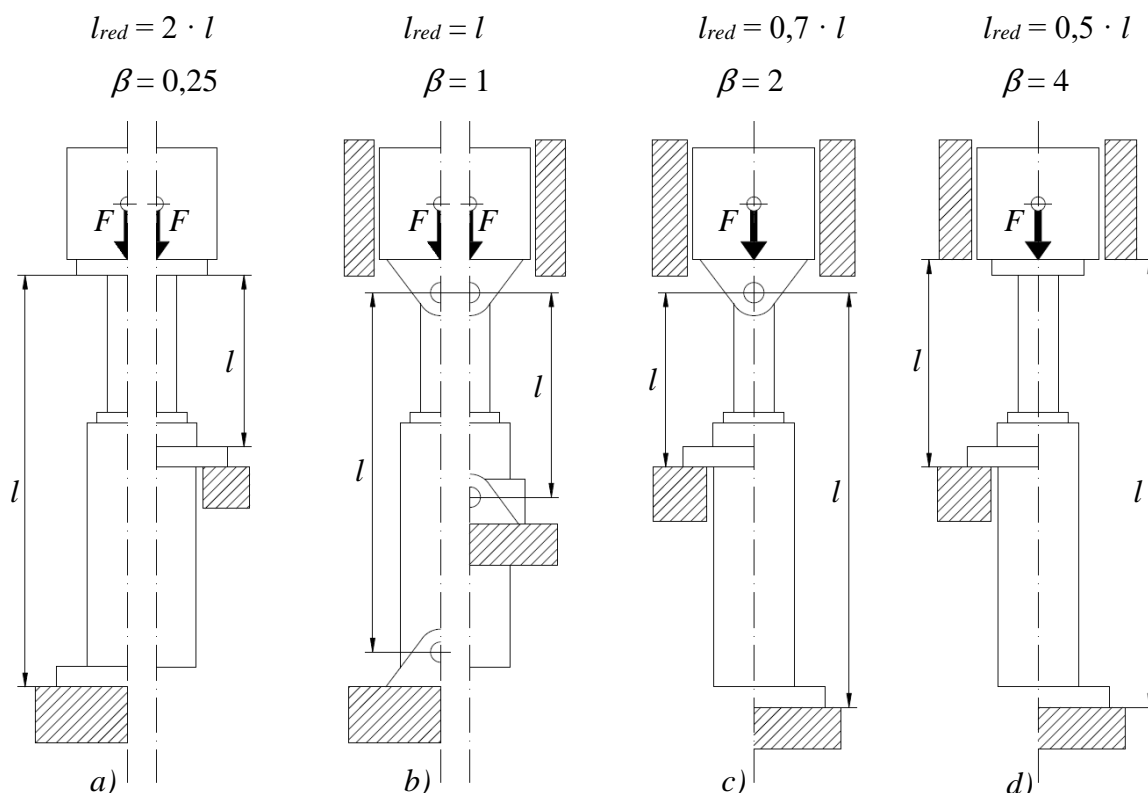
| Štíhlost pístnice | Způsob kontroly |
|------------------------------|--|
| $\lambda_p \leq 40$ | kontrola na prostý tlak, nebo tah |
| $40 < \lambda_p < \lambda_m$ | oblast nepružného vzpěru, kontrola na vzpěrnou pevnost podle Tetmajera |
| $\lambda_p > \lambda_m$ | oblast pružného vzpěru, kontrola na vzpěrnou pevnost podle Eulera |

Štíhlost pístnice lze definovat vztahem:

$$\lambda_p = \frac{l_{red}}{i}, \quad (5.51)$$

kde λ_p [-] je štíhlost pístnice, l_{red} [m] redukovaná délka pístnice a i [m] je poloměr setrvačnosti plochy průřezu pístnice.

Redukovaná délka pístnice l_{red} závisí na způsobu uchycení hydromotoru. Stanovení redukované délky pístnice pro běžná uchycení hydromotoru je uvedeno na Obr. 5.55.



Obr. 5.55 Možnosti uchycení přímočarého hydromotoru

a) těleso motoru je pevně vetknuté, konec pístnice je volný, b) motor i pístnice jsou opatřeny klouby, kloub pístnice je posuvný v ose motoru, c) těleso motoru je pevně vetknuté, konec pístnice je opatřen kloubem, který je posuvný v ose motoru, d) těleso motoru i pístnice jsou pevně vetknuty, konec pístnice je posuvný v ose motoru

Poloměr setrvačnosti i plochy průřezu pístnice je dán vztahem:

$$i = \sqrt{\frac{J}{S}}, \quad (5.52)$$

kde J [m⁴] je moment setrvačnosti plochy průřezu pístnice k ose souměrnosti pístnice a motoru, a S [m²] je plocha průřezu pístnice.

Podle vypočtené hodnoty štíhlosti pístnice se určí další postup ve výpočtu kontroly na vzpěr, viz Tab 5.20. V uvedené tabulce se vyskytuje mezní štíhlost pístnice λ_m , kterou je možné určit ze vztahu:

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\beta} \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_u}}, \quad (5.53)$$

kde λ_m [-] je mezní štíhlost pístnice, β [-] součinitel závislý na uložení pístnice, jehož hodnoty jsou uvedeny na Obr. 5.55, E [MPa] modul pružnosti materiálu pístnice a σ_u [MPa] je napětí na mezi úměrnosti materiálu pístnice.

Kontrola podle Tetmajera

Platí pro oblasti nepružného vzpěru, kontroluje se zatěžující síla F (nebo napětí v tahu σ_t), jejíž hodnota musí být menší, než hodnota kritické síly F_{KR} (kritického napětí σ_{KR}).

Kritické napětí podle Tetmajera se vypočítá dle vztahu [41]:

$$\sigma_{KR} = a_o - b_o \cdot \lambda_p, \quad (5.54)$$

kde σ_{KR} [MPa] je kritické napětí, a_o , b_o [MPa] jsou materiálové konstanty závislé na třídě oceli, jejich hodnoty jsou uvedeny ve strojnických tabulkách.

Kritická síla F_{KR}

$$F_{KR} = \sigma_{KR} \cdot S, \quad (5.55)$$

kde F_{KR} [N] je kritická síla a S [mm²] je plocha průřezu pístnice.

Míra bezpečnosti k se obvykle volí v rozmezí $k = (2 \div 4)$, přičemž platí poměr mezi kritickou a zatěžující silou dle vztahu:

$$k = \frac{F_{KR}}{F}, \quad (5.56)$$

kde k [-] je míra bezpečnosti a F [N] je zatěžující síla.

Alternativně je možné provést kontrolu s využitím kritického napětí, přičemž platí:

$$k = \frac{\sigma_{KR}}{\sigma_t}, \quad (5.57)$$

kde σ_t [MPa] je napětí v tahu.

Napětí v tahu je poměr zatěžující síly a plochy průřezu pístnice, tedy:

$$\sigma_t = \frac{F}{S}. \quad (5.58)$$

Zatěžující síla F je dána součtem statické a dynamické síly.

Kontrola podle Eulera

Používá se pro oblasti pružného vzpěru, musí platit, že zatěžující síla F je menší než kritická síla F_{KRe} . Kritická síla podle Eulera se vypočítá podle vztahu [41]:

$$F_{KRe} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l_{red}^2}. \quad (5.59)$$

Míra bezpečnosti se volí rovněž v rozmezí $k_e = (2 \div 4)$, a platí:

$$k_e = \frac{F_{KRe}}{F}. \quad (5.60)$$

Víka jsou připojena po stranách k válcovému tělesu hydromotoru. Víka bývají ocelové, případně litinové, přední víko je na straně pístnice (hlava motoru), pro zadní víko se často používá označení dno motoru. V každém víku jsou vyvedeny otvory pro připojení hydraulického vedení s pracovní kapalinou, jejichž průřez musí odpovídat požadovanému průtoku. Podle způsobu uchycení víka k tělesu motoru rozlišujeme následující konstrukce přímočarých hydromotorů.

Svorníková konstrukce

Víka motoru jsou staženy svorníky s maticemi a jsou předepnuty na sílu odpovídající pracovnímu tlaku. Svorníková konstrukce se nepoužívá pro motory větších délek, pracovní tlaky jsou max. 25 MPa. Výhodou motorů této konstrukce je rozebíratelnost, která umožňuje stavebnicové řešení a jsou tedy vhodné pro sériovou výrobu.

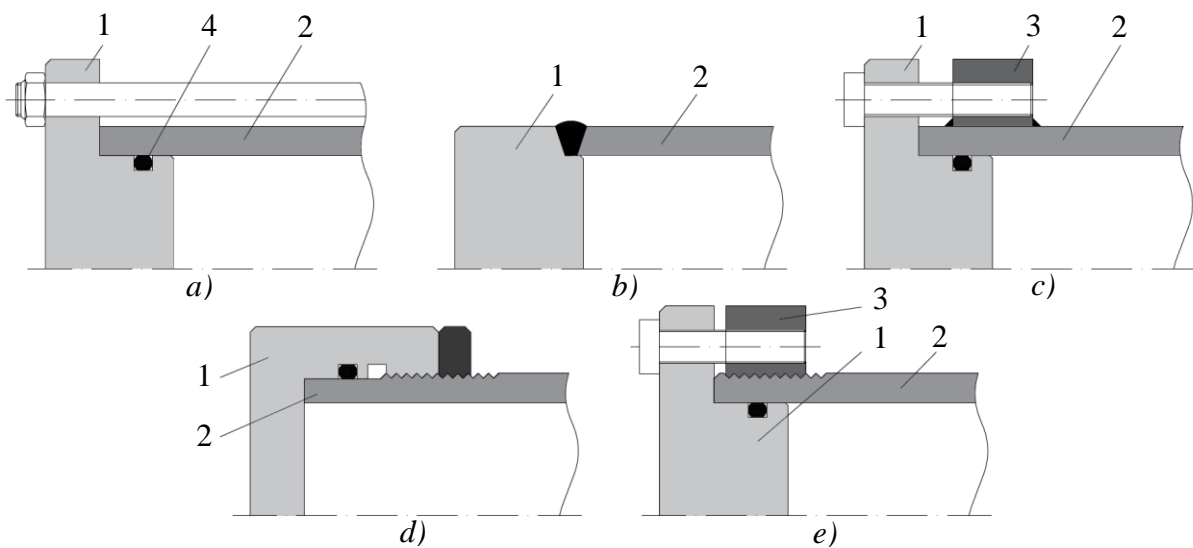
Svařovaná konstrukce

Obecně jsou motory svařované konstrukce levnější. Je možné je používat ve velkém rozsahu pracovních tlaků. Pro vyšší pracovní tlaky je nezbytné zajistit dostatečnou kvalitu svarů. Víko může být svařeno buď přímo s tělesem motoru, nebo je spojeno šrouby s přírubou, která je navařená na těleso motoru.

Šroubovaná konstrukce

Motory šroubované konstrukce se používají pro střední až vysoké tlaky. Víka se šroubují přímo na těleso motoru, nebo jsou pomocí šroubů spojena s přírubou, která je s tělesem motoru spojena závitem. Motory této konstrukce jsou rozebíratelné.

Příklady možného konstrukčního řešení přímočarých hydromotorů jsou uvedeny na Obr. 5.56 [1], [6], [42].



Obr. 5.56 Možnosti konstrukčního řešení přímočarých motorů – spojení tělesa motoru s víkem,

a) svorníkové spojení tělesa motoru s víkem, b) víko je přivařeno k tělesu motoru, c) víko je pomocí šroubů spojeno s přírubou, navařenou na těleso motoru, d) víko je našroubováno na těleso motoru, e) víko je pomocí šroubů spojeno s přírubou, která je našroubována na těleso motoru.

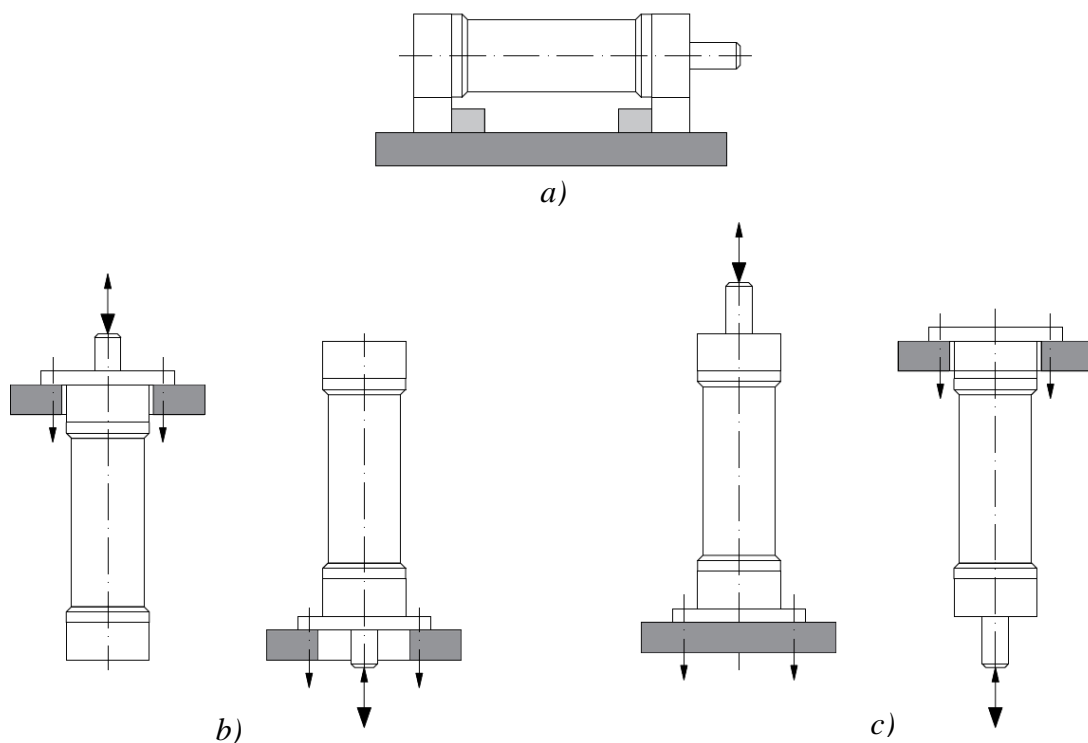
1 – víko hydromotoru, 2 – těleso hydromotoru, 3 - příruba, 4 – těsnění (O-kroužek)

5.3.4 Způsoby uchycení přímočarých hydromotorů

Podle dané aplikace a požadované funkce se používají různé způsoby uchycení přímočarých hydromotorů. Uchycení motoru může být pevné, nebo výkyvné [3], [12], [30].

Pevné uchycení:

- na patky – patky se zajišťují opěrkami zachycujícími sílu působící na pístnici hydromotoru (Obr. 5.57a),
- předním víkem za přírubu – uchycení vhodné pro vertikálně uložené motory, uchycení se volí s ohledem na působení větší síly pro daný směr pohybu hydromotoru, správný způsob montáže uveden na Obr. 5.57b,
- zadním víkem za přírubu – vhodné pro vertikálně uložené motory, správný způsob montáže uveden na Obr. 5.57c.

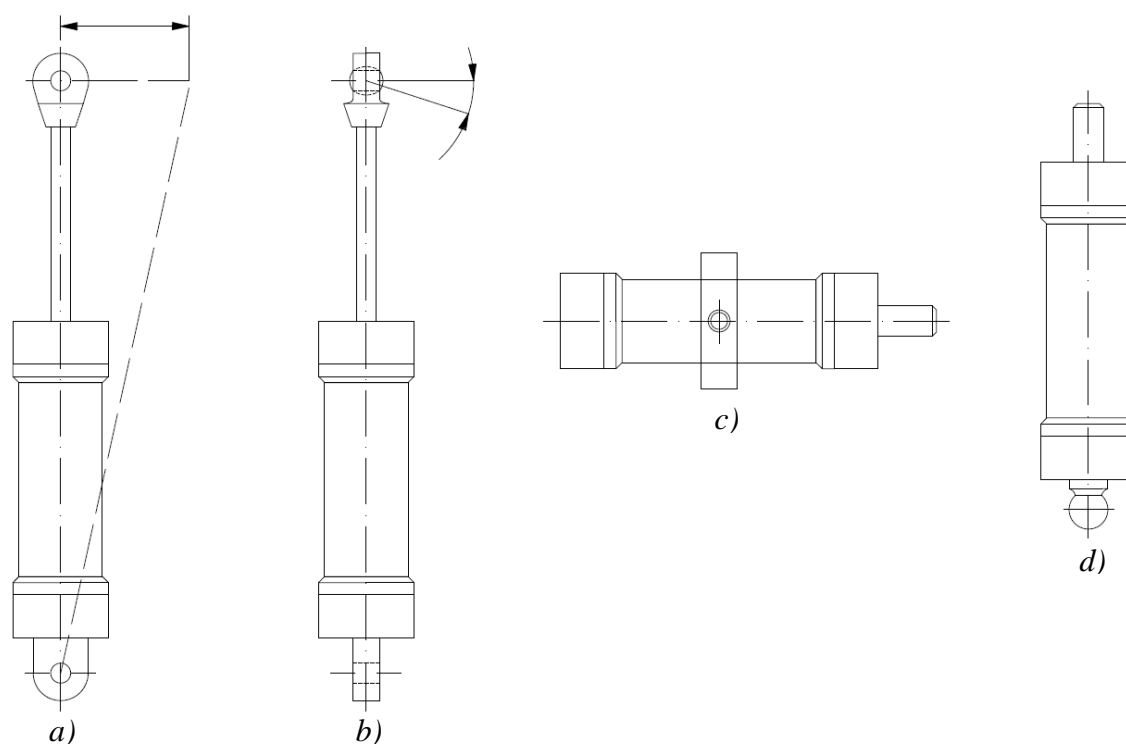


Obr. 5.57 Pevné uchycení přímočarých hydromotorů

a) na patky, b) předním víkem za přírubu, c) zadním víkem za přírubu

Výkyvné uchycení:

- na válcový čep a oko s kluzným ložiskem – umožňuje vychýlení v rovině kolmé na osu oka Obr. 5.58a,
- na válcový čep a oko se sférickým ložiskem – umožňuje navíc i vychýlení v rovině osy čepu Obr. 5.58b,
- na otočný čep – čep se přivařuje k objímce, která se připevňuje k tělesu motoru Obr. 5.58c, případně může být objímka připevněná k přírubě,
- na kulový čep – nepřenáší radiální síly, použití např. u teleskopických motorů Obr. 5.58d.



Obr. 5.58 Výkyvné uchycení přímočarých hydromotorů

a) válcový čep a oko s kluzným ložiskem, b) válcový čep a oko se sférickým ložiskem, c) otočný čep, d) kulový čep

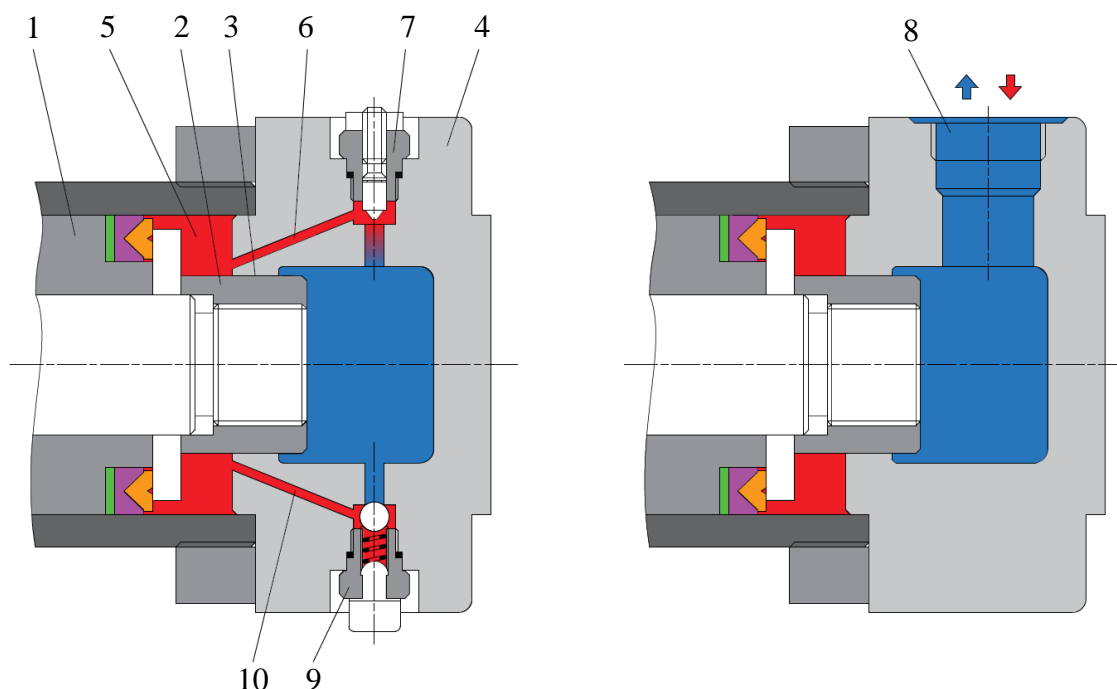
Pístnice přímočarého hydromotoru bývá zakončena vnějším závitem, případně vrtáním s vnitřním závitem (méně časté). Na konec pístnice je možné připojit oko s kluzným ložiskem, oko se sférickým ložiskem, nebo např. vidlici s válcovým čepem. Kombinace výkyvných uchycení přímočarých hydromotorů a zakončení pístnice dovolují vychýlení motorů v různých rovinách a eliminují určitou nesouosost čepů [43].

5.3.5 Tlumení koncových poloh přímočarých hydromotorů

Píst a pístnice se v tělese hydromotoru pohybují s poměrně velkou kinetickou energií. Zastavení pohybu pístu na konci zdvihu nárazem pístu do víka by především při vyšších rychlostech pohybu a velkých připojených setrvačných hmotách způsobovalo zvýšené

namáhání motoru, zkrácení jeho životnosti a následné poškození motoru. Z tohoto důvodu, se u přímočarých motorů používá tlumení dojezdu v koncových polohách Obr. 5.59.

Píst 1 je opatřen osazením (čepem) 2, které zajíždí do otvoru 3 ve víku 4. Mezi pístem a víkem dojde k uzavření kapaliny v prostoru 5. Z tohoto prostoru je kapalina vytlačována přes vrtání 6 a škrticí ventil 7, na výstup z hydromotoru 8. Velikost tlumicího účinku lze nastavovat na škrticím ventilu (čím menší je průtočná plocha škrticího ventilu, tím větší je tlumicí účinek). Při pohybu pístu v opačném směru je prostor pod pístem 5 plněn přes jednosměrný ventil 9 a vrtání ve víku 10.



Obr. 5.59 Tlumení dojezdu pístu hydromotoru v koncové poloze

1 – píst, 2 – osazení (čep) pístu, 3 – otvor ve víku, 4 – víko, 5 – uzavřený objem kapaliny, 6 – vrtání ve víku, 7 – škrticí ventil, 8 – výstup z hydromotoru, 9 – jednosměrný ventil, 10 – vrtání ve víku

Tlumení může být použito na jednom, nebo obou koncích hydromotoru. Tlumicí účinek může být konstantní (místo škrticího ventilu je použita clona), nebo častěji nastavitelný, pomocí škrticího ventilu. Konstrukčními úpravami tlumicího osazení lze měnit průběh rychlosti pístu na dráze dojezdu. Doporučuje se používat motory s tlumením při rychlostech pohybu vyšších než $0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

5.3.6 Speciální provedení přímočarých hydromotorů s řídicím blokem

Hydraulické přímočaré hydromotory s implementovanými řídicími bloky Obr. 5.60 se používají na zařízeních pro testování součástí a materiálů ve výzkumně vývojových odděleních a také ve zkušebnách mnoha průmyslových odvětví.

Materiály, komponenty a konstrukční prvky, které mají být testovány jsou vystaveny mechanickému zatížení, aby se vyzkoušela jejich funkce, vhodnost pro specifické aplikace, stupeň opotřebení a životnost. Hydraulických pohonů se používá k zajištění požadovaného

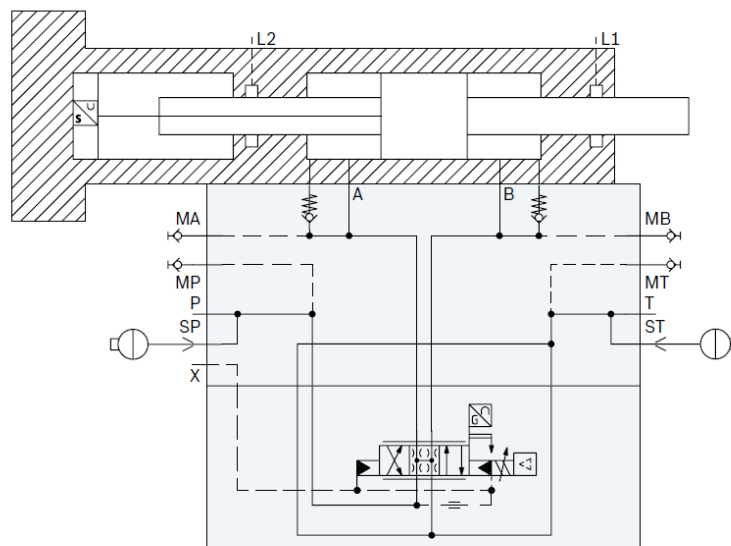
mechanického zatížení, zejména při vytváření vysoce dynamického profilu zatížení. Pro zajištění vynikající kvality řízení pohonu a požadavku na vysoce dynamický pohyb je použitý lineární hydromotor s oboustrannou pístní tyčí v servokvalitě s nízkými třecími odpory.

Tyto hydromotory se vyrábějí pro jmenovité tlaky až 28 MPa, pracovní zdvihy (20 ÷ 200) mm, rychlosti až $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a maximální frekvenci 50 Hz. Součástí hydromotoru bývá systém měření polohy pístnice s výstupem SSI a rozlišením až $0,5 \text{ } \mu\text{m}$.



Obr. 5.60 Speciální provedení přímočarého hydromotoru s řídicím blokem firmy Bosch Rexroth [44]

Řídicí hydraulický blok Obr. 5.61 je složen z hlavního řídicího ventilu (servoventilu) který zajišťuje požadovaný rychlostní a silový profil, dvou akumulátorů, jednosměrných ventilů a diagnostických prvků.



Obr. 5.61 Schématické znázornění hydromotoru s řídicím blokem [44]

6. Těsnění v hydraulice

Účelem těsnění je zamezit průsakům kapaliny ze systému, případně snižovat průsaky mezi jednotlivými funkčními částmi uvnitř systému. Vzhledem k tomu, že hydraulická zařízení často pracují s vysokými tlaky, je těsnění důležitou částí většiny hydraulických prvků. Správná volba těsnění má zásadní vliv na provozní spolehlivost, životnost a účinnost hydraulických zařízení. Volba těsnění primárně vychází z velikosti těsněné spáry a velikosti tlaku. U některých vnitřních částí hydraulických prvků se používá tzv. těsnění kov na kov. Volí se velmi jemný stupeň lícování a vyžaduje se vysoká jakost povrchu a výrobní přesnost s vůlemi v řádech jednotek μm (typickým příkladem jsou šoupátka hydraulických rozváděčů). V tomto případě sice dochází k průtokovým ztrátám, ale průsaky jsou natolik malé, že je možné je z pohledu ztrát tolerovat. U pohyblivých součástí je navíc malá netěsnost žádoucí, protože umožňuje vytvoření mazacího filmu a zabraňuje vzniku suchého tření.

Základní požadavky kladené na těsnění jsou:

- dokonalá, nebo vysoká těsnost,
- snášenlivost s pracovní kapalinou a materiálem těsněné součásti,
- dlouhá životnost (odolnost proti opotřebení a degradaci materiálových vlastností při stárnutí),
- nízký součinitel tření (při těsnění pohyblivých částí).

Těsnění musí splňovat výše uvedené požadavky v celém rozsahu pracovních tlaků a teplot. Kromě toho se u těsnění vyžaduje vysoká spolehlivost, jednoduchá montáž a vyměnitelnost a nízká cena. Podle umístění a požadované těsnící funkce, rozdělujeme těsnění na:

- nepohybová – pro těsnění součástí, které se vzájemně nepohybují,
- pohybová – pro těsnění vzájemně se pohybujících součástí.

U nepohybových i pohybových těsnění se dále rozlišuje, jestli slouží k těsnění statického tlaku, nebo dynamického tlaku (který je v čase proměnný).

Na základě požadované funkce a provozních podmínek se volí vhodný materiál těsnění.

Mezi hlavní výrobce hydraulické těsnící techniky patří společnosti Hennlich, Parker, Trelleborg a SKF, jejichž technická data a katalogové údaje byly použity při tvorbě této kapitoly.

6.1 Materiály těsnících prvků

V hydraulických systémech se jako materiály těsnění nejčastěji používají elastomery a termoplastické elastomery. Elastomery jsou pružné (elastické), zatímco termoplastické elastomery jsou pružné pouze do určité teploty a postupně přecházejí do plastického (nepružného) stavu. Těsnících materiálů je velké množství, často se liší pouze v dílčích vlastnostech a jejich parametry jsou proměnné dle složení směsí, použitých při jejich výrobě. Pro označení skupin materiálů se v souladu s normou ISO používá písmenné značení. V praxi se můžeme často setkat i s obchodními názvy jednotlivých materiálů. Základní uváděné parametry elastomerů jsou teplotní odolnost a tvrdost. Měření tvrdosti pryžových, vulkanizovaných nebo termoplastických materiálů se stanovuje jednou z metod podle Shore. V katalogích výrobců se obvykle uvádí hodnota tvrdosti dle metody Shore A (ShA). Nejčastěji

používané materiály těsnících prvků v hydraulických systémech, včetně jejich značení a základních vlastností, jsou uvedeny v Tab 2.1 [11], [12], [16], [23], [45].

Tab 6.1 Materiály těsnících prvků a jejich základní parametry

| Označení materiálu | Obchodní název | Typ materiálu | Tvrdost [ShA] | Teplotní odolnost [°C] | Poznámka |
|--------------------|--------------------------------|-----------------------------------|----------------------|----------------------------------|---|
| NBR | Perbunan Europrene Breon | Akrylnitrilbutadien | 70 ÷ 90 (40 ÷ 90) | -30 ÷ 100 (krátkodobě do 130) | nejčastěji používaný elastomer v základních hydraulických obvodech |
| HNBR | Therban | Hydrogenovaný akrylnitrilbutadien | 70 | -30 ÷ 150 | obdobné vlastnosti jako NBR, použití pro vyšší teploty |
| FPM | Viton Fluorel | Fluorkaučuk | 75 ÷ 80 (60 ÷ 90) | -20 ÷ 200 (+230) | obvykle se používá jako náhrada za NBR v náročnějších aplikacích |
| EPDM | BunaAP Dutral | Ethylenpropylendien | 70 (60 ÷ 80) | -45 ÷ 155 | |
| AU, EU | Polyuretan Hythane | Polyesteruretan Polyeteruretan | 93 | -35 ÷ 110 | elastomer velmi odolný proti opotřebení, nesnáší horkou vodu a páru |
| PTFE | Teflon | Polytetrafluoretylen | 98 | -200 ÷ 250 | termoplast, velmi malý součinitel tření, používá se v kombinaci s elastickým prvkem |
| SBR | Cariflex | Styrenbutadien | 30 ÷ 95 | -25 ÷ 100 | |
| IIR | Butyl Polysar | Butylový kaučuk | 40 ÷ 80 | -25 ÷ 120 | |

Z pohledu hydraulických systémů je velmi důležitá kompatibilita těsnících materiálů s pracovními kapalinami. Orientační přehled uvádí Tab 6.2, vhodnost použití je zobrazena barevnými značkami [11], [12], [16], [23]. Jsou-li uvedeny značky dvou různých barev, může být použití daného materiálu podmíněno, nebo vychází z diverzity výrobních směsí.

Tab 6.2 Kompatibilita těsnících materiálů s pracovními kapalinami

| Označení materiálu | Minerální oleje | Těžkozápalné kapaliny | | | | Ekologické kapaliny | | | |
|--------------------|-----------------|-----------------------|-----|-----|------|---------------------|------|------|------|
| | HH až HG | HFAE | HFB | HFC | HFDR | HETG | HEPG | HEES | HEPR |
| NBR | ● | ● | ● | ● | ● | ● | ●● | ● | ● |
| HNBR | ● | ● | ● | ● | ● | | ● | ●● | ● |
| FPM | ● | ● | ● | ●● | ● | ● | ● | ● | ● |
| EPDM | ● | ● | ● | ● | ● | ● | ● | ● | ● |
| AU, EU | ● | ●● | ●● | ●● | ● | ● | ●● | ● | ● |
| PTFE | ● | ● | ● | ● | ● | ● | ● | ● | ● |
| SBR | ● | ● | ● | ● | ● | | | | |
| IIR | ● | ● | ● | ● | ● | | | | |

● vhodné k použití, ● může být použito, ● nesmí být použito

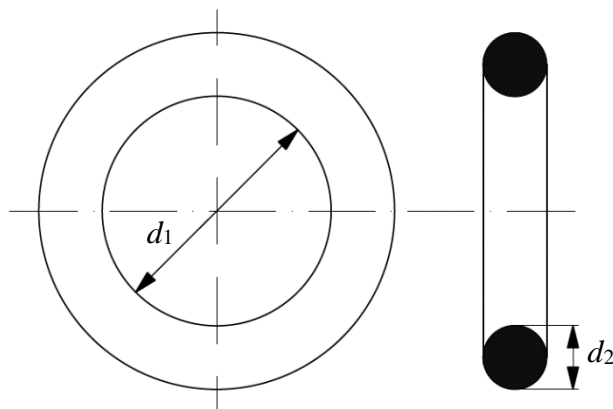
Vhodné těsnicí materiály jednotlivých hydraulických prvků jsou standardně uváděny v katalogích. Při volbě těsnění je nutné se vždy řídit údaji výrobců.

6.2 Nepohybová těsnění

Nepohybová těsnění se používají k těsnění spár mezi součástmi, které se vzájemně nepohybují. U těchto těsnění se obvykle vyžaduje dokonalá těsnost, bez průsaků. Nepohybová těsnění se v hydraulických zařízeních používají např. pro těsnění přírub a šroubových spojů, těsnění mezi víkem a tělesem přímočarých motorů, těsnění mezi jednotlivými prvky ve ventilových blocích, těsnění ve šroubeních a spojovacích částech potrubí, těsnění krytů a vík agregátu atd. Pro nepohybová těsnění se používají téměř všechny běžně uváděné materiály.

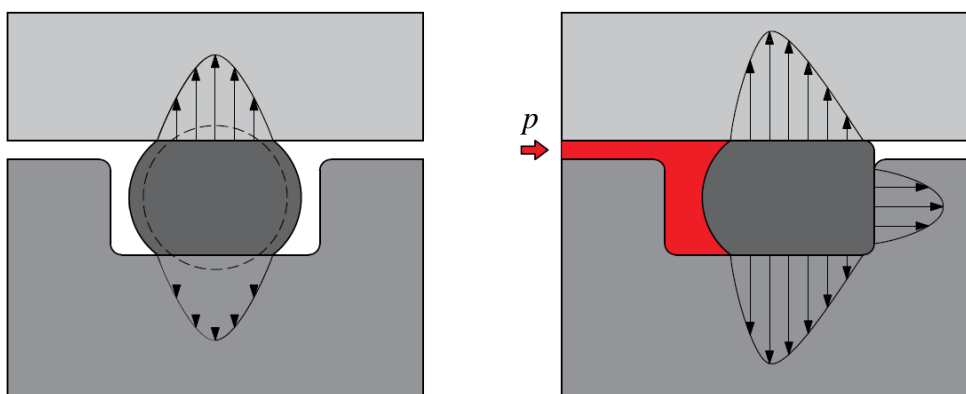
O-kroužky

Jsou nejčastěji používaným těsněním v hydraulických zařízeních. Vyznačují se jednoduchou konstrukcí, snadnou montáží a nízkou cenou. Jedná se o pružné kroužky kruhového tvaru, jejichž charakteristickými rozměry jsou vnitřní průměr d_1 a průměr průřezu šňůry kroužku d_2 Obr. 5.51.



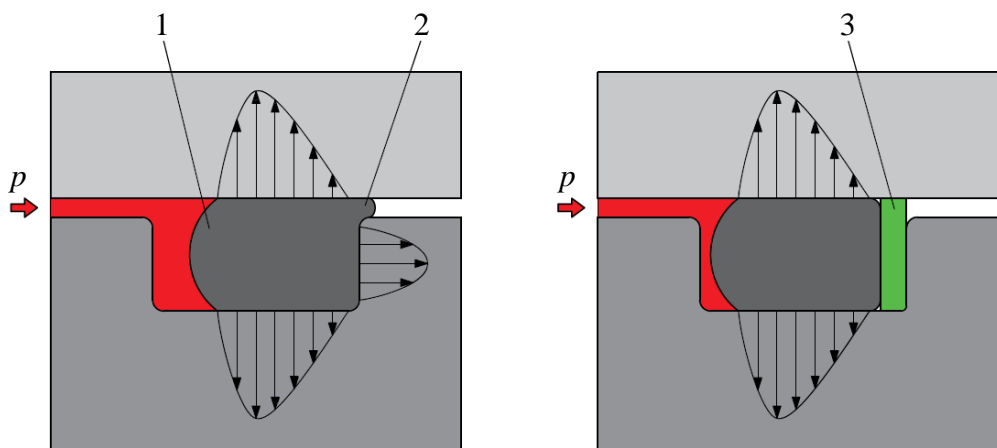
Obr. 6.1 Tvar a rozměry O-kroužku

O-kroužky se vkládají do drážek obdélníkového profilu. Po umístění kroužku do drážky přesahuje průměr šňůry výšku drážky. Po opatrném převlečení protikusu se kroužek zdeformuje o (6 ÷ 26) %, tímto stlačením získá kroužek předpětí Obr. 6.2 (vlevo). Velikost deformace závisí na hloubce drážky a určuje jí zvolený průměr šňůry kroužku. Aby byl dosažen těsnicí účinek a zajištěna požadovaná životnost kroužku, nesmí být povrch kroužku porušen. Z tohoto důvodu se kroužek maže olejem, nebo vazelínou a protikus musí být opatřen náběhem se zaoblenými hranami. S rostoucím tlakem v systému je kroužek přitlačován k protilehlé stěně drážky. Jeho průřez se deformuje a zvyšuje se těsnicí schopnost Obr. 6.2 (vpravo).



Obr. 6.2 Zabudování O-kroužku do obdélníkové drážky, deformace kroužku po převlečení protikusu (vlevo), deformace kroužku po přivedení tlaku (vpravo)

Při dosažení mezního tlaku v systému začne docházet k vtláčování kroužku do těsněné spáry Obr. 6.3 (vlevo). Tento jev se nazývá extruze a může vést k trvalému poškození kroužku. Extruzi nelze zcela zabránit, ale zvýšení mezního tlaku lze dosáhnout například zmenšením tloušťky těsněné spáry, nebo použitím kroužku z tvrdšího materiálu. Nicméně zmenšení tloušťky spáry nemusí být výrobně možné, případně by bylo příliš nákladné a kroužky z tvrdších materiálů mají větší trvalou tlakovou deformaci a tím i menší životnost. Nejlepším řešením pro zvýšení únosnosti O-kroužku je použití opěrného kroužku z plastického materiálu Obr. 6.3 (vpravo).



Obr. 6.3 Vtláčování kroužku do těsněné spáry (vlevo), použití opěrného kroužku (vpravo)

1 – O-kroužek, 2 – vtláčení kroužku do těsněné spáry, 3 – opěrný kroužek

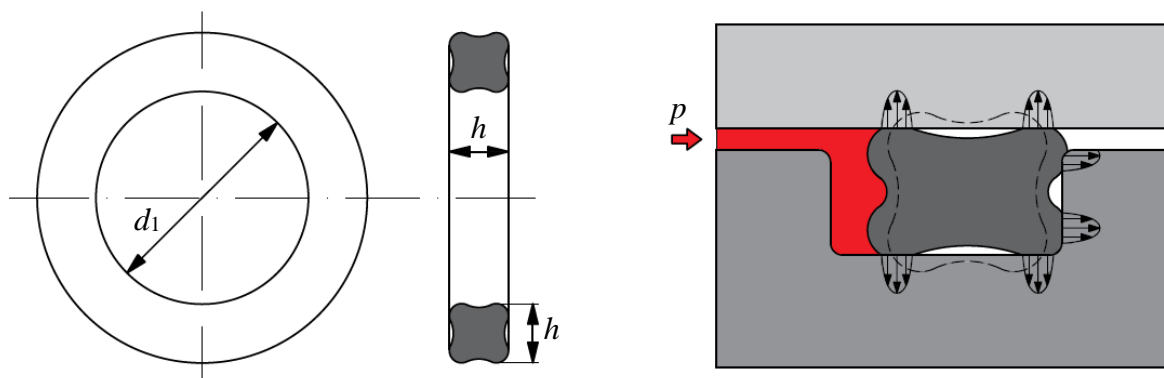
Průměry šňůr kroužku se vyrábějí v rozsahu $d = (1 \div 16)$ mm, pro vnitřní průměry kroužku v rozsahu $d_1 = (1 \div 665)$ mm. Tvrdost O-kroužků používaných v hydraulických systémech se pohybuje v rozmezí $(70 \div 93)$ ShA a volí se v závislosti na velikosti maximálního pracovního tlaku Tab 6.3 [46]. O-kroužky se používají zejména pro těsnění statického tlaku.

Tab 6.3 Volba tvrdosti materiálu O-kroužku, v závislosti na maximálním pracovním tlaku [45]

| Tvrdość [ShA] | Maximální tlak [MPa] |
|------------------|-------------------------|
| 70 | 10 |
| 80 | 20 |
| 90 | 50 |

X-kroužek

V aplikacích, ve kterých vznikají velké dynamické změny tlaku, nelze použít jako těsnění klasické O-kroužky. Změny tlaku způsobují pulzující pohyby O-kroužku v drážce a jeho rotaci (může docházet až ke zkroucení kroužku), což vede ke zvýšenému opotřebování a snížení životnosti kroužku. V takových aplikacích můžeme použít X-kroužky. Charakteristickými rozměry jsou vnitřní průměr d_1 a velikost h čtvercového průřezu, který je ve tvaru písmene x Obr. 6.4 (vlevo).



Obr. 6.4 Tvar a charakteristické rozměry X-kroužku (vlevo), použití X-kroužku (vpravo)

Také X-kroužky se umísťují do obdélníkových drážek a princip jejich funkce je obdobný jako u O-kroužků. Jejich tvar se čtyřmi těsníci břity zvyšuje těsníci účinek Obr. 6.4 (vpravo) a zabraňuje rotaci X-kroužku v drážce při dynamickém zatížení. Pro vyšší pracovní tlaky se používají v kombinaci s opěrným kroužkem, aby nedocházelo k jejich extruzi. Standardně se vyrábějí z NBR, nebo FPM pryže pro tlaky až 40 MPa [47].

X-kroužky mohou být použity i jako pohybová těsnění v méně náročných aplikacích. Díky jejich tvaru se mezi těsníci břity dostává malé množství kapaliny, která vytváří mazací vrstvu a snižuje tření. Potřebná počáteční deformace (předpětí) není tak velká jako u O-kroužků, což především u těsnění pohybujících se součástí snižuje tření a zvyšuje životnost těsnění. X-kroužky se používají také pro těsnění kývavého a rotačního pohybu hřídelů a vřeten.

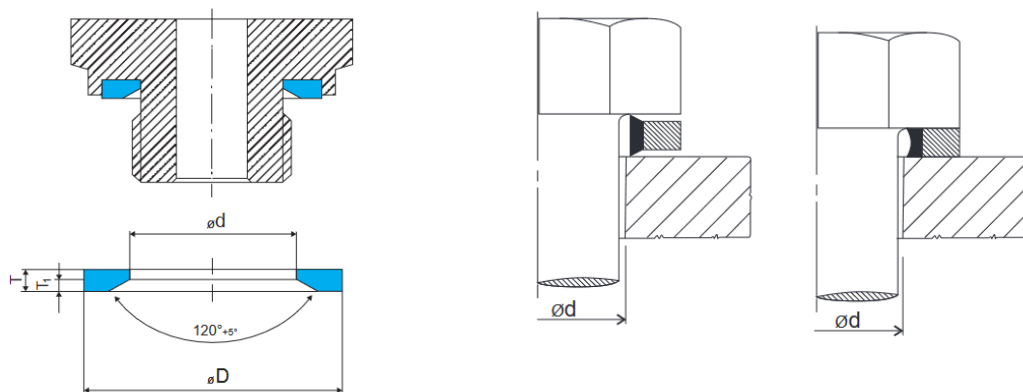
Profilové těsníci kroužky

Jedná se kroužky různých profilů pro utěsnění závitových připojení v hydraulických systémech Obr. 6.5 (vlevo). Jsou tvarovány tak, aby ve spoji docházelo jen k minimální deformaci těsnění a byla zajištěna spolehlivá těsnost a dlouhá životnost i v systémech s vysokým tlakem až 60 MPa. Tvrdość kroužku je obvykle (80 ÷ 85) ShA. Profilové kroužky

se společně s O-kroužky používají např. ve šroubeních ES-4/ES-4VA (VOSS), EO2-FORM (Parker) nebo WALFORM (Eaton) a jejich tvar se liší, podle dané konstrukce u jednotlivých výrobců.

Ploché kovové kroužky

Jedná se o ploché ocelové kroužky (podložky) pod hlavy šroubů, které mají na vnitřním průměru zavulkanizovaný těsnicí břit z elastického materiálu. Při utahování šroubu je břit deformován protilehlými plochami, čímž je vyvozen těsnicí účinek. Používají se k utěsnění šroubových a přírubových spojů Obr. 6.5 (vpravo).



Obr. 6.5 Profilový těsnicí kroužek HTR firmy Hennlich [48] (vlevo), plochý kovový kroužek firmy Hennlich [49] (vpravo)

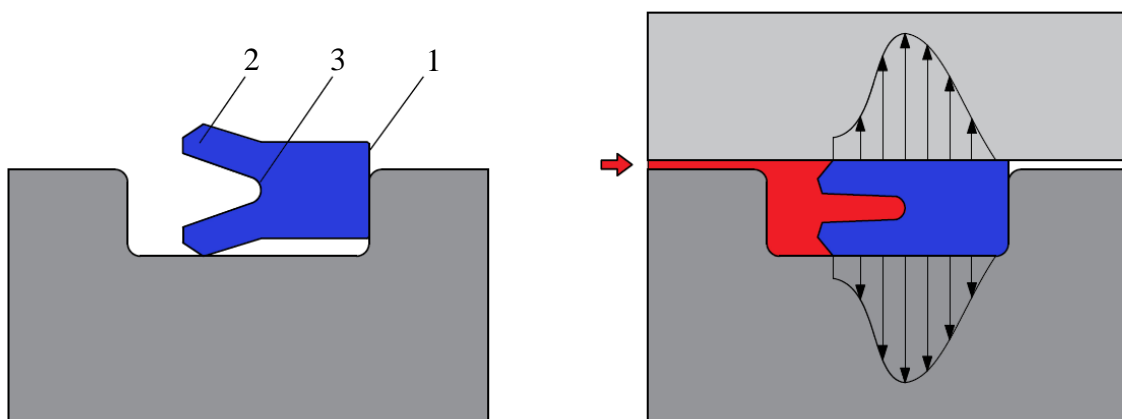
6.3 Pohybová těsnění

Slouží pro těsnění vzájemně se pohybujících součástí, typickým příkladem je těsnění pístu a pístnice přímočarých motorů. Jsou na ně kladeny větší nároky, jelikož musí zajistit požadovanou těsnost v klidovém stavu i při pohybu těsněné součásti. Za pohybu jsou těsnicí elementy vystaveny většímu namáhání, které zvyšuje opotřebení těsnění. V hydraulických systémech je navíc požadavek, aby za těsnicím elementem zůstávala za pohybu tenká vrstva mazacího filmu, která zajišťuje mazání kluzných ploch a snižuje tření.

Nejčastěji se jako pohybová těsnění používají různé druhy těsnicích manžet, které mohou být jednorvkové, nebo víceprvkové, doplněné o přitlačné, opěrné, nebo anti-extruzní kroužky. Pro vyšší tlaky se používají kombinované těsnění, které jsou složeny z více různých těsnicích elementů. Do problematiky pohybových těsnění můžeme zahrnout rovněž stírací a vodící kroužky.

Jazýčkové manžety

Základní provedení jednorvkové jazýčkové manžety s profilem ve tvaru písmene U je uvedeno na Obr. 6.6. Profil manžety je na jedné straně zakončen opěrnou plochou 1, která může být rovná nebo zaoblená. Na druhé straně manžety jsou vyvedeny jazýčky 2, které mohou být stejně dlouhé (symetrické), případně je jeden z jazýčků delší. Manžeta se umísťuje do drážky s malým přesahem, po přivedení tlakové kapaliny se tvar manžety deformuje a vyplňuje těsněný prostor. Obdobně jako u O-kroužků se těsnicí účinek manžety zvyšuje s rostoucím tlakem v systému. Největší těsnicí účinek je v místě, které se nazývá pata manžety 3, v tomto místě současně dochází k největšímu opotřebení manžety.



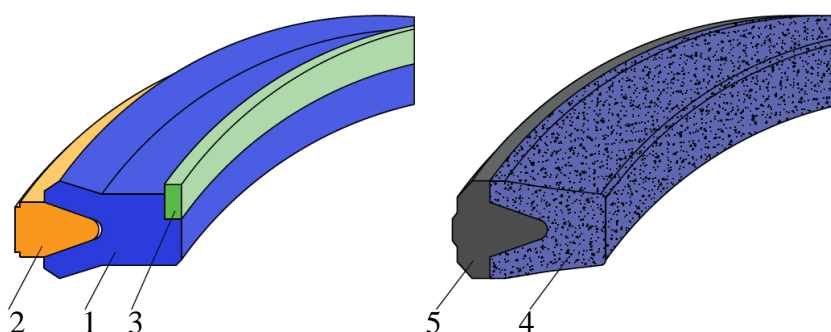
Obr. 6.6 Jazýčková manžeta s profilem ve tvaru U

1 – opěrná plocha, 2 – jazýček manžety, 3 – pata manžety

Tyto manžety mohou být použity pro těsnění pístu i pístnice. Většina typů manžet je nepoddajná a při použití pro těsnění pístu nelze manžetu převléct přes vnější průměr. V takovém případě musí být píst rozebíratelný. Manžety jsou jednočinné těsnění, to znamená, že vyvozují těsnící účinek pouze v jednom směru. Pokud je požadováno těsnění v obou směrech, musí být použity dvě manžety, které jsou umístěny zrcadlově, opěrnými částmi proti sobě (obvykle v oddělených drážkách).

Vyrábějí se z NBR pryže pro nižší tlaky cca do 16 MPa a rychlosti pohybu maximálně $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Pro vyšší tlaky se používá PU (polyuretan) pro tlaky do 28 MPa a maximální rychlosti pohybu $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, případně pro tlaky až 40 MPa a maximální rychlost $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Používají se pro lehké až středně těžké pracovní podmínky [50], [51].

Pro zvýšení těsnícího účinku Obr. 6.7 (vlevo), se v některých případech používá manžeta 1 ve spojení s přítlačným kroužkem (z tvrdšího materiálu) 2. Aby bylo zabráněno vtačování manžety do těsněné spáry, používají se opěrné kroužky 3 z tvrdé pryže.



Obr. 6.7 Jazýčková manžeta s přítlačným a opěrným kroužkem (vlevo), textil-pryžová manžeta spojená s měkkou pryžovou částí (vpravo)

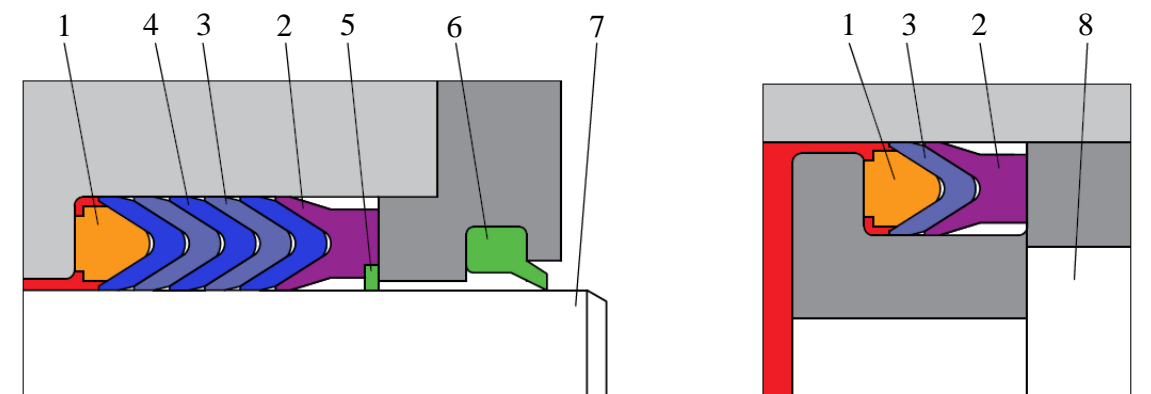
1 – pryžová jazýčková manžeta, 2 – přítlačný kroužek, 3 – opěrný kroužek, 4 – textil-pryžová manžeta, 5 – měkká pryžová část

Manžety mohou být celo-pryžové, nebo textil-pryžové. Celo-pryžové provedení není příliš vhodné pro těsnění pohybujících se součástí. Nezajišťuje dostatečnou tvorbu mazacího filmu a přímočarý motor je při nízkých rychlostech náchylný k trhavému pohybu (stick-slip efektu). V textil-pryžovém provedení je tělo manžety vyztuženo textilní vložkou. Textilní vložka zpevňuje manžetu, zvyšuje odolnost proti vtlačení materiálu manžety do těsněných spár, ale hlavně tím, že nasákne kapalinou, usnadňuje vytvoření mazacího filmu při rozběhu. Pro těsnění pístnice se obvykle používají textil-pryžové manžety, spojené s měkkou pryžovou částí (obvykle z NBR pryže) Obr. 6.7 (vpravo). Měkká část 5 zaručuje předpětí jazýčků, přenáší na ně rovnoměrně tlak od kapaliny a zároveň chrání vnitřní část manžety 4 před opotřebením. Použití pro tlaky maximálně 30 MPa a rychlosti pohybu max. $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [50], [51], [52].

Tento typ těsnění je v provedení pro nejvyšší tlaky až 60 MPa opatřen kroužkem z tvrdého elastomeru (PTFE), kterým je vyztužena pata manžety. Vhodný pro středně těžké až těžké provozní podmínky [12].

Stříškové manžety

Jazýčky stříškových manžet jsou více rozevřené a opěrná část je výrazně menší než u předchozího provedení manžet. Vyznačují se profilem ve tvaru písmene V. Používají se pouze jako více prvkové, jsou montovány v sadách mezi přítlačné a opěrné kroužky. Vyznačují se vysokou spolehlivostí a mohou být použity pro těsnění pístu i pístnice. Typický příklad více prvkové stříškové manžety pro těsnění pístnice je uveden na Obr. 6.8 (vlevo).



Obr. 6.8 Těsnění stříškovými manžetami, těsnění pístnice (vlevo), těsnění pístu (vpravo)

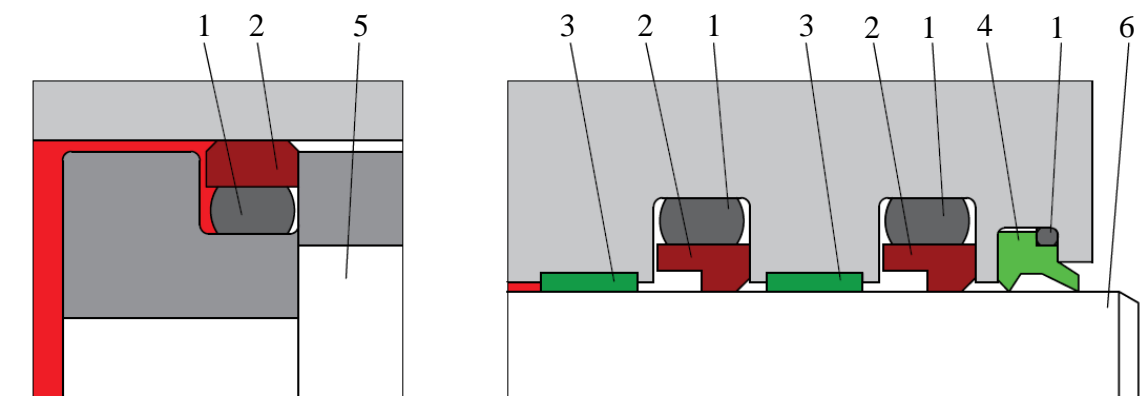
1 – přítlačný kroužek, 2 – opěrný kroužek, 3 – textil-pryžová manžeta, 4 – pryžová manžeta,
5 – anti-extruzní kroužek, 6 – stírací kroužek, 7 – pístnice, 8 – píst

Sedmi prvkové těsnění pístnice 7 se skládá z přítlačného kroužku 1, který bývá menší, aby umožnil přístup kapaliny k manžetám. Opěrného kroužku 2, který může být opatřen anti-extruzním kroužkem 5. Stříškové textil-pryžové 3 a pryžové manžety 4, které jsou střídavě uloženy mezi opěrným a přítlačným kroužkem. Pryžové manžety bývají vyrobeny z NBR pryže a přítlačný kroužek z tvrzené tkaniny, opěrný kroužek pro menší průměry z termoplastu, u větších průměrů bývá textil-pryžový. Stříškové manžety pro těsnění pístnice bývají obvykle pěti nebo sedmi prvkové. Standardně se používají se pro tlaky až 40 MPa a maximální rychlosti pohybu $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, ve speciálním provedení pro nejtěžší pracovní podmínky pro tlaky až 70 MPa a rychlosti $0,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [12], [30], [50], [51], [52].

Stříškové manžety pro těsnění pístu jsou tříprvkové Obr. 6.8 (vpravo). Jsou složeny z přitlačného kroužku 1, opěrného kroužku 2 a stříškové manžety 3. Přitlačný kroužek bývá vyroben z plastu (acetalu), manžeta může být pryžová (PU), nebo pro vyšší tlaky textil-pryžová a opěrný kroužek bývá textil-pryžový. Rovněž stříškové manžety jsou jednočinné těsnění. U dvojitelného přímočarého motoru musí být použito zvláštní těsnění pro oba směry pohybu. Maximální dovolené pracovní tlaky a rychlosti pohybu jsou shodné jako u těsnění pístnice.

Kombinované těsnění

Tato těsnění se skládají z několika těsnících elementů různého provedení. Většinou se jedná o dvojitelné těsnění s těsnícím účinkem v obou směrech pohybu. Vyznačují se velkým těsnícím účinkem i v klidovém stavu a dovolují i utěsnění větších těsnících spár. Používají se pro těsnění pístu i pístnice. Příklad kombinovaného těsnění je uveden na Obr. 6.9 (vlevo). O-kroužek 1 má funkci přitlačného kroužku, kdy i za klidu vytváří předpětí, které je přenášeno na tvarovaný těsnící prvek 2. S nárůstem tlaku se zvyšuje rovněž těsnící účinek, způsobený deformací O-kroužku.



Obr. 6.9 Kombinované těsnění, dvouprvkové těsnění pístu (vlevo), příklad kombinovaného těsnění pístnice (vpravo)

1 – O-kroužek, 2 – tvarovaný těsnící prvek, 3 – vodící kroužek, 4 – stírací kroužek, 5 – píst, 6 – pístnice

Pro těsnění pístu bývají O-kroužky vyrobeny z NBR nebo FPM a v některých provedeních mohou mít i jiný než kruhový průřez. Těsnící prvek 2 je vždy vyroben z materiálu s velkou odolností proti opotřebení. Na základě použitého materiálu jsou dány maximální pracovní tlaky a rychlosti pohybu Tab 6.4. Při použití materiálu z PTFE bývá tento prvek, z důvodu zvýšení životnosti, plněný bronzovým práškem, antracitem nebo skelnou vatou. Tyto prvky mohou mít různé tvary v závislosti na provozních podmínkách. Vyrábějí se v průměrech (12 ÷ 400) mm a jsou vhodné i pro jednoduché písty (jednoduchá montáž) [50], [51].

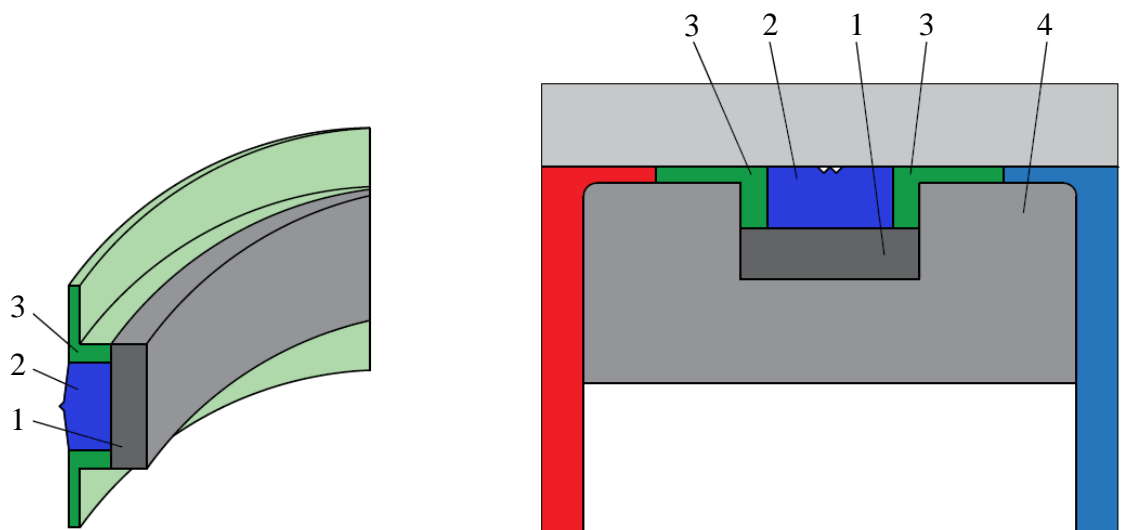
Při těsnění pístnice jsou O-kroužky také z NBR, nebo FPM. Těsnící prvek 2 má jiný tvar Obr. 6.9 (vpravo), který je přizpůsobený tlakovému zatížení (na těsnění pístnice působí tlaková kapalina pouze z jedné strany). Materiál těsnícího prvku je TPE nebo PTFE. Hodnoty maximálních provozních parametrů jsou v souladu s Tab 6.4.

Kombinované těsnění se většinou používají s vodícími pásy z tvrzené tkaniny, nebo PTFE a bronzu.

Tab 6.4 Maximální provozní parametry pro materiály kombinovaného těsnění [50], [51]

| Materiály těsnění | Maximální tlak [MPa] | Maximální rychlost pohybu [m · s ⁻¹] |
|----------------------------|-------------------------|---|
| PU | 20 | 1 |
| | 25 | 0,5 |
| TPE (termoplast) | 25 | 1 |
| | 30 | 0,5 |
| PTFE (termoplast) | 25 | 4 |
| | 30 | 2 |
| | 35 | 1 |
| PA (polyamid - termoplast) | 50 | 2 |

Na Obr. 6.10 je příklad kompaktního těsnění pístu s integrovanými vodícími kroužky. Pružná část 1 je vyrobena z měkčí pryže (NBR), těsnící prvek 2 z tvrdší pryže, odolné proti opotřebení (PU). Integrované vodící kroužky 3 bývají plastové (acetal, polyacetal). Možnost použití pro tlaky do 25 MPa a rychlosti pohybu 0,5 m · s⁻¹, případně až 40 MPa pro rychlost pohybu 0,15 m · s⁻¹ [51], [52].



Obr. 6.10 Kompaktní těsnění pístu s integrovanými vodícími kroužky

1 – pružná část, 2 – těsnící prvek, 3 – vodící kroužky, 4 - píst

Vodící kroužky a pásy

Vodící kroužky nebo pásy vymezují polohu pístu uvnitř válce a v případě pístnice slouží jako ložiska k zachycení radiálních sil. Zároveň musí zajistit, aby nedocházelo ke kontaktu kovových povrchů pístu, pístnice a tělesa motoru.

Vodící kroužky (pásy) se vyrábějí z tvrzené tkaniny (tkanina a polyesterová pryskyřice), z PTFE a bronzu, nebo z polyacetalu [54]. Potřebnou délku (šířku) kroužku lze vypočítat dle vtahu [12]:

$$L_1 = \frac{(2 \div 4) \cdot F_r}{p_{mD} \cdot d}, \quad (6.1)$$

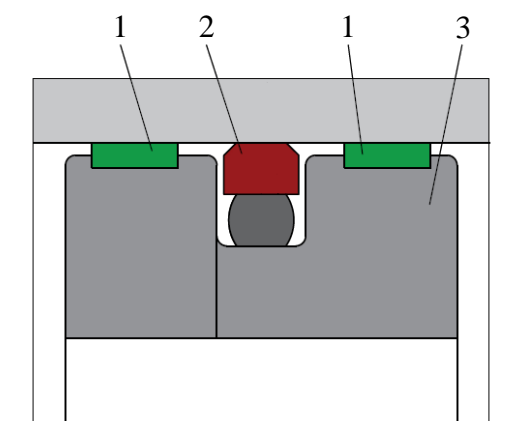
kde L_1 [mm] je délka kroužku, F_r [N] radiální síla působící na pístnici, p_{mD} [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$] dovolený měrný tlak a d [mm] je průměr pístnice.

Hodnoty dovoleného měrného tlaku p_{mD} závisí na použitém materiálu a teplotě, viz Tab 6.5. V tabulce jsou rovněž uvedeny maximální rychlosti pohybu jednotlivých materiálů a rozsah průměrů pístu a pístnice, pro které se vyrábějí.

Tab 6.5 Hodnoty dovoleného měrného tlaku p_{mD} materiálů vodících kroužků [53]

| Materiál kroužku | Dovolенý měrný tlak p_{mD} [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$] | | | Maximální rychlost pohybu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] | Průměr pístnice [mm] | Průměr pístu [mm] |
|------------------|---|--------|--------|---|-------------------------|----------------------|
| | -20 °C | +23 °C | +80 °C | | | |
| tvrzená tkanina | 110 | 115 | 58 | 5 | 15 ÷ 355 | 25 ÷ 680 |
| PTFE a bronz | 20 | 20 | 9 | 5 | 8 ÷ 900 | 10 ÷ 900 |
| polyacetal | 60 | 70 | 31 | 1 | 16 ÷ 80 | 32 ÷ 90 |

Příklad použití vodících kroužků u pístnice byl uveden na Obr. 6.9 (vpravo), vedení pístu je znázorněno Obr. 6.11, případně pomocí integrovaných vodících kroužků na Obr. 6.10.

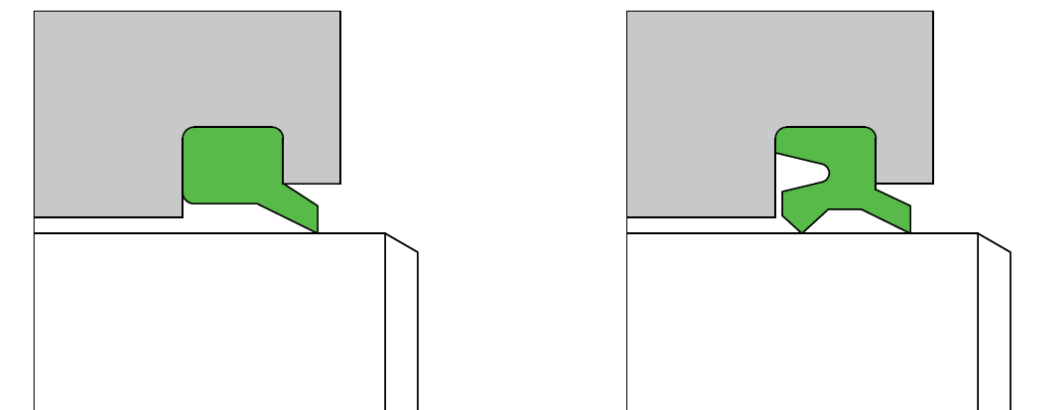


Obr. 6.11 Příklad použití vodících kroužku pro vedení pístu

1 – pístnice, 2 – vodící kroužky, 3 – kombinované těsnění, 4 – stírací kroužek, 5 – píst

Stírací kroužky

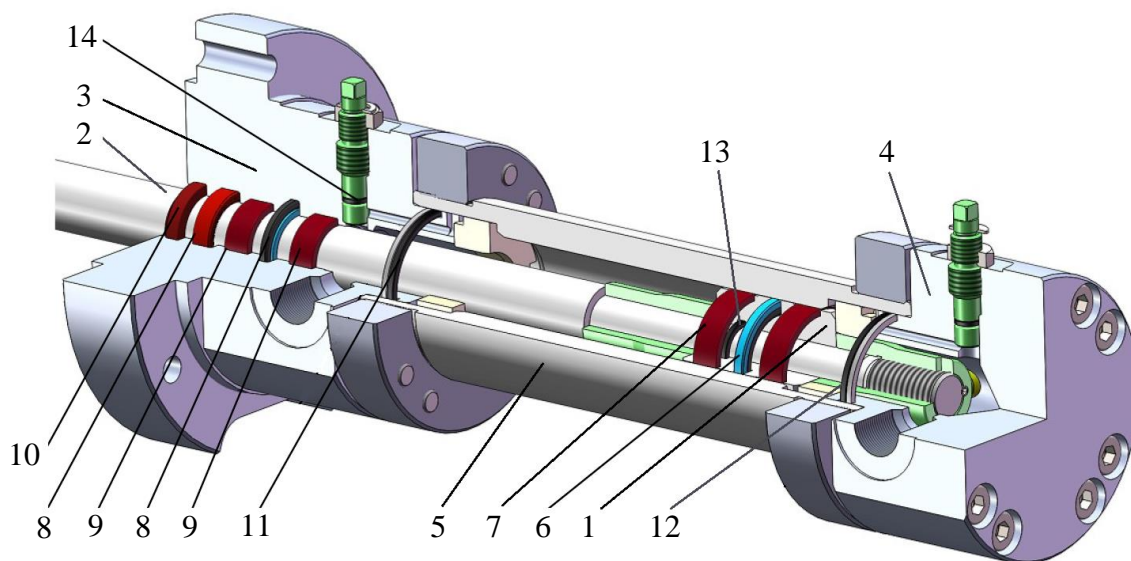
Stírací kroužek slouží ke stírání nečistot z povrchu pístnice při jejím pohybu. Umisťuje se vždy jako poslední prvek v předním víku přímočarého motoru. Primárně musí zamezit vniku nečistot z vnějšího okolí do systému při zasouvání pístnice. V tomto případě se jedná o jednočinný prvek, kdy kroužek má vyveden jeden stírací břit ve vnější části Obr. 6.12 (vlevo). V některých aplikacích (především při provozu v prašném prostředí) je vhodné použít dvojčinný stírací kroužek. Ten je tvarově odlišný, kdy je opatřen dvěma stíracími břity (vnitřním a vnějším) Obr. 6.12 (vpravo). Vnitřní břit slouží ke stírání mazacího filmu z povrchu pístnice, při jejím vysouvání.



Obr. 6.12 Stírací kroužek, jednočinný (vlevo), dvojčinný (vpravo)

Stírací kroužky se vyrábějí v mnoha tvarových provedeních. Pro lehčí podmínky mohou být z NBR, obvykle je ovšem používán materiál s větší tvrdostí a odolností proti opotřebení (PU, TPE, PTFE a bronz společně s O-kroužkem). Mohou být tedy použity i v kombinovaném provedení Obr. 6.9 (vpravo). V některých případech se vyrábějí s kovovou výztuhou pro zalisování do drážky [55], [56].

Příklad použití všech těsnících prvků v přímočarém hydromotoru je uveden na Obr. 6.13.



Obr. 6.13 Příklad použití těsnících prvků v přímočarém hydromotoru [57]

1 – píst, 2 – pístnice, 3 – přední víko, 4 – zadní víko, 5 – těleso motoru, 6 – pohybové těsnění pístu, 7 – vodící pásy pístu, 8 – pohybové těsnění pístnice, 9 – vodící pásy pístnice, 10 - stírací kroužek, 11 – nepohybové těsnění předního víka, 12 – nepohybové těsnění zadního víka, 13 – nepohybové těsnění pístu a pístnice, 14 – O-kroužek

Životnost těsnění

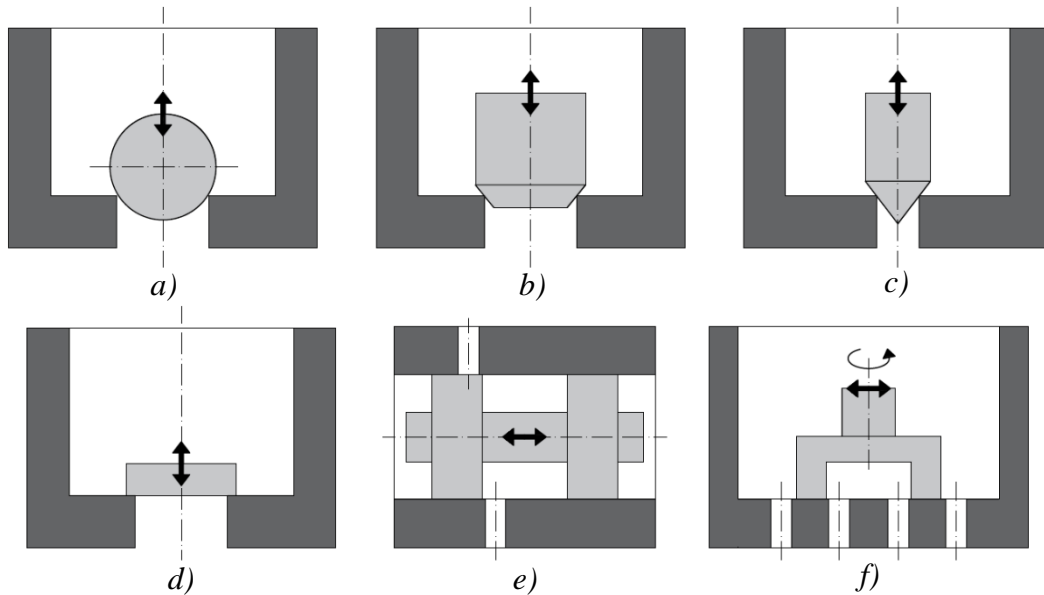
Životnost těsnění je omezena. Kromě náhlých defektů, jako je uštípnutí O-kroužku při vměštění do těsněné spáry, abrazivního poškození vlivem nečistot v kapalině, nebo proražení manžety tlakem, se nelze zcela vyhnout i postupnému opotřebování těsnění. To se projevuje nárůstem průsaků a může vést k protržení těsnění.

Opotřebením těsnících prvků roste s velikostí tlaku, s tlakovými pulzacemi a náhlými změnami tlaku. U pohybových těsnění obecně nastává největší opotřebením při rozběhu a doběhu motoru. To je ještě umocněno při použití těsnících prvků z měkkých materiálů, které mohou přilnout k těsněnému povrchu, kdy není zajištěno vytvoření potřebného mazacího filmu. Důležité je dodržení požadované jakosti těsněných ploch (drsnot povrchů styčných ploch pístu a pístnice s tělesem válce). U nového těsnění může docházet k meznímu tření, při kterém je opotřebením těsnících prvků několikanásobně větší. Výrazný vliv na opotřebením má také teplota. Nízké teploty způsobují tvrdnutí pryžových materiálů, kdy může docházet ke zvětšování průsaků. Při vysokých teplotách naopak elastomery měknou, mění se jejich vlastnosti i těsnící účinek. Vliv na životnost má také nerozpuštěný vzduch v kapalině, kdy vzduchové bublinky při průchodu těsněnou spárou expandují a narušují povrch těsnících prvků.

Aby byla zajištěna potřebná životnost těsnících prvků a tedy i spolehlivost hydraulických zařízení, je nutné zvolit pro danou aplikaci správný typ a materiál těsnění, zajistit správnou montáž a dodržovat provozní parametry.

7. Prvky pro hrazení a řízení směru průtoku

Hlavní funkcí těchto prvků je zamezit průtoku kapaliny, nebo určit směr proudění kapaliny. Prvky z této skupiny jsou součástí většiny hydraulických systémů. Podle konstrukčního řešení, mohou být sedlové, nebo šoupátkové. U sedlových ventilů dále rozlišujeme v závislosti na tvaru hradicího členu provedení s kuličkou, kuželkou, jehlou, nebo deskou (talířem). V šoupátkové konstrukci ventilů bývá použito válcové nebo ploché šoupátko. Pohyb šoupátka v tělese ventilu může být přímočarý, nebo rotační. Základní konstrukční prvky ventilů pro hrazení a řízení směru průtoku jsou uvedeny na Obr. 7.1 [1], [3].



Obr. 7.1 Základní konstrukční prvky ventilů pro hrazení a řízení směru průtoku

a) sedlová konstrukce s kuličkou, b) sedlová konstrukce s kuželkou, c) sedlová konstrukce s jehlou, d) sedlová konstrukce s deskou, e) šoupátková konstrukce – válcové šoupátko s přímočarým pohybem, f) šoupátková konstrukce – ploché šoupátko s přímočarým, nebo rotačním pohybem

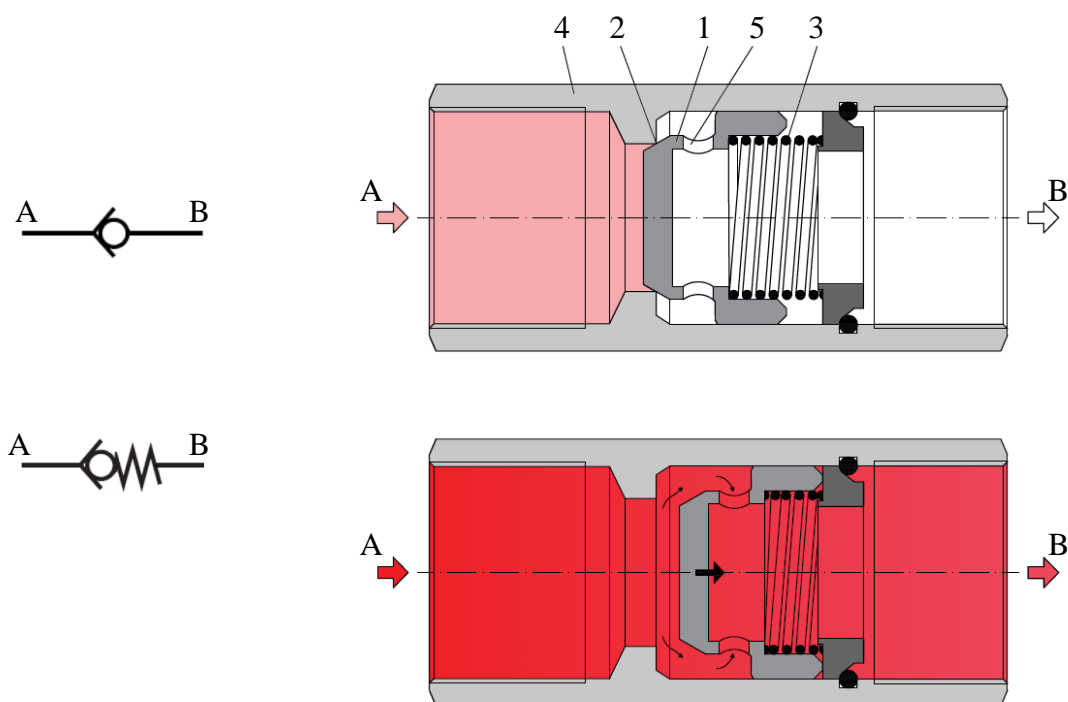
Jedná se o ventily, které má ve svém výrobním sortimentu prakticky každá firma vyrábějící prvky hydraulických obvodů. Můžeme zmínit výrobce Bosch Rexroth, Hydac, Danfoss, Argo Hytos, Parker, Eaton, HAWE Hydraulik, jejichž technická data a parametry, byly využity při tvorbě této kapitoly.

7.1 Jednosměrné ventily

Pro jednosměrné ventily se běžně používá také označení zpětné ventily. Umožňují průtok kapaliny pouze v jednom směru, ve kterém se obvykle vyžaduje minimální odpor proti proudění kapaliny. Ve druhém směru musí být jednosměrné ventily dokonalé těsné. Jedná se o prvky výhradně sedlové konstrukce, kdy podle tvaru hradicího členu se nejčastěji používají jednosměrné ventily s kuličkou nebo kuželkou. Těsnost těchto ventilů je zajištěna sedlovým provedením a působením protitlaku kapaliny nebo pružiny. V případě provedení ventilu bez pružiny, jehož značka je uvedena na Obr. 7.2 (vlevo nahoře), musí být montážní poloha vertikální se sedlem umístěným ve spodní části. Při použití ventilu s pružinou je montážní poloha libovolná. Pružina mívá v běžném provedení ventilu jen minimální předepnutí a

otevřací tlak se pohybuje v rozmezí (0,05 ÷ 0,5) MPa. Značka jednosměrného ventilu s pružinou je uvedena na Obr. 7.2 (vlevo dole).

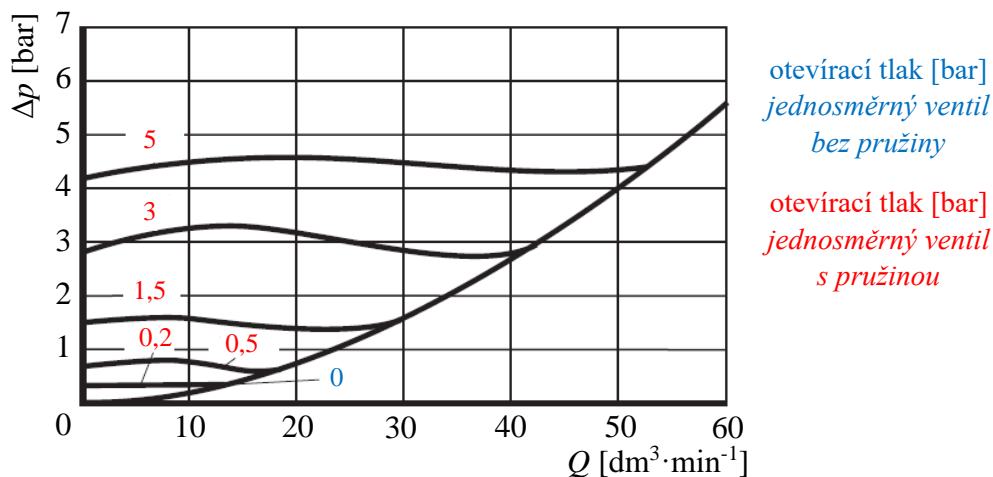
Jednosměrný ventil s kuličkou se používá pouze pro malé průtoky a světlosti cca do 8 mm (ventily s kuličkou jsou při větších světlostech náchylné k rozkmitání). Pro větší průtoky a světlosti se používají ventily s kuželkou. Kuželka má lepší těsnící schopnost a při stejné světlosti má nižší hmotnost než kulička. Hmotnost má vliv na vlastní frekvenci, kdy u kuličky by oproti kuželce narůstala při stejné světlosti hmotnost, tím by klesala vlastní frekvence kuličky a hrozilo by její rozkmitání. U kuželky se používá odlehčení její konstrukce a tvar kuželky umožňuje lepší vedení v tělese ventilu. Na Obr. 7.2 (vpravo) je uveden příklad jednosměrného ventilu s kuželkou. Kuželka 1 je do sedla ventilu 2 přitlačována pružinou 3. Vedení kuželky je realizováno v tělese ventilu 4. Volný průtok kapaliny ventilem je možný pouze ve směru zleva doprava (A→B). Tlak kapaliny přiváděné na vstup A působí na čelo kuželky a po překonání odporu pružiny se kuželka posune doprava. To umožní průtok kapaliny přes sedlo ventilu a otvory v těle kuželky 5. V opačném směru (B→A) průtok kapaliny není možný. Kapalina přiváděná na vstup B tlačí kuželku směrem do sedla a s rostoucím tlakem kapaliny se pouze zvyšuje těsnící účinek kuželky v sedle [5], [11].



Obr. 7.2 Jednosměrný ventil, značka jednosměrného ventilu bez pružiny (vlevo nahoře), značka jednosměrného ventilu s pružinou (vlevo dole), příklad konstrukce jednosměrného ventilu s kuželkou a pružinou (vpravo)

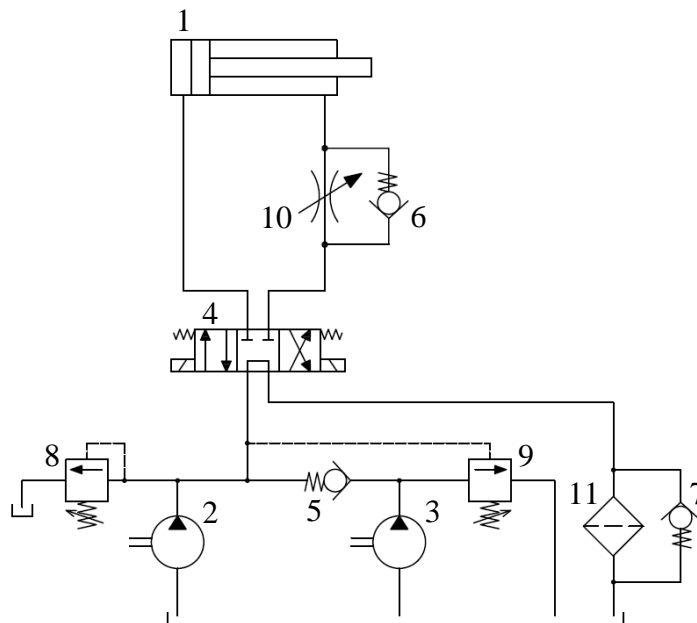
1 – kuželka, 2 – sedlo, 3 – pružina, 4 – těleso ventilu, 5 – otvory v těle kuželky

Na Obr. 7.3 je znázorněna průtoková $\Delta p - Q$ charakteristika jednosměrného ventilu, kde Δp je tlakový spád na ventilu a Q je průtok ventilem. Jednotlivé průběhy charakteristiky odpovídají různému předpětí pružiny – různým otevíracím tlakům ventilu.



Obr. 7.3 Průtoková $\Delta p - Q$ charakteristika jednosměrného ventilu

Jednosměrné ventily nacházejí uplatnění ve většině hydraulických systémů, kdy v některých případech mohou být přímo součástí jiných prvků. Vybrané příklady použití jednosměrných ventilů v hydraulickém obvodu jsou uvedeny na Obr. 7.4. V obvodu jsou umístěny dva hydrogenerátory a přímočarý hydromotor 1. Hydrogenerátor 2 je vysokotlaký s menším geometrickým objemem. Hydrogenerátor 3 má větší geometrický objem, ale pracuje pouze s nižšími tlaky. Dokud se pístnice hydromotoru vysouvá bez vnějšího odporu (rychloupou), dodávají průtok do hydromotoru oba hydrogenerátory společně přes jednosměrný ventil 5. Při zvýšení odporu na pístnici (např. při lisování) je hydrogenerátor 3 odlehčen pomocí pojistného ventilu 9 a jednosměrný ventil 5 chrání nízkotlaký hydrogenerátor 3 před vysokým tlakem z větve hydrogenerátoru 2. Často se jednosměrný ventil zařazuje paralelně k jinému prvku a vyřazuje tak tento prvek z činnosti při proudění kapaliny v opačném směru. V uvedeném obvodu je možné regulovat rychlost vysouvání pístnice pomocí škrticího ventilu 10. Pro zpětný pohyb (zasouvání) pístnice není regulace rychlosti potřeba. Škrticí ventil je vyřazen z provozu obtokem přes jednosměrný ventil 6. V obvodu je použit elektricky ovládaný rozváděč 4. Jednosměrný ventil 7 je paralelně zapojen k odpadnímu filtru 11. Pružina jednosměrného ventilu je předepnuta na maximální dovolený tlakový spád na filtru. Jednosměrný ventil 7 tak zabraňuje protržení filtrační vložky při jejím zanesení.



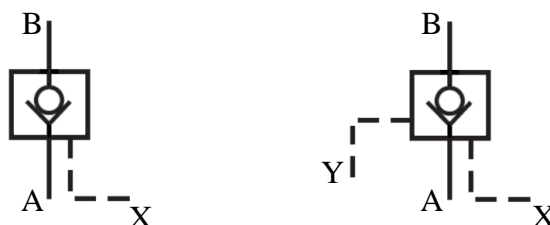
Obr. 7.4 Příklady použití jednosměrných ventilů

1 – přímočarý hydromotor, 2 – vysokotlaký hydrogenerátor s menším geometrickým objemem a vyšším tlakem, 3 – hydrogenerátor s větším geometrickým objemem a nižším tlakem, 4 – rozváděč, 5 až 7 – jednosměrné ventily, 8 a 9 – pojistné ventily, 10 – škrťací ventil, 11 – odpadní filtr

Jednosměrné ventily se běžně vyrábějí pro průtoky až $4000 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a pracovní tlaky do 45 MPa.

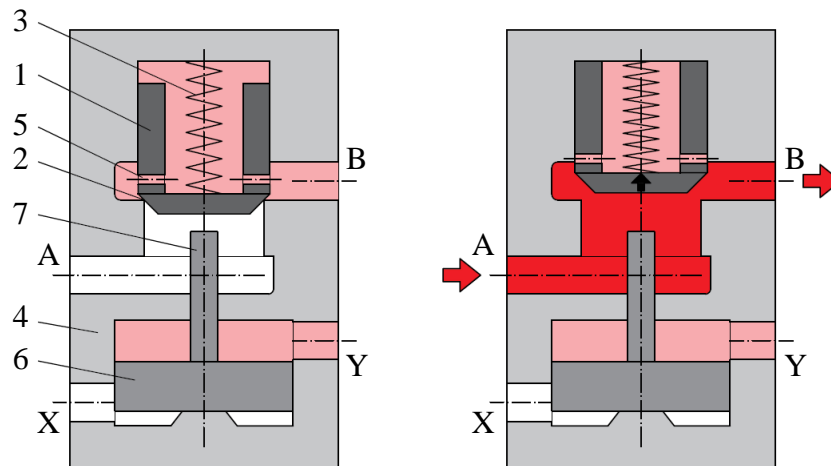
7.2 Řízený jednosměrný ventil

Jedná se o jednosměrný ventil sedlové konstrukce, který může být přímo nebo nepřímo řízený. Možnosti grafického značení jsou uvedeny na Obr. 7.6. Řízený jednosměrný ventil (nazývaný rovněž jednostranný hydraulický zámek) rovněž umožňuje volný průtok pouze v jednom směru ($A \rightarrow B$), ovšem na rozdíl od klasického jednosměrného ventilu má vyvedený řídicí vstupní kanál X. Po přivedení vnějšího tlakového signálu na vstup X ventilu je umožněn průtok kapaliny ventilem také v opačném směru ($B \rightarrow A$).



Obr. 7.5 Řízený jednosměrný ventil, grafická značka pro provedení ventilu s interním vývodem svodových průtoků ovládacího pístu (vlevo), grafická značka pro provedení ventilu s externím vývodem svodových průtoků ovládacího pístu (vpravo),

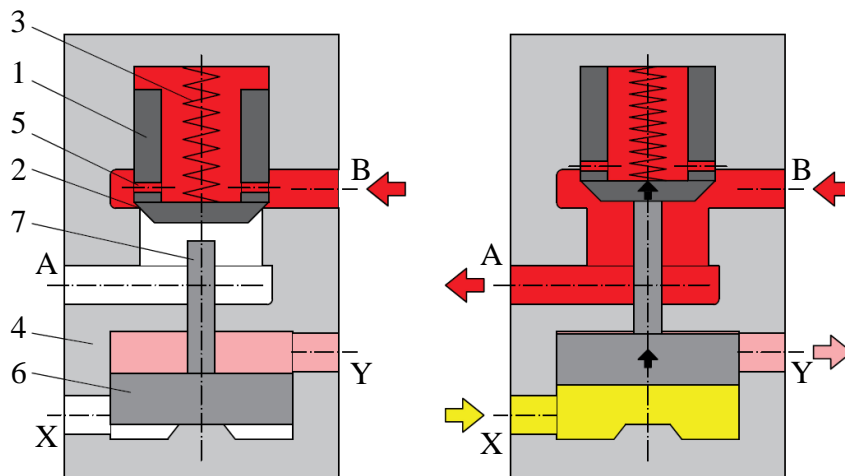
Konstrukce a princip činnosti řízeného jednosměrného ventilu jsou vysvětleny za využití zjednodušeného řezu na Obr. 7.6 (vlevo) [5], [6]. Kuželka 1 je přitlačována pružinou 3 do sedla ventilu 2. Pokud je ventil ve funkci jednosměrného ventilu, umožňuje průtok kapaliny pouze ve směru A→B. Přivedením kapaliny na vstup A se po překonání odporu pružiny kuželka posune směrem nahoru. Tímto dojde k propojení vstupů A a B. Kapalina z prostoru nad kuželkou je vytláčována přes vrtané otvory 5 v kuželce Obr. 7.6 (vpravo).



Obr. 7.6 Princip činnosti řízeného jednosměrného ventilu pro průtok kapaliny (A→B)

1 – kuželka, 2 – sedlo, 3 – pružina, 4 – těleso ventilu, 5 – otvory v těle kuželky, 6 – ovládací píst, 7 – čep pístu

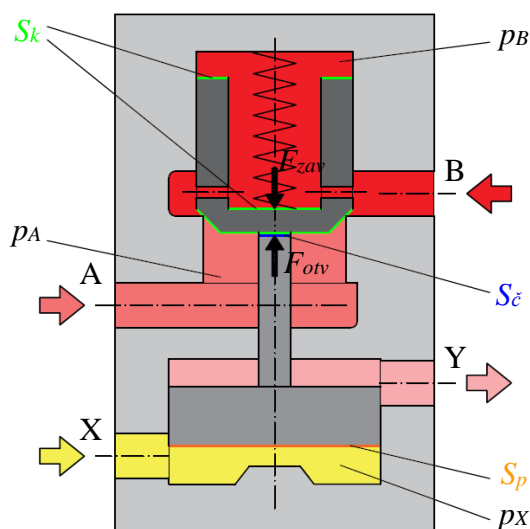
Průtok kapaliny ventilem v opačném směru (B→A) není možný, jelikož po přivedení kapaliny na vstup B je kuželka pružinou a tlakem kapaliny tlačena do sedla Obr. 7.7 (vlevo). Ve spodní části řízeného jednosměrného ventilu je umístěn ovládací píst 6, který je spojen s čepem 7 vyvedeným proti kuželce. Svodový průtok ovládacího pístu je v tomto případě odváděn externě výstupem Y, čemuž odpovídá grafické značení uvedené na Obr. 7.6 (vpravo). Je-li potřeba umožnit průtok ventilem ve směru (B→A), přivede se vnější tlakový signál (řídící tlak) přes vstup X na plochu pístu S_p Obr. 7.7 (vpravo). Působením řídicího tlaku p_X na plochu pístu dojde k posunutí pístu směrem nahoru a vyvození síly potřebné k posunutí kuželky ze sedla. Přenos síly z pístu na kuželku je zajištěn prostřednictvím čepu.



Obr. 7.7 Princip činnosti řízeného jednosměrného ventilu pro průtok kapaliny (B→A)

1 – kuželka, 2 – sedlo, 3 – pružina, 4 – těleso ventilu, 5 – otvory v těle kuželky, 6 – ovládací píst, 7 – čep pístu

Pro určení velikosti potřebného řídicího tlaku p_X musíme stanovit síly působící na kuželku. Budeme uvažovat, že v prostoru nad kuželkou je kapalina o tlaku p_B . V prostoru pod kuželkou je kapalina o tlaku p_A , plocha kuželky je S_k a plocha čepu $S_č$ Obr. 7.8.



Obr. 7.8 Určení velikosti potřebného řídicího tlaku p_X

Potom zavírací síla působící na kuželku F_{zav} se skládá z tlakové síly od kapaliny nad kuželkou a síly pružiny F_p :

$$F_{zav} = p_B \cdot S_k + F_p \quad (7.1)$$

Otevírací síla F_{otv} je složena z tlakové síly od řídicího tlaku pod ovládacím pístem a tlakové síly od kapaliny v kanálu A pod kuželkou:

$$F_{otv} = p_X \cdot S_p + p_A \cdot (S_k - S_{\check{c}}). \quad (7.2)$$

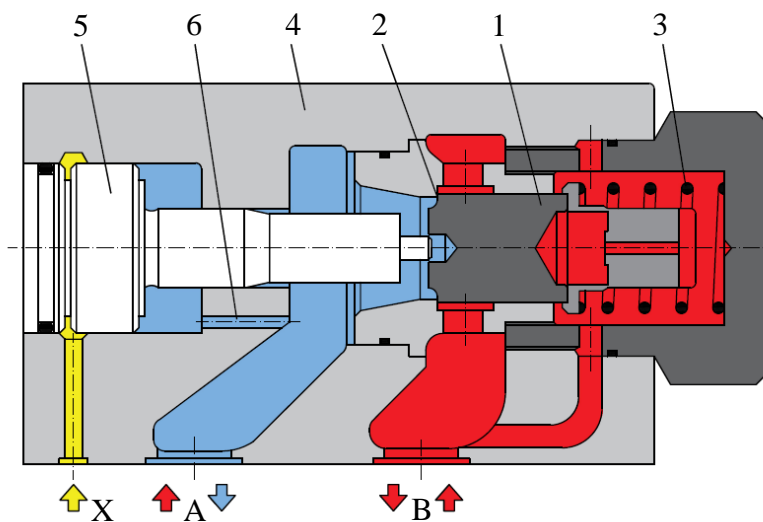
Pro nadzvednutí kuželky musí platit $F_{otv} > F_{zav}$. Z rovnováhy sil na řízeném jednosměrném ventilu, můžeme určit minimální řídicí tlak p_X :

$$\begin{aligned} p_X \cdot S_p + p_A \cdot (S_k - S_{\check{c}}) &= p_B \cdot S_k + F_p, \\ p_X \cdot S_p &= p_B \cdot S_k + p_A \cdot (S_{\check{c}} - S_k) + F_p, \\ p_X &= \frac{p_B \cdot S_k + p_A \cdot (S_{\check{c}} - S_k) + F_p}{S_p}. \end{aligned} \quad (7.3)$$

V případě, že je vstup A bez tlaku, minimální řídicí tlak se vypočítá dle vztahu:

$$p_X = \frac{p_B \cdot S_k + F_p}{S_p}. \quad (7.4)$$

Příklad konstrukce přímo řízeného jednosměrného ventilu s interním vývodem svodového průtoku ovládacího pístu je uveden na Obr. 7.9 [30]. Přímě řízené jednosměrné ventily se používají pro nižší hodnoty průtoků cca do $300 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a tlaků do 31,5 MPa. Poměr ploch kuželky a ovládacího pístů bývá obvykle $S_k : S_p = 1:2$.



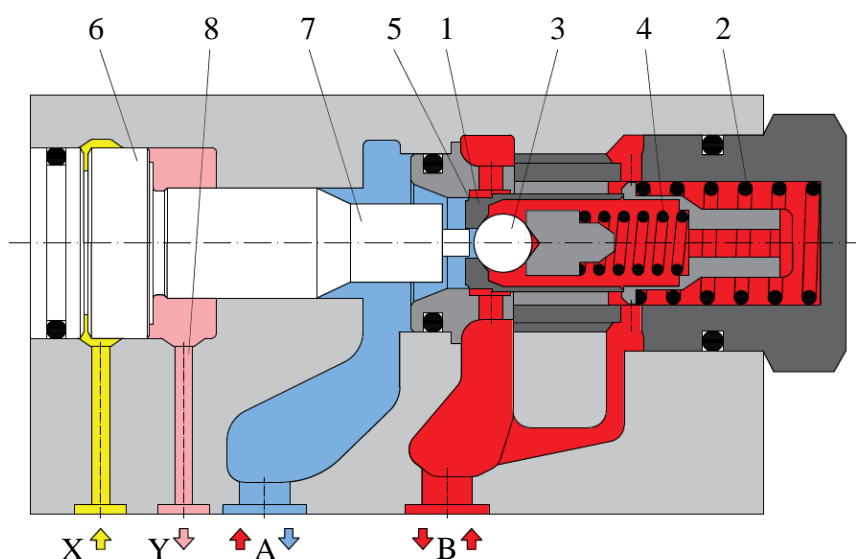
Obr. 7.9 Přímě řízený jednosměrný ventil s interním vývodem svodového průtoku ovládacího pístu

1 – kuželka, 2 – sedlo, 3 – pružina, 4 – těleso ventilu, 5 – ovládací píst, 6 – interní vývod svodového průtoku ovládacího pístu

Pro vyšší tlaky (45 MPa) a větší průtoky (až $6\,400 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$) se používají nepřímě řízené jednosměrné ventily. Příklad konstrukce je uveden na Obr. 7.10 [11]. V čele hlavní kuželky 1 je vyvrtán otvor, do kterého je vložena menší pomocná kuželka (kulička) 3. Působením řídicího tlakového signálu ze vstupu X na plochu ovládacího pístu 6 dojde nejprve vysunutí (otevření) pomocné kuželky 3. Kapalina začne proudit z prostoru nad pomocnou kuželkou na výstup A. Tímto dojde k pozvolnému snížení tlaku na vstupu B (tedy i ke snížení zavíracího tlaku kapaliny, působícího na plochu hlavní kuželky) a sníží se potřebný otevírací řídicí tlak. Síla

ovládacího pístu překoná odpor hlavní kuželky, vysune jí ze sedla 5 a umožní volný průtok kapaliny ventilem ve směru (B→A). Potřebná velikost řídicího tlaku vychází primárně z poměru ploch ovládacího pístu a pomocné kuželky, který je v tomto případě výrazně vyšší než u přímo řízených jednosměrných ventilů.

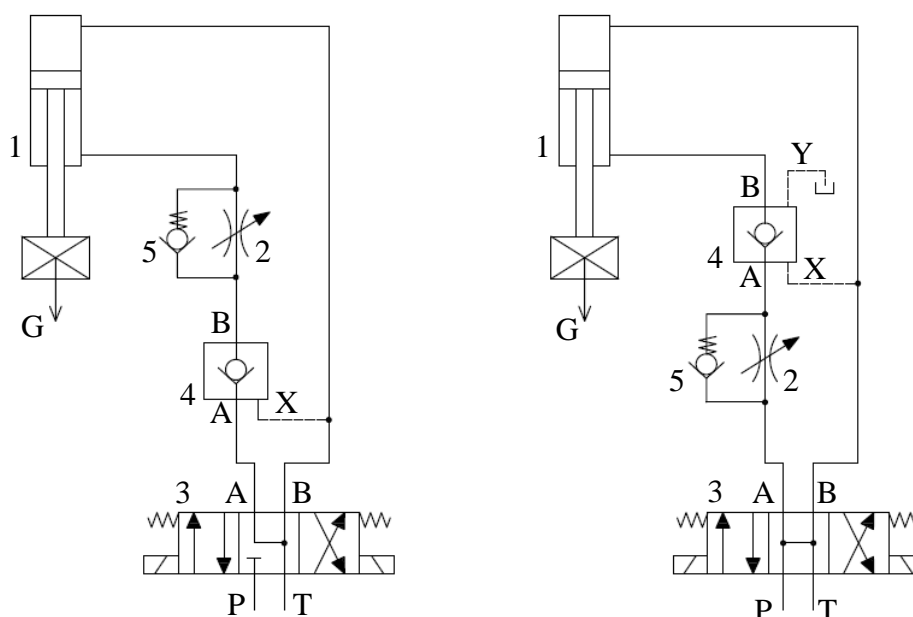
Řízené jednosměrné ventily se používají v aplikacích s přímočarými hydromotory v případech, kdy je i při nečinnosti hydromotoru jeho pístnice zatěžována externí silou a je potřeba zajistit její konstantní polohu (typickým příkladem jsou různé typy zvedacích zařízení). V těchto případech nelze použít pro fixaci polohy pístnice hydromotoru šoupátkové rozváděče, jelikož by mohlo docházet k plíživému pohybu motoru vlivem průsaků na šoupátku rozváděče.



Obr. 7.10 Nepřímo řízený jednosměrný ventil s externím vývodem svodového průtoku ovládacího pístu

1 – hlavní kuželka, 2 – pružina hlavní kuželky, 3 – pomocná kuželka (kulička), 4 – pružina pomocné kuželky, 5 – sedlo ventilu, 6 – ovládací píst, 7 – čep ovládacího pístu, 8 – externí vývod svodového průtoku ovládacího pístu

Příklady použití řízeného jednosměrného ventilu jsou uvedeny na Obr. 7.11. Na Obr. 7.11 (vlevo) je obvod s dvojčinným přímočarým hydromotorem 1. Pístnice hydromotoru je zatížena břemenem (tahovou silou). Rychlost spouštění břemene lze regulovat pomocí škrticího ventilu 2. Pro řízení směru pohybu pístnice je v obvodu umístěn třípolohový rozváděč 3. Pokud je rozváděč ve střední poloze, pístnice hydromotoru se nepohybuje, což zajišťuje řízený jednosměrný ventil 4. Pro zvedání břemene (zasouvání pístnice) je nutné aktivovat pravou polohu rozváděče. Tlak kapaliny překoná odpor kuželky řízeného jednosměrného ventilu a kapalina volně proudí do prostoru mezikruží přímočarého hydromotoru (přes jednosměrný ventil 5). Pro spouštění břemene je přestaven rozváděč do levé polohy. Kapalina od hydrogenerátoru je přiváděna na plochu pístu hydromotoru, do této větve je připojen řídicí vstup X řízeného jednosměrného ventilu. Tlakový řídicí signál přiváděný na ovládací píst řízeného jednosměrného ventilu způsobí nadzvednutí kuželky ze sedla ventilu 4. To umožní průtok kapaliny z prostoru mezikruží hydromotoru přes škrticí ventil, řízený jednosměrný ventil a rozváděč, až do nádrže. V tomto případě je možné použít řízený jednosměrný ventil s interním vývodem svodového průsaku ovládacího pístu.



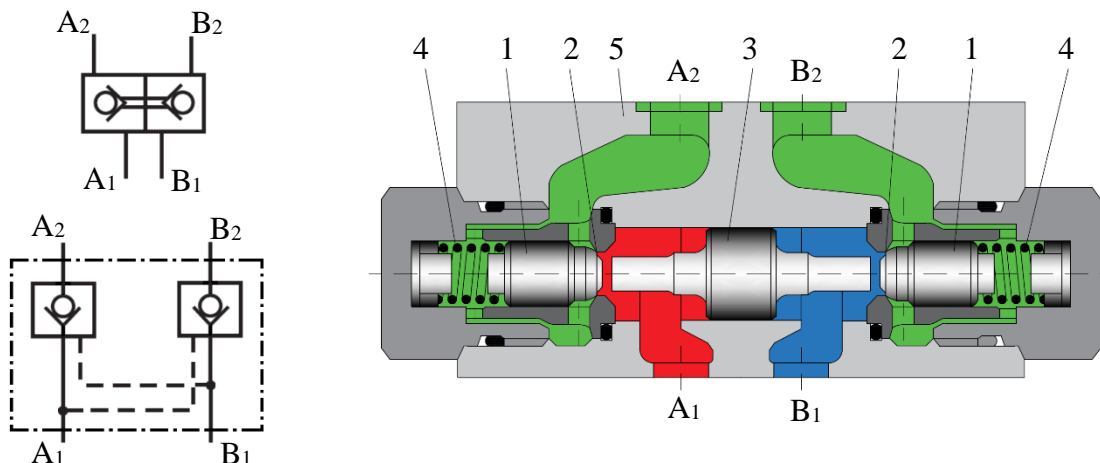
Obr. 7.11 Příklad použití řízeného jednosměrného ventilu

1 – přímočarý hydromotor, 2 – škrticí ventil, 3 – rozváděč, 4 – řízený jednosměrný ventil,
5 – jednosměrný ventil

Na Obr. 7.11 (vpravo) je uveden obdobný obvod s přímočarým hydromotorem, pouze škrticí ventil je umístěn mezi řízeným jednosměrným ventilem 4 a rozváděčem 3. Funkce obvodu je prakticky totožná. V tomto případě při spouštění břemene hydromotoru je otevření řízeného jednosměrného ventilu ve směru průtoku z B → A ovlivněno nastavením škrticího ventilu (a velikostí jeho odporu). V tomto uspořádání musí být použit řízený jednosměrný ventil s externím vývodem Y svodového průsaku ovládacího pístu. V obou uvedených obvodech na Obr. 7.11 byl použit rozváděč, který má ve střední poloze propojeny výstupy A a B s kanálem T. To je nutné, aby byla zajištěna správná a bezpečná funkce řízeného jednosměrného ventilu.

Řízený jednosměrný ventil s interním propojením vstupu A se stranou čepu ovládacího pístu lze použít, pokud na vstupu A není tlaková zátěž. Pokud je vstup A tlakově zatížen, použije se provedení s externím výstupem Y.

Je-li potřeba zajistit při nečinnosti přímočarého hydromotoru konstantní polohu pístnice pro oba směry pohybu používá se **hydraulický zámek**. Hydraulický zámek je prvek, který se skládá ze dvou řízených jednosměrných ventilů (někdy je rovněž nazýván jako oboustranný hydraulický zámek). Jednosměrné ventily mohou být v případě nižších pracovních průtoků a tlaků přímo řízené. Tyto ventily jsou náchylnější ke kmitání především v obvodech se škrticími ventily. Řešením tohoto může být použití nepřímo řízených jednosměrných ventilů s pomocnou kuželkou. Zjednodušená grafická značka hydraulického zámku je uvedena na Obr. 7.12 (vlevo nahoře), podrobná varianta značky je uvedena (vlevo dole) [11].

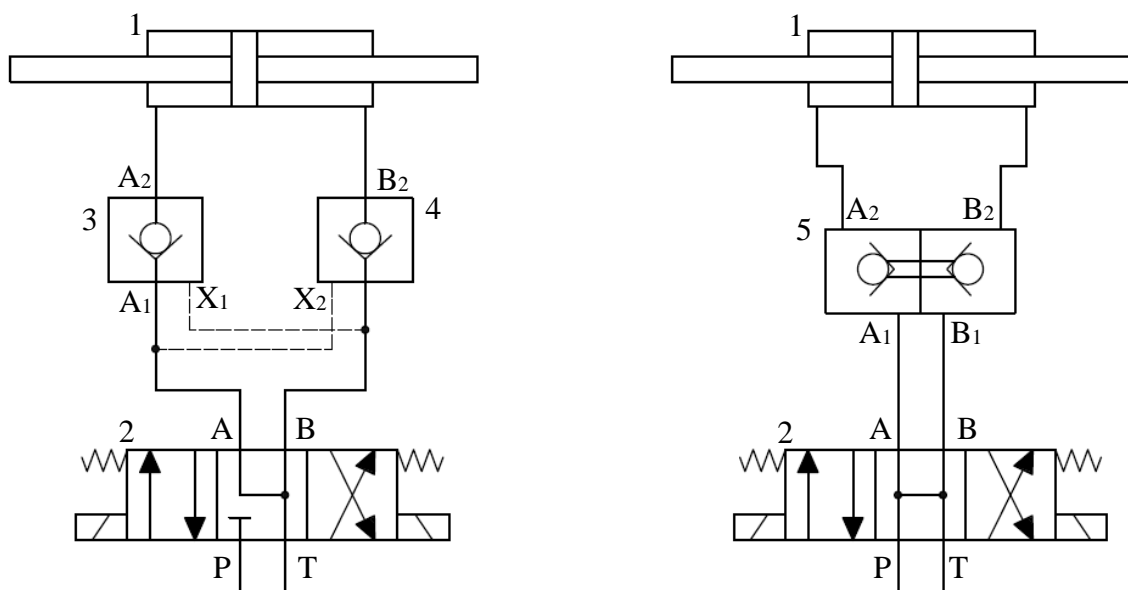


Obr. 7.12 Hydraulický zámek, zjednodušená grafická značka (vlevo nahoře), podrobná grafická značka (vlevo dole), příklad konstrukčního řešení hydraulického zámku (vpravo)

1 – kuželka, 2 – sedlo, 3 – ovládací píst, 4 – pružina, 5 – těleso ventilu

Příklad konstrukce hydraulického zámku je uveden na Obr. 7.12 (vpravo). Mezi dvěma řízenými jednosměrnými ventily je umístěn pohyblivý ovládací píst 3. Směr pohybu a vyvození ovládací (otevírací) síly pístu závisí na tlakovém signálu, který je přiváděn ze vstupu A1, nebo B1. Hydraulický zámek se používá výhradně v obvodech s přímočarými hydromotory. Jak napovídá jeho název, slouží k „uzamčení“ polohy pístnice hydromotoru, která může být zatěžována externí silou v obou směrech.

Funkci hydraulického zámku můžeme vysvětlit s využitím obvodu na Obr. 7.13 (vlevo). V obvodu je umístěn přímočarý hydromotor 1 s oboustrannou pístnicí, který může být zatěžován v obou směrech externími silami. Řízení směru pohybu hydromotoru je zajištěno prostřednictvím rozváděče 2. Pro uzamčení polohy pístu v tělese hydromotoru je v obvodu použit hydraulický zámek, který se skládá ze dvou řízených jednosměrných ventilů 3 a 4. Dokud je aktivní střední poloha rozváděče, průtok kapaliny přes jednosměrné ventily ve směru (A2 → A1) a (B2 → B1) je uzavřen bez průsaků a píst hydromotoru zůstává v klidu.



Obr. 7.13 Příklad použití hydraulického zámku v obvodu

1 – přímočarý hydromotor s oboustrannou pístnicí, 2 – rozváděč, 3 a 4 – řízené jednosměrné ventily oboustranného hydraulického zámku, 5 – oboustranný hydraulický zámek

Pro pohyb pístu hydromotoru směrem doprava musí být přestaven rozváděč do levé polohy. Kapalina od hydrogenerátoru proudí přes řízený jednosměrný ventil 3 ve směru (A1 → A2) na levý vstup do hydromotoru. Současně je přiváděn tlakový řídicí signál na ovládací vstup X2 řízeného jednosměrného ventilu 4, což umožní průtok kapaliny tímto ventilem ve směru (B2 → B1). Pro pohyb pístu hydromotoru směrem doleva, je nutné aktivovat pravou polohu rozváděče. Funkce je obdobná, kapalina proudí přes řízený jednosměrný ventil 4 ve směru (B1 → B2), tlakový řídicí signál je přiváděn na ovládací vstup X1, čímž je umožněn průtok kapaliny přes ventil 3 ve směru (A2 → A1).

Hydraulický zámek se obvykle umísťuje mezi škrticí ventily a rozváděč. Aby byla zajištěna spolehlivá funkce hydraulického zámku, musí být pod zámkem použit rozváděč který má ve střední poloze propojeny výstupy A a B s kanálem T. To znamená, že pokud je pístnice hydromotoru uzamčená v dané poloze, nesmí být na vstupech hydraulického zámku X1 a X2 tlakový signál. Střední poloha rozváděče zajistí v klidové poloze pístnice hydromotoru odvod kapaliny z těchto vstupů do nádrže.

7.3 Uzavírací ventily

Uzavírací ventily jsou určeny k hrazení průtoku kapaliny. V uzavřeném stavu se vyžaduje absolutní těsnost v obou směrech. V otevřeném stavu ventily zajišťují minimální odpor proti proudění kapaliny. V hydraulických systémech se umísťují v sacím potrubí, jsou součástí bezpečnostních a uzavíracích bloků akumulátorů, mohou být použity pro dočasné omezení funkce (vyřazení z provozu) části obvodu, nebo např. jako vypouštěcí ventily nádrží. Nejčastěji se používají tzv. kulové ventily (kulové kohouty) Obr. 7.14 (vpravo), které bývají obvykle ovládány ručně.

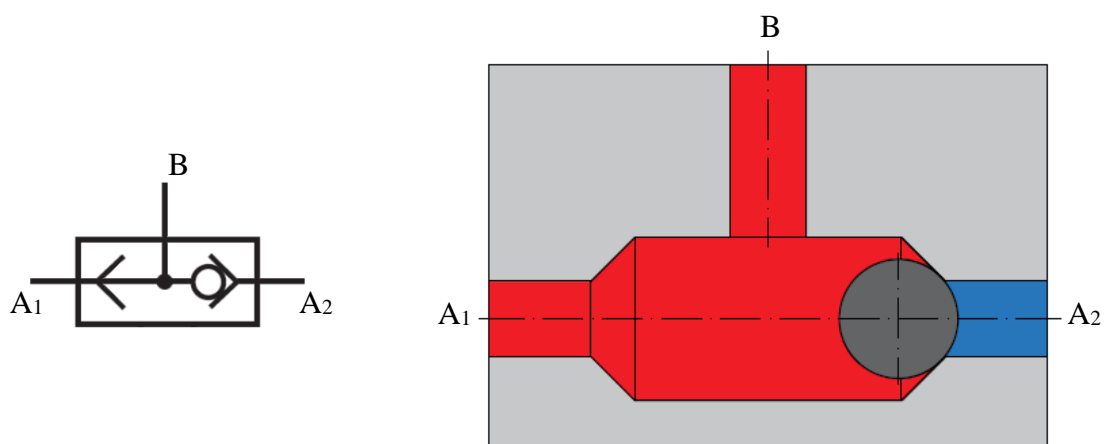


Obr. 7.14 Uzavírací ventil, grafická značka uzavíracího ventilu (vlevo), provedení kulového ventilu [11] (vpravo)

7.4 Logický (výběrový) ventil

Jedná se o ventily sedlové konstrukce, které mají dva vstupy A1 a A2 a jeden výstup B. Představují logickou funkci „nebo“. V tělese ventilu Obr. 7.15 (vpravo) se pohybuje kulička, nebo kuželka, která v závislosti na velikosti vstupních tlaků propojuje cesty A1→B, nebo A2→B. Používají se např. jako výběrové ventily sekčních rozváděčů s Load Sensing systémem v mobilní hydraulice. Příklad použití logického ventilu je uveden na Obr. 8.16.

Obdobnou funkci jako u těchto logických ventilů lze zajistit rovněž použitím dvou jednosměrných ventilů.



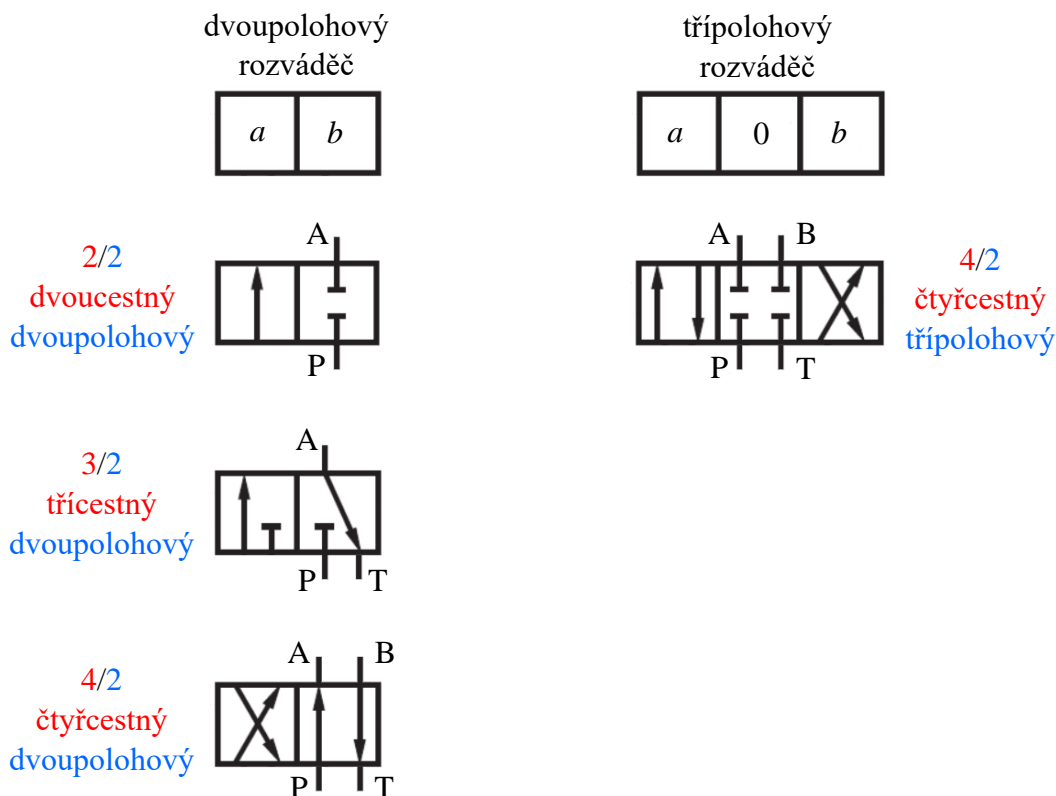
Obr. 7.15 Logický ventil s funkcí „nebo“, grafická značka ventilu (vlevo), zjednodušený řez ventilu (vpravo)

7.5 Rozváděče

Rozváděče slouží k řízení směru průtoku nebo k hrazení průtoku kapaliny. Nejčastěji se pomocí rozváděčů ovládá směr pohybu hydromotoru. Každý rozváděč má dvě, nebo více funkčních poloh. Jednotlivé polohy rozváděče představují různé propojení vnitřních cest (vstupů a výstupů) umožňující proudění kapaliny. Změna polohy rozváděče je docílena působením vnější síly a závisí na zvoleném typu ovládání. Každý rozváděč lze charakterizovat:

- podle počtu pracovních poloh – dvupolohové, třípolohové, nebo vícepolohové,
- podle počtu cest – dvoucestné, třicestné, čtyřcestné, nebo vícecestné,
- podle způsobu ovládání – s mechanickým, elektrickým, hydraulickým, nebo pneumatickým ovládáním, případně kombinací jednotlivých způsobů (sériově, paralelní, nebo sériově-paralelní ovládání),
- podle konstrukce – šoupátkové a sedlové rozváděče.

Příklad grafického značení hydraulických (šoupátkových) rozváděčů je uveden na Obr. 7.16. Počet poloh rozváděče je v grafické značce dán počtem čtvercových oblastí. V každé poloze se uvádí příslušné propojení cest. Pro rozváděče se následně používá zkrácené označení pomocí dvou čísel oddělených lomítkem. První číslo udává počet cest a druhé číslo počet poloh rozváděče. Tedy např. zápis 3/2 znamená třicestný dvupolohový rozváděč, 4/3 je čtyřcestný třípolohový rozváděč apod. Pro značení cest se u hydraulických rozváděčů používají velká písmena. Ve spodní části značky se písmenem P značí vstup připojený ke zdroji tlaku (obvykle připojení od hydrogenerátoru). Písmenem T vstup připojený k nízkotlaké větvi (nejčastěji připojení s nádrží). Další vstupy by byly značeny písmeny R, S, U atd. V horní části značky se výstupy značí písmeny A a B (obvykle se jedná o připojení k hydromotoru). V případě vícecestného rozváděče by další vstupy nesly označení C, D atd.



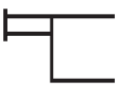

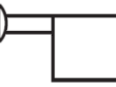
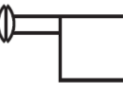

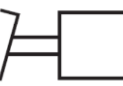
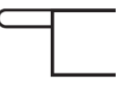

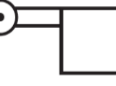

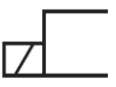
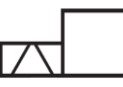
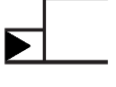
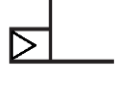
Obr. 7.16 Příklady grafického značení rozváděčů

Značení cest rozváděče se v hydraulických obvodech uvádí pouze u jedné polohy - tzv. neutrální polohy, případně u polohy, která je aktivní po spuštění systému.

Pro označení poloh rozváděče se v některých případech používají malá písmena. Značení je podle abecedy a, b atd., v pořadí poloh zleva doprava. U rozváděčů s více než dvěma polohami se střední (neutrální) poloha značí symbolem 0. Příklad značení poloh je uveden na Obr. 7.16. Takové značení poloh je vhodné především pro popis funkce rozváděče a jeho řízení.

Pod pojmem ovládání rozváděče je myšleno, jakým způsobem bude dosažena změna polohy rozváděče. Základní ovládání využívá **mechanický** princip přenosu síly na vnitřní pohyblivou část rozváděče. Ovládání může být manuální, obvykle s využitím tlačítka nebo páky, nožní při použití pedálu, případně je ovládání řešeno pomocí kladek nebo narážek. Velmi často se využívají rovněž pružiny, které nejčastěji zajišťují návrat rozváděče do základní polohy. Ovládání rozváděčů se v grafickém značení uvádí na stranách krajních poloh. Symboly odpovídající jednotlivým způsobům ovládání, jsou uvedeny v Tab 7.1.

Tab 7.1 Základní způsoby ovládání rozváděčů a jejich grafické značení

| Mechanické ovládání | | | |
|---------------------------|---|---|---|
| Tlačítko |  | Tlačítko |  |
| Tažné ovládání |  | Tlačítko/tažné ovládání |  |
| Páka |  | Pedál |  |
| Narážka |  | Pružina |  |
| Narážka s kladkou |  | Narážka s kladkou a kloubem |  |
| Elektrické ovládání | | | |
| Elektromagnetem (1 cívka) |  | Elektromagnetem (2 cívky působící proti sobě) |  |
| Hydraulické ovládání | | Pneumatické ovládání | |
| Tlakem kapaliny |  | Tlakem plynu |  |

Elektrické ovládání je realizováno pomocí elektromagnetů, které se skládají z jádra, cívky a kotvy. Při použití elektrického ovládání lze rozváděč snadno ovládat na dálku a je vhodné rovněž pro automatizované pracovní cykly. Změna polohy rozváděče je vyvozena pohybem kotvy, na kterou působí elektromagnetická síla. Pro řízení elektromagnetů se používá střídavý, nebo stejnosměrný elektrický proud.



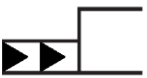


Elektromagnety na stejnosměrný proud mají vyšší životnost, výrobci uvádějí (40 ÷ 50) miliónu sepnutí. Mohou zůstat trvale pod proudem (protéká jimi proud bez proudových špiček), aniž dojde k jejich poškození. Doba přestavení bývá (25 ÷ 60) ms, počet sepnutí je až 15 000 za hodinu. U těchto elektromagnetů je nutné použít usměrňovač a obecně jsou dražší než elektromagnety na střídavý proud [3], [5].

Elektromagnety na střídavý proud jsou rychlejší, doba přestavení bývá (10 ÷ 30) ms, což ale nemusí být u hydraulických rozváděčů výhodou (při rychlém přestavení mohou vznikat v systému tlakové špičky). Při přestavení rozváděče vznikají v elektromagnetech proudové špičky. Při zablokování pohybu rozváděče se tyto magnety rychle přehřejí a spálí. Z obdobných důvodů je omezena také četnost spínání (cca 7500 sepnutí za hodinu). Hlavní výhodou je tedy nižší cena a možnost ovládání proudem přímo ze sítě bez použití usměrňovače [3], [5].

Elektromagnety bývají chlazeny vzduchem nebo olejem a v závislosti na použitém chladicím médiu jsou konstrukčně odlišné. U vzduchem chlazených elektromagnetů musí být vnitřní prostor utěsněn proti zaplnění kapalinou z rozváděče. Těsnění je vystavováno opotřebením, které může vést k průsakům kapaliny. Do vnitřních prostorů elektromagnetu se mohou dostávat nečistoty a vlhkost z atmosféry. Výhodou vzduchem chlazených elektromagnetů je nižší cena než u konstrukce chlazené olejem a možnost výměny elektromagnetu za provozu bez úniku pracovní kapaliny. V případě elektromagnetů chlazených olejem je prostor elektromagnetu propojen s nízkotlakou částí rozváděče. Olej kromě chlazení zajišťuje i mazání vnitřních pohyblivých částí a tlumení pohybu kotvy elektromagnetu – dochází ke snížení hlučnosti při přestavování rozváděče. Zvolený způsob chlazení má vliv na provoz, spolehlivost a životnost elektromagnetu [3], [5].

Hydraulické a pneumatické ovládání využívá pro přestavení hydraulického rozváděče tlak tekutiny. U hydraulických rozváděčů se velmi často používá kombinace více způsobů výše uvedených ovládání. Příklady kombinovaného ovládání jsou znázorněny v Tab 7.2. V případě paralelního ovládání lze měnit polohu rozváděče jedním, nebo druhým způsobem ovládání (obvykle je druhý způsob ovládání mechanický s využitím pružin, nebo jako nouzové ovládání pomocí tlačítka).

Tab 7.2 Způsoby kombinovaného ovládání rozváděčů a příklady jejich grafického značení

| Paralelní ovládání | | | |
|-----------------------------------|---|--|---|
| Tlačítkem nebo elektromagnetem |  | Pružinou nebo elektromagnetem |  |
| Sériové ovládání | | | |
| Dvoustupňové hydraulické ovládání |  | Dvoustupňové elektrohydraulické ovládání |  |
| | | Sériově-paralelní ovládání | |
| Pružinou nebo elektro-hydraulicky | |  | |

U sériového ovládání se na změně polohy rozváděče podílejí současně oba uvedené způsoby ovládání. V tomto případě hovoříme o dvoustupňovém ovládání rozváděče. Typickým příkladem dvoustupňového ovládání hydraulických rozváděčů je elektrohydraulické ovládání. Poslední možností je tzv. sériově-paralelní ovládání rozváděčů [43].

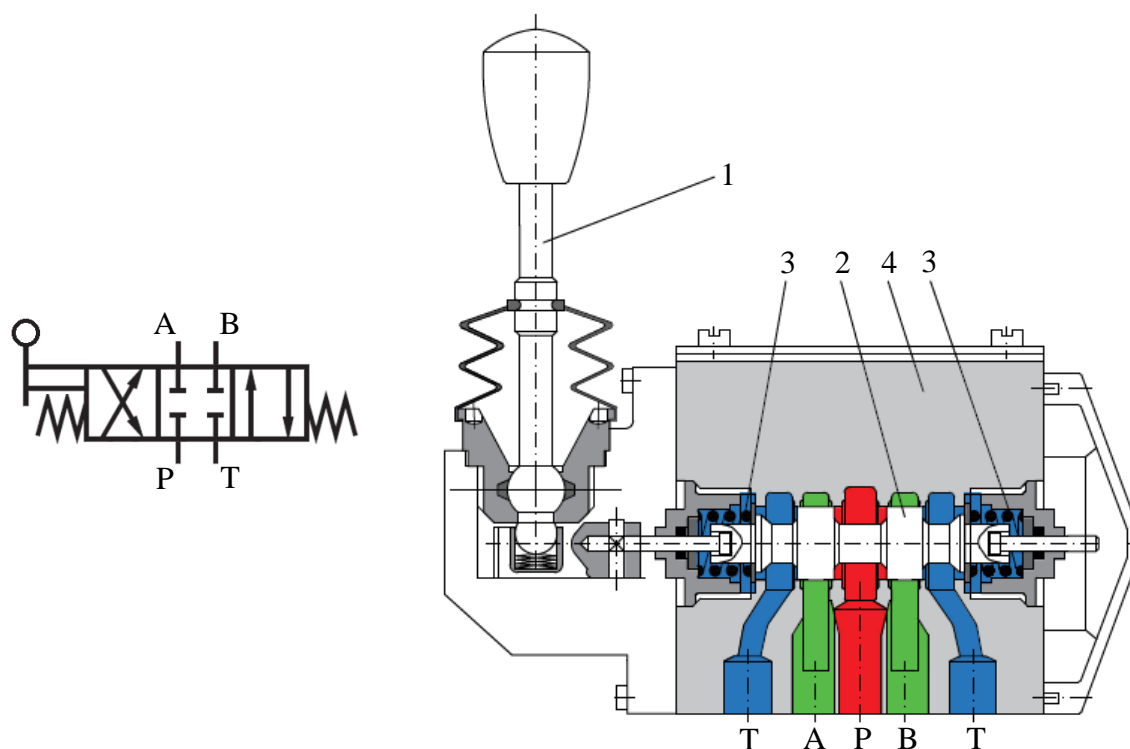
7.5.1 Šoupátkové rozváděče

Jedná se o nejčastěji používané rozváděče, které se vyznačují relativně jednoduchou konstrukcí. Těleso rozváděče je odlitek z tvárné litiny, ve kterém jsou předlité kanály a komory. V tělese je uloženo pohyblivé šoupátko, pomocí kterého je zajištěno požadované propojení cest (kanálů) rozváděče. Podle pohybu šoupátka rozlišujeme konstrukci rozváděče s rotačním pohybem šoupátka (méně časté), nebo s posuvným pohybem šoupátka. Příklad mechanicky ovládaného šoupátkového rozváděče s posuvným pohybem šoupátka a jemu odpovídající

grafická značka jsou uvedeny na Obr. 7.17 [5], [11]. V tělese rozváděče 4 je pohyblivé válcové šoupátko 2. Výchozí neutrální poloha je zajištěna dvojicí pružin 3, které jsou umístěny po stranách šoupátka a působí na jeho čela. V tomto případě se jedná o rozváděč s tzv. uzavřeným středem. Přívod P od hydrogenerátoru je v neutrální poloze rozváděče uzavřen. Působením tahu nebo tlaku na ovládací páku 1 dojde ke změně polohy šoupátka, a tedy ke změně propojení cest (kanálů) rozváděče.

Např. při zatlačení páky směrem doprava, bude přes ovládací mechanismus vyvozena tahová síla působící na levé čelo šoupátka. Dojde ke stlačení levé pružiny a pohybu šoupátka směrem doleva. V této poloze bude propojen tlakový vstup P s výstupem A a současně vstup B s odpadním výstupem T. To umožní průtok kapaliny přes rozváděč ve směru z (P → A) a současně z (B → T). Při potáhnutí ovládací páky směrem doleva, bude působit na šoupátko tlaková síla. Stlačena bude pravá pružina a posunutí šoupátka směrem doprava umožní průtok kapaliny rozváděčem ve směru z (P → B) a současně z (A → T).

Nebude-li působit na ovládací páku žádná síla (při jejím uvolnění), pak ta z dvojice pružin, která byla stlačena, posune šoupátko zpět do základní střední polohy.



Obr. 7.17 Mechanicky (pákou) ovládaný šoupátkový rozváděč s posuvným pohybem šoupátka

1 – ovládací páka, 2 – válcové šoupátko, 3 – pružiny, 4 – těleso rozváděče

Šoupátko je obvykle válcové, vyrobené z nízkouhlíkové oceli, na povrchu cementované a kalené pro zvýšení pevnosti. Šoupátko je řídicí prvek v rozváděči a jeho pohyb v tělese musí být zajištěn s minimálním třením. Vůle mezi šoupátkem a tělesem rozváděče bývá $s = (4 \div 10) \mu\text{m}$. Takto přesné uložení je nezbytné, aby byly minimalizovány průtokové ztráty,

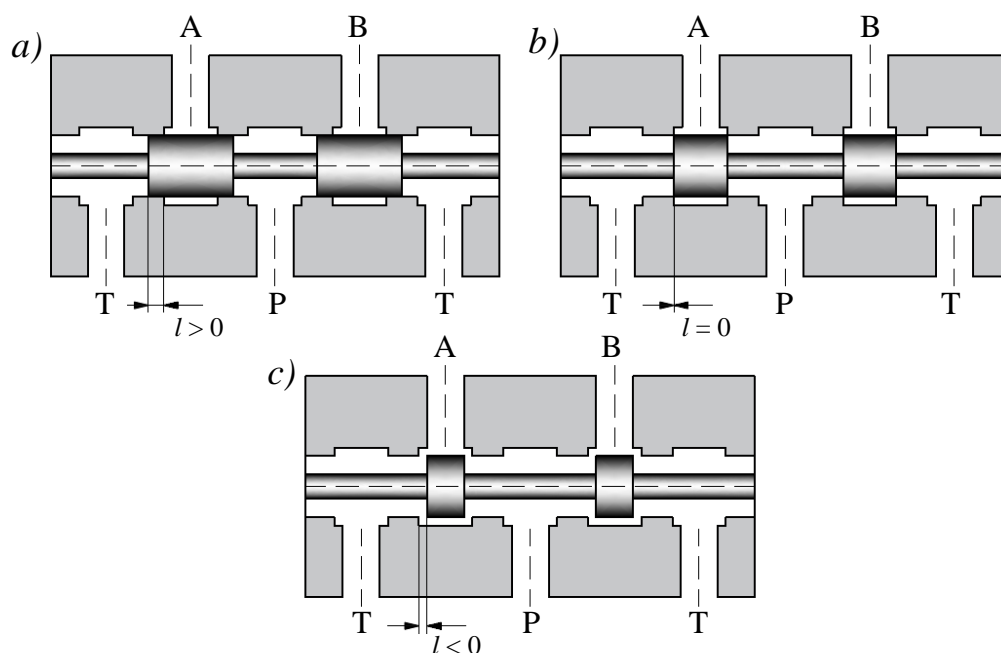
tzv. průsaky v rozváděči. Kromě vůle mezi šoupátkem a tělesem má zásadní vliv na velikost průsaků rovněž tlakový spád mezi jednotlivými kanály rozváděče.

Velikost průtokové ztráty Q_z šoupátkového rozváděče můžeme vyjádřit vztahem [5]:

$$Q_z = \frac{\pi \cdot d_s \cdot s}{12 \cdot \eta \cdot l} \cdot \Delta p, \quad (7.5)$$

kde: d_s [m] je průměr šoupátka, s [m] tloušťka mezery mezi tělesem rozváděče a šoupátkem, η [Pa·s] dynamická viskozita kapaliny, l [m] délka mezery a Δp [Pa] je tlakový spád (rozdíl tlaků) způsobující průtok mezerou.

Snížení průsaků šoupátkového rozváděče může být dosaženo zvětšením délky mezery l , tzv. překrytím šířky šoupátka vůči šířce komory. Obecně jsou možné tři způsoby překrytí šoupátek rozváděčů – pozitivní, neutrální a negativní překrytí, viz Obr. 7.18 [20].



Obr. 7.18 Způsoby překrytí šoupátek rozváděčů

a – pozitivní překrytí, b – nulové překrytí, c – negativní překrytí

Pozitivní překrytí vykazuje nejmenší průsaky v neutrální (střední) poloze. Při přestavování šoupátka ovšem mohou vznikat tlakové rázy (špičky). To je způsobeno větší délkou části šoupátka překrývající drážku v tělese rozváděče. Tento jev lze eliminovat zkosením hran šoupátka, případně trojúhelníkovými drážkami v řídicích hranách šoupátka. Délka překrytí závisí na velikosti rozváděče a zdvihu šoupátka. Velikost rozváděče je definována jeho jmenovitým průtokem a zdvih šoupátka závisí na použitém typu ovládání. Například u elektrického ovládání je zdvih šoupátka omezen zdvihem kotvy elektromagnetu. Pozitivní překrytí se obvykle používá u šoupátkových rozváděčů s uzavřeným středem.

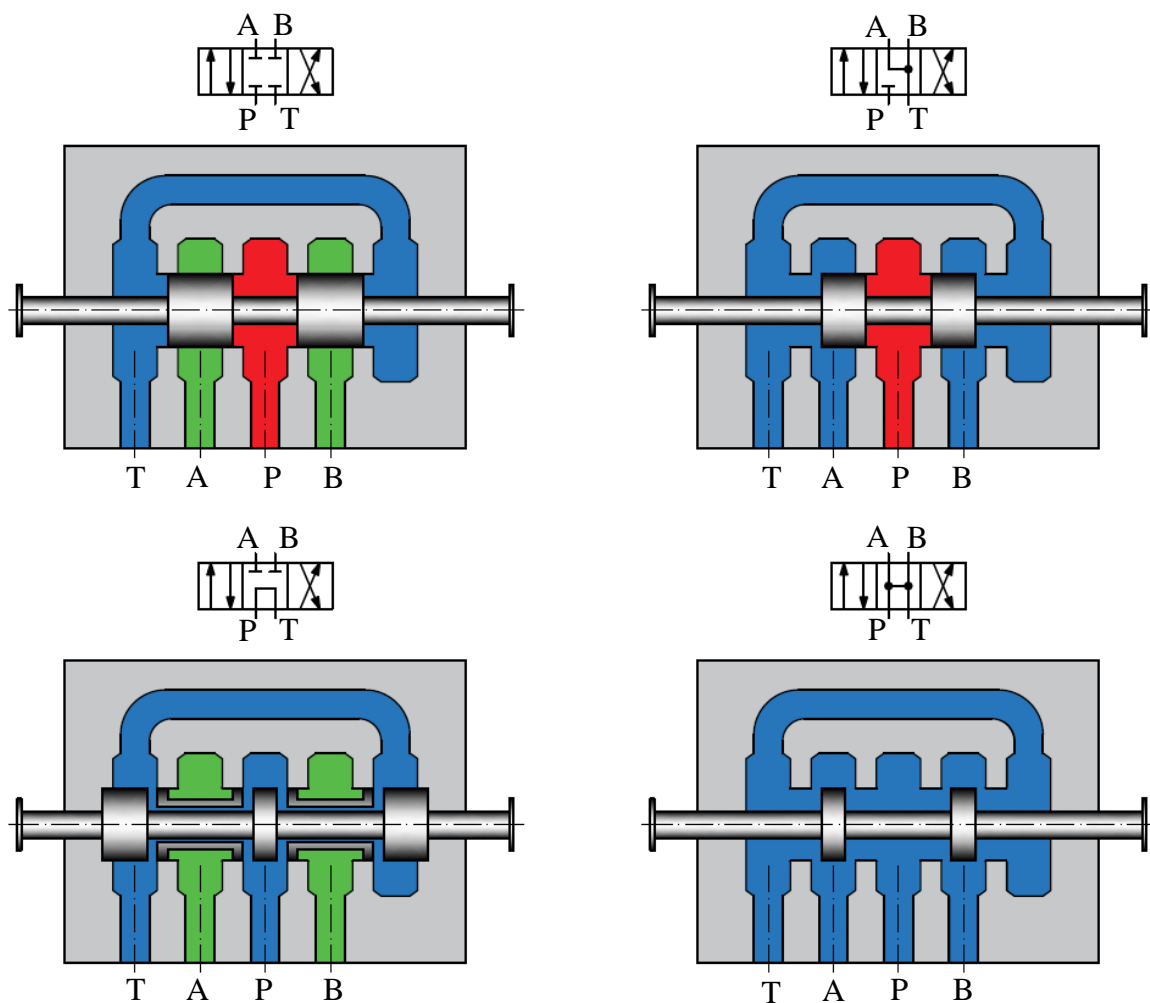
V případě nulového překrytí šoupátka sice nevznikají při přestavování rozváděče tak výrazné tlakové rázy (špičky), ovšem průsaky v neutrální poloze jsou vyšší. Navíc je tohle

konstrukční řešení náročnější na přesnost výroby a používá se prakticky pouze u proporčních ventilů a servoventilů.

U negativního překrytí je menší délka části šoupátka překrývající drážku v tělese rozváděče. Tohle překrytí eliminuje tlakové špičky při přestavení rozváděče.

Z principu funkce šoupátkových rozváděčů a konstrukčního uspořádání šoupátka v tělese je zřejmé, že tyto rozváděče budou vždy vykazovat netěsnosti, a to i v případě kdy jsou všechny cesty rozváděče uzavřené (jako je tomu např. u střední polohy rozváděče uvedeného na Obr. 7.17).

Pouhou změnou konstrukčního provedení válcového šoupátka, vloženého do stejného tělesa rozváděče lze dosáhnout různých propojení cest rozváděče. Nejčastěji používané šoupátkové rozváděče a jejich možné konstrukční řešení tvaru šoupátek jsou znázorněny na Obr. 7.19.

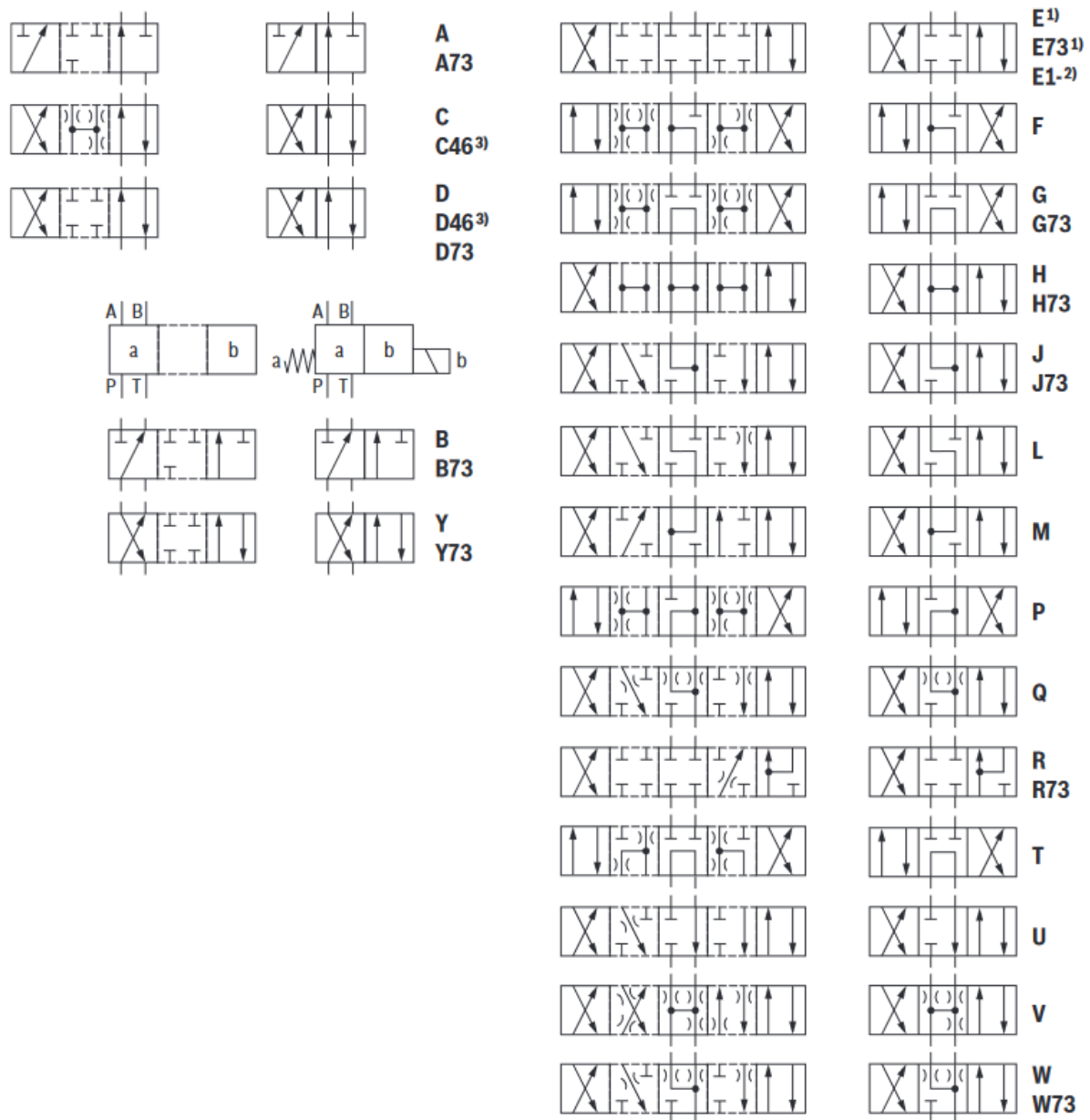


Obr. 7.19 Různé tvary šoupátek rozváděčů, značka a šoupátko typu „E“ (vlevo nahoře), značka a šoupátko typu „J“ (vpravo nahoře), značka a šoupátko typu „G“ (vlevo dole), značka a šoupátko typu „H“ (vpravo dole)

Označení typů šoupátek rozváděčů se liší u jednotlivých výrobců, nicméně zavedené (časté) je značení pomocí velkých písmen. Na Obr. 7.19 nahoře jsou uvedeny značky a tvary šoupátek

rozdávěče s uzavřeným středem typu „E“ a typu „J“. Na stejném obrázku dole jsou značky a tvary šoupátek rozváděče s tzv. otevřeným středem typu „G“ a typu „H“. U rozváděče s otevřeným středem, je v neutrální poloze přívod P od hydrogenerátoru propojen s odpadem (kanálem T).

Možných kombinací vnitřního propojení cest rozváděče je velké množství, na Obr. 7.20 je uveden příklad z katalogového listu rozváděče 4WE6J6X firmy Bosch Rexroth.



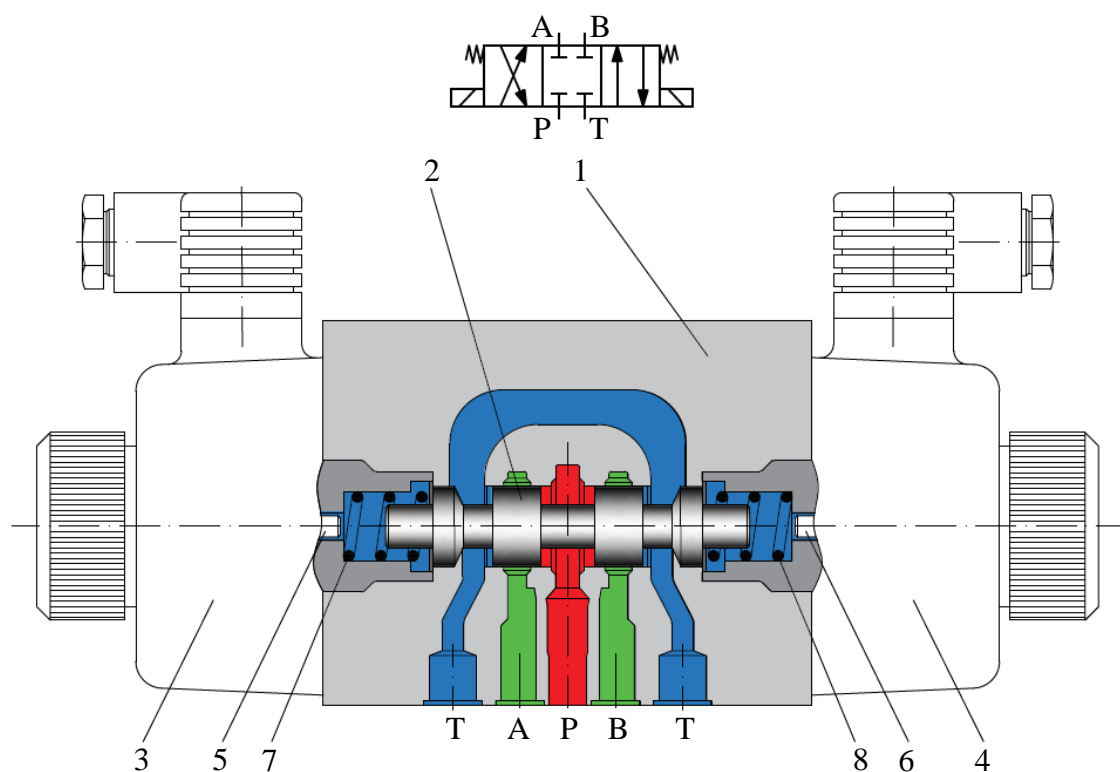
Obr. 7.20 Příklad možných provedení rozváděče 4WE6J6X firmy Bosch Rexroth [58]

Šoupátkové rozváděče mohou být přímo ovládané (jednostupňové), nebo nepřímě ovládané (dvoustupňové). Přímě ovládané rozváděče se vyrábějí do světlosti 10 mm, pro průtoky do cca $160 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a tlaky 35 MPa. Ovládání je obvykle mechanické (manuální), nebo elektrické pomocí elektromagnetů. Příklad jednostupňového elektricky ovládaného šoupátkového rozváděče je uveden na Obr. 7.21 [29]. Jedná se o rozváděč s uzavřeným středem, v základní poloze je vstup P uzavřen. Přivedením řídicího signálu na levý ovládací elektromagnet 3 dojde

k vysunutí kotvy 5 tohoto elektromagnetu a přestavení rozváděče do levé polohy (šoupátko 2 se posune doprava proti pružině 8). Rozváděč v této poloze setrvá po dobu, kdy bude řídicí signál (elektrický proud) na elektromagnetu aktivní. Změnou polohy šoupátka dojde k propojení cest rozváděče, což umožní průtok kapaliny přes rozváděč ve směru (P → B) a současně (A → T).

Po přerušení řídicího signálu na elektromagnetu 3 dojde vlivem síly v pružině 8 k posunutí šoupátka rozváděče doleva. Rozváděč se vrátí zpět do střední polohy.

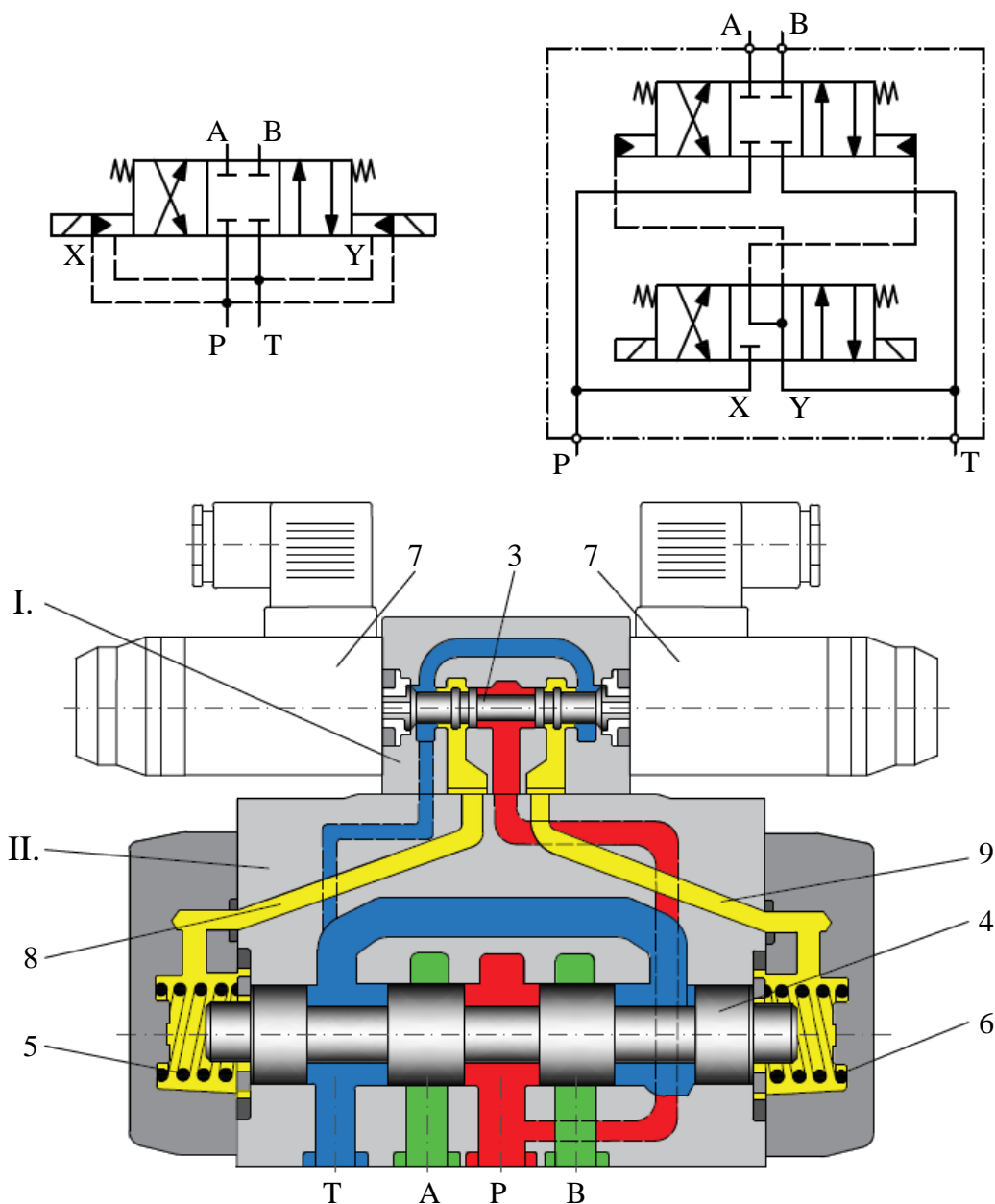
Přivedením řídicího signálu na pravý ovládací elektromagnet 4 dojde k přestavení rozváděče do pravé polohy (šoupátko 2 se posune doleva proti pružině 7). Tímto dojde k propojení cest rozváděče ve směru (P → A) a současně (B → T).



Obr. 7.21 Jednostupňový 4/3 šoupátkový rozváděč ovládaný elektromagnety

1 – těleso rozváděče, 2 – šoupátko, 3 a 4 – ovládací elektromagnety, 5 a 6 – kotva elektromagnetu, 7 a 8 - pružiny

U rozváděčů větších světlostí jsou pro změnu polohy šoupátka nutné větší přestavovací síly. V těchto případech se používají dvoustupňové nepřímě ovládané šoupátkové rozváděče. První stupeň ovládaní se skládá z řídicího rozváděče menší světlosti, jehož ovládaní bývá mechanické, nebo elektrické. Druhý výkonový stupeň rozváděče je složen z šoupátka větší světlosti a je ovládán hydraulicky (nebo pneumaticky). Dvoustupňové šoupátkové rozváděče se běžně vyrábějí pro průtoky $1100 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Příklad elektrohydraulicky ovládaného dvoustupňového šoupátkového rozváděče je uveden na Obr. 7.22 [11]. Rozváděč má uzavřený střed, tlakový přívod P je v základní poloze výkonového rozváděče uzavřen.

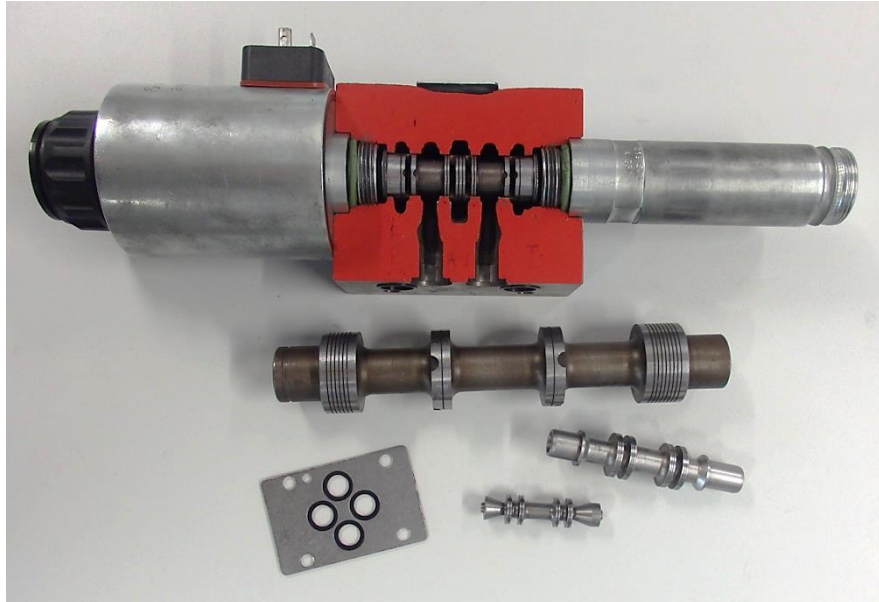


Obr. 7.22 Dvoustupňový (nepřímě řízený) elektrohydraulicky ovládaný 4/3 šoupátkový rozváděč

I – řídicí rozváděč (první stupeň), II – výkonový rozváděč (druhý stupeň), 3 – šoupátko řídicího rozváděče, 4 – šoupátko výkonového rozváděče, 5 a 6 – pružiny výkonového rozváděče, 7 ovládací elektromagnety řídicího stupně, 8 a 9 hydraulické ovládání výkonového stupně

Přivedením signálu na levý elektromagnet 7 řídicího rozváděče dojde k posunutí jeho šoupátka 3 směrem doprava. To umožní průtok kapaliny řídicím rozváděčem do prostoru 9 hydraulického ovládání výkonového rozváděče. Tlak kapaliny působící na pravé čelo šoupátka 4 zajistí posunutí tohoto šoupátka směrem doleva. Tímto dojde ke změně propojení cest výkonového rozváděče a kapalina může proudit přes rozváděč ve směru (P → A) a současně

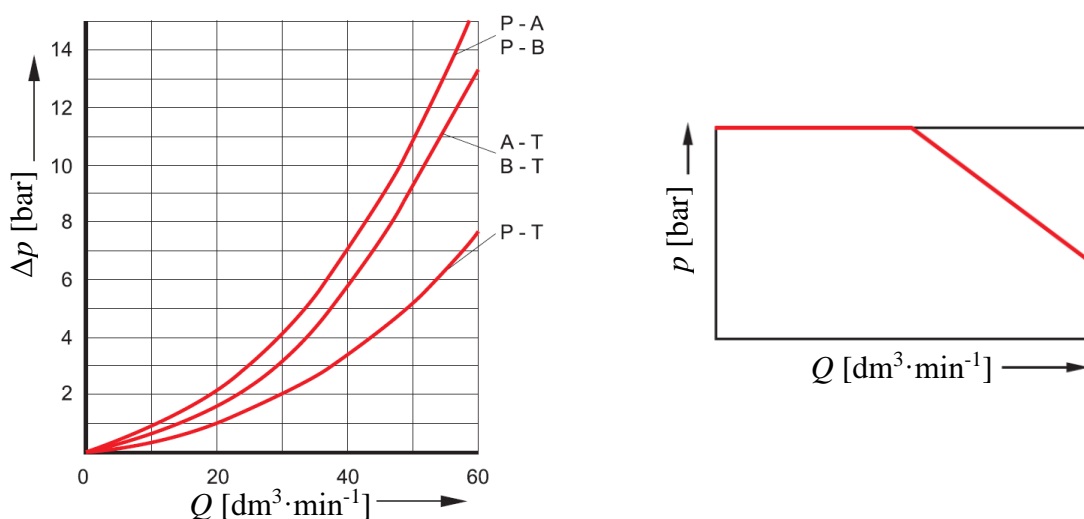
(B → T). Na Obr. 7.22 (vpravo nahoře) je uvedeno podrobné schéma zapojení tohoto rozváděče a (vlevo nahoře) je jeho zjednodušená značka. Přívod tlaku pro pilotní ventil může být buď interní ze vstupu P, nebo externí (vstup X). Odpadní kapalina může být vedena interně do T, nebo externě (vstup Y).



Obr. 7.23 Příklad šoupátkového rozváděče v řezu a různé provedení šoupátek

Statické charakteristiky

Statické charakteristiky rozváděčů jsou běžně uváděny v produktových katalozích výrobců. Na Obr. 7.24 (vlevo) je uvedena statická $\Delta p - Q$. Tato charakteristika je závislá na viskozitě kapaliny, určuje se experimentálně, přičemž jednotlivé křivky odpovídají různému propojení cest rozváděče. Tlakový spád Δp představuje tlakovou ztrátu odpovídající danému průtoku přes rozváděč. Při stanovení tlakové ztráty rozváděče je nutné mít na paměti, že ve většině případů proudí kapaliny přes rozváděč v obou směrech (např. z P → A a současně z B → T u 4/3 rozváděče).



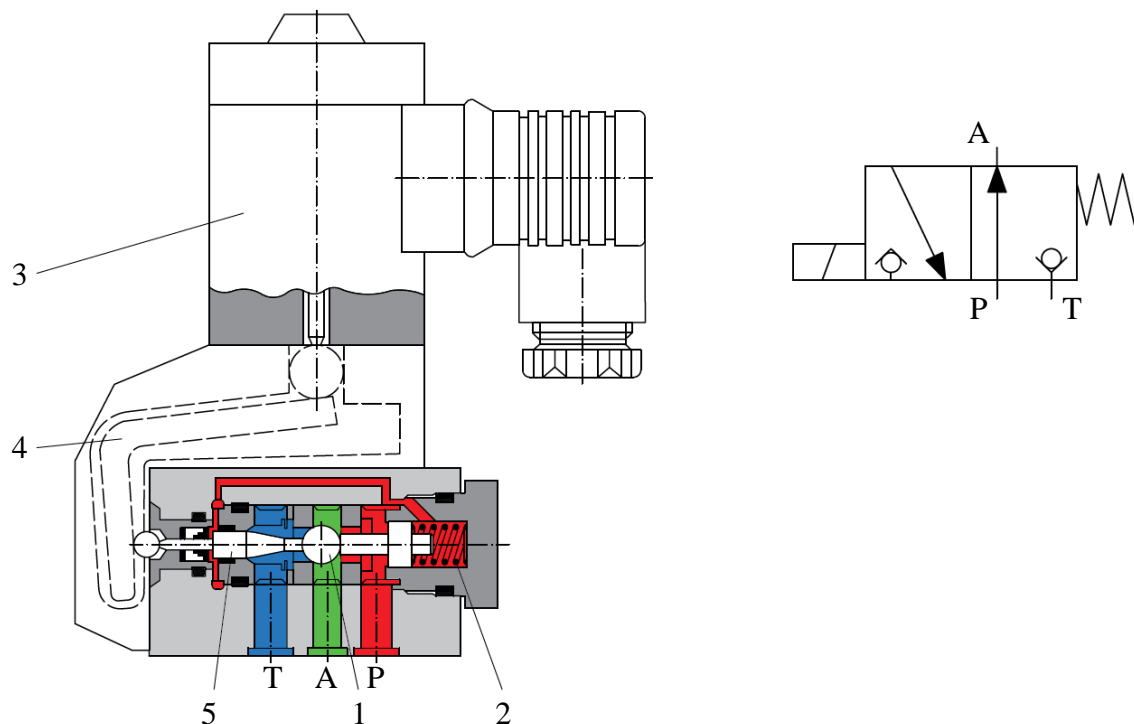
Obr. 7.24 Statická $\Delta p - Q$ charakteristika rozváděče (vlevo), statická $p - Q$ charakteristika rozváděče (vpravo) [11]

Na Obr. 7.24 (vpravo) je zobrazena statická $p - Q$ charakteristika rozváděče. Jedná se o výkonovou charakteristiku, v tomto případě tlak p je pracovní tlak v systému. Uvedená křivka představuje výkonové omezení pracovních parametrů (tlaku a průtoku) rozváděče. Důvodem omezení jsou zejména tlakové a hydrodynamické síly, působící na šoupátko rozváděče při průtoku kapaliny [5], jejichž hodnoty jsou již tak velké, že je síla elektromagnetu nedokáže překonat. Výkonové omezení slouží pro lepší orientaci při volbě rozváděče.

7.5.2 Sedlové rozváděče

Druhou konstrukční skupinou rozváděčů jsou sedlové rozváděče. Pohyblivým prvkem pro hrzení průtoku v tělese rozváděče je kulička nebo kuželka, které dosedají do sedla rozváděče. Sedlová konstrukce rozváděčů na rozdíl od šoupátkové konstrukce zajišťuje těsnost pro určité směry průtoku.

Příklad sedlového rozváděče s kuličkou je uveden na Obr. 7.25 [30]. Jedná se o 3/2 třicestný dvupolohový rozváděč ovládaný elektromagnetem. V základní poloze je kulička 1 tlačena silou pružiny 2 do levého sedla rozváděče. Tlakový vstup P je propojen s výstupem A, přičemž výstup T rozváděče je uzavřen bez průsaků. Kapalína může proudit pouze ve směru (P → A).



Obr. 7.25 Sedlový rozváděč s kuličkou, ovládaný elektromagnetem

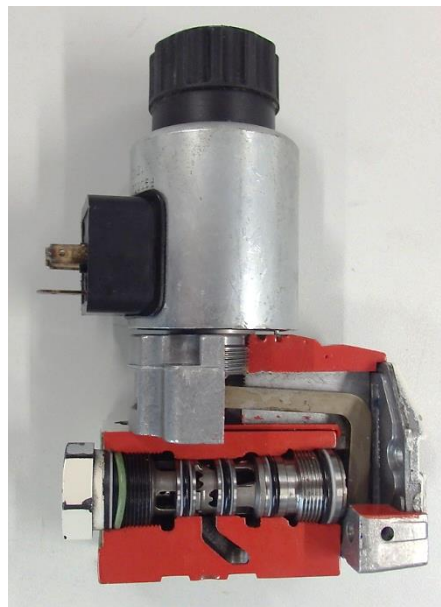
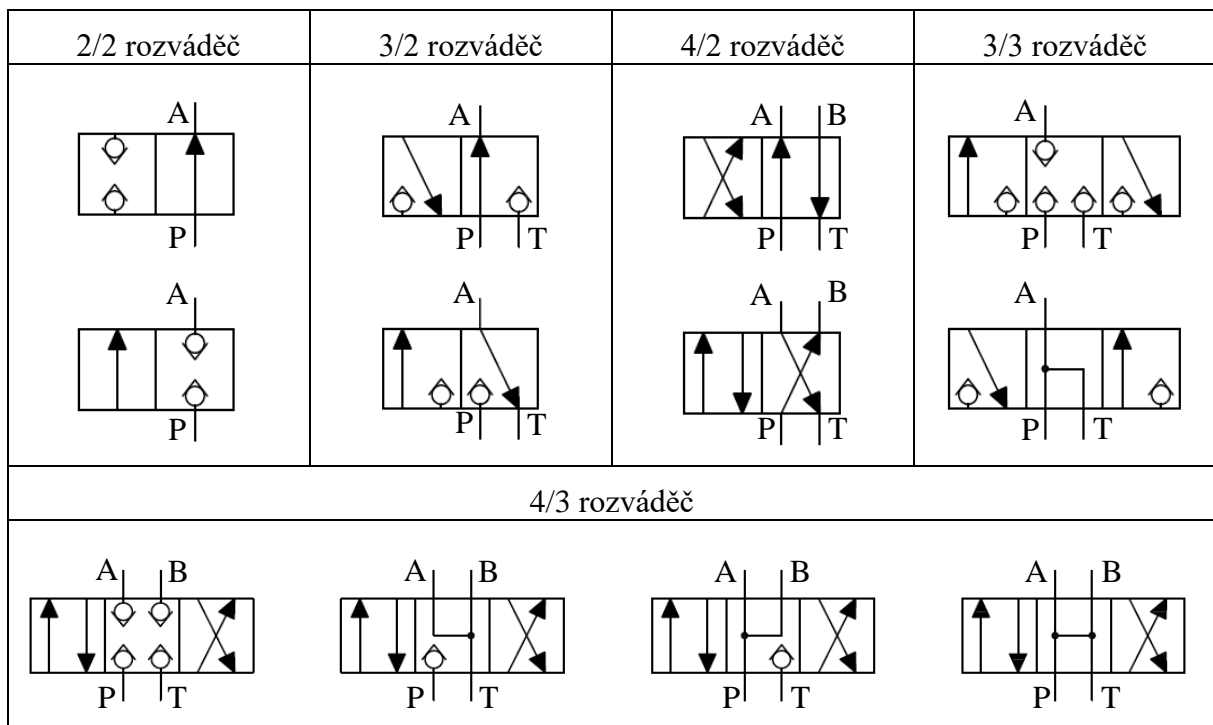
1 – kulička, 2 – pružina, 3 – elektromagnet, 4 – páka, 5 - píst

Po přivedení řídicího signálu na elektromagnet 3 tento působí silou na páku 4, která ovládá píst 5 proti síle pružiny. Kulička se přesune do pravého sedla rozváděče a uzavře vstup P. Zároveň dojde k propojení kanálů A a T. V tomto případě kapalina proudí přes rozváděč ve směru z A → T.

Sedlové rozváděče se vyrábějí v jednostupňovém i dvoustupňovém provedení. Jednostupňové rozváděče jsou obvykle ovládané elektromagnety, používají se pouze pro malé průtoky do $36 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, ale pro vysoké tlaky až 63 MPa. Dvoustupňové provedení sedlových rozváděčů bývá ovládáno elektrohydraulicky, s použitím pro průtoky až $4000 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a tlaky do 50 MPa.

Možné provedení sedlových rozváděčů je uvedeno v Tab 7.3. Uzavření cesty sedlového rozváděče se v grafické značce značí symbolem kuličky dosedající do sedla.

Tab 7.3 Různé provedení sedlových rozváděčů



Obr. 7.26 Příklad možného provedení sedlového rozváděče v řezu

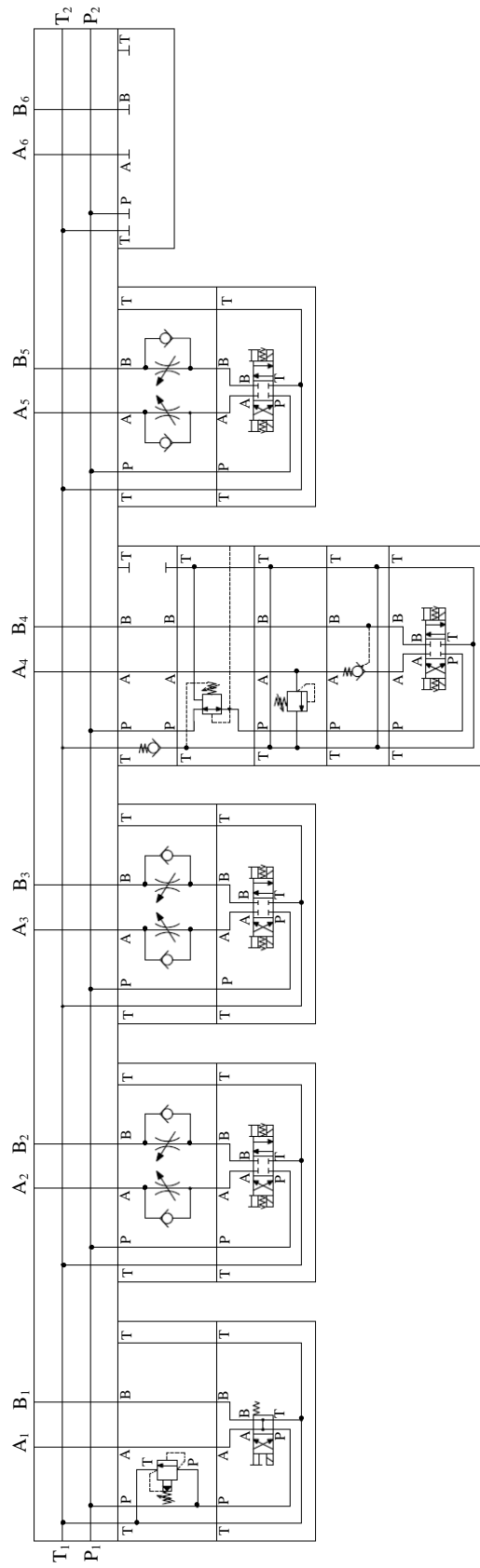
7.5.3 Skupinové šoupátkové rozváděče

Jedná se o sekční a monoblokové rozváděče. V případě skupinového sekčního rozváděče Obr. 7.27 je rozváděč složen z více jednotlivých sekcí. Součástí sekce mohou být i další hydraulické prvky např. tlakové ventily, škrticí ventily apod.



Obr. 7.27 Skupinový tří sekční rozváděč Bucher Hydraulic [59]

Na Obr. 7.28 je uveden příklad obvodu s modulovou zástavbou 5-ti sekčního rozváděče pro použití s neregulačním hydrogenerátorem. První sekce zleva je odlehčovací s centrálním pojistným ventilem, další dvě sekce obsahují pouze 4/3 rozváděč se škrticím ventilem za účelem změny rychlosti pohybu. Čtvrtá sekce slouží pro pohon lineárního hydromotoru s požadavkem na snížení vstupního tlaku včetně uzamčení tlaku v kanálu A s funkcí jištění proti přetlaku. Pátá sekce má totožnou funkci jako sekce 2. a 3. Poslední sekce rozváděče obsahuje závěrnou desku – tzv. volná sekce.



Obr. 7.28 Hydraulický ventilový 5-ti sekční blok pro použití s neregulačním hydrogenerátorem

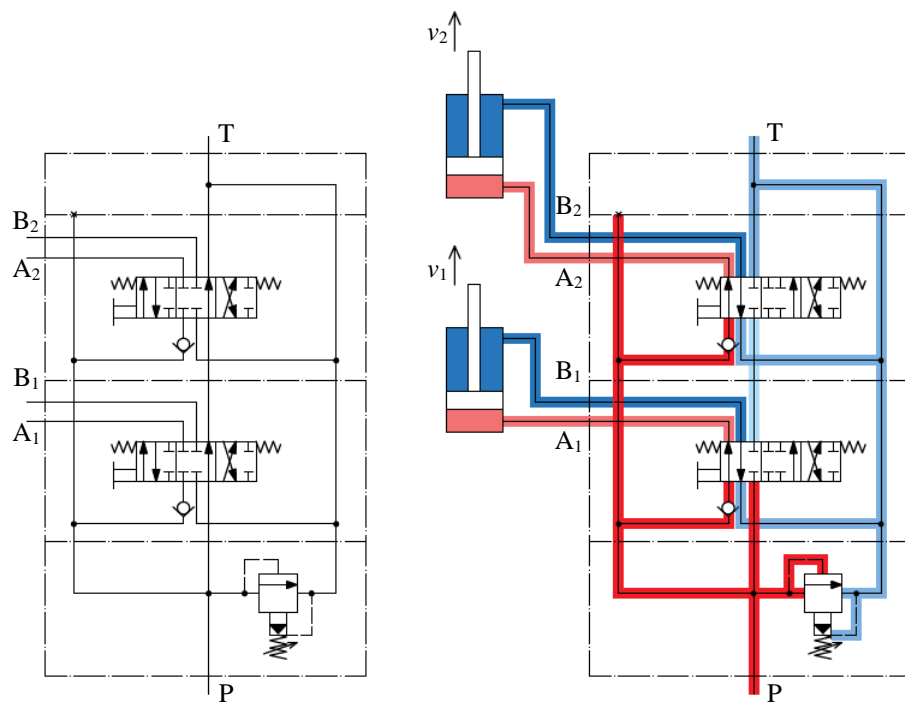
Monoblokové skupinové rozváděče mají jediné těleso, v němž jsou zabudované šoupátka a ovládací prvky jednotlivých rozváděčů. Příklad monoblokového skupinového rozváděče výrobce Bosch Rexroth je uveden na Obr. 7.29.



Obr. 7.29 Monoblokový mobilní rozváděč M0-40 Bosch Rexroth

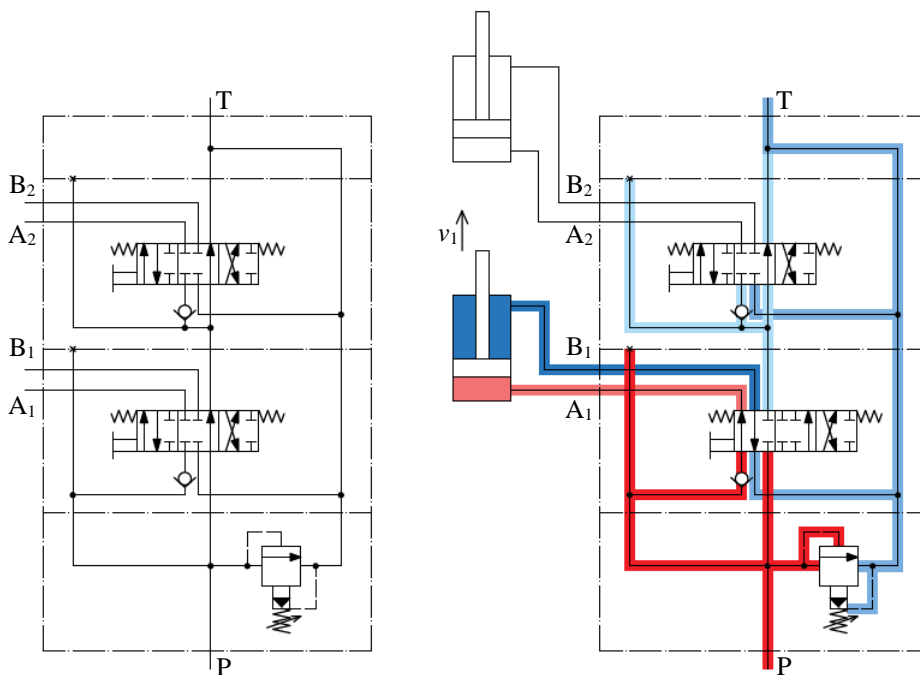
Uspořádání skupinových rozváděčů může být sériové, paralelní nebo tandemové a je dáno propojením dvou sousedních prvků. Na Obr. 7.30 je uveden příklad paralelního uspořádání prvků. U paralelního uspořádání může každý spotřebič (hydromotor) připojený k výstupům A a B pracovat samostatně. Při současné činnosti více spotřebičů se průtok kapaliny dělí v závislosti na jejich odporech. Pojistný ventil slouží pro omezení maximálního tlaku. Jednosměrné ventily na vstupu do jednotlivých sekcí rozváděče zamezují poklesu zátěže, při současné činnosti více spotřebičů.

Na Obr. 7.30 (vpravo) je naznačeno propojení obvodu, kdy jsou současně aktivovány levé polohy obou rozváděčů a tlaková kapalina je přiváděna na vstupy obou hydromotorů.



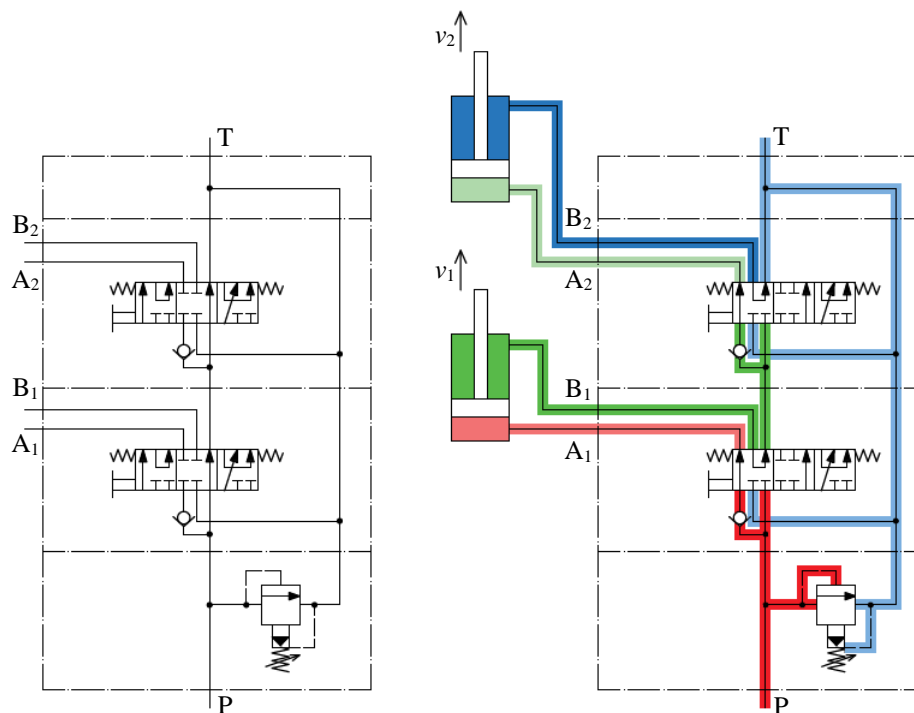
Obr. 7.30 Paralelní uspořádání skupinových rozváděčů s otevřeným středem

Tandemové uspořádání Obr. 7.31 umožňuje činnost pouze jednotlivých spotřebičů samostatně. Současná činnost více spotřebičů není možná, protože při přestavení jednoho rozváděče dojde k přerušení přívodu kapaliny z tlakové větve P u rozváděčů připojených za ním (což je znázorněno na obrázku vpravo).



Obr. 7.31 Tandemové uspořádání skupinových rozváděčů s otevřeným středem

Sériové uspořádání Obr. 7.32 umožňuje činnost jednotlivých spotřebičů samostatně i současnou činnost více spotřebičů. Při současné činnosti se ovšem počítá tlakový účinek připojených spotřebičů. Odtok kapaliny je veden jedním společným kanálem T.

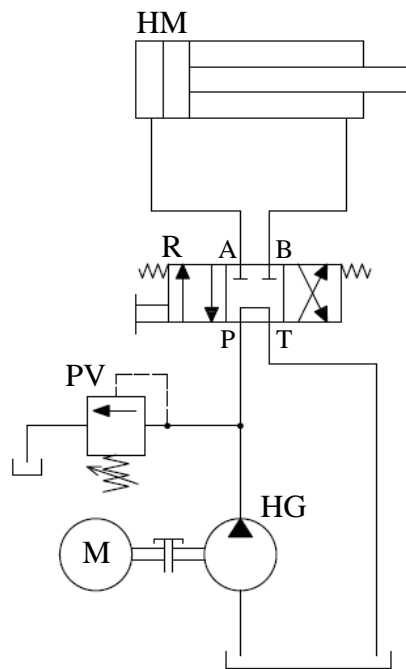


Obr. 7.32 Sériové uspořádání skupinových rozváděčů s otevřeným středem

Vzhledem ke kompaktnosti a malým rozměrům se skupinové rozváděče používají především u mobilních strojů (v mobilní hydraulice).

7.5.4 Použití rozváděčů v obvodech

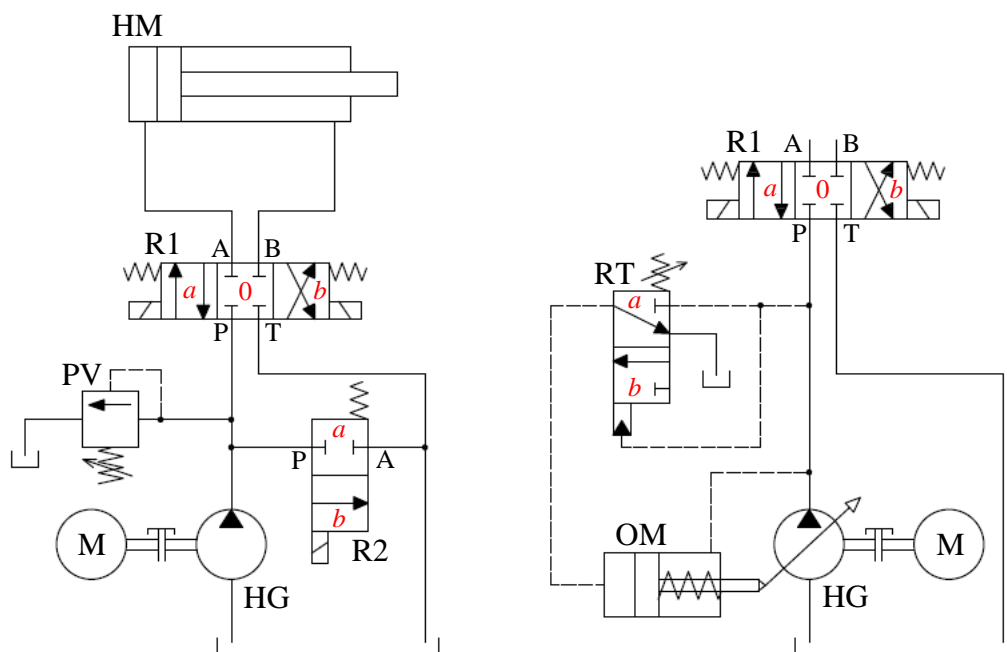
Rozváděče obvykle používáme pro řízení směru pohybu hydromotoru. Rozváděč s otevřeným středem Obr. 7.33 se používá v kombinaci se zdrojem konstantního průtoku. V základní poloze rozváděče R jsou propojeny cesty P a T. Kapalina z hydrogenerátoru HG proudí přes rozváděč do nádrže a hydrogenerátor je odlehčen. Po přestavení rozváděče do jedné z krajních poloh je průtok z hydrogenerátoru přiveden do hydromotoru HM, který je připojen mezi výstupy A a B. Pojistný ventil PV slouží k omezení maximálního tlaku v systému.



Obr. 7.33 Příklad použití rozváděče s otevřeným středem

R – rozváděč, HG – hydrogenerátor, HM – hydromotor, PV – pojistný ventil

V případě použití rozváděče s uzavřeným středem Obr. 7.34 (vlevo), je v základní poloze rozváděče R1 přívod od hydrogenerátoru HG uzavřen. V době nečinnosti hydromotoru HM by vlivem nárůstu tlaku za hydrogenerátorem došlo k otevření pojistného ventilu PV a kapalina by protékala přes pojistný ventil zpět do nádrže. Tlak na výstupu z hydrogenerátoru by odpovídal maximálnímu tlaku v systému (nastavenému na pojistném ventilu) a docházelo by ke značnému maření energie. Je tedy vhodné v době nečinnosti hydromotoru hydrogenerátor odlehčit. To je možné např. použitím odlehčovacího rozváděče R2. Po dobu, kdy je aktivní střední poloha hlavního rozváděče R1, je přiváděn ovládací signál na elektromagnet rozváděče R2, který je přestaven do polohy b. Kapalina z hydrogenerátoru proudí přes rozváděč R2 do nádrže, přičemž tlak na výstupu z hydrogenerátoru je pouze tak vysoký, aby překonal odpor proti proudění kapaliny. Hydrogenerátor je odlehčen. Po přivedení signálu na jeden z ovládacích elektromagnetů rozváděče R1 dojde k přerušení ovládacího signálu na rozváděči R2 a působením síly pružiny se tento rozváděč přestaví do polohy a. Kapalina proudí přes rozváděč R1 do hydromotoru.

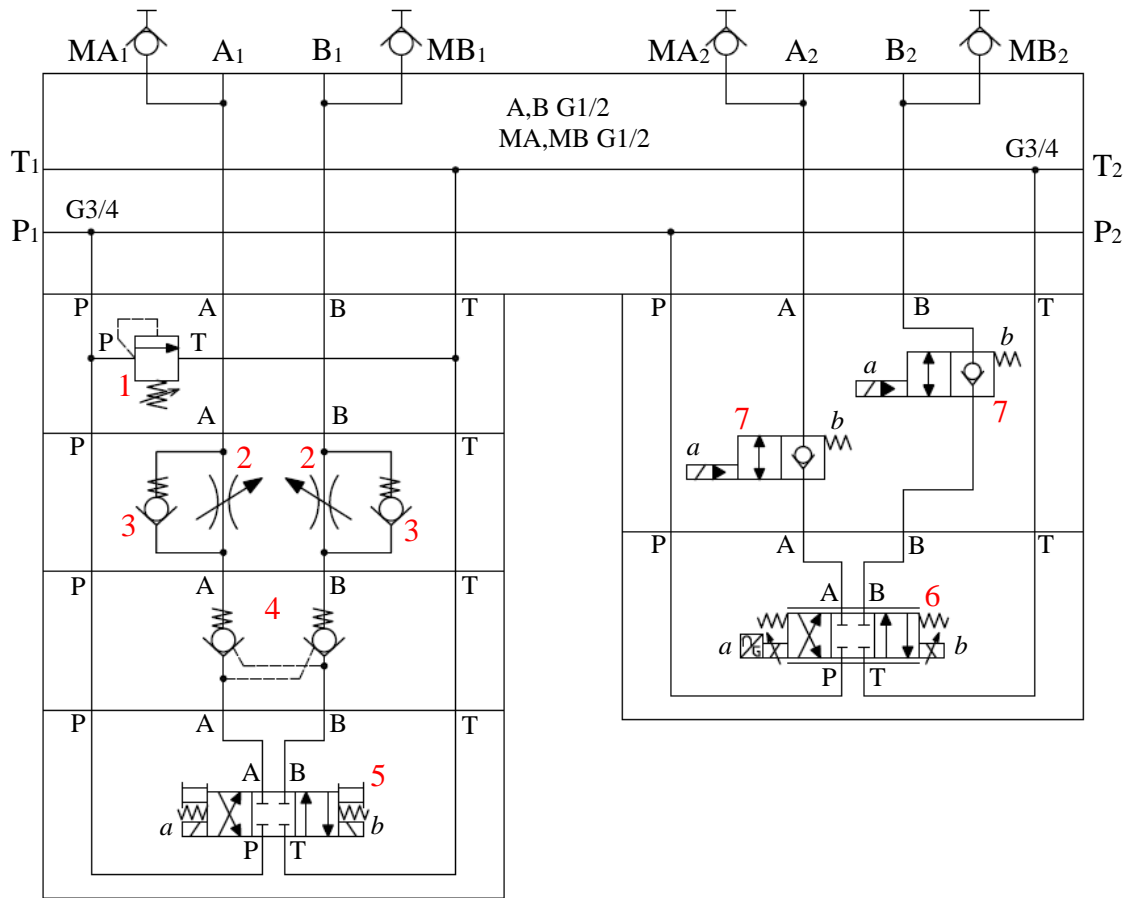


Obr. 7.34 Příklad použití rozváděče s uzavřeným středem, obvod s odlehčovacím rozváděčem (vlevo), obvod s hydrogenerátorem s regulací na konstantní tlak (vpravo)

R1 – hlavní rozváděč, R2 – odlehčovací rozváděč, HG – hydrogenerátor, HM – hydromotor, PV – pojistný ventil, RT – regulátor tlaku, OM – ovládací mechanismus hydrogenerátoru

Další možností použití rozváděče s uzavřeným středem je v kombinaci se zdrojem konstantního tlaku. Na Obr. 7.34 (vpravo) je příklad takového zapojení. V obvodu je umístěn hydrogenerátor HG s regulací na konstantní tlak. Regulátor tlaku RT je znázorněn jako 3/2 rozváděč. Maximální (konstantní) tlak v systému se nastavuje pomocí předpětí pružiny tohoto regulátoru. Pokud je hlavní rozváděč R1 ve střední poloze (přívod P od hydrogenerátoru je uzavřen), tlak kapaliny přestaví šoupátko regulátoru tlaku RT do polohy b. Tlak v prostoru pístu ovládacího mechanismu OM hydrogenerátoru vzroste a geometrický objem hydrogenerátoru se sníží na nulovou hodnotu. Hydrogenerátor nedodává do systému další průtok kapaliny až do doby, než dojde přestavení rozváděče R1.

Na Obr. 7.35 je uvedena dvou sekční modulová zástavba pro manipulaci s přímočarými hydromotory. Levá sekce obsahuje centrální tlakový pojistný ventil 1, škrticí ventily 2 pro nastavení rychlosti pohybu přímočarého hydromotoru a hydraulicky zámek 4 pro uzamčení polohy pístnice hydromotoru. Modulová zástavba je uzavřena 4/3 rozváděčem 5. Pravá sekce slouží k ovládání přímočarého hydromotoru pomocí proporcionálního 4/3 rozváděče 6, kde v pracovní větvi A a B jsou implementované nepřímě řízené sedlové ventily 7, za účelem uzamčení tlaku (polohy) přímočarého hydromotoru.



Obr. 7.35 Příklad použití rozváděčů s uzavřeným středem pro obvod s hydrogenerátorem s regulací na konstantní tlak

1 – pojistný ventil, 2 – škrtecí ventily, 3 – jednosměrné ventily, 4 – hydraulický zámek, 5 – rozváděč, 6 – proporční rozváděč, 7 – sedlové rozváděče

8. Prvky pro řízení velikosti průtoku

Obecně se jedná o prvky, které zvyšují odpor proti proudění tekutiny. Změna odporu je dosažena pomocí změny průtočné plochy. Zvýšení odporu se v hydraulickém obvodu projeví následnou změnou tlaku a vždy s sebou přináší i energetické ztráty. Průtočná plocha může být konstantní, pak hovoříme o clonách a tryskách, nebo proměnná, kterou reprezentují škrticí ventily, proporcionální rozváděče, nebo děliče průtoku. Při průtoku tekutiny přes průtočnou plochu (škrčení průtoku) dochází k přeměně části tlakové energie na energii tepelnou, a to má za následek obvykle nežádoucí oteplování kapaliny.

Prvky patřící do této skupiny lze popsat jako nelineární odpor proti pohybu. Průtok škrticím průřezem můžeme vypočítat ze vztahu:

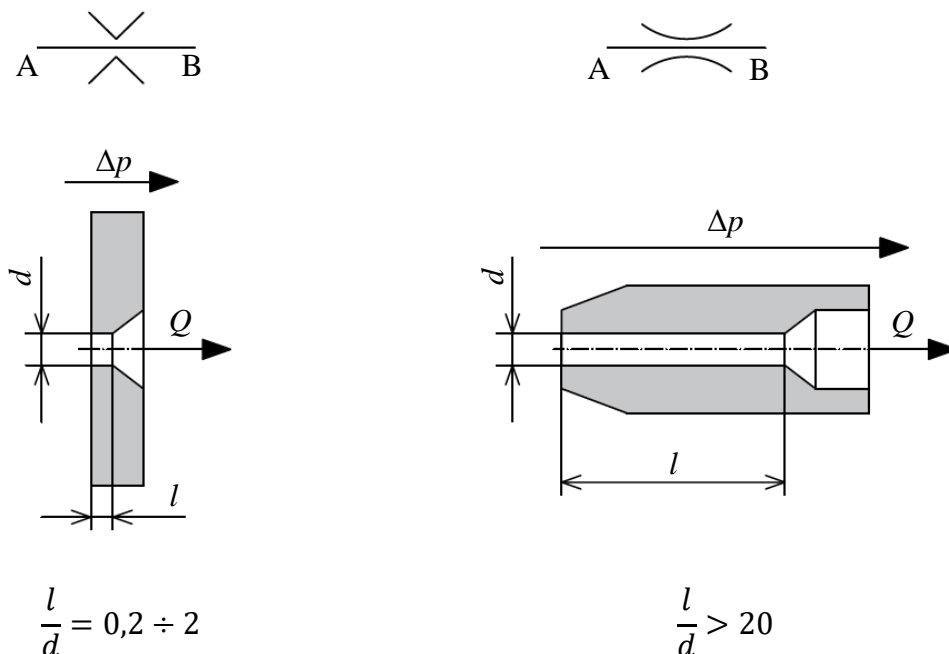
$$Q = \mu \cdot S_p \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}, \quad (8.1)$$

kde Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je objemový průtok, S_p [m^2] průtočná plocha, Δp [Pa] tlakový spád (rozdíl tlaků před a za prvkem), ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] hustota kapaliny a μ [-] je průtokový součinitel.

Velikost průtokového součinitele μ závisí na geometrii a tvaru hran průtočného průřezu, protitlaku za prvkem a Reynoldsově čísle (charakteru proudění). Obvykle se pohybuje v rozmezí $\mu = (0,6 \div 0,8)$.

8.1 Clony a trysky

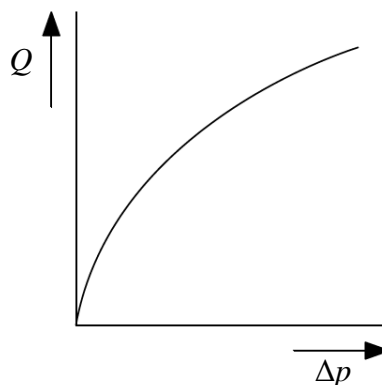
Patří mezi nejjednodušší prvky pro řízení velikosti průtoku. Vyznačují se konstantní průtočnou plochou a vytvářejí v hydraulickém systému konstantní odpor. Rozdíl mezi clonou Obr. 2.1 (vlevo) a tryskou Obr. 2.1 (vpravo), je dán rozdílem v poměru jejich délky a vnitřního průměru (světlosti) l/d .



Obr. 8.1 Průtočné prvky s konstantním odporem, clona (vlevo), tryska (vpravo)

Pomocí clon můžeme v hydraulických systémech vytvořit tlakový spád (udržovat konstantní průtok při konstantním tlakovém spádu), bývají využívány k tlumení tlakových špiček a jsou součástí jednoduchých hydraulických regulátorů např. u nepřímo řízených tlakových ventilů, nebo regulačních čerpadel. Trysky společně s klapkou, zastávají funkci mechanicko-hydraulického převodníku u servoventilů, nebo jsou používány u jiných řídicích prvků. Výše zmíněny poměr l/d definuje také závislost charakteristiky daného prvku na viskozitě kapaliny, a tedy i teplotě. Můžeme říct, že čím menší bude poměr l/d , tím menší bude i závislost na viskozitě, což se odráží také v grafické značce. Stejný předpoklad platí u dalších prvků určených pro řízení velikosti průtoku [3], [42].

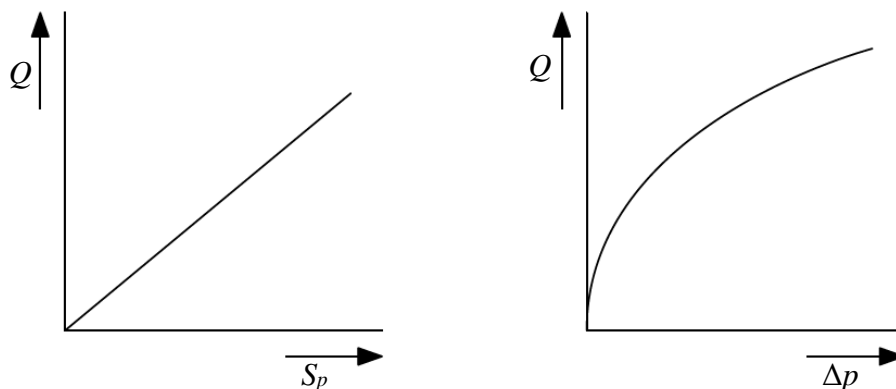
Závislost průtoku Q clonou (nebo tryskou) na tlakovém spádu Δp je naznačena na Obr. 8.2.



Obr. 8.2 Závislost průtoku Q clony nebo trysky na tlakovém spádu Δp

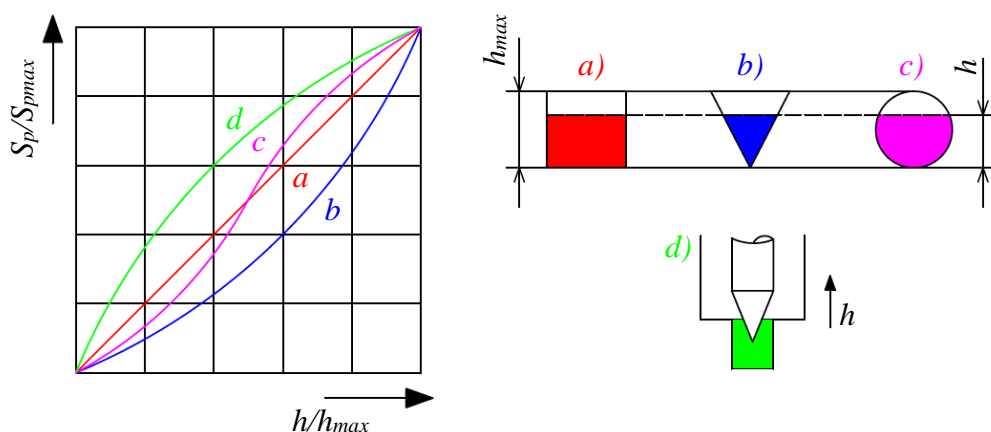
8.2 Škrticí ventily

U škrticích ventilů je možné plynule měnit odpor proti proudění tekutiny, to je realizováno změnou velikosti průtočné plochy S_p . Škrticí ventily se v obvodech obvykle používají pro řízení rychlosti (otáček) hydromotorů. Zatímco závislost průtoku Q na průtočném průřezu S_p je lineární, závislost na tlakovém spádu Δp je nelineární Obr. 8.3. Průtokový součinitel μ , je stejně jako u clon závislý na řadě faktorů a obvykle nabývá hodnot $\mu = (0,68 \div 0,78)$. Průtok škrticím ventilem lze vypočítat dle rovnice (8.1).



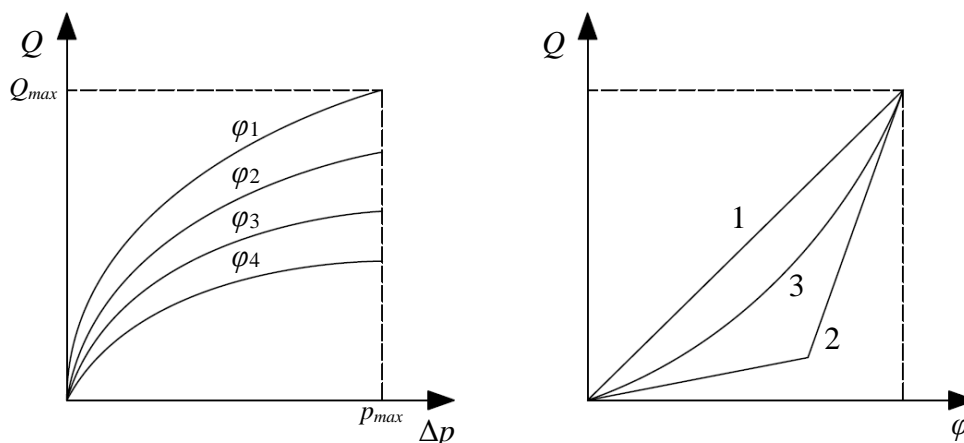
Obr. 8.3 Závislost průtoku Q škrticího ventilu na průtočném průřezu S_p a tlakovém spádu Δp

Velikost průtočné plochy škrticího ventilu závisí na jeho konstrukci a velikosti řídicího parametru h . Mezi základní konstrukce škrticích ventilů patří šoupátkový ventil s radiální drážkou, šoupátkový ventil s podélnou drážkou trojúhelníkového profilu, šoupátkový ventil s překrýváním kruhového otvoru a jehlový ventil. Změna řídicího parametru h může být docílena vyvozením rotačního, případně přímočarého pohybu na pohyblivé části ventilu. Závislost průtočné plochy S_p na řídicím parametru h pro různá provedení škrticího ventilu je uvedena na Obr. 8.4 [3], [11].



Obr. 8.4 Závislost průtočné plochy S_p na řídicím parametru h pro různá provedení škrticího ventilu

a) šoupátkový ventil s radiální drážkou, b) šoupátkový ventil s podélnou drážkou trojúhelníkového profilu, c) šoupátkový ventil s překrýváním kruhového otvoru, d) jehlový ventil



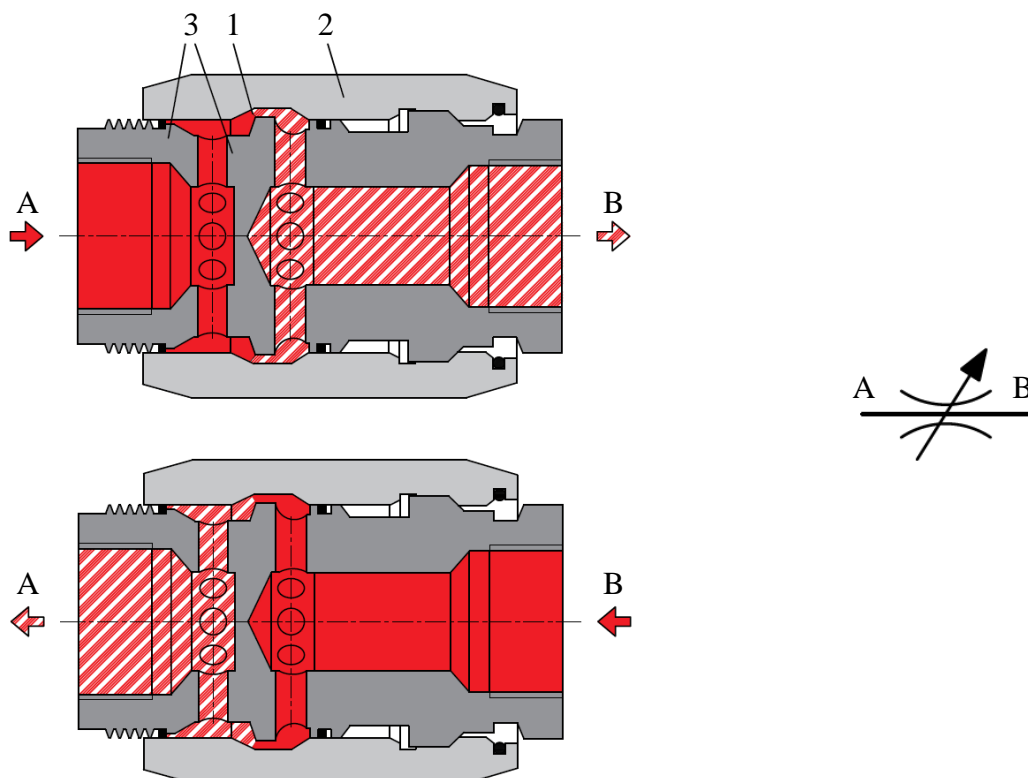
Obr. 8.5 Statické charakteristiky škrticích ventilů

1 – lineární, 2 – lomená, 3 – progresivní

Statické charakteristiky škrticích ventilů jsou uvedeny na Obr. 8.5. Závislost $Q = f(\Delta p)$ je vykreslena pro různé konstantní hodnoty poměrného otevření škrticího ventilu φ . Poměrné otevření ventilu je podíl aktuálního a maximálního otevření (řídicího parametru h).

$$\varphi = \frac{h}{h_{max}} \quad (8.2)$$

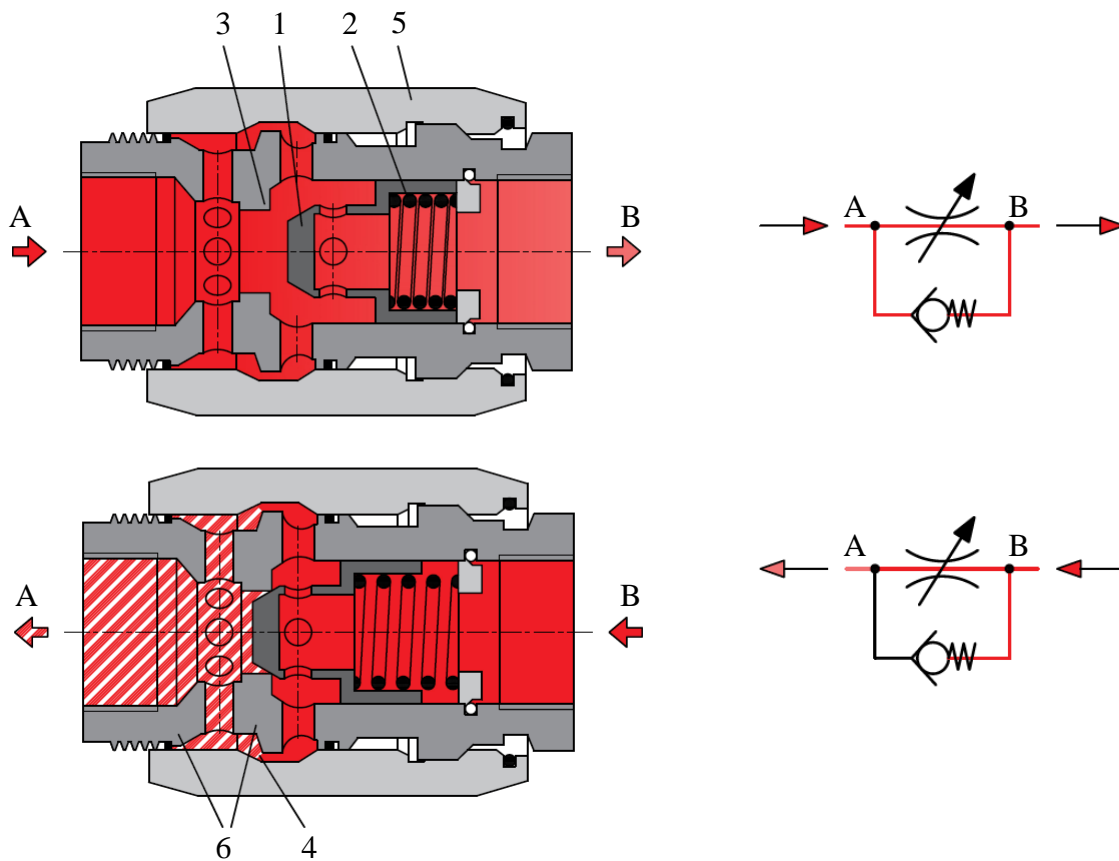
Konstrukčně se škrticí ventily vyrábějí buď k montáži přímo do potrubí Obr. 8.6 a Obr. 8.7, nebo k montáži na přípojovací desku, kostku Obr. 8.10. Škrticí ventil na Obr. 8.6 umožňuje škrtení průtoku v obou směrech proudění. Změna průtočné plochy ventilu 1 je způsobena rotačním pohybem tělesa 2, které vyvozuje přes závit přímočarý pohyb pohyblivé části ventilu 3. V praxi častěji používaný je škrticí ventil s paralelně řazeným zpětným ventilem, který zde slouží jako obtok v jednom směru proudění. Obr. 8.7 .



Obr. 8.6 Konstrukce škrticího ventilu pro montáž do potrubí

1 – průtočná plocha ventilu, 2 – těleso ventilu, 3 – pohyblivá část ventilu

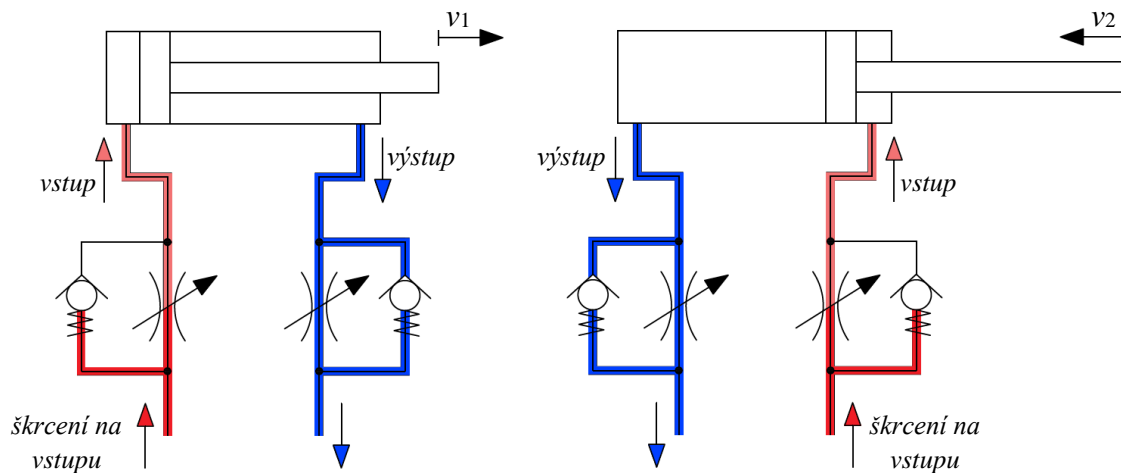
Z pohledu konstrukce je ventil obdobný jako v předchozím případě. Uvnitř škrticího ventilu je ovšem zabudován jednosměrný ventil, který vymezuje směr škrtení průtoku. V případě proudění kapaliny ve směru (z A do B) Obr. 8.7 (nahore), tlak kapaliny působí na plochu kuželky 1 jednosměrného ventilu, vyvodí tlakovou sílu, která je větší než síla pružiny 2 a kuželka se vysune ze sedla 3. V tomto směru průtoku kapalina proudí jak přes průtočnou plochu škrticího ventilu 4, tak přes jednosměrný ventil a nedochází k regulaci průtoku. V opačném směru proudění (z B do A) Obr. 8.7 (dole), kapalina tlačí kuželku 1 jednosměrného ventilu do sedla 2 a průtok je možný pouze po obvodu škrticího ventilu 4. V tomto směru dochází k regulaci průtoku. Jednosměrný ventil je v tomto případě paralelně umístěn ke škrticímu ventilu. Konstrukční provedení může být i bez pružiny u jednosměrného ventilu. Škrticí ventil s obtokem se používá pro řízení rychlosti nebo otáček hydromotoru pouze v jednom směru.



Obr. 8.7 Škrticí ventil s obtokem (jednosměrným ventilem)

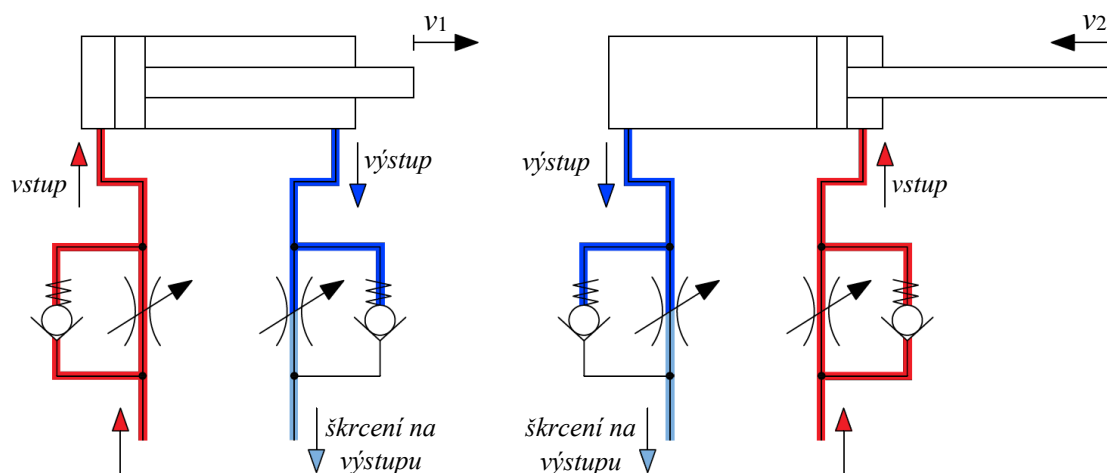
1 – kuželka jednosměrného ventilu, 2 – pružina, 3 – sedlo, 4 – průtočná plocha škrticího ventilu, 5 – těleso ventilu, 6 – pohyblivá část škrticího ventilu

Podle orientace jednosměrného ventilu rozlišujeme škrcení na vstupu kapaliny do pracovních prostorů motoru Obr. 8.8 a výstupu z motoru Obr. 8.9.



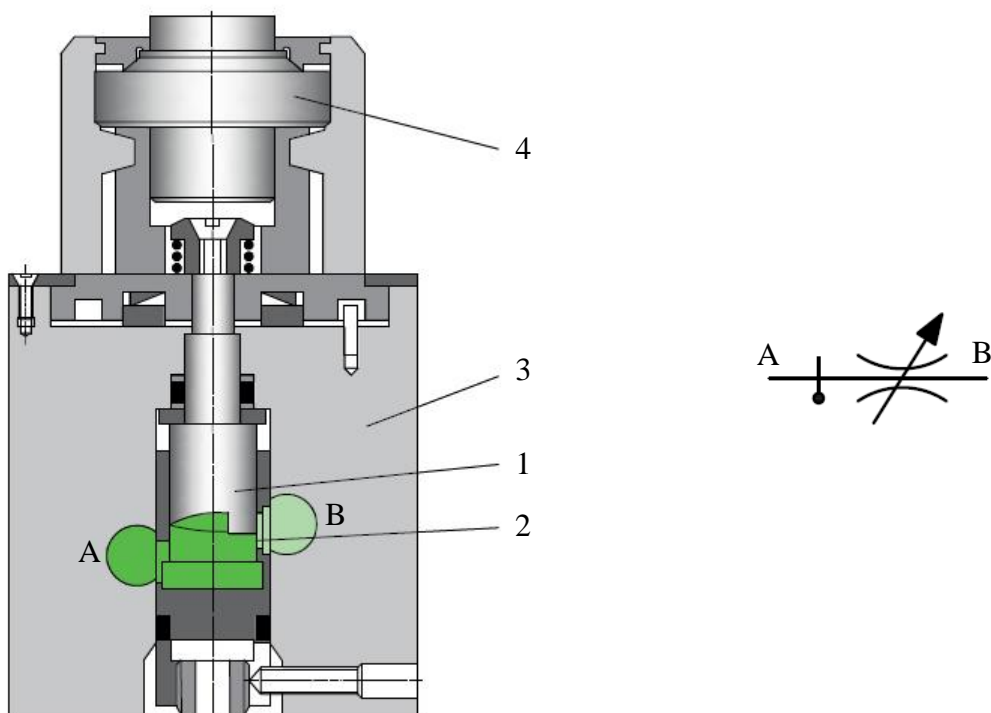
Obr. 8.8 Zapojení škrticích ventilů, škrcení na vstupu do hydromotoru

Škrčení na výstupu z motoru je častější. Vyznačuje se plynulejším rozběhem motoru a používá se v případech, kdy je potřeba manipulace s hmotnou zátěží motoru pracujícího v dynamickém režimu. Nevýhodou tohoto zapojení je nebezpečí multiplikace tlaku na straně pístnice přímočarého hydromotoru s diferenciálním pístem. U škrčení na vstupu nehrozí multiplikace tlaku kvůli umístění zpětných ventilů, menší jsou i odpory těsnění a jejich opotřebení. Toto zapojení ovšem není vhodné pro motory pracující v dynamickém režimu s nezanedbatelnou hmotnou zátěží na pístnici.



Obr. 8.9 Zapojení škrticích ventilů, škrčení na výstupu z hydromotoru

U doposud uvedených škrticích ventilů, byl průtok závislý na změně teploty, a tedy i na změně viskozity. Škrticí ventil s teplotní kompenzací Obr. 8.10, má šoupátko 1 tvaru šroubovice, které překrývá pouze úzkou obdélníkovou štěrbinu 2 a průtok ventilem je jen málo závislý na změně viskozity [30].



Obr. 8.10 Škrticí ventil s teplotní kompenzací

1 – šoupátko ventilu, 2 – obdélníková štěrбина, 3 – těleso ventilu, 4 – ovládací mechanismus

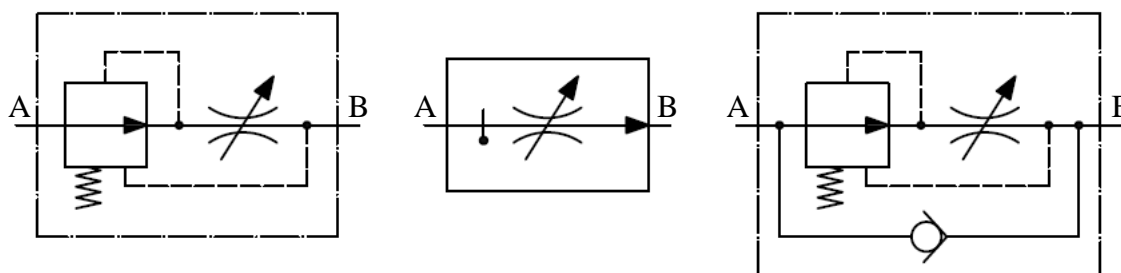
Škrticí ventily se používají obvykle v případech, kdy je zátěž na hydromotoru konstantní, nebo jen málo proměnná.

8.3 Škrticí ventily se stabilizací tlakového spádu

Výše uvedené tlakově závislé škrticí ventily nedokážou udržet konstantní průtok kapaliny při proměnlivé zátěži na hydromotoru. Při změně síly (momentu) na hydromotoru se změní jeho rychlost (otáčky). V aplikacích, u kterých potřebujeme udržet konstantní rychlost, nebo otáčky motoru, bez závislosti na změnách tlakového spádu, můžeme využít tzv. škrticí ventil se stabilizací tlakového spádu. Někdy se tyto ventily označují také jako regulátory průtoku. Tyto prvky se skládají ze škrticího ventilu, který plní funkci nastavitelné měřicí clony a dvoucestné nebo třícestné tlakové váhy.

8.3.1 Škrticí ventil s dvoucestnou tlakovou váhou

Jedná se o dvoucestný škrticí ventil se stabilizací tlakového spádu (neboli dvoucestný regulátor průtoku). Možnosti grafického značení jsou uvedeny na Obr. 8.11. Na Obr. 8.11 (vlevo) je podrobná značka škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou, na Obr. 8.11 (uprostřed) jeho zjednodušená značka, v provedení s teplotní kompenzací. Na rozdíl od tlakově závislého škrticího ventilu, dokáže škrticí ventil s dvoucestnou tlakovou váhou regulovat průtok pouze v jednom směru proudění. V praxi tedy může být doplněn o paralelně připojený jednosměrný ventil, který je v některých konstrukčních provedeních již součástí ventilu Obr. 8.11 (vpravo).



Obr. 8.11 Grafické značky škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou, podrobná značka (vlevo), zjednodušená značka v provedení s teplotní kompenzací (uprostřed), podrobná značka v provedení s jednosměrným ventilem (vpravo)

Funkci ventilu si vysvětlíme s využitím Obr. 8.12. Škrticí ventil s dvoucestnou tlakovou váhou, se skládá ze sériově zapojené dvoucestné tlakové váhy TV (jejíž funkce je podobná redukčnímu ventilu) a škrticího ventilu ŠV. Škrticí ventil v podstatě plní funkci clony, s nastavitelným odporem. Průtok Q_{HG} dodávaný hydrogenerátorem HG, se větví na průtok Q_1 , který ventilem pokračuje k hydromotoru HM a průtok Q_{PV} , který protéká pojistným (přepouštěcím) ventilem PV. Je zřejmé, že na pojistném ventilu se maří část energie, stejně jako je tomu u obvodu s tlakově závislými škrticími ventily. Při průtoku kapaliny ventilem s dvoucestnou tlakovou váhou, vzniká tlakový spád Δp_{TV} na hranách šoupátka tlakové váhy TV, a tlakový spád $\Delta p_{ŠV}$ na škrticím ventilu.

Platí základní vztahy, průtok dodávaný hydrogenerátorem HG:

$$Q_{HG} = Q_1 + Q_{PV} . \quad (8.3)$$

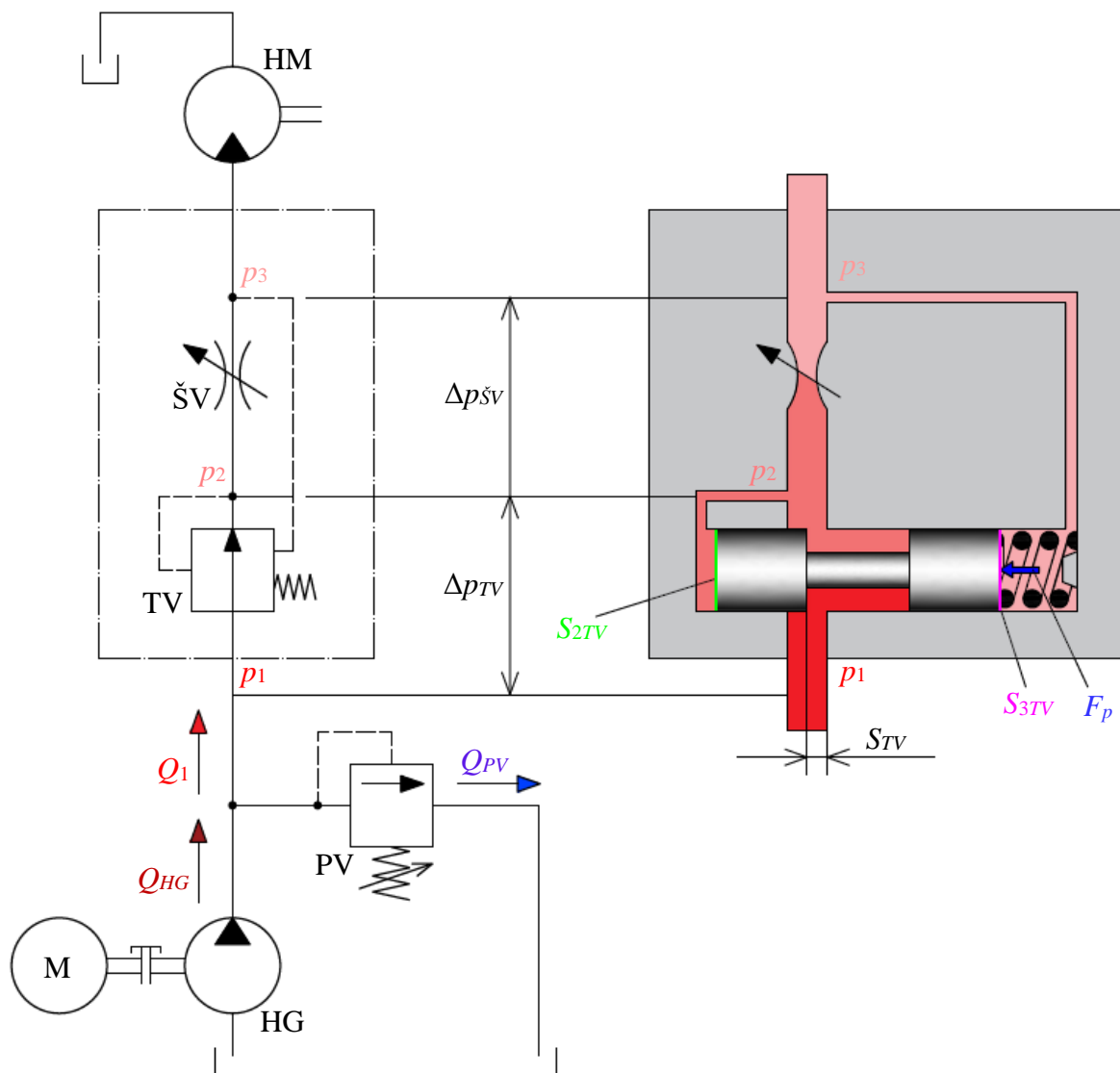
Tlakový spád na hranách šoupátka tlakové váhy TV:

$$\Delta p_{TV} = p_1 - p_2 . \quad (8.4)$$

Tlakový spád na škrticím ventilu ŠV:

$$\Delta p_{ŠV} = p_2 - p_3 . \quad (8.5)$$

Čela šoupátka tlakové váhy TV mají stejné plochy S_{2TV} a S_{3TV} , přičemž na straně plochy S_{3TV} je vložena pružina, která při stlačení působí silou F_p . Tlakový spád na škrticím ventilu $\Delta p_{ŠV}$, je přiveden jako zpětná vazba na čela šoupátka tlakové váhy TV (tlak p_2 mezi tlakovou vahou a škrticím ventilem je přiveden na plochu S_{2TV} , a tlak p_3 mezi škrticím ventilem a hydromotorem na plochu S_{3TV} . Tlakový spád na škrticím ventilu $\Delta p_{ŠV}$ působí proti síle pružiny F_p a ustaví šoupátko do rovnovážné polohy, která zajišťuje požadovaný průtok [5], [6].



Obr. 8.12 Princip funkce škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou

HG – hydrogenerátor, PV – pojistný (přepouštěcí) ventil, TV – tlaková váha, ŠV – škrticí ventil, HM – hydromotor, M - elektromotor

Silovou rovnováhu na šoupátku tlakové váhy TV vyjádříme jako:

$$p_2 \cdot S_{2TV} = p_3 \cdot S_{3TV} + F_p \quad (8.6)$$

Vzhledem k tomu, že plochy šoupátka tlakové váhy jsou stejné $S_{2TV} = S_{3TV} = S_{TV}$, můžeme rovnici (8.6) upravit na tvar:

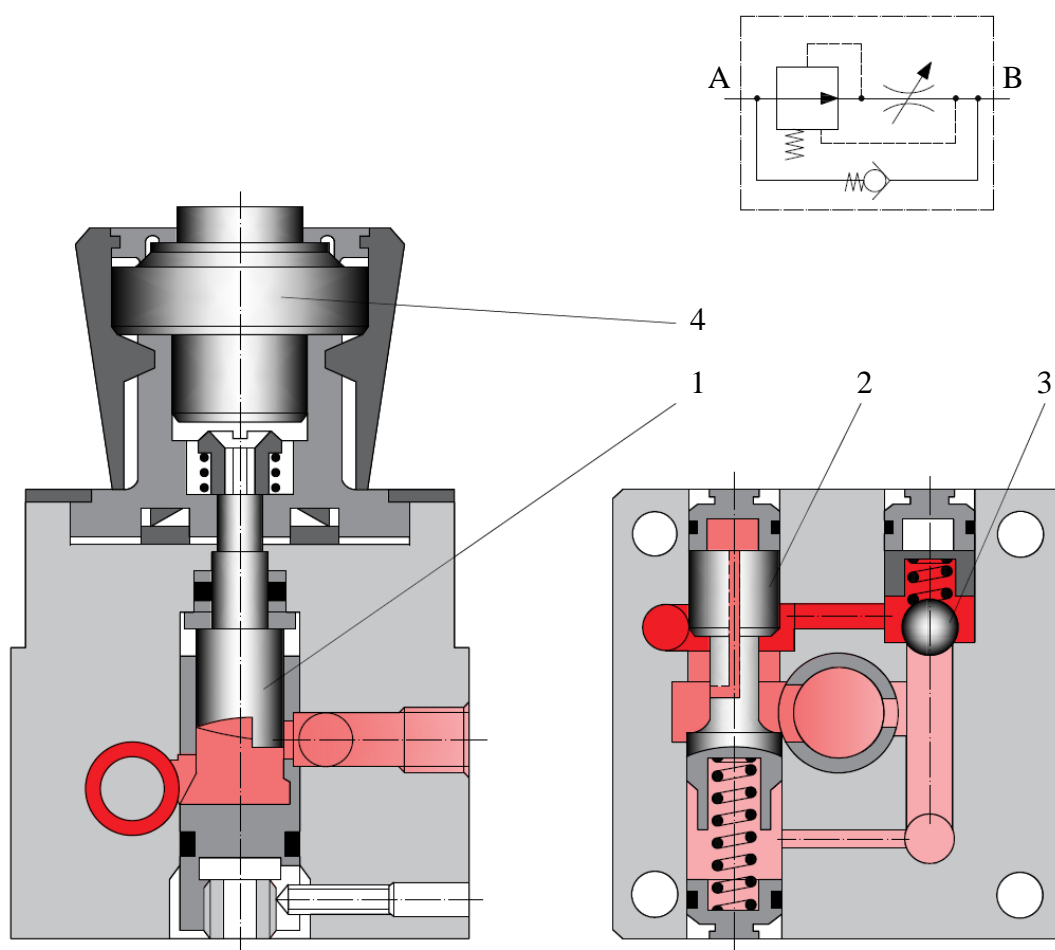
$$\begin{aligned} S_{TV} \cdot (p_2 - p_3) &= F_p \\ S_{TV} \cdot \Delta p_{šV} &= F_p \\ \Delta p_{šV} &= \frac{F_p}{S_{TV}} = \text{konst.} \end{aligned} \quad (8.7)$$

Zdvih šoupátka je poměrně malý, přírůstek síly pružiny je nepatrný vzhledem k jejímu předpětí, lze tedy uvažovat výsledné působení síly pružiny F_p během regulačních procesů jako konstantní. Pak dle rovnice (8.7), bude konstantní i tlakový spád $\Delta p_{šV}$ na škrticím ventilu.

Změní-li se zátěž na hydromotoru, např. zvýší-li se zátěž na motoru, sníží se průtok ventilem Q_1 a zároveň dojde ke snížení tlakového spádu na škrticím ventilu $\Delta p_{šV}$, což naruší rovnováhu sil na šoupátku a dochází k jeho posouvání směrem doleva. Tímto se zvětšuje průtočná plocha S_1 tlakové váhy, to má za následek zvyšování průtoku Q_1 . Jakmile je dosaženo původního průtoku Q_1 , kterému odpovídá i původní hodnota tlakového spádu na škrticím ventilu $\Delta p_{šV}$, dojde k zastavení pohybu šoupátka TV (šoupátko je opět v rovnovážné poloze). Je třeba si uvědomit, že tento ventil pracuje s trvalou odchylkou ($2 \div 5$) % od původní hodnoty průtoku.

Pokud by byl v dané aplikaci použit tlakově závislý škrticí ventil, změna zátěže na hydromotoru, by vyvolala změnu tlakového spádu na škrticím ventilu. Tím by došlo ke změně velikosti průtoku, a tedy ke změně rychlosti pohybu hydromotoru (při předpokladu, že vstupní tlak p_1 je konstantní).

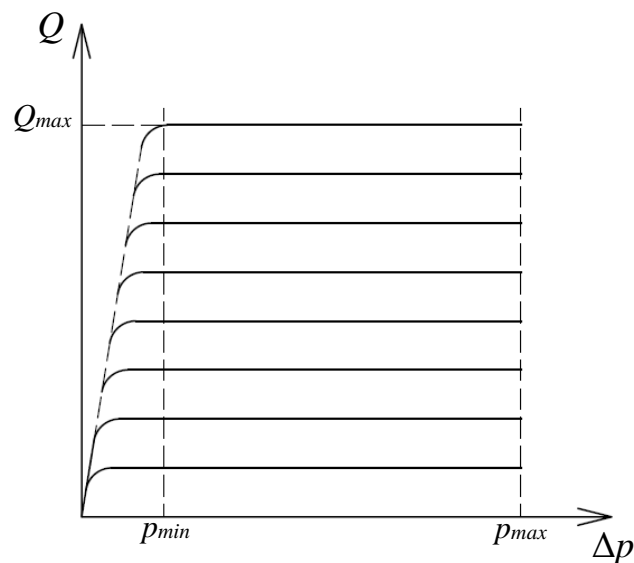
Na Obr. 8.13 je znázorněn řez škrticím ventilem s dvoucestnou tlakovou váhou, velikost průtoku se nastavuje změnou průtočného průřezu škrticího ventilu [11].



Obr. 8.13 Řez škrticím ventilem s dvoucestnou tlakovou váhou

1 – škrticí ventil, 2 – tlaková váha, 3 – jednosměrný ventil, 4 – ovládací mechanismus

Zatěžovací charakteristika $Q - \Delta p$ škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou je uvedena na Obr. 8.14. Průtok ventilem je téměř konstantní, i při změnách zatěžovacího tlaku.

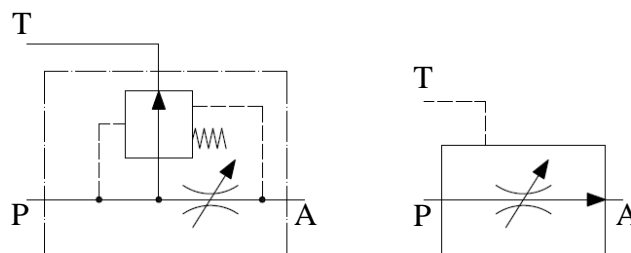


Obr. 8.14 Zatěžovací charakteristika $Q - \Delta p$ škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou

Obecně u těchto ventilů, nezáleží na pořadí zapojení prvků (tlakové váhy a škrticího ventilu), ovšem vždy musí být správně vyvedeny řídicí signály na čela šoupátka. Škrticí ventily s dvoucestnou tlakovou váhou se v praktických aplikacích používají např. pro synchronizaci chodu lineárních nebo rotačních hydromotorů, pro zajištění konstantní rychlosti otáčení hydromotorů u dopravníků s hydraulickým pohonem, jako tzv. proudové ventily sloužící k ochraně proti vysoké rychlosti klesání lineárních hydromotorů. Dvoucestná tlaková váha je navíc součástí každé moderní sekce mobilního hydraulického rozváděče.

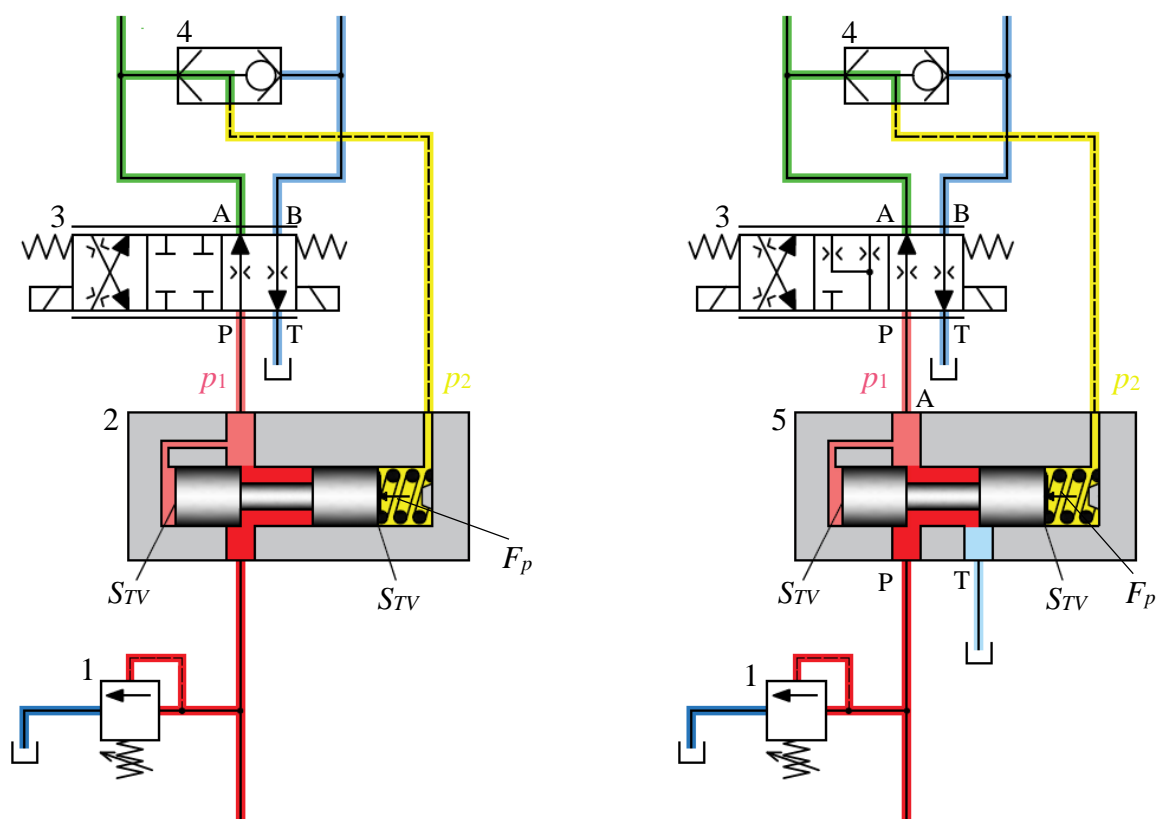
8.3.2 Škrticí ventil s třícestnou tlakovou váhou

Kromě škrticích ventilů s dvoucestnou tlakovou váhou, se v praktických aplikacích používají také škrticí ventily s třícestnou tlakovou váhou Obr. 8.15. Konstrukčně jsou podobné, třetí cesta propojuje vnitřní prostor tlakové váhy s nádrží, případně lze využít třetí cestu jako tlakově zatížitelnou pro pohon spotřebiče (velmi často např. ventilátoru). To v praxi umožňuje energetické úspory systému, především při práci s nezatíženým hydromotorem. Tento systém tlakové váhy a hydraulického snímání zátěže od spotřebiče se nazývá Load-Sensing systém, používá se v kombinaci s neregulačním hydrogenerátorem, a často je využíván především v oblastech mobilní hydrauliky.



Obr. 8.15 Grafické značky škrticího ventilu s třicestnou tlakovou váhou, podrobná značka (vlevo), zjednodušená značka (vpravo)

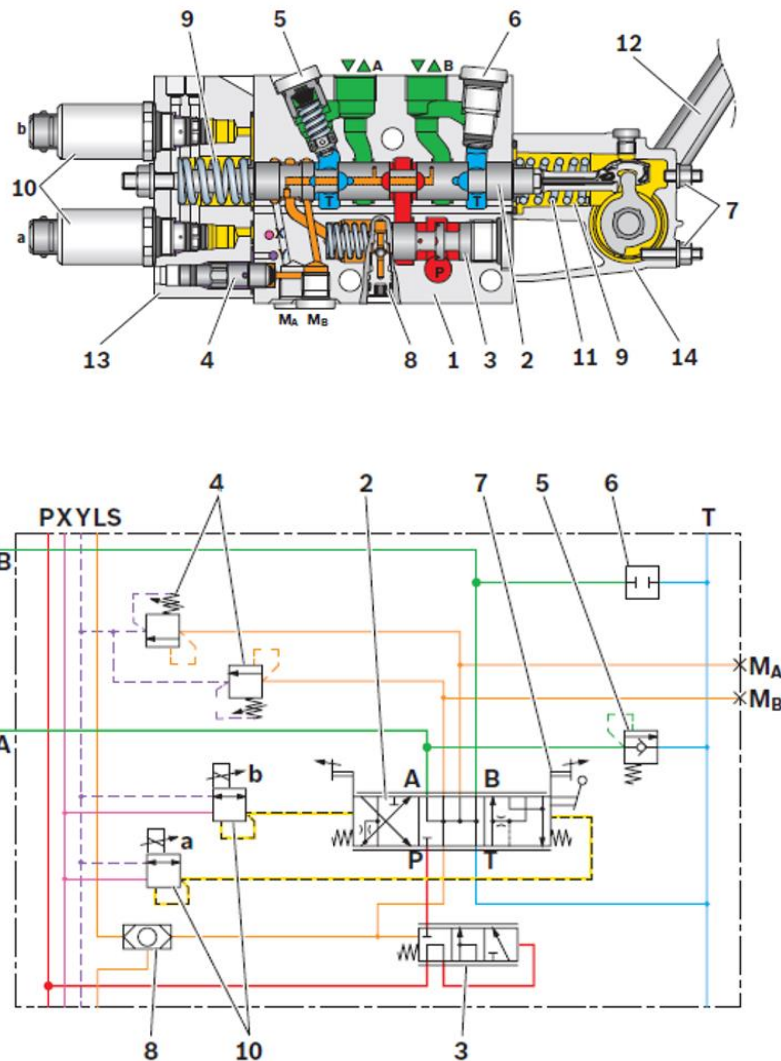
Na Obr. 8.16 (vlevo) je zobrazen proporcionální ventil 3 (ve funkci škrticího ventilu) s dvoucestnou tlakovou váhou 2. Úkolem proporcionálního ventilu je měnit objemový průtok ke spotřebiči nezávisle na změně tlakového spádu. Logický (výběrový) ventil 4 zajišťuje přívod tlakového signálu na pravou stranu tlakové váhy (zelená čára) vždy z větve A nebo B podle toho, ve které větvi je vyšší tlak. Tento tlak p_2 společně s pružinou působí na pravou plochu S_{TV} šoupátka tlakové váhy, proti níž z levé strany šoupátka tlakové váhy působí tlak p_1 před proporcionálním ventilem. Z analýzy sil na tlakové váze vyplývá, že plocha S_{TV} a síla pružiny F_p je konstantní, takže tlakový spád na proporcionálním ventilu musí být rovněž konstantní a tedy roven síle pružiny vztažené na plochu S_{TV} .



Obr. 8.16 Proporcionální ventil s dvoucestnou tlakovou váhou (vlevo), proporcionální ventil s třicestnou tlakovou váhou (vpravo)

1 – pojistný ventil, 2 – dvoucestná tlaková váha, 3 – proporcionální ventil, 4 – logický (výběrový) ventil, 5 – třicestná tlaková váha

Na Obr. 8.16 (vpravo) je zobrazen proporcionální ventil 3 (opět ve funkci škrticího ventilu) s třicestnou tlakovou váhou 5, jako částečně energeticky úsporné technické řešení škrticího nebo proporcionálního ventilu v kombinaci s hydrogenerátorem s konstantním geometrickým objemem. Třicestná tlaková váha má třetí cestu vyvedenou do odpadu T, případně je možno tuto větev tlakově zatěžovat. Na proporcionálním ventilu je udržován konstantní tlakový spád jež odpovídá síle pružiny F_p vztažené na plochu S_{TV} . Pokud spotřebič neodebírá celkový průtok hydrogenerátoru, pak přebytek kapaliny z hydrogenerátoru proudí větví T do odpadu, ale pouze s tlakovým spádem, který je roven součtu tlaků na spotřebiči a tlakovému spádu na škrticím orgánu. Uvedené řešení se velmi často využívá v mobilní hydraulice, především v zemědělské technice.



Obr. 8.17 Hydraulický mobilní rozváděč M4-1 se vstupní dvoucestnou tlakovou váhou a Load Sensing systémem [60]

1 – litinové těleso, 2 – hlavní (řídící) šoupátko ventilu, 3 – tlaková váha, 4 – Load Sensing tlakový pojistný ventil, 5 – sekundární pojistný ventil s funkcí přisávání kapaliny, 6 – zátka, 7 – mechanické omezení zdvihu šoupátka, 8 – Load Sensing výběrový ventil, 9 – pružina, 10 – tlakové redukční ventily pro ovládnání hlavního šoupátka, 11 – tlačná pružina, 12 – ovládací páka, 13 – krycí deska strany A, 14 – krycí deska strany B

Na Obr. 8.17 je uveden mobilní rozváděč M4-12, který se používá jako sekční Load Sensing rozváděč v kombinaci s konstantním nebo regulačním čerpadlem převážně v oblastech lesnických a stavebních strojů, kde jsou vyžadovány nejnáročnější požadavky na výkon, funkci a provozní spolehlivost.

Hlavní šoupátko 2 udávající průtok ventilem ke spotřebiči je ovládáno pákou 12 nebo elektro-hydraulicky pomocí dvou proporčních redukčních ventilů 10. Zdvih šoupátka a tedy max. průtok je možno omezit pomocí mechanického omezovače zdvihu 7. Pro zajištění konstantního průtoku ventilem nezávisle na tlakovém spádu na spotřebiči je umístěna na vstupu do kanálu P hlavního šoupátka 2 tlaková váha 3, která je ovládaná tlakem z pracovních větví A a B přes hlavní šoupátko ventilu 2. Load Sensing signál je veden dále přes výběrový ventil 8 k pracovnímu hydrogenerátoru. Hydraulický rozváděč dále obsahuje Load Sensing pojistné ventily 4, které slouží pro omezení max. tlaku v pracovní větvi A nebo B. Funkce rozváděče v kombinaci s tlakovou váhou odpovídá funkci redukčního ventilu. Tzn. že při dosažení požadovaného tlaku v dané větvi sekce dojde k uzavření tlakové váhy a přerušení toku kapaliny ke spotřebiči. Výstupní větev z rozváděče A obsahuje sekundární pojistný ventil 5 s přisáváním kapaliny. Jeho účelem je ochrana větve A proti nadměrnému přetlaku vlivem působení externí síly na spotřebič.

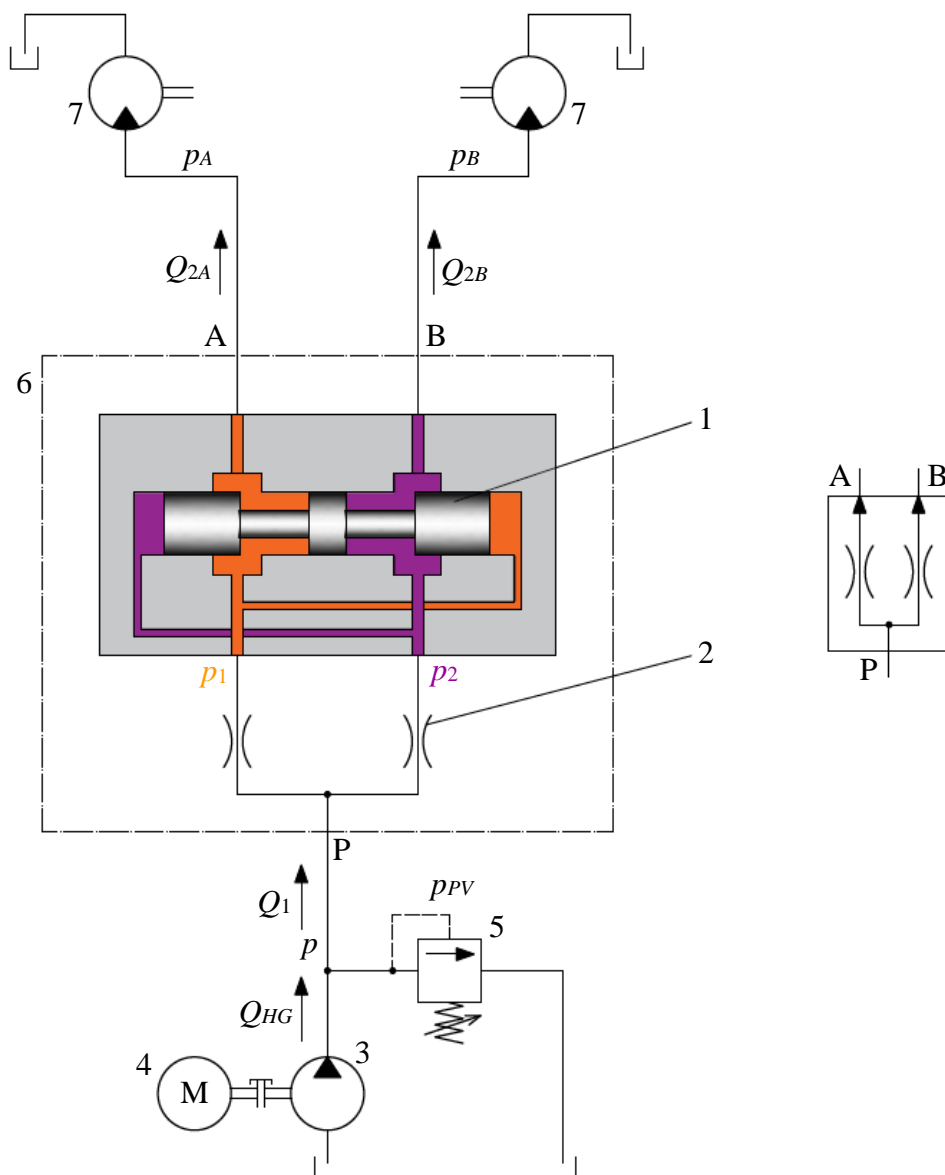
8.4 Děliče průtoku

V případech, kdy jsou v hydraulickém systému použity dva, nebo více hydromotorů stejných geometrických objemů a je požadován jejich synchronní chod i při rozdílném zatížení těchto motorů, je možné využít tzv. děliče průtoku. Dělení průtoku lze realizovat pomocí ventilových, nebo objemových děličů průtoku.

8.4.1 Ventilové děliče průtoku

Ventilové děliče průtoku jsou šoupátkové konstrukce a fungují na principu škrcení průtoku Obr. 8.18. Vstupní průtok kapaliny Q_1 se dělí ve ventilu na dva stejně velké výstupní průtoky Q_{2A} a Q_{2B} . Dělič průtoku se skládá z šoupátka 1, které plní funkci tlakové váhy a dvou stejných clon 2, které plní funkci měření průtoku. Změna zátěže na jednom z hydromotorů, způsobí změnu výstupních průtoků děliče $Q_{2A} \neq Q_{2B}$ a zároveň vyvolá změnu tlakového spádu na clonách. To se projeví nestejnými tlaky p_1 a p_2 , které jsou vedeny na čela šoupátka děliče průtoku. Rozdílem tlaků dojde k narušení rovnováhy sil na šoupátku a k jeho posunu na jednu, nebo druhou stranu (šoupátko přiškrtní větev s větším průtokem a současně pootevře větev s menším průtokem). Pozice šoupátka tak zohledňuje zatížení na motorech a šoupátko je tlakově vyvážené. Přesnost šoupátkových děličů průtoku závisí na velikosti průtoku a rozdílu zatížení na motorech, a pohybuje se v rozmezí (3 ÷ 5) %.

Obdobné funkce synchronizace pohybu dvou hydromotorů, lze dosáhnout i paralelním zapojením motorů, společně se dvěma škrticími ventily s dvoucestnou tlakovou váhou. V porovnání s touto variantou, je dělič průtoku jednodušší, menší a levnější řešení. Nicméně, stejně jako u dalších prvků, které fungují na principu škrcení průtoku, musíme při provozu systému s využitím děliče průtoku, počítat s vyššími energetickými ztrátami.

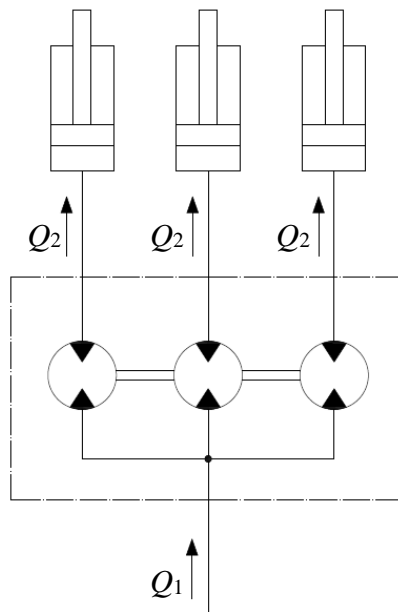


Obr. 8.18 Princip funkce ventilového děliče průtoku

1 – šoupátko, 2 – clona, 3 – hydrogenerátor, 4 – elektromotor, 5 – pojistný (přepouštěcí) ventil, 6 – dělič průtoku, 7 – rotační hydromotory

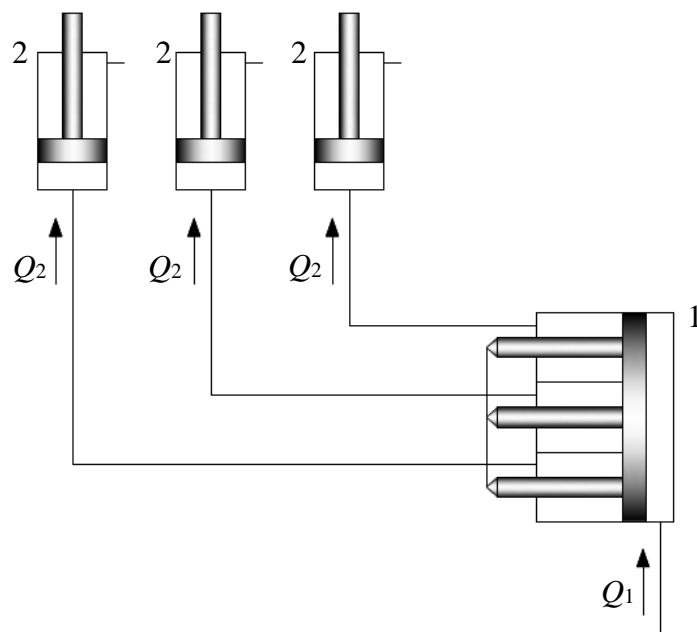
8.4.2 Objemové děliče průtoku

Alternativou k ventilovému děliči průtoku je možnost využití objemového principu. V podstatě se jedná o zapojení dvou a více rotačních hydromotorů stejných geometrických objemů, které jsou spojeny jednou průběžnou hřídelí Obr. 8.19. Vstupní průtok Q_1 se rovnoměrně rozdělí na jednotlivé motory, které se otáčejí stejnou rychlostí. Přesnost synchronizace a provozní parametry vychází z konstrukce a vlastností použitých převodníků. Nejčastěji se používají zubové převodníky, které jsou nejlevnější, nejjednodušší a vyznačují se přesností až $(1 \div 1,5) \%$ [6].



Obr. 8.19 Objemové děliče průtoku

Kromě toho lze v některých aplikacích využít i lineární děliče průtoku, viz dělič průtoku Obr. 8.20. Tento typ děliče průtoku se používá pro synchronizaci chodu hydromotorů na lisech a zdvihacích zařízeních. Tlaková kapalina je přivedena do centrálního přímočarého hydromotoru 1, který obsahuje čtyři totožné hydromotory napojené na sdruženou centrální plochu. Při posuvu centrální plochy dochází k přesnému vytlačování kapaliny ze všech výstupů hydromotoru 1, které jsou dále napojeny na přímočaré hydromotory 2 umístěné v rozích zdvihací plošiny. Takto je zaručen stejný průtok kapaliny do všech spotřebičů i při rozdílné zátěži.



Obr. 8.20 Lineární dělič průtoku

1 – dělič průtoku (centrální přímočarý hydromotor), 2 – spotřebiče (hydromotory)

9. Prvky pro řízení tlaku

Tlakové ventily jsou základní prvky každého hydraulického obvodu. V hydraulickém systému plní bezpečnostní funkci, dále slouží k řízení nebo omezování tlaku v určité části obvodu. Do skupiny prvků pro řízení tlaku patří pojistné, přepouštěcí a redukční ventily. Mohou být sedlové nebo šoupátkové konstrukce. Dle velikosti průtoku se dělí na jednostupňové (přímo řízené) a dvoustupňové (nepřímo řízené). U jednostupňového ventilu je regulační člen ovládán přímo, nejčastěji pružinou. Jednostupňové ventily se používají pro nižší průtoky cca do $60 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Pro vyšší průtoky se používají dvoustupňové, nepřímo řízené ventily. První (pilotní) stupeň je obvykle ovládán pružinou, druhý stupeň skrze pilotní řídicí ventil tlakem kapaliny. Mezi přední výrobce tlakových ventilů patří firmy Bosch Rexroth, Hydac, Danfoss aj., jejichž technické údaje a parametry uváděné v produktových katalozích byly použity při tvorbě této kapitoly.

9.1 Pojistné ventily

Slouží k zajištění obvodu proti přetížení. Na pojistném ventilu se nastavuje maximální dovolený tlak v systému, nebo v daném místě obvodu. V případě překročení tohoto tlaku se pojistný ventil otevře a přebytečnou kapalinu přepustí do nádrže. Musí být dokonale těsný, aby v čase kdy není ve funkci, nesnižoval tuhost systému a nedocházelo k energetickým ztrátám. Z tohoto důvodu se používají pojistné ventily sedlové konstrukce s kuličkou, kuželkou, nebo jehlou. Pojistné ventily musí být dostatečně rychlé, aby dokázaly reagovat na případné tlakové špičky v systému. Typicky se umísťují paralelně ke zdroji tlaku (hydrogenerátoru), jsou součástí bezpečnostních bloků akumulátorů, nebo se umísťují na straně mezikruží hydraulických válců, kde chrání před možnou multiplikací tlaku. Při proudění kapaliny přes pojistný ventil se vždy maří energie a dochází k jejímu intenzivnímu oteplení. U pojistných ventilů se předpokládá, že budou otevřené (přepouštět kapalinu) jen po nezbytně nutnou dobu. Při proudění kapaliny pojistným ventilem vzniká na tomto ventilu tlakový spád Δp_{PV} . Tlakový spád představuje rozdíl tlaků před p_1 a za ventilem p_2 . V případě pojistného ventilu, který je na výstupu propojen s nádrží, můžeme uvažovat tlak p_2 jako atmosférický. Pak v relativních hodnotách je tlakový spád roven tlaku před ventilem p_1 a odpovídá tlaku nastavenému na pojistném ventilu p_{PV} :

$$\Delta p_{PV} = p_1 - p_2 = p_1 - 0 = p_{PV} . \quad (9.1)$$

Ztrátový výkon P_Z pak odpovídá průtoku pojistným ventilem Q_{PV} , při daném tlaku p_{PV} :

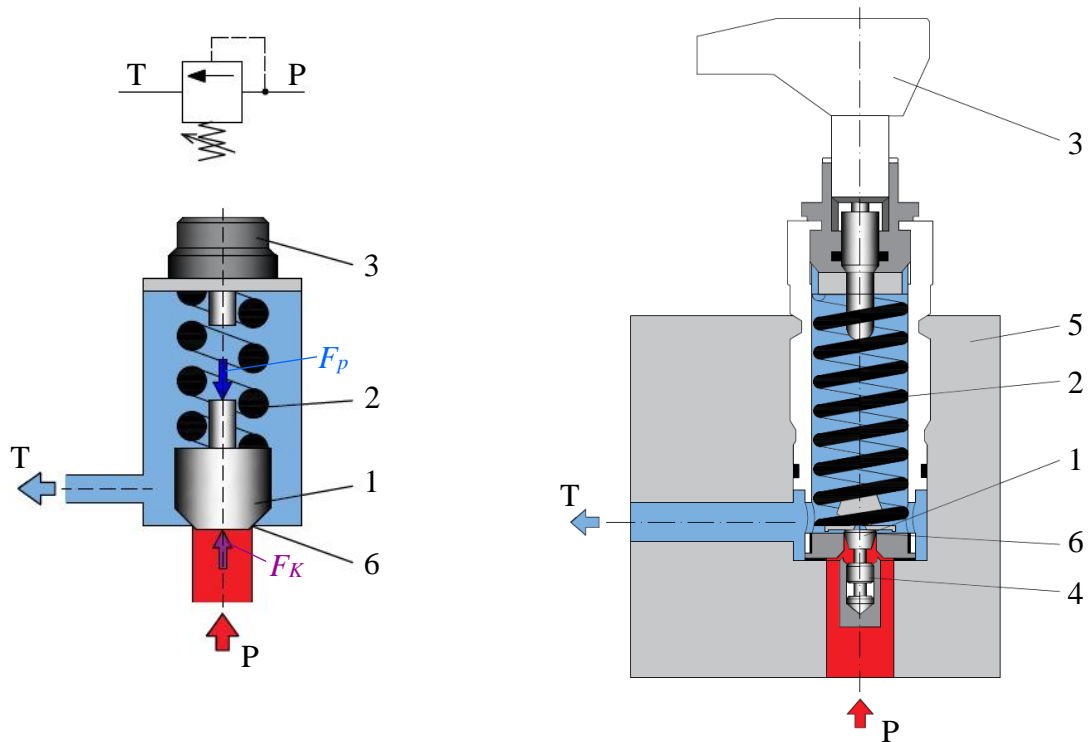
$$P_{Z_{PV}} = p_{PV} \cdot Q_{PV} , \quad (9.2)$$

kde $P_{Z_{PV}}$ [W] je ztrátový výkon při průtoku kapaliny pojistným ventilem, p_{PV} [Pa] tlak na pojistném ventilu a Q_{PV} [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je průtok pojistným ventilem.

Pojistné ventily v hydraulických obvodech plní bezpečnostní funkci, obvykle se nastavují na tlak o (10 ÷ 30) % vyšší, než je maximální provozní tlak systému (např. nastavený na přepouštěcím ventilu) a podléhají pravidelné kontrole.

Na Obr. 9.1 je znázorněn jednostupňový přímo řízený pojistný ventil a jeho značka. Požadovaný tlak se nastavuje manuálně pomocí ovládacího mechanismu 3, kterým se vymezuje předpětí pružiny 2 a její silové působení na kuželku 1. Z druhé strany na kuželku působí tlak kapaliny. V okamžiku, kdy tlak kapaliny v obvodu překročí dovolenou hodnotu, síla od

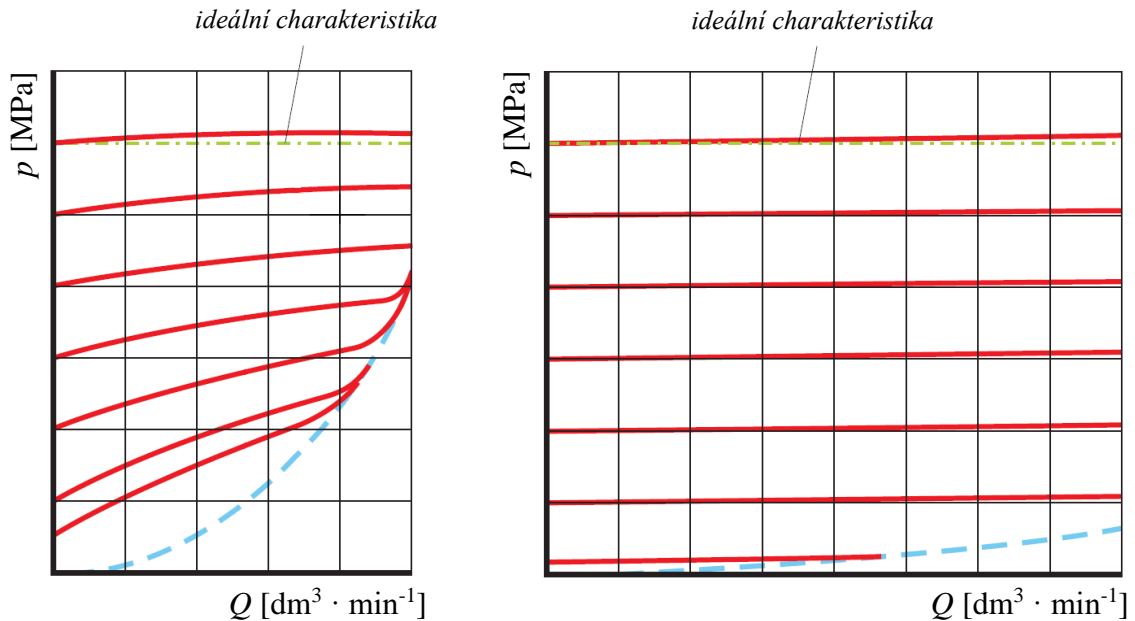
kapaliny F_K překoná sílu pružiny F_p , kuželka se posune proti pružině, což propojí cesty P a T a kapalina proudí do nádrže. Některé ventily jsou konstrukčně doplněny o tlumicí pístek 4, který slouží zároveň jako vedení kuželky, zlepšuje dynamické vlastnosti ventilu a snižuje kmitání kuželky v sedle 6. K rozkmitání kuželky může docházet především při malých průtocích a nízkých nastavených tlacích, minimální tlak je definován výrobcem ventilu a obvykle se pohybuje v rozmezí (0,15 ÷ 0,45) MPa [11].



Obr. 9.1 Značka a silové poměry na pojistném ventilu (vlevo), jednostupňový pojistný ventil s tlumením kuželky (vpravo)

1 – kuželka, 2 – pružina, 3 – ovládací mechanismus, 4 – tlumicí pístek, 5 – těleso ventilu, 6 – sedlo

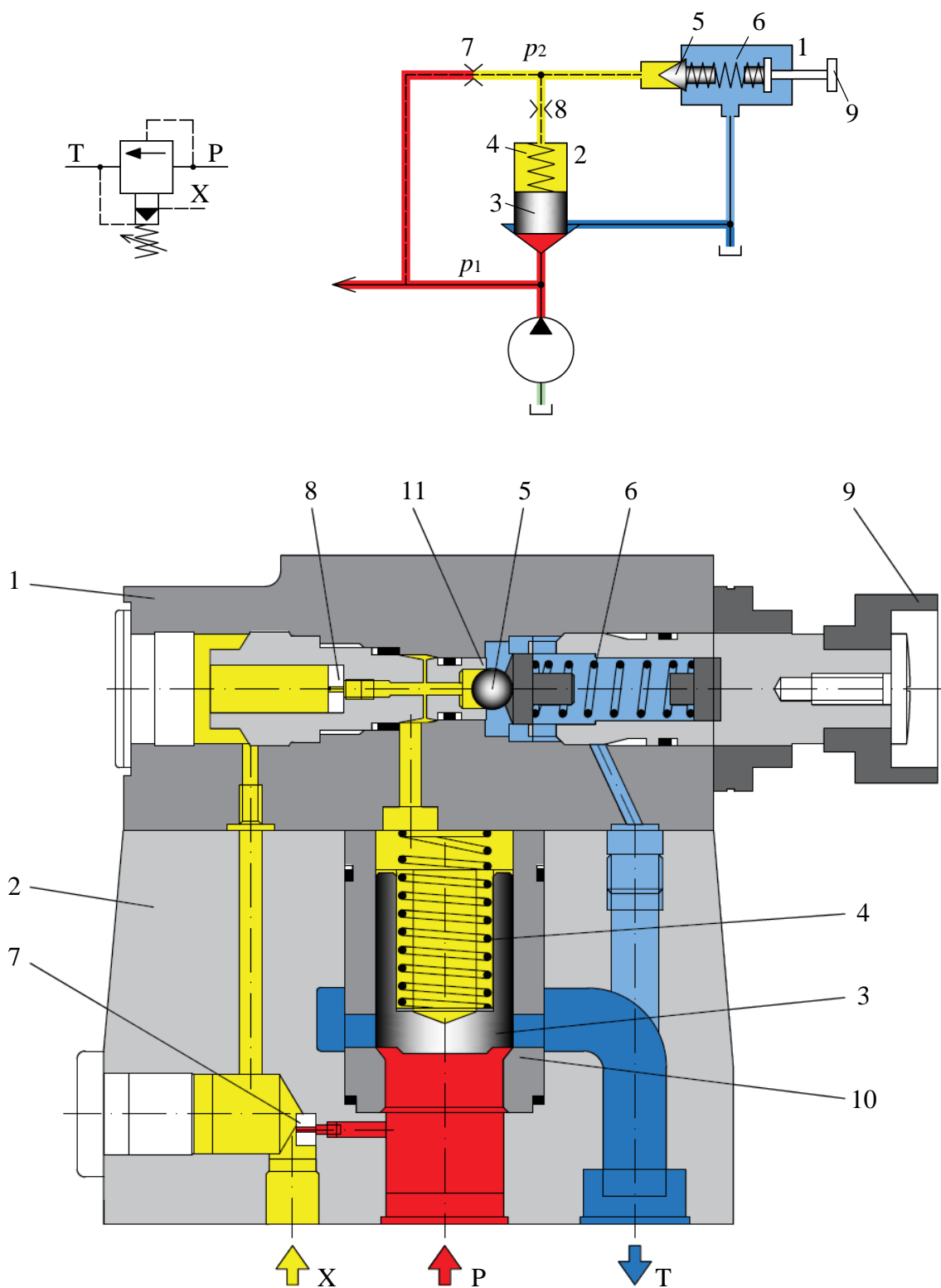
Otevírací tlak pojistných ventilů by měl být co nejméně závislý na průtoku a v ideálním případě konstantní v celém rozsahu průtoků. Na Obr. 9.2 (vlevo) je uvedena statická $p - Q$ charakteristika přímo řízeného pojistného ventilu. Je zřejmé, že s rostoucím průtokem se zvyšuje také tlak. Je to dáno tuhostí pružiny a geometrií ventilu. Horní část kuželky může být v některých případech tvarována, což snižuje odpor ventilu při vyšších průtocích. Touto úpravou tvaru kuželky lze využít vliv hydrodynamické síly při proudění kapaliny ventilem a tím snížit nárůst tlaku při vyšších průtocích. Modrá křivka představuje výkonové omezení ventilu. Je dáno místními ztrátami ve ventilu a při provozu systému pod výkonovou křivkou nelze ventil použít.



Obr. 9.2 Statická $p - Q$ charakteristika jednostupňového pojistného ventilu (vlevo), charakteristika dvoustupňového pojistného ventilu (vpravo) [11]

Pro vyšší průtoky se používají dvoustupňové ventily, které se také nazývají nepřímo řízené ventily, viz Obr. 9.3 [30]. První stupeň tvoří pilotní přímo řízený ventil 1 menší světlosti, který je ovládaný manuálně 9. Ve druhém stupni je výkonový ventil 2 větší světlosti, který je ovládaný tlakem kapaliny. Dokud je pojistný ventil uzavřený (tlak v systému je menší, než tlak nastavený na pojistném ventilu), kuželka 3 výkonového ventilu je tlakově vyvážená $p_1 = p_2$. Po zvýšení tlaku p_1 v systému nad dovolenou hodnotu tlaková síla kapaliny, působící na kuželku 5 pilotního ventilu, překoná odpor pružiny 6 a kuželka se vysune ze sedla 11. V tuto chvíli kapalina ze systému začne proudit přes clonu 7 a pilotní ventil 1 do nádrže. Při průtoku kapaliny clonou 7 (která působí jako odpor) vzniká tlakový spád Δp_c , který změní silovou rovnováhu na kuželce 3 výkonového ventilu 2. Jelikož při průtoku kapaliny clonou platí $p_2 = p_1 - \Delta p_c$. Pokles tlaku p_2 má za následek vysunutí kuželky 3 výkonového stupně ze sedla 10 (tlak kapaliny p_1 překoná odpor pružiny 4 a sílu od tlaku p_2) a kapalina proudí přes ventil 2 do nádrže. Clona 8 slouží pouze k zatlumení kuželky výkonového ventilu.

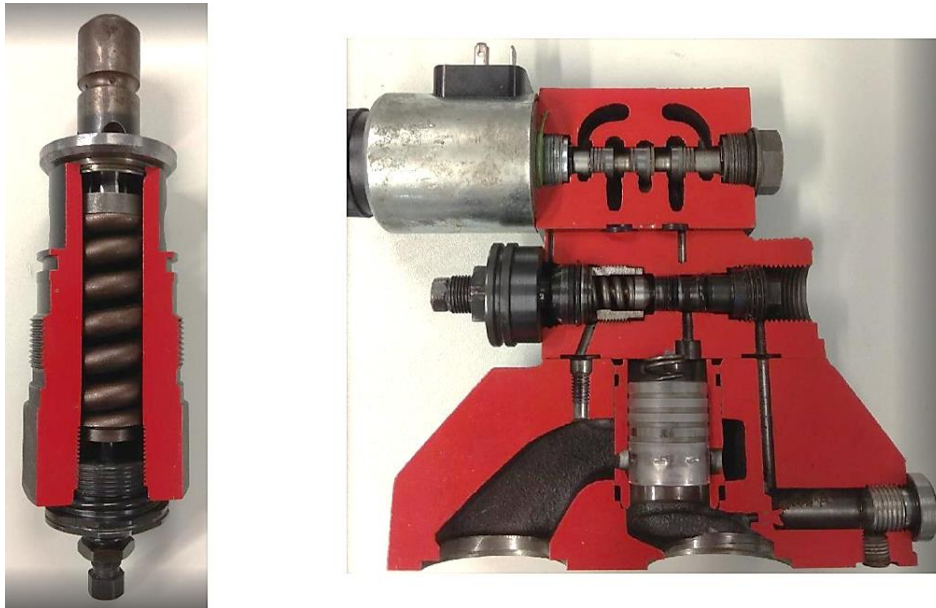
U dvoustupňového provedení ventilu je ve výkonové části potřeba pružina pouze menší tuhosti. Řízení tlaku je realizováno jen pilotním ventilem. Obecně je u dvoustupňových tlakových ventilů výhodou, že mohou být odlehčeny pomocí rozváděče. V některých aplikacích se zapojují i s odlehčovacím rozváděčem, který dle potřeby omezuje jejich funkci a umožňuje průtok kapaliny bez odporu.



Obr. 9.3 Značka a konstrukce dvoustupňového pojistného ventilu

1 – ventil prvního stupně (pilotní), 2 – ventil druhého stupně (výkonový), 3 – kuželka výkonového ventilu, 4 – pružina výkonového ventilu, 5 – kuželka (kulička) pilotního ventilu, 6 – pružina pilotního ventilu, 7 – řídicí clona, 8 – tlumicí clona, 9 – ovládací mechanismus pilotního stupně, 10 – sedlo výkonového ventilu, 11 – sedlo pilotního ventilu

Statická $p - Q$ charakteristika dvoustupňového pojistného ventilu je uvedena na Obr. 9.2 (vpravo). Je patrné, že v porovnání s jednostupňovými ventily, je velikost otevíracího tlaku méně závislá na velikosti průtoku a rovněž výkonové omezení je méně výrazné.

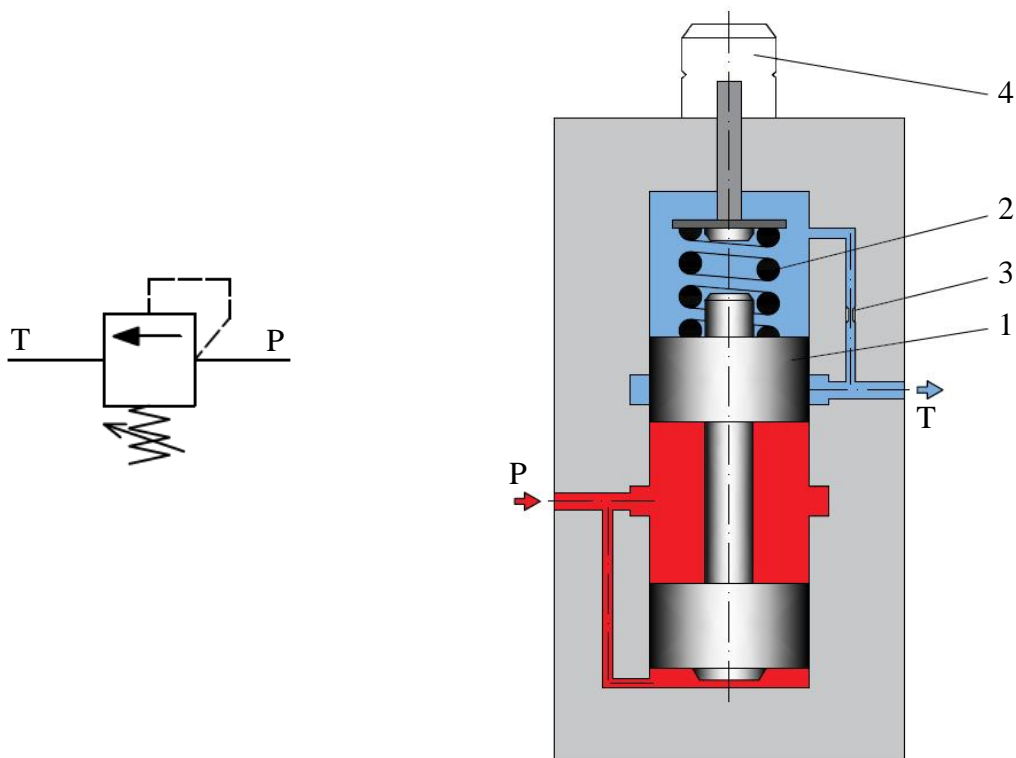


Obr. 9.4 Přímý řízený pojistný ventil (vlevo), nepřímý řízený pojistný ventil, s elektrickým odlehčením (vpravo)

9.2 Přepouštěcí ventily

Jsou principiálně a konstrukčně obdobné jako pojistnými ventily, neplní ovšem v hydraulickém systému bezpečnostní funkci. Jejich smyslem je udržovat konstantní tlak na vstupu do přepouštěcího tlakového ventilu při trvalém průtoku kapaliny přes ventil. Nemusí být dokonale těsné, což umožňuje u těchto ventilů použít i šoupátkovou konstrukci. Na šoupátku sice vznikají průsaky, ale jeho pohyb je více zatlučený, čehož lze využít i v regulačních systémech. Další vlastnosti jsou podobné jako u pojistných ventilů. Při použití těchto ventilů v hydraulických obvodech dochází k přepouštění kapaliny přes ventil. Tedy i v tomto případě platí, že při průtoku kapaliny přepouštěcím ventilem dochází k vývinu tepla a maření energie. Typické použití přepouštěcích ventilů je např. v obvodech se škrticími ventily, nebo u plnicích hydrogenerátorů.

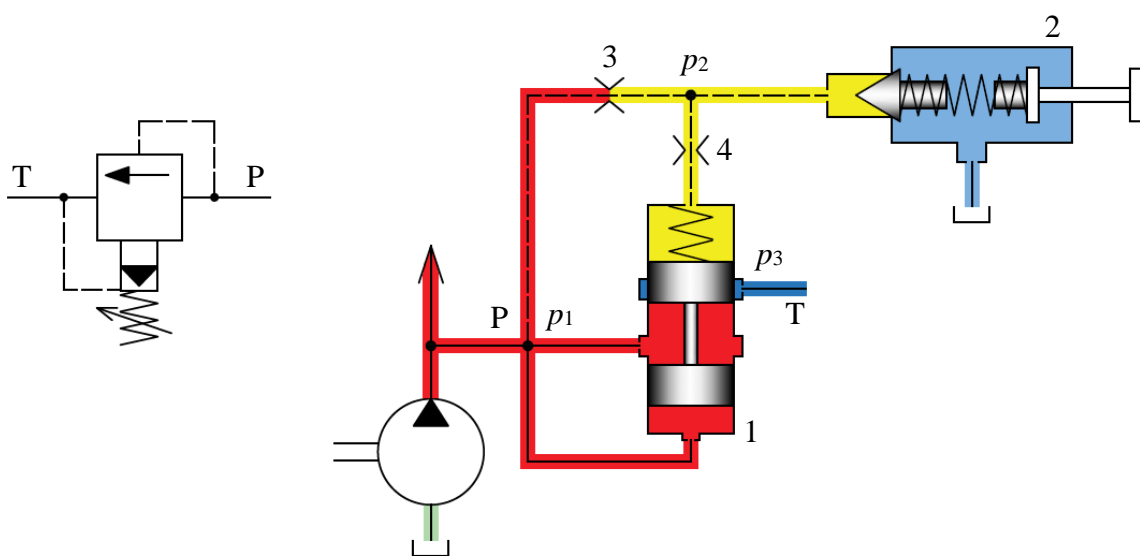
Možné řešení jednostupňového přepouštěcího ventilu šoupátkové konstrukce je zobrazeno na Obr. 9.5. Clonka 3 slouží k zatlučení šoupátka 1, řídicí tlak na hranu šoupátka je v tomto případě veden interně samostatným kanálem. Řídicí tlak může být veden i externě, to se zohledňuje i v hydraulické značce prvku.



Obr. 9.5 Jednostupňový přímo řízený přepouštěcí ventil šoupátkové konstrukce

1 – šoupátko ventilu, 2 – pružina, 3 – clona, 4 – ovládací mechanismus

Přepouštěcí ventily se vyrábějí rovněž ve dvoustupňovém provedení. Schéma dvoustupňového nepřímo řízeného přepouštěcího ventilu je uvedeno na Obr. 9.6.

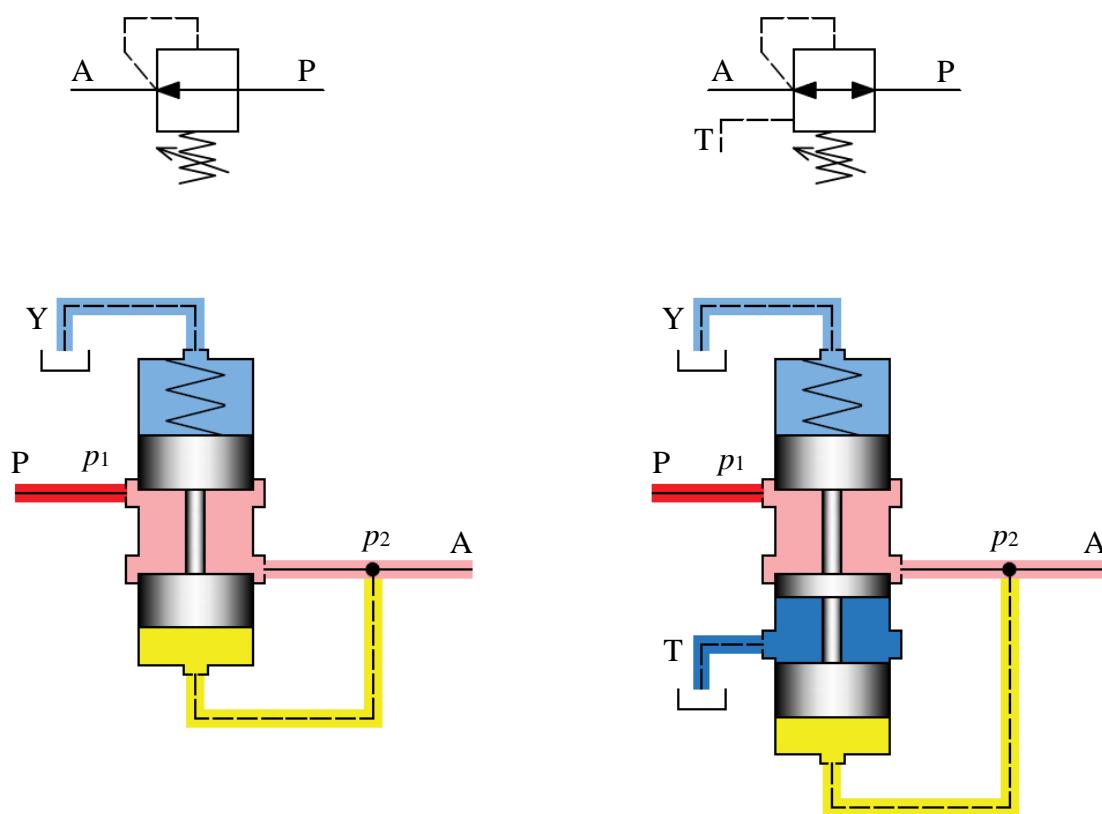


Obr. 9.6 Dvoustupňový nepřímo řízený přepouštěcí ventil šoupátkové konstrukce

1 – výkonový stupeň, 2 – řídicí ventil, 3 – řídicí clona, 4 – tlumicí clona,

9.3 Redukční ventily

Jak napovídá jejich název, slouží k redukci (snížení) vstupního tlaku na nižší výstupní tlak a udržování tohoto tlaku na výstupu ventilu na konstantní hodnotě. Stejně jako pojistné a přepouštěcí ventily se vyrábějí jako přímo řízené a nepřímo řízené. U redukčních ventilů se používá šoupátková i sedlová konstrukce. Na rozdíl od pojistných nebo přepouštěcích ventilů se umísťují do série se spotřebičem. V základní poloze jsou otevřené a řídicí tlak je snímán z výstupu ventilu (jak je patrné i na hydraulické značce). Dvoucestný přímo řízený redukční ventil je schematicky znázorněn na Obr. 9.7 vlevo. Pružinou 1 se nastavuje požadovaný výstupní tlak. Kapalina proudí ventilem ve směru z P do A. Výstupní tlak tvoří zápornou zpětnou vazbu, kdy tlak p_2 je přiveden na spodní plochu šoupátka 2. Pokud je tlak p_2 vyšší než požadovaná (nastavená) hodnota, tlaková síla kapaliny působící na plochu šoupátka překoná odpor pružiny, šoupátko se posune směrem nahoru a přivírá průtok kapaliny ventilem. Ventil tedy přepouští jen takové množství kapaliny, které je odebíráno spotřebičem při požadovaném tlaku. V případě, že je přerušen odběr kapaliny spotřebičem (např. při dojezdu hydraulického válce do koncové polohy), ventil se zcela uzavře. Výstup Y slouží pro odvod svodových průtoků, které jsou způsobeny netěsnostmi šoupátka ventilu.



Obr. 9.7 Schéma dvoucestného přímo řízeného redukčního ventilu šoupátkové konstrukce (vlevo), třicestný ventil (vpravo)

Redukční ventily se vyrábějí také v třicestném provedení Obr. 9.7 vpravo. Princip funkce je obdobný jako v přechodném případě. Třetí cesta ventilu umožňuje propojení výstupu za ventilem s nádrží (cesty ve směru $A \rightarrow T$). Používá se v případech, kdy na výstupu za ventilem může

vznikat protitlak p_2 vyšší, než je vstupní tlak p_1 . V takovém případě dojde propojení cest A→T, a v daném směru pracuje jako pojistný ventil.

Redukční ventily musí mít rychlou odezvu výstupního tlaku na změny průtoku. Současně je potřeba zajistit dobré tlumení šoupátka, což se realizuje obvykle clonou ve vývodu Y. Při průtoku kapaliny redukčním ventilem vzniká tlaková ztráta Δp_{ZRV} :

$$\Delta p_{ZRV} = p_1 - p_2 . \quad (9.3)$$

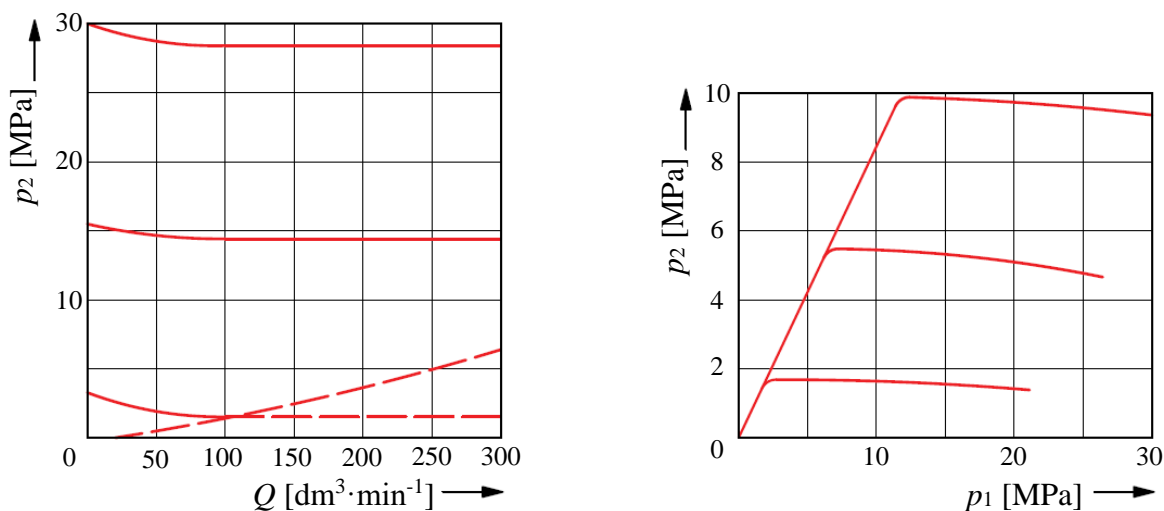
A ztrátový výkon na redukčním ventilu P_{ZRV} se vypočítá:

$$P_{ZRV} = \Delta p_{ZRV} \cdot Q_{RV} , \quad (9.4)$$

kde P_{ZRV} [W] je ztrátový výkon při průtoku kapaliny redukčním ventilem, Δp_{ZRV} [Pa] tlaková ztráta na redukčním ventilu a Q_{RV} [m³·s⁻¹] je průtok redukčním ventilem.

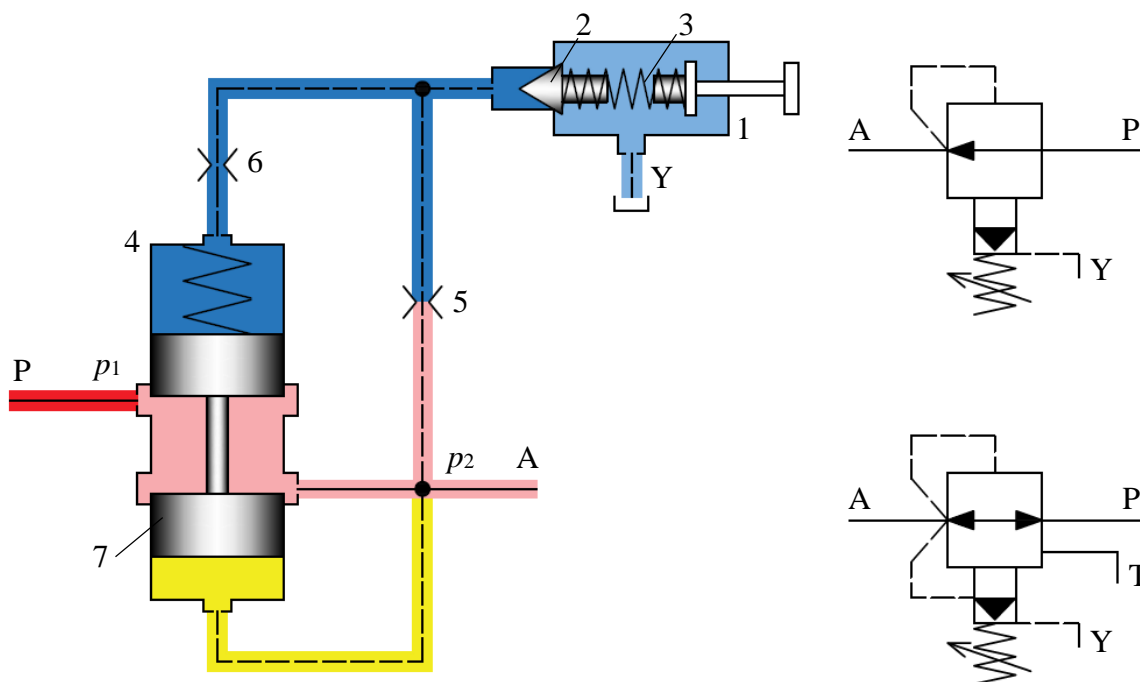
Dle rovnice (9.4) je zřejmé, že ztrátový výkon redukčního ventilu roste s průtokem a tlakovou diferencí. Je tedy potřeba se vyvarovat při použití redukčního ventilu velkých redukcí tlaků a omezit činnost ventilu na nezbytně dlouhou dobu.

Statická $p_2 - Q$ charakteristika redukčního ventilu Obr. 9.8 (vlevo), vyjadřuje závislost výstupního tlaku p_2 na průtoku Q redukčním ventilem, při konstantním tlaku p_1 . Na Obr. 9.8 (vpravo) je závislost výstupního tlaku p_2 na vstupním tlaku p_1 redukčního ventilu, při konstantním průtoku.



Obr. 9.8 Statické charakteristiky redukčních ventilů

Kromě zmíněných přímo řízených redukčních ventilů se v hydraulických systémech používají rovněž nepřímo řízené redukční ventily, které mohou být dvoucestné nebo třícestné. Stejně jako u pojistných ventilů se skládají ze dvou stupňů a používají se především pro vyšší průtoky.



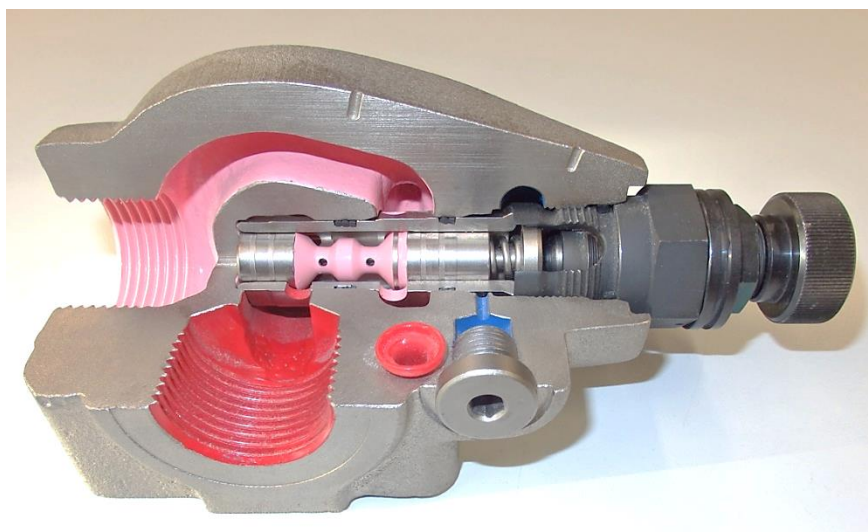
Obr. 9.9 Schéma dvoucestného nepřímě řízeného redukčního ventilu (vlevo), jeho značka (vpravo nahoře), značka třicestného nepřímě řízeného ventilu (vpravo dole)

1 – pojistný ventil, 2 – kuželka pojistného ventilu, 3 – pružina pojistného ventilu, 4 – šoupátkový ventil, 5 – řídicí clona, 6 – tlumicí clona, 7 - šoupátko

Dvoucestný nepřímě řízený redukční ventil je uveden schematicky na Obr. 9.9. První stupeň tvoří přímo řízený sedlový pojistný ventil 1 s kuličkou (nebo kuželkou 2). Redukovaný tlak se nastavuje pomocí předpětí pružiny 3. Výkonovou část na druhém stupni tvoří dvoucestný šoupátkový ventil 4. Při průtoku kapaliny clonou 5 (kdy je otevřený pilotní ventil) se pomocí řídicí clony 5 vytváří tlakový spád na šoupátku redukčního ventilu. Clona 6 slouží k tlumení pohybu šoupátka 7. Princip činnosti je obdobný jako u předchozích ventilů a měl by být zřejmý při uvažování funkce ventilu na Obr. 9.3 a Obr. 9.7.

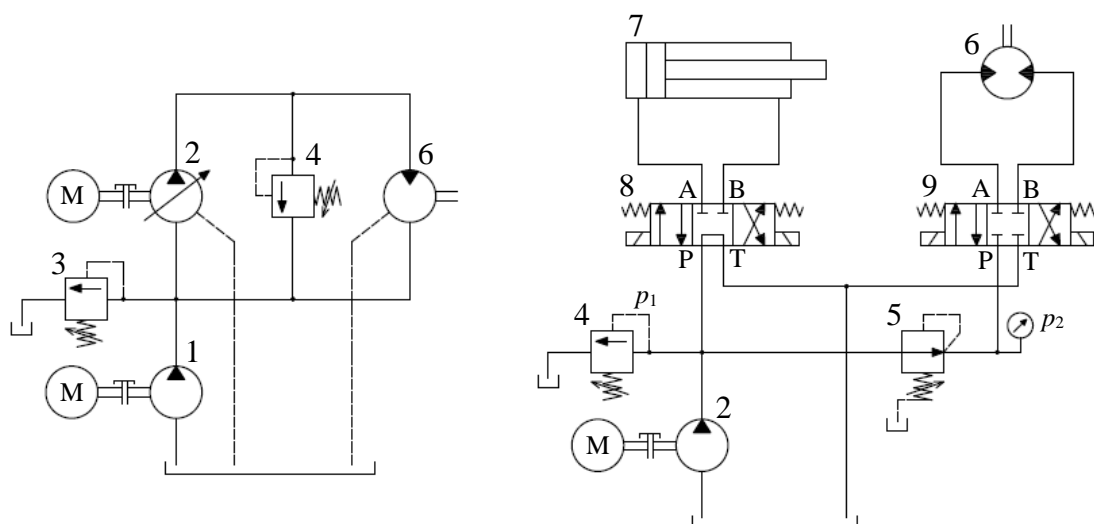


Obr. 9.10 Přímě řízený redukční ventil sedlové konstrukce (vlevo), nepřímě řízený redukční ventil sedlové konstrukce (vpravo)



Obr. 9.11 Nepřímo řízený redukční ventil šoupátkové konstrukce

Na Obr. 9.12 (vlevo), je uveden příklad použití tlakových ventilů v hydraulických obvodech. Pomocný plnicí hydrogenerátor 1 doplňuje kapalinu do nízkotlaké větve hydrostatického převodu s hydrogenerátorem 2. K plnicímu hydrogenerátoru je paralelně připojený přepouštěcí ventil 3, který je nastavený na nízký tlak (plnicí tlak $15 \div 20$ bar). Za hlavním hydrogenerátorem je paralelně umístěn pojistný ventil 4, na kterém je nastaven maximální tlak v systému. V obvodu Obr. 9.12 (vpravo), je v hlavní větvi přímočarý hydromotor 7, který pracuje s vyšším tlakem. Ve vedlejší větvi je rotační hydromotor 6, který pracuje s nižším tlakem. Pomocí redukčního ventilu 5 je tedy snížen pracovní tlak na vstupu rotačního hydromotoru.

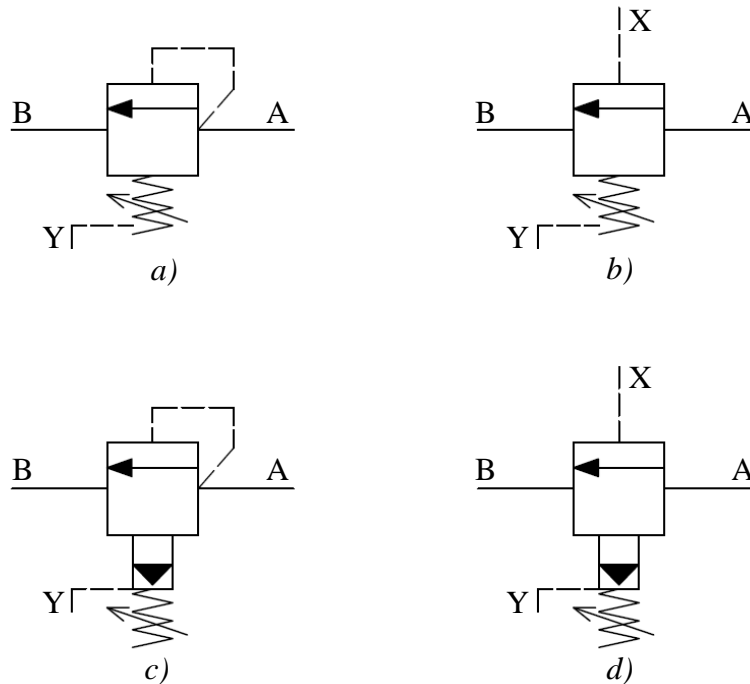


Obr. 9.12 Příklad použití tlakových ventilů v hydraulických obvodech

1 – plnicí hydrogenerátor, 2 – hlavní hydrogenerátor, 3 – tlakový (přepouštěcí) ventil,
 4 – tlakový (pojistný) ventil, 5 – tlakový (redukční) ventil, 6 – rotační hydromotor,
 7 – přímočarý hydromotor, 8 a 9 - rozváděče

9.4 Připojovací a odpojovací ventily

Tyto ventily patří do skupiny tlakových ventilů, jejich název vychází z funkce, kterou v hydraulických obvodech plní. Vyrábějí se v jednostupňovém i dvoustupňovém provedení, které je častější. Na Obr. 9.13 jsou uvedeny značky těchto ventilů. Tlakový vstup X, jenž slouží jako porovnávací hodnota vůči nastavenému tlaku na ventilu, může být realizován interně, nebo být vyveden externě a spínání ventilu pak bývá dosaženo na základě tlaku v jiné části systému. Tyto ventily se obvykle používají s paralelně připojeným jednosměrným ventilem, který může být zabudován v konstrukci ventilu.

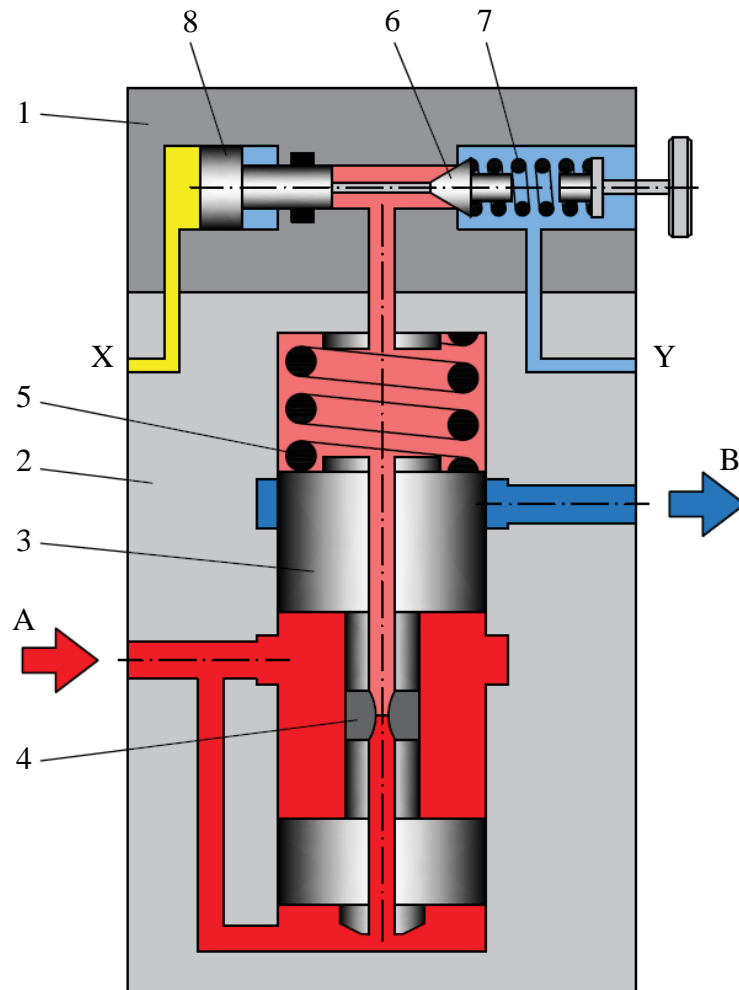


Obr. 9.13 Značky připojovacích a odpojovacích tlakových ventilů

- a) přímo řízený s interním přívodem tlaku X, b) přímo řízený s externím přívodem tlaku X,
c) nepřímo řízený s interním přívodem tlaku X, d) nepřímo řízený s externím přívodem tlaku X

Připojovací ventily se používají pro připojení tlaku do určité části obvodu s ohledem na požadavky systému. Schematicky je nepřímo řízený připojovací ventil znázorněn na Obr. 9.14 (vpravo) [6]. V tomto případě je šoupátko 3 vrtané, v něm je umístěna řídicí clona 4, jejíž funkce je stejná jako u clony 7 na Obr. 9.3. V prvním stupni ventilu 1 je proti kuželce 6 a pružině 7 vyveden zatěsněný pístek 8, na jehož plochu je přiváděn externí tlak vstupem X. Pokud tlak působící na pístek 8 překoná přednastavený odpor pružiny 7, kuželka 6 se vysune ze sedla. To umožní přes vrtání v šoupátku 3 průtok kapaliny ve směru A→Y. Na šoupátku 3 se díky odporu clony 4 naruší tlakové vyvážení, šoupátko výkonového stupně překoná odpor pružiny 5 a dojde k propojení kanálů A a B.

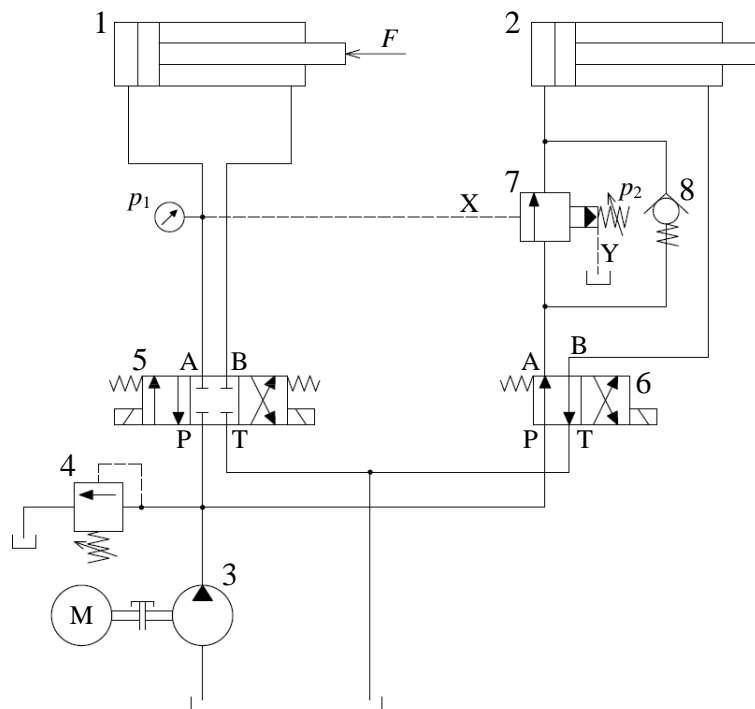
Při použití připojovacích ventilů dochází k maření energie na stejném principu, jak bylo výše popsáno u pojistných ventilů. Jejich funkci lze nahradit také pomocí dalších hydraulických prvků.



Obr. 9.14 Nepřímo řízený připojovací ventil s externím přívodem X

1 – první (řídící) stupeň ventilu, 2 – druhý (výkonový) stupeň ventilu, 3 – šoupátko, 4 – clona, 5 – pružina výkonového ventilu, 6 – kuželka, 7 – pružina řídicího ventilu, 8 – píst

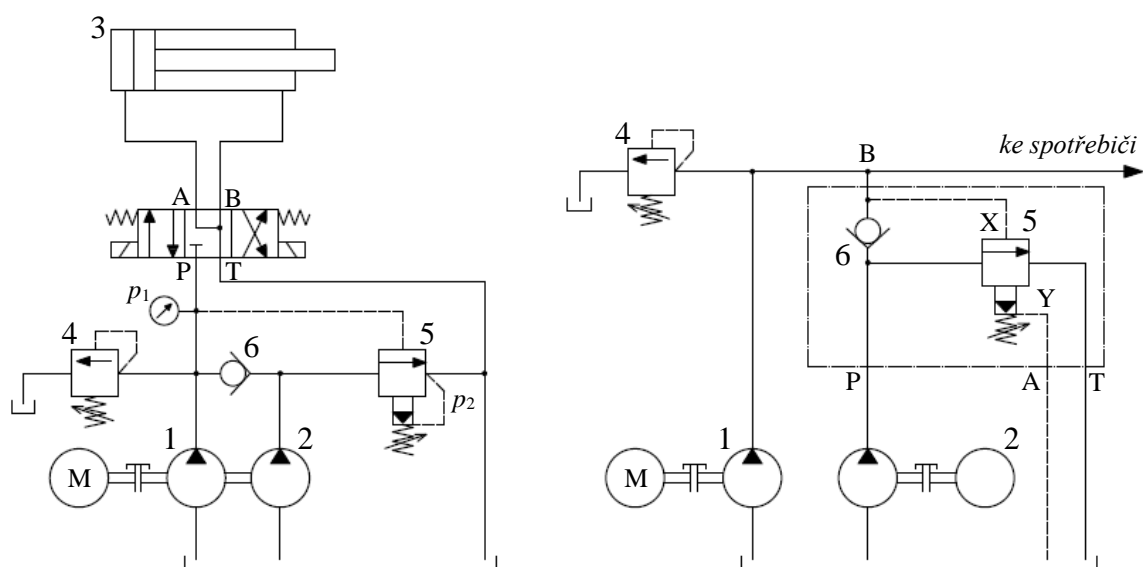
Možné použití připojovacího ventilu je naznačeno na schématu Obr. 9.15. V obvodu jsou dva stejné přímočaré hydromotory 1 a 2, přičemž hydromotor 1 je zatížen externí silou F . Požadovaná funkce systému je, že nejprve se musí vysunout pístnice motoru 1 a teprve po dosažení koncové polohy se začne vysouvat pístnice motoru 2. Pokud by byly oba motory připojeny ke zdroji tlaku 3 bez použití připojovacího ventilu 7, začala by se jako první pohybovat pístnice 2, jelikož není zatížena. V uvedeném obvodu musí platit, že tlak p_2 nastavený na připojovacím ventilu 7 musí být větší než tlak p_1 potřebný pro vysouvání pístnice hydromotoru 1. Ve výchozím stavu kapalina přes připojovací ventil 7 k hydromotoru 2 neprotéká, průtok připojovacím ventilem je uzavřen. Po dojezdu pístnice hydromotoru 1 do koncové polohy dojde k nárůstu tlaku p_1 na hodnotu nastavenou na připojovacím ventilu 7, ten se otevře a přepustí kapalinu k motoru 2. Paralelně připojený jednosměrný ventil 8 zajišťuje obtok připojovacího ventilu při zpětném pohybu hydromotoru 2. Je zřejmé, že stejné funkce bychom dosáhli i v případě použití přepouštěcích ventilů, rozváděčů a spínačů (snímačů) polohy pístnice.



Obr. 9.15 Příklad použití připojovacího ventilu

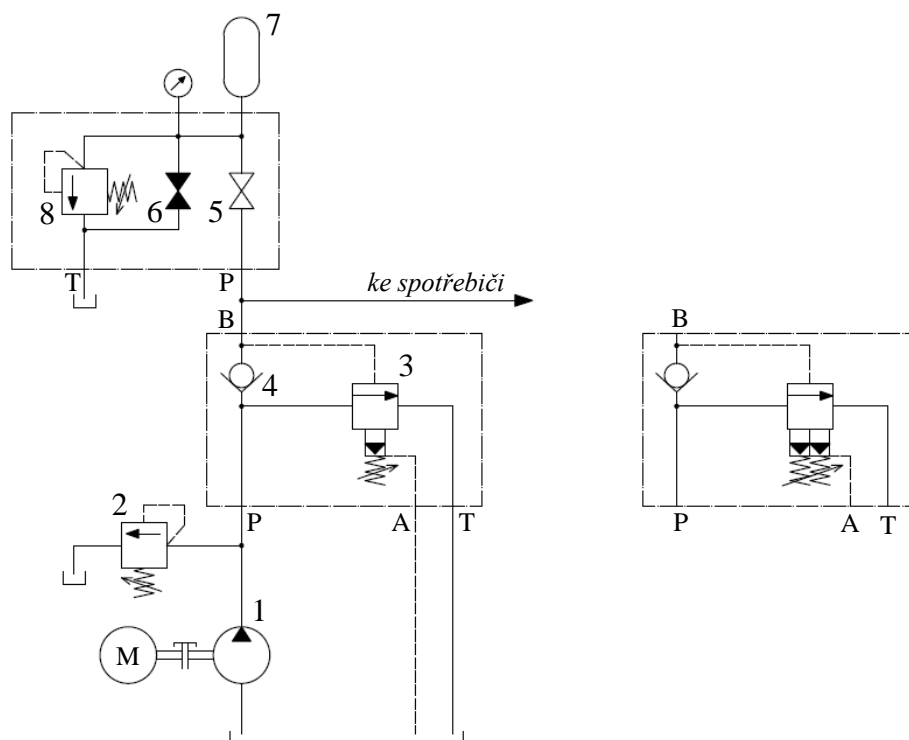
1 – přímočarý hydromotor zatížený externí silou, 2 – nezatížený přímočarý hydromotor, 3 – hydrogenerátor, 4 – pojistný ventil, 5 a 6 – rozváděče, 7 – připojovací ventil, 8 – jednosměrný ventil

Odpojovací ventily (často v praxi označovány jako DA ventily) se používají pro odpojování tlaku v určitých částech systému. Možnosti použití těchto ventilů jsou uvedeny na Obr. 9.16 a Obr. 9.17. V obvodu na Obr. 9.16 (vlevo) jsou použity dva hydrogenerátory, přičemž obdobný princip může být využit například u hydraulického lisu. Hydrogenerátor 1 je vysokotlaký a dodává pouze malý průtok kapaliny. Hydrogenerátor 2 je nízkotlaký a dodává velký průtok kapaliny. Oba hydrogenerátory jsou spojeny společnou hřídelí. Na odpojovacím ventilu 5 je nastaven otevírací tlak p_2 . Na počátku pracovního cyklu se pístnice hydromotoru 3 musí přiblížit k obráběnému materiálu. Pro pohyb pístnice je potřeba relativně nízký tlak p_1 , který je nižší než tlak nastavený na odpojovacím ventilu 5, ten zůstává uzavřený. Průtoky z obou hydrogenerátorů jsou přiváděny na hydraulický válec, jehož pístnice se začne vysouvat vyšší rychlostí (rychlouposuv). Při kontaktu pístnice s obráběným materiálem se zvýší odpor v systému a vzroste tlak p_1 . V okamžiku kdy $p_1 > p_2$, otevře se odpojovací ventil 5 a odpojí hydrogenerátor 2 od systému. Tento hydrogenerátor je v tuto chvíli odlehčen a kapalina z něj proudí do nádrže skrze odpojovací ventil jen s minimálním odporem. Tímto se samozřejmě sníží rychlost vysouvání pístnice, jelikož kapalina je nyní do hydromotoru dodávána pouze nižším průtokem z hydrogenerátoru 1. Snížení rychlosti pohybu pístnice není nedostatek, naopak při lisování je obvykle potřeba působit velkými silami za poměrně malých rychlostí.



Obr. 9.16 Příklad použití odpojovacího ventilu v obvodu hydraulického lisu

1 – vysokotlaký hydrogenerátor, 2 – nízkotlaký hydrogenerátor, 3 – hydromotor,
4 – pojistný ventil, 5 – odpojovací ventil, 6 – jednosměrný ventil



Obr. 9.17 Příklad použití odpojovacího ventilu v obvodu s akumulátorem (vlevo), plnicí ventil (vpravo)

1 – hydrogenerátor, 2 – pojistný ventil, 3 – odpojovací ventil, 4 – jednosměrný ventil,
5 a 6 – uzavírací ventily, 7 – akumulátor, 8 – pojistný ventil

Odpojovací ventil nachází uplatnění také v obvodech s akumulátory Obr. 9.17 (vlevo). Hydrogenerátor 1 plní akumulátor 7, v okamžiku, kdy tlak v systému dosáhne požadované hodnoty, sepne se odpojovací ventil 3 a odpojí hydrogenerátor od tlakové větve obvodu. Odpojovací ventil umožňuje odlehčení hydrogenerátoru bez nadměrného maření energie.

V obvodech s akumulátory se velmi často využívá i tzv. plnicí ventil Obr. 9.17 (vpravo), který je komplexnější a skládá se ze dvou tlakových ventilů. Ventil připojováním a odpojováním akumulátoru od zdroje tlaku respektuje maximální a minimální tlak dle požadavků v systému.

10. Hydraulické akumulátory

Jak napovídá název, jejich hlavní funkcí je akumulovat tlakovou energii kapaliny. V případě, kdy je v hydraulickém systému přebytek této energie, může být shromažďována v akumulátoru a při zvýšení spotřeby zpětně uvolněna do systému. Aby bylo možné tuto tlakovou energii kapaliny uchovat, dochází v akumulátoru k její transformaci na jiný typ energie (polohovou, nebo častěji deformační energii stlačeného plynu či pružiny). Hydraulické akumulátory mají podobnou funkci jako elektrické akumulátory a v hydraulických systémech se používají např. z důvodu energetických úspor, nebo pro eliminaci nežádoucích dynamických jevů.

Možné funkce akumulátoru jsou:

Pokrytí nerovnoměrných odběrů kapaliny ze strany hydraulického mechanismu. Jedná se o častý případ použití akumulátorů. Hydrogenerátor se běžně dimenzuje na hodnoty jmenovitého průtoku dle pracovního cyklu mechanismu. V případě nižšího odběru systémem se plní akumulátor, při krátkodobém zvýšení odběru nad jmenovitou hodnotu, rozdíl potřebné energie dodá akumulátor. Akumulátor v daném případě umožňuje v systému použít hydrogenerátor s menším geometrickým objemem, tedy je potřeba nižší příkon hydrogenerátoru.

Nouzový zdroj energie v případě výpadku primárního zdroje energie. Tato situace může nastat např. při poruše hydrogenerátoru, nebo při výpadku elektrické energie. Akumulátor obvykle umožní dokončit pracovní cyklus, nebo uvede zařízení do bezpečné polohy.

Kompenzace průtokových ztrát (svodových průtoků) a **udržování konstantního tlaku**. V aplikacích, kdy je potřeba udržovat po delší časový úsek konstantní tlak (např. upínání obrobků, vyvažování zátěže), je možné v obvodu použít akumulátor, který dokáže pokrýt svodové průtoky hydromotoru. Při tomto zapojení je výhodou také možnost odlehčení hydrogenerátoru, případně využití start/stop systému.

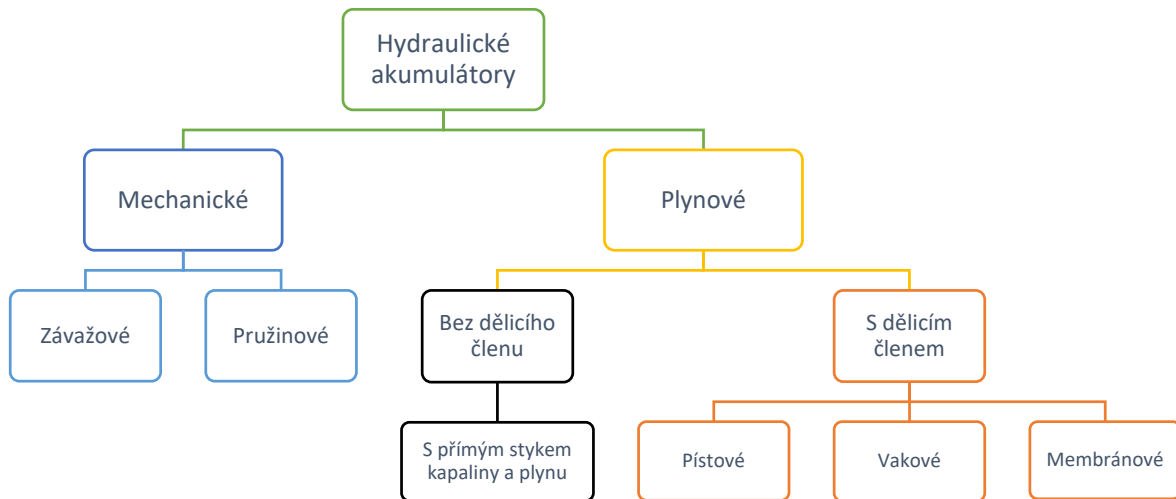
Vyrovňávání změn objemu, ke kterým může docházet v důsledku změny tlaku, nebo teploty kapaliny (objemová stlačitelnost a teplotní roztažnost kapalin).

Tlumení rázů a pulzací. Hydraulické rázy mohou vznikat v případě rychlého přestavení ventilu, náhlého zastavení nebo změny orientace pohybu hydromotoru. V obou těchto případech přebytečnou energii dokáže pohltit akumulátor. Pulzace průtoku mohou být způsobené nerovnoměrností chodu hydrogenerátoru, případně jeho konstrukcí. Tyto pulzace dokáže vyrovnávat akumulátor, který je v systému zapojen těsně za hydrogenerátorem.

Jako **pneumohydraulickou pružinu** lze využít např. akumulátor u mobilních zařízení. Akumulátory nacházejí uplatnění i v různých rekuperačních a **energeticky úsporných systémech**, například při manipulaci s těžkými břemeny (spouštění břemene), nebo u motorových vozidel (městská autobusová doprava). V těchto případech se energie do akumulátoru ukládá při brzdění zařízení a v okamžiku potřeby (opětovný rozběh zařízení) se energie uvolňuje.

Je zřejmé, že akumulátory mohou plnit v hydraulických systémech mnoho rozličných úloh a dle požadované funkce a aplikace se využívají různá konstrukční provedení akumulátoru. Základní rozdělení je možné podle způsobu akumulace energie, a to na **mechanické a plynové akumulátory**. V případě mechanických akumulátorů, se využívá změna potenciální energie, případně stlačení pružiny. Do této skupiny patří **závažové** a **pružinové** akumulátory. U

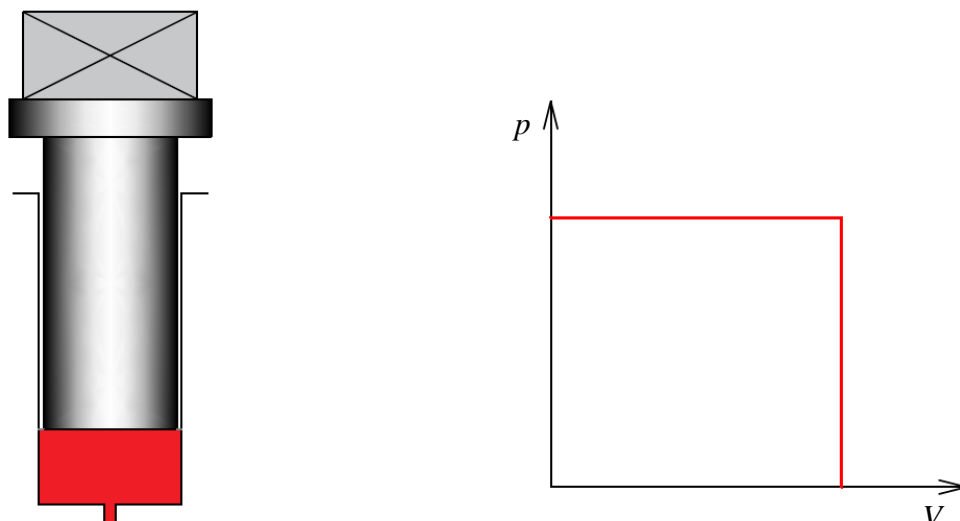
plynových akumulátorů se využívá změny vnitřní energie plynu, kdy podle použití dělicího členu (na rozhraní mezi kapalinou a plynem) hovoříme buď o akumulátorech s **dělicím členem**, nebo s **přímým stykem kapaliny a plynu**. Přičemž jako dělicí člen se používá **píst**, **vak**, nebo **membrána**. Základní rozdělení je graficky uvedeno na Obr. 10.1.



Obr. 10.1 Rozdělení hydraulických akumulátorů

10.1 Závažové akumulátory

Jedná se o nejstarší konstrukční typ. Akumulátor se skládá z válce a plunžru, k němuž je připojeno hmotné břemeno. K akumulaci tlakové energie kapaliny, dochází pomocí změny polohové energie pístu a břemene. Výhodou této konstrukce je možnost odebírat konstantní výstupní tlak kapaliny, po celé délce zdvihu Obr. 10.2, čímž se liší od všech ostatních typů akumulátorů. Užitečný objem akumulátoru je dán jeho zdvihem a průměrem válce [23], [61].



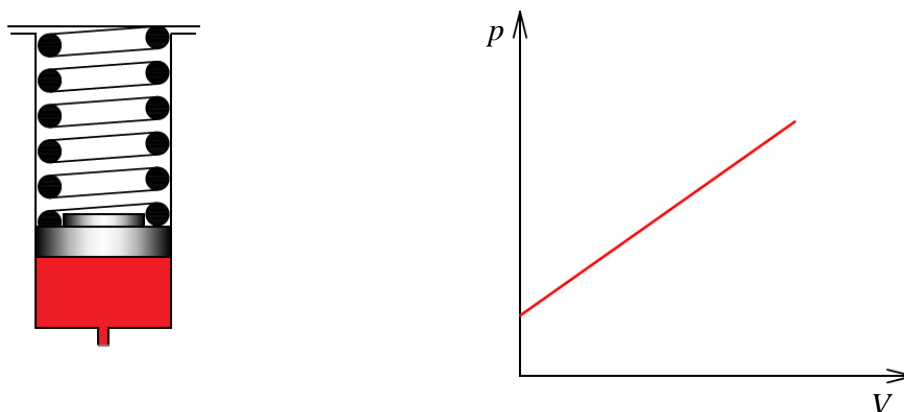
Obr. 10.2 Závažový akumulátor

Velkou nevýhodou jsou větší rozměry akumulátoru a také jeho hmotnost. Vlivem setrvačnosti hmot, mohou především při vyšších rychlostech vznikat tlakové rázy. Pracovní

rychlosti pohybu plunžru jsou $(0,3 \div 0,5) \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, maximální objemy 1500 dm^3 a pro pracovní tlaky až 35 MPa . Montážní poloha je svislá. Dříve se používaly například u tvářecích strojů, v dnešní době se prakticky nepoužívají.

10.2 Pružinové akumulátory

Pružinový akumulátor se skládá z válcové nádoby, pístu a pružiny. Po přivedení kapaliny do prostoru pod pístem, je při nárůstu tlaku kapaliny pružina prostřednictvím pístu stlačována. Tlak odebírané kapaliny není v tomto případě konstantní, ale je dán charakteristikou pružiny, která je s časem proměnná.



Obr. 10.3 Pružinový akumulátor

Jsou vhodné pro malé objemy do 50 dm^3 a nižší tlaky ($3 \div 5$) MPa. Montážní poloha je libovolná. Občas se využívají jako tlumiče tlakových špiček, ovšem s nižší spolehlivostí, která je způsobena praskáním pružin. Dnes se téměř nepoužívají, jejich funkci ve většině aplikací nahrazují plynové akumulátory.

10.3 Plynové akumulátory

Plynové akumulátory využívají k akumulaci energie stlačitelnost plynu. Stlačený plyn se chová jako pružina a při funkci se vychází ze základních zákonů termodynamiky. Vnitřní prostor akumulátoru můžeme rozdělit na plynovou a kapalinovou část, přičemž rozhraní mezi plynem a kapalinou může být (a obvykle bývá), vymezeno dělicím členem. Z bezpečnostních důvodů se v akumulátorech nepoužívá vzduch, ale inertní plyn, nejčastěji technický dusík. Při volbě správného typu akumulátoru pro danou aplikaci, je kromě požadovaného průtoku (užitečného objemu akumulátoru) a pracovního tlaku zařízení, nutné také uvažovat s rychlostí pracovních cyklů hydraulického systému, druhem použité kapaliny a u některých typů akumulátoru také s omezeními v poměru pracovního a plnicího tlaku. Plynové akumulátory jsou v současnosti nejpoužívanější a podle typu dělicího členu, máme následující konstrukční provedení.

10.3.1 S přímým stykem kapaliny a plynu

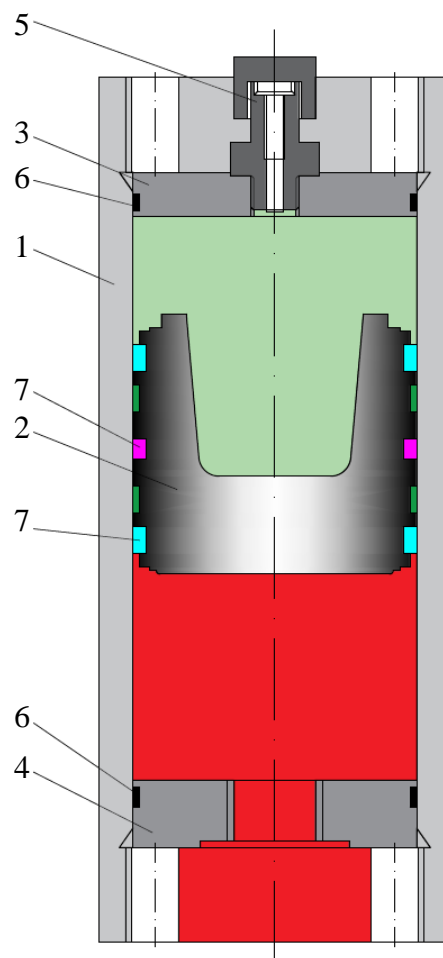
U tohoto základního provedení jsou kapalina a plyn v přímém kontaktu bez použití dělicího členu. Přímý kontakt plynu s kapalinou má ovšem zásadní nevýhody. Plyn se v kapalině

rozpouští (absorbuje), čímž ovlivňuje její vlastnosti. Tato absorpce je ještě výraznější při vyšších tlacích. Z tohoto důvodu se v moderní vysokotlaké olejové hydraulice tyto akumulátory prakticky nepoužívají.

Možnost použití těchto akumulátorů je v současnosti pouze v nízkotlaké vodní hydraulice. V minulosti se používaly i pro vysoké tlaky až 45 MPa a velké objemy (při paralelním spojení více akumulátorů i 12 000 dm³) a výkony těžkých tvářecích strojů, lisů a hutních zařízení.

10.3.2 Pístové akumulátory

Pístový akumulátor Obr. 10.4 se skládá z ocelové válcové nádoby 1, v níž se pohybuje píst 2, který slouží jako dělicí člen mezi plynovou a kapalinou částí. Vnitřní prostor akumulátoru je vymezen víkem 3 na plynové straně a víkem 4 na straně kapaliny. V horním víku je umístěn plynový plnicí ventil 5. Obě víka jsou opatřena statickým těsněním 6, těsnění pístu 7 je obdobné jako u hydraulických válců. Válcová nádoba a víka jsou uchyceny pomocí uzavírací matice [11].



Obr. 10.4 Pístový akumulátor

*1 – válcová nádoba, 2 – píst, 3 – víko na straně plynu, 4 – víko na straně kapaliny,
5 – plynový plnicí ventil, 6 – statické těsnění, 7 – těsnění pístu*

Jako pracovní plyn se používá dusík, který se plní přes jednosměrný ventil pomocí speciálního plnicího a zkušebního zařízení. Pístové akumulátory nejsou vhodné pro vodu,

používají se pro oleje a syntetické bezvodé kapaliny. V běžných aplikacích, se používají pro tlaky do 35 MPa a objemy až do 1500 dm³. U vysokotlakého provedení akumulátoru, uvádějí výrobci pracovní tlaky 55 MPa i vyšší. Pokles tlaku odebírané kapaliny z akumulátoru se dá omezit připojením dalších lahví s dusíkem.

V akumulátoru je potřeba zabránit průsakům kapaliny do plynové části, to zajišťuje těsnění pístu, které je řešeno podobně jako u hydraulických válců. Materiál těsnění se volí podle typu použité kapaliny. Aby při provozu nedocházelo k poškození těsnění, musí být vnitřní plochy nádoby opracovány ($Ra \leq 0,4 \mu\text{m}$). Již při malém průsaku kapaliny, je potřeba těsnění vyměnit. Zvýšené jsou také nároky na čistotu kapaliny. Tyto faktory výrazně prodražují výrobu, provoz a údržbu akumulátoru.



Obr. 10.5 Možné provedení pístu akumulátoru (vlevo) [23], sortiment firmy Hydac (vpravo) [62]

U pístové konstrukce je možné kontrolovat objem kapaliny v akumulátoru, případně předávat signál pro další řídicí funkce v hydraulickém obvodu (např. připojování a odpojování hydrogenerátoru). Mechanické snímání polohy pístu se realizuje vyvedením pístnice, která je připojena k pístu. Toto řešení vyžaduje konstrukční úpravy dolního víka a zvyšuje pasivní odpory. Další možností je použití elektrických snímačů (s permanentním magnetem, indukčních), nebo ultrazvukové odměřování.

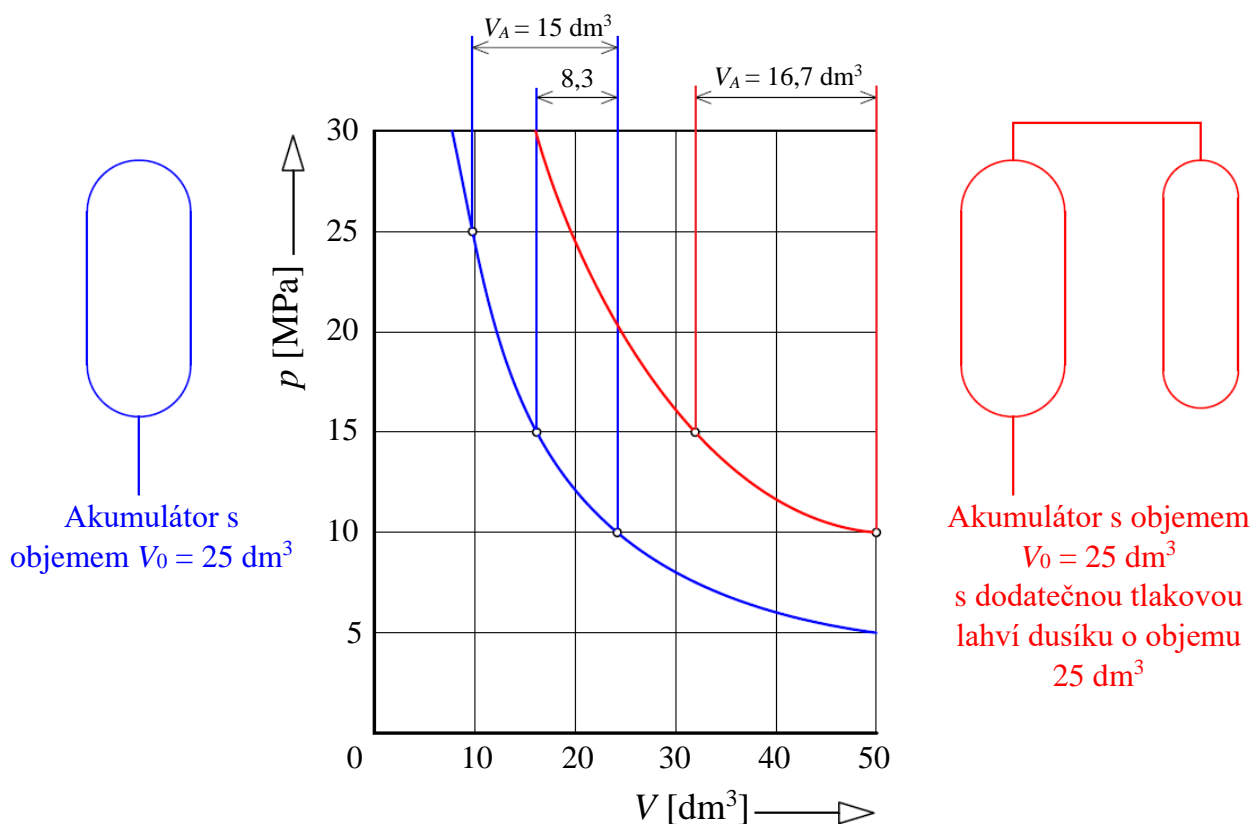
Pístové akumulátory jsou méně citlivé na rychlé změny objemu kapaliny, obecně se hodí pro pomalejší děje a krátkodobé odběry většího množství kapaliny. Na rozdíl od vakových a membránových akumulátorů, nejsou vhodné pro tlumení tlakových špiček a pulzací, kde je požadována velmi rychlá reakce. Proti pohybu pístu působí pasivní odpory těsnění a samozřejmě také samotná hmotnost pístu. Přestože jsou písty odlehčené konstrukce a vyrábějí se z lehkých slitin (obvykle hliníkových), tak reakční čas bude mnohem větší, než při deformaci pružného vaku či membrány.

Vyprazdňovací rychlost kapaliny vychází z rychlosti pohybu pístu a závisí na použitém typu těsnění. Maximální rychlost pístu, by při použití standardního pryžového těsnění měla být do $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, při použití těsnění z odolnějšího materiálu (PU, FKM) bývá větší, maximálně však $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Při velkých výstupních rychlostech odebírané kapaliny může docházet k tlakovým

rázům. Tyto rázy je možné eliminovat použitím tlumení pístu v koncových polohách, obdobně jako u hydraulických válců [6], [23].

Montážní poloha je libovolná, ovšem obvykle se preferuje svislá poloha. Pístové akumulátory jsou vhodné pro velké změny tlaků a tedy větší teplotní rozdíly. Poměr maximálního pracovního tlaku kapaliny p_2 a plnicího tlaku plynu p_0 je prakticky bez omezení. Použití pístových akumulátorů je zejména v divadelní technice, v lisovnách, kovárnách a u vstřikovacích lisů, hlavními výrobci jsou např. firmy, Hydac, Bolenz&Schäfer a Parker.

V určitých aplikacích (při využití pístových, ale i vakových akumulátorů) je vhodné zvětšit objem plynu. Objem se zvětšuje přidáním dodatečných lahví s dusíkem, kdy účelem je zvýšení užitečného objemu akumulátoru. Na Obr. 10.6 je uvedeno porovnání klasického pístového akumulátoru a akumulátoru s přidaným objemem plynu.



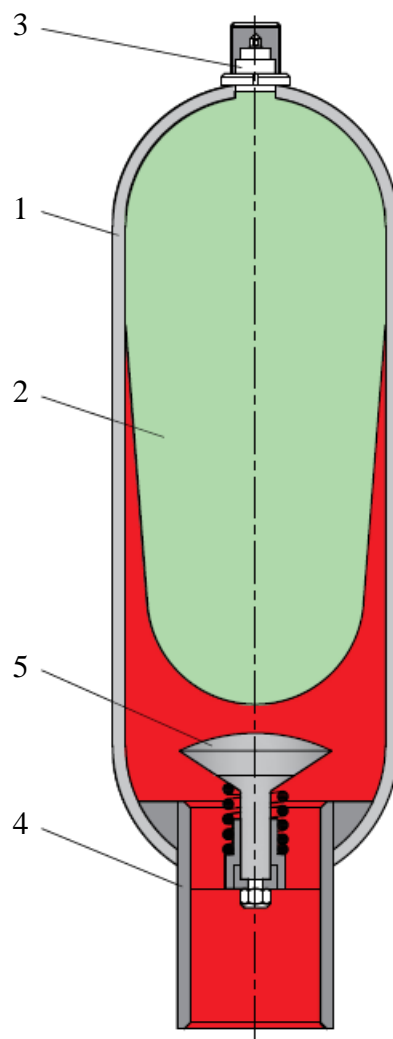
Obr. 10.6 Porovnání využitelného objemu kapaliny při použití akumulátoru s přidaným objemem plynu

10.3.3 Vakové akumulátory

Jedná se o univerzální a v současnosti nepoužívanější typ akumulátoru. Vakový akumulátor Obr. 10.7 se skládá z ocelové tlakové nádoby 1, ve které je uložen pružný pryžový vak 2. Vak tedy v této konstrukci akumulátoru představuje těsný dělicí člen mezi plynem a kapalinou. Ventil 3 slouží pro plnění vaku plynem a nachází se vždy v horní části akumulátoru. Pracovní kapalina proudí přes hrdlo 4, které je pomocí bezpečnostního bloku připojeno k hydraulickému

systemu. Uzavírací talířový ventil 5 zamezuje vtažení vaku do potrubí a jeho případnému poškození, při vyprázdňení akumulátoru [11].

V porovnání s akumulátorem pístové konstrukce při provozu odpadá překonávání pasivních odporů a také setrvačné hmoty jsou prakticky zanedbatelné. To umožňuje vakovým akumulátorům dosahovat rychlých reakčních časů a pracovat s vysokými frekvencemi. Opracování vnitřních stěn ocelové nádoby je pouze takové, aby nedošlo k protržení vaku. Vak je dokonale těsný a zamezuje přímému kontaktu plynu a kapaliny. Obecně jsou tyto akumulátory kompaktnější, konstrukčně jednodušší a jsou taktéž levnější a s nižšími náklady na údržbu.



Obr. 10.7 Vakový akumulátor

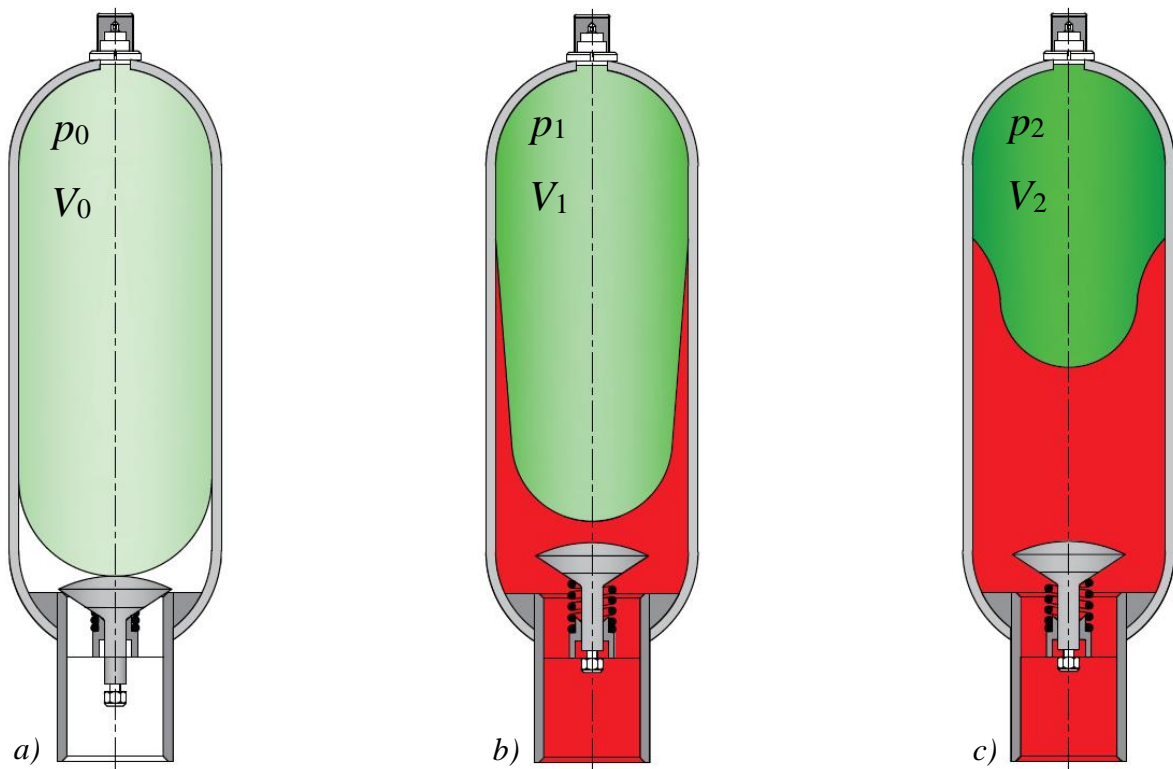
1 – tlaková nádoba, 2 – vak, 3 – plynový plnicí ventil, 4 – hrdlo pro připojení k hydraulické části obvodu, 5 – talířový uzavírací ventil

Na Obr. 10.8 je znázorněn průběh plnění a vyprázdňování akumulátoru. Budeme uvažovat stav před prvním použitím akumulátoru, hydraulický systém není v provozu. K plynovému

ventilu se připojí plnicí zařízení, kterým se začne plnit vak. S rostoucím tlakem plynu se elastický vak nafukuje, zaplňuje vnitřní objem nádoby, až začne působit na talířový ventil. Po překonání odporu pružiny, se ventil uzavře, dále se zvyšuje tlak plynu až na požadovanou hodnotu plnicího tlaku p_0 . Objem V_0 odpovídá jmenovitému objemu akumulátoru.

Po uvedení hydraulického zařízení do chodu, roste tlak kapaliny v systému. Ve chvíli, kdy tlak kapaliny dosáhne hodnoty plnicího tlaku plynu p_0 , otevře se talířový ventil a kapalina začne plnit vnitřní objem akumulátoru. Objem plynu je V_1 při tlaku p_1 , což je minimální pracovní tlak hydraulického systému. Při dalším zvyšování tlaku v hydraulické části, dochází k deformaci vaku a stlačování plynu až do objemu V_2 . Při tomto stavu je tlak plynu p_2 a zároveň se jedná o maximální pracovní tlak hydraulického systému. Rozdíl objemů $V_1 - V_2$ odpovídá maximálnímu odebranému množství kapaliny a nazývá se také užitečný objem akumulátoru V_A .

Pokud dojde v hydraulické části k poklesu tlaku pod hodnotu p_2 , plyn expanduje a vak vytlačuje kapalinu z akumulátoru zpět do systému. Tímto způsobem lze pokrýt kolísání tlaku v hydraulickém systému, vyrovnávat nerovnoměrnosti v odběru kapaliny aj.



Obr. 10.8 Průběh plnění a vyprazdňování akumulátoru

a) plnění vaku plynem, b) plnění akumulátoru kapalinou, c) vyprazdňování/odběr kapaliny

Při návrhu vakového, nebo membránového akumulátoru, musí konstruktér respektovat maximální dovolený poměr tlaků p_2/p_0 . Tento poměr vychází z omezeného rozsahu provozních teplot elastických materiálů vaku, nebo membrány. U velké a rychlé změny tlaku by při expanzi plynu docházelo k výraznému poklesu teploty, což by mohlo způsobovat změnu materiálových

vlastností elastického členu. Materiál vaku obvykle bývá NBR pryž, FPM pryž (Viton), nebo IIR pryž (Butyl).

Maximální dovolený poměr tlaků u vakových akumulátorů je $p_2/p_0 \leq 4$. Plnicí tlak plynu se u těchto akumulátorů volí $p_0 \leq 0,9 \cdot p_1$ v případě, že je akumulátor používán k vyrovnávání nepravidelného odběru. Pro tlumení tlakových špiček a pulzací $p_0 = (0,6 \div 0,9) p_1$.

Standardní vakové akumulátory se vyrábějí s objemem do 200 dm^3 a pro pracovní tlaky až 55 MPa. Maximální průtok je $30 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, ve speciálním „High – flow“ provedení až $120 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Používají se pro rychlé děje a velké vyprazdňovací rychlosti. Montážní poloha je svislá, s hydraulickým ventilem v dolní části akumulátoru.



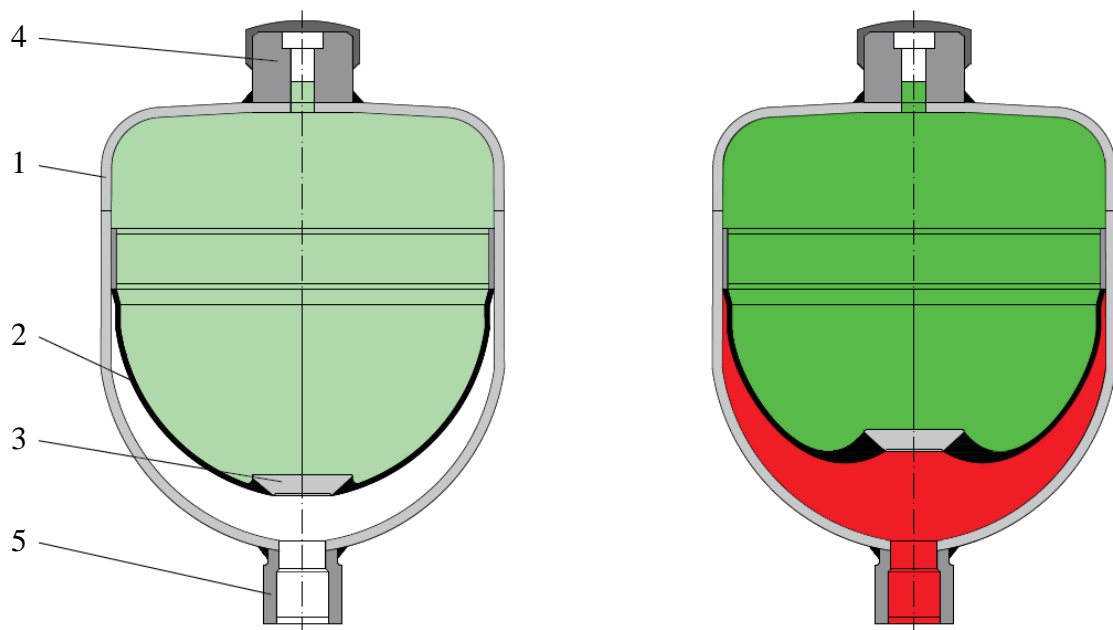
Obr. 10.9 Vak akumulátoru (vlevo), řez vakovým akumulátorem [63] (vpravo)

10.3.4 Membránové akumulátory

Posledním používaným typem jsou membránové akumulátory Obr. 10.10. Ocelová tlaková nádoba 1 kulovitého tvaru je buď svařovaná, nebo šroubovaná konstrukce (pro vyšší tlaky). V ní je uložena pryžová membrána 2, která je opatřena kovovým kroužkem 3, jenž zabraňuje vtažení membrány do vstupního hrdla, obdobně jako talířový ventil u vakových akumulátorů. Membrána plní funkci dělicího členu mezi plynem a kapalinou.

Pružná membrána umožňuje rychlé reakční časy. Princip funkce je podobný jako u vakových akumulátorů. Při změnách tlaku dochází k deformaci a pohybu membrány. Tato deformace je ovšem značně omezena, což omezuje také užitečný objem membránových akumulátorů. Při velkých deformacích se výrazně snižuje životnost membrány. Z tohoto důvodu se membránové akumulátory běžně vyrábějí pouze do objemu 4 dm³. Pracovní tlaky jsou do 35 MPa u svařované konstrukce, až 75 MPa u konstrukce šroubované. Maximální poměr tlaků $p_2/p_0 = (6 \div 8)$ u svařovaného provedení, 10 u šroubovaného [6], [11], [23].

Membránové akumulátory se používají pouze pro malé objemy kapaliny, obvykle k tlumení tlakových rázů a pulzací. Montážní poloha je libovolná.



Obr. 10.10 Membránové akumulátory

1 – ocelová tlaková nádoba, 2 – pryžová membrána, 3 – kovový kroužek, 4 – plynový plnicí ventil, 5 - hrdlo pro připojení k hydraulické části obvodu



Obr. 10.11 Řez membránovým akumulátorem

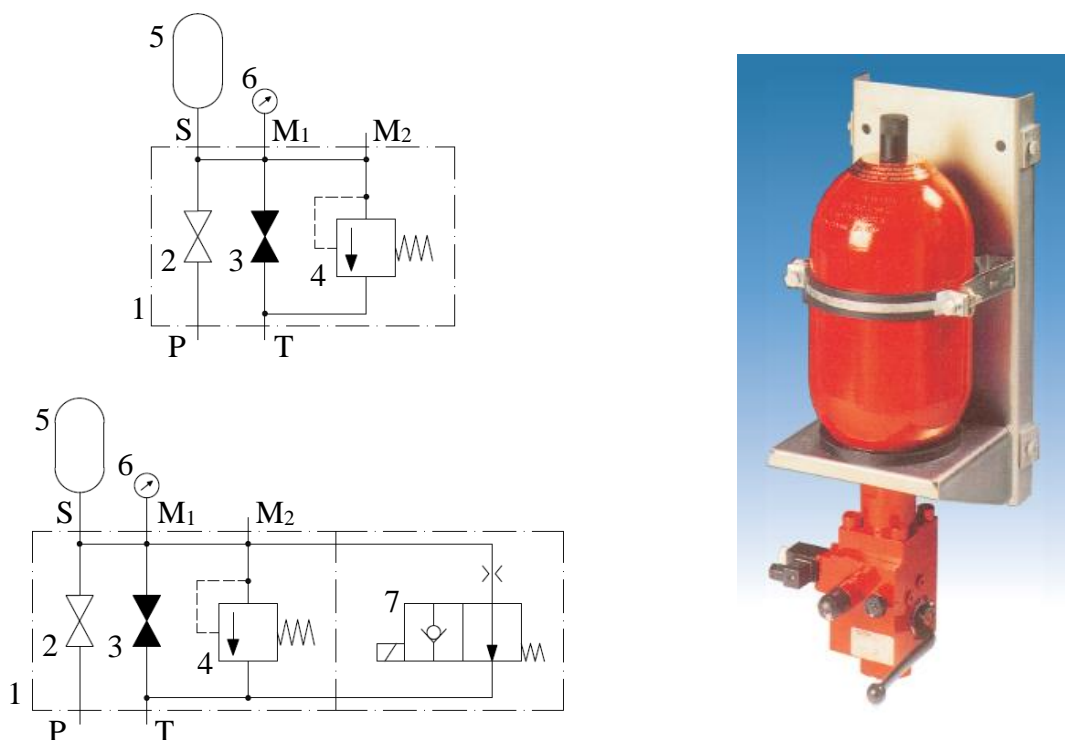
10.4 Příslušenství akumulátorů

Mezi základní příslušenství akumulátorů patří bezpečnostní prvky, plnicí a zkušební zařízení a upevňovací prvky.

10.4.1 Bezpečnostní a uzavírací blok

Tento blok se připojuje ke kapalinové straně a musí být součástí každého akumulátoru, jež spadá do kategorie tlakových nádob (podle Vyhlášky Českého úřadu bezpečnosti práce a Českého báňského úřadu č.18/1979 Sb. a zákona č.174/1968 Sb. v platných zněních). Na Obr. 10.12 (vlevo nahoře) je uvedeno základní provedení bloku s ručním ovládním. Skládá se z ventilového bloku 1, do kterého je vestavěn hlavní uzavírací ventil 2, vypouštěcí ventil 3 a pojistný ventil 4. Hlavní uzavírací ventil 2 je ručně ovládaný a připojuje, případně odpojuje akumulátor od hydraulického systému. Ručně ovládaný vypouštěcí (uzavírací) ventil 3, má odlehčovací funkci a v případě potřeby propojuje akumulátor 5 s nádrží. Pojistný ventil 4 je vždy součástí bloku, musí mít příslušný atest, maximální povolený tlak je nastaven výrobcem akumulátoru a pojistný ventil je zaplombován. Výstupy M_1 a M_2 slouží pro připojení manometru.

Na Obr. 10.12 (vlevo dole) je znázorněn blok s přidavným elektricky ovládaným ventilem 7, který slouží pro automatické odlehčení akumulátoru 5, např. při odstávce stroje, nebo při výpadku elektrického napájení. Ostatní prvky bloku plní stejnou funkci jako v předchozím případě. Připojení bezpečnostního bloku k akumulátoru je uvedeno na Obr. 10.12 (vpravo).



Obr. 10.12 Bezpečnostní a uzavírací blok, základní provedení s ručním ovládním (vlevo nahoře), bezpečnostní blok s přidavným elektrickým ovládním (vlevo dole), příklad připojení bezpečnostního bloku k akumulátoru (vpravo)

1 – ventilový blok, 2 – hlavní uzavírací ventil, 3 – vypouštěcí ventil, 4 – pojistný ventil, 5 – akumulátor, 6 – manometr, 7 – elektricky ovládaný ventil

Z pohledu bezpečnosti provozu je v některých případech vhodné použít jištění také v plynové části akumulátoru. V prozozech s vyššími okolními teplotami, nebo v případě nebezpečí požáru se používají tavné pojistky, které zajistí vypuštění plynu z akumulátoru. Pojistné membrány, nebo plynové pojistné ventily pak hlídají maximální dovolené navýšení tlaku plynu.

Hmotnost akumulátoru a působení setrvačných sil za provozu nesmí být přenášeny na připojené potrubí hydraulického systému. Akumulátory musí být vždy upevněné, aby se zamezilo namáhání potrubí. Používají se těmeny, nebo konzoly, mezi které se vkládají pryžové vložky. Možnost upevnění akumulátoru je znázorněna na Obr. 10.12 (vpravo).

10.4.2 Plnicí zařízení

Plnicí zařízení slouží k plnění prázdných akumulátorů dusíkem, případně k revizi tlaku plynu a jeho doplnění na požadovanou hodnotu. Plnicí tlak je definován pro teplotu 20 °C, liší se pro jednotlivé typy akumulátorů a jeho hodnota vychází z předpokládaného pracovního tlaku hydraulického systému. Plnicí tlak by měl být v pravidelných intervalech kontrolován. Na Obr. 10.13 jsou uvedeny příklady plnicích zařízení různých výrobců.



Obr. 10.13 Plnicí a zkušební zařízení, zařízení VGU firmy Parker [64] (vlevo), N2S-V mobilní plnicí zařízení firmy Hydac (vpravo) [23]

10.5 Provozní a bezpečnostní předpisy

Akumulátory jsou tlakové nádoby, při jejich instalaci, provozu a údržbě musí být dodržovány bezpečnostní předpisy, které jsou stanoveny příslušnou normou. Na každém akumulátoru musí být čitelně uvedeny základní informace: výrobce (dodavatel) akumulátoru, výrobní číslo, rok výroby, maximální přípustný tlak, objem akumulátoru, rozsah přípustných okolních teplot. Předepsáno je také upevnění akumulátoru a jeho součástí musí být rovněž bezpečnostní a uzavírací blok, o kterých bylo pojednáno výše.

Kromě toho musí mít každá tlaková nádoba technický list (dle platné normy ČSN 690010, musí být tlakové nádoby doloženy platným pasportem, který vystavuje výrobce, dovozce tlakových nádob nebo osoba s příslušným oprávněním), do kterého se zapisují kontroly, revize a opravy. Opravy smí provádět pouze odborníci od výrobce akumulátoru. Periodické kontroly a revize jsou taktéž předepsány normou a smí je provádět pouze revizní technik s osvědčením pro tlakové nádoby.

Použitá literatura

- [1] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2016. ISBN 978-80-248-3930-1.
- [2] DRÁBKOVÁ, Sylva et al. *Mechanika tekutin – učební text*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1508-4.
- [3] PIVOŇKA, Josef et al. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1987.
- [4] NOSKIEVIČ, Jaromír. *Mechanika tekutin*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1987.
- [5] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2. Řídící prvky hydrostatických systémů. Příslušenství hydraulických obvodů*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1827-6.
- [6] BAROŠKA, Ján. *Hydrostatické mechanizmy*. Žilina: Hydropneutech, 2012. ISBN 978-80-970897-2-6.
- [7] PAVLOK, Bohuslav, Lumír HRUŽÍK a Miroslav BOVA. *Hydraulická zařízení strojů – učební text* [online]. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2007. www.vsb.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://cdrive.vsb.cz/index.php/s/K0ABHFEN8xPYcIX>
- [8] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pohony a převody*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2012. ISBN 978-80-248-2780-3.
- [9] JANALÍK, Jaroslav. *Vybrané kapitoly z mechaniky tekutin*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1910-5. www.vsb.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://cdrive.vsb.cz/index.php/s/LNdbFS31pUfOiTD>
- [10] MURRENHOF, Hubertus. *Fundamentals of fluid power: lecture notes: translation of the 7. revised German edition 2012. Part 1, Hydraulics*. Aachen: Shaker Verlag, 2017. Reihe Fluidtechnik, 007. ISBN 978-3-8440-2826-3.
- [11] BOSCH REXROTH. *Fluidní technika: průmyslová hydraulika – základy. 3. doplněné vydání*. Brno: Bosch Rexroth, spol. s.r.o. (školení a poradenství), 2012.
- [12] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 1. Kapaliny v hydraulických mechanismech. Hydrostatické převodníky*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0857-9.
- [13] BEATER, Peter. *Entwurf hydraulischer Maschinen: Modellbildung, Stabilitätsanalyse und Simulation hydrostatischer Antriebe und Steuerungen*. Berlin: Springer, 1999. ISBN 3-540-65444-5.
- [14] DVOŘÁK, Lukáš. *Vlastnosti tekutin – Syllabus předmětu*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010. www.vsb.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://cdrive.vsb.cz/index.php/s/N6SRCEIWBkEhP2O>

- [15] MURRENHOF, Hubertus. *Fluidtechnik für mobile Anwendungen: Umdruck zur Vorlesung. 6., überarbeitete Fassung*. Aachen: Shaker Verlag, 2014. Reihe Fluidtechnik, 005. ISBN 978-3-8440-2919-2.
- [16] GRINČ, Ladislav. *Pracovné kvapaliny pre hydraulické systémy*. Žilina: Vysoká škola dopravy a spojov v Žiline, 1994.
- [17] ISO 11158:2009. *Lubricants, industrial oils and related products (class L) – Family H (Hydraulic systems) – Specifications for categories HH, HL, HM, HV and HG*. Geneva: International Organization for Standardization, 2009.
- [18] ISO 12922:2012. *Lubricants, industrial oils and related products (class L) – Family H (Hydraulic systems) – Specifications for hydraulic fluids in categories HFAE, HFAS, HFB, HFC, HFDR and HFDU*. Geneva: International Organization for Standardization, 2012.
- [19] ISO 15380:2016. *Lubricants, industrial oils and related products (class L) – Family H (Hydraulic systems) – Specifications for hydraulic fluids in categories HETG, HEPG, HEES and HEPR*. Geneva: International Organization for Standardization, 2016.
- [20] MATTHIES, Hans Jürgen a Karl Theodor RENIUS. *Einführung in die Ölhydraulik. 6., aktualisierte und erw Aufl.* Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2008. Studium (Vieweg + Teubner). ISBN 978-3-8351-0238-5.
- [21] EKOLUBE. Výkonová klasifikace průmyslových maziv [online]. www.oleje.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.oleje.cz/clanek/Vykonova-klasifikace-prumyslovych-maziv>
- [22] VALDAUF, Jiří. HFA kapaliny pro důlní průmysl [online]. www.cahp.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: https://www.cahp.cz/wp-content/2012/03/02_Lubricant_HFA_kapaliny_pro_doly.pdf
- [23] HYDAC. *Hydraulics – basics and components*. Sulzbach/Saar: HYDAC Service GmbH, training Center 2012.
- [24] PAVLOK, Bohuslav a Lumír HRUŽÍK. *Základy hydrauliky* [online]. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009. www.vsb.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://cdrive.vsb.cz/index.php/s/gKZjldp8uiti7uh>
- [25] ARGO HYTOS. Čistota hydraulických kapalin [online]. www.hazmioil.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.hazmioil.cz/pdf/ARGO.pdf>
- [26] ISO 4406:2017. *Hydraulic fluid power – Fluids – Method for coding the level of contamination by solid particles*. Geneva: International Organization for Standardization, 2017.
- [27] NAS 1638. *Cleanliness requirements of parts used in Hydraulic systems*. Washington D.C.: Aerospace Industries of America, 2001.
- [28] PAVELEC, Lubor. *Filtrace a čistota pracovních kapalin a plynů* [online]. Ostrava, 2018. www.vsb.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://dSPACE.vsb.cz/handle/10084/129671> Bakalářská práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení.
- [29] DREXLER, Peter et al. *Příručka hydrauliky – Svazek 3 – Projektování a konstrukce hydraulických zařízení*. Wertheim/Wartberg: Mannesmann Rexroth GmbH, 1988.

- [30] EXNER, Herbert et al. *Hydraulics: basics principles and components. 3rd edition/revision and editing H Kempf*. Würzburg: Bosch Rexroth AG, Drive & Control Academy, 2011. The hydraulic trainer, volume 1. ISBN 978-3-9814879-3-0.
- [31] HYDAC International. *Filter Systems – Product Catalogue* [online]. www.hydac.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.hydac.com/cz-cs/vyroby/pece-o-kapaliny/filtry-pro-hydrauliku-a-mazaci-oleje/filtracni-elementy/show/Download/index.html> Sulzbach/Saar: HYDAC Filter systems GmbH.
- [32] BOSCH REXROTH. *Filtration Systems: Systematic Fluid Management* [online]. www.boschrexroth.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/us/media-details/2da6380d-20a2-466a-99eb-c4631f25f602> Ketsch: Bosch Rexroth AG, Drive & Control Academy, 2014.
- [33] BOSCH REXROTH. *Rexroth Filters Product-Range* [online]. www.boschrexroth.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/us/products/product-groups/industrial-hydraulics/topics/documentation-and-resources/> Charlotte: Bosch Rexroth Corporation, 2018.
- [34] HYDAC International. *Tank – Top Return Line Filter RFND Change-Over Version* [online]. www.hydac.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.hydac.com.au/return-line-filter-tank-mounted-rfnd.html> Sulzbach/Saar: HYDAC Filter systems GmbH.
- [35] MP FILTRI. *Air breathers & Filter plugs* [online]. www.mpfiltri.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.mpfiltri.com/products/accessories-for-hydraulic-systems-and-tanks-5/air-breather-and-filler-plugs-20/ta46-tap50-sap50.html#2> Milan: MP Filtri S.p.A.
- [36] HRUŽÍK, Lumír. *Rotační převodníky – výpočtové vztahy, statické charakteristiky* [online]. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, www.vsb.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.fs.vsb.cz/338/cs/studium/studijni-opory/>
- [37] BOSCH REXROTH. *Axial piston variable pump A10VSO series 31* [online]. www.boschrexroth.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/media-details/1560c105-593b-4c51-ab84-01552c3d66fb> Horb a.N.: Bosch Rexroth AG, 2021.
- [38] GROLLIUS, Horst-Walter. *Grundlagen der Hydraulik. 4., aktualisierte Aufl.* München: Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, 2008. ISBN 978-3-446-41596-6.
- [39] BOSCH REXROTH. *Variable vane pumps, pilot operated* [online]. www.boschrexroth.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: https://store.boschrexroth.com/apex/ccrz_ProductDetails?cclcl=en_HU&seoid=VANE-PUMP_R900919235&sku=R900919235 Lohr am Main: Bosch Rexroth AG, 2021.
- [40] FINDEISEN, Dietmar. *Ölhydraulik: Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik. 5., neu bearb. Aufl.* Berlin: Springer, 2006. ISBN 3-540-23880-8.
- [41] HALAMA, Radim, Ludmila ADÁMKOVÁ, František FOJTÍK, Karel FRYDRÝŠEK, Michal ŠOFER, Jaroslav ROJÍČEK a Martin FUSEK. *Pružnost a pevnost* [online]. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011. www.vsb.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: https://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/pruznost_a_pevnost.pdf

- [42] PROKEŠ, Josef a Jiří VOSTROVSKÝ. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1988.
- [43] WILL, Dieter a Norbert GEBHARDT, ed. *Hydraulik: Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. 4. neu bearb. Aufl. Berlin: Springer, 2008. ISBN 978-3-540-79534-6.
- [44] BOSCH REXROTH. *High Performance Cylinder for Testing Technology* [online]. www.boschrexroth.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/gb/search.html?s=download&q=%22re08124%22&num=10> Lohr am Main: Bosch Rexroth AG, 2016.
- [45] HENNLICH. *Statická těsnění – O-kroužky – materiály a tvrdosti* [online]. www.hennlich.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/tesneni/o-krouzky/> Litoměřice: Hennlich s.r.o.
- [46] HENNLICH. *Statická těsnění – O-kroužky - konstrukční údaje* [online]. www.hennlich.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/tesneni/o-krouzky/> Litoměřice: Hennlich s.r.o.
- [47] HENNLICH. *Statická těsnění – X-kroužky - technické údaje* [online]. www.hennlich.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/tesneni/x-krouzky/> Litoměřice: Hennlich s.r.o.
- [48] HENNLICH. *Statická těsnění – Těsnicí kroužky – typ HTR – DIN3869* [online]. www.hennlich.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/tesneni/htr-tesnici-krouzek/> Litoměřice: Hennlich s.r.o.
- [49] HENNLICH. *Statická těsnění – USIT kroužky* [online]. www.hennlich.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/tesneni/usit-krouzky-bonded-seals/> Litoměřice: Hennlich s.r.o.
- [50] HENNLICH. *Pístnicová těsnění* [online]. www.hennlich.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/tesneni/pistnicova-tesneni-hydraulicka-tesneni/> Litoměřice: Hennlich s.r.o.
- [51] PARKER. *Piston Seals* [online]. www.ph.parker.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://ph.parker.com/cz/cs/piston-seals> Parker Hannifin Corporation.
- [52] HENNLICH. *Pístní těsnění* [online]. www.hennlich.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/tesneni/pistni-tesneni-hydraulicka-tesneni/> Litoměřice: Hennlich s.r.o.
- [53] HENNLICH. *Vodící pásy a vodící kroužky* [online]. www.hennlich.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/tesneni/vodici-pasy-a-vodici-krouzky/> Litoměřice: Hennlich s.r.o.
- [54] PARKER. *Guiding Elements and Wear Strips* [online]. www.ph.parker.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://ph.parker.com/cz/cs/guiding-elements-and-wear-strips> Parker Hannifin Corporation.
- [55] HENNLICH. *Stírací kroužky* [online]. www.hennlich.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/tesneni/stiraci-krouzky-hydraulicka-tesneni/> Litoměřice: Hennlich s.r.o.

- [56] PARKER. *Stírací těsnění* [online]. www.ph.parker.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://ph.parker.com/cz/cs/wipers> Parker Hannifin Corporation.
- [57] TRULEJ, Patrik. *Zkušební zařízení pro měření vlastností servoválce a životnostních zkoušek těsnění* [online]. Ostrava, 2022. www.vsb.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://dspace.vsb.cz/handle/10084/148117> Diplomová práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení.
- [58] BOSCH REXROTH. *Wege-Schieberventile, direktgesteuert, mit Magnetbetätigung* [online]. www.boschrexroth.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/media-details/57240a2b-dae2-48d8-9324-92761530ae22> Lohr am Main: Bosch Rexroth AG, 2019.
- [59] BUCHER HYDRAULICS. *Monobloc and Sectional Directional Control Valves* [online]. www.bucherhydraulics.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: https://www.bucherhydraulics.com/datacat/files/Katalog/Ventile/EinzelgeraeteMonoblock/HDM11P/HDM11P_200-P-991210-en.pdf Bucher Hydraulics, 2015.
- [60] BOSCH REXROTH. *M4-12&15: High Pressure Load Sensing Control Block* [online]. www.boschrexroth.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/press_kits_1/brochures_5/ra98282.pdf Bosch Rexroth Corporation, 2014.
- [61] KAŠTOVSKÝ, Libor. *Hydraulické akumulátory* [online]. Ostrava, 2016. www.vsb.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://dspace.vsb.cz/handle/10084/114834> Bakalářská práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení.
- [62] HYDAC International. *Piston accumulators* [online]. www.hydac.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.hydac.com/shop/en/hydraulic-accumulators/piston-accumulators> Hydac International GmbH.
- [63] OLAER. *Accumulator – high pressure bladder type conforming to AS 1210* [online]. www.olaer.com.au [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <http://www.olaer.com.au/wp-content/uploads/AS1210final.pdf> Cromer NSW: Olaer Fawcett Christie, 2004.
- [64] PARKER. *VGU – Charging Set for Hydro-pneumatic Accumulators* [online]. www.ph.parker.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://ph.parker.com/cz/cs/piston-seals> Parker Hannifin Corporation.

Firemní literatura a internetové zdroje:

Argo-Hytos, Atos, Bolenz&Schäfer, Bosch Rexroth, Bucher Hydraulics, Danfoss, Eaton, HAWE Hydraulik, Hennlich, Hydac, Hydraulics, Charvát Group, Kawasaki Hydraulics, Linde Hydraulics, MP Filtri, Olaer, Parker Hannifin, Poclairn Hydraulics, SKF, Trelleborg, VOSS, Yuken