



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

Praktické úlohy a základy pneumatiky

Kamil Fojtášek
Lumír Hružík
Lukáš Dvořák
Adam Bureček
Erik Stonawski
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 | 5 |
| 1. Značky hydraulických a pneumatických prvků | 11 |
| 2. Základní hydraulické obvody | 21 |
| 2.1 Obvody pro vyvození posuvného (přímočarého) pohybu | 21 |
| 2.2 Obvody pro vyvození rotačního pohybu | 25 |
| 2.3 Řízení rychlosti nebo otáček hydromotoru..... | 26 |
| 2.4 Řízení síly nebo momentu hydromotoru | 29 |
| 3. Výpočet parametrů ideálního (bezeztrátového) hydrostatického obvodu v ustáleném stavu | 31 |
| 4. Výpočet obvodů se škrticími ventily..... | 40 |
| 5. Měření $Q - \Delta p$ charakteristiky škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou a charakteristiky tlakové závislého škrticího ventilu | 50 |
| 6. Výpočet parametrů skutečného obvodu | 54 |
| 7. Výpočet rozběhu hydromotoru..... | 57 |
| 8. Hydraulické akumulátory | 64 |
| 8.1 Použití akumulátorů v obvodech | 64 |
| 8.2 Výpočet a návrh akumulátoru..... | 73 |
| 9. Tepelný výpočet hydraulického systému | 82 |
| 9.1 Chladiče | 87 |
| 10. Návrh skutečného hydraulického obvodu pro vyvození tlačné síly..... | 101 |
| 11. Základy pneumatických mechanismů | 121 |
| 11.1 Výroba, úprava a rozvod stlačeného vzduchu | 122 |
| 11.2 Pneumatické motory | 126 |
| 11.3 Řídicí prvky | 133 |
| 11.3.1 Prvky pro hrazení (řízení směru) proudu vzduchu..... | 133 |
| 11.3.2 Prvky pro řízení velikosti průtoku..... | 139 |
| 11.3.3 Prvky pro řízení tlaku..... | 141 |
| 11.3.4 Speciální prvky – časové a tlakové relé | 142 |
| 11.4 Příklady pneumatických obvodů..... | 143 |
| 11.5 Výpočet základního pneumatického obvodu | 147 |
| 11.5.1 Příklad výpočtu pneumatického obvodu a volby prvků..... | 152 |
| Použitá literatura | 161 |

Seznam použitého značení

| <i>Značka</i> | <i>Jednotka</i> | <i>Význam</i> |
|---------------|---|--|
| C | $[\text{dm}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{bar}^{-1}]$ | zvuková vodivost |
| C_v | $[\text{gal (USwet)} \cdot \text{min}^{-1}]$ | průtokový součinitel |
| D | $[\text{m}], [\text{mm}]$ | průměr pístu |
| D_D | $[\text{m}]$ | průměr bubnu |
| D_t | $[\text{m}], [\text{mm}]$ | teoretický průměr pístu hydromotoru |
| F | $[\text{N}]$ | síla |
| F_d | $[\text{N}]$ | dynamická síla |
| F_M | $[\text{N}]$ | síla od tlakové kapaliny na hydromotoru |
| $F_{tř}$ | $[\text{N}]$ | třecí síla |
| F_z | $[\text{N}]$ | síla zátěže |
| G | $[\text{N}]$ | tíhová síla |
| H | $[\text{m}], [\text{mm}]$ | zdvih motoru |
| J | $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$ | moment setrvačnosti |
| J_B | $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$ | moment setrvačnosti bubnu |
| J_{Cred} | $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$ | celkový redukovaný moment setrvačnosti |
| J_M | $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$ | moment setrvačnosti hydromotoru |
| J_{red} | $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$ | redukovaný moment setrvačnosti |
| K_v | $[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$ | průtokový součinitel |
| L | $[\text{m}]$ | délka potrubí |
| M_B | $[\text{N} \cdot \text{m}]$ | moment na bubnu |
| M_d | $[\text{N} \cdot \text{m}]$ | dynamický moment |
| M_G | $[\text{N} \cdot \text{m}]$ | moment na hřídeli hydrogenerátoru |
| M_M | $[\text{N} \cdot \text{m}]$ | moment hydromotoru |
| M_z | $[\text{N} \cdot \text{m}]$ | moment zátěže |
| N | $[-]$ | počet cyklů |
| P_1 | $[\text{W}]$ | vstupní výkon (příkon) hydraulického systému |
| P_2 | $[\text{W}]$ | výstupní výkon hydraulického systému |
| P_e | $[\text{W}]$ | ekvivalentní výkon |
| P_G | $[\text{W}]$ | potřebný výkon elektromotoru |
| P_h | $[\text{W}]$ | hydraulický výkon |
| P_S | $[\text{W}]$ | specifický výkon chladiče |
| P_t | $[\text{W}]$ | teoretický výkon hydrogenerátoru |

| | | |
|-------------|---|---|
| $P_{už}$ | [W] | užitečný výkon |
| P_Z | [W] | ztrátový výkon hydraulického systému |
| P_{zPV} | [W] | ztrátový výkon na pojistném ventilu |
| $P_{zšV}$ | [W] | ztrátový výkon na škrticím ventilu |
| Q | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | objemový průtok |
| Q_{ekv} | $[dm^3 \cdot min^{-1}(ANR)]$ | ekvivalentní průtok |
| Q_G | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | objemový průtok hydrogenerátoru |
| Q_{Gs} | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | skutečný objemový průtok hydrogenerátoru |
| Q_{Gt} | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | potřebný (teoretický) objemový průtok hydrogenerátoru |
| Q_K | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | potřebný průtok pracovní kapaliny hydraulického systému chladičem |
| Q_M | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | objemový průtok hydromotoru |
| Q_{Mk} | $[dm^3 \cdot min^{-1}(ANR)]$ | korigovaný průtok motoru |
| Q_N | $[dm^3 \cdot min^{-1}(ANR)]$ | normální jmenovitý průtok |
| Q_n | $[dm^3 \cdot min^{-1}(ANR)]$ | okamžitý průtok |
| Q_{nM} | $[dm^3 \cdot min^{-1}(ANR)]$ | požadovaný průtok do motoru |
| Q_{ns} | $[dm^3 \cdot min^{-1}(ANR)]$ | střední spotřeba vzduchu |
| Q_S | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | střední objemový průtok |
| $Q_{šV}$ | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | objemový průtok škrticím ventilem |
| $Q_{šV}$ | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | objemový průtok pojistným ventilem |
| Q_V | $[m^3 \cdot s^{-1}], [dm^3 \cdot min^{-1}]$ | potřebný průtok chladicího média |
| R_B | [m] | poloměr bubnu |
| Re | [-] | Reynoldsovo číslo |
| Re_{krit} | [-] | kritická hodnota Reynoldsova čísla |
| S_1 | $[m^2]$ | plocha na straně pístu hydromotoru |
| S_{1t} | $[m^2]$ | teoretická plocha pístu hydromotoru |
| S_2 | $[m^2]$ | plocha mezikruží na straně pístnice hydromotoru |
| S_{2t} | $[m^2]$ | teoretická plocha mezikruží na straně pístnice hydromotoru |
| S_{CH} | $[m^2]$ | potřebná teplosměnná plocha chladiče |
| S_N | $[m^2]$ | teplosměnná plocha nádrže |
| S_p | $[m^2]$ | plocha průřezu potrubí |
| $S_{šV}$ | $[m^2], [mm^2]$ | průtočná plocha škrticího ventilu |
| T | [s] | časová oteplovací konstanta |
| T | [K] | termodynamická (absolutní) teplota |

| | | |
|-----------|----------------------------------|--|
| V | $[m^3]$ | objem |
| 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_{gGt} | $[m^3], [cm^3]$ | teoretický geometrický objem hydrogenerátoru |
| V_{gM} | $[m^3], [cm^3]$ | geometrický objem hydromotoru |
| V_{Kp} | $[m^3], [dm^3]$ | objem kapaliny v potrubí |
| V_n | $[dm^3(ANR)]$ | objem vzduchu potřebný pro vysunutí a zasunutí pístnice motoru |
| V_R | $[m^3], [dm^3]$ | rezervní objem akumulátoru |
| a | $[m \cdot s^{-2}]$ | zrychlení |
| b | $[-]$ | kritický poměr tlaku |
| c | $[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ | měrná tepelná kapacita |
| c_1 | $[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ | měrná tepelná kapacita pracovní kapaliny |
| c_2 | $[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ | měrná tepelná kapacita kovových částí obvodu |
| c_p | $[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ | měrná tepelná kapacita plynu při konstantním tlaku |
| c_v | $[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ | měrná tepelná kapacita plynu při konstantním objemu |
| d | $[m], [mm]$ | průměr pístnice |
| d_p | $[m]$ | průměr potrubí |
| d_t | $[m], [mm]$ | potřebný (teoretický) průměr pístnice |
| f | $[gal (Imp) \cdot min^{-1}]$ | průtokový součinitel |
| g | $[m \cdot s^{-2}]$ | tíhové zrychlení |
| h | $[m]$ | výška |
| i | $[-]$ | převodový poměr |
| i_P | $[-]$ | převodový poměr převodovky |
| k_{CH} | $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ | součinitel prostupu tepla chladiče |
| k_N | $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ | celkový součinitel prostupu tepla nádrže, |
| k_v | $[dm^3 \cdot h^{-1}]$ | průtokový součinitel |
| l_p | $[m]$ | délka potrubí |
| m | $[kg]$ | hmotnost |
| m_1 | $[kg]$ | hmotnost pracovní kapaliny v obvodu |
| m_2 | $[kg]$ | hmotnost kovových částí obvodu |

| | | |
|------------|---|---|
| m_{Cred} | [kg] | celková redukovaná hmotnost na pístnici hydromotoru |
| m_{Kp} | [kg] | hmotnost kapaliny v potrubí |
| m_{pred} | [kg] | redukovaná hmotnost kapaliny v potrubí |
| n | [s ⁻¹], [min ⁻¹] | otáčky |
| n_0 | [s ⁻¹], [min ⁻¹] | počáteční otáčky |
| n_B | [s ⁻¹], [min ⁻¹] | otáčky bubnu |
| n_G | [s ⁻¹], [min ⁻¹] | otáčky hydrogenerátoru |
| n_M | [s ⁻¹], [min ⁻¹] | otáčky hydromotoru |
| n_{ust} | [s ⁻¹], [min ⁻¹] | ustálené otáčky |
| p | [Pa], [MPa], [bar] | tlak |
| p_1 | [Pa], [MPa], [bar] | vstupní tlak; tlak na straně pístu |
| p_2 | [Pa], [MPa], [bar] | výstupní tlak; tlak na straně pístnice |
| p_{abs} | [Pa], [MPa], [bar] | absolutní tlak |
| p_n | [Pa], [MPa], [bar] | normální tlak |
| p_{PV} | [Pa], [MPa], [bar] | tlak na pojistném ventilu |
| r | [J · kg ⁻¹ · K ⁻¹] | měrná plynová konstanta |
| t | [°C] | teplota systému (kapaliny) |
| t_0 | [s] | počáteční čas |
| t_0 | [°C] | počáteční teplota, teplota okolí |
| t_1 | [°C] | vstupní teplota chladicího média |
| t_2 | [°C] | výstupní teplota chladicího média |
| t_K | [°C] | teplota pracovní kapaliny hydraulického systému vstupující do chladiče |
| t_{K1} | [°C] | teplota pracovní kapaliny vstupující do chladiče |
| t_{K2} | [°C] | teplota pracovní kapaliny vystupující z chladiče |
| t_r | [s] | doba rozběhu hydromotoru |
| t_u | [°C] | ustálená (maximální) teplota systému |
| v | [m · s ⁻¹] | rychlost |
| v_0 | [m · s ⁻¹] | počáteční rychlost |
| v_1 | [m · s ⁻¹] | rychlost vysouvání pístnice hydromotoru |
| v_2 | [m · s ⁻¹] | rychlost zasouvání pístnice hydromotoru |
| v_m | [m · s ⁻¹] | rychlost multiplikátoru |
| v_{max} | [m · s ⁻¹] | maximální rychlost |
| v_p | [m · s ⁻¹] | rychlost proudění kapaliny v potrubí |

| | | |
|------------------|-----------------------|--|
| v_{ust} | $[m \cdot s^{-1}]$ | ustálená rychlost |
| z | $[-]$ | počet zubů ozubených kol |
| Δp | $[Pa], [MPa], [bar]$ | tlakový spád |
| Δp_G | $[Pa], [MPa], [bar]$ | tlakový spád na hydrogenerátoru |
| Δp_{JV} | $[Pa], [MPa], [bar]$ | tlakový spád na jednosměrném ventilu |
| Δp_M | $[Pa], [MPa], [bar]$ | tlakový spád na hydromotoru |
| $\Delta p_{šV}$ | $[Pa], [MPa], [bar]$ | tlakový spád na škrticím ventilu |
| Δp_z | $[Pa], [MPa], [bar]$ | tlaková ztráta |
| Δt_M | $[^{\circ}C]$ | teplotní spád chladicího média |
| Δt_N | $[^{\circ}C]$ | teplotní spád na nádrži |
| $\Delta t_{stř}$ | $[^{\circ}C]$ | střední logaritmičeský rozdíl teplot |
| ε | $[s^{-2}]$ | úhlové zrychlení |
| η_C | $[-]$ | celková účinnost |
| η_{CM} | $[-]$ | celková účinnost hydromotoru |
| η_{mp} | $[-]$ | mechanicko-tlaková účinnost |
| η_{mpG} | $[-]$ | mechanicko-tlaková účinnost hydrogenerátoru |
| η_{mpM} | $[-]$ | mechanicko-tlaková účinnost hydromotoru |
| η_P | $[-]$ | účinnost převodovky |
| η_Q | $[-]$ | průtoková účinnost |
| η_{QG} | $[-]$ | průtoková účinnost hydrogenerátoru |
| η_{QM} | $[-]$ | průtoková účinnost hydromotoru |
| λ | $[-]$ | součinitel tření |
| μ | $[-]$ | průtokový součinitel škrticího ventilu |
| ν | $[mm^2 \cdot s^{-1}]$ | kinematická viskozita |
| ρ | $[kg \cdot m^{-3}]$ | hustota (měrná hmotnost) |
| ρ_K | $[kg \cdot m^{-3}]$ | hustota (měrná hmotnost) pracovní kapaliny |
| τ | $[s]$ | čas |
| ϕ | $[W]$ | tepelný tok (tepelný výkon) |
| ϕ_{CH} | $[W]$ | potřebný výkon chladiče |
| ϕ_N | $[W]$ | množství tepla odvedené povrchem nádrže |
| ω_B | $[rad \cdot s^{-1}]$ | úhlová rychlost bubnu |
| ω_G | $[rad \cdot s^{-1}]$ | úhlová rychlost na vstupní hřídeli hydrogenerátoru |
| ω_M | $[rad \cdot s^{-1}]$ | úhlová rychlost na výstupní hřídeli hydromotoru |

Zkratky

| | |
|------|--|
| ANR | normální atmosférické podmínky |
| ČSN | Česká technická norma |
| EM | elektromotor |
| HG | hydrogenerátor |
| HM | hydromotor |
| ISO | International Organization for Standardization |
| JV | jednosměrný ventil |
| MT | multiplikátor tlaku |
| PV | pojistný ventil |
| R | rozdávěč |
| ŠV | škrticí ventil |
| ŠVTV | škrticí ventil s dvoucestnou tlakovou váhou |




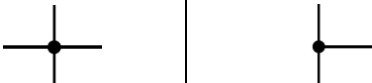
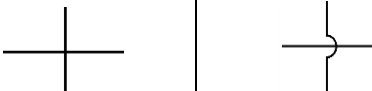

1. Značky hydraulických a pneumatických prvků




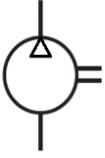








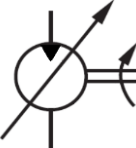

Tekutinové systémy se vyznačují obvodovým uspořádáním. Pro znázornění zapojení a funkce obvodu se používají v hydraulických a pneumatických výkresech zjednodušené grafické značky. Každý prvek obvodu má přiřazenu svoji jedinečnou značku. Pro pochopení správné funkce obvodu a čtení technických výkresů je nezbytné se s těmito značkami seznámit.

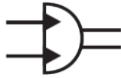
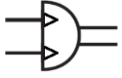
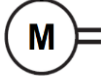
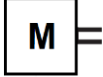

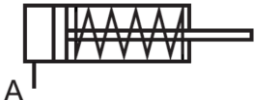
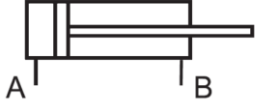


V České republice byla v minulosti platná norma ČSN 01 3624 *Značky pro kreslení hydraulických a pneumatických schémat* [1], jejíž platnost skončila v roce 2002. Na tuto normu navazovala norma ČSN ISO 1219-1 *Hydraulika a pneumatika – Grafické značky a obvodová schémata* [2], která byla vydána v roce 1999 a byla platná až do roku 2009, kdy byla zrušena bez náhrady. V roce 2012 byla vydána mezinárodní norma ISO 1219-1:2012 *Fluid power systems and components - Graphical symbols and circuit diagrams - Part 1: Graphical symbols for conventional use and data-processing applications* [3], která je platná v zemích Evropské unie. Tato norma bývá ještě v některých zemích doplněna, např. v Německu jsou rovněž platné normy s označením DIN ISO 1219.

Je třeba podotknout, že často se lze v technické praxi setkat se značením prvků a výkresy staršího data, jejichž značení odpovídá některé ze starších norem. Nicméně rozdíly mezi jednotlivými normami nejsou obvykle příliš velké. V rámci těchto skript je uveden základní přehled nejčastěji používaných značek hydraulických a pneumatických obvodů Tab 1.1. Vzhledem k tomu, že princip funkce hydraulických a pneumatických prvků je v mnoha případech velmi podobný případně stejný, jsou i některé značky univerzální a stejné pro hydraulické i pneumatické obvody.

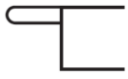

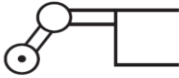



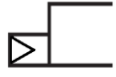


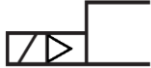
Tab 1.1 Vybrané grafické značky hydraulických a pneumatických prvků



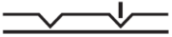


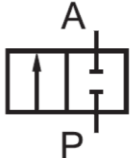
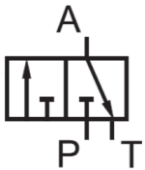


| Význam | Značka |
|---|---|
| <i>Plná čára</i> vedení, tlakové vedení (hlavní, vedlejší, zpětné) |  |
| <i>Čárkovaná čára</i> řídící vedení, svodové vedení (lekáž) |  |
| <i>Čerchovaná čára</i> ohraničení (spojení) více prvků |  |
| Spojené vedení |  |
| Nespojené vedení (křížení) |  |
| Hadice |  |

| Význam | Značka | |
|---|---|---|
| | hydraulika | pneumatika |
| Zdroj energie, směr proudění |  |  |
| Generátory Jednosměrný neregulační hydrogenerátor (vlevo) Kompresor (vpravo) |  |  |
| Obousměrný neregulační hydrogenerátor |  | |
| Jednosměrný regulační hydrogenerátor |  | |
| Obousměrný regulační hydrogenerátor |  | |
| Zdroj tlaku (zjednodušeně) |  | |
| Motory Jednosměrný neregulační motor |  |  |
| Obousměrný neregulační motor |  |  |
| Jednosměrný regulační motor |  | |
| Obousměrný regulační motor |  | |

| Význam | Značka | |
|--|--|---|
| | hydraulika | pneumatika |
| Kyvňý motor |  |  |
| Elektromotor |  | |
| Neelektrický motor (spalovací motor) |  | |
| Jednočinný přímočarý motor s jednostrannou pístnicí (zpětný pohyb zajišťuje vnější síla) |  | |
| Jednočinný přímočarý motor s jednostrannou pístnicí a vratnou pružinou (zpětný pohyb zajišťuje pružina) |  | |
| Dvojjinný přímočarý motor s jednostrannou pístnicí |  | |
| Dvojjinný přímočarý motor s oboustrannou pístnicí |  | |
| Dvojjinný přímočarý motor s jednostrannou pístnicí s oboustranným konstantním tlumením dojezdu do koncové polohy |  | |









| Význam | Značka | |
|--|------------|------------|
| | hydraulika | pneumatika |
| Dvojčinný přímočarý motor s jednostrannou pístnicí s oboustranným nastavitelným tlumením dojezdu do koncové polohy | | |
| Jednočinný přímočarý teleskopický motor, (zpětný pohyb zajišťuje vnější síla) | | |
| Dvojčinný přímočarý teleskopický motor | | |
| Multiplikátor tlaku | | |
| Ovládání Tlačítko (obecně) | | |
| Tlačítko | | |
| Páka | | |
| Pedál | | |
| Pedál s dvěma směry pohybu | | |




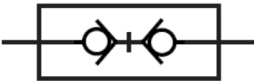





| Význam | Značka | |
|--|---|------------|
| | hydraulika | pneumatika |
| Narážka |  | |
| Kladka |  | |
| Kladka s kloubem |  | |
| Pružina |  | |
| Elektrické ovládání (elektromagnetem) |  | |
| Hydraulické ovládání (tlakem kapaliny) |  | |
| Pneumatické ovládání (tlakem vzduchu) |  | |
| Paralelní ovládání (tlačítkem nebo elektricky) |  | |
| Sériové (dvoustupňové) elektrohydraulické ovládání |  | |
| Sériové (dvoustupňové) elektropneumatické ovládání |  | |

| Význam | Značka | |
|---|---|------------|
| | hydraulika | pneumatika |
| Sériové (dvoustupňové) hydraulické ovládání |  | |
| Sérioparalelní ovládání |  | |
| Aretace polohy |  | |
| Řídicí prvky Přímé a šikmé šipky uvnitř prvků značí směr průtoku kapaliny, propojení cest |  | |
| Uzavření cesty |  | |
| Rozváděč dvoucestný dvupolohový 2/2 |  | |
| Rozváděč třicestný dvupolohový 3/2 |  | |
| Rozváděč čtyřcestný dvupolohový 4/2 |  | |
| Rozváděč pěticestný dvupolohový 5/2 |  | |

| Význam | Značka | |
|--|------------|------------|
| | hydraulika | pneumatika |
| Rozváděč čtyřcestný třípolohový 4/3 | | |
| Proporcionální rozváděč | | |
| Jednosměrný (zpětný) ventil | | |
| Jednosměrný (zpětný) ventil s pružinou | | |
| Řízený jednosměrný ventil | | |
| Hydraulický zámek | | |
| Dvojitý jednosměrný ventil (logická funkce „nebo“) | | |
| Dvojitý jednosměrný ventil (logická funkce „a“) | | |

| Význam | Značka | |
|---|------------|------------|
| | hydraulika | pneumatika |
| Odvzdušňovací ventil | | |
| Pojistný (přepouštěcí) ventil | | |
| Redukční ventil | | |
| Tlakový spínač | | |
| Uzavírací ventil | | |
| Škrticí ventil | | |
| Škrticí ventil s jednosměrným ventilem | | |
| Škrticí ventil s dvoucestnou tlakovou váhou | | |
| Dělič průtoku | | |

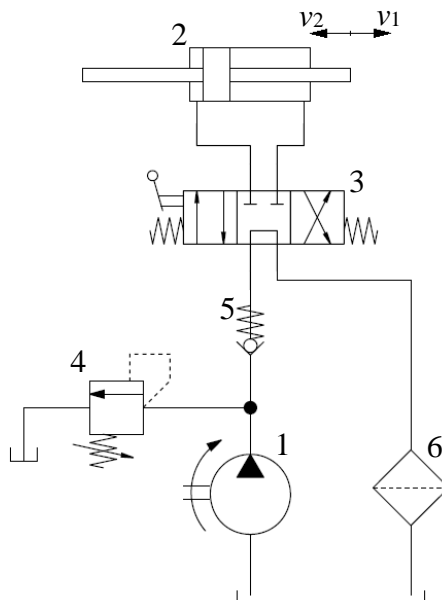
| Význam | Značka | |
|--------------------------------|---|---|
| | hydraulika | pneumatika |
| Další prvky Nádrž |  | |
| Akumulátor |  | |
| Vzdušník | |  |
| Filtr |  | |
| Odlučovač kondenzátu | |  |
| Filtr s odlučovačem kondenzátu | |  |
| Maznice | |  |
| Jednotka pro úpravu vzduchu | |  |

| Význam | Značka | |
|---------------------------|---|---|
| | hydraulika | pneumatika |
| Tlumič hluku | |  |
| Chladič |  | |
| Ohříváč |  | |
| Rychlospojka |  | |
| Snímač tlaku (manometr) |  | |
| Průtokoměr |  | |
| Snímač teploty |  | |
| Snímač otáček |  | |
| Snímač krouticího momentu |  | |

2. Základní hydraulické obvody

2.1 Obvody pro vyvození posuvného (přímočarého) pohybu

Příkladem obvodu pro vyvození posuvného pohybu je obvod na Obr. 2.1. Jedná o otevřený hydraulický obvod. Zdrojem tlakové energie je neregulační hydrogenerátor 1. Spotřebičem je přímočarý hydromotor s oboustrannou (průběžnou) pístnicí 2. Jsou-li průměry pístnice hydromotoru stejné, pak je zajištěna stejná rychlost pohybu pístnice hydromotoru v obou směrech $v_1 = v_2$. Řízení směru pohybu hydromotoru je realizováno pomocí rozváděče 3, ovládaného pákou. Přestavením rozváděče do jedné z krajních poloh je vyvozen pohyb pístnice ve směru v_1 nebo v_2 . Střední (neutrální) poloha rozváděče je vymezena pomocí pružin. Tento rozváděč je v provedení s otevřeným středem. Při nečinnosti hydromotoru (rozdávěč je ve střední poloze) je kapalina z hydrogenerátoru přes rozváděč odváděna zpět do nádrže a hydrogenerátor je odlehčen. Pomocí pojistného ventilu 4 je omezen maximální tlak v obvodu. Jednosměrný ventil 5 chrání hydrogenerátor před nepříznivým působením tlakových rázů, vznikajících v obvodu. V odpadní větvi je umístěn nízkotlaký filtr 6 [4].



Obr. 2.1 Obvod pro vyvození posuvného pohybu

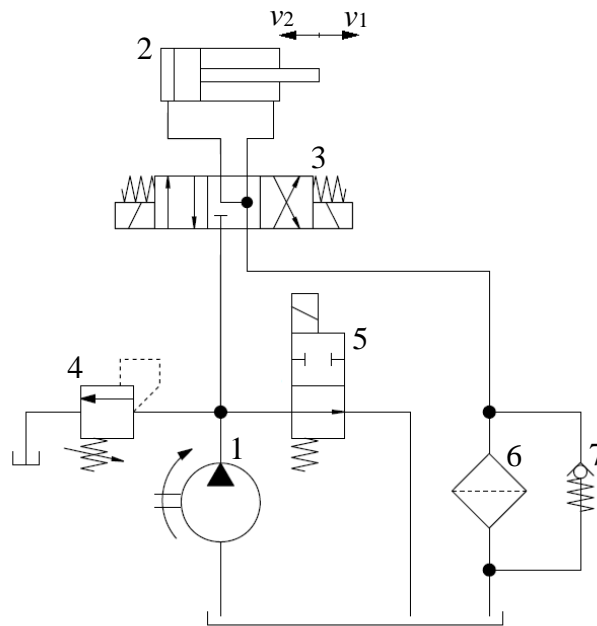
1 – hydrogenerátor, 2 – hydromotor s oboustrannou pístnicí, 3 – rozváděč, 4 – pojistný ventil, 5 – jednosměrný ventil, 6 – filtr

V obvodu na Obr. 2.2 je použit hydromotor 2 s jednostrannou pístnicí (s diferenciálním pístem). V tomto případě jsou plochy na straně pístu a straně pístnice hydromotoru různé, což zajišťuje různou rychlost pohybu pístnice v obou směrech. Při průtoku hydrogenerátoru Q platí:

$$Q = S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 , \quad (2.1)$$

kde Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je objemový průtok hydrogenerátoru, S_1 [m^2] plocha na straně pístu hydromotoru, S_2 [m^2] je plocha mezikruží na straně pístnice hydromotoru, v_1 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] rychlost vysouvání pístnice a v_2 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je rychlost zasouvání pístnice.

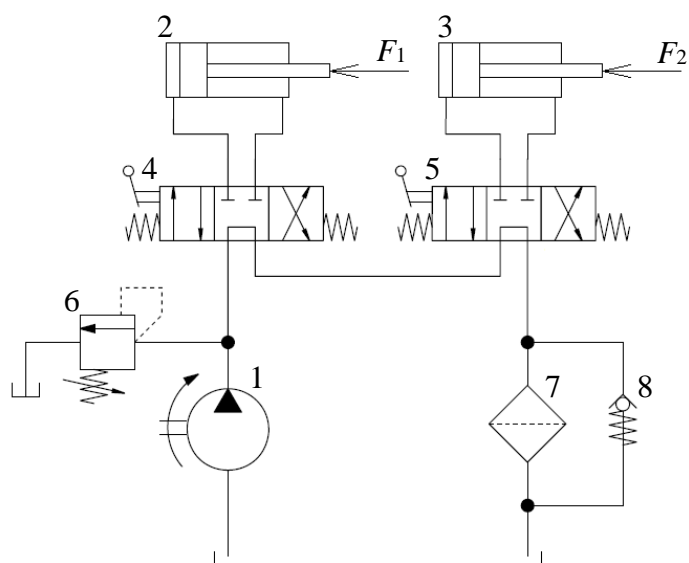
Pro řízení směru pohybu hydromotor je v obvodu umístěn elektricky ovládaný rozváděč 3. Tento rozváděč má uzavřený střed, v neutrální poloze je přívod od hydrogenerátoru uzavřen. Aby při nečinnosti hydromotoru nedocházelo k maření energie na pojistném ventilu 4, je do obvodu umístěn odlehčovací rozváděč 5, který kapalinu z hydrogenerátoru přepustí zpět do nádrže. V odpadní větvi je umístěn filtr 6 s paralelně připojeným jednosměrným ventilem 7. Jednosměrný ventil umožňuje průtok kapaliny do nádrže při nárůstu tlakového spádu na filtru (zanesení filtrační vložky) a chrání obvod před protržením filtrační vložky [4], [5].



Obr. 2.2 Obvod pro vyvození posuvného pohybu s hydromotorem s jednostrannou pístnicí

1 – hydrogenerátor, 2 – hydromotor s jednostrannou pístnicí, 3 – hlavní rozváděč,
4 – pojistný ventil, 5 – odlehčovací rozváděč, 6 – filtr, 7 – jednosměrný ventil

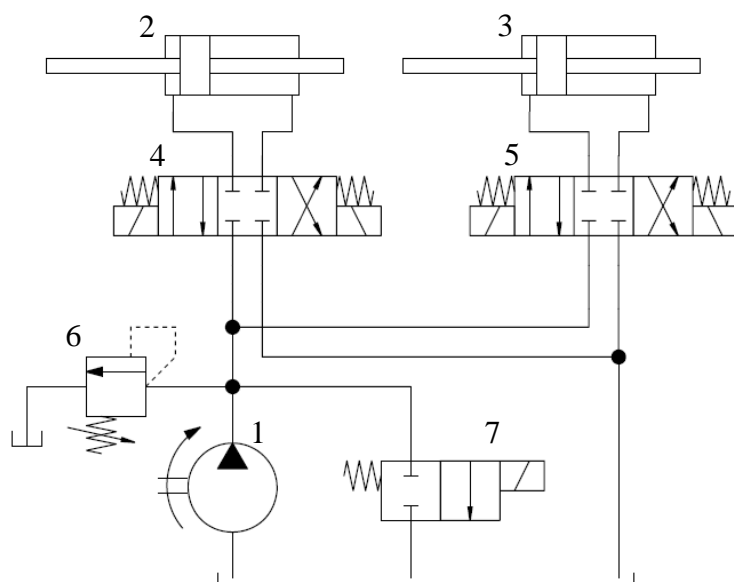
Pro ovládání více hydromotorů je možné použít sériové, nebo paralelní propojení rozváděčů ke zdroji tlaku. Na Obr. 2.3 je uveden příklad ovládání dvou přímočarých hydromotorů 2 a 3 pomocí dvou sériově propojených rozváděčů 4 a 5. V tomto případě je možné použít oba rozváděče s otevřeným středem, tedy při nečinnosti hydromotorů je hydrogenerátor 1 odlehčen. Kapalina je filtrována pomocí filtru 7. Při sériovém propojení rozváděčů se obvykle nepředpokládá současná činnost obou hydromotorů [6].



Obr. 2.3 Ovládání dvou hydromotorů sériově zapojenými rozváděči

1 – hydrogenerátor, 2, 3 – hydromotory, 4, 5 – rozváděče, 6 – pojistný ventil, 7 – filtr, 8 – jednosměrný ventil

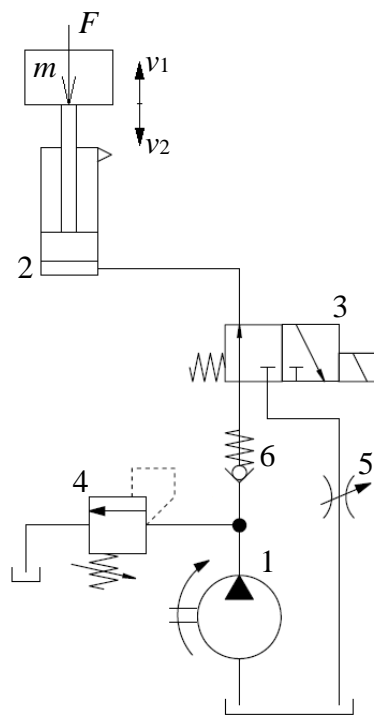
Na Obr. 2.4 jsou rozváděče 4 a 5 připojeny paralelně ke zdroji tlaku hydrogenerátoru 1. V tomto případě jsou použity rozváděče s uzavřeným středem. Odlehčení hydrogenerátoru při nečinnosti hydromotorů 2 a 3 je řešeno pomocí odlehčovacího rozváděče 7. V případě paralelního připojení je možné provozovat oba hydromotory 2 a 3 současně.



Obr. 2.4 Ovládání dvou hydromotorů rozváděči paralelně připojenými ke zdroji tlaku

1 – hydrogenerátor, 2, 3 – hydromotory, 4, 5 – rozváděče, 6 – pojistný ventil, 7 – odlehčovací rozváděč

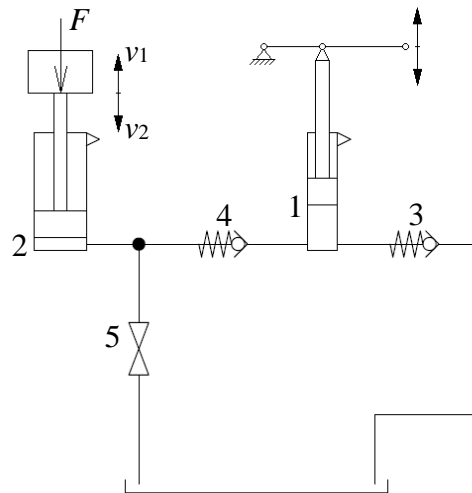
Dalším typickým příkladem zapojení hydraulického obvodu pro vyvození posuvného pohybu může být aplikace zvedání a spouštění zátěže. Při zvedání zátěže je potřeba překonat odpor zátěže, navíc je zvyšována potenciální energie zátěže. Při spouštění je pak nutné motor brzdit. V obvodu na Obr. 2.5 slouží pro zvedání zátěže přímočarý hydromotor s jednostrannou pístnicí 2. V uvedeném případě se jedná o jednočinný hydromotor, jelikož spouštění pístnice hydromotoru je vyvozeno externí silou od zátěže. Zvedání a spouštění je ovládáno pomocí rozváděče 3. Rychlost spouštění zátěže je řízena pomocí škrticího ventilu 5. Jednosměrný ventil 6 zajišťuje, aby při zastavení hydrogenerátoru 1 nedocházelo k samovolnému klesání břemene [7], [8].



Obr. 2.5 Obvod pro zvedání a spouštění zátěže

1 – hydrogenerátor, 2 – hydromotor, 3 – rozváděč, 4 – pojistný ventil, 5 – škrticí ventil, 6 – jednosměrný ventil

Jednoduchý obvod ručního hydraulického zvedáku je znázorněn na Obr. 2.6. Pro zvedání zátěže musí být uzavírací ventil 5 uzavřen. Při zvedání páky ručního hydrogenerátoru 1 je do prostoru pod pístem hydrogenerátoru přes jednosměrný ventil 3 přiváděna kapalina z nádrže. Při stlačování páky hydrogenerátoru je kapalina vytlačována přes jednosměrný ventil 4 do prostoru pod pístem hydromotoru 2. Velikost tlaku v prostoru pod pístem hydromotoru 2 závisí na velikosti zatěžující síly, zároveň dochází ke zvětšování objemu kapaliny. Dochází tak ke zvýšení silového účinku vyvozeného pístnicí hydromotoru a jejímu pohybu směrem nahoru. Spouštění zátěže je možné po otevření uzavíracího ventilu, přičemž v tomto případě velikost otevření ventilu vede ke změně rychlosti spouštění [9].

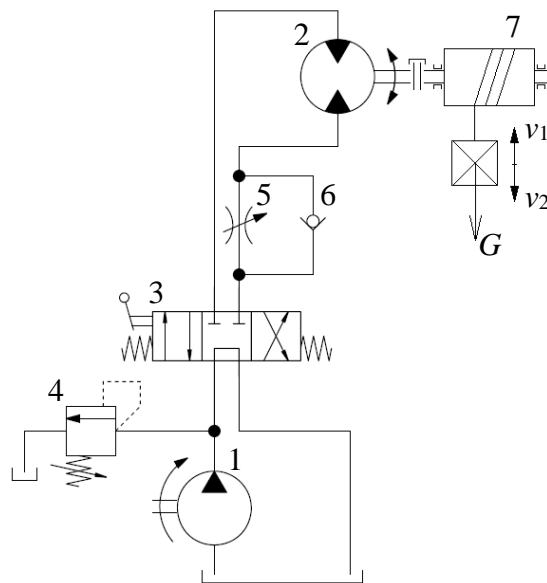


Obr. 2.6 Schéma ručního hydraulického zvedáku

1 – ruční hydrogenerátor, 2 – hydromotor, 3 – jednosměrný ventil, 4 – jednosměrný ventil, 5 – uzavírací ventil

2.2 Obvody pro vyvození rotačního pohybu

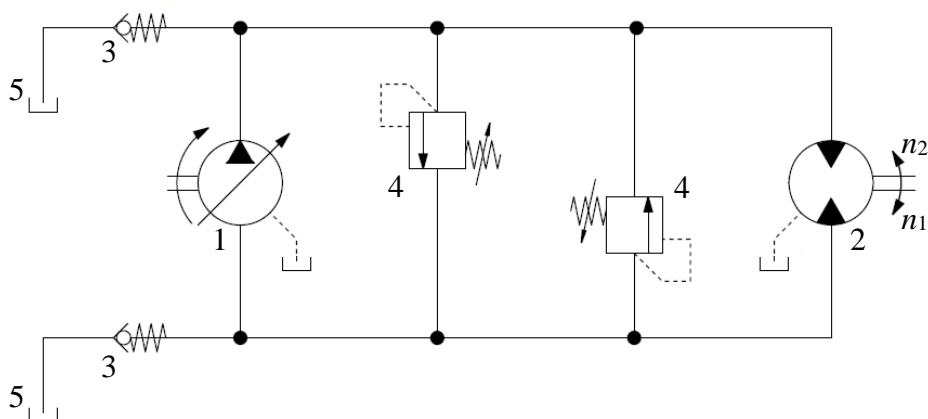
Pro vyvození rotačního pohybu se v hydraulických systémech používají rotační hydromotory. Na Obr. 2.7 je uveden obvod pro zvedání a spouštění zátěže pomocí obousměrného rotačního hydromotoru 2, k jehož výstupní hřídeli je připojen navíjecí buben 7. Ovládání směru otáčení hydromotoru je realizováno pomocí rozváděče 3. Při zvedání zátěže kapalina z hydrogenerátoru 1 proudí přes jednosměrný ventil 6. Škrticím ventilem 5 je možné řídit rychlost spouštění zátěže [10].



Obr. 2.7 Obvod pro zvedání a spouštění zátěže

1 – hydrogenerátor, 2 – rotační hydromotor, 3 – rozváděč, 4 – pojistný ventil, 5 – škrticí ventil, 6 – jednosměrný ventil, 7 – navíjecí buben

U všech doposud uvedených příkladů se jednalo o otevřené hydraulické obvody. Na Obr. 2.8 je znázorněn zjednodušený uzavřený hydraulický obvod s rotačním hydromotorem. V uzavřeném obvodu je nádrž 5 s kapalinou paralelně připojena k vedení mezi hydrogenerátorem 1 a hydromotorem 2. Kapaliny z hydromotoru se nevrací zpět do nádrže, ale je přiváděna na vstup hydrogenerátoru. V uvedeném případě je použit regulační hydrogenerátor s proměnným geometrickým objemem, pomocí kterého lze řídit rychlost otáčení hydromotoru. Úbytek kapaliny v hlavním okruhu vlivem průsaků na obou převodnicích je doplňován pomocí jednosměrných ventilů 3. Tlakové pojistné ventily 4 slouží pro omezení maximálního tlaku v obvodu a chrání systém před přetížením [4], [11].

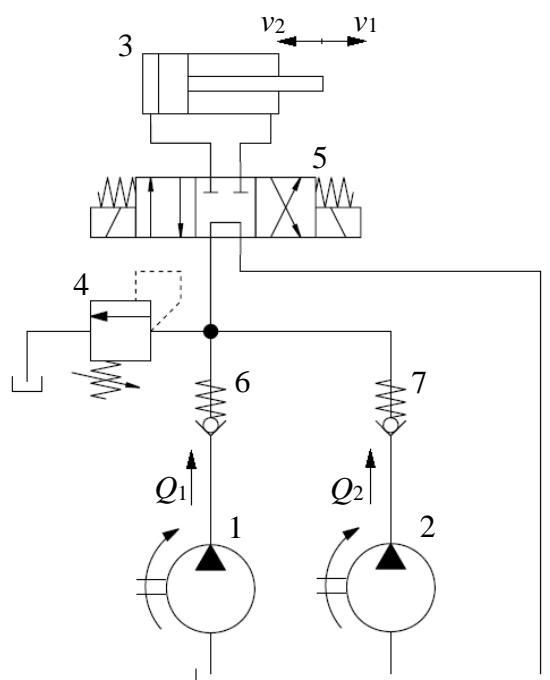


Obr. 2.8 Zjednodušený uzavřený hydraulický obvod

1 – regulační hydrogenerátor, 2 – rotační hydromotor, 3 – jednosměrné ventily,
4 – pojistné ventily, 5 – nádrž

2.3 Řízení rychlosti nebo otáček hydromotoru

Řízení rychlosti nebo otáček hydromotoru může být **plynulé** nebo **stupňovité**. Stupňovité řízení se vyznačuje např. postupným zapojováním více hydrogenerátorů. Příklad stupňovitého řízení rychlosti přímočarého hydromotoru je uveden na Obr. 2.9. V obvodu jsou použity dva hydrogenerátory 1 a 2 s různými geometrickými objemy, což při postupném zapojování hydrogenerátorů umožňuje dosáhnout až tří různých rychlostí hydromotoru 3. Směr pohybu hydromotoru je řízený pomocí elektricky ovládaného rozváděče 5.



Obr. 2.9 Stupňovité řízení rychlosti hydromotoru

1, 2 – hydrogenerátory, 3 – hydromotor, 4 – pojistný ventil, 5 – rozváděč,
6, 7 – jednosměrné ventily

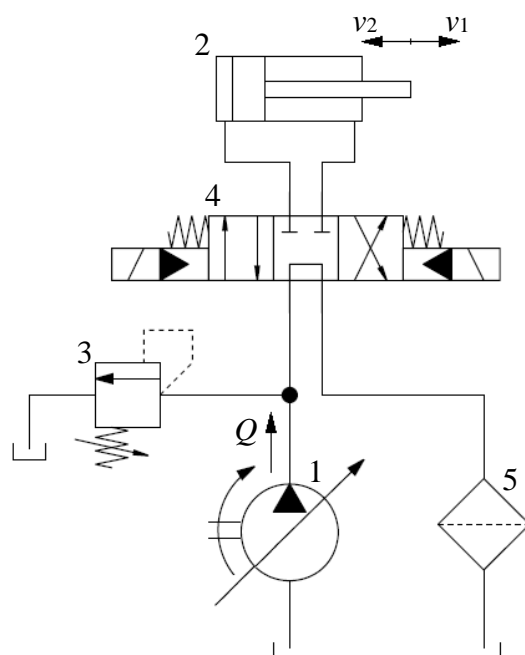
Plynulé řízení rychlosti nebo otáček hydromotoru je častější a lze ho realizovat např. zařazením proměnného odporu do obvodu, nebo změnou geometrického objemu hydrogenerátoru (případně změnou geometrického objemu rotačního hydromotoru).

Plynulé řízení **změnou geometrického objemu** hydrostatického převodníku se vyznačuje výhodným průběhem rychlostních a otáčkových charakteristik a velmi dobrou celkovou účinností hydraulického systému. Regulační rozsah bývá 1:10 až 1:100. Příklad plynulého řízení rychlosti hydromotoru změnou geometrického objemu hydrogenerátoru je uveden na Obr. 2.10. Zdrojem proměnného průtoku je regulační hydrogenerátor 1 s plynule měnitelným geometrickým objemem. Pro určení průtoku Q hydrogenerátoru platí vztah [12]:

$$Q = V_g \cdot n , \quad (2.2)$$

kde Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je objemový průtok hydrogenerátoru, V_g [m^3] geometrický objem hydrogenerátoru a n [s^{-1}] jsou otáčky hydrogenerátoru.

Plynulé řízení změnou geometrického objemu se často využívá např. u hydrostatických převodů mobilních hydraulických strojů, v jejichž uzavřených obvodech bývá použit regulační hydrogenerátor a neregulační nebo regulační hydromotor.

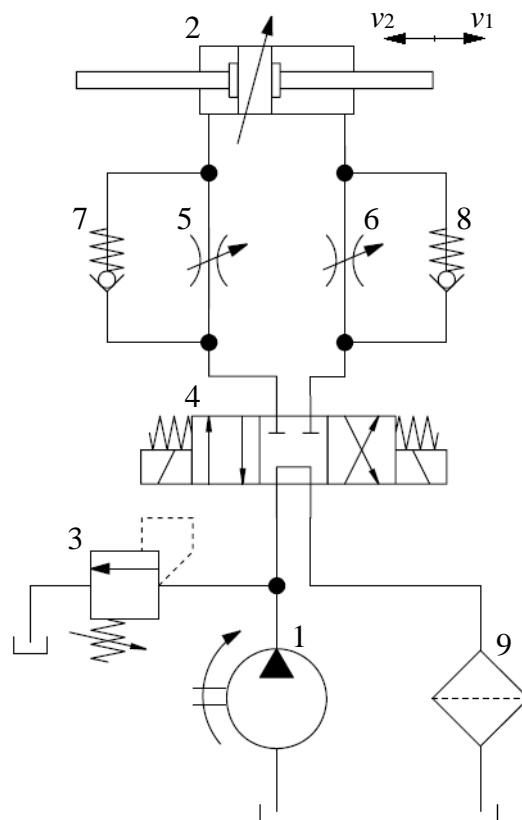


Obr. 2.10 Plynulé řízení změnou geometrického objemu hydrogenerátoru

1 – hydrogenerátor, 2 – hydromotor, 3 – pojistný ventil, 4 – rozváděč, 5 - filtr

V případě plynulého řízení rychlosti nebo otáček hydromotoru **proměnným odporem** je v hydraulickém obvodu umístěn prvek, jehož průtočnou plochu lze plynule měnit. Proměnnými odpory hydraulických systémů mohou být škrticí ventily, škrticí ventily s tlakovou vahou (regulátory průtoku), proporcionální rozváděče a servoventily. Při porovnání s řízením pomocí změny geometrického objemu se řízení proměnným odporem vyznačuje vyšším regulačním rozsahem 1:100 až 1:1000 a vyšší rychlostí, přesností a citlivostí řízení. Při řízení proměnným odporem ovšem dochází k maření části energie hydrogenerátoru na pojistném ventilu (při jeho otevření) a celková účinnost hydraulického systému je výrazně nižší než u řízení změnou geometrického objemu.

Příklad obvodu s plynulým řízením rychlosti hydromotoru proměnným odporem je uveden na Obr. 2.11. Proměnné odpory v obvodu jsou škrticí ventily 5 a 6. Rychlost pístnice hydromotoru 2 ve směru v_1 je řízena pomocí nastavení průtočné plochy škrticího ventilu 6. Rychlost pístnice hydromotoru ve směru v_2 je řízena škrticím ventilem 5. Jednosměrné ventily 7 a 8, které jsou paralelně připojeny ke škrticím ventilům, zajišťují obtok škrticích ventilů při opačném směru proudění kapaliny. Uvedené zapojení lze rovněž označit jako řízení rychlosti pohybu pístnice hydromotoru škrcením na výstupu z motoru.



Obr. 2.11 Plynulé řízení proměnným odporem za využití škrticích ventilů

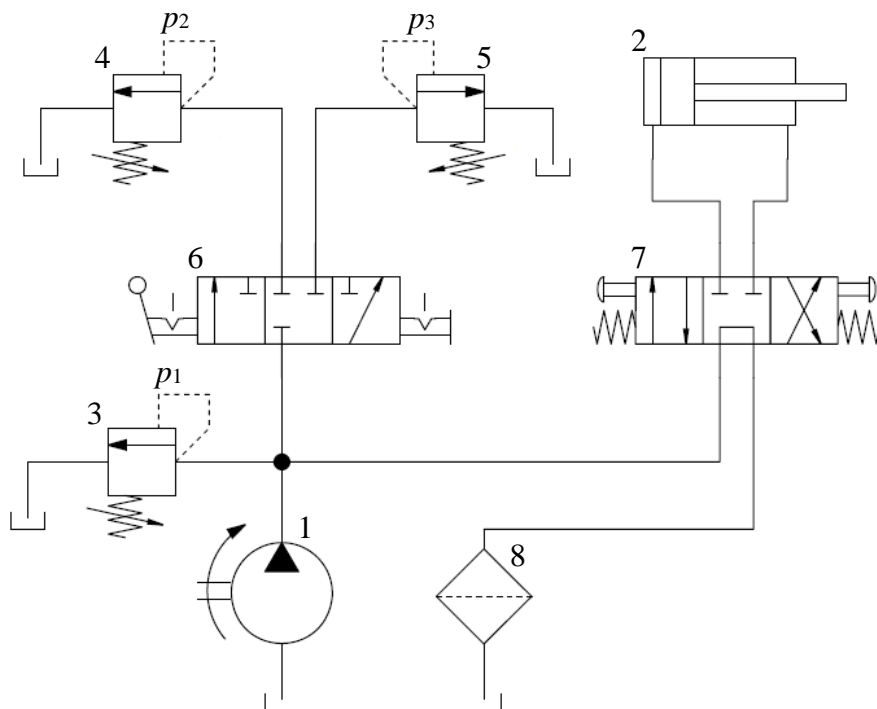
1 – hydrogenerátor, 2 – hydromotor, 3 – pojistný ventil, 4 – rozváděč, 5, 6 – škrticí ventily,
7, 8 – jednosměrné ventily, 9 - filtr

V moderních hydraulických systémech se stále častěji využívá rovněž plynulé řízení rychlosti nebo otáček hydromotoru změnou otáček hydrogenerátoru (za využití frekvenčního měniče u elektromotoru) [13], [14].

2.4 Řízení síly nebo momentu hydromotoru

Sílu nebo moment hydromotoru lze řídit změnou tlaku v obvodu s hydromotorem nebo změnou geometrického objemu rotačního hydromotoru.

Změnu tlaku v hydraulickém obvodu lze docílit použitím tlakových ventilů. Na Obr. 2.12 je uvedeno zapojení tří pojistných (přepouštěcích) ventilů 3, 4 a 5, pomocí kterých lze dosáhnout tří různých velikostí silového účinku na hydromotoru 2. Nejvyšší tlak musí být nastaven na ventilu 3. Na ventilech 4 a 5 jsou nastaveny nižší tlaky různých hodnot. Přepínání různých pracovních tlaků je zajištěno pomocí rozváděče 6.



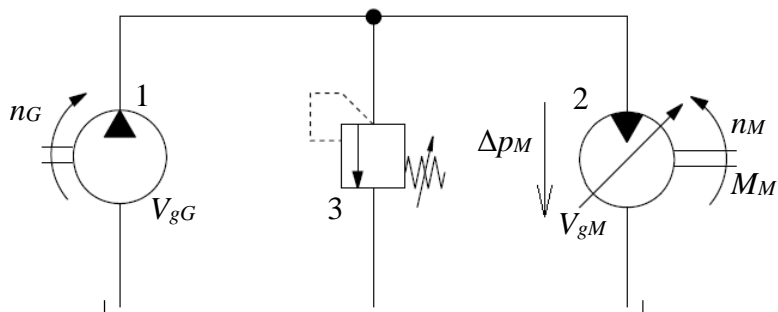
Obr. 2.12 Obvod pro nastavení tří různých pracovních tlaků

1 – hydrogenerátor, 2 – hydromotor, 3, 4, 5 – pojistné (přepouštěcí) ventily,
6, 7 – rozváděče, 8 - filtr

Řízení momentu rotačního hydromotoru změnou jeho geometrického objemu je znázorněno na Obr. 2.13. Závislost výstupního momentu hydromotoru M_M na geometrickém objemu rotačního hydromotoru V_{gM} lze vyjádřit rovnicí:

$$M_M = \frac{V_{gM} \cdot \Delta p_M}{2\pi}, \quad (2.3)$$

kde M_M [N · m] je moment hydromotoru, V_{gM} [m³] geometrický objem hydromotoru a Δp_M [Pa] je tlakový spád na hydromotoru.



Obr. 2.13 Řízení momentu změnou geometrického objemu rotačního hydromotoru

1 – hydrogenerátor, 2 – regulační hydromotor, 3 – pojistný ventil

3. Výpočet parametrů ideálního (bezeztrátového) hydrostatického obvodu v ustáleném stavu

Při výpočtu uvažujeme ideální (bezeztrátový) hydrostatický převodník a hydraulický systém kde je:

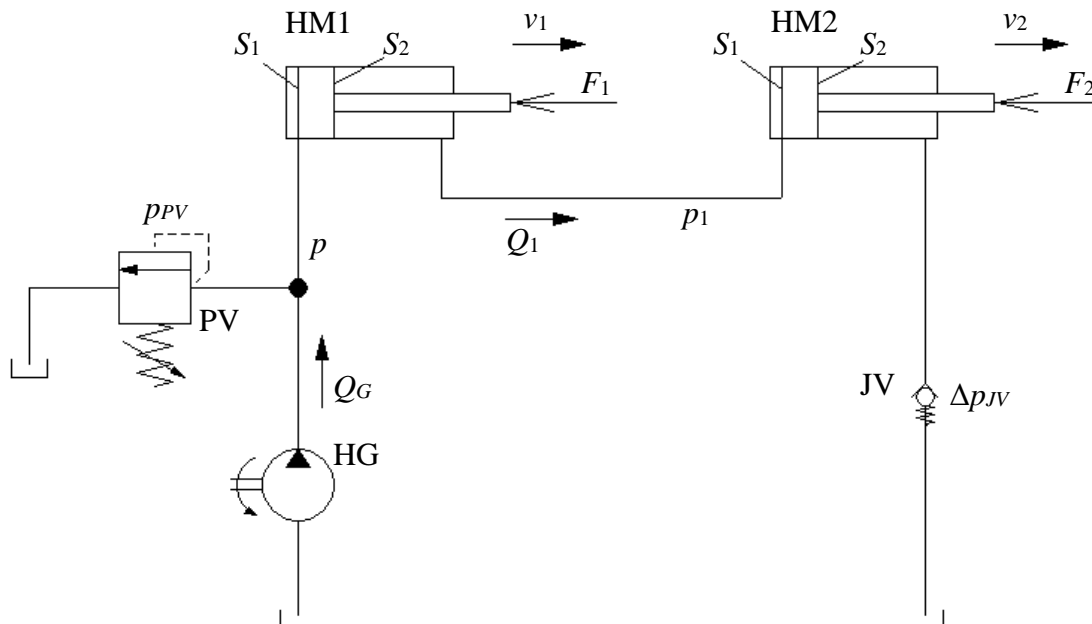
- celková účinnost $\eta_C = 100 \%$,
- ideální kapalina (bez tření a nestlačitelná),
- hydraulické prvky bez tlakových, průtokových a mechanických ztrát.

Uvažujeme však s protitlakem na jednosměrných a tlakových ventilech, který vzniká překonáváním síly pružiny. Uvažujeme vliv zátěže na hydromotorech (neuvažujeme dynamické účinky zátěže).

Příklady jsou značně zjednodušené.

Příklad 3.1

Dva stejné sériově zapojené přímočaré hydromotory HM1 a HM2 jsou zatěžovány externími silami F_1 a F_2 . Hydrogenerátor HG dodává konstantní objemový průtok Q_G , na pojistném ventilu PV je nastaven maximální tlak v obvodu p_{PV} . V odpadní větvi je umístěn jednosměrný ventil JV, který vyvozuje protitlak (tlakový spád) Δp_{JV} . Vypočítejte tlak p potřebný pro vysunutí pístnic obou hydromotorů a rychlosti vysouvání pístnic v_1 a v_2 .



Obr. 3.1 Schéma hydraulického obvodu

HG – hydrogenerátor, HM1 a HM2 – hydromotory, PV – pojistný ventil, JV – jednosměrný ventil

Zadáno:

| | |
|-------------------------------------|---|
| plocha na straně pístu | $S_1 = 0,0031 \text{ m}^2$ |
| plocha mezikruží na straně pístnice | $S_2 = 0,0023 \text{ m}^2$ |
| síla působící na hydromotor HM1 | $F_1 = 30\,000 \text{ N}$ |
| síla působící na hydromotor HM2 | $F_2 = 15\,000 \text{ N}$ |
| tlak na pojistném ventilu | $p_{PV} = 16 \text{ MPa}$ |
| protitlak na jednosměrném ventilu | $\Delta p_{JV} = 2 \text{ MPa}$ |
| objemový průtok hydrogenerátoru | $Q_G = 6,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ |

Vypočítejte: $p = ?$, $v_1 = ?$, $v_2 = ?$

Výpočet:

Nejprve z pohybové rovnice vypočteme tlak p_1 potřebný pro vysunutí pístnice hydromotoru HM2:

$$p_1 \cdot S_1 = F_2 + \Delta p_{JV} \cdot S_2 \Rightarrow p_1 ,$$
$$p_1 = \frac{F_2 + \Delta p_{JV} \cdot S_2}{S_1} = \frac{15\,000 + (2 \cdot 10^6 \cdot 0,0023)}{0,0031} = 6,32 \cdot 10^6 \text{ Pa} , \quad (3.1)$$
$$p_1 = 6,32 \text{ MPa} .$$

Následně můžeme vypočítat tlak p potřebný pro vysouvání pístnice hydromotoru HM1, s uvažováním protitlaku p_1 na straně pístnice:

$$p \cdot S_1 = F_1 + p_1 \cdot S_2 \Rightarrow p ,$$
$$p = \frac{F_1 + p_1 \cdot S_2}{S_1} = \frac{30\,000 + (6,32 \cdot 10^6 \cdot 0,0023)}{0,0031} = 14,37 \cdot 10^6 \text{ Pa} , \quad (3.2)$$
$$p = 14,37 \text{ MPa} .$$

Tlak $p < p_{PV}$ což znamená že pojistný ventil zůstává uzavřený. Rychlosti vysouvání obou hydromotorů vypočítáme za využití rovnice kontinuity:

$$Q_G = S_1 \cdot v_1 \Rightarrow v_1 , \quad (3.3)$$
$$v_1 = \frac{Q_G}{S_1} = \frac{6,2 \cdot 10^{-4}}{0,0031} = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} .$$

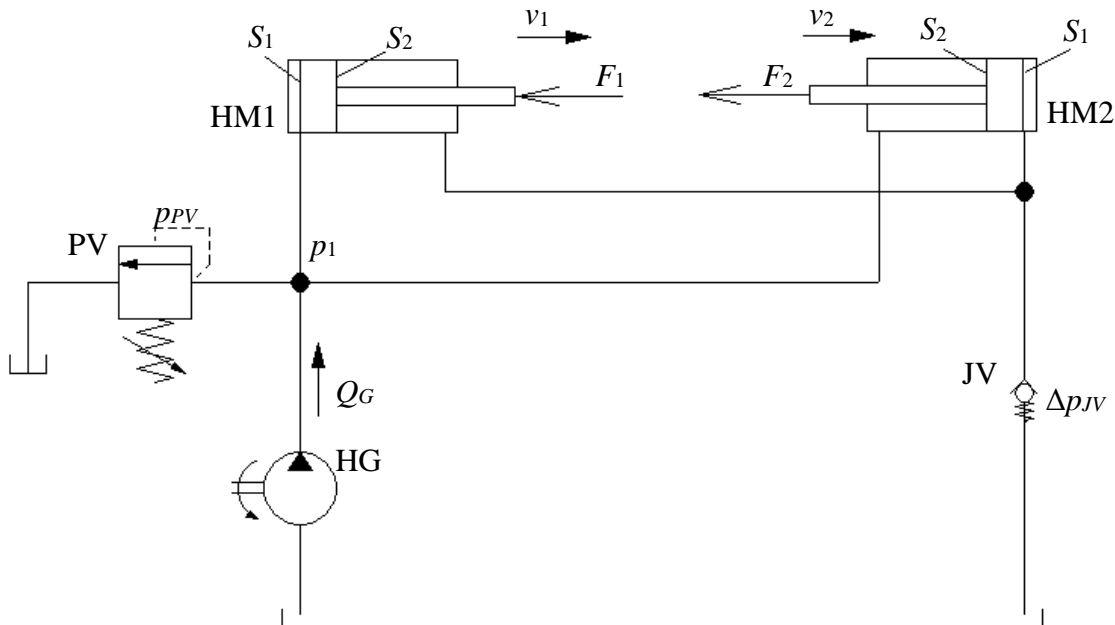
Rychlost vysouvání pístnice hydromotoru HM1 je $v_1 = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$Q_1 = S_1 \cdot v_2 = S_2 \cdot v_1 \Rightarrow v_2 , \quad (3.4)$$
$$v_2 = \frac{S_2 \cdot v_1}{S_1} = \frac{0,0023 \cdot 0,2}{0,0031} = 0,148 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} .$$

Rychlost vysouvání pístnice hydromotoru HM2 je $v_2 = 0,148 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Příklad 3.2

Dva stejné přímočaré hydromotory HM1 a HM2 jsou zapojeny paralelně ke zdroji průtoku a jsou zatěžovány externími silami F_1 a F_2 . Hydrogenerátor HG dodává konstantní objemový průtok Q_G , na pojistném ventilu PV je nastaven maximální tlak v obvodu p_{PV} . V odpadní větvi je umístěn jednosměrný ventil JV, který vyvozuje protitlak (tlakový spád) Δp_{JV} . Vypočítejte tlaky p_{11} a p_{12} potřebné pro vysunutí pístnic obou hydromotorů, pořadí vysouvání hydromotorů a rychlosti vysouvání v_1 a v_2 .



Obr. 3.2 Schéma hydraulického obvodu

HG – hydrogenerátor, HM1 a HM2 – hydromotory, PV – pojistný ventil, JV – jednosměrný ventil

Zadáno:

| | |
|-------------------------------------|---|
| plocha na straně pístu | $S_1 = 0,0031 \text{ m}^2$ |
| plocha mezikruží na straně pístnice | $S_2 = 0,0023 \text{ m}^2$ |
| síla působící na hydromotor HM1 | $F_1 = 20\,000 \text{ N}$ |
| síla působící na hydromotor HM2 | $F_2 = 20\,000 \text{ N}$ |
| tlak na pojistném ventilu | $p_{PV} = 16 \text{ MPa}$ |
| protitlak na jednosměrném ventilu | $\Delta p_{JV} = 2 \text{ MPa}$ |
| objemový průtok hydrogenerátoru | $Q_G = 6,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ |

Vypočítejte: $p_{11} = ?$, $p_{12} = ?$, $v_1 = ?$, $v_2 = ?$

Výpočet:

Tlak p_{11} potřebný k pohybu pístnice hydromotoru HM1:

$$p_{11} \cdot S_1 = F_1 + \Delta p_{JV} \cdot S_2 \Rightarrow p_{11} ,$$
$$p_{11} = \frac{F_1 + \Delta p_{JV} \cdot S_2}{S_1} = \frac{20\,000 + (2 \cdot 10^6 \cdot 0,0023)}{0,0031} = 7,94 \cdot 10^6 \text{ Pa} , \quad (3.5)$$
$$p_{11} = 7,94 \text{ MPa} .$$

Tlak p_{12} potřebný k pohybu pístnice hydromotoru HM2:

$$p_{12} \cdot S_2 = F_2 + \Delta p_{JV} \cdot S_1 \Rightarrow p_{12} ,$$
$$p_{12} = \frac{F_2 + \Delta p_{JV} \cdot S_1}{S_2} = \frac{20\,000 + (2 \cdot 10^6 \cdot 0,0031)}{0,0023} = 11,39 \cdot 10^6 \text{ Pa} , \quad (3.6)$$
$$p_{12} = 11,39 \text{ MPa} .$$

Vzhledem k tomu, že tlak $p_{12} > p_{11}$ bude se nejprve pohybovat pístnice hydromotoru HM1 rychlostí v_1 (zatímco rychlost $v_2 = 0$):

$$v_1 = \frac{Q_G}{S_1} = \frac{6,2 \cdot 10^{-4}}{0,0031} = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} . \quad (3.7)$$

Po dojezdu pístnice hydromotoru HM1 do koncové polohy se zvýší tlak v systému na $p_{12} = 11,39 \text{ MPa}$ a začne se pohybovat pístnice hydromotoru HM2 rychlostí v_2 :

$$v_2 = \frac{Q_G}{S_2} = \frac{6,2 \cdot 10^{-4}}{0,0023} = 0,27 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} . \quad (3.8)$$

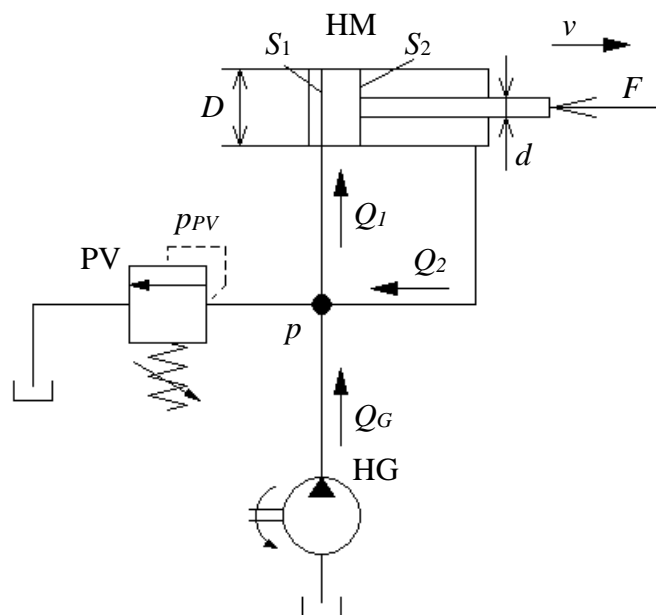
Příklad 3.3

Přímočarý hydromotor HM o průměru pístu D a průměru pístnice d má z důvodu zvýšení rychlosti vysouvání propojenu stranu pístu a stranu pístnice. K dispozici je průtok Q_G od hydrogenerátoru HG a tlak p . Vypočítejte rychlost vysouvání pístnice hydromotoru v a maximální sílu F , kterou je hydromotor schopen v tomto zapojení vyvodit.

Zadáno:

| | |
|---------------------------------|---|
| průměr pístu | $D = 120 \text{ mm} = 0,12 \text{ m}$ |
| průměr pístnice | $d = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$ |
| tlak v obvodu | $p = 20 \text{ MPa}$ |
| objemový průtok hydrogenerátoru | $Q_G = 0,001 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 60 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ |

Vypočítejte: $v = ?$, $F = ?$



Obr. 3.3 Schéma hydraulického obvodu

HG – hydrogenerátor, HM – hydromotor, PV – pojistný ventil

Výpočet:

Plocha na straně pístu A_1 :

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,12^2}{4} = 0,0113 \text{ m}^2 . \quad (3.9)$$

Plocha mezikruží na straně pístnice S_2 :

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,12^2 - 0,1^2)}{4} = 0,0034 \text{ m}^2 . \quad (3.10)$$

Pro určení rychlosti vysouvání pístnice je potřeba uvažovat se sčítáním průtoků:

$$Q_1 = Q_G + Q_2 . \quad (3.11)$$

Dosazením rovnice kontinuity do rovnice (3.11) platí vztah pro výpočet rychlosti v :

$$\begin{aligned} S_1 \cdot v &= Q_G + S_2 \cdot v , \\ Q_G &= (S_1 - S_2) \cdot v \Rightarrow v , \\ v &= \frac{Q_G}{(S_1 - S_2)} = \frac{0,001}{(0,0113 - 0,0034)} = 0,126 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} . \end{aligned} \quad (3.12)$$

Sílu hydromotoru vypočítáme s využitím pohybové rovnice:

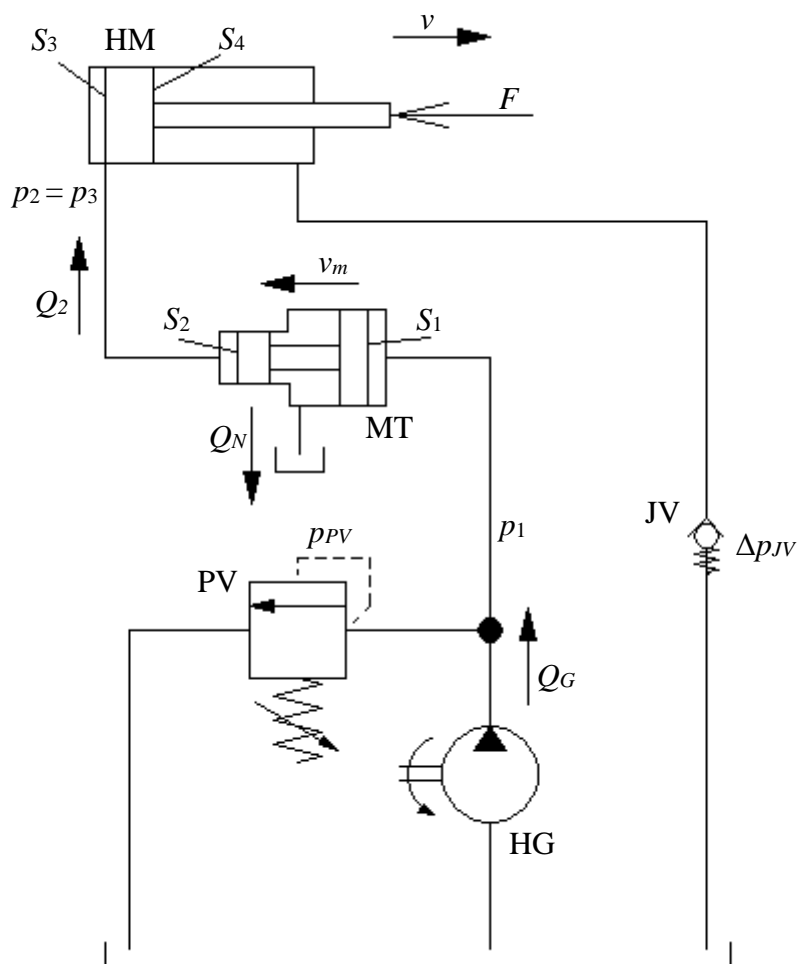
$$p_1 \cdot S_1 = F + p_2 \cdot S_2 . \quad (3.13)$$

S ohledem na připojení v obvodu, jsou tlaky na obou stranách hydromotoru stejné a síla F se vypočítá:

$$\begin{aligned}
 p_1 &= p_2 = p, \\
 F &= p \cdot S_1 - p \cdot S_2 = p \cdot (S_1 - S_2) = 20 \cdot 10^6 \cdot (0,0113 - 0,0034), \\
 F &= 158\,000 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{3.14}$$

Příklad 3.4

Přímočarý hydromotor HM je zatížen silou F . Tlak na pojistném ventilu PV za hydrogenerátorem HG je p_{PV} a objemový průtok hydrogenerátoru Q_G . V odpadní větvi je umístěn jednosměrný ventil JV, který vyvozuje protitlak (tlakový spád) Δp_{JV} . Z důvodu dosažení potřebného tlaku na hydromotoru je v systému použit multiplikátor tlaku MT, s rychlostí pohybu v_m . Vypočítejte tlak p_3 potřebný pro vysouvání pístnice hydromotoru, tlak p_1 potřebný na vstupu do multiplikátoru, rychlost v vysouvání pístnice hydromotoru, svodový průtok multiplikátoru Q_N a teoretický výkon hydrogenerátoru P_t .



Obr. 3.4 Schéma hydraulického obvodu

HG – hydrogenerátor, *HM* – hydromotor, *PV* – pojistný ventil, *JV* – jednosměrný ventil,
MT – multiplikátor tlaku

Zadáno:

| | |
|---------------------------------------|---|
| zatěžující síla na hydromotoru | $F = 300 \text{ kN}$ |
| plocha na vstupu do multiplikátoru | $S_1 = 0,02 \text{ m}^2$ |
| plocha na výstupu z multiplikátoru | $S_2 = 0,005 \text{ m}^2$ |
| plocha na straně pístu hydromotoru | $S_3 = 0,00785 \text{ m}^2$ |
| plocha na straně pístnice hydromotoru | $S_4 = 0,0028 \text{ m}^2$ |
| protitlak na jednosměrném ventilu | $\Delta p_{JV} = 2 \text{ MPa}$ |
| tlak na pojistném ventilu | $p_{PV} = 10 \text{ MPa}$ |
| objemový průtok hydrogenerátoru | $Q_G = 0,001 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 60 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ |

Vypočítejte: $p_3 = ?$, $p_1 = ?$, $v = ?$, $Q_N = ?$, $P_t = ?$

Výpočet:

Z pohybové rovnice určíme tlak p_3 potřebný pro překonání zatěžující síly F a vysouvání pístnice:

$$p_3 \cdot S_3 = F + \Delta p_{JV} \cdot S_4 \Rightarrow p_3 ,$$
$$p_3 = \frac{F + \Delta p_{JV} \cdot S_4}{S_3} = \frac{300\,000 + (2 \cdot 10^6 \cdot 0,0028)}{0,00785} = 38,93 \cdot 10^6 \text{ Pa} , \quad (3.15)$$
$$p_3 = 38,93 \text{ MPa} .$$

Tlak p_1 potřebný na vstupu do multiplikátoru ($p_2 = p_3$):

$$p_1 \cdot S_1 = p_3 \cdot S_2 \Rightarrow p_1 , \quad (3.16)$$
$$p_1 = \frac{p_3 \cdot S_2}{S_1} = \frac{38,93 \cdot 10^6 \cdot 0,005}{0,02} = 9,73 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 9,73 \text{ MPa} .$$

Potřebný tlak na multiplikátoru je menší než tlak na pojistném ventilu $p_1 < p_{PV}$, což znamená, že celý průtok z hydrogenerátoru bude proudit na vstup multiplikátoru a pístnice hydromotoru překoná zatěžující sílu F a bude se vysouvat.

Rychlost multiplikátoru v_m se stanoví ze vztahu:

$$v_m = \frac{Q_G}{S_1} = \frac{Q_2}{S_2} \Rightarrow Q_2 , \quad (3.17)$$
$$Q_2 = Q_G \cdot \frac{S_2}{S_1} = 0,001 \cdot \frac{0,005}{0,02} = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} .$$

A z průtoku Q_2 lze vypočítat rychlost vysouvání pístnice hydromotoru v :

$$v = \frac{Q_2}{S_3} = \frac{2,5 \cdot 10^{-4}}{0,00785} = 0,032 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} . \quad (3.18)$$

Svodový průtok multiplikátorem Q_N :

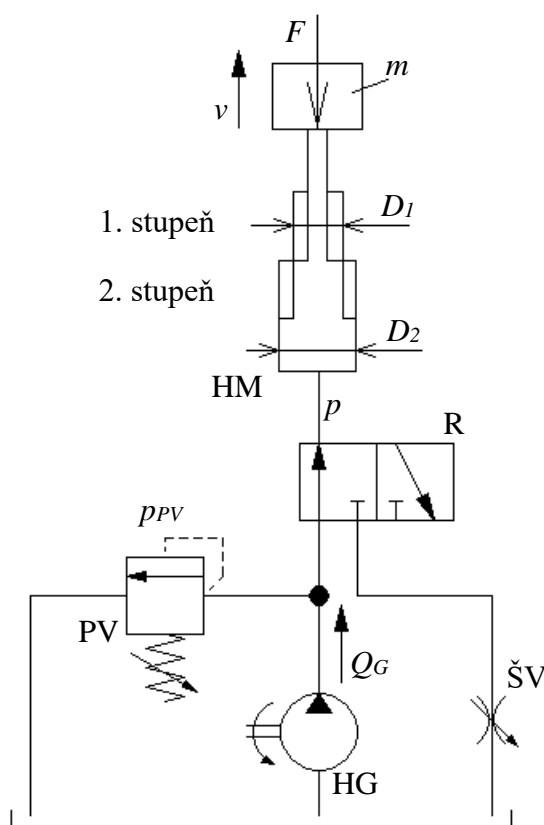
$$Q_N = Q_G - Q_2 = 0,001 - 2,5 \cdot 10^{-4} = 7,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}. \quad (3.19)$$

Teoretický výkon hydrogenerátoru P_t :

$$P_t = p_1 \cdot Q_G = 9,732 \cdot 10^6 \cdot 0,001 = 9\,732 \text{ W} = 9,732 \text{ kW}. \quad (3.20)$$

Příklad 3.5

V obvodu je umístěn dvoustupňový teleskopický hydromotor HM pro zvedání hmotné zátěže m . Tlak na pojistném ventilu PV je p_{PV} a objemový průtok hydrogenerátoru Q_G . Stanovte tlak p_1 potřebný pro vysouvání prvního stupně hydromotoru a tlak p_2 potřebný pro vysouvání druhého stupně hydromotoru. Určete v jakém pořadí a jakou rychlostí v_1 a v_2 se budou vysouvat jednotlivé stupně hydromotoru.



Obr. 3.5 Schéma hydraulického obvodu

HG – hydrogenerátor, *HM* – hydromotor, *PV* – pojistný ventil, *R* – rozváděč, *ŠV* – škrtkový ventil

Zadáno:

| | |
|-----------------------------------|---|
| hmotnost zátěže | $m = 4\,000\text{ kg}$ |
| průměr prvního stupně hydromotoru | $D_1 = 63\text{ mm} = 0,063\text{ m}$ |
| průměr druhého stupně hydromotoru | $D_2 = 80\text{ mm} = 0,08\text{ m}$ |
| tlak na pojistném ventilu | $p_{PV} = 16\text{ MPa}$ |
| objemový průtok hydrogenerátoru | $Q_G = 0,001\text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 60\text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ |

Vypočítejte: $p_1 = ?$, $p_2 = ?$, $v_1 = ?$, $v_2 = ?$

Výpočet:

Plocha S_1 prvního stupně teleskopického hydromotoru:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,063^2}{4} = 0,0031\text{ m}^2. \quad (3.21)$$

Plocha S_2 druhého stupně teleskopického hydromotoru:

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} = 0,005\text{ m}^2. \quad (3.22)$$

Zatěžující síla F od hmotné zátěže:

$$F = m \cdot g = 4\,000 \cdot 9,81 = 39\,240\text{ N}. \quad (3.23)$$

Tlak p_1 potřebný pro vysunutí prvního stupně hydromotoru:

$$p_1 = \frac{F}{S_1} = \frac{39\,240}{0,0031} = 12,66 \cdot 10^6\text{ Pa} = 12,66\text{ MPa}. \quad (3.24)$$

Tlak p_2 potřebný pro vysunutí druhého stupně hydromotoru:

$$p_2 = \frac{F}{S_2} = \frac{39\,240}{0,005} = 7,85 \cdot 10^6\text{ Pa} = 7,85\text{ MPa}. \quad (3.25)$$

Rychlost vysouvání v_1 prvního stupně hydromotoru:

$$v_1 = \frac{Q_G}{S_1} = \frac{0,001}{0,0031} = 0,32\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (3.26)$$

Rychlost vysouvání v_2 druhého stupně hydromotoru:

$$v_2 = \frac{Q_G}{S_2} = \frac{0,001}{0,005} = 0,2\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (3.27)$$

Nejprve se při tlaku $p_2 = 7,85\text{ MPa}$ úplně vysune druhý stupeň teleskopického hydromotoru rychlostí $v_2 = 0,2\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, poté po nárůstu tlaku na hodnotu $p_1 = 12,66\text{ MPa}$ se vysune první stupeň hydromotoru, rychlostí $v_1 = 0,32\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Po úplném vysunutí prvního stupně stoupne tlak v obvodu na tlak nastavený na pojistném ventilu p_{PV} .

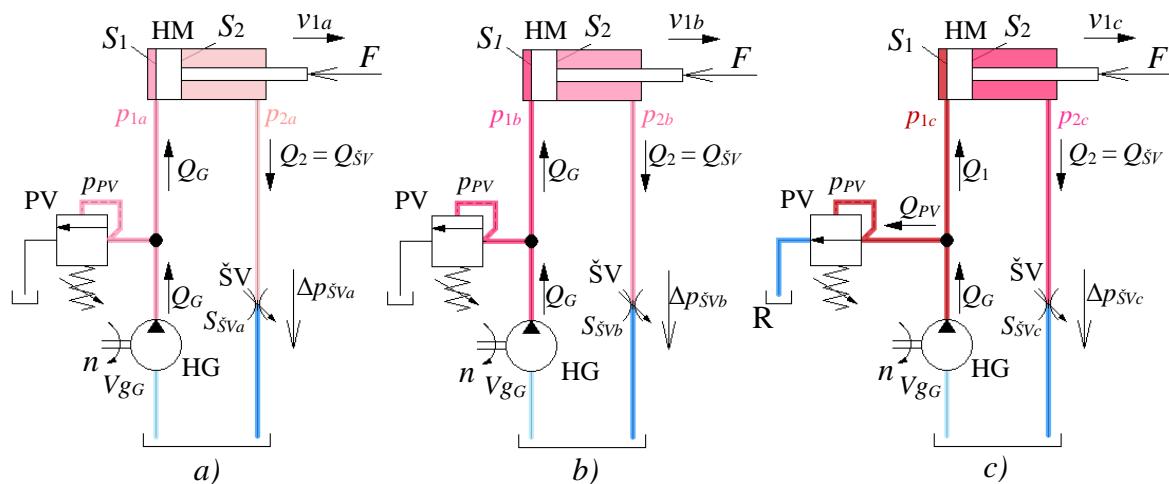
4. Výpočet obvodů se škrticími ventily

Pomocí škrticích ventilů můžeme v hydraulických systémech regulovat velikost rychlosti, nebo otáček hydromotorů. Škrticí ventil je proměnný odpor a průtok škrticím ventilem je dán rovnicí:

$$Q_{\text{šV}} = \mu_{\text{šV}} \cdot S_{\text{šV}} \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{\text{šV}}}{\rho}} \quad (4.1)$$

kde $Q_{\text{šV}}$ [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je objemový průtok, $S_{\text{šV}}$ [m^2] průtočná plocha, $\Delta p_{\text{šV}}$ [Pa] tlakový spád (rozdíl tlaků před a za škrticím ventilem), ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] hustota kapaliny a $\mu_{\text{šV}}$ [-] je průtokový součinitel.

Je zřejmé, že kromě průtočné plochy závisí průtok ventilem také na tlakovém spádu. Jak tedy pracuje škrticí ventil? Funkci škrticího ventilu lze vysvětlit na jednoduchém příkladu Obr. 4.1.



Obr. 4.1 Funkce škrticího ventilu

HG – hydrogenerátor, HM – hydromotor, PV – pojistný ventil, šV – škrticí ventil

V obvodu je použit hydraulický přímočarý motor HM, který je zatížen konstantní externí silou F . Hydrogenerátor HG má konstantní geometrický objem V_{GG} a na vstupu jsou konstantní otáčky n . Pomocí pojistného ventilu PV je nastaven maximální tlak v systému p_{PV} . Škrticí ventil šV na výstupu z hydraulického motoru slouží pro regulaci rychlosti pohybu pístnice ve směru v_1 . Pohyb pístu a pístnice vychází z rovnice silové rovnováhy:

$$\begin{aligned} F_1 &= F + F_2, \\ p_1 \cdot S_1 &= F + p_2 \cdot S_2, \\ p_2 &= \Delta p_{\text{šV}}. \end{aligned} \quad (4.2)$$

Aby se pístnice začala vysouvat, je potřeba na straně pístu vyvodit tlakovou sílu kapaliny F_1 , která bude větší než externí síla F a tlaková síla kapaliny na straně mezikruží F_2 (v reálném případě je nutné uvažovat i vliv třecí síly vyjadřující pasivním odpory v hydraulickém válci).

Na Obr. 4.1a je škrticí ventil ŠV maximálně otevřený $S_{šVa} = S_{max}$. Škrticí ventil v tuto chvíli představuje pouze minimální odpor proti proudění kapaliny, který reprezentuje tlak p_{2a} na straně mezikruží. Po spuštění hydrogenerátoru se zvýší tlak v systému na hodnotu p_{1a} , která je potřebná pro pohyb pístnice. Pístnice hydromotoru vykoná zdvih maximální rychlostí $v_{1a} = v_{max}$. Po dobu zdvihu dodává hydrogenerátor do hydraulického motoru konstantní průtok Q_G a rychlost pohybu pístnice lze vyjádřit z rovnice kontinuity $Q_G = S_1 \cdot v_{1a}$. Po úplném vysunutí pístnice se zvýší tlak v systému, až na hodnotu nastavenou na pojistném ventilu PV a po jeho otevření bude přes něj kapalina proudit do nádrže. V tomto případě k regulaci rychlosti pohybu pístnice hydromotoru pomocí škrticího ventilu nedochází. Jedná se o zdroj konstantního průtoku, pojistný ventil je uzavřen.

V zapojení podle Obr. 4.1b je škrticí ventil $S_{šVb} < S_{šVa}$ nepatrně přivřený. To vyvolá změnu odporu proti proudění přes škrticí ventil a zvýší se tlak na straně mezikruží $p_{2b} > p_{2a}$. Aby se v tomto případě uvedla pístnice do pohybu, musí se zvýšit tlak v systému $p_{1b} > p_{1a}$. Pokud nyní platí, že tlak potřebný k pohybu pístnice je nižší, než tlak nastavený na pojistném ventilu $p_{1b} < p_{PV}$ (pojistný ventil je uzavřen), pak plný průtok Q_G z hydrogenerátoru je přiváděn na hydromotor. To znamená že rychlost pohybu pístnice je stále stejná $v_{1b} = v_{1a} = v_{max}$. Přestože byla zmenšena průtočná škrticího ventilu, nedošlo ke změně rychlosti pohybu pístnice. Hydrogenerátor pracuje obdobně jako v předchozím případě jako zdroj konstantního průtoku.

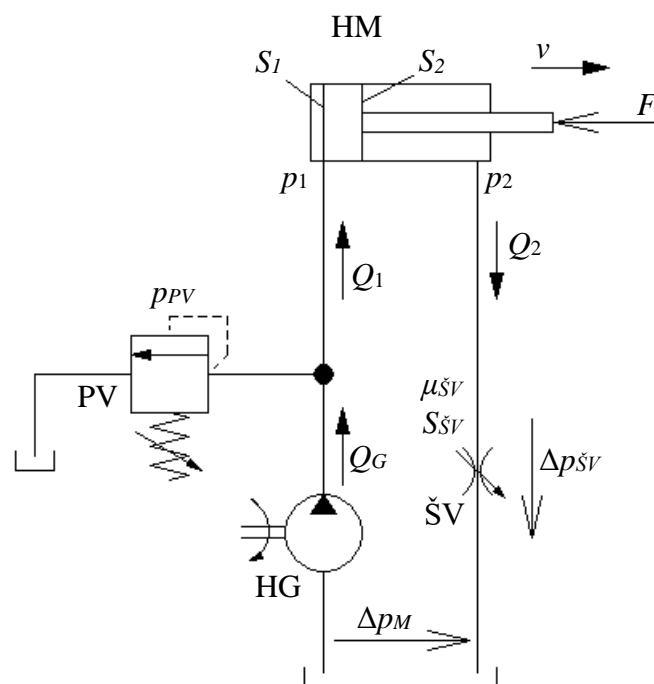
Nyní podle Obr. 4.1c bude škrticí ventil přivřen mnohem více $S_{šVc} \ll S_{šVb}$. Ventil teď představuje výrazně větší odpor proti proudění kapaliny, což zvýší tlak na straně mezikruží $p_{2c} \gg p_{2b}$. To má za následek zvýšení tlaku p_{1c} až na hodnotu p_{PV} nastavenou na pojistném ventilu. Pojistný ventil se otevře, část průtoku z hydrogenerátoru proudí přes pojistný ventil zpět do nádrže Q_{PV} a část pokračuje směrem k hydraulickému válci Q_1 , přičemž platí, že $Q_G = Q_{PV} + Q_1$. Rychlost pohybu pístnice se sníží $v_{1c} < v_{1b}$, jelikož nyní průtok do hydraulického motoru je $Q_1 = S_1 \cdot v_{1c}$ a $Q_1 < Q_G$. V tomto případě hydrogenerátor pracuje jako zdroj konstantního tlaku, neboť pojistný ventil je otevřen.

Příklad 4.1

Přímočarý hydromotor HM je zatížen silou F . Tlak na pojistném ventilu PV za hydrogenerátorem HG je p_{PV} a objemový průtok hydrogenerátoru Q_G . V odpadní větvi je umístěn škrticí ventil ŠV.

Stanovte:

- rychlost v vysouvání pístnice hydromotoru pro případ kdy je škrticí ventil otevřený,
- nastavte škrticí ventil tak, aby se pojistný ventil ještě neotevřel,
- nastavte škrticí ventil tak, aby byla rychlost vysouvání pístnice $v = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
- užitečný výkon, ztrátový výkon a celkovou účinnost pohonu pro případy nastavení škrticího ventilu b) a c).



Obr. 4.2 Schéma hydraulického obvodu

HG – hydrogenerátor, HM – hydromotor, PV – pojistný ventil, ŠV – škrticí ventil

Zadáno:

| | |
|--|--|
| plocha na straně pístu | $S_1 = 0,0031 \text{ m}^2$ |
| plocha mezikruží na straně pístnice | $S_2 = 0,0023 \text{ m}^2$ |
| síla působící na hydromotor HM | $F = 15\,000 \text{ N}$ |
| tlak na pojistném ventilu | $p_{PV} = 16 \text{ MPa}$ |
| objemový průtok hydrogenerátoru | $Q_G = 36 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 0,0006 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ |
| hustota oleje | $\rho = 890 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ |
| průtokový součinitel škrticího ventilu | $\mu_{ŠV} = 0,73$ |

Výpočet:

- a) Stanovte rychlost v vysouvání pístnice hydromotoru pro případ kdy je škrticí ventil otevřený. V tomto případě se jedná o maximální rychlost vysouvání pístnice, kterou lze vypočítat:

$$v = v_{max} = \frac{Q_G}{S_1} = \frac{0,0006}{0,0031} = 0,1935 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.3)$$

- b) Nastavte škrticí ventil tak, aby se ještě neotevřel pojistný ventil.

System může pracovat s tzv. zdrojem konstantního průtoku, tzn. že pojistný ventil je uzavřen a veškerý průtok směřuje do hydromotoru. Postupným uzavíráním škrticího ventilu na něm vzniká větší tlaková ztráta a zároveň se zvyšuje celkový tlak v systému. Po dosažení tlaku nastaveného na pojistném ventilu se tento otevře. Pokud budeme dále uzavírat škrticí ventil, nebude již narůstat tlak, ale začneme regulovat rychlost přímočarého hydromotoru. Průtok se dělí, část kapaliny směřuje do hydromotoru, část kapaliny se přepouští přes pojistný ventil zpět do nádrže. V tomto případě hovoříme o tzv. zdroji konstantního tlaku.

Ve sledovaném případě je dosaženo maximálního tlaku, takže $p_1 = p_{PV} = 16 \text{ MPa}$. S využitím pohybové rovnice na hydromotoru HM lze určit tlak p_2 na výstupu z hydromotoru:

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot S_1 - F}{S_2} = \frac{16 \cdot 10^6 \cdot 0,0031 - 15\,000}{0,0023} = 15,04 \cdot 10^6 \text{ Pa} . \quad (4.4)$$

Průtok Q_2 kapaliny na výstupu z hydromotoru, pro pohyb pístnice hydromotoru rychlostí v_{max} :

$$Q_2 = S_2 \cdot v_{max} = 0,0023 \cdot 0,1935 = 0,00045 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} . \quad (4.5)$$

Dosažením do rovnice (4.1) a při uvažování že průtok $Q_2 = Q_{šV}$ a tlak $p_2 = \Delta p_{šV}$ lze vypočítat potřebnou průtočnou plochu škrticího ventilu $S_{šV}$:

$$Q_2 = \mu_{šV} \cdot S_{šV} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_2}{\rho}} \Rightarrow S_{šV} , \quad (4.6)$$
$$S_{šV} = \frac{Q_2}{\mu_{šV} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_2}{\rho}}} = \frac{0,00045}{0,73 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 15,04 \cdot 10^6}{890}}} = 3,35 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 = 3,35 \text{ mm}^2 .$$

- c) Nastavte škrticí ventil tak, aby byla rychlost vysouvání pístnice $v = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Jak bylo uvedeno, dalším přivíráním škrticího ventilu se již nemění tlak, tzn. $p_1 = p_{PV} = 16 \text{ MPa}$ a $p_2 = 15,04 \text{ MPa}$. Objemový průtok Q_2 na výstupu z hydromotoru pro rychlost vysouvání pístnice $v = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ lze vypočítat:

$$Q_2 = S_2 \cdot v = 0,0023 \cdot 0,1 = 0,00023 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} . \quad (4.7)$$

Potřebná průtočnou plocha škrticího ventilu $S_{šV}$ pro danou rychlost v pístnice hydromotoru:

$$S_{\dot{S}V} = \frac{Q_2}{\mu_{\dot{S}V} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_2}{\rho}}} = \frac{0,00023}{0,73 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 15,04 \cdot 10^6}{890}}} = 1,71 \cdot 10^{-6} m^2 = 1,71 mm^2 . \quad (4.8)$$

- d) Spočítejte užitečný výkon, ztrátový výkon a celkovou účinnost pohonu pro případy nastavení škrticího ventilu b) a c).

Pro nastavení dle bodu b) – užitečný výkon $P_{u\dot{z}}$ je dán silou působící na pístnici hydromotoru a rychlostí pohybu pístnice hydromotoru:

$$P_{u\dot{z}} = F \cdot v = 15\,000 \cdot 0,1935 = 2\,902,5 W = 2,9 kW . \quad (4.9)$$

Pokud nebudou uvažovány ostatní prvky obvodu, největší ztráta bude vznikat na škrticím ventilu. Ztrátový výkon $P_{z\dot{S}V}$ lze vypočítat:

$$P_{z\dot{S}V} = Q_2 \cdot p_2 = 0,00045 \cdot 15,04 \cdot 10^6 = 6\,768 W = 6,77 kW . \quad (4.10)$$

Celková účinnost η_C pohonu:

$$\eta_C = \frac{P_{u\dot{z}}}{P_{u\dot{z}} + P_{z\dot{S}V}} = \frac{2,9}{2,9 + 6,77} = 0,3 . \quad (4.11)$$

Pro případ nastavení c) – v tomto případě bude část kapaliny proudit přes pojistný ventil zpět do nádrže a bude tedy vznikat ztráta i na tomto ventilu. Užitečný výkon $P_{u\dot{z}}$ lze vypočítat:

$$P_{u\dot{z}} = F \cdot v = 15\,000 \cdot 0,1 = 1\,500 W = 1,5 kW . \quad (4.12)$$

Ztrátový výkon vzniká zejména na škrticím ventilu a pojistném ventilu. Ztrátový výkon $P_{z\dot{S}V}$ na škrticím ventilu:

$$P_{z\dot{S}V} = Q_2 \cdot p_2 = 0,00023 \cdot 15,04 \cdot 10^6 = 3\,459 W = 3,46 kW . \quad (4.13)$$

Ztrátový výkon P_{zPV} na pojistném ventilu:

$$P_{zPV} = p_{PV} \cdot Q_{PV} = p_{PV} \cdot (Q_G - Q_1) = p_{PV} \cdot (Q_G - S_1 \cdot v) , \quad (4.14)$$

$$P_{zPV} = 16 \cdot 10^6 \cdot (0,0006 - 0,0031 \cdot 0,1) = 4\,640 W = 4,64 kW .$$

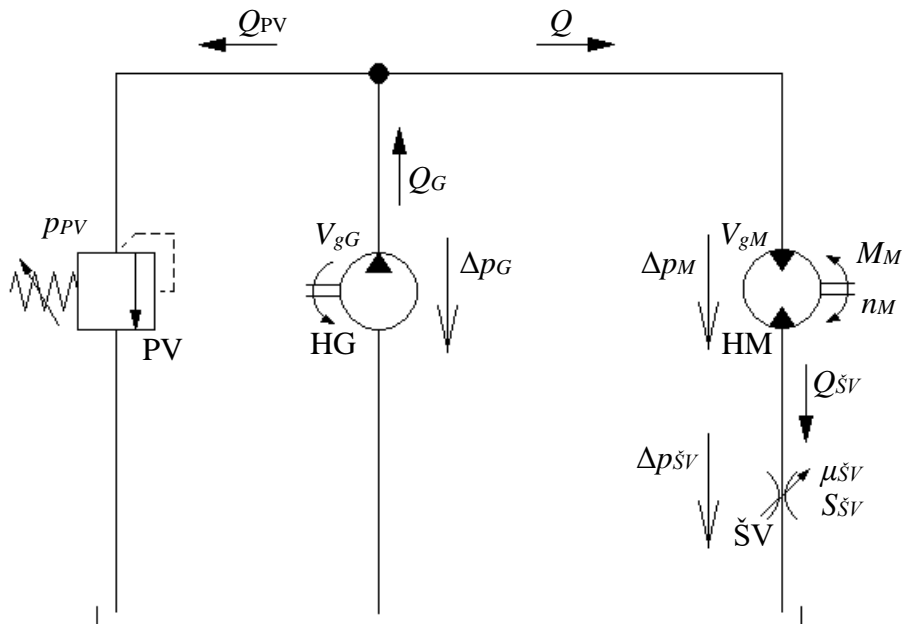
Celková účinnost η_C pohonu:

$$\eta_C = \frac{P_{u\dot{z}}}{P_{u\dot{z}} + P_{z\dot{S}V} + P_{zPV}} = \frac{1,5}{1,5 + 3,46 + 4,64} = 0,156 . \quad (4.15)$$

Řízení průtoku do hydromotoru pomocí škrticího ventilu patří k energeticky nevýhodnému způsobu řízení. Lze ho použít při menších výkonech, nebo pokud hydraulický systém pracuje po kratší dobu.

Příklad 4.2

Na základě zadaných hodnot vypočtete otáčky n_M rotačního hydromotoru HM.



Obr. 4.3 Schéma hydraulického obvodu

HG – hydrogenerátor, *HM* – hydromotor, *PV* – pojistný ventil, *ŠV* – škrticí ventil

Zadáno:

| | |
|--|--|
| tlak na pojistném ventilu | $p_{PV} = 16 \text{ MPa}$ |
| objemový průtok hydrogenerátoru | $Q_G = 300 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ |
| zatěžující moment na motoru | $M_M = 100 \text{ N} \cdot \text{m}$ |
| geometrický objem motoru | $V_{gM} = 157 \text{ cm}^3 = 1,57 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ |
| průtokový součinitel škrticího ventilu | $\mu_{ŠV} = 0,68$ |
| hustota oleje | $\rho = 880 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ |
| průtočná plocha škrticího ventilu | $S_{ŠV} = 10 \text{ mm}^2 = 10 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ |

Výpočet:

Výpočet se provede tak, že nejprve je potřeba zvolit zda se jedná o systém, který pracuje jako zdroj konstantního tlaku nebo průtoku. Nejprve tedy předpokládejme, že pojistný ventil je uzavřen a veškerý průtok z hydrogenerátoru HG směřuje do hydromotoru HM (tedy jedná se o zdroj konstantního průtoku).

$$Q_G = Q. \quad (4.16)$$

Otáčky n_M rotačního hydromotoru lze vypočítat:

$$n_M = \frac{Q}{V_{gM}} = \frac{5 \cdot 10^{-3}}{1,57 \cdot 10^{-4}} = 31,85 \text{ s}^{-1}. \quad (4.17)$$

Výsledná hodnota otáček vypadá reálně, je však třeba provést kontrolu původního předpokladu. Zjistíme tedy, jaký bude tlakový spád Δp_M na hydromotoru:

$$\Delta p_M = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_M}{V_{gM}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 100}{1,57 \cdot 10^{-4}} = 4 \text{ MPa}. \quad (4.18)$$

To je tlakový spád potřebný pro překonání zatížení motoru. K tomu je třeba ještě připočítat tlakový spád $\Delta p_{\check{S}V}$ na škrticím ventilu:

$$Q = \mu_{\check{S}V} \cdot S_{\check{S}V} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{\check{S}V}}{\rho}} \Rightarrow \Delta p_{\check{S}V}, \quad (4.19)$$

$$\Delta p_{\check{S}V} = \frac{Q^2 \cdot \rho}{\mu_{\check{S}V}^2 \cdot S_{\check{S}V}^2 \cdot 2} = \frac{(5 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 880}{0,68^2 \cdot (10 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 2} = 237 \text{ MPa}$$

Je zřejmé, že takto vysoká hodnota tlaku v hydraulickém obvodu není reálná:

$$\Delta p_M + \Delta p_{\check{S}V} > p_{PV}. \quad (4.20)$$

Maximální hodnota tlaku v systému bude 16 MPa, což je hodnota nastavená na pojistném ventilu. Z kontroly tedy plyne, že pojistný ventil bude otevřený, část kapaliny se bude prepouštět přes pojistný ventil zpět do nádrže a systém tedy bude pracovat jako zdroj konstantního tlaku:

$$\Delta p_G = p_{PV} = \Delta p_M + \Delta p_{\check{S}V}. \quad (4.21)$$

Tlakový spád $\Delta p_{\check{S}V}$ na škrticím ventilu:

$$\Delta p_{\check{S}V} = \Delta p_G - \Delta p_M = \Delta p_G - \frac{2 \cdot \pi \cdot M_M}{V_{gM}} = 16 \cdot 10^6 - \frac{2 \cdot \pi \cdot 100}{1,57 \cdot 10^{-4}} = 12 \text{ MPa}. \quad (4.22)$$

Pokud se zanedbají průtokové ztráty v hydromotoru, pak průtok, který proteče hydromotorem, následně proteče i škrticím ventilem. Z nastavení škrticího ventilu lze tedy vypočítat průtok:

$$Q_{\check{S}V} = Q = \mu_{\check{S}V} \cdot S_{\check{S}V} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{\check{S}V}}{\rho}}, \quad (4.23)$$

$$Q = 0,68 \cdot 10 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 12 \cdot 10^6}{880}} = 1,12 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}.$$

Otáčky motoru n_M jsou:

$$n_M = \frac{Q}{V_{gM}} = \frac{1,12 \cdot 10^{-3}}{1,57 \cdot 10^{-4}} = 7,15 \text{ s}^{-1}. \quad (4.24)$$

Pro jistotu ještě provedeme kontrolu. V tomto případě, kdy jsme předpokládali, že se jedná o zdroj konstantního tlaku. Překontrolujeme, zda je průtok motorem menší, než průtok dodávaný hydrogenerátorem $Q < Q_G$. Kontrola je v pořádku.

V příkladu budeme pokračovat. Jak se změní otáčky hydromotoru, zvýší-li se zátěž na hydromotoru na $M_M = 150 \text{ N} \cdot \text{m}$?

Lze předpokládat že se jedná o zdroj konstantního tlaku. Jestliže se zvýší zatížení na hydromotoru, bude pro jeho překonání zapotřebí větší tlakový spád Δp_M :

$$\Delta p_M = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_M}{V_{gM}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 150}{1,57 \cdot 10^{-4}} = 6 \text{ MPa}. \quad (4.25)$$

Tím dojde i ke změně tlakového spádu $\Delta p_{\text{šV}}$ na škrticím ventilu:

$$\Delta p_{\text{šV}} = \Delta p_G - \Delta p_M = \Delta p_G - \frac{2 \cdot \pi \cdot M_M}{V_{gM}}, \quad (4.26)$$

$$\Delta p_{\text{šV}} = 16 \cdot 10^6 - \frac{2 \cdot \pi \cdot 150}{1,57 \cdot 10^{-4}} = 10 \text{ MPa}.$$

Z rovnice pro průtok škrticím ventilem plyne, že průtok je závislý na tlakovém spádu, proto se změní i průtok v celé větvi obvodu:

$$Q_{\text{šV}} = Q = \mu_{\text{šV}} \cdot S_{\text{šV}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{\text{šV}}}{\rho}}, \quad (4.27)$$

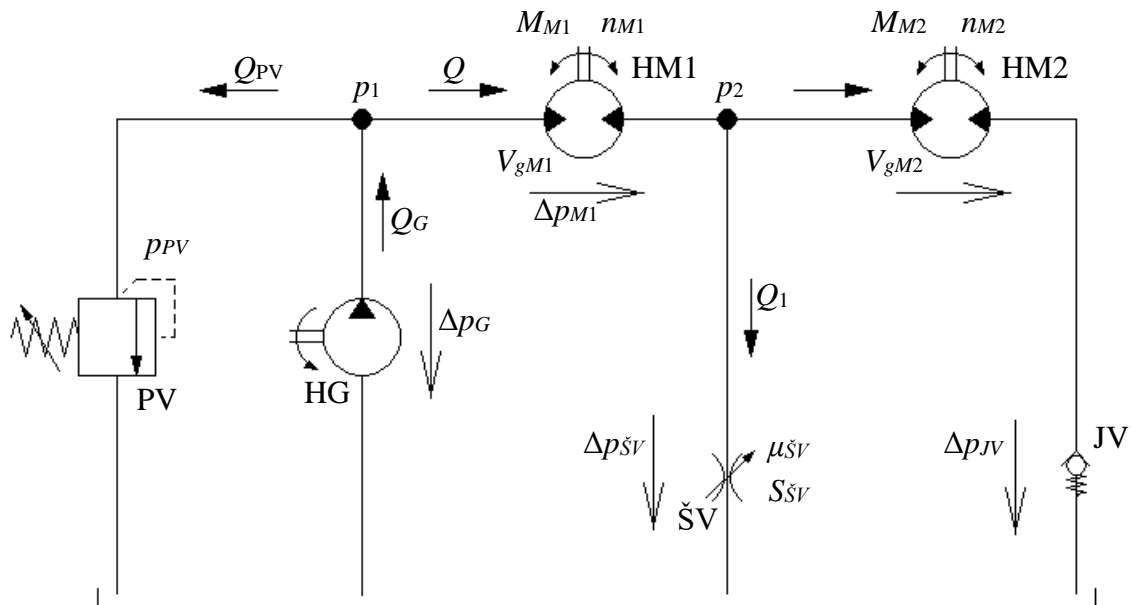
$$Q = 0,68 \cdot 10 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 10 \cdot 10^6}{880}} = 1,025 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}.$$

Snížení průtoku vede samozřejmě ke snížení otáček n_M hydromotoru:

$$n_M = \frac{Q}{V_{gM}} = \frac{1,025 \cdot 10^{-3}}{1,57 \cdot 10^{-4}} = 6,53 \text{ s}^{-1}. \quad (4.28)$$

Příklad 4.3

Vypočtete nastavení škrticího ventilu. Podmínkou je dosažení otáček $1\,200\text{ min}^{-1}$ u hydromotoru HM2.



Obr. 4.4 Schéma hydraulického obvodu

HG – hydrogenerátor, *HM1*, *HM2* – hydromotory, *PV* – pojistný ventil, *ŠV* – škrticí ventil, *JV* – jednosměrný ventil

Zadáno:

| | |
|--|--|
| tlak na pojistném ventilu | $p_{PV} = 16\text{ MPa}$ |
| tlakový spád na jednosměrném ventilu | $\Delta p_{JV} = 1\text{ MPa}$ |
| objemový průtok hydrogenerátoru | $Q_G = 120\text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 2 \cdot 10^{-3}\text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ |
| zatěžující moment na motoru HM1 | $M_{M1} = 20\text{ N} \cdot \text{m}$ |
| zatěžující moment na motoru HM2 | $M_{M2} = 100\text{ N} \cdot \text{m}$ |
| geometrický objem motoru HM1 | $V_{gM1} = 35\text{ cm}^3 = 35 \cdot 10^{-6}\text{ m}^3$ |
| geometrický objem motoru HM2 | $V_{gM2} = 70\text{ cm}^3 = 70 \cdot 10^{-6}\text{ m}^3$ |
| průtokový součinitel škrticího ventilu | $\mu_{ŠV} = 0,73$ |
| hustota oleje | $\rho = 890\text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ |
| požadované otáčky motoru HM2 | $n_{M2} = 1\,200\text{ min}^{-1}$ |

Vypočítejte:

| | |
|------------------------------------|--------------|
| průměrnou plochu škrticího ventilu | $S_{ŠV} = ?$ |
|------------------------------------|--------------|

Výpočet:

Při výpočtu budeme předpokládat zdroj konstantního průtoku, tedy $p_1 < p_{PV}$ a $Q = Q_G$. Nejprve provedeme kontrolu velikosti tlaku. Celkový tlak p_1 je součtem tlakového spádu na hydromotoru HM1, tlakového spádu na hydromotoru HM2 a tlakového spádu na jednosměrném ventilu JV.

Nejprve lze vypočítat tlak p_2 :

$$p_2 = \Delta p_{M2} + \Delta p_{JV} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{M2}}{V_{gM2}} + \Delta p_{JV}, \quad (4.29)$$

$$p_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot 100}{70 \cdot 10^{-6}} + 1 \cdot 10^6 = 9,97 \text{ MPa}.$$

Následně tlak p_1 :

$$p_1 = \Delta p_{M1} + p_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{M1}}{V_{gM1}} + p_2, \quad (4.30)$$

$$p_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot 20}{35 \cdot 10^{-6}} + 9,97 \cdot 10^6 = 13,56 \text{ MPa}.$$

Podmínka $p_1 < p_{PV}$ je tedy splněna, pojistný ventil bude zavřený. Veškerá kapalina proteče prvním motorem HM1, následně se rozdělí na průtok Q_1 škrticím ventilem a průtok Q_2 druhým motorem HM2. Aby bylo možné určit nastavení škrticího ventilu $S_{šV}$, je potřeba znát tlakový spád na škrticím ventilu $\Delta p_{šV}$ (je roven tlaku p_2) a průtok škrticím ventilem Q_1 . Průtok škrticím ventilem lze určit z rozdílu průtoku Q a průtoku Q_2 potřebného k roztočení motoru HM2 na požadované otáčky n_{M2} .

$$Q_1 = Q - Q_2 = Q - V_{gM2} \cdot n_{M2}, \quad (4.31)$$

$$Q_1 = 2 \cdot 10^{-3} - 70 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1\,200}{60} = 0,0006 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}.$$

Průtočná plocha $S_{šV}$ škrticího ventilu:

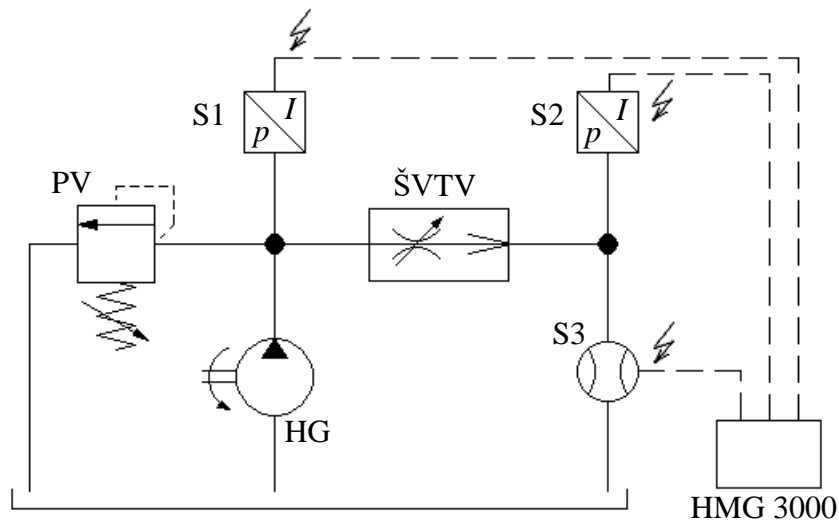
$$Q_1 = \mu_{šV} \cdot S_{šV} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{šV}}{\rho}} \Rightarrow S_{šV}, \quad (4.32)$$

$$S_{šV} = \frac{Q_1}{\mu_{šV} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{šV}}{\rho}}} = \frac{0,0006}{0,73 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9,97 \cdot 10^6}{890}}} = 5,49 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 = 5,49 \text{ mm}^2$$

5. Měření $Q - \Delta p$ charakteristiky škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou a charakteristiky tlakové závislého škrticího ventilu

Zadání

- 1) Změřte $Q - \Delta p$ charakteristiky škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou GFG2PK18-10 od firmy Parker [15]. Měření proveďte pro tři nastavení ventilu (max. 6 dílků).
- 2) Místo škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou zapojte tlakově závislý škrticí ventil a proveďte měření charakteristiky pro ventil nastavený na jednu otáčku od uzavřené polohy.
- 3) Porovnejte průběhy charakteristik obou ventilů.



Obr. 5.1 Schéma měření $Q - \Delta p$ charakteristiky škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou

HG – hydrogenerátor, PV – pojistný ventil, S1 a S2 – snímače tlaku, ŠVTV – škrticí ventil s dvoucestnou tlakovou váhou, S3 – průtokoměr, HMG 3000 – měřicí systém Hydac

Postup měření

- 1) Zapojíme obvod dle schématu, elektrické výstupy snímačů tlaku a průtokoměru připojíme k měřicímu systému Hydac HMG 3000 [16] a nastavíme příslušné kanály (nastavení měřicího systému je popsáno v příručce „Měření tlaku a průtoku měřicím systémem Hydac“, která je dostupná v laboratoři.).
- 2) Pojistný ventil PV nastavíme na minimální tlak (úplně otevřeme), na škrticím ventilu ŠV s tlakovou váhou nastavíme např. 2 dílky a zapneme hydrogenerátor HG.
- 3) Z displeje měřicího systému HMG 3000 odečteme tlak p_1 a p_2 (před a za ventilem) a průtok oleje ventilem Q . Hodnoty zaznamenáme do tabulky.
- 4) Pomocí PV nastavíme vyšší tlak p_1 (krok volíme 2 až 3 bar) a pro každou hodnotu tlaku zapíšeme do tabulky hodnoty p_1 , p_2 , Q .

- 5) Měření opakujeme pro další dvě nastavení škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou vahou (např. 4 a 6, dle instrukcí vyučujícího).
- 6) Podobně provedeme měření pro tlakově závislý škrticí ventil při jedné otáčce regulačního šroubu od uzavřené polohy.

Použité vybavení

- Výukový panel Parker s prvky (škrticí ventil s dvoucestnou tlakovou vahou, tlakově závislý škrticí ventil), přívod kapaliny od hydrogenerátoru a odpadní vedení je realizován pomocí rozvodné desky v levé spodní části.
- Hadice a T kusy pro připojení snímačů tlaku.
- Měřicí systém Hydac HMG 3000, tlakové snímače, průtokoměr.



Obr. 5.2 Použité vybavení

S1 a S2 – snímače tlaku, ŠVTV – škrticí ventil s dvoucestnou tlakovou vahou, ŠV – škrticí ventil tlakově závislý, S3 – průtokoměr, HMG 3000 – měřicí systém Hydac

Parametry použitých snímačů

- Snímače tlaku – Hydac HDA 4446-A-250-000, měřicí rozsah (0 ÷ 250) bar, výstupní signál (4 ÷ 20) mA [17].
- Průtokoměr – Hydac EVS 3108-H-0020-000, měřicí rozsah (1,2 ÷ 20) dm³ · min⁻¹, výstupní signál (0,5 ÷ 4,5) V [18]. Průtokoměr není třeba nastavovat, HMG 3000 jej rozpozná automaticky.

Zpracování výsledků

Pro sestavení $Q - \Delta p$ charakteristiky je třeba znát tlakový spád na škrticím ventilu:

(5.1)

$$\Delta p = p_1 - p_2,$$

kde Δp [bar] je tlakový spád na měřeném prvku, p_1 [bar] tlak před měřeným prvkem, p_2 [bar] je tlak za měřeným prvkem.

Níže je uveden příklad naměřených výsledků a jejich grafické zpracování.

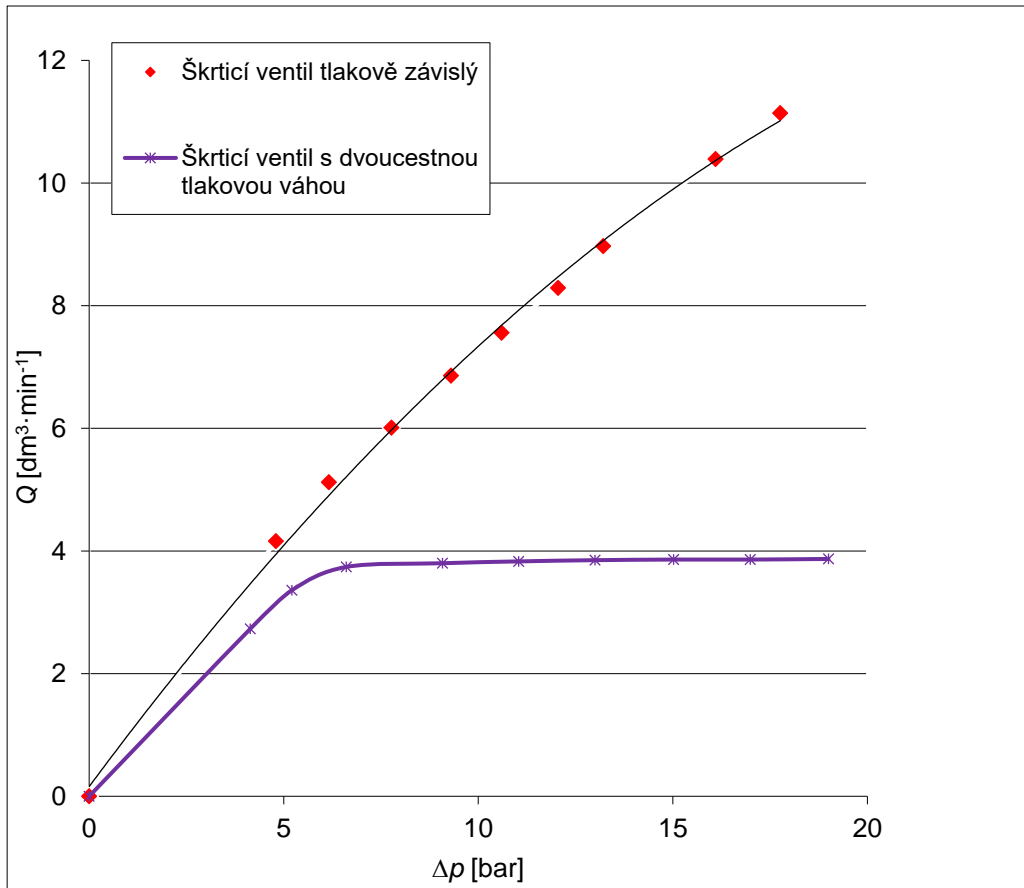
Tab 5.1 Škrticí ventil s dvoucestnou tlakovou váhou – 4 dílky

| p_1 [bar] | p_2 [bar] | Δp [bar] | Q [dm ³ · min ⁻¹] |
|----------------|----------------|---------------------|---|
| 0 | 0 | 0 | 0 |
| 6,14 | 2 | 4,14 | 2,73 |
| 8,02 | 2,81 | 5,21 | 3,36 |
| ... | ... | ... | ... |
| 18,03 | 3,01 | 15,02 | 3,86 |
| 20 | 3,01 | 16,99 | 3,86 |
| 22,02 | 3,02 | 19 | 3,87 |

Tab 5.2 Škrticí ventil tlakově závislý – 1 otáčka regulačního šroubu

| p_1 [bar] | p_2 [bar] | Δp [bar] | Q [dm ³ · min ⁻¹] |
|----------------|----------------|---------------------|---|
| 0 | 0 | 0 | 0 |
| 8,01 | 3,21 | 4,8 | 4,16 |
| 10,02 | 3,86 | 6,16 | 5,12 |
| ... | ... | ... | ... |
| 20,05 | 6,84 | 13,21 | 8,97 |
| 24,01 | 7,91 | 16,1 | 10,39 |
| 26,03 | 8,27 | 17,76 | 11,14 |

Výsledky všech měření vynesete do jednoho grafu.

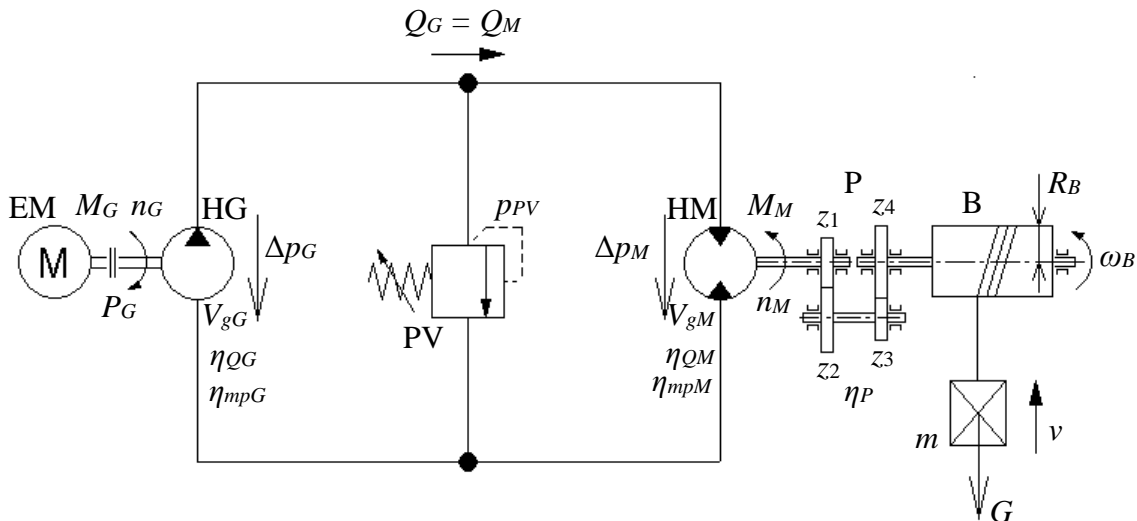


Obr. 5.3 Příklad grafického znázornění měření

6. Výpočet parametrů skutečného obvodu

Příklad 6.1

Uzavřený hydrostatický pohon slouží pro zvedání hmotného břemene m . Maximální tlak v obvodu p_{PV} je nastaven na pojistném ventilu PV. Navíjecí buben s poloměrem R_B je připojen přes převodovku k hydromotoru HM. Zjistěte potřebný výkon elektromotoru P_G pro pohon hydrogenerátoru HG. Vypočítejte rychlost zvedání břemene v . Zanedbejte tlakové ztráty v potrubí.



Obr. 6.1 Schéma hydraulického obvodu

EM – elektromotor, HG – hydrogenerátor, PV – pojistný ventil, HM – hydromotor, P – převodovka, B – navíjecí buben

Zadáno:

| | |
|------------------------------------|---|
| geometrický objem hydrogenerátoru | $V_{gG} = 20 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 20 \text{ cm}^3$ |
| otáčky hydrogenerátoru | $n_G = 24 \text{ s}^{-1}$ |
| geometrický objem hydromotoru | $V_{gM} = 100 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 100 \text{ cm}^3$ |
| průtoková účinnost hydrogenerátoru | $\eta_{QG} = 0,96$ |
| mechanicko-tlaková účinnost HG | $\eta_{mpG} = 0,95$ |
| průtoková účinnost hydromotoru | $\eta_{QM} = 0,92$ |
| mechanicko-tlaková účinnost HM | $\eta_{mpM} = 0,95$ |
| tlak na pojistném ventilu | $p_{PV} = 32 \text{ MPa}$ |
| počet zubů ozubených kol | $z_1 = 12, z_2 = 24, z_3 = 12, z_4 = 36$ |
| účinnost převodovky | $\eta_P = 0,96$ |
| poloměr bubnu | $R_B = 0,25 \text{ m}$ |
| hmotnost zátěže | $m = 600 \text{ kg}$ |

Vypočítejte: $v = ?$, $P_G = ?$

Výpočet:

Tíhová síla G od hmotné zátěže:

$$G = m \cdot g = 600 \cdot 9,81 = 5\,886 \text{ N} . \quad (6.1)$$

Moment M_B na bubnu:

$$M_B = G \cdot R_B = 5\,886 \cdot 0,25 = 1\,471,5 \text{ N} \cdot \text{m} . \quad (6.2)$$

Převodový poměr i_P převodovky:

$$i_P = \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_2}{z_1} = \frac{36}{12} \cdot \frac{24}{12} = 6 . \quad (6.3)$$

Moment M_M na hydromotoru:

$$M_M = M_B \cdot \frac{1}{i_P} \cdot \frac{1}{\eta_P} = 1\,471,5 \cdot \frac{1}{6} \cdot \frac{1}{0,96} = 255,5 \text{ N} \cdot \text{m} . \quad (6.4)$$

Tlakový spád Δp_M na hydromotoru:

$$\Delta p_M = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_M}{V_{gM}} \cdot \frac{1}{\eta_{mpM}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 255,5}{100 \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{1}{0,95} = 16,9 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 16,9 \text{ MPa} . \quad (6.5)$$

Pokud zanedbáme tlakové ztráty v potrubí, pak tlakový spád na hydromotoru Δp_M bude roven tlakovému spádu na hydrogenerátoru Δp_G . $\Delta p_M = \Delta p_G = 16,9 \text{ MPa}$, což je méně než tlak p_{PV} nastavený na pojistném ventilu, který zůstane uzavřený.

Moment M_G na hřídeli hydrogenerátoru:

$$M_G = \frac{V_{gG} \cdot \Delta p_G}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{\eta_{mpG}} = \frac{20 \cdot 10^{-6} \cdot 16,9 \cdot 10^6}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{0,95} = 56,6 \text{ N} \cdot \text{m} . \quad (6.6)$$

Potřebný výkon P_G elektromotoru:

$$P_G = M_G \cdot \omega_G = M_G \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_G = 56,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 24 = 8\,535 \text{ W} = 8,53 \text{ kW} . \quad (6.7)$$

Skutečný průtok Q_G hydrogenerátoru:

$$Q_G = V_{gG} \cdot n_G \cdot \eta_{QG} = 20 \cdot 10^{-6} \cdot 24 \cdot 0,96 = 4,61 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} , \quad (6.8)$$
$$Q_G = 27,66 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} .$$

Vzhledem k tomu, že pojistný ventil je uzavřený, tak tento průtok vstupuje do hydromotoru $Q_G = Q_M$. Průtok z hydrogenerátoru Q_G je roven průtoku vstupujícímu do hydromotoru Q_M a otáčky hydromotoru n_M jsou:

$$n_M = \frac{Q_M}{V_{gM}} \cdot \eta_{QM} = \frac{4,61 \cdot 10^{-4}}{100 \cdot 10^{-6}} \cdot 0,92 = 4,24 \text{ s}^{-1} . \quad (6.9)$$

Otáčky bubnu n_B :

$$n_B = n_M \cdot \frac{1}{i_p} = 4,24 \cdot \frac{1}{6} = 0,707 \text{ s}^{-1}. \quad (6.10)$$

Rychlost v zvedání břemene:

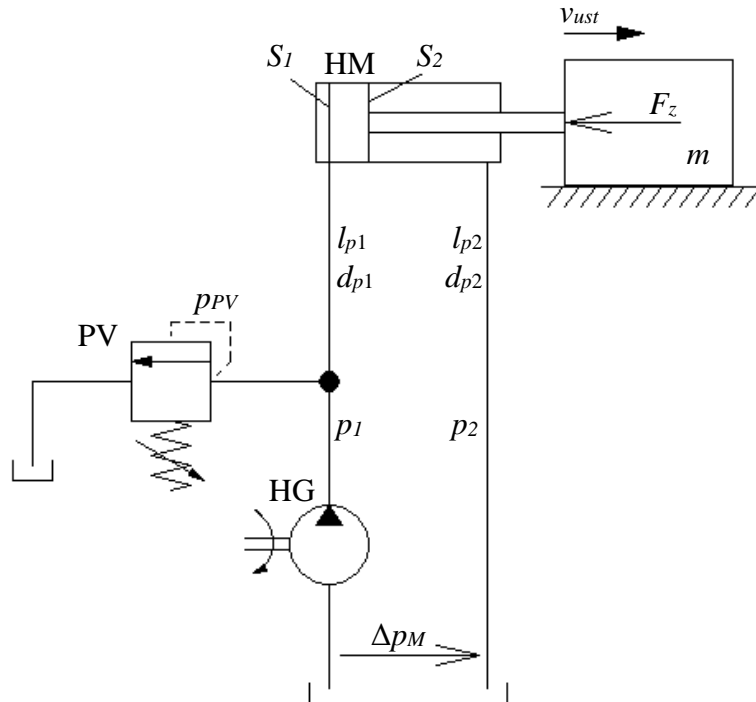
$$v = \omega_B \cdot R_B = 2 \cdot \pi \cdot n_B \cdot R_B = 2 \cdot \pi \cdot 0,707 \cdot 0,25 = 1,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (6.11)$$

Výpočet skutečného obvodu včetně popisu volby jednotlivých prvků hydraulického systému je uveden v kapitole 10.

7. Výpočet rozběhu hydromotoru

Příklad 7.1

Stanovte dobu rozběhu t_r hydromotoru HM, který je připojen ke zdroji tlaku p_1 . V počátečním čase ($t_0 = 0$) je nulová rychlost hydromotoru ($v_0 = 0$). Tlakové ztráty v potrubí neuvažujeme. Hmotnost pístu, pístnice a kapaliny v hydromotoru zanedbejte.



Obr. 7.1 Schéma hydraulického obvodu

HG –hydrogenerátor, *PV* –pojistný ventil, *HM* – hydromotor

Zadáno:

| | |
|-------------------------------------|---|
| plocha na straně pístu | $S_1 = 0,0031 \text{ m}^2$ |
| plocha mezikruží na straně pístnice | $S_2 = 0,0023 \text{ m}^2$ |
| síla působící na hydromotor | $F_z = 15\,000 \text{ N}$ |
| ustálená rychlost pístnice | $v_{ust} = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ |
| délky potrubí | $l_{p1} = l_{p2} = 10 \text{ m}$ |
| průměry potrubí | $d_{p1} = d_{p2} = 10 \text{ mm}$ |
| účinnost hydromotoru | $\eta_{CM} = 1$ |
| hmotnost zátěže | $m = 3\,000 \text{ kg}$ |
| hustota oleje | $\rho = 900 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ |

Vypočítejte: $t_r = ?$

Výpočet:

Pohybová rovnice pro vysouvání pístnice hydromotoru HM:

$$F_M - F_Z = F_d \quad (7.1)$$

kde F_M [N] je síla od tlakové kapaliny na hydromotoru, F_Z [N] síla zátěže a F_d [N] je dynamická síla.

Je-li hmotnost zátěže $m = \text{konst.}$ pak dynamickou sílu lze vyjádřit vztahem:

$$\begin{aligned} \sum F_{di} &= m \cdot a, \\ \sum F_{di} &= m_{Cred} \cdot \frac{dv}{dt}. \end{aligned} \quad (7.2)$$

kde m [kg] je hmotnost, a [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] zrychlení pístnice hydromotoru, m_{Cred} [kg] je celková redukovaná hmotnost na pístnici hydromotoru, dv [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] změna rychlosti a dt [s] je změna času.

Jestliže v počátečním čase $t_0 = 0$ je rychlost pístnice hydromotoru také nulová $v_0 = 0$, pak pro lineární rozběh hydromotoru lze uvažovat že:

$$\frac{dv}{dt} \cong \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{v_{ust} - v_0}{t_r - t_0} = \frac{v_{ust}}{t_r} \quad (7.3)$$

kde v_0 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je počáteční rychlost pístnice hydromotoru, v_{ust} [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] ustálená rychlost pohybu pístnice hydromotoru, t_0 [s] počáteční čas, kterému odpovídá počáteční rychlost pístnice hydromotoru, t_r [s] čas (doba) rozběhu hydromotoru.

Pro stanovení síly F_M od tlakové kapaliny na hydromotoru platí vztah:

$$F_M = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2, \quad (7.4)$$

kde p_1 [Pa] je tlak na straně pístu hydromotoru, p_2 [Pa] tlak na straně pístnice hydromotoru, S_1 [m^2] plocha na straně pístu hydromotoru a S_2 [m^2] je plocha na straně pístnice hydromotoru.

Dosazením do rovnice (7.1) lze psát pohybovou rovnici pro vysouvání pístnice hydromotoru ve tvaru:

$$p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 - F_Z = m_{Cred} \cdot \frac{v_{ust}}{t_r} \quad (7.5)$$

Tlak v odpadní větvi lze uvažovat nulový ($p_2 = 0$), pak je možno stanovit dobu rozběhu hydromotoru t_r :

$$p_1 \cdot S_1 - F_Z = m_{Cred} \cdot \frac{v_{ust}}{t_r} \Rightarrow t_r = \frac{m_{Cred} \cdot v_{ust}}{p_1 \cdot S_1 - F_Z} \quad (7.6)$$

Pro vyjádření celkové redukované hmotnosti je nutné uvažovat (u krátkých potrubí to lze zanedbat) i redukovanou hmotnost kapaliny v tlakovém potrubí na vstupu do hydromotoru, kterou lze určit z rovnosti kinetických energií:

$$\frac{1}{2} \cdot m_{Kp1} \cdot v_{p1}^2 = \frac{1}{2} \cdot m_{p1red} \cdot v_{ust}^2 \Rightarrow m_{p1red} = m_{Kp1} \cdot \left(\frac{v_{p1}}{v_{ust}} \right)^2. \quad (7.7)$$

kde m_{Kp1} [kg] je hmotnost kapaliny v potrubí na vstupu do hydromotoru, v_{p1} [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] rychlost proudění kapaliny v potrubí na vstupu do hydromotoru a m_{p1red} [kg] je redukovaná hmotnost kapaliny v potrubí na vstupu do hydromotoru.

Platí, že průtok v potrubí na vstupu do hydromotoru je roven průtoku na hydromotoru $Q_{p1} = Q_{M1}$, s využitím rovnice kontinuity:

$$Q_{p1} = Q_{M1} = v_{p1} \cdot S_{p1} = v_{ust} \cdot S_1 \Rightarrow \frac{v_{p1}}{v_{ust}} = \frac{S_1}{S_{p1}}. \quad (7.8)$$

kde Q_{p1} [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je objemový průtok v potrubí na vstupu do hydromotoru, Q_{M1} [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] objemový průtok na hydromotoru a S_{p1} [m^2] je plocha průřezu potrubí na vstupu do hydromotoru.

Hmotnost kapaliny m_{Kp1} v tlakovém potrubí na vstupu do motoru lze vypočítat:

$$\rho = \frac{m_{Kp1}}{V_{Kp1}} \Rightarrow m_{Kp1} = \rho \cdot V_{Kp1} = \rho \cdot S_{p1} \cdot l_{p1}. \quad (7.9)$$

kde ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] je hustota kapaliny, V_{Kp1} [m^3] objem kapaliny v potrubí na vstupu do hydromotoru, l_{p1} [m] je délka potrubí na vstupu do hydromotoru.

Dosazením předchozích dvou vztahů (7.8) a (7.9) do rovnice (7.7) pro redukovanou hmotnost kapaliny v tlakovém potrubí:

$$m_{p1red} = \rho \cdot S_{p1} \cdot l_{p1} \cdot \left(\frac{S_1}{S_{p1}} \right)^2. \quad (7.10)$$

Stejný postup by se využil v případě určení redukované hmotnosti kapaliny m_{p2red} v odpadním potrubí (na výstupu z hydromotoru):

$$m_{p2red} = \rho \cdot S_{p2} \cdot l_{p2} \cdot \left(\frac{S_2}{S_{p2}} \right)^2. \quad (7.11)$$

kde m_{p2red} [kg] je hmotnost kapaliny v potrubí na výstupu z hydromotoru, S_{p2} [m^2] plocha průřezu potrubí na výstupu z hydromotoru a l_{p2} [m] je délka potrubí na výstupu z hydromotoru.

Plocha potrubí $S_{p1} = S_{p2}$ lze vypočítat:

$$S_{p1} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,01^2}{4} = 7,85 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2. \quad (7.12)$$

Celková redukovaná hmotnost m_{Cred} :

$$m_{Cred} = m + m_{p1red} + m_{p2red}, \quad (7.13)$$

$$m_{Cred} = m + \rho \cdot S_{p1} \cdot l_{p1} \cdot \left(\frac{S_1}{S_{p1}} \right)^2 + \rho \cdot S_{p2} \cdot l_{p2} \cdot \left(\frac{S_2}{S_{p2}} \right)^2,$$

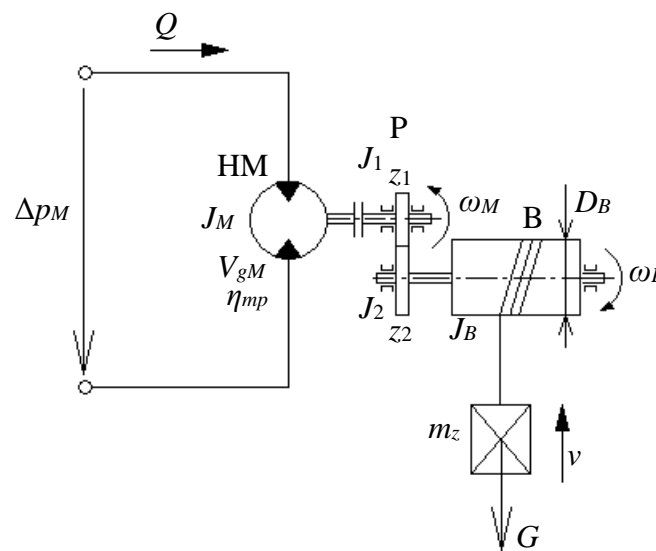
$$m_{cred} = 3\,000 + 900 \cdot 7,85 \cdot 10^{-4} \cdot 10 \cdot \left(\frac{0,0031}{7,85 \cdot 10^{-4}} \right)^2 + 900 \cdot 7,85 \cdot 10^{-4} \cdot 10 \cdot \left(\frac{0,0023}{7,85 \cdot 10^{-4}} \right)^2 = 4\,708,5 \text{ kg}$$

A doba rozběhu t_r hydromotoru na ustálenou rychlost:

$$t_r = \frac{m_{cred} \cdot v_{ust}}{p_1 \cdot S_1 - F_z} = \frac{4\,708,5 \cdot 0,1}{16 \cdot 10^6 \cdot 0,00031 - 15\,000} = 1,36 \cdot 10^{-2} \text{ s}. \quad (7.14)$$

Příklad 7.2

Stanovte rychlost zvedání břemene v a dobu rozběhu t_r hydromotoru, který je připojen ke zdroji konstantního tlaku. V počátečním čase $t_0 = 0$ jsou nulové otáčky hydromotoru $n_0 = 0$. Tlakové ztráty v potrubí a účinnost převodovky neuvažujeme. Rovněž hmotnost kapaliny v potrubí bude zanedbána (jedná se o krátké potrubí).



Obr. 7.2 Schéma hydraulického obvodu

HM – hydromotor, *P* - převodovka, *B* – navíjecí buben

Zadáno:

| | |
|--|---|
| objemový průtok na vstupu do hydromotoru | $Q = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 60 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ |
| tlakový spád na hydromotoru | $\Delta p_M = 16 \text{ MPa}$ |
| geometrický objem hydromotoru | $V_{gM} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 1 \text{ cm}^3$ |
| mechanicko-tlaková účinnost HM | $\eta_{mpM} = 0,95$ |
| moment setrvačnosti hydromotoru | $J_M = 1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ |
| počet zubů malého kola převodovky | $z_1 = 20$ |
| moment setrvačnosti malého kola převodovky | $J_1 = 0,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ |

| | |
|---|---|
| počet zubů velkého kola převodovky | $z_2 = 40$ |
| moment setrvačnosti velkého kola převodovky | $J_2 = 0,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ |
| průměr bubnu | $D_B = 0,5 \text{ m}$ |
| moment setrvačnosti bubnu | $J_B = 15 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ |
| hmotnost zátěže | $m_z = 1\,500 \text{ kg}$ |

Vypočítejte: $t_r = ?$, $v = ?$

Výpočet:

Momentová rovnice na hydromotoru HM:

$$M_M - M_Z = M_d \quad (7.15)$$

kde M_M [N · m] je moment na hydromotoru, M_Z [N · m] moment zátěže a M_d [N · m] je dynamický moment.

Je-li moment setrvačnosti konstantní ($J = \text{konst.}$), pak lze dynamický moment M_d vyjádřit vztahem:

$$\sum M_{di} = J \cdot \varepsilon, \quad (7.16)$$

$$\sum M_{di} = J_{cred} \cdot \frac{d\omega}{dt}.$$

kde J [kg · m²] je moment setrvačnosti, ε [s⁻²] úhlové zrychlení, J_{cred} [kg · m²] celkový redukovaný moment setrvačnosti, $d\omega$ [s⁻¹] změna úhlové rychlosti a dt [s] je změna času.

Jestliže v počátečním čase ($t_0 = 0$) jsou otáčky hydromotoru také nulové ($n_0 = 0$), pak platí za předpokladu lineárního rozběhu:

$$\frac{d\omega}{dt} \cong \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{ust} - n_0}{t_r - t_0} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{ust}}{t_r}. \quad (7.17)$$

kde t_0 [s] je počáteční čas, kterému odpovídají počáteční otáčky, t_r [s] čas (doba) rozběhu hydromotoru, n_0 [s⁻¹] počáteční otáčky hydromotoru a n_{ust} [s⁻¹] jsou ustálené otáčky hydromotoru.

Dobu rozběhu t_r hydromotoru lze po dosazení do rovnice (7.15) vyjádřit vztahem (bez uvažování vlivu účinnosti převodovky):

$$M_M - M_Z = J_{cred} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{ust}}{t_r} \Rightarrow t_r = \frac{J_{cred} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{ust}}{M_M - M_Z}. \quad (7.18)$$

Převodový poměr i převodovky:

$$i = \frac{\omega_M}{\omega_B} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{20} = 2. \quad (7.19)$$

kde i [-] je převodový poměr převodovky, ω_M [s^{-1}] uhlová rychlost na výstupní hřídeli hydromotoru, ω_B [s^{-1}] uhlová rychlost na navíjecím bubnu, z_1 [-] počet zubů hnacího kola převodovky a z_2 [-] je počet zubů hnaného kola převodovky.

Moment zátěže M_z lze vypočítat:

$$M_z = M_B \cdot \frac{1}{i} = G \cdot \frac{D_B}{2} \cdot \frac{1}{i} = m \cdot g \cdot \frac{D_B}{2} \cdot \frac{1}{i} = 1\,500 \cdot 9,81 \cdot 0,25 \cdot \frac{1}{2}, \quad (7.20)$$

$$M_z = 1\,839,4 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

kde M_B [$\text{N} \cdot \text{m}$] je moment na navíjecím bubnu, G [N] tíhová síla od hmotné zátěže a D_B [m] je průměr navíjecího bubnu.

Moment na hydromotoru M_M lze vypočítat:

$$M_M = \frac{\Delta p_M \cdot V_{gM}}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_{mpM} = \frac{16 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi} \cdot 0,95 = 2\,419,2 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (7.21)$$

kde η_{mpM} [-] je mechanicko-tlaková účinnost hydromotoru.

Redukce momentů setrvačnosti J_{red1} hnaného kola převodovky a navíjecího bubnu na výstupní hřídel hydromotoru (z rovnosti kinetických energií):

$$\frac{1}{2} \cdot J_{red1} \cdot \omega_M^2 = \frac{1}{2} \cdot J_B \cdot \omega_B^2 + \frac{1}{2} \cdot J_2 \cdot \omega_B^2 \Rightarrow J_{red1}, \quad (7.22)$$

$$J_{red1} = (J_B + J_2) \cdot \left(\frac{\omega_B}{\omega_M}\right)^2 = (J_B + J_2) \cdot \frac{1}{i^2}.$$

kde J_{red1} [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] je redukovaný moment setrvačnosti pro rotační pohyb.

Redukce J_{red2} přímočarého pohybu hmotné zátěže na výstupní hřídel hydromotoru:

$$\frac{1}{2} \cdot J_{red2} \cdot \omega_M^2 = \frac{1}{2} \cdot m_z \cdot v^2 \Rightarrow J_{red2}, \quad (7.23)$$

$$J_{red2} = m_z \cdot \left(\frac{v}{\omega_M}\right)^2 = m_z \cdot \left(\frac{R_B \cdot \omega_B}{\omega_M}\right)^2 = m_z \cdot R_B^2 \cdot \frac{1}{i^2}.$$

kde J_{red2} [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] je redukovaný moment setrvačnosti pro přímočarý pohyb a R_B [m] je poloměr navíjecího bubnu.

Celkový redukovaný moment setrvačnosti:

$$J_{cred} = J_M + J_1 + J_{red1} + J_{red2} = J_M + J_1 + (J_2 + J_B) \cdot \frac{1}{i^2} + m_z \cdot R_B^2 \cdot \frac{1}{i^2}, \quad (7.24)$$

$$J_{cred} = 1,2 + 0,1 + (0,4 + 15) \cdot \frac{1}{2^2} + 1\,500 \cdot 0,25^2 \cdot \frac{1}{2^2} = 28,59 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

Ustálené otáčky n_{ust} hydromotoru:

$$Q = V_{gM} \cdot n_{ust} \Rightarrow n_{ust} = \frac{Q}{V_{gM}} = \frac{1 \cdot 10^{-3}}{1 \cdot 10^{-3}} = 1 \text{ s}^{-1}. \quad (7.25)$$

Doba rozběhu t_r hydromotoru:

$$t_r = \frac{J_{Cred} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{ust}}{M_M - M_Z} = \frac{28,59 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 1}{2\,419,2 - 1\,839,4} = 0,31 \text{ s}. \quad (7.26)$$

Rychlost pohybu v břemene:

$$v = \omega_B \cdot R_B = \omega_M \cdot \frac{1}{i} \cdot R_B = 2 \cdot \pi \cdot n_{ust} \cdot \frac{1}{i} \cdot R_B = 2 \cdot \pi \cdot 1 \cdot \frac{1}{2} \cdot 0,25, \quad (7.27)$$
$$v = 0,785 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

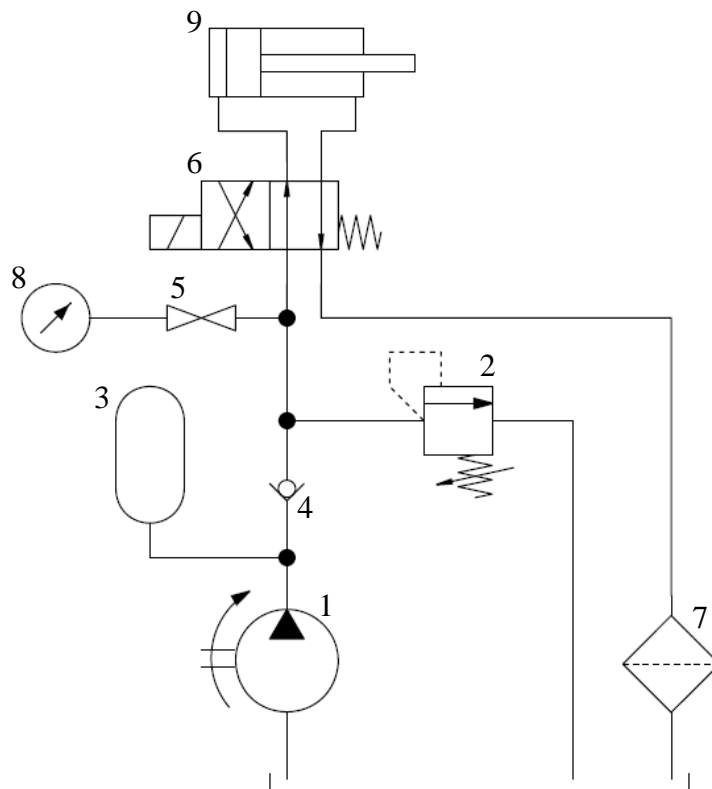
8. Hydraulické akumulátory

8.1 Použití akumulátorů v obvodech

Akumulátory nalézají v hydraulických systémech řadu uplatnění. Mohou sloužit jako zdroj tlaku, průtoku, nebo jako tlumící prvek.

Tlumení pulzací

Hydrogenerátory jsou zdrojem průtokových a tlakových pulzací v systému. Vznik pulzací vychází z jejich konstrukčních principů a může mít za následek nerovnoměrnost chodu hydromotoru. Kromě toho mohou být pulzace také příčinou dalších nežádoucích jevů, jako je zvýšení hlučnosti, chvění potrubí, nebo rozkmitání ventilů a vést až k jejich poškození. Pro snížení pulzací se akumulátor umísťuje do tlakové větve těsně za hydrogenerátor Obr. 8.1. Používají se membránové, nebo vakové akumulátory [7], [20].



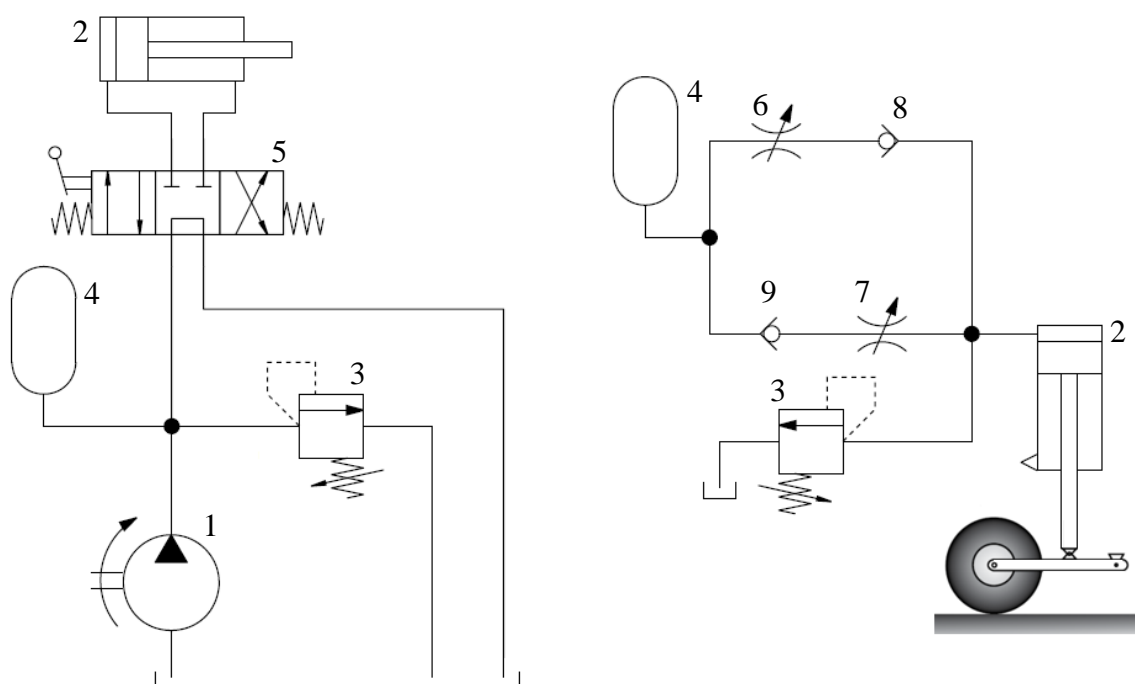
Obr. 8.1 Využití akumulátoru pro tlumení pulzací

1 – hydrogenerátor, 2 – pojistný ventil, 3 – akumulátor, 4 – jednosměrný ventil,
5 – uzavírací ventil, 6 – rozváděč, 7 – filtr, 8 – manometr, 9 – hydromotor

Tlumení tlakových špiček a rázů

Rázy v hydraulickém systému mohou vznikat náhlým přerušením, nebo reverzací průtoku, např. při přestavení rozváděče, nebo v důsledku měnící se zátěže na hydromotoru. Mohou způsobovat nebezpečné tlakové špičky. Pro jejich utlumení se používají akumulátory malých objemů, s rychlou reakční rychlostí. Příklad možného zapojení je uveden na Obr. 8.2 (vlevo). Přebytečná energie při náhlém nárůstu tlaku kapaliny je pohlcena stlačením plynu v

akumulátoru. Nejefektivnější je umístění akumulátoru pokud možno co nejbližší od místa vzniku tlakové špičky. Na Obr. 8.2 (vpravo) je naznačeno možné řešení tlumení podvozku vozidla za využití akumulátoru.



Obr. 8.2 Využití akumulátoru pro tlumení rázů

1 – hydrogenerátor, 2 – hydromotor, 3 – pojistný ventil, 4 – akumulátor, 5 – rozváděč,
6, 7 – škrťací ventily, 8, 9 – jednosměrné ventily

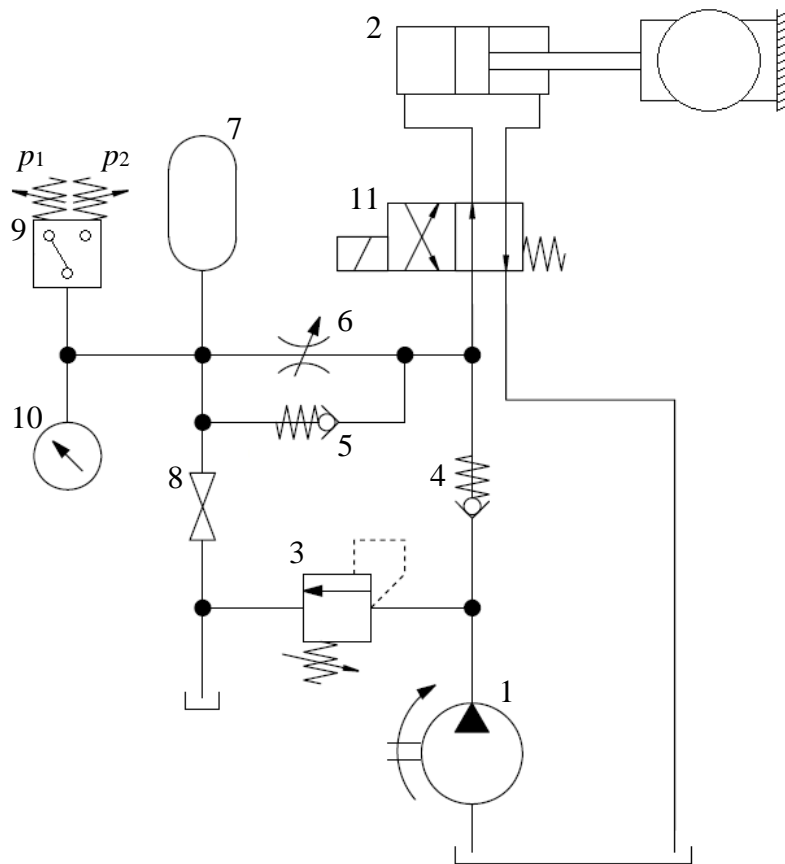
Pro zmíněné aplikace se kromě běžných akumulátorů používají také hydraulické tlumiče speciální konstrukce [19].

Kompenzace průtokových ztrát a vyvození konstantní síly

Zapojení akumulátoru dle Obr. 8.3 umožňuje udržovat pracovní tlak v obvodu a kompenzovat případné průtokové ztráty na rozváděči 11, nebo kolísání objemu kapaliny v důsledku změny teploty. Toho lze využít například při vyvození stálé upínací síly hydromotoru 2. Po spuštění hydrogenerátoru 1 se začne vysouvat pístnice hydromotoru. Při kontaktu upínací čelisti s materiálem začne v obvodu stoupat tlak a současně se začne přes zpětný ventil 5 plnit i akumulátor 7. Po dosažení pracovního upínacího tlaku p_2 může být hydrogenerátor odpojen. Nyní akumulátor pokrývá objemové ztráty a hlídá potřebný upínací tlak v prostoru hydromotoru prostřednictvím tlakového spínače 9. Při případném poklesu upínacího tlaku na hodnotu p_1 , může být opět spuštěn hydrogenerátor, který systém dotlakuje na tlak p_2 . Pomocí takového zapojení získáme v době nečinnosti hydrogenerátoru energetické úspory. Pokud by nebyl v obvodu umístěn akumulátor, hydrogenerátor by musel trvale dodávat tlakovou kapalinu pro vytváření přitlaku hydromotoru (energie by se mařila na pojistném ventilu 3) a pokrývat případné průtokové ztráty.

Po přivedení řídicího signálu na rozváděč a jeho přestavení do levé polohy, může být zpětný pohyb hydromotoru realizován pomocí kapaliny z akumulátoru, nebo po spuštění

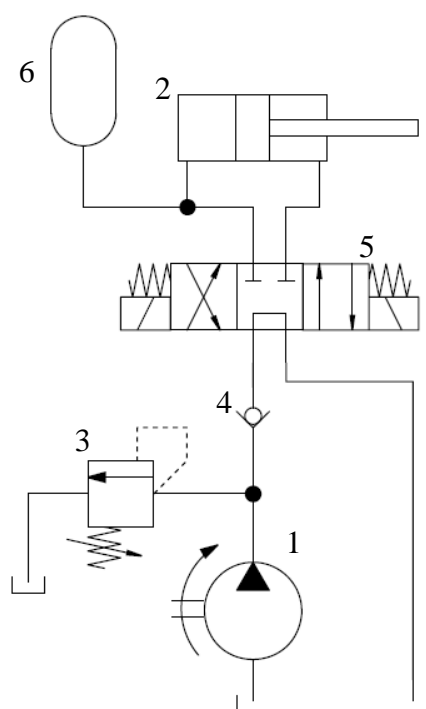
hydrogenerátoru součtem průtoku z hydrogenerátoru a akumulátoru, čímž by bylo docíleno rychlejšího pohybu motoru [21].



Obr. 8.3 Vyvození konstantní síly, kompenzace průtokových ztrát

1 – hydrogenerátor, 2 – hydromotor, 3 – pojistný ventil, 4, 5 – jednosměrné ventily,
6 – škrticí ventil, 7 – akumulátor, 8 – uzavírací ventil, 9 – tlakový spínač, 10 – manometr,
11 - rozváděč

Na Obr. 8.4 je obdobné zapojení, v tomto případě je v systému použit třípolohový rozváděč 5. Akumulátor 6 plní obdobnou funkci jako v předchozím obvodu. Otevřená střední poloha rozváděče umožňuje odlehčení hydrogenerátoru 1, případně jeho využití pro další pracovní úkony [22].

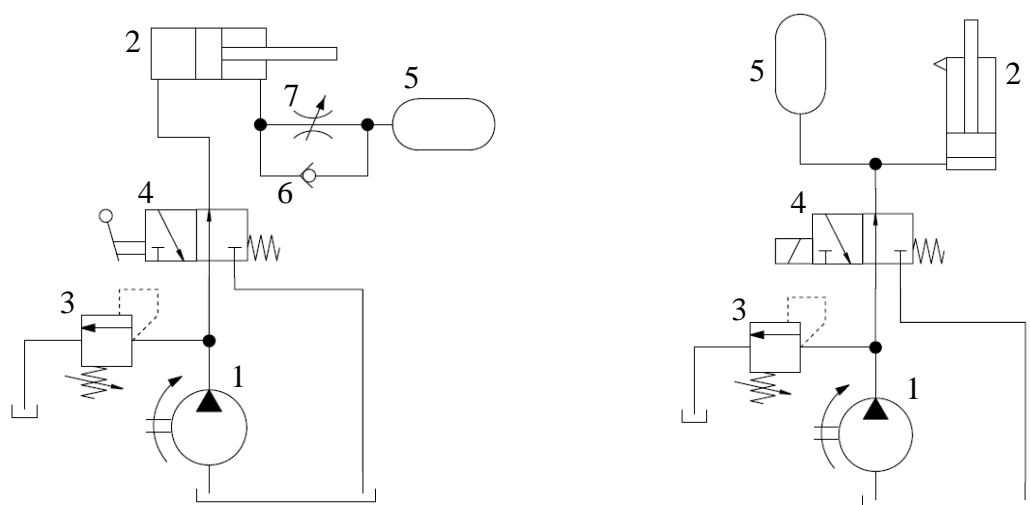


Obr. 8.4 Kompenzace průtokových ztrát

1 – hydrogenerátor, 2 – hydromotor, 3 – pojistný ventil, 4 – jednosměrný ventil, 5 – rozváděč, 6 - akumulátor

Pneumohydraulická pružina

V zapojení podle Obr. 8.5 (vlevo) je vysouvání pístnice hydromotoru 2 dosaženo pomocí hydrogenerátoru 1 přes rozváděč 4. Současně kapalina z prostoru pístnice hydromotoru plní přes zpětný ventil 6 akumulátor 5. Zpětný pohyb hydromotoru je možný pro přestavení rozváděče do levé polohy kapalinou z akumulátoru.



Obr. 8.5 Akumulátor jako pneumohydraulická pružina

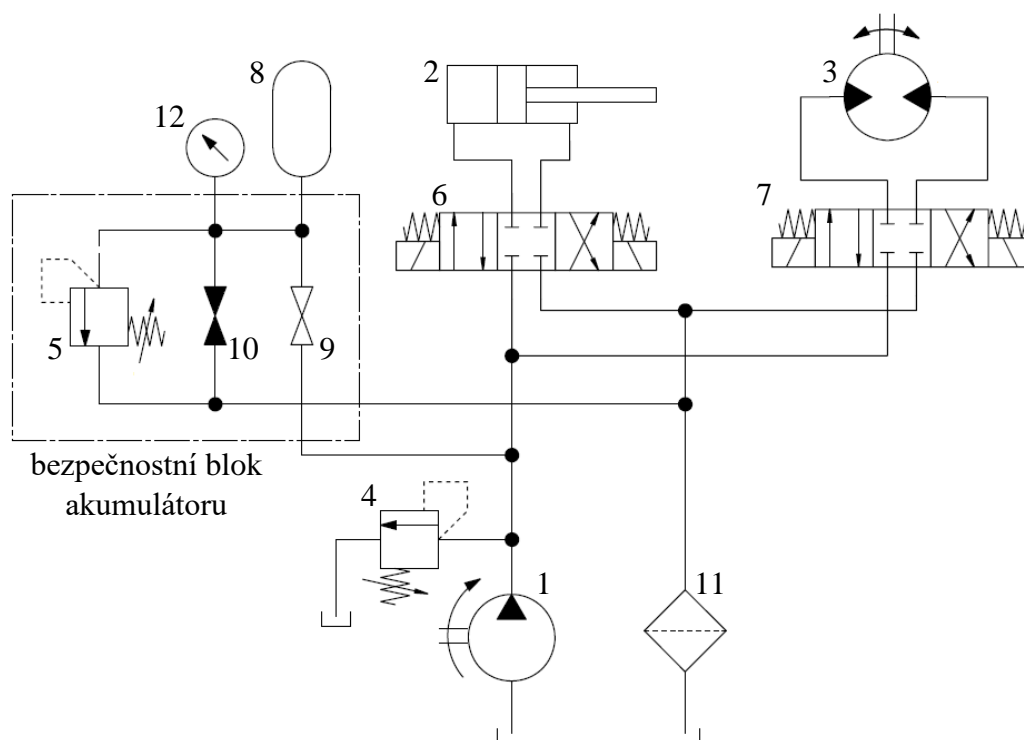
1 – hydrogenerátor, 2 – hydromotor, 3 – pojistný ventil, 4 – rozváděč, 5 – akumulátor, 6 – jednosměrný ventil, 7 – škrtecí ventil

Další možná aplikace je tzv. vyvažování zátěže Obr. 8.5 (vpravo). Toho lze využít pro manipulaci s hmotnými břemeny. Akumulátor 5 udržuje na straně pístu tlak, který vyvozuje tlakovou sílu působící proti tíhové síle břemene a tedy i snadnější manipulaci hydromotoru 2 se zátěží. Použití je např. ve strojírenství, pro pohyb obráběcí hlavy velké hmotnosti a rozměrů [9], [14].

Nerovnoměrný odběr kapaliny

V aplikacích, kde je např. potřeba využít více hydromotorů různých velikostí a s různou spotřebou kapaliny, je možno umístit do systému akumulátor Obr. 8.6. Bez akumulátoru by musel být hydrogenerátor dimenzován na pokrytí největšího odběru daného spotřebiče (motoru). Pokud se jedná o cyklicky opakující se pracovní děj, můžeme v systému navrhnout hydrogenerátor s menším geometrickým objemem. Pro pracovní cyklus stanovíme střední průtok kapaliny a následně z odběrového diagramu odečteme potřebný užitečný objem akumulátoru. Jedná se o kombinovaný zdroj tlaku, kdy se v době menšího odběru plní akumulátor a v případě špičkového odběru je průtok ke spotřebiči doplňován akumulátorem [23].

Použití akumulátoru je energeticky úsporné, snižuje provozní náklady a umožňuje dimenzovat hydraulický agregát na nižší výkon.

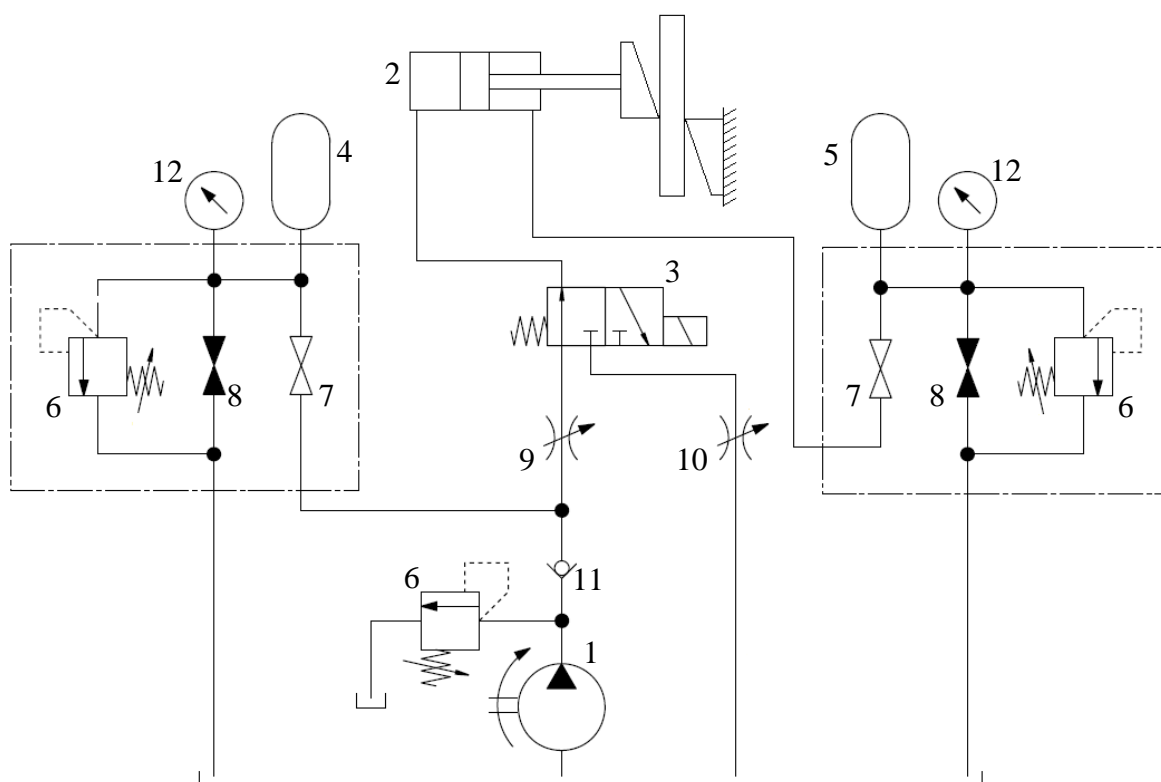


Obr. 8.6 Pokrytí odběru více spotřebičů s různou spotřebou

1 – hydrogenerátor, 2 – přímočarý hydromotor, 3 – rotační hydromotor, 4, 5 – pojistné ventily, 6, 7 – rozváděče, 8 – akumulátor, 9, 10 – uzavírací ventily, 11 – filtr, 12 – manometr

Zajištění krátkodobého vysokého odběru

V zařízeních, kde je potřeba krátkodobě velké množství tlakové kapaliny, je výhodné využít akumulátor. Stejně jako v předchozím případě se dimenzuje hydrogenerátor pouze na střední výkon. Hydrogenerátor po určitou dobu plní akumulátor, následně je akumulovaná energie využita k provedení potřebné pracovní operace. Jedná se o aplikace stavebních, tvářecích a obráběcích strojů, zařízení hutí, dopravníků. U elektráren jsou to rychlé vypínací bezpečnostní systémy turbín, kdy je při normálním provozu pouze minimální spotřeba kapaliny. U vstřikovacích lisů je při vstřikování nutný maximální výkon, ale jen v krátkém časovém úseku. Na Obr. 8.7 je znázorněn zjednodušený obvod hydraulických nůžek pro stříhání kontinuálně odlévaného slitku oceli. Prodleva mezi jednotlivými stříhy je dlouhá, v řádu několika minut. V systému může být použit levnější hydrogenerátor 1 s menším průtokem, který průběžně plní akumulátor 4. Po přivedení signálu na rozváděč 3 se energie z akumulátoru 4 využije pro rychlé přestřížení materiálu. Akumulátor 5 slouží jako hydropneumatická pružina, pro zpětný pohyb hydromotoru 2 [23].

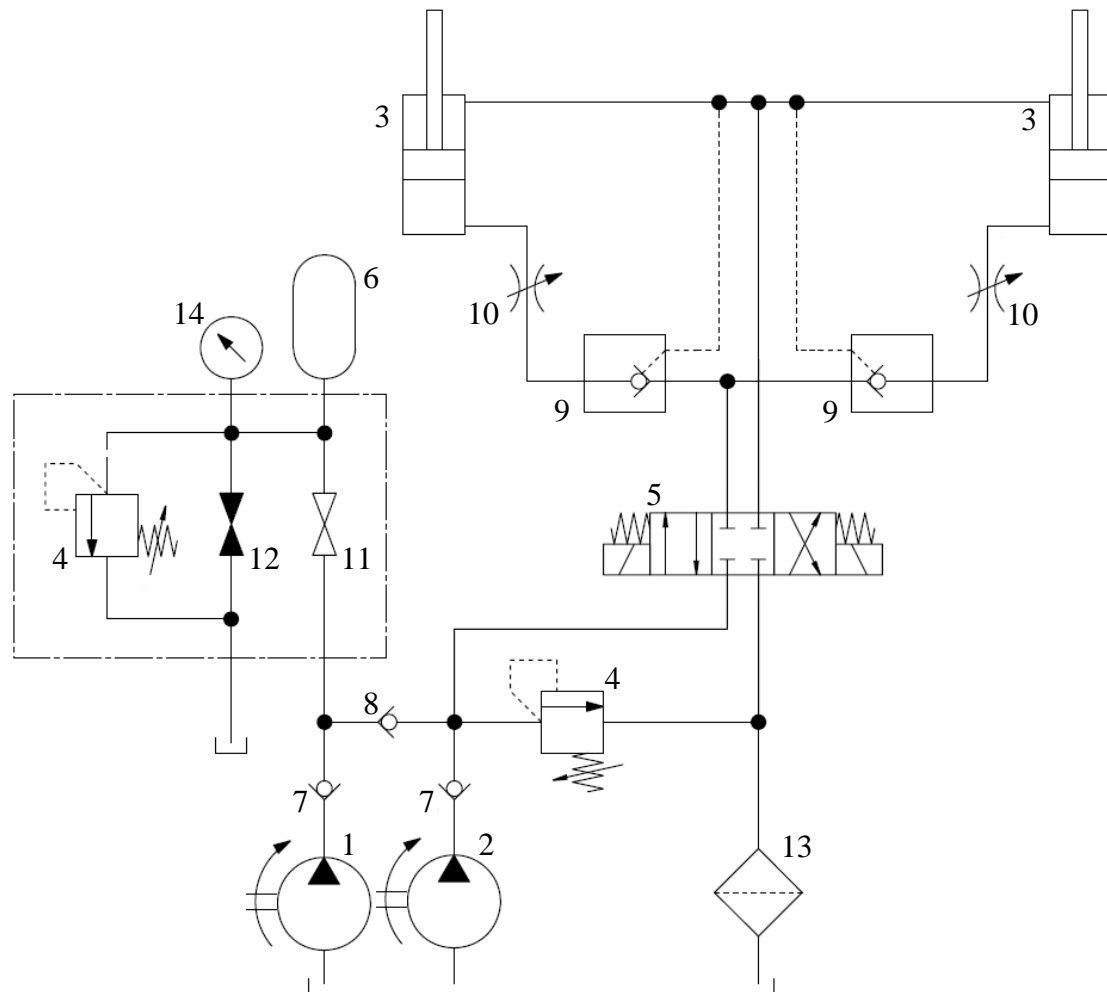


Obr. 8.7 Krátkodobý vysoký odběr kapaliny

1 – hydrogenerátor, 2 – hydromotor, 3 – rozváděč, 4, 5 – akumulátory, 6 – pojistné ventily, 7, 8 – uzavírací ventily, 9, 10 – škrťací ventily, 11 – jednosměrný ventil, 12 – manometry

Zkrácení doby zdvihu

Může se jednat o aplikace obrábění nebo lisování, kdy před samotným pracovním úkonem můžeme využít rychloposuv. Na Obr. 8.8 nízkotlaký hydrogenerátor 1 slouží pro plnění akumulátoru 6. Při pohybu hydromotorů 3 bez zátěže je využívána kapalina z obou hydrogenerátorů i akumulátoru. Na konci zdvihu hydromotorů dochází k nárůstu tlaku v systému, kdy dojde k uzavření zpětného ventilu 8. Samotné lisování je zajištěno vysokotlakým čerpadlem 2 při malé rychlosti pohybu. V průběhu lisování je plněn akumulátor [19].



Obr. 8.8 Zkrácení doby zdvihu – rychloposuv

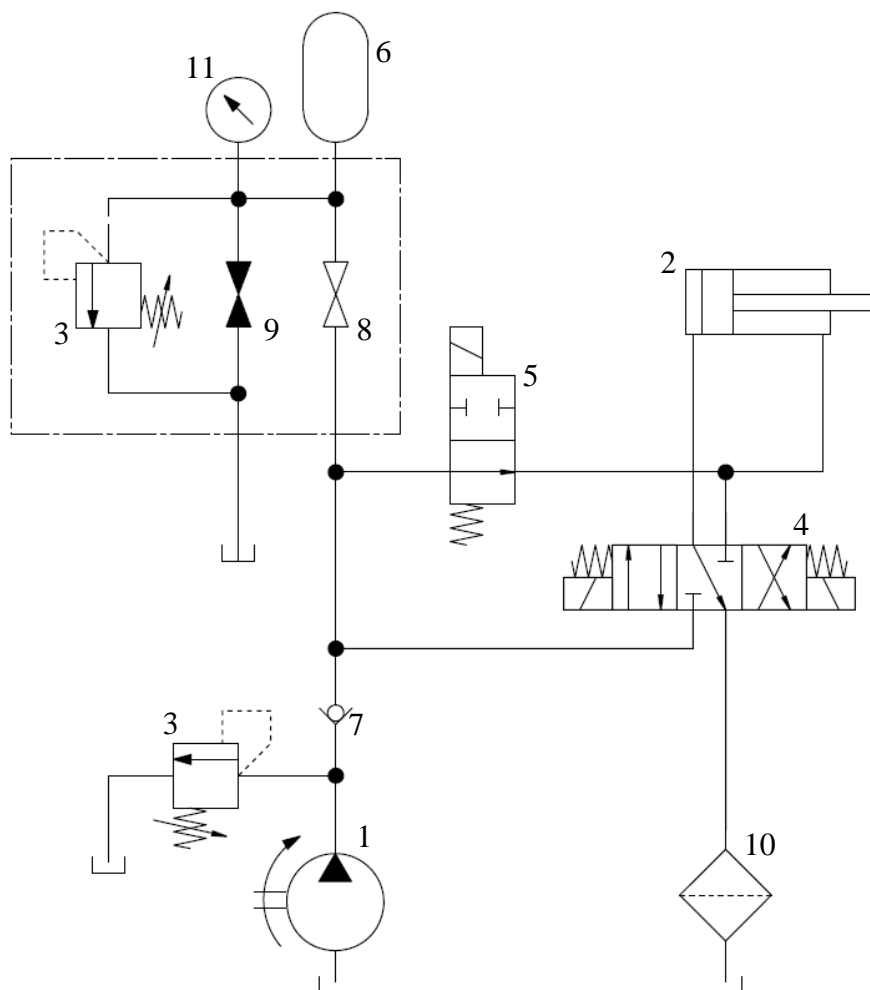
1, 2 – hydrogenerátory, 3 – hydromotory, 4 – pojistné ventily, 5 – rozváděč,
6 – akumulátor, 7, 8 – jednosměrné ventily, 9 – řízené jednosměrné ventily, 10 – škrticí
ventily, 11, 12 – uzavírací ventily, 13 – filtr, 14 - manometr

Nouzové ovládání

Hydraulické akumulátory jsou často využívány jako záložní zdroje, např. v případě výpadku elektrického proudu. Mohou tak umožnit dokončení pracovního cyklu, nebo uvést zařízení do bezpečného stavu. Toho se využívá např. při mazání ložisek velkých turbín a čerpadel, u

obráběcích strojů k ochraně nástrojů před poškozením, pro bezpečnostní ovládání klapek a ventilů v energetickém průmyslu, nebo pro nouzové ovládání brzd a dveří různých mobilních zařízení.

Na Obr. 8.9, je při výpadku elektrického proudu energie akumulátoru 6 využita přes rozváděč 5 pro zasunutí hydromotoru 2. [23]

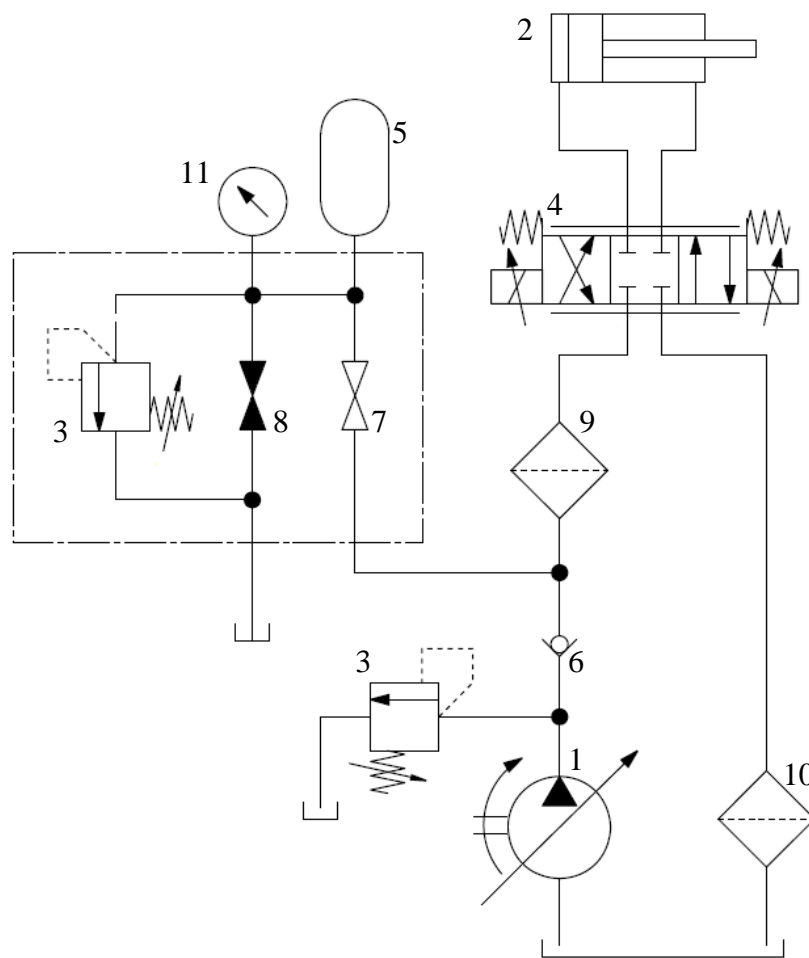


Obr. 8.9 Nouzové ovládání

1 – hydrogenerátor, 2 – hydromotor, 3 – pojistné ventily, 4, 5 – rozváděče, 6 – akumulátor, 7 – jednosměrný ventil, 8, 9 – uzavírací ventily, 10 – filtr, 11 - manometr

Zdroj tlaku pro obvody s rychlými ventily

Proporcionální ventily a servoventily se vyznačují velkou rychlostí přestavování. Abychom mohli plně využít jejich potenciál, je v obvodu paralelně k hydrogenerátoru 1 připojen akumulátor 5 Obr. 8.10. Akumulátor zde slouží jako dočasný zdroj tlaku, než se regulační hydrogenerátor přestaví na požadovaný průtok.



Obr. 8.10 Zdroj tlaku pro obvody s rychlými ventily

1 – hydrogenerátor, 2 – hydromotor, 3 – pojistné ventily, 4 – proporcionální rozváděč,
 5 – akumulátor, 6 – jednosměrný ventil, 7, 8 – uzavírací ventily, 9 – tlakový filtr,
 10 – odpadní filtr, 11 – manometr

8.2 Výpočet a návrh akumulátoru

Při výpočtu akumulátorů vycházíme ze stavové rovnice plynů. Plyn uzavřený v akumulátoru se chová v souladu se zákony termodynamiky, pak pro polytropickou změnu stavu plynu platí:

$$p \cdot V^n = konst., \quad (8.1)$$

kde p [Pa] je absolutní tlak plynu, V [m³] objem plynu při tlaku p , n [-] je polytropický exponent závisující na druhu stavové změny.

Při provozu akumulátoru vždy dochází ke změnám objemu a tlaku plynu. Nebudeme tedy uvažovat izochorickou a izobarickou změnu. Pro ideální plyn mohou nastat tři stavy:

Izotermická změna $n = 1$ – předpokládá stálou teplotu (v akumulátoru), jedná se o dokonalou výměnu tepla mezi plynem a okolím. Izotermickou změnu lze uvažovat pro pomalé děje, kdy doba plnění nebo vyprazdňování akumulátoru je delší než 3 minuty.

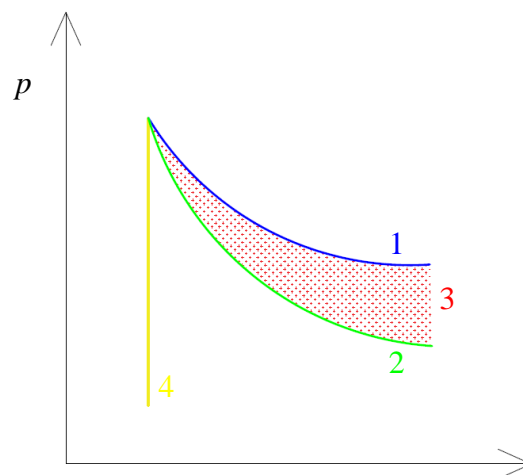
Adiabatická změna $\kappa = 1,4$ – je u velmi rychlých změn a při dokonalé tepelné izolaci plynu od okolí. Plnění nebo vyprazdňování akumulátoru by probíhalo tak rychle, že by k výměně tepla nemohlo dojít. Adiabatickou změnu lze uvažovat pro velmi rychlé děje, kdy doba plnění nebo vyprazdňování je menší než 1 minuta.

Exponent κ udává vzájemný poměr měrných tepelných kapacit, při stálém tlaku a objemu:

$$n = \frac{c_p}{c_v}, \quad (8.2)$$

kde c_p [J · kg⁻¹ · K⁻¹] je měrná tepelná kapacita plynu při konstantním tlaku a c_v [J · kg⁻¹ · K⁻¹] je měrná tepelná kapacita plynu při konstantním objemu.

Polytropická změna $n = (1 \div 1,4)$ - je zřejmé, že ve skutečnosti dokonalá tepelná izolace není možná. Izotermická a adiabatická změna jsou mezní stavy. Skutečné děje při práci akumulátoru budou probíhat podle polytropické změny, někde mezi mezními stavy, jak popisuje stavový diagram Obr. 8.11.



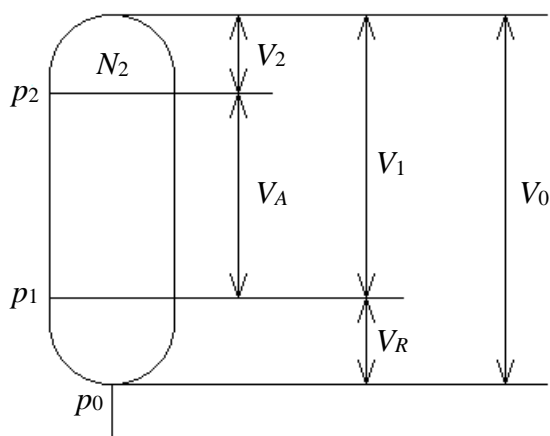
Obr. 8.11 $p - V$ stavový diagram plynů

1 – izotermická změna, 2 – adiabatická změna, 3 – polytropická změna, 4 – izochorická změna

Pro stavové změny plynu tedy platí rovnice (8.3), graficky jsou dílčí stavy uvedeny na Obr. 8.12.

$$p_0 \cdot V_0^n = p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n, \quad (8.3)$$

kde p_0 [Pa] je plnicí tlak plynu, V_0 [m³] objem plynu při tlaku p_0 , který zároveň odpovídá maximálnímu objemu akumulátoru, p_2 [Pa] maximální tlak plynu, odpovídá maximálnímu pracovnímu tlaku v hydraulickém systému, V_2 [m³] objem plynu při tlaku p_2 , jedná se o minimální objem plynu, p_1 [Pa] tlak plynu při minimálním pracovnímu tlaku v hydraulickém systému a V_1 [m³] je objem plynu při tlaku p_1 .



Obr. 8.12 Pracovní cykly akumulátoru

Při provozu akumulátoru nastávají čtyři stavy. Jedná se o plnění plynem, plnění kapalinou na provozní tlak, odběr kapaliny (pokles tlaku v akumulátoru), doplnění akumulátoru na provozní tlak.

Nejprve se plní akumulátor plynem na tzv. plnicí tlak p_0 , který je menší než minimální provozní tlak hydraulického systému (pro jednotlivé typy akumulátoru je uveden v Tab 8.1), nejčastěji:

$$p_0 = 0,9 \cdot p_1. \quad (8.4)$$

V dalším kroku, při pomalém plnění akumulátoru kapalinou, můžeme uvažovat izotermickou změnu. Dovolенý poměr maximálního a plnicího tlaku plynu je uveden v Tab 8.1. V případě, že známe objem V_0 , můžeme dopočítat objem plynu V_2 :

$$p_0 \cdot V_0 = p_2 \cdot V_2, \quad (8.5)$$

$$V_2 = \frac{p_0}{p_2} \cdot V_0.$$

Ve třetí fázi dochází k odběru kapaliny z akumulátoru, užitečný objem kapaliny V_A můžeme vypočítat jako:

$$V_A = V_0 - V_2, \quad (8.6)$$

kde V_A [m³] je užitečný objem akumulátoru.

Tento vztah by platil v případě, kdybychom měli akumulátor vyrobený přesně na míru, s požadovaným objemem. Obvykle se akumulátor volí dle běžně dodávaných velikostí a ponechává se ještě tzv. rezervní objem V_R :

$$V_A = V_0 - V_2 - V_R, \quad (8.7)$$

kde V_R [m³] je rezervní objem akumulátoru.

Po vyprázdnění kapaliny z akumulátoru nastává fáze opětovného doplňování kapaliny na původní stav [7].

Postup výpočtu

Nejčastěji při návrhu akumulátoru známe provozní tlaky hydraulického systému p_1 a p_2 , a také potřebný užitečný objem akumulátoru V_A , pak je postup výpočtu následující:

$$\begin{aligned} p_1 \cdot V_1^n &= p_2 \cdot V_2^n, \\ p_1 \cdot (V_2 + V_A)^n &= p_2 \cdot V_2^n, \\ V_2 + V_A &= \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} \cdot V_2, \\ V_A &= V_2 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (8.8)$$

Objem plynu v akumulátoru při maximálním (pracovním) tlaku v hydraulickém obvodu:

$$V_2 = \frac{V_A}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} - 1}. \quad (8.9)$$

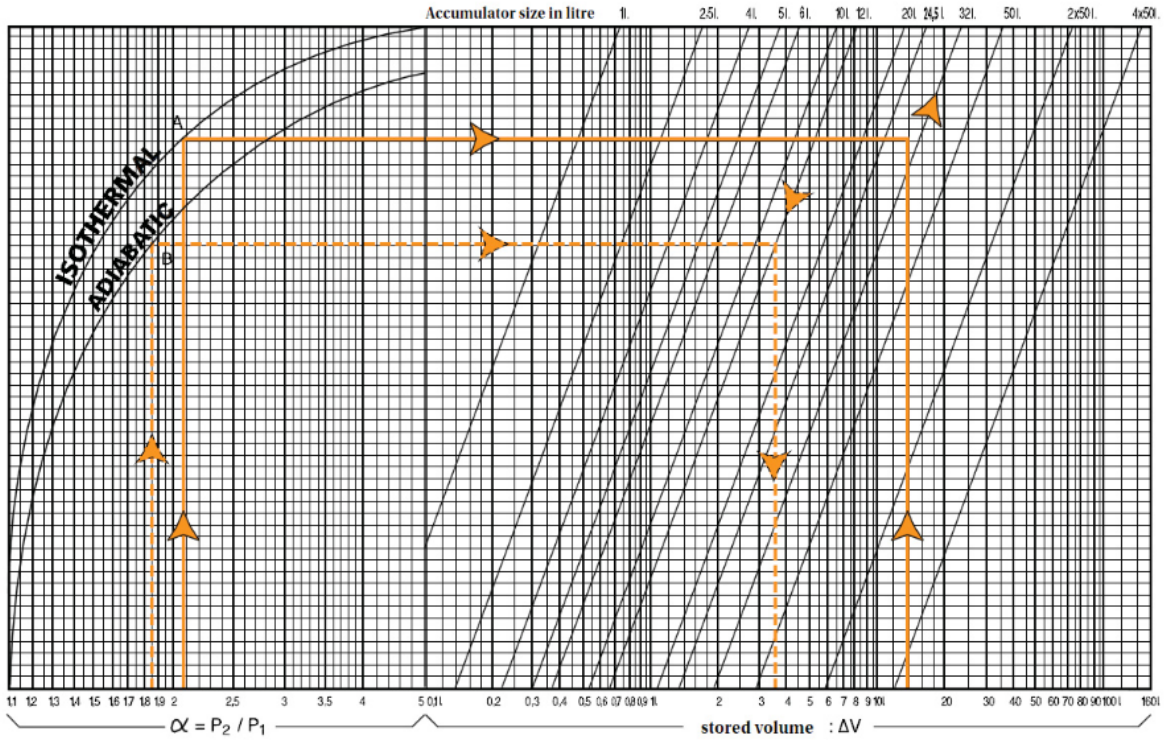
Exponent n volíme v závislosti na požadované funkci akumulátoru v systému. Objem V_1 můžeme vypočítat:

$$V_1 = V_2 + V_A. \quad (8.10)$$

Z katalogu výrobce se vybere akumulátor s nejbližším vyšším objemem. Následně stanovíme rezervní objem V_R akumulátoru, přičemž platí:

$$V_0 = V_1 + V_R. \quad (8.11)$$

Při výpočtu a volbě akumulátoru se zpravidla řídíme podklady výrobců, můžeme použít jejich výpočtový software, případně využít nomogramy Obr. 8.13. Při známém poměru tlaků p_2 a p_1 , užitečném objemu kapaliny (na obrázku značen jako ΔV) a rychlosti plnění a vyprázdňování akumulátoru lze stanovit celkový objem akumulátoru.



Obr. 8.13 Nomogram firmy PARKER [24]

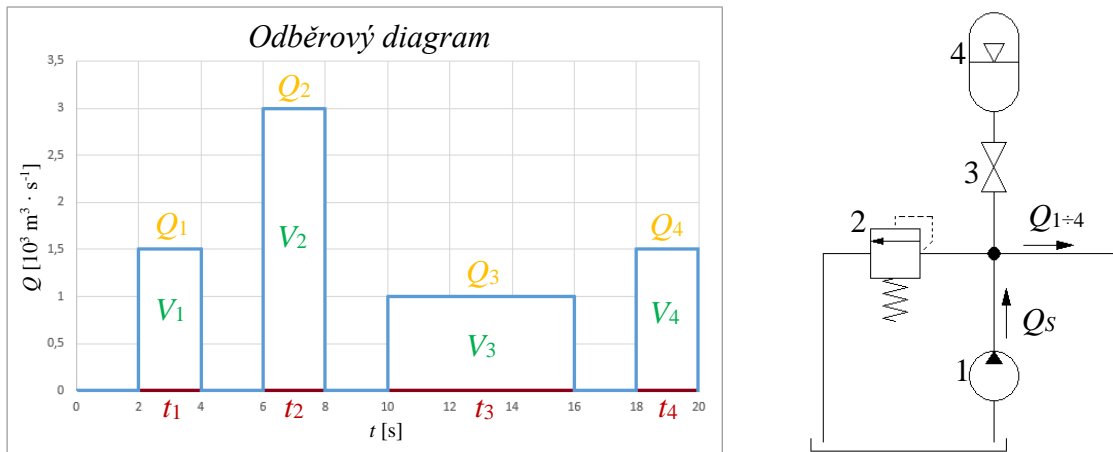
V tabulce Tab 8.1 je uveden přehled základních parametrů plynových akumulátorů.

Tab 8.1 Přehled základních parametrů plynových akumulátorů [7], [14], [19], [20], [24], [25]

| Parametry | Pístový akumulátor | Vakový akumulátor | Membránový akumulátor |
|--|--|--|--|
| kapalina | oleje, bezvodé syntetické kapaliny | všechny typy hydraulických kapalin (závisí na materiálu vaku) | všechny typy hydraulických kapalin (závisí na materiálu membrány) |
| maximální pracovní tlaky | 35 MPa (vysokotlaké provedení 55 MPa) | až 55 MPa (nízkotlaké do 3,5 MPa) | 35 MPa (svařované provedení) až 75 MPa (šroubované provedení) |
| maximální objemy | 400 dm ³ | 200 dm ³ (v nízkotlakém provedení až 450 dm ³) | (0,2 ÷ 4) dm ³ |
| plnicí tlak p_0 | $p_0 \leq p_1 - 0,5 \text{ MPa}$ | pro běžné aplikace $p_0 \leq 0,9 \cdot p_1$ pro tlumení rázů a pulzací $p_0 = (0,6 \div 0,9) \cdot p_1$ | $p_0 \leq 0,9 \cdot p_1$ |
| maximální dovolený poměr tlaků p_2/p_0 | bez omezení | $p_2/p_0 \leq 4$ | $p_2/p_0 = 6 \div 8$ (svařované provedení) $p_2/p_0 \leq 10$ (šroubované provedení) |
| maximální průtok | je dán rychlostí pístu, při použití standartního těsnění 0,5 m · s ⁻¹ , maximálně 5 m · s ⁻¹ | (4 ÷ 30) dm ³ · s ⁻¹ v „High-flow“ provedení až 140 dm ³ · s ⁻¹ | do 6 dm ³ · s ⁻¹ |
| aplikace | pomalé děje, krátkodobé odběry většího množství kapaliny | univerzální použití | tlumení rázů a pulzací |

Příklad 8.1

Navrhňte akumulátor pro kombinovaný pohon s hydrogenerátorem. Odběr průtoku ze zdroje je nepravidelný, uvažujte zatížení dle odběrového diagramu Obr. 8.14. Jedná se o periodicky opakující se cyklus s dobou periody $T = 20$ s. Pro daný cyklus vypočítejte střední průtok dodávaný hydrogenerátorem Q_S a užitečný objem akumulátoru V_A .



Obr. 8.14 Odběrový diagram (vlevo), hydraulické schéma (vpravo)

1 – hydrogenerátor, 2 – pojistný ventil, 3 – uzavírací ventil, 4 - akumulátor

Zadáno:

odběry objemových průtoků v jednotlivých úsecích

$$Q_1 = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_2 = 3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_3 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_4 = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

doba jednotlivých odběrů

$$t_1 = t_2 = t_4 = 2 \text{ s}$$

$$t_3 = 6 \text{ s}$$

doba periody

$$T = 20 \text{ s}$$

Vypočítejte:

$$Q_S = ?, V_A = ?$$

Výpočet:

Pokud by v systému byl jako zdroj průtoku pouze hydrogenerátor 1, musel by se velikostně dimenzovat na pokrytí maximálního průtoku Q_2 . Při použití akumulátoru 4 vypočteme střední průtokové množství Q_S (průtok hydrogenerátorem), zbytek potřebného průtoku do systémů dodá akumulátor:

$$Q_S = Q_G = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta V_i}{T} = \frac{\sum_{i=1}^n Q_i \cdot t_i}{T}, \quad (8.12)$$

$$Q_S = Q_G = \frac{1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 2 + 3 \cdot 10^{-3} \cdot 2 + 1 \cdot 10^{-3} \cdot 6 + 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 2}{20},$$

$$Q_S = Q_G = 0,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}.$$

Ze středního průtoku Q_S a otáček elektromotoru lze vypočítat geometrický objem hydrogenerátoru a navrhnout jej. Množství kapaliny dodané hydrogenerátorem za dobu cyklu V_T :

$$V_T = Q_G \cdot T = 0,9 \cdot 10^{-3} \cdot 20 = 18 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 18 \text{ dm}^3. \quad (8.13)$$

Objemy V_i odebrané zařízením v jednotlivých časových úsecích t_i :

$$V_1 = Q_1 \cdot t_1 = 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 2 = 3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 3 \text{ dm}^3,$$

$$V_2 = Q_2 \cdot t_2 = 3 \cdot 10^{-3} \cdot 2 = 6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 6 \text{ dm}^3, \quad (8.14)$$

$$V_3 = Q_3 \cdot t_3 = 1 \cdot 10^{-3} \cdot 6 = 6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 6 \text{ dm}^3,$$

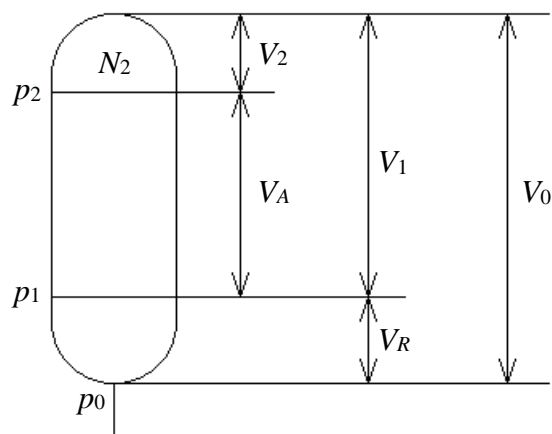
$$V_4 = Q_4 \cdot t_4 = 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 2 = 3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 3 \text{ dm}^3.$$

Objem odebraný zařízením $\sum_{i=1}^n V_i$ se musí rovnat objemu dodanému hydrogenerátorem V_T .

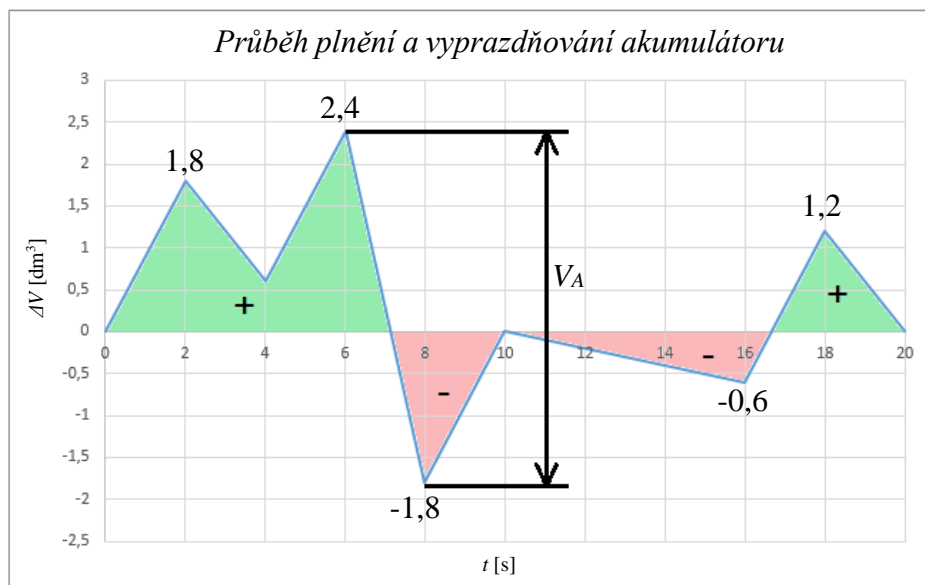
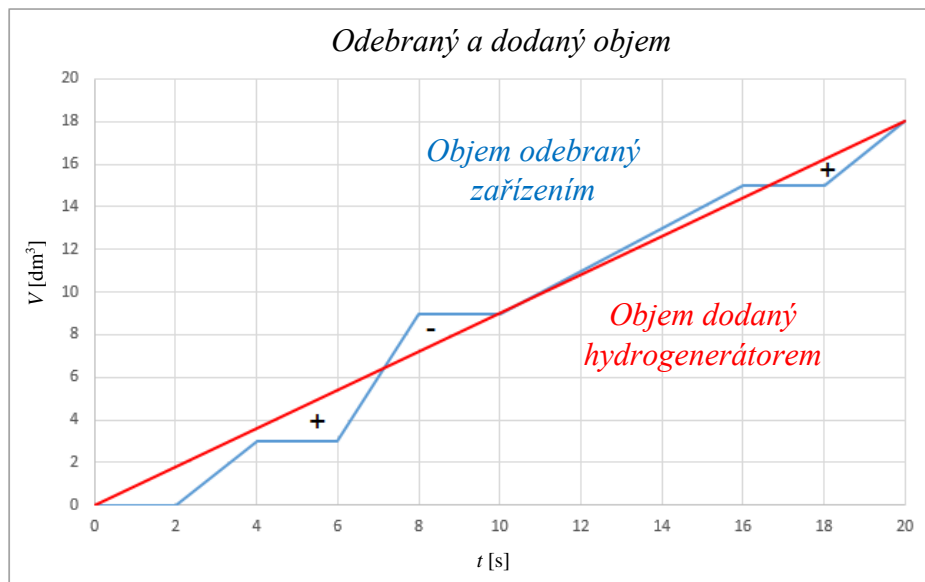
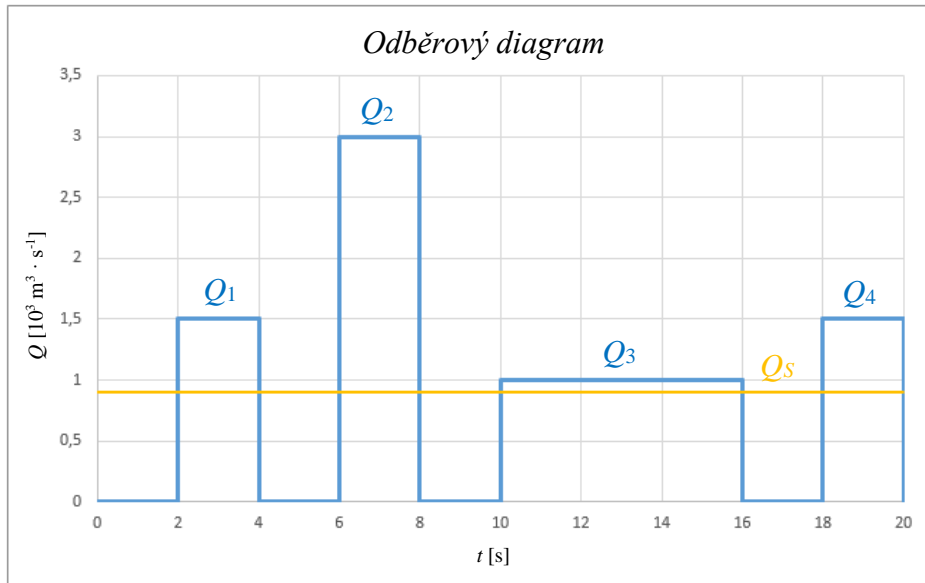
Akumulátor se navrhne tak, aby pokryl rozdíl mezi okamžitým odběrem a středním průtokem hydrogenerátoru, stanovením užitečného objemu akumulátoru V_A , jako rozdíl maximální kladné a záporné odchylky ΔV dle Obr. 8.16:

$$V_A = (2,4 + 1,8) \cdot 10^{-3} = 4,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 4,2 \text{ dm}^3. \quad (8.15)$$

Pro zařízení s daným odběrovým diagramem navrhnete akumulátor pro kombinovaný pohon s hydrogenerátorem, pracovní tlak mechanismu $p_2 = 16 \text{ MPa}$, dovolený minimální tlak $p_1 = 10 \text{ MPa}$ a polytropický exponent $n = (1,1 \div 1,4)$.



Obr. 8.15 Pracovní cykly akumulátoru



Obr. 8.16 Grafické určení užitečného objemu V_A akumulátoru

Při předpokládané polytropické změně platí $p \cdot V^n = \text{konst.}$, polytropický exponent volíme $n = 1,2$ a v souladu s odvozením dle rovnice (8.8) lze vypočítat objem plynu V_2 v akumulátoru při maximálním (pracovním) tlaku v hydraulickém obvodu:

$$V_2 = \frac{V_A}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} - 1} = \frac{4,2 \cdot 10^{-3}}{\left(\frac{16,1 \cdot 10^6}{10,1 \cdot 10^6}\right)^{\frac{1}{1,2}} - 1} = 8,84 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 8,84 \text{ dm}^3. \quad (8.16)$$

Objem plynu V_1 při minimálním tlaku v hydraulickém obvodu, lze vypočítat s využitím Obr. 8.15:

$$V_1 = V_2 + V_A = 8,84 \cdot 10^{-3} + 4,2 \cdot 10^{-3} = 13,04 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 13,04 \text{ dm}^3. \quad (8.17)$$

Volba akumulátoru z katalogu výrobce Obr. 8.17, volíme vakový akumulátor s označením SB40-20 firmy Hydac o jmenovitém objemu 20 dm³.

SB40-2.5 ... 50

Permitted operating pressure 40 bar (PED)

| Nominal volume [l] | Eff. gas volume [l] | Weight [kg] | A [mm] | B [mm] | C [mm] | Ø D [mm] | J thread ISO DIN 13 | K thread ISO 228 | SW [mm] | Q ¹⁾ [l/s] |
|--------------------|---------------------|-------------|--------|--------|--------|----------|---------------------|------------------|---------|-----------------------|
| 2.5 | 2.5 | 9 | 541 | 122 | 68 | 108 | M100x2 | G 2 | 36 | 7 |
| 5 | 5 | 13 | 891 | | | | | | | |
| 10 | 9.3 | 14 | 533 | 106 | 78 | 219 | | | | |
| 20 | 18 | 23 | 843 | | | | | | | |
| 32 | 33.5 | 38 | 1363 | | | | | | | |
| 50 | 48.6 | 52 | 1875 | | | | | 68 ²⁾ | | |

¹⁾ Q = max. flow rate of operating fluid (at approx. 0.5 bar pressure drop via connection)

²⁾ use C-spanner

Obr. 8.17 Volba vakového akumulátoru z katalogu firmy Hydac [26]

Výpočet rezervního objemu V_R akumulátoru:

$$V_0 = V_1 + V_R \Rightarrow V_R = V_0 - V_1 = 20 \cdot 10^{-3} - 13,04 \cdot 10^{-3} = 6,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3. \quad (8.18)$$

$$V_R = 6,96 \text{ dm}^3$$

9. Tepelný výpočet hydraulického systému

Při práci strojního zařízení nebo mechanismu se část vstupní energie využívá (spotřebovává) k překonání odporů v systému. Tyto odpory můžeme označit jako odpory proti pohybu, proti deformaci a proti zrychlení. Při překonání těchto odporů dochází ke změnám energie, které mohou být vratného nebo nevratného charakteru. V případě odporu proti deformaci a odporu proti zrychlení se jedná o vratnou změnu energie, jelikož výsledná deformační nebo kinetická energie mohou mít akumulární charakter. U odporu proti pohybu se jedná o nevratnou změnu a dochází k přeměně na energii tepelnou [27].

Vztáhneme-li tuto formulaci na průtok kapaliny hydraulickým obvodem, pak se část tlakové energie kapaliny mění na odporech proti pohybu v energii tepelnou a dochází tedy k maření energie. Odpory proti pohybu jsou zejména místní odpory jako jsou clony, škrtecí ventily, proporcionalní rozváděče a tlakové ventily. Vývin tepla vzniká rovněž v hydrogenerátorech a hydromotorech a lze ho definovat jejich průtokovou a mechanicko-tlakovou účinností. Odporem proti pohybu jsou rovněž třecí ztráty v potrubí a hadicích.

Budeme-li uvažovat ustálený stav, pak změnu a přenos energie v hydraulickém systému můžeme vyjádřit pomocí celkové účinnosti systému η_c . Celkovou účinnost systému lze určit jako poměr výstupního výkonu P_2 a vstupního výkonu (příkonu) P_1 :

$$\eta_c = \frac{P_2}{P_1}, \quad (9.1)$$

kde η_c [-] je celková účinnost hydraulického systému, P_2 [W] výstupní výkon hydraulického systému a P_1 [W] je vstupní výkon (příkon) hydraulického systému.

Obecně lze celkovou účinnost rovněž vyjádřit součinem dílčích účinností jednotlivých prvků systému:

$$\eta_c = \prod_{i=1}^n \eta_i. \quad (9.2)$$

Pro stanovení tepelné bilance systému je třeba určit celkový ztrátový výkon P_Z , který je dán rozdílem vstupního a výstupního výkonu. Při známé celkové účinnosti hydraulického systému lze celkový ztrátový výkon vypočítat ze vstupního výkonu P_1 :

$$P_Z = P_1 \cdot (1 - \eta_c), \quad (9.3)$$

kde P_Z [W] je ztrátový výkon hydraulického systému.

Případně lze ztrátový výkon vypočítat z výstupního výkonu P_2 :

$$P_Z = P_2 \cdot \left(\frac{1}{\eta_c} - 1 \right). \quad (9.4)$$

Nyní lze s určitým zjednodušením stanovit, že ztrátový výkon hydraulického systému se přemění na teplo. A tedy ztrátový výkon P_Z bude úměrný tepelnému toku (výkonu) ϕ :

$$P_Z = \phi , \quad (9.5)$$

kde ϕ [W] je tepelný tok neboli tepelný výkon.

Vznikajícím teplem se ohřívají prvky hydraulického obvodu i pracovní kapalina. Část tepla se odvádí povrchem nádrže, hydraulických prvků a potrubí do okolí. Pro stanovení průběhu oteplování v hydraulickém obvodu vycházíme z diferenciální rovnice tepelné rovnováhy (9.6). Výpočet lze zjednodušit předpokladem, že se jedná o homogenní systém, kdy je teplota ve všech jeho místech stejná. Dále se ve výpočtu uvažuje pouze s dvěma různorodými materiály systému, které mají rozdílné tepelné kapacity. Zpravidla se jedná o materiály s největší hmotností (obvykle ocel a pracovní kapalina). Pro výměnu tepla s okolím se uvažuje pouze s teplosměnnou plochou nádrže [28].

$$\phi \cdot d\tau = (m_1 \cdot c_1 + m_2 \cdot c_2) \cdot dt + k_N \cdot S_N \cdot \Delta t \cdot d\tau , \quad (9.6)$$

kde τ [s] je čas, m_1 [kg] hmotnost pracovní kapaliny v obvodu, m_2 [kg] hmotnost kovových částí obvodu, c_1 [J · kg · K⁻¹] měrná tepelná kapacita pracovní kapaliny, c_2 [J · kg · K⁻¹] měrná tepelná kapacita kovových částí obvodu, dt [°C] změna teploty, k_N [W · m⁻² · K⁻¹] celkový součinitel prostupu tepla nádrže, S_N [m²] teplosměnná plocha nádrže a Δt_N [°C] je teplotní spád na nádrži.

V uvedené rovnici (9.6) představuje člen na levé straně množství tepla, které vstupuje do systému v důsledku přeměny tlakové energie na energii tepelnou. První člen na pravé straně rovnice představuje množství tepla, které se akumuluje v systému a vyvolá jeho ohřátí o teplotu dt . Druhý člen na pravé straně rovnice představuje teplo, které se odvede do okolí teplosměnnou plochou nádrže S_N .

Teplotní spád na nádrži, představuje rozdíl teploty t systému (kapaliny) a teploty okolí t_0 :

$$\Delta t_N = t - t_0 , \quad (9.7)$$

kde t [°C] je teplota systému (kapaliny) a t_0 [°C] je teplota okolí.

Při uvažování dříve uvedených předpokladů lze řešením rovnice (9.6) stanovit vztah pro průběh oteplování systému:

$$t = t_0 + \frac{\phi}{k_N \cdot S_N} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\tau}{T}}\right) , \quad (9.8)$$

kde T [s] je časová oteplovací konstanta a t_0 [°C] je počáteční teplota systému, která je rovna teplotě okolí.

Časovou oteplovací konstantu T lze vyjádřit vztahem:

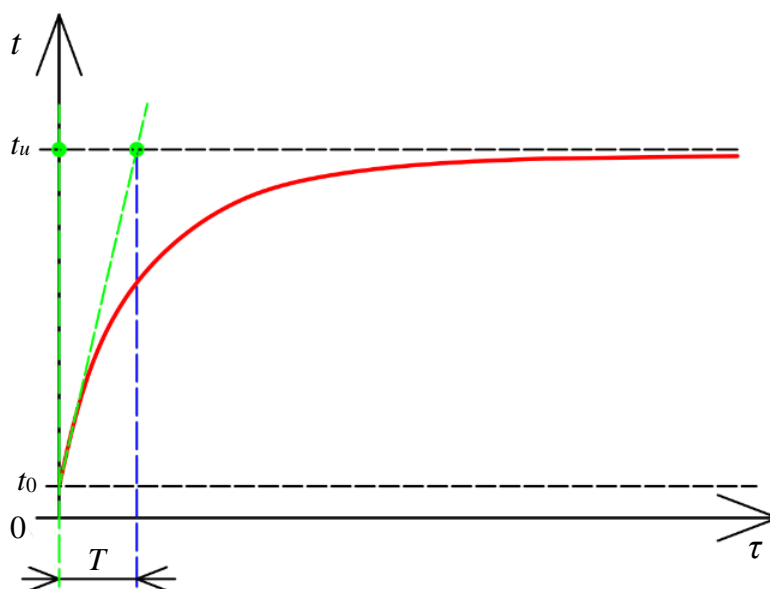
$$T = \frac{m_1 \cdot c_1 + m_2 \cdot c_2}{k_N \cdot S_N} . \quad (9.9)$$

Při předpokladu, že dosažení maximální neboli ustálené teploty nastane v čase $\tau = \infty$, pak dosazením do rovnice (9.8) se získá vztah pro výpočet ustálené teploty t_u :

$$t_u = t_0 + \frac{\phi}{k_N \cdot S_N}, \quad (9.10)$$

kde t_u [°C] je ustálená (maximální) teplota systému.

Průběh oteplování je možno vyjádřit graficky, jak je znázorněno na Obr. 9.1. Časová oteplovací konstanta T představuje čas, za který nárůst teploty dosáhne 63,2 % rozdílu ustálené a počáteční teploty $t_u - t_0$.



Obr. 9.1 Grafické znázornění průběhu oteplování [29]

Čas τ za který se obvod ohřeje na teplotu t , lze vyjádřit z rovnice (9.8) jako:

$$\tau = T \cdot \ln \frac{t_u - t_0}{t_u - t}. \quad (9.11)$$

Není-li odvod tepla povrchem nádrže a jednotlivých prvků dostatečný a mohlo by dojít k překročení maximální provozní teploty, musí být pracovní kapalina chlazena a do systému se instaluje chladič. Potřebný výkon chladiče ϕ_{CH} lze definovat jako rozdíl tepla které vstupuje do systému a tepla odvedeného teplosměnnou plochou nádrže do okolí z rovnice:

$$\phi_{CH} = \phi - \phi_N, \quad (9.12)$$

kde ϕ_{CH} [W] je potřebný výkon chladiče.

Množství tepla odvedené povrchem nádrže ϕ_N se z rovnice (9.6) stanoví jako:

$$\phi_N = k_N \cdot S_N \cdot \Delta t_N. \quad (9.13)$$

kde Δt_N [°C] je rozdíl teploty pracovní kapaliny v nádrži t_K a teploty ovzduší v okolí nádrže t_0 .

Pro určení součinitele prostupu tepla nádrže k_N je třeba znát tloušťku stěny nádrže, součinitel tepelné vodivosti materiálu stěny nádrže, součinitel přestupu tepla mezi kapalinou a stěnou nádrže a součinitel přestupu tepla mezi stěnou nádrže a okolím. Jeho přesné určení je poměrně

komplikované a pro praktické účely byly hodnoty součinitele prostupu tepla nádrže stanoveny experimentálně, viz Tab 9.1.

Tab 9.1 Doporučené hodnoty pro volbu součinitele prostupu tepla k_N [7], [27]

| Odvětví | Aplikace | k_N [W · m ⁻² · K ⁻¹] |
|------------------------|--|---|
| Stacionární hydraulika | omezené proudění vzduchu kolem nádrže | 7 ÷ 10 |
| | volné proudění vzduchu kolem nádrže | 10 ÷ 15 |
| | intenzivní proudění vzduchu kolem nádrže | 17 ÷ 22 |
| Mobilní hydraulika | traktory a nakládače | 18 ÷ 20 |
| | rýpadla a jeřáby | 13 ÷ 15 |
| | zemědělské stroje | 12 ÷ 18 |

Za teplosměnnou plochu nádrže S_N se považuje pouze plocha, která je z jedné strany ve styku s kapalinou a z druhé strany s ovzduším. Neuvažuje se víko nádrže a dno nádrže v případě, že stojí na podlaze.

Z chladicího výkonu chladiče lze následně stanovit potřebnou teplosměnnou plochu chladiče:

$$S_{CH} = \frac{\phi_{CH}}{k_{CH} \cdot \Delta t_{stř}}, \quad (9.14)$$

kde S_{CH} [m²] je potřebná teplosměnná plocha chladiče, k_{CH} [W · m⁻² · K⁻¹] součinitel prostupu tepla chladiče a $\Delta t_{stř}$ [°C] je střední logaritmický rozdíl teplot.

Součinitel prostupu tepla chladiče k_{CH} závisí na použitém konstrukčním řešení chladiče. Orientační hodnoty tohoto součinitele při chlazení oleje vzduchem se pohybují v rozmezí $k_{CH} = (30 \div 200)$ W · m⁻² · K⁻¹.

Střední logaritmický rozdíl teplot se stanoví ze vztahu:

$$\Delta t_{stř} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{t_K - t_1}{t_K - t_2}}, \quad (9.15)$$

kde t_K [°C] je teplota pracovní kapaliny hydraulického systému vstupující do chladiče, t_1 [°C] vstupní teplota chladicího média a t_2 [°C] je výstupní teplota chladicího média.

V hydraulických systémech se ve většině případů používají chladiče s nuceným průtokem chladicího média. Tím bývá voda a potom hovoříme o vodních chladičích, nebo vzduch v případě vzduchových chladičů. Pro návrh vodního čerpadla, nebo vzduchového ventilátoru je nutné stanovit potřebný průtok chladicího média, který se stanoví rovnicí:

$$Q_V = \frac{\phi_{CH}}{c \cdot \rho \cdot \Delta t_M}, \quad (9.16)$$

kde Q_V [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je potřebný průtok chladicího média (vody, nebo vzduchu) chladičem, c [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] měrná tepelná kapacita chladicího média, ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] je měrná hmotnost chladicího média a Δt_M [$^{\circ}\text{C}$] je teplotní spád chladicího média.

Obdobně lze stanovit rovněž potřebný průtok pracovní (chlazené) kapaliny hydraulického systému chladičem:

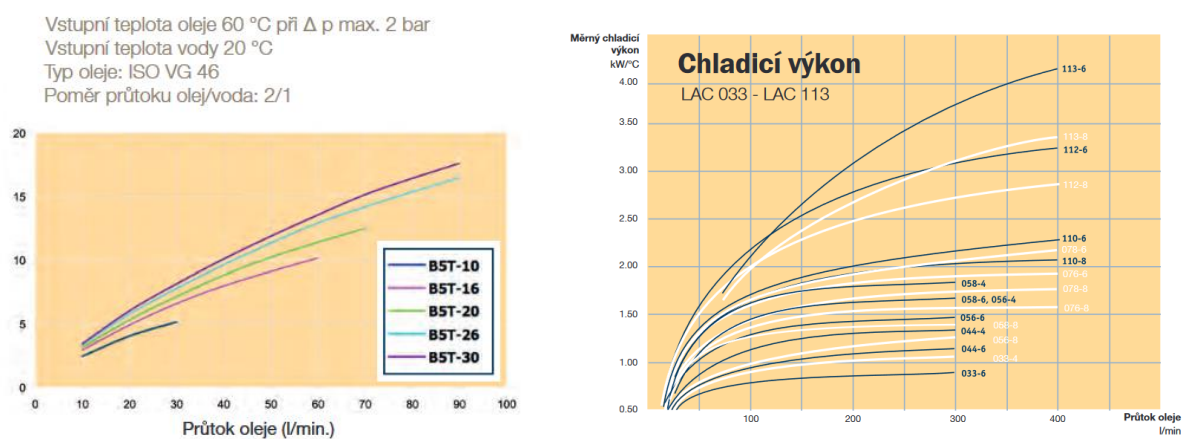
$$Q_K = \frac{\phi_{CH}}{c_1 \cdot \rho_K \cdot (t_{K1} - t_{K2})}, \quad (9.17)$$

kde Q_K [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je potřebný průtok pracovní kapaliny hydraulického systému chladičem, c_1 [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] měrná tepelná kapacita pracovní kapaliny a ρ_K [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] je měrná hmotnost pracovní kapaliny, t_{K1} [$^{\circ}\text{C}$] teplota pracovní kapaliny vstupující do chladiče a t_{K2} [$^{\circ}\text{C}$] je teplota pracovní kapaliny vystupující z chladiče.

Velikost průtoku kapaliny chladičem Q_K závisí na typu hydraulického obvodu a jeho funkci. Pro volbu chladiče lze využít online softwarové programy výrobců chladicí techniky, nebo zvolit chladič na základě vypočtených hodnot přímo z katalogu výrobce. Volba chladiče je v případě vodních chladičů obvykle na základě výkonové charakteristiky, kdy na ose x je uveden průtok pracovní kapaliny chladičem Q_K [$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$] a na ose y potřebný chladicí výkon ϕ_{CH} [kW] Obr. 9.2 (vlevo). U vzduchových chladičů se obvykle uvádí tzv. specifický (měrný) chladicí výkon chladiče P_S Obr. 9.2 (vpravo), který lze vypočítat dle rovnice:

$$P_S = \frac{\phi_{CH}}{(t_{K1} - t_1)}, \quad (9.18)$$

kde P_S [$\text{W} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$] je specifický výkon chladiče.



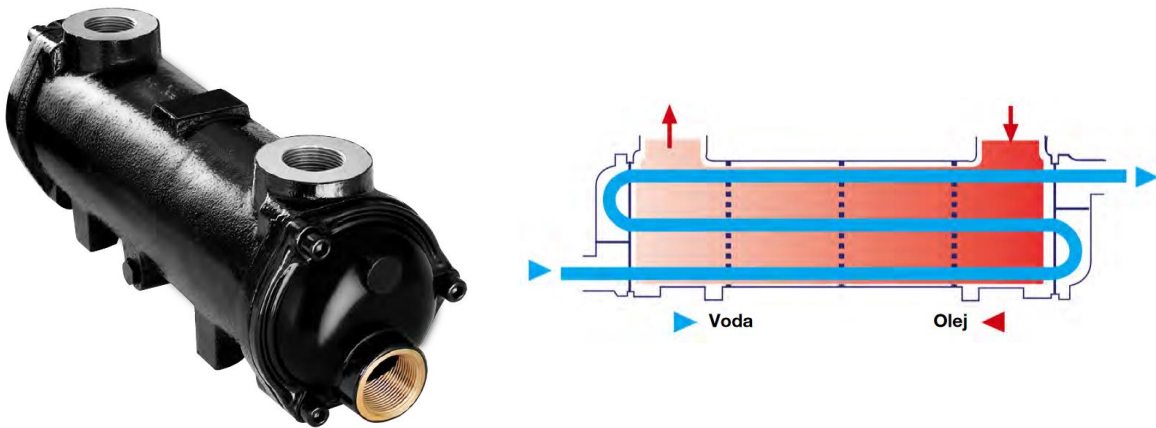
Obr. 9.2 Výkonové charakteristiky pro volbu chladiče, vodní deskový chladič PWO firmy Parker (vlevo) [30], vzduchový chladič LAC firmy Parker (vpravo) [31]

9.1 Chladiče

Základní rozdělení chladičů používaných v hydraulických obvodech je podle typu chladicího média na:

- vodní chladiče,
- vzduchové chladiče.

Vodní chladiče používají jako chladicí médium vodu. Vyznačují se vysokým odvedeným tepelným výkonem při relativně malých rozměrech chladiče. Používají se především v aplikacích stacionární hydrauliky, kdy je zajištěn přívod a odvod chladicího média (vody). Z hlediska konstrukce se nejčastěji jedná o trubkové chladiče Obr. 9.3. Trubkové chladiče jsou tvořeny ze soustavy trubek, které jsou vinuty v tělese chladiče. Z pohledu proudění obou kapalin se může jednat o souprůdé, nebo protiprůdé chladiče. Trubkové chladiče se běžně vyrábějí pro chladicí výkony až 600 kW a průtok chlazené kapaliny až $1200 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.



Obr. 9.3 Vodní trubkový chladič SWO firmy Parker (vlevo), princip činnosti trubkového vodního chladiče (vpravo) [32]

Další možné konstrukční provedení vodních chladičů jsou tzv. deskové chladiče Obr. 9.4. Tyto chladiče se vyznačují velkou kompaktností. Jsou složeny z vlnitých kanálových desek, které oddělují chladicí a chlazenou kapalinu a při malých rozměrech zajišťují velkou teplosměnnou plochu mezi oběma kapalinami. Standardně uváděné chladicí výkony deskových chladičů jsou až 600 kW pro průtok chlazené kapaliny až $1800 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.

Jistou nevýhodou při použití vodních chladičů je možnost úniku vody do hydraulického systému, ten může nastat především při poškození chladiče.



Obr. 9.4 Vodní deskový chladič PWO firmy Parker (vlevo), princip činnosti deskového vodního chladiče (vpravo) [30]

Vzduchové chladiče využívají jako chladicí médium vzduch. Hlavní části vzduchového chladiče jsou těleso, ve kterém je vedeno potrubí pro proudění chlazené kapaliny a ventilátor, který zajišťuje proudění chladicího vzduchu. Ventilátor může být poháněn elektromotorem, nebo hydromotorem. Tyto chladiče jsou vhodné především pro chlazení hydraulického systému mobilních hydraulických strojů. Vzduchové chladiče se vyrábějí pro chladicí výkony až 300 kW a průtoky chlazené kapaliny až $400 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.

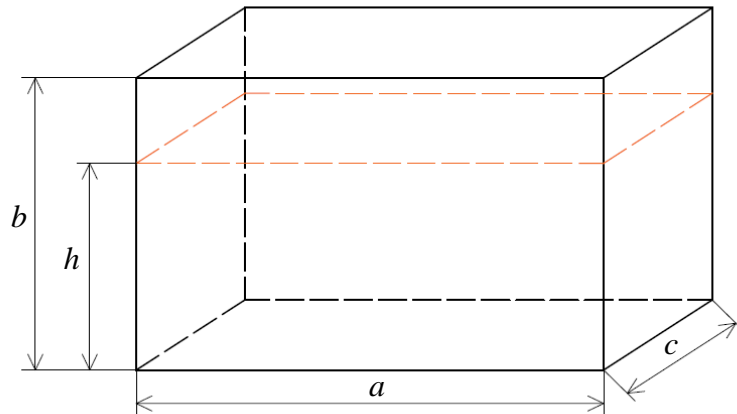
V porovnání s vodními chladiči kladou vzduchové chladiče větší nároky na zástavbové rozměry a vyznačují se větší hlučností. Příklad vzduchového chladiče LAC s elektromotorem na střídavé napětí je uveden na Obr. 9.5.



Obr. 9.5 Vzduchový chladič LAC s elektromotorem na střídavé napětí firmy Parker [31]

Příklad 9.1

Stanovte pro stacionární hydraulické zařízení, jaké tepelný výkon ϕ_N se odvede povrchem nádrže do okolí. Délka nádrže je a , výška nádrže je b a šířka nádrže je c . Nádrž je naplněna olejem do výšky h , jehož teplota je t_K . Teplota v okolí nádrže je t_0 . Nádrž stojí na podlaze a dno nádrže nelze považovat za teplosměnnou plochu. Součinitel prostupu tepla nádrže je k_N .



Obr. 9.6 Rozměry nádrže

Zadáno:

| | |
|----------------------------------|--|
| délka nádrže | $a = 1 \text{ m}$ |
| výška nádrže | $b = 0,8 \text{ m}$ |
| šířka nádrže | $c = 0,4 \text{ m}$ |
| výška kapaliny v nádrži | $h = 0,6 \text{ m}$ |
| teplota kapaliny v nádrži | $t_K = 55 \text{ °C}$ |
| teplota v okolí nádrže | $t_0 = 20 \text{ °C}$ |
| součinitel prostupu tepla nádrže | $k_N = 10 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ |

Vypočítejte:

tepelný výkon odvedený nádrží $\phi_N = ?$

Výpočet:

Teplosměnnou plochu nádrže S_N bez uvažování dna nádrže můžeme vypočítat:

$$S_N = 2 \cdot a \cdot h + 2 \cdot c \cdot h = 2 \cdot 1 \cdot 0,6 + 2 \cdot 0,4 \cdot 0,6 = 1,68 \text{ m}^2 . \quad (9.19)$$

Tepelný výkon odvedený nádrží ϕ_N se vypočítá z rovnice (9.13):

$$\begin{aligned}\phi_N &= k_N \cdot S_N \cdot \Delta t_N, \\ \phi_N &= k_N \cdot S_N \cdot (t_K - t_0), \\ \phi_N &= 10 \cdot 1,68 \cdot (55 - 20) = 588 \text{ W}.\end{aligned}\tag{9.20}$$

Jak se změní tepelný výkon ϕ_{N2} odvedený nádrží, bude-li nádrž umístěna na podstavci (kdy spodní plocha nádrže je v kontaktu ovzduším)? V tomto případě dochází k výměně tepla i mezi dnem nádrže a okolním ovzduším. Teplosměnná plocha nádrže S_{N2} se vypočítá:

$$\begin{aligned}S_{N2} &= 2 \cdot a \cdot h + 2 \cdot c \cdot h + a \cdot c, \\ S_{N2} &= 2 \cdot 1 \cdot 0,6 + 2 \cdot 0,4 \cdot 0,6 + 0,6 \cdot 0,4 = 2,08 \text{ m}^2.\end{aligned}\tag{9.21}$$

Tepelný výkon ϕ_{N2} odvedený nádrží se zvýší dle výpočtu:

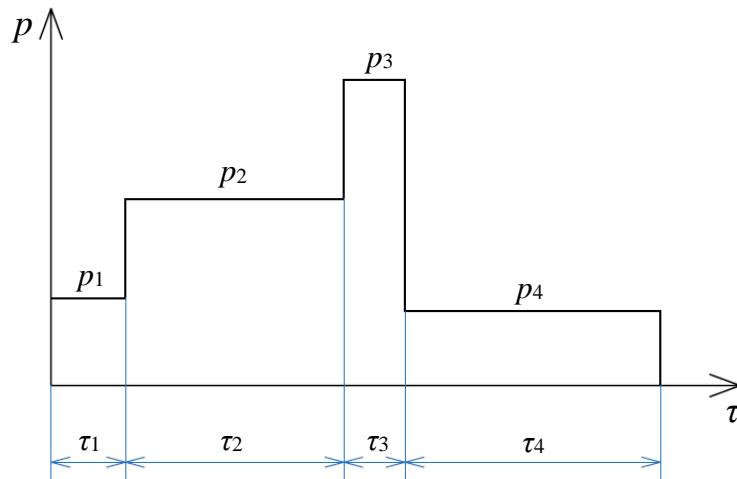
$$\begin{aligned}\phi_{N2} &= k_N \cdot S_{N2} \cdot \Delta t_N, \\ \phi_{N2} &= k_N \cdot S_{N2} \cdot (t_K - t_0), \\ \phi_{N2} &= 10 \cdot 2,08 \cdot (55 - 20) = 728 \text{ W}.\end{aligned}\tag{9.22}$$

Dále je možné určit, jak by se změnil tepelný výkon odvedený touto nádrží v případě, že by byla součástí mobilního hydraulického zařízení. Součinitel prostupu tepla nádrže se zvolí z Tab 9.1, pro mobilní hydrauliku volím $k_{Nm} = 18 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Množství tepla ϕ_{Nm} odvedeného nádrží v mobilním zařízení se vypočítá:

$$\begin{aligned}\phi_{Nm} &= k_{Nm} \cdot S_{N2} \cdot \Delta t_N, \\ \phi_{Nm} &= k_{Nm} \cdot S_{N2} \cdot (t_K - t_0), \\ \phi_{Nm} &= 18 \cdot 2,08 \cdot (55 - 20) = 1310,4 \text{ W}.\end{aligned}\tag{9.23}$$

Příklad 9.2

Vypočtete ztrátový výkon v uzavřeném hydraulickém obvodu. V obvodu je použit hydrogenerátor Sauer SPV22 a hydromotor SMF 22. Hydraulický obvod pracuje s konstantními vstupními otáčkami hydrogenerátoru n_1 při jeho konstantním geometrickém objemu V_G a při rozdílných hodnotách zatížení vyjádřených graficky Obr. 9.7 (zařízení pracuje v opakovaném výrobním cyklu). Hodnoty pracovních tlaků ($p_1 \div p_4$) odpovídají jednotlivým pracovním časovým úsekům ($\tau_1 \div \tau_4$). Tlak v odpadní větvi za hydromotorem je konstantní, udržovaný přepouštěcím ventilem na hodnotě p_0 .



Obr. 9.7 Průběh zatížení v uzavřeném hydraulickém obvodu

Zadáno:

| | |
|---------------------------------------|-------------------------------|
| otáčky hydrogenerátoru | $n_1 = 2500 \text{ min}^{-1}$ |
| geometrický objem hydrogenerátoru | $V_G = 80 \text{ cm}^3$ |
| pracovní tlaky v časových intervalech | $p_1 = 10 \text{ MPa}$ |
| | $p_2 = 22 \text{ MPa}$ |
| | $p_3 = 35 \text{ MPa}$ |
| | $p_4 = 8 \text{ MPa}$ |
| časové pracovní intervaly | $\tau_1 = 30 \text{ s}$ |
| | $\tau_2 = 120 \text{ s}$ |
| | $\tau_3 = 20 \text{ s}$ |
| | $\tau_4 = 160 \text{ s}$ |
| tlak v odpadní větvi za hydromotorem | $p_0 = 1,4 \text{ MPa}$ |

Vypočítejte:

ztrátový výkon v uzavřeném hydraulickém obvodu $P_Z = ?$

Výpočet:

Výkon hydraulického systému vypočítáme ze vztahu:

$$P_i = (p_i - p_0) \cdot n_1 \cdot V_G \cdot \tau_i \quad (9.24)$$

Pro příslušné zatížení stanovíme dle rovnice (9.24) výkony ($P_1 \div P_4$):

$$\begin{aligned}
P_1 &= (p_1 - p_0) \cdot n_1 \cdot V_G = (10 - 1,4) \cdot 10^6 \cdot \frac{2500}{60} \cdot 80 \cdot 10^{-6} = 28,66 \text{ kW} , \\
P_2 &= (p_2 - p_0) \cdot n_1 \cdot V_G = (22 - 1,4) \cdot 10^6 \cdot \frac{2500}{60} \cdot 80 \cdot 10^{-6} = 68,66 \text{ kW} , \\
P_3 &= (p_3 - p_0) \cdot n_1 \cdot V_G = (35 - 1,4) \cdot 10^6 \cdot \frac{2500}{60} \cdot 80 \cdot 10^{-6} = 112 \text{ kW} , \\
P_4 &= (p_4 - p_0) \cdot n_1 \cdot V_G = (8 - 1,4) \cdot 10^6 \cdot \frac{2500}{60} \cdot 80 \cdot 10^{-6} = 22 \text{ kW} .
\end{aligned} \tag{9.25}$$

Ekvivalentní výkon P_e pro celý pracovní cyklus zařízení se vypočítá ze vztahu:

$$\begin{aligned}
P_e &= \sqrt{\frac{\sum P_i^2 \cdot \tau_i}{\sum \tau_i}} , \\
P_e &= \sqrt{\frac{P_1^2 \cdot \tau_1 + P_2^2 \cdot \tau_2 + P_3^2 \cdot \tau_3 + P_4^2 \cdot \tau_4}{\tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4}} , \\
P_e &= \sqrt{\frac{28,66^2 \cdot 30 + 68,66^2 \cdot 120 + 112^2 \cdot 20 + 22^2 \cdot 160}{30 + 120 + 20 + 160}} = 52,76 \text{ kW} .
\end{aligned} \tag{9.26}$$

Hodnoty průtokové a mechanicko-tlakové účinnosti odpovídající pracovním tlakům při daných otáčkách. Celková účinnost hydraulického převodníku je dána součinem průtokové a mechanicko-tlakové účinnosti. Celkovou účinnost stanovte pro hodnoty uvedené v Tab 9.2.

Tab 9.2 Hodnoty účinnosti hydraulických převodníků pro jednotlivé pracovní zatížení

| Pracovní tlak | Hydrogenerátor | | | Hydromotor | | |
|------------------------|----------------|----------|--------------|-------------|----------|--------------|
| | η_{mp} | η_Q | η_{CG} | η_{mp} | η_Q | η_{CM} |
| $p_1 = 10 \text{ MPa}$ | 0,880 | 0,983 | 0,865 | 0,901 | 0,987 | 0,889 |
| $p_2 = 22 \text{ MPa}$ | 0,933 | 0,962 | 0,897 | 0,928 | 0,977 | 0,906 |
| $p_3 = 35 \text{ MPa}$ | 0,944 | 0,945 | 0,892 | 0,948 | 0,953 | 0,903 |
| $p_4 = 8 \text{ MPa}$ | 0,850 | 0,988 | 0,839 | 0,824 | 0,994 | 0,819 |

Pro výpočet ztrátového výkonu je potřeba znát celkovou účinnost obou hydraulických převodníků, která odpovídá celému pracovnímu cyklu zařízení. Celkovou účinnost můžeme zjednodušeně vyjádřit jako střední hodnotu jednotlivých účinností, nebo jako ekvivalentní hodnotu.

Střední hodnota celkové účinnosti hydrogenerátoru $\eta_{CGstř}$ se vypočítá dle vztahu:

$$\begin{aligned}
\eta_{CGstř} &= \frac{\eta_{CG1} + \eta_{CG2} + \eta_{CG3} + \eta_{CG4}}{4} , \\
\eta_{CGstř} &= \frac{0,865 + 0,897 + 0,892 + 0,839}{4} = 0,873 .
\end{aligned} \tag{9.27}$$

Střední hodnota celkové účinnosti hydromotoru $\eta_{CMstř}$ se vypočítá dle vztahu:

$$\eta_{CMstř} = \frac{\eta_{CM1} + \eta_{CM2} + \eta_{CM3} + \eta_{CM4}}{4}, \quad (9.28)$$

$$\eta_{CMstř} = \frac{0,889 + 0,906 + 0,903 + 0,819}{4} = 0,879.$$

Ztrátový výkon pro střední hodnoty účinnosti $P_{Zstř}$ lze vypočítat s využitím rovnice (9.3) jako:

$$P_{Zstř} = P_e \cdot (1 - \eta_{CGstř} \cdot \eta_{CMstř}) = 52,76 \cdot (1 - 0,873 \cdot 0,879) = 12,29 \text{ kW}. \quad (9.29)$$

Ekvivalentní hodnota celkové účinnosti hydrogenerátoru η_{CGe} se vypočítá dle vztahu:

$$\eta_{CGe} = \sqrt{\frac{\sum \eta_i^2 \cdot \tau_i}{\sum \tau_i}}, \quad (9.30)$$

$$\eta_{CGe} = \sqrt{\frac{\eta_{CG1}^2 \cdot \tau_1 + \eta_{CG2}^2 \cdot \tau_2 + \eta_{CG3}^2 \cdot \tau_3 + \eta_{CG4}^2 \cdot \tau_4}{\tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4}},$$

$$\eta_{CGe} = \sqrt{\frac{0,865^2 \cdot 30 + 0,897^2 \cdot 120 + 0,892^2 \cdot 20 + 0,839^2 \cdot 160}{30 + 120 + 20 + 160}} = 0,865.$$

Ekvivalentní hodnota celkové účinnosti hydromotoru η_{CMe} se vypočítá dle vztahu:

$$\eta_{CMe} = \sqrt{\frac{\sum \eta_i^2 \cdot \tau_i}{\sum \tau_i}}, \quad (9.31)$$

$$\eta_{CMe} = \sqrt{\frac{\eta_{CM1}^2 \cdot \tau_1 + \eta_{CM2}^2 \cdot \tau_2 + \eta_{CM3}^2 \cdot \tau_3 + \eta_{CM4}^2 \cdot \tau_4}{\tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4}},$$

$$\eta_{CMe} = \sqrt{\frac{0,889^2 \cdot 30 + 0,906^2 \cdot 120 + 0,903^2 \cdot 20 + 0,819^2 \cdot 160}{30 + 120 + 20 + 160}} = 0,863.$$

A ztrátový výkon pro ekvivalentní hodnoty účinnosti P_{Ze} lze vypočítat:

$$P_{Ze} = P_e \cdot (1 - \eta_{CGe} \cdot \eta_{CMe}) = 52,76 \cdot (1 - 0,865 \cdot 0,863) = 13,4 \text{ kW}. \quad (9.32)$$

Příklad 9.3

Určete průběh oteplování oleje v nádrži, jejíž teplosměnná plocha je S_N a v níž je olej o objemu V_N . Příkon hydrogenerátoru hydraulického mechanismu je P_1 . Celková účinnost hydrogenerátoru je η_{CG} a celková účinnost přímočarého hydromotoru je η_{CM} . Tlak na výstupu z hydrogenerátoru je p_1 . Tlaková ztráta vedení a hydraulických prvků mezi hydrogenerátorem a hydromotorem je Δp_z . Hmotnost m_2 hydrogenerátoru, hydromotoru, hydraulických prvků, nádrže a vedení je odhadnuta. Počáteční teplota oleje v nádrži t_0 , součinitel prostupu tepla nádrže je k_N .

Zadáno:

| | |
|--|--|
| teplosměnná plocha nádrže | $S_N = 3,2 \text{ m}^2$ |
| objem oleje v nádrži | $V_N = 0,42 \text{ m}^3$ |
| příkon hydrogenerátoru | $P_1 = 12 \text{ kW}$ |
| celková účinnost hydrogenerátoru | $\eta_{CG} = 0,92$ |
| celková účinnost hydromotoru | $\eta_{CM} = 0,94$ |
| tlak na výstupu z hydrogenerátoru | $p_1 = 16 \text{ MPa}$ |
| tlaková ztráta vedení a hydraulických prvků | $\Delta p_z = 0,62 \text{ MPa}$ |
| hmotnost nádrže a všech prvků hydraulického obvodu | $m_2 = 145 \text{ kg}$ |
| počáteční teplota oleje v nádrži (okolní teplota) | $t_0 = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| měrná hmotnost (hustota) oleje | $\rho_K = 900 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ |
| součinitel prostupu tepla nádrže | $k_N = 15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ |

Vypočítejte:

Vypočítejte a graficky znázorněte průběh oteplování hydraulického systému.

Výpočet:

Účinnost vedení a hydraulických prvků obvodu η_V se vypočítá:

$$\eta_V = 1 - \frac{\Delta p_z}{p_1} = 1 - \frac{0,62}{16} = 0,961 . \quad (9.33)$$

Celková účinnost η_C hydraulického systému:

$$\eta_C = \eta_{CHG} \cdot \eta_{CHM} \cdot \eta_V = 0,92 \cdot 0,94 \cdot 0,961 = 0,831 . \quad (9.34)$$

Ztrátový výkon P_Z hydraulického systému se dle rovnice (9.3) vypočítá:

$$P_Z = P_1 \cdot (1 - \eta_C) = 12\,000 \cdot (1 - 0,831) = 2028 \text{ W} . \quad (9.35)$$

Časová oteplovací konstanta T hydraulického systému se stanoví podle rovnice (9.9). Do výpočtu jsou zahrnuty převažující materiály hydraulického systému. Z pevných částí je to ocel. Podstatnou část hydraulického systému tvoří pracovní kapalina (olej). Hmotnost oleje m_1 můžeme vypočítat z jeho objemu a hustoty kapaliny:

$$m_1 = V_N \cdot \rho_K = 0,42 \cdot 900 = 378 \text{ kg} . \quad (9.36)$$

Měrná tepelná kapacita oleje je $c_1 = 1850 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ a měrná tepelná kapacita oceli je $c_2 = 460 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Pro zjednodušení výpočtu je uvažován odvod tepla do okolí pouze teplosměnnou plochou nádrže. Nyní lze vypočítat časovou oteplovací konstantu T hydraulického systému dle vztahu:

$$T = \frac{m_1 \cdot c_1 + m_2 \cdot c_2}{k_N \cdot S_N} = \frac{378 \cdot 1850 + 145 \cdot 460}{15 \cdot 3,2} = 15\,958 \text{ s} . \quad (9.37)$$

Průběh oteplování můžeme vypočítat podle rovnice (9.8), pro grafické vyjádření průběhu oteplování je potřeba volit různé časy τ . Tepelný výkon ϕ je roven ztrátovému výkonu P_z . Jako příklad výpočtu je uveden výpočet teploty oleje t za čas $\tau = 3600 \text{ s} = 1 \text{ hod.}$:

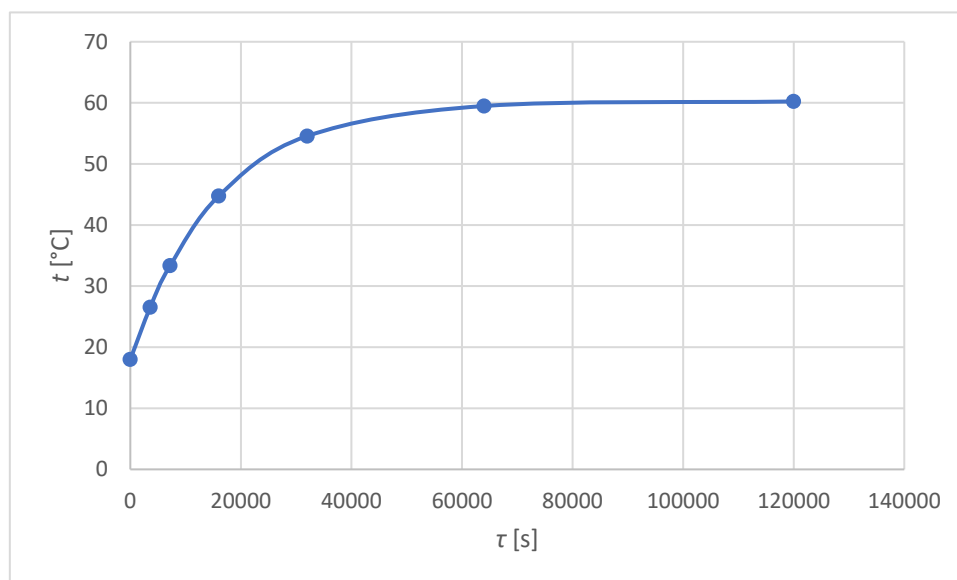
$$t = t_0 + \frac{\phi}{k_N \cdot S_N} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\tau}{T}}\right) = 18 + \frac{2028}{15 \cdot 3,2} \cdot \left(1 - e^{-\frac{3600}{15958}}\right) = 26,53 \text{ } ^\circ\text{C} , \quad (9.38)$$

Výpočet teploty oleje t pro různé časové úseky τ je uveden v Tab 9.3.

Tab 9.3 Výpočet teploty oleje t pro různé časové úseky τ

| | | | | | | | |
|------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| τ [s] | 0 | 3600 | 7200 | 16000 | 32000 | 64000 | 120000 |
| t [°C] | t_0 | 26,53 | 33,34 | 44,74 | 54,56 | 59,48 | 60,23 |

Dle hodnot vypočtených v Tab 9.3 je vykreslen průběh oteplování oleje viz Obr. 9.8.



Obr. 9.8 Průběh oteplování oleje v nádrži hydraulického systému

Příklad 9.4

Určete čas potřebný k nastavení časového spínače automatické regulace teploty oleje v ocelové nádrži, kterým je ovládán ventil v přívodu chladicí vody do chladiče. Při dosažení teploty oleje v nádrži t_{poc} je potřeba tuto teplotu snížit chlazením na teplotu t_{kon} . Teplota vzduchu v okolí nádrže je t_0 . Rozměry nádrže jsou délka nádrže a , výška nádrže b a šířka nádrže c . Nádrž je postavená na podlaze a je naplněna olejem z 80% jejího objemu V_N . Hmotnost nádrže (bez oleje) je m_2 .

Zadáno:

délka nádrže $a = 0,8 \text{ m}$

výška nádrže $b = 0,5 \text{ m}$

| | |
|--|--|
| šířka nádrže | $c = 0,6 \text{ m}$ |
| teplota oleje při které se zapne chlazení | $t_{poč} = 60 \text{ °C}$ |
| teplota na kterou se má ochladit olej v nádrži | $t_{kon} = 40 \text{ °C}$ |
| teplota vzduchu v okolí nádrže | $t_0 = 20 \text{ °C}$ |
| součinitel prostupu tepla nádrže | $k_N = 12 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ |
| hmotnost nádrže (ocel) | $m_2 = 55 \text{ kg}$ |
| měrná hmotnost (hustota) oleje | $\rho_K = 900 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ |

Vypočítejte:

Dobu, na kterou bude nastaven časový spínač $\tau = ?$

Výpočet:

Objem nádrže V_N lze vypočítat ze vztahu:

$$V_N = a \cdot b \cdot c = 0,8 \cdot 0,5 \cdot 0,6 = 0,24 \text{ m}^3 . \quad (9.39)$$

Nádrž je naplněna olejem z 80%, tedy objem kapaliny V_K v nádrži lze stanovit jako:

$$V_K = V_N \cdot 0,8 = 0,192 \text{ m}^3 . \quad (9.40)$$

Výška hladiny oleje h v nádrži se určí z rozměrů nádrže a objemu kapaliny v nádrži dle vztahu:

$$V_K = a \cdot c \cdot h \rightarrow h = \frac{V_K}{a \cdot c} = \frac{0,192}{0,8 \cdot 0,6} = 0,4 \text{ m} . \quad (9.41)$$

Hmotnost oleje m_1 v nádrži se vypočítá:

$$m_1 = V_K \cdot \rho_K = 0,192 \cdot 900 = 172,8 \text{ kg} . \quad (9.42)$$

Teplosměnnou plochu nádrže S_N lze vypočítat:

$$S_N = 2 \cdot a \cdot h + 2 \cdot c \cdot h = 2 \cdot 0,8 \cdot 0,4 + 2 \cdot 0,6 \cdot 0,8 = 1,12 \text{ m}^2 . \quad (9.43)$$

Měrná tepelná kapacita oleje je $c_1 = 1850 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ a měrná tepelná kapacita oceli je $c_2 = 460 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Je možné určit časovou ochlazovací konstantu T :

$$T = \frac{m_1 \cdot c_1 + m_2 \cdot c_2}{k_N \cdot S_N} = \frac{172,8 \cdot 1850 + 55 \cdot 460}{12 \cdot 1,12} = 25\,668 \text{ s} . \quad (9.44)$$

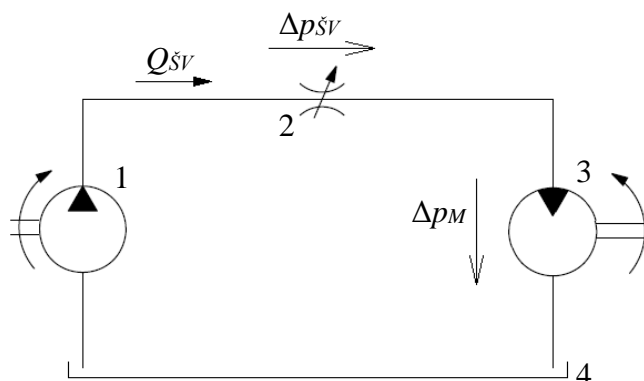
Nyní je možné určit dobu τ pro nastavení časového spínače. Vycházíme z rovnice (9.8), kde maximální teplota oleje je $t_{poč}$ a požadovaná teplota oleje t_{kon} . Pro nastavení časového spínače platí:

$$\tau = T \cdot \ln \frac{t_{poč} - t_0}{t_{kon} - t_0} = 25\,668 \cdot \ln \frac{60 - 20}{40 - 20} = 17\,791,7 \text{ s.} \quad (9.45)$$

Časový spínač bude nastaven na dobu 4,94 hod. \approx 4 hodiny a 56 minut.

Příklad 9.5

Stanovte průběh oteplování v obvodu s regulací škrticím ventilem, jestliže průtok škrticím ventilem je $Q_{šV}$ a tlakový spád na škrticím ventilu je $\Delta p_{šV}$. Vypočítejte maximální ustálenou teplotu oleje t_u , stanovte časovou oteplovací konstantu T , dobu τ za kterou se olej ohřeje na teplotu $55 \text{ }^\circ\text{C}$, potřebný chladicí výkon chladiče ϕ_{CH} a navrhnete vodní chladič.



Obr. 9.9 Hydraulické schéma

1 – hydrogenerátor, 2 – škrticí ventil, 3 – hydromotor, 4 - nádrž

Zadáno:

| | |
|-------------------------------------|--|
| objemový průtok na škrticím ventilu | $Q_{šV} = 7,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ |
| tlakový spád na škrticím ventilu | $\Delta p_{šV} = 6 \text{ MPa}$ |
| objem nádrže | $V_N = 400 \text{ dm}^3$ |
| teplosměnná plocha nádrže | $S_N = 2 \text{ m}^2$ |
| součinitel prostupu tepla nádrže | $k_N = 14 \text{ W}^2 \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$ |
| počáteční teplota oleje | $t_0 = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ |
| hustota oleje | $\rho_K = 880 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ |
| hmotnost ocelových částí | $m_2 = 130 \text{ kg}$ |
| měrná tepelná kapacita oleje | $c_1 = 1,8 \cdot 10^3 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ |
| měrná tepelná kapacita oceli | $c_2 = 0,45 \cdot 10^3 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ |

Vypočítejte: $t_u = ?$, $T = ?$, $\phi_{CH} = ?$

Výpočet:

Ztrátový výkon P_Z je roven tepelnému toku ϕ . Pro daný případ uvažujeme, že se energie při škrcení průtoku přes škrticí ventil mění v teplo:

$$\phi = P_Z = Q_{\delta V} \cdot \Delta p_{\delta V} = 7,5 \cdot 10^{-4} \cdot 6 \cdot 10^6 = 4\,500 \text{ W} = 4,5 \text{ kW} . \quad (9.46)$$

Ustálenou teplotu t_u lze vypočítat ze vztahu:

$$t = t_0 + \frac{\phi}{k_N \cdot S_N} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\tau}{T}}\right) . \quad (9.47)$$

Maximální (ustálenou) teplotu t_u můžeme stanovit po dosažení $\tau = \infty$, po dosažení do předchozí rovnice:

$$t = t_0 + \frac{\phi}{k_N \cdot S_N} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\infty}{T}}\right) , \quad e^{-\infty} = 0 , \quad (9.48)$$

$$t_u = t_0 + \frac{\phi}{k_N \cdot S_N} \cdot (1 - 0) = t_0 + \frac{\phi}{k_N \cdot S_N} = 18 + \frac{4\,500}{14 \cdot 2} = 178,7 \text{ } ^\circ\text{C} .$$

Hmotnost oleje m_1 můžeme vypočítat pomocí jeho hustoty ρ_K a užitého objemu nádrže V_N :

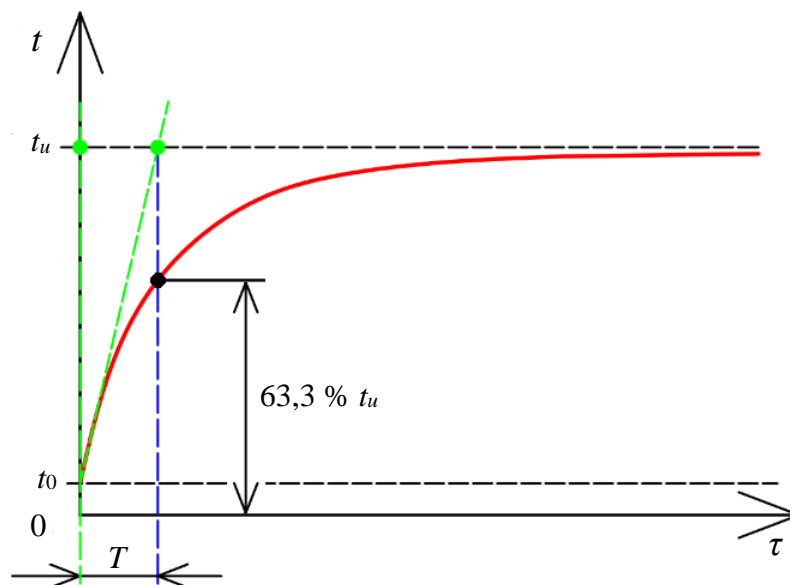
$$\rho_K = \frac{m_1}{V_N} \Rightarrow m_1 = \rho_K \cdot V_N = 880 \cdot 0,4 = 352 \text{ kg} . \quad (9.49)$$

Časová oteplovací konstanta T se vypočítá ze vztahu:

$$T = \frac{m_1 \cdot c_1 + m_2 \cdot c_2}{k_N \cdot S_N} = \frac{352 \cdot 1,8 \cdot 10^3 + 130 \cdot 0,45 \cdot 10^3}{14 \cdot 2} = 24\,718 \text{ s} , \quad (9.50)$$

$$T = 6,86 \text{ hod}$$

Graficky lze určit časovou oteplovací konstantu T z průběhu oteplování, viz Obr. 9.10.



Obr. 9.10 Průběh oteplování

Stanovte dobu τ , za kterou se olej ohřeje na teplotu $t = 55\text{ °C}$:

$$\tau = T \cdot \ln \frac{t_u - t_0}{t_u - t} = 24\,718 \cdot \ln \frac{178,7 - 18}{178,7 - 55} = 6\,468\text{ s} = 1,79\text{ hod} . \quad (9.51)$$

Navrhňte separátní chlazení tak, aby se teplota v nádrži ustálila na $t_N = 55\text{ °C}$.

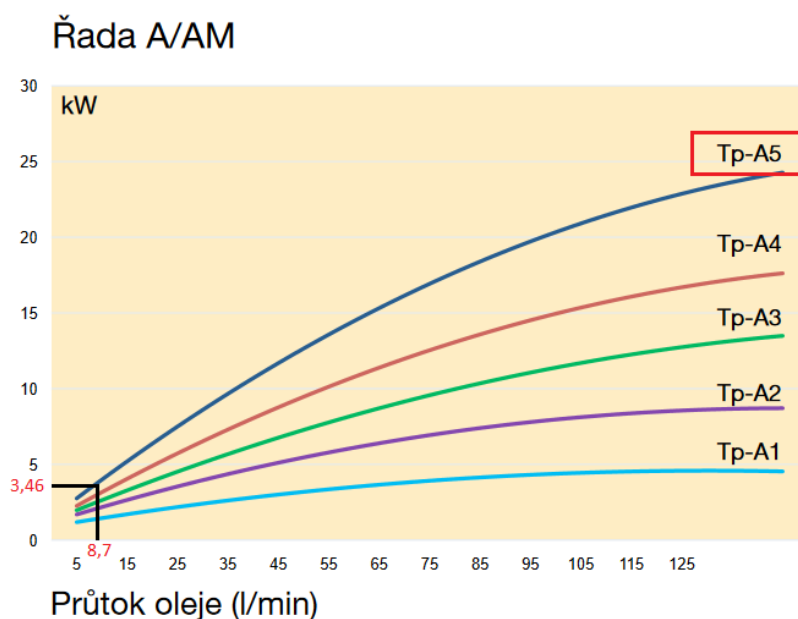
Potřebný výkon chladiče ϕ_{CH} se vypočítá ze ztrátového výkonu P_Z , od kterého se odečte teplo odvedené nádrží ϕ_N :

$$\begin{aligned} \phi_{CH} &= \phi - \phi_N = \phi - k_N \cdot S_N \cdot (t_N - t_0) = 4\,500 - 14 \cdot 2 \cdot (55 - 18) \\ \phi_{CH} &= 3\,464\text{ W} . \end{aligned} \quad (9.52)$$

Pro průtok oleje chladičem Q_K víme, že teplota $t_N = t_{K1} = 50\text{ °C}$ a zvolíme teplotu oleje vystupujícího z chladiče $t_{K2} = 40\text{ °C}$:

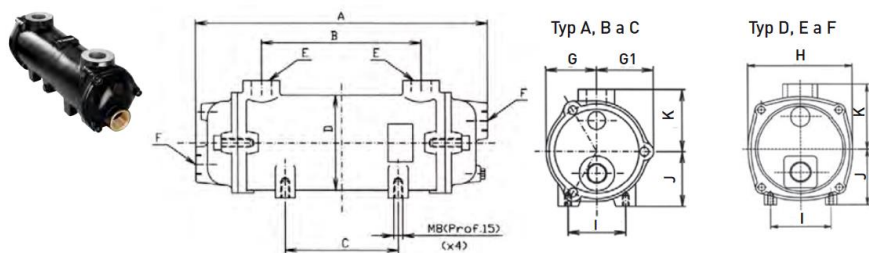
$$\begin{aligned} Q_K &= \frac{\phi_{CH}}{\rho_K \cdot c_1 \cdot (t_{K1} - t_{K2})} = \frac{3\,464}{880 \cdot 1,8 \cdot 10^3 \cdot (55 - 40)} , \\ Q_K &= 1,46 \cdot 10^{-4}\text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 8,7\text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} . \end{aligned} \quad (9.53)$$

Z katalogu, např. firmy Parker, můžeme zvolit vhodný typ vodního chladiče Obr. 9.11.



Obr. 9.11 Volba vodního chladiče z katalogu firmy Parker [32]

Hlavní rozměry a typické parametry



| Model | Rozměry mm | | | | | | | | | | | Chladičí výkon kW | Průtok oleje l/min. | Průtok vody l/min. | Pokles tlaku oleje bar | Pokles tlaku vody bar | Povrch m ² | Hmotnost kg |
|--------|------------|-----|-----|-----|--------|----|----|----|----|----|----|-------------------|---------------------|--------------------|------------------------|-----------------------|-----------------------|-------------|
| | A | B | C | D | E | F | G | G1 | H | I | J | | | | | | | |
| Tp-A 1 | 195 | 72 | 38 | 86 | 3/4" | 50 | 55 | - | 54 | 55 | 60 | 3 | 30 | 15 | 0.10 | 0.02 | 0.13 | 3 |
| Tp-A 2 | 263 | 142 | 106 | 86 | 3/4" | 50 | 55 | - | 54 | 55 | 60 | 6 | 46 | 23 | 0.19 | 0.05 | 0.22 | 3.5 |
| Tp-A 3 | 349 | 228 | 192 | 86 | 3/4" | 50 | 55 | - | 54 | 55 | 60 | 9 | 56 | 28 | 0.36 | 0.09 | 0.32 | 4 |
| Tp-A 4 | 448 | 326 | 290 | 86 | 3/4" | 50 | 55 | - | 54 | 55 | 60 | 13 | 64 | 32 | 0.60 | 0.13 | 0.46 | 4.7 |
| Tp-A 5 | 576 | 454 | 418 | 86 | 3/4" | 50 | 55 | - | 54 | 55 | 60 | 16 | 56 | 28 | 0.56 | 0.12 | 0.68 | 5.5 |
| Tp-B 1 | 273 | 123 | 109 | 108 | 1" | 60 | 65 | - | 77 | 65 | 70 | 8 | 66 | 33 | 0.16 | 0.02 | 0.33 | 5 |
| Tp-B 2 | 355 | 205 | 190 | 108 | 1" | 60 | 65 | - | 77 | 65 | 70 | 12 | 80 | 40 | 0.32 | 0.03 | 0.48 | 6 |
| Tp-B 3 | 452 | 302 | 289 | 108 | 1" | 60 | 65 | - | 77 | 65 | 70 | 18 | 104 | 52 | 0.96 | 0.07 | 0.66 | 7 |
| Tp-B 4 | 587 | 437 | 422 | 108 | 1" | 60 | 65 | - | 77 | 65 | 70 | 25 | 106 | 53 | 1 | 0.11 | 0.90 | 8.2 |
| Tp-B 5 | 730 | 580 | 566 | 108 | 1" | 60 | 65 | - | 77 | 65 | 70 | 29 | 98 | 49 | 1.04 | 0.14 | 1.16 | 10 |
| Tp-C 1 | 372 | 187 | 93 | 130 | 1 1/4" | 70 | 80 | - | 77 | 75 | 80 | 16 | 100 | 50 | 0.28 | 0.04 | 0.64 | 9 |
| Tp-C 2 | 472 | 287 | 193 | 130 | 1 1/4" | 70 | 80 | - | 77 | 75 | 80 | 26 | 120 | 60 | 0.55 | 0.07 | 0.90 | 10 |
| Tp-C 3 | 600 | 416 | 322 | 130 | 1 1/4" | 70 | 80 | - | 77 | 75 | 80 | 36 | 140 | 70 | 0.74 | 0.13 | 1.23 | 12.5 |
| Tp-C 4 | 744 | 559 | 465 | 130 | 1 1/4" | 70 | 80 | - | 77 | 75 | 80 | 48 | 160 | 80 | 1.06 | 0.17 | 1.60 | 14.5 |
| Tp-C 5 | 922 | 737 | 643 | 130 | 1 1/4" | 70 | 80 | - | 77 | 75 | 80 | 56 | 140 | 70 | 0.95 | 0.16 | 2.07 | 17.5 |

Obr. 9.12 Technické parametry chladiče uváděné v katalogu firmy Parker [32]

V tomto případě se jedná o trubkový chladič olej/voda firmy Parker s označením Tp-A5.

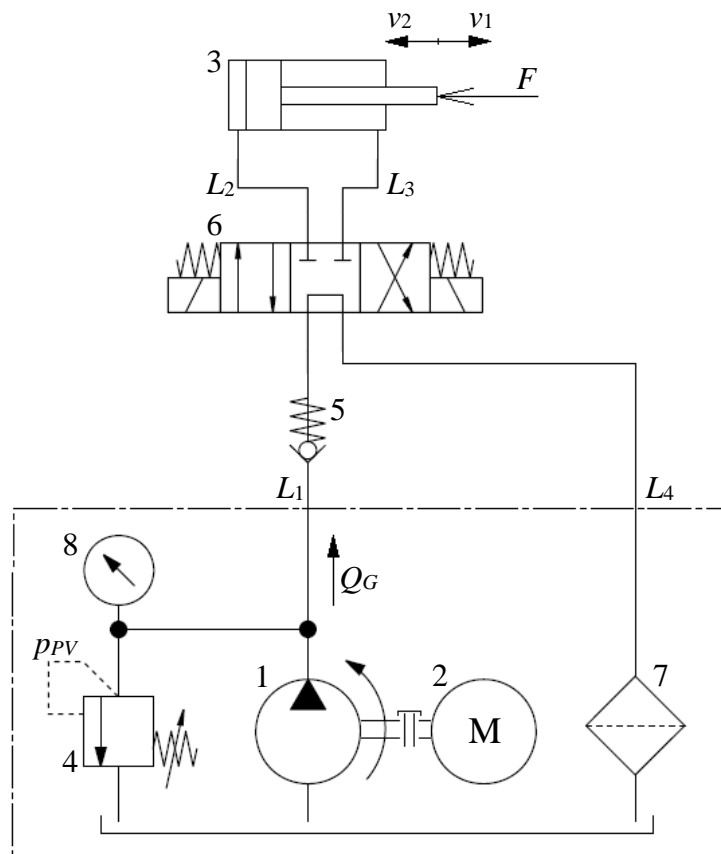
10. Návrh skutečného hydraulického obvodu pro vyvození tlačné síly

Příklad 10.1

Navrhněte hydraulický obvod tláčky pro vyvození tlačné síly F , rychlost vysouvání pístnice v_1 , rychlost zasouvání pístnice v_2 . Mechanicko-tlakovou účinnost volte pro první návrh η_{mpM} . Tlak na pojistném ventilu p_{PV} . Další potřebné parametry volte z norem a podkladů od výrobců.

Zadáno:

| | |
|---|--|
| požadovaná tlačná síla | $F = 85\,000\text{ N}$ |
| rychlost vysouvání pístnice | $v_1 = 0,1\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ |
| rychlost zasouvání pístnice | $v_2 = 0,2\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ |
| mechanicko-tlaková účinnost hydromotoru | $\eta_{mpM} = 0,95$ |
| tlak na pojistném ventilu | $p_{PV} = 16\text{ MPa}$ |
| délky potrubí | $L_1 = L_2 = L_3 = L_4 = 2\text{ m}$ |



Obr. 10.1 Schéma hydraulického obvodu

1 – hydrogenerátor, 2 – elektrický motor, 3 – hydromotor, 4 – pojistný ventil,
5 – jednosměrný ventil, 6 – rozváděč, 7 – filtr, 8 – manometr

Návrh hydraulického motoru

Tlak na pojistném ventilu je dle zadání nastaven na hodnotu $p_{pv} = 16$ MPa. Pro prvotní výpočty budeme ovšem uvažovat, že tlak p_1 je jen 12 MPa, necháme si tak rezervu pro tlakové ztráty, které vzniknou v důsledku průtoku kapaliny vedením a řídicími prvky. Rezerva rovněž slouží k rozběhu motoru (dynamický tlak pro urychlení částí připojených k pístnici).

Vycházíme z rovnice rovnováhy sil na hydromotoru:

$$p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 - \frac{F}{\eta_{mpM}} = 0, \quad (10.1)$$

kde p_1 [Pa] je tlak kapaliny působící na straně pístu, p_2 [Pa] tlak kapaliny působící na straně pístnice, S_1 [m²] plocha pístu a S_2 [m²] je plocha mezikruží na straně pístnice hydromotoru.

Uvažujeme tlak $p_2 = 0$ MPa a z rovnice (10.1) odvodíme teoretickou hodnotu plochy pístu hydromotoru S_{1t} :

$$p_1 \cdot S_{1t} - F = 0 \rightarrow S_{1t} = \frac{F}{p_1 \cdot \eta_{mpM}} = \frac{85\,000}{12 \cdot 10^6 \cdot 0,95} = 7,465 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2, \quad (10.2)$$

kde S_{1t} [m²] je teoretická plocha pístu hydromotoru.

Volba průměru pístu D hydromotoru:

$$S_{1t} = \frac{\pi \cdot D_t^2}{4} \rightarrow D_t = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{1t}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,465 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,097 \text{ m}, \quad (10.3)$$

kde D_t [m] je teoretický průměr pístu hydromotoru.

Podle normy ČSN 119101 [33] jsou uváděny základní a doplňkové normované průměry pístů, viz Tab 10.1.

Tab 10.1 Normované průměry pístů hydromotoru podle normy ČSN 119101

| Normované průměry pístů [mm] | |
|---------------------------------|--|
| základní | 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320 |
| doplňkové | 90; 110; 140; 180; 220; 280 |

V podstatě všichni výrobci nabízejí hydromotory s průměry pístů v základní rozměrové řadě. Dle katalogu firmy Bosch Rexroth volíme průměr pístu $D = 100$ mm (náhled do katalogu je uveden níže na Obr. 10.2).

Přepočet skutečné plochy pístu S_1 :

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 0,007854 \text{ m}^2. \quad (10.4)$$

Skutečný potřebný tlak p_{1s} pro vyvození tlačné síly F lze vypočítat úpravou rovnice (10.2):

$$p_{1s} = \frac{F}{S_1 \cdot \eta_{mpM}} = \frac{85\,000}{0,007854 \cdot 0,95} = 11\,392\,143 \text{ Pa} = 11,39 \text{ MPa} . \quad (10.5)$$

Tlak p_{1s} vyšel nižší než zvolených 12 MPa, tzn. že se ještě více zvýšila celková rezerva na pokrytí tlakových ztrát.

Dále je potřeba vypočítat průměr pístnice. V tomto případě se musí zohlednit požadované rychlosti vysouvání v_1 , respektive zasouvání v_2 . Platí rovnice kontinuity $Q = S \cdot v = \text{konst.}$, ze které je možné vypočítat potřebnou (teoretickou) plochu mezikruží na straně pístnice S_{2t} :

$$S_1 \cdot v_1 = S_{2t} \cdot v_2 \Rightarrow S_{2t} = S_1 \cdot \frac{v_1}{v_2} = 0,007854 \cdot \frac{0,1}{0,2} = 0,003927 \text{ m}^2 , \quad (10.6)$$

kde S_{2t} [m²] je teoretická plocha mezikruží na straně pístnice hydromotoru.

Dále lze vypočítat potřebný (teoretický) průměr pístnice d_t :

$$S_{2t} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_t^2}{4} \Rightarrow d_t = \sqrt{D^2 - \frac{4 \cdot S_{2t}}{\pi}} = \sqrt{0,1^2 - \frac{4 \cdot 0,003927}{\pi}} , \quad (10.7)$$

$$d_t = 0,0707 \text{ m} ,$$

kde d_t [m] je potřebný (teoretický) průměr pístnice hydromotoru.

Stejně jako u volby průměru pístu jsou v normě ČSN 119101 základní a doplňkové normované průměry pístnic d , viz Tab 10.2.

Tab 10.2 Normované průměry pístnice hydromotorů podle normy ČSN 119101

| Normované průměry pístnice [mm] | |
|------------------------------------|---|
| základní | 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160 |
| doplňkové | 45; 55; 70; 90; 110; 140 |

Z uvedených možností volíme průměr pístnice hydromotoru $d = 70$ mm. Jak je patrné z rovnice (10.6), plocha mezikruží by při požadavku dvojnásobné rychlosti zasouvání měla být poloviční, tedy poměr ploch $S_1/S_2 = 2$. Někteří výrobci tento poměr v katalogu uvádějí, je tedy možné z katalogu pístnici zvolit přímo, bez předchozího výpočtu (v katalogu firmy Bosch Rexroth Obr. 10.2 je plocha pístu označena A_1 a plocha mezikruží na straně pístnice A_3).

Plocha mezikruží na straně pístnice hydromotoru $S_2 = 0,00401 \text{ m}^2$.

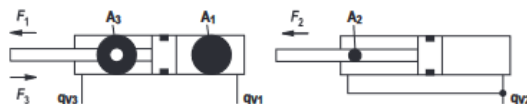
Hydraulic cylinder Tie rod design Series CDT3...Z



- ▶ Nominal pressure 160 bar
- ▶ Maximum operating pressure up to 210 bar
- ▶ Component series 3X

Areas, forces, flow (for operating pressure up to 210 bar)

| Piston ØAL in mm | Piston rod | | Area ratio ϕ A1/A3 | Areas | | | Force ¹⁾ | | | | | | Flow at 0.1 m/s ²⁾ | | | max. available stroke length in mm ⁴⁾ |
|------------------------|--------------|-------------------|-------------------------------|--|---|--|---------------------|------------|------------|------------|------------|------------|----------------------------------|-----------------------------------|--------------------------------|--|
| | ØMM in mm | 210 bar | | Piston A ₁ in cm ² | Rod A ₂ in cm ² | Ring A ₃ in cm ² | Pressure | | Diff. | | Pulling | | OFF q _{v1} l/min | Diff. q _{v2} l/min | ON q _{v3} l/min | |
| | | | | | | | 160 bar | 210 bar | 160 bar | 210 bar | 160 bar | 210 bar | | | | |
| 25 | 12 | - | 1.3 | 4.9 | 1.1 | 3.8 | 7.9 | - | 1.8 | - | 6.1 | - | 2.9 | 0.7 | 2.3 | 600 |
| | 18 | 18 | 2.1 | | 2.5 | 2.4 | | 10.3 | 4.1 | 5.3 | 3.8 | 5.0 | | 1.5 | 1.4 | |
| 32 | 14 | - | 1.3 | 8.0 | 1.5 | 6.5 | 12.9 | - | 2.5 | - | 40.4 | - | 4.8 | 0.9 | 3.9 | 800 |
| | 22 | 22 | 1.9 | | 3.8 | 4.2 | | 16.9 | 6.1 | 8.0 | 6.8 | 8.9 | | 2.3 | 2.5 | |
| 40 | 18 | - | 1.3 | 12.6 | 2.5 | 10.0 | 20.1 | - | 4.1 | - | 16.0 | - | 7.5 | 1.5 | 6.0 | 1000 |
| | 22 | 22 | 1.4 | | 3.8 | 8.8 | | 26.4 | 6.1 | 8.0 | 14.0 | 18.4 | | 2.3 | 5.3 | |
| | 28 | 28 | 2.0 | | 6.2 | 6.4 | | 26.4 | 9.9 | 12.9 | 10.2 | 13.4 | | 3.7 | 3.8 | |
| 50 | 22 | - | 1.3 | 19.6 | 3.8 | 15.8 | 31.4 | - | 6.1 | - | 25.3 | - | 11.8 | 2.3 | 9.5 | 1200 |
| | 28 | 28 | 1.5 | | 6.2 | 13.5 | | 41.2 | 9.9 | 12.9 | 21.6 | 28.3 | | 3.7 | 8.1 | |
| | 36 | 36 | 2.1 | | 10.2 | 9.5 | | 41.2 | 16.3 | 21.4 | 15.1 | 19.9 | | 6.1 | 5.7 | |
| 63 | 28 | - | 1.3 | 31.2 | 6.2 | 25.0 | 49.9 | - | 9.9 | 12.9 | 40.0 | - | 18.7 | 3.7 | 15.0 | 1400 |
| | 36 | 36 | 1.5 | | 10.2 | 21.0 | | 65.5 | 16.3 | 21.4 | 33.6 | 44.1 | | 6.1 | 12.6 | |
| | 45 | 45 | 2.1 | | 15.9 | 15.3 | | 65.5 | 25.4 | 33.4 | 24.4 | 32.1 | | 9.5 | 9.2 | |
| 80 | 36 | - | 1.3 | 50.3 | 10.2 | 40.1 | 80.4 | - | 16.3 | 21.4 | 64.1 | - | 30.2 | 6.1 | 24.0 | 1700 |
| | 45 | 45 | 1.5 | | 15.9 | 34.4 | | 105.6 | 25.4 | 33.4 | 55.0 | 72.2 | | 9.5 | 20.6 | |
| | 56 | 56 | 2.0 | | 24.6 | 25.6 | | 105.6 | 39.4 | 51.7 | 41.0 | 53.8 | | 14.8 | 15.4 | |
| 100 | 45 | - | 1.3 | 78.5 | 15.9 | 62.6 | 125.7 | - | 25.4 | 33.4 | 100.2 | - | 47.1 | 9.5 | 37.6 | 2000 |
| | 56 | 56 | 1.5 | | 24.6 | 53.9 | | 164.9 | 39.4 | 51.7 | 86.3 | 113.2 | | 14.8 | 32.3 | |
| | 70 | 70 | 2.0 | | 38.5 | 40.1 | | 164.9 | 61.6 | 80.8 | 64.1 | 84.1 | | 23.1 | 24.0 | |
| 125 | 56 | - | 1.3 | 122.7 | 24.6 | 98.1 | 196.4 | - | 39.4 | 51.7 | 156.9 | - | 73.6 | 14.8 | 58.9 | 2300 |
| | 70 | 70 ²⁾ | 1.5 | | 38.5 | 84.2 | | 210 | 61.6 | 80.8 | 134.8 | 210 | | 23.1 | 50.5 | |
| | 90 | 90 ²⁾ | 2.1 | | 63.6 | 59.1 | | 210 | 101.8 | 133.6 | 94.6 | 210 | | 38.2 | 35.5 | |
| 160 | 70 | - | 1.3 | 201.1 | 38.5 | 162.8 | 321.7 | - | 61.6 | 80.8 | 260.1 | - | 120.6 | 23.1 | 97.5 | 2600 |
| | 90 | 90 | 1.5 | | 63.6 | 137.4 | | 422.2 | 101.8 | 133.6 | 219.9 | 288.6 | | 38.2 | 82.5 | |
| | 110 | 110 ²⁾ | 1.9 | | 95.0 | 106.0 | | 422.2 | 152.1 | 199.6 | 169.7 | 210 | | 57.0 | 63.6 | |
| 200 | 90 | - | 1.3 | 314.2 | 63.6 | 250.5 | 502.7 | - | 101.8 | 133.6 | 400.9 | - | 168.5 | 38.2 | 150.3 | 3000 |
| | 110 | 110 | 1.4 | | 95.0 | 219.1 | | 659.7 | 152.1 | 199.6 | 350.6 | 460.2 | | 57.0 | 131.5 | |
| | 140 | 140 ²⁾ | 2.0 | | 153.9 | 160.2 | | 659.7 | 246.3 | 323.3 | 256.4 | 210 | | 92.4 | 96.1 | |



- ¹⁾ Theoretical static cylinder force
(without consideration of the efficiency and admissible load for attachment parts such as swivel heads, plates, or valves, etc.)
- ²⁾ Stroke velocity
- ³⁾ On request
- ⁴⁾ Larger stroke lengths upon request

Obr. 10.2 Příklad katalogového listu přímočarého hydromotoru CDT3 firmy Bosch Rexroth [34]

Volíme tedy hydromotor Bosch Rexroth CDT3-100/70/zdvih... (typové označení hydromotoru obsahuje několik dalších znaků, které upřesňují další specifika, jako je uchycení válce ke konstrukci, závit pro připojení vedení kapaliny, zakončení pístnice, způsob tlumení, typ a materiál těsnění apod. – toto ale nebudeme specifikovat, zaměříme se pouze na základní výpočty)

Návrh hydrogenerátoru

Dále se provede volba hydrogenerátoru. K tomu je potřeba znát otáčky hnacího elektromotoru, proto se nejprve provede jeho volba.

Výpočet potřebného (teoretického) objemového průtoku Q_{Gt} :

$$Q_{Gt} = v_1 \cdot S_1 = v_1 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0,1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 7,85 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}, \quad (10.8)$$

$$Q_{Gt} = 47,1 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

kde Q_{Gt} [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je potřebný (teoretický) objemový průtok hydrogenerátoru.

Hydraulický výkon P_h lze vypočítat:

$$P_h = p_{PV} \cdot Q_{Gt} = 16 \cdot 10^6 \cdot 7,85 \cdot 10^{-4} = 12\,560 \text{ W} = 12,56 \text{ kW}, \quad (10.9)$$

kde P_h [W] je hydraulický výkon.

Nyní lze zvolit elektromotor, např. elektromotor s označením 2LC160L04 od firmy VYBO Electric, s výkonem 15 kW a jmenovitými otáčkami $n = 1\,475 \text{ min}^{-1}$ [35].

Výpočet teoretického geometrického objemu V_{gGt} hydrogenerátoru:

$$Q_{Gt} = V_{gGt} \cdot n \Rightarrow V_{gGt} = \frac{Q_{Gt}}{\frac{n}{60}} = \frac{7,85 \cdot 10^{-4}}{\frac{1475}{60}} = 31,9 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3, \quad (10.10)$$

$$V_{gGt} = 31,9 \text{ cm}^3,$$

kde V_{gGt} [m^3] je teoretický geometrický objem hydrogenerátoru.

Nyní je možné zvolit z katalogu výrobce hydrogenerátor. Volíme např. axiální pístový hydrogenerátor s nakloněným blokem typ A2FO-32 od firmy Bosch Rexroth Obr. 10.3, s katalogovým geometrickým objemem $V_{gG} = 32 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$.

Axial piston fixed pump AA2FO

RA-A 91401/07.2014 1/32
Replaces: 03.08

Data sheet

Series 6
Sizes 10 to 180
Nominal pressure/Maximum pressure
5800/6500 psi (400/450 bar)
250 5100/5800 psi (350/400 bar)
Open circuits



Technical data

Table of values (theoretical values, without efficiency and tolerances; values rounded)

| Size | NG | | 10 | 12 | 16 | 23 | 28 | 32 | 45 | 56 | |
|--|---|---------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-----|
| Displacement geometric, per revolution | V_g | in^3 | 0.63 | 0.73 | 0.98 | 1.40 | 1.71 | 1.95 | 2.78 | 3.42 | |
| | | cm^3 | 10.3 | 12 | 16 | 22.9 | 28.1 | 32 | 45.6 | 56.1 | |
| Speed maximum ¹⁾ | n_{nom} $n_{\text{max}}^{2)}$ | rpm | 3150 | 3150 | 3150 | 2500 | 2500 | 2500 | 2240 | 2000 | |
| | | rpm | 6000 | 6000 | 6000 | 4750 | 4750 | 4750 | 4250 | 3750 | |
| Flow at n_{nom} | q_v | gpm | 8.6 | 10.0 | 13.2 | 15.1 | 18.5 | 21.1 | 27.0 | 29.6 | |
| | | L/min | 32 | 38 | 50 | 57 | 70 | 80 | 102 | 112 | |
| Power at | Δp | 5100 psi P | HP | 25 | 30 | 39 | 44 | 55 | 63 | 80 | 88 |
| | | 350 bar P | kW | 19 | 22 | 29 | 33 | 41 | 47 | 60 | 65 |
| | | 5800 psi P | HP | 30 | 34 | 45 | 51 | 63 | 71 | 91 | 100 |
| | | 400 bar P | kW | 22 | 25 | 34 | 38 | 47 | 53 | 68 | 75 |
| Torque ³⁾ at V_g and | Δp | 5100 psi T | lb-ft | 42 | 50 | 65 | 94 | 116 | 132 | 189 | 232 |
| | | 350 bar T | Nm | 57 | 67 | 89 | 128 | 157 | 178 | 254 | 313 |
| | | 5800 psi T | lb-ft | 48 | 56 | 75 | 107 | 131 | 150 | 214 | 263 |
| | | 400 bar T | Nm | 66 | 76 | 102 | 146 | 179 | 204 | 290 | 357 |
| Rotary stiffness | c | kNm/rad | 0.92 | 1.25 | 1.59 | 2.56 | 2.93 | 3.12 | 4.18 | 5.94 | |
| Moment of inertia for rotary group | J_{GR} | lbs-ft ² | 0.0095 | 0.0095 | 0.0095 | 0.0285 | 0.0285 | 0.0285 | 0.0569 | 0.0997 | |
| | | kgm ² | 0.0004 | 0.0004 | 0.0004 | 0.0012 | 0.0012 | 0.0012 | 0.0024 | 0.0042 | |
| Maximum angular acceleration | α | rad/s ² | 5000 | 5000 | 5000 | 6500 | 6500 | 6500 | 14600 | 7500 | |
| Case volume | V | gal | 0.045 | 0.045 | 0.045 | 0.053 | 0.053 | 0.053 | 0.087 | 0.119 | |
| | | L | 0.17 | 0.17 | 0.17 | 0.20 | 0.20 | 0.20 | 0.33 | 0.45 | |
| Mass (approx.) | m | lbs | 12 | 12 | 12 | 21 | 21 | 21 | 30 | 40 | |
| | | kg | 6 | 6 | 6 | 9.5 | 9.5 | 9.5 | 13.5 | 18 | |

Obr. 10.3 Příklad katalogového listu volby hydrogenerátoru A2FO firmy Bosch Rexroth [36]

Poznámka: Pokud by geometrický objem vyšel např. 30 cm^3 , záleží potom volba hydrogenerátoru na konkrétní situaci. Při volbě velikosti hydrogenerátoru 28 by se potom hydromotor pohyboval pomaleji, při volbě velikosti hydrogenerátoru 32 naopak rychleji. V tomto případě by ale bylo možno systém doplnit o regulaci rychlosti např. škrticím ventilem. Další možností je volba regulačního hydrogenerátoru a nastavení požadovaného geometrického objemu.

I ve zvoleném případě bude ale rychlost hydromotoru o něco nižší, protože do výpočtu průtoku je třeba zahrnout i průtokovou účinnost η_{QG} hydrogenerátoru. Ta je v případě axiálního pístového hydrogenerátoru přibližně $\eta_{QG} = 0,95$.

Výpočet skutečného objemového průtoku Q_{Gs} hydrogenerátoru:

$$Q_{Gs} = V_{gG} \cdot n \cdot \eta_{QG} = 32 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1475}{60} \cdot 0,95 = 7,47 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}, \quad (10.11)$$

$$Q_{Gs} = 44,84 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

kde Q_{Gs} [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je skutečný objemový průtok hydrogenerátoru a η_{QG} [-] je průtoková účinnost hydrogenerátoru.

Skutečná rychlost v_{1s} vysouvání pístnice hydromotoru:

$$v_{1s} = \frac{Q_{Gs}}{S_1} = \frac{Q_{Gs}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{7,47 \cdot 10^{-4}}{\frac{\pi \cdot 0,1^2}{4}} = 0,095 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (10.12)$$

kde v_{1s} [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je skutečná rychlost vysouvání pístnice hydromotoru.

Skutečná rychlost v_{2s} zasouvání pístnice hydromotoru:

$$v_{2s} = \frac{Q_{Gs}}{S_2} = \frac{Q_{Gs}}{\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}} = \frac{7,47 \cdot 10^{-4}}{\frac{\pi \cdot (0,1^2 - 0,07^2)}{4}} = 0,186 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (10.13)$$

kde v_{2s} [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je skutečná rychlost zasouvání pístnice hydromotoru.

Návrh potrubí

Po volbě obou převodníků (hydromotoru a hydrogenerátoru), následuje volba řídicích prvků a potrubí. Nejprve je možné zvolit světlost potrubí či hadic a vypočítat tlakovou ztrátu v potrubí při proudění pracovní kapaliny.

Při volbě světlosti potrubí se vychází z doporučeného rozmezí rychlosti proudění kapaliny v různých částech hydraulického mechanismu, viz Tab 10.3.

Tab 10.3 Doporučené hodnoty rychlosti proudění kapaliny

| Typ potrubí | Doporučené rychlosti proudění kapaliny [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] | Zvolená hodnota rychlosti proudění kapaliny [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] |
|------------------------------|--|---|
| tlakové | $v_t = (4 \div 10)$ | $v_t = 5$ |
| nízkotlaké (zpětné, odpadní) | $v_n = (1,5 \div 4)$ | $v_n = 2,5$ |
| sací | $v_s = (0,5 \div 1)$ | $v_s = 0,5$ |

Návrh a výpočet tlakového potrubí

Jedná se o potrubí 1 od hydrogenerátoru k rozváděči a potrubí 2 a 3 mezi válcem a rozváděčem.

Teoretický průřez S_{tt} tlakového potrubí:

$$S_{tt} = \frac{Q_{Gs}}{v_t} = \frac{7,47 \cdot 10^{-4}}{5} = 1,494 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2, \quad (10.14)$$

kde S_{tt} [m²] je teoretický průřez tlakového potrubí a v_t [m · s⁻¹] je zvolená rychlost proudění kapaliny v tlakovém potrubí.

Potřebný (teoretický) průměr d_{tt} tlakového potrubí:

$$d_{tt} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{tt}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,494 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,0138 \text{ m} = 13,8 \text{ mm}, \quad (10.15)$$

kde d_{tt} [m] je teoretický průměr tlakového potrubí.

Podobně jako u průměrů pístu a pístnice, jsou i v případě potrubí předepsané rozměry, viz Tab 10.4.

Tab 10.4 Normované průměry (světlosti) potrubí

| Normované průměry (světlosti) potrubí [mm] |
|--|
| 4, 6, 8, 10, 13, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160 |

Průměry hadic se mohou mírně odlišovat a je třeba je vyhledat v katalozích výrobců. Z výše uvedených průměrů volíme pro tlaková potrubí průměr (světlost) $d_t = 13$ mm.

Výpočet nízkotlakého potrubí

Jedná se o potrubí 4 od rozváděče zpět k nádrži. Teoretický průřez S_{nt} nízkotlakého potrubí:

$$S_{nt} = \frac{Q_{Gs}}{v_n} = \frac{7,47 \cdot 10^{-4}}{2,5} = 0,0003 \text{ m}^2, \quad (10.16)$$

kde S_{nt} [m²] je teoretický průřez nízkotlakého potrubí a v_n [m · s⁻¹] je zvolená rychlost proudění kapaliny v nízkotlakém potrubí.

Potřebný (teoretický) průměr d_{nt} nízkotlakého potrubí:

$$d_{nt} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{nt}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,0195 \text{ m} = 19,5 \text{ mm}, \quad (10.17)$$

kde d_{nt} [m] je teoretický průměr nízkotlakého potrubí.

Z Tab 10.4 volíme průměr nízkotlakého potrubí $d_n = 20$ mm.

Po volbě světlosti potrubí je možné vypočítat tlakové ztráty. K tomu je potřeba znát vlastnosti použité kapaliny. Volba pracovní kapaliny závisí na řadě okolností, jako např. pracovní teplota, nebezpečí vzniku požáru, ekologické požadavky apod. Budeme předpokládat, že mechanismus pracuje v hale při přibližně 20 °C a nejsou žádné speciální požadavky na pracovní kapalinu. Z Tab 10.5 zvolíme minerální olej viskózní třídy VG 32, jehož hustota je $\rho = 865 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a kinematická viskozita při 40 °C je $\nu = 32 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

Tab 10.5 Základní parametry minerálních olejů skupiny HV

| Parametry | Typ oleje | | |
|---|-----------|-------|-------|
| | HV 32 | HV 46 | HV 68 |
| Hustota při 20 °C [kg · m ⁻³] | 865 | 855 | 870 |
| Kinematická viskozita při 40 °C [mm ² · s ⁻¹] | 32 | 46 | 68 |
| Viskózní index [-] | 170 | 170 | 170 |
| Bod vzplanutí [°C] | 195 | 230 | 230 |
| Bod tekutosti [°C] | -39 | -36 | -33 |

Tlakové ztráty v potrubí

Veškeré tlakové ztráty budeme počítat pro jeden pracovní pohyb hydromotoru, což je v tomto případě vysouvání pístnice hydromotoru. V našem případě jsou potrubí č. 1 a 2 shodná (stejný průměr potrubí i jeho délka), bude v nich proudit stejné množství oleje, proto i tlaková ztráta bude stejná. Nejprve je potřeba určit skutečnou rychlost proudění v_{t1} a v_{t2} v tlakových potrubích č. 1 a 2:

$$v_{t1} = v_{t2} = \frac{Q_{Gs}}{S_t} = \frac{Q_{Gs}}{\frac{\pi \cdot d_t^2}{4}} = \frac{7,47 \cdot 10^{-4}}{\frac{\pi \cdot 0,013^2}{4}} = 5,63 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (10.18)$$

kde v_{t1} [m · s⁻¹] je skutečná rychlost proudění kapaliny v tlakovém potrubí č.1, v_{t2} [m · s⁻¹] skutečná rychlost proudění kapaliny v tlakovém potrubí č.2, a S_t [m²] je skutečný průřez tlakového potrubí.

Skutečná rychlost proudění kapaliny v tlakovém potrubí odpovídá doporučenému rozmezí v souladu hodnotami uvedenými v Tab 10.3.

Výpočet Reynoldsova čísla Re_1 a Re_2 v tlakovém potrubí č.1 a 2:

$$Re_1 = Re_2 = \frac{v_{t1} \cdot d_t}{\nu} = \frac{5,63 \cdot 0,013}{32 \cdot 10^{-6}} = 2287, \quad (10.19)$$

$$Re_1 < Re_{krit},$$

$$2287 < 2320 \rightarrow \text{laminární proudění},$$

kde Re_1 [-] je Reynoldsovo číslo v tlakovém potrubí č.1, Re_2 [-] Reynoldsovo číslo v tlakovém potrubí č.2, Re_{krit} [-] kritická hodnota Reynoldsova čísla a ν [$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] je kinematická viskozita pracovní kapaliny.

Výpočet součinitele tření λ_1 a λ_2 v tlakovém potrubí č. 1 a 2, při uvažovaném laminárním proudění kapaliny:

$$\lambda_1 = \lambda_2 = \frac{64}{Re_1} = \frac{64}{2287} = 0,028, \quad (10.20)$$

kde λ_1 [-] je součinitel tření v tlakovém potrubí č. 1 a λ_2 [-] je součinitel tření v tlakovém potrubí č. 2.

Výpočet tlakové ztráty Δp_{z1} a Δp_{z2} v tlakovém potrubí č. 1 a 2:

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{z2} = \lambda_1 \cdot \frac{L_1}{d_t} \cdot \rho \cdot \frac{v_{t1}^2}{2} = 0,028 \cdot \frac{2}{0,013} \cdot 865 \cdot \frac{5,63^2}{2} = 59\,053 \text{ Pa}, \quad (10.21)$$

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{z2} = 0,59 \text{ bar}$$

kde Δp_{z1} [Pa] je tlaková ztráta v potrubí č.1, Δp_{z2} [Pa] tlaková ztráta v potrubí č.2, L_1 [m] délka potrubí a ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] je hustota kapaliny.

Tlakovým potrubím č. 3 od hydromotoru (ze strany pístnice) k rozváděči protéká olej o průtoku Q_3 , který lze určit z poměru ploch na hydromotoru:

$$Q_3 = Q_{Gs} \cdot \frac{S_2}{S_1} = 7,47 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{4,01 \cdot 10^{-3}}{7,85 \cdot 10^{-3}} = 3,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}, \quad (10.22)$$

$$Q_3 = 22,8 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1},$$

kde Q_3 [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je objemový průtok kapaliny v tlakovém potrubí č. 3 na výstupu z hydromotoru a S_2 [m^2] je plocha mezikruží na straně pístnice hydromotoru.

Skutečná rychlost proudění v_{t3} v tlakovém potrubí č. 3:

$$v_{t3} = \frac{Q_3}{S_t} = \frac{Q_3}{\frac{\pi \cdot d_t^2}{4}} = \frac{3,8 \cdot 10^{-4}}{\frac{\pi \cdot 0,013^2}{4}} = 2,86 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (10.23)$$

kde v_{t3} [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je skutečná rychlost proudění kapaliny v tlakovém potrubí č.3.

Skutečná rychlost proudění kapaliny v tlakovém potrubí č. 3 odpovídá doporučenému rozmezí v souladu hodnotami uvedenými v Tab 10.3.

Výpočet Reynoldsova čísla Re_3 v tlakovém potrubí č.3:

$$Re_3 = \frac{v_{t3} \cdot d_t}{\nu} = \frac{2,86 \cdot 0,013}{32 \cdot 10^{-6}} = 1162, \quad (10.24)$$

$$Re_1 < Re_{krit},$$

$$1162 < 2320 \rightarrow \text{laminární proudění,}$$

kde Re_3 [-] je Reynoldsovo číslo v tlakovém potrubí č.3.

Výpočet součinitele tření λ_3 v tlakovém potrubí č. 3, při uvažovaném laminárním proudění kapaliny:

$$\lambda_3 = \frac{64}{Re_3} = \frac{64}{1162} = 0,055, \quad (10.25)$$

kde λ_3 [-] je součinitel tření v tlakovém potrubí č. 3.

Výpočet tlakové ztráty Δp_{z3} v tlakovém potrubí č. 3:

$$\Delta p_{z3} = \lambda_3 \cdot \frac{L_3}{d_t} \cdot \rho \cdot \frac{v_{t3}^2}{2} = 0,055 \cdot \frac{2}{0,013} \cdot 865 \cdot \frac{2,86^2}{2} = 29\,934 \text{ Pa}, \quad (10.26)$$

$$\Delta p_{z3} = 0,3 \text{ bar}$$

kde Δp_{z3} [Pa] je tlaková ztráta v potrubí č.3 a L_3 [m] je délka potrubí.

Stejný průtok jako potrubím 3 protéká i nízkotlakým (zpětným) potrubím 4, které má ale jiný průměr (světlost). Skutečná rychlost proudění v_{n4} v nízkotlakém potrubí č. 4:

$$v_{n4} = \frac{Q_3}{S_n} = \frac{Q_3}{\frac{\pi \cdot d_n^2}{4}} = \frac{3,8 \cdot 10^{-4}}{\frac{\pi \cdot 0,02^2}{4}} = 1,21 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (10.27)$$

kde v_{n4} [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je skutečná rychlost proudění kapaliny v nízkotlakém potrubí č.4, S_n [m^2] skutečný průřez nízkotlakého potrubí a d_n [m] je průměr nízkotlakého potrubí.

Výpočet Reynoldsova čísla Re_4 v nízkotlakém potrubí č.4:

$$Re_4 = \frac{v_{n4} \cdot d_n}{\nu} = \frac{1,21 \cdot 0,02}{32 \cdot 10^{-6}} = 756, \quad (10.28)$$

$$Re_4 < Re_{krit},$$

$$756 < 2320 \rightarrow \text{laminární proudění,}$$

kde Re_4 [-] je Reynoldsovo číslo v nízkotlakém potrubí č.4.

Výpočet součinitele tření λ_4 v nízkotlakém potrubí č. 4, při uvažovaném laminárním proudění kapaliny:

$$\lambda_4 = \frac{64}{Re_4} = \frac{64}{756} = 0,085, \quad (10.29)$$

kde λ_4 [-] je součinitel tření v nízkotlakém potrubí č. 4.

Výpočet tlakové ztráty Δp_{z4} v nízkotlakém potrubí č. 4:

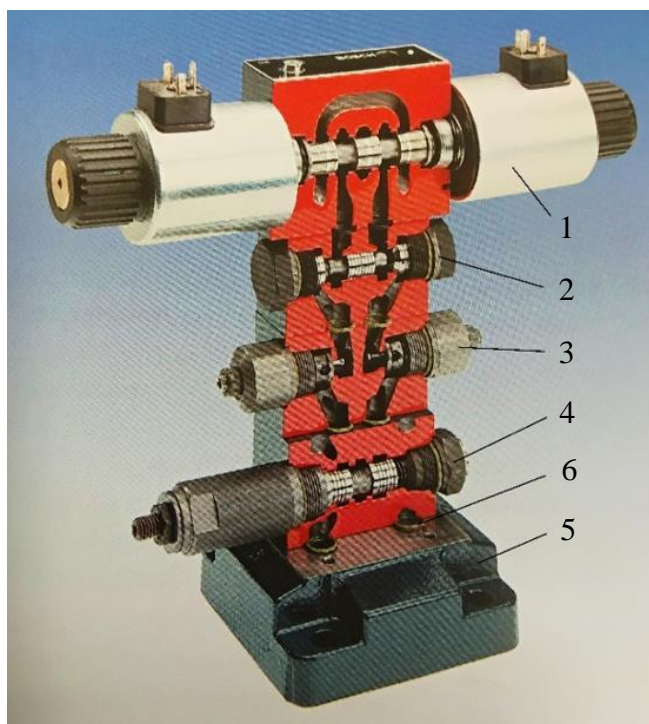
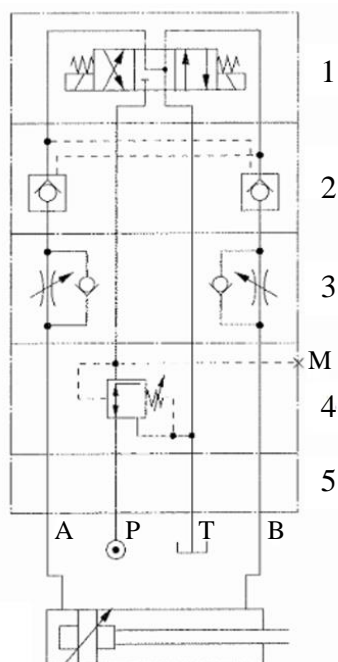
$$\Delta p_{z4} = \lambda_4 \cdot \frac{L_4}{d_n} \cdot \rho \cdot \frac{v_{l4}^2}{2} = 0,085 \cdot \frac{2}{0,02} \cdot 865 \cdot \frac{1,21^2}{2} = 5\,382 \text{ Pa}, \quad (10.30)$$

$$\Delta p_{z4} = 0,06 \text{ bar}$$

kde Δp_{z4} [Pa] je tlaková ztráta v nízkotlakém potrubí č.4 a L_4 [m] je délka potrubí.

Volba řídicích prvků

Dalším krokem je volba a kontrola řídicích prvků obvodu, tedy rozváděče, zpětného ventilu, pojistného ventilu a samozřejmě také filtru. Hydraulické prvky pro průmyslové použití jsou většinou konstruovány tak, že nemají v tělese závit pro připojení hadic či potrubí a je tedy nutné tyto prvky usadit a přišroubovat k připojovací desce, která závity obsahuje. Potom je možno jednotlivé prvky propojit. Další možnost je sestavit z prvků ventilový blok usazený na jednu společnou připojovací desku, jak je uvedeno na Obr. 10.4.



Obr. 10.4 Vertikální sduřování prvků Bosch Rexroth, schéma zapojení (vlevo), skutečné provedení prvků v řezu (vpravo) [19]

1 – rozváděč, 2 – oboustranný hydraulický zámek, 3 – škrticí a jednosměrné ventily,
4 – pojistný ventil, 5 – připojovací deska, 6 – O-kroužek

Z obrázku je patrné, že mezi rozváděč 1 a základní desku 5 je možno zařadit prvky, které jsou rozváděči předřazeny (mezi hydrogenerátorem a rozváděčem) tedy dle obrázku pojistný ventil 4. Stejně tak je možno do bloku namontovat prvky, které jsou napojeny na výstupy z rozváděče. Na obrázku jsou to oboustranný hydraulický zámek 2 a škrticí jednosměrné ventily 3.

V našem případě budeme volit tři prvky v tlakové větvi – rozváděč, jednosměrný ventil a pojistný ventil. Řídicí prvky zvolíme např. od firmy Argo-Hytos.

Rozváděč

K volbě rozváděče a všech ostatních prvků je třeba znát dva základní údaje, a to maximální tlak v obvodu, což je tlak nastavený na pojistném ventilu $p_{PV} = 16 \text{ MPa}$ a objemový průtok. Skutečný průtok hydrogenerátoru (průtok v tlakovém potrubí č. 1 a 2) byl vypočten v rovnici (10.11) a má hodnotu $Q_{Gs} = 44,84 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.

Řídicí a regulační technika

» Rozváděče

Jednosměrné ventily
Tlakové a redukční ventily
Škrťací ventily
Brzdicí ventily
Proporcionální technika
Download Portal PRM



4/2 a 4/3 elektromagneticky ovládaný rozváděč RPE3-06

Dn 06 (D03) • Q_{\max} 80 l/min (21 GPM) • p_{\max} 350 bar (5100 PSI)

- » Přímou řízený šoupátkový rozváděč, elektromagneticky ovládaný, s montážním obrazcem tělesa podle norem ISO 4401, DIN 24340 (CETOP 03)
- » Vysoký přenašený hydraulický výkon, maximální tlak 350 bar, nízké tlakové ztráty
- » Pětikomorové provedení tělesa ventilu se sníženou závislostí hydraulického výkonu na viskozitě pracovní kapaliny
- » Snadno zaměnitelné cívky elektromagnetu s možností jejich polohování otáčením 360° kolem osy

Obr. 10.5 Náhled na titulní stranu rozváděče RPE3-06 firmy Argo-Hytos [37]

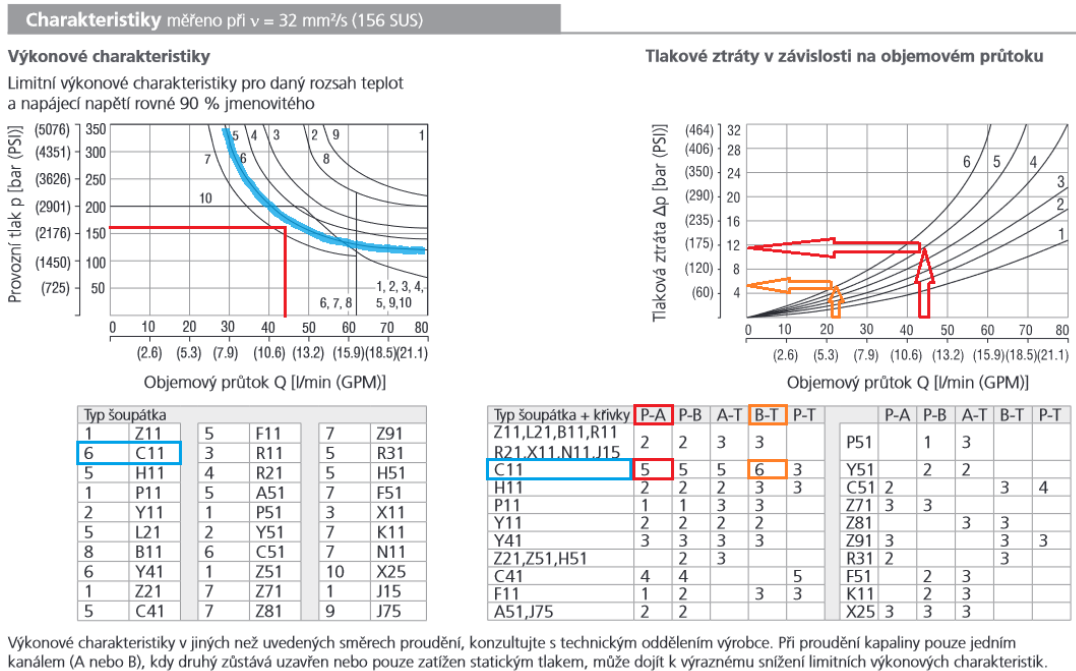
Předběžně volíme rozváděč typu RPE3-06, který je vhodný pro tlak až 35 MPa, maximální průtok $80 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, světlost (průměr přípojovacích kanálů) je 6 mm. Volbu rozváděče je třeba překontrolovat z hlediska výkonu a následně zjistit tlakovou ztrátu na rozváděči.

Nejprve je třeba zvolit správný typ šoupátka. Dle schématu na Obr. 10.1 má být ve střední poloze propojen port P s portem T. Porty A a B mají být uzavřeny. Tomu odpovídá šoupátko s označením C11 Obr. 10.6.

| Označení | Symbol | Mezipolohy | Označení | Symbol | Mezipolohy | Označení | Symbol | Mezipolohy |
|------------|--------|------------|----------|--------|------------|----------|--------|------------|
| Z11 | | | R11 | | | Z11 | | |
| C11 | | | R21 | | | X11 | | |
| H11 | | | A51 | | | C11 | | |
| P11 | | | P51 | | | H11 | | |
| Y11 | | | Y51 | | | K11 | | |
| L21 | | | C51 | | | N11 | | |
| B11 | | | Z51 | | | F11 | | |
| Y41 | | | Z71 | | | X25 | | |
| Z21 | | | Z81 | | | J15 | | |
| C41 | | | Z91 | | | J75 | | |
| F11 | | | R31 | | | | | |
| | | | H51 | | | | | |
| | | | F51 | | | | | |

Obr. 10.6 Možné provedení šoupátek rozváděče RPE3-06 firmy Argo-Hytos [37]

Nyní můžeme překontrolovat, zda rozváděč vyhovuje z výkonového hlediska. Průsečík maximálního tlaku a průtoku musí ležet vlevo dole od výkonové charakteristiky (v tomto případě charakteristiky číslo 6 – vyznačené modře) příslušného typu šoupátka, viz Obr. 10.7 (vlevo). Pokud by byl průsečík nad charakteristikou, bylo by nutné zvolit rozváděč větší velikosti (pozn. charakteristiky vyjadřují limitní možnosti elektromagnetů pro přestavení šoupátka).



Obr. 10.7 Výkonová charakteristika a určení tlakové ztráty na rozváděči RPE3-06 firmy Argo-Hytos [37]

Pokud rozváděč vyhovuje z výkonového hlediska, můžeme přikročit ke zjištění tlakových ztrát Obr. 10.7 (vpravo). Při vysouvání pístnice hydromotoru proudí kapalina přes rozváděč ve směru (P → A) a současně ve směru (B → T). Tlakovou ztrátu zjistíme z příslušných charakteristik pro šoupátko typu C11 a průtok rozváděčem. Při průtoku (P → A) o velikosti $Q_{Gs} = 44,84 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ vzniká tlaková ztráta cca $\Delta p_{RPA} = 1,2 \text{ MPa} = 12 \text{ bar}$ (znázorněno červeně). Při průtoku (B → T) o velikosti $Q_3 = 22,8 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ z výstupu hydromotoru a vzniká tlaková ztráta přibližně $\Delta p_{RBT} = 0,5 \text{ MPa} = 5 \text{ bar}$ (znázorněno oranžově).

Po volbě rozváděče je možno zvolit další prvky. Pokud je budeme skládat na sebe do ventilového bloku, je nutné volit stejnou velikost, která je dána světlostí rozváděče, v tomto případě tedy 6 mm.

Jednosměrný ventil

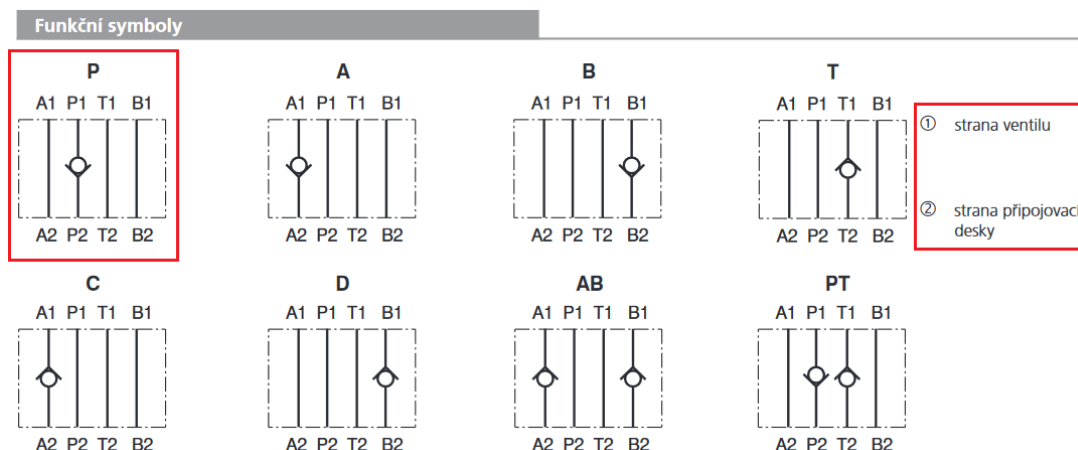
Jednosměrný ventil MVJ3-06 od firmy Argo-Hytos Obr. 10.8 ve světlosti 6 mm je konstruován pro tlaky až 35 MPa a průtoky do $50 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, což nám vyhovuje.

Technické parametry


- › Jednosměrný ventil sedlové konstrukce vestavěný do modulové desky s montážním obrazcem podle norem ISO 4401, DIN 24340 (CETOP 02)
- › Modulové provedení pro vertikální sdrůžování
- › Kvalitní materiál sedla a kalená kuželka zvyšují odolnost proti znečišťujícím částicím
- › Nízké objemové ztráty, dlouhá životnost i při vysoké frekvenci přestavování
- › Vysoký objemový průtok
- › Volitelná tuhost pružiny pro nastavení otvíracího tlaku ventilu a tlakové zpětné větvi
- › Ve standardním provedení je těleso ventilu fosfátováno

Obr. 10.8 Náhled na základní informace jednosměrného ventilu MVJ3-06 firmy Argo-Hytos [38]

Dále je třeba zvolit správné provedení (umístění a směr proudění) jednosměrného ventilu Obr. 10.9. V tomto případě potřebujeme, aby byl ventil umístěn v kanále P a umožňoval proudění ve směru z P2 (strana připojovací desky – přívod z hydrogenerátoru) do P1 (strana ventilu – rozváděče).

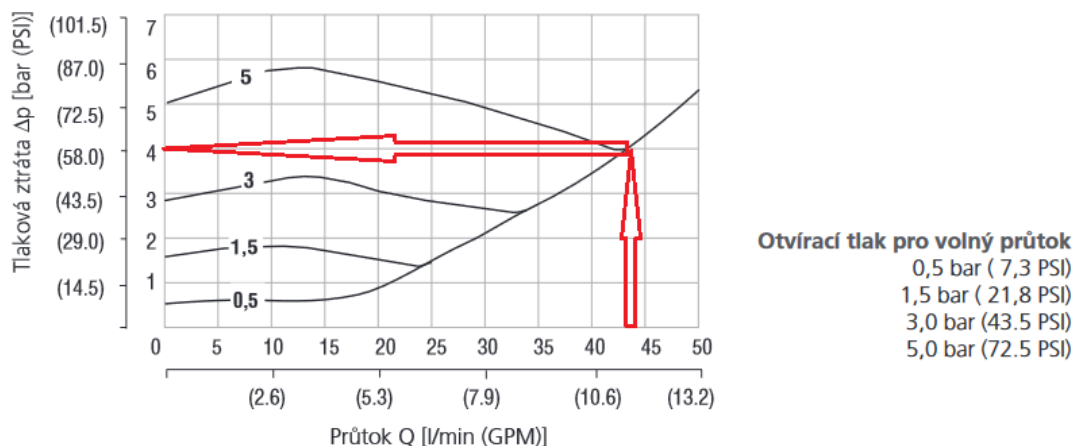


Obr. 10.9 Možná provedení jednosměrného ventilu MVJ3-06 firmy Argo-Hytos [38]

Jednosměrný ventil je možné volit v provedení s různým otvíracím tlakem (předpětím pružiny). V našem případě není vyžadováno předpětí, proto pro variantu ventilu s nejmenším předpětím odečteme tlakovou ztrátu z charakteristiky s označením 0,5 na Obr. 10.10. Tlaková ztráta na jednosměrném ventilu je tedy přibližně $\Delta p_{JV} = 0,4 \text{ MPa} = 4 \text{ bar}$.

Charakteristiky měřeno při $v = 32 \text{ mm}^2/\text{s}$ (156 SUS)

Tlakové ztráty v závislosti na průtoku



Obr. 10.10 Určení tlakové ztráty na jednosměrném ventilu MVJ3-06 firmy Argo-Hytos [38]

Pojistný ventil

Rovněž u pojistného se při volbě primárně řídíme maximálním dovoleným pracovním tlakem a maximálním průtokem. V našem případě je potřeba volit světlost pojistného ventilu 6 mm. Firma Argo-Hytos nabízí např. pojistné ventily VPP1-06 Obr. 10.11, které je možné objednat v provedení pro montáž do samostatného bloku, pro montáž do potrubí, nebo s tělesem pro montáž na desku.



Tlakový přepouštěcí ventil, přímo řízený
VPP1-06(10) M28x1,5 / M35x1,5 • Q_{max} 50 l/min (13 GPM) / 120 l/min (32 GPM) • p_{max} 320 bar (4600 PSI)

Technické parametry

- › Vynikající stabilita v celém rozsahu průtoku s rychlou odezvou na změny dynamického tlaku
- › Nízká hystereze, přesné řízení tlaku a nízké tlakové ztráty
- › Velký rozsah tlaku až do 320 bar
- › Precizně vyrobené a kalené klíčové dílce
- › Kvalitní materiál sedla a kalená kuželka zvyšují odolnost proti znečišťujícím částicím
- › Nízké objemové ztráty, dlouhá životnost i při vysoké frekvenci přestavování
- › Nastavování otvíracího tlaku šroubem s vnitřním 6HR nebo otočnou rukojetí
- › Ve standardním provedení je vestavný ventil černěn a těleso ventilu fosfátováno

Popis funkce

Vestavný tlakový přepouštěcí ventil, přímo řízený, je určen k nastavení maximálního tlaku v obvodu a ochraně běžných hydraulických obvodů proti přetížení. Kalená kuželka je tlačena k těsnící hraně sedla silou pružiny. V základní poloze je ventil uzavřen. Překročí-li tlak v obvodu hodnotu otvíracího tlaku, nastavenou stlačením pružiny, kuželka se tlakem kapaliny vysune ze sedla a kapalina může odtékat zpět do nádrže. Po poklesu tlaku se ventil opět uzavře.

Symbol

Dn 06

Obr. 10.11 Náhled na základní informace pojistného ventilu VPP1-06 firmy Argo-Hytos [39]

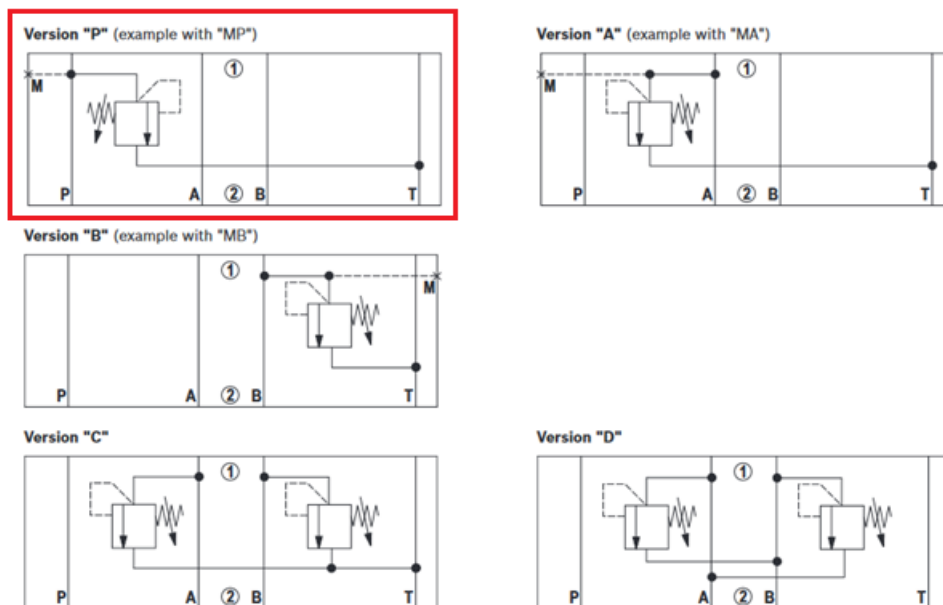
I v případě pojistného ventilu pro montáž na desku je možno realizovat více zapojení pojistného ventilu mezi jednotlivými kanály. Níže je uveden příklad katalogového listu pojistných ventilů od firmy Bosch Rexroth Obr. 10.12. Při porovnání dvou produktů stejné světlosti (Argo-Hytos a Bosch Rexroth) je možno si povšimnout, že jsou zde rozdíly ve velikosti maximálního průtoku.



Obr. 10.12 Náhled na základní informace pojistného ventilu ZDBD firmy Bosch Rexroth [40]

V našem případě volíme variantu „P“ Obr. 10.13, kde je tlak snímán v kanále P. V případě že tento tlak naroste na hodnotu větší, než je na ventilu nastavená (tlak p_{PV}), přepustí kapalinu do odpadního kanálu T.

Symbols (① = component side, ② = plate side)



Obr. 10.13 Provedení pojistných ventilů ZDBD firmy Bosch Rexroth [40]

Na pojistném ventilu se nebude určovat tlaková ztráta, jelikož při vysouvání pístnice bude pojistný ventil uzavřen (bez průtoku).

Filtr

Posledním prvkem, který je potřeba zvolit, je filtr. Ten je dle schématu umístěn do zpětného (odpadního) vedení, budeme tedy volit tzv. zpětný neboli nízkotlaký filtr. Tyto filtry je možno zabudovat do vedení, nebo je umístit (namontovat do víka nádrže). Zvolíme tedy např. variantu filtru pro montáž do víka nádrže. Na Obr. 10.14 je náhled do katalogu nízkotlakých filtrů od firmy Argo-Hytos. Filtr musí být schopen propustit celý průtok Q_{Gs} z hydrogenerátoru. Dalšími parametry pro výběr filtru je filtrační schopnost, materiál filtrační vložky, provedení filtru (s obtokem, s měřením tlakového spádu, se signalizací zanesení filtrační vložky atd.) Způsob volby filtru není cílem tohoto výpočtu, zvolíme tedy například filtr E 072-168, který obsahuje filtrační vložku 16EX2, která propustí až $70 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a při zanesení filtrační vložky kapalina protéká obtokem přes jednosměrný ventil. Filtr je možno dále osadit tlakoměrem pro signalizaci zanesení. Pro tento filtr následně lze z charakteristiky č. 3 Obr. 10.15 odečíst tlakovou ztrátu na filtru, již hodnota je přibližně $\Delta p_F = 0,4 \text{ MPa} = 4 \text{ bar}$.

ARGO
HYTOS

Zpětné filtry

E 043 · E 072

pro vestavbu do víka nádrže · přípojovací závit do G $\frac{3}{4}$ / -12 SAE · jmenovitý průtok do 70 l/min / 18.5 GPM



Popis

Použití

Ve zpětné větvi hydraulického okruhu.

Funkce

Ochrana správné funkce zařízení:

Díky filtračním vložkám je, i při maximálním průtoku, zajištěno splnění náročných požadavků na třídu čistoty.

Ochrana zařízení před funkčními poruchami:

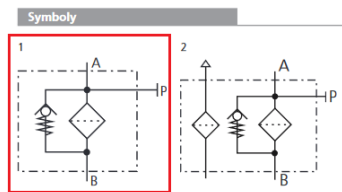
Díky filtraci kapaliny ve zpětném potrubí jsou především části čerpadla chráněny před hrubými nečistotami, které zůstaly v systému z výroby nebo po opravě, nebo se dostaly do systému při plnění olejem.

Konstrukční specifikace

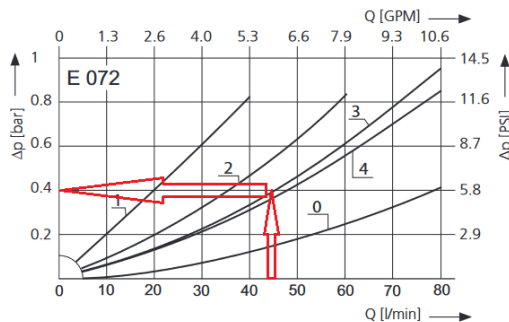
- › Obtokový ventil (volitelně):
Umístění ventilu v přívodu sání zabraňuje vniknutí odfiltrovaných nečistot na stranu čistého oleje v případě, že dojde k otevření obtokového ventilu.
- › Těleso filtru:
při údržbě se tahem vyjme těleso filtru spolu s filtrační vložkou. Tím se zabrání tomu, aby se nečistoty, zachycené ve vložce, dostaly zpět do nádrže.
- › Prodlužovací trubka:
správně zvolená délka prodlužovací trubky zajišťuje výstup oleje pod minimální hladinou oleje a zamezuje vzniku pěny.

Obr. 10.14 Náhled na základní informace nízkotlakého filtru E 072 firmy Argo-Hytos [41]

| Přehled typů | | | | | | | | | |
|--------------|-------|----------------------|----------------|--------------|-------------------|-------------|----------------------------------|-------------|-----------------------|
| Typ č. | l/min | | | g | bar | | | | kg |
| | | Improvizovaný pístek | Tlaková ztráta | Dřevěná č. 1 | Kapacita namožení | Připojení A | Odvětrací / zábr. odboč. ventily | Sybnat | Výhled filtrů / nádob |
| E 043-156' | 25 | D1/1 | 10EX2 | 6,1 | G½ | 2,5 | 2 | V3.0510-56 | 0,6 |
| E 043-166' | 25 | D1/1 | 10EX2 | 6,1 | G½ | 2,5 | 1 | V3.0510-56 | 0,6 |
| E 043-158' | 35 | D1/2 | 16EX2 | 6,1 | G½ | 2,5 | 2 | V3.0510-58 | 0,6 |
| E 043-168' | 35 | D1/2 | 16EX2 | 6,1 | G½ | 2,5 | 1 | V3.0510-58 | 0,6 |
| E 043-151 | 30 | D1/3 | 30P | 4,0 | G½ | 1,5 | 2 | P3.0510-51 | 0,6 |
| E 043-161 | 30 | D1/3 | 30P | 4,0 | G½ | 1,5 | 1 | P3.0510-51 | 0,6 |
| E 072-153 | 25 | D2/1 | 5EX2 | 7,7 | G¼ | 2,5 | 2 | V3.0520-53 | 0,8 |
| E 072-163 | 25 | D2/1 | 5EX2 | 7,7 | G¼ | 2,5 | 1 | V3.0520-53 | 0,8 |
| E 072-156' | 50 | D2/2 | 10EX2 | 13 | G¼ | 2,5 | 2 | V3.0520-56 | 0,8 |
| E 072-166' | 50 | D2/2 | 10EX2 | 13 | G¼ | 2,5 | 1 | V3.0520-56 | 0,8 |
| E 072-158' | 70 | D2/3 | 16EX2 | 13 | G¼ | 2,5 | 2 | V3.0520-58 | 0,8 |
| E 072-168' | 70 | D2/3 | 16EX2 | 13 | G¼ | 2,5 | 1 | V3.0520-58 | 0,8 |
| E 072-151 | 50 | D2/4 | 30P | 6,6 | G¼ | 1,5 | 2 | P3.0520-51' | 0,8 |
| E 072-161 | 50 | D2/4 | 30P | 6,6 | G¼ | 1,5 | 1 | P3.0520-51' | 0,8 |



D2 Tlaková ztráta jako funkce objemového průtoku při viskozitě $\nu = 35 \text{ mm}^2/\text{s} / 162 \text{ SUS}$ ($0 =$ těleso je prázdné)



Obr. 10.15 Určení tlakové ztráty na nízkotlakém filtru E 072 firmy Argo-Hytos [41]

Celková tlaková ztráta

Celkovou tlakovou ztrátu při vysouvání pístnice hydromotoru lze určit sečtením všech dílčích ztrát ve vedení a hydraulických prvcích obvodu, viz Tab 10.6.

Tab 10.6 Určení celkové tlakové ztráty při vysouvání pístnice hydromotoru

| Prvek | Označení | Tlaková ztráta | |
|-------------------------------|--------------------------------|----------------|--------------|
| | | [MPa] | [bar] |
| Tlakové potrubí č.1 | Δp_{t1} | 0,059 | 0,59 |
| Tlakové potrubí č.2 | Δp_{t2} | 0,059 | 0,59 |
| Tlakové potrubí č.3 | Δp_{t3} | 0,03 | 0,3 |
| Nízkotlaké potrubí č.4 | Δp_{n4} | 0,006 | 0,06 |
| Rozváděč RPE3-06 (P → A) | Δp_{rPA} | 1,2 | 12 |
| Rozváděč RPE3-06 (B → T) | Δp_{rBT} | 0,5 | 5 |
| Jednosměrný ventil MVJ3-06 | Δp_{JV} | 0,4 | 4 |
| Nízkotlaký filtr E 072-168 | Δp_F | 0,4 | 4 |
| Celková tlaková ztráta | Δp_C | 2,654 | 26,54 |

Tlak potřebný pro překonání zátěže byl vypočten dle rovnice (10.5) jako $p_{1s} = 11,39 \text{ MPa}$. Po přičtení celkových tlakových ztrát, lze určit celkový tlak p_C v systému:

$$p_C = p_{1s} + \Delta p_C = 11,39 + 2,65 = 14,04 \text{ MPa} . \quad (10.31)$$

Celkový tlak p_C musí být menší než tlak p_{PV} nastavený na pojistném ventilu:

$$\begin{aligned} p_C &< p_{PV}, \\ 14,04 &< 16 \end{aligned} \tag{10.32}$$

Podmínka je splněna, navíc máme ještě 1,96 MPa tlakovou rezervu.

11. Základy pneumatických mechanismů

Pneumatické mechanismy patří spolu s hydraulickými do skupiny tekutinových mechanismů. Nositelem energie je v tomto případě nejčastěji tlakový vzduch. Podle druhu využití energie lze pneumatické mechanismy rozdělit na pneumostatické (využívají tlakovou energii) a pneumodynamické mechanismy (využívají kinetickou energii vzduchu). Vzhledem k tomu, že pneumodynamických strojů je naprosté minimum a převažují tedy stroje a mechanismy pneumostatické, označujeme je zjednodušeně jako pneumatické mechanismy.

Na úvod je možno zmínit následující výhody a nevýhody pneumatických mechanismů, jak jsou uvedeny např v [42].

Výhody pneumatických mechanismů:

- čistota provozu,
- možnost práce v prostředí s nebezpečím výbuchu nebo pod vodou,
- možnost práce ve velkém rozmezí teplot,
- velká rychlost vykonávaných pohybů,
- snadná rychlostní, otáčková, silová a výkonová regulace jednoduchými prostředky a možnost automatizace,
- snadná montáž a údržba bez nároků na zvláštní kvalifikaci,
- jednoduchá, technicky nenáročná a tedy levná výroba prvků,
- rozvod vzduchu jedním vodičem,
- přetížitelnost motorů bez poškození a energetických ztrát.

Nevýhody pneumatických mechanismů:

- nízká účinnost - stlačený vzduch je nejdražší energie,
- malá tuhost mechanismu,
- hlučnost - expanze vzduchu na výstupu z pneumomotoru,
- malý pracovní tlak – malé síly a výkony.

Pneumatické mechanismy mají společný fyzikální základ jako hydraulické mechanismy, proto i funkce a konstrukce jednotlivých prvků systému jsou velmi podobné. Nutno však podotknout, že vzhledem k vlastnostem vzduchu lze mezi hydraulikou a pneumatikou najít řadu rozdílů. V této části skript budou shrnuty základy konstrukce pneumatických prvků a skladba systému.

Jak již bylo zmíněno, rozdíly jsou způsobeny rozdíly mezi vlastnostmi kapalin a plynů, a to především stlačitelností vzduchu. Ta následně ovlivňuje především některé výpočty systému. Závislost objemu na tlaku a teplotě lze vyjádřit stavovou rovnicí ideálního plynu:

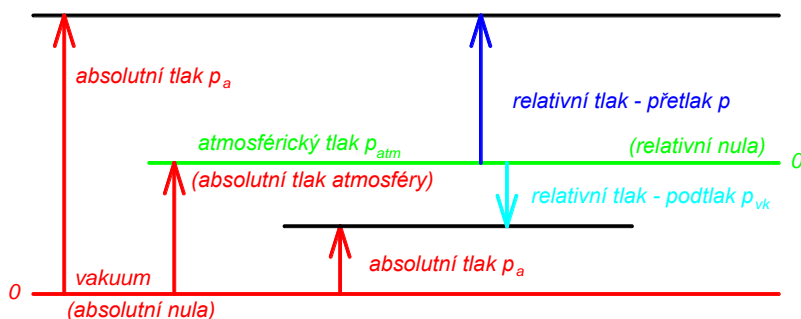
(11.1)

$$p_a \cdot V = m \cdot r \cdot T,$$

kde p_a [Pa] je absolutní tlak, V [m³] objem plynu, T [K] termodynamická (absolutní) teplota, m [kg] hmotnost plynu a r [J · kg⁻¹ · K⁻¹] je měrná plynová konstanta, pro vzduch $r = 286,9 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

Vzduch je samozřejmě směs reálných plynů, pro zjednodušení a s dostatečnou přesností lze ale pro základní výpočty vycházet z výše uvedené rovnice pro ideální plyn.

V oblasti pneumatických mechanismů je třeba si uvědomit, že tlak vzduchu lze definovat buď v absolutní, nebo relativní podobě. Záleží na tom, zda danou hodnotu vztahujeme k vakuu (absolutní nula), nebo k atmosférickému tlaku (relativní nula). Do termodynamických výpočtů (vycházejících ze stavové rovnice) se dosazuje vždy tlak absolutní, zatímco v parametrických výpočtech pneumatických mechanismů (jako výpočet velikosti pístu pneumomotoru) se nejčastěji počítá s přetlakem a u vakuových mechanismů s podtlakem.



Obr. 11.1 Absolutní a relativní tlak [43]

Normální (normalizovaný) stav vzduchu

Vzhledem k tomu, že objem a tedy i objemová průtok vzduchu závisí na ostatních stavových veličinách (p , T), je třeba uvádět při jakých podmínkách platí uvedená hodnota, nebo se objem (průtok) uvádí za tzv. normálních podmínek. Pro technické výpočty se nejčastěji používá technický normální stav, kde normální tlak má hodnotu $p_n = 1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ a teplota $T = 293,15 \text{ K}$.

Zápis jednotky objemu či průtoku přepočteného na normální stav lze provést několika způsoby. Jedním z nich je přidání indexu „n“ k jednotce objemu, tedy např. m_n³ nebo dm_n³ · min⁻¹. Druhý způsob, se kterým se lze setkat je přidání velkého „N“ před jednotku, tedy Nm³ nebo Ndm³ · min⁻¹, což může být zavádějící.

V současné době platí normy ISO/DIS5598 [44] a JISB0142 [45], které stanoví povinnost uvádět „ANR“ za jednotku objemu či průtoku. Písmena ANR znamenají „atmospheric normal reference“, tedy normální atmosférické podmínky. Ty jsou v příslušných normách definovány jako teplota 20 °C, tlak 1 013 mbar a relativní vlhkost 65 %. Příklad zápisu jednotky je následující: m³(ANR), dm³/min(ANR) [46].

11.1 Výroba, úprava a rozvod stlačeného vzduchu

Na úvod je třeba zmínit alespoň v krátkosti výrobu, rozvod a úpravu stlačeného vzduchu. Stlačený vzduch je z atmosférického vyráběn pomocí kompresorů. Podle způsobu činnosti můžeme kompresory rozdělit na stroje pracující na objemovém a rychlostním principu.

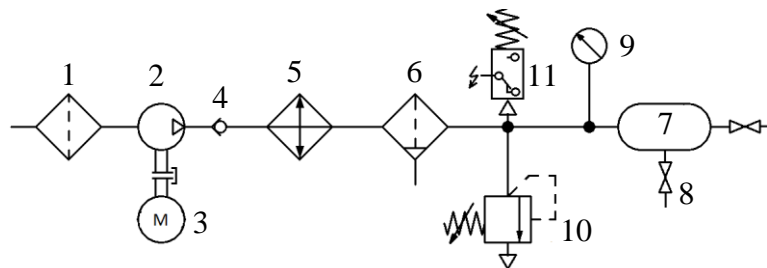
Objemové kompresory

Výkonnost (množství vzduchu, které projde výtlačným hrdlem za jednotku času, přepočtené na normální podmínky) se pohybuje přibližně v rozmezí $(10 \div 1\,500) \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}(\text{ANR})$, tlak $(0,6 \div 1) \text{ MPa}$ v případě jednostupňových kompresorů, u dvoustupňových až 2 MPa . Běžně používanými typy jsou například pístové kompresory (jedno a dvoustupňové), membránové a šroubové.

Turbokompresory

Jedná se o lopatkové stroje axiální nebo radiální konstrukce lopatek. Používají se v centrálních kompresorových stanicích velkých průmyslových komplexů. Jejich výkonnost je v rozmezí $(10^4 \div 10^6) \text{ m}^3\text{h}^{-1}(\text{ANR})$, tlak $(1 \div 2) \text{ MPa}$.

Kompresor slouží k výrobě stlačeného vzduchu, ale je třeba aby byl doplněn o další prvky, se kterými tvoří tzv. **kompresorovou stanici** Obr. 11.2. Typická skladba kompresorové stanice je následující:



Obr. 11.2 Kompresorová stanice

*1 – filtr, 2 – kompresor, 3 – elektromotor, 4 – jednosměrný ventil, 5 – chladič,
6 – odlučovač kondenzátu, 7 – vzdušník, 8 – uzavírací ventil, 9 – kontrolní tlakoměr,
10 – pojistný ventil, 11 – tlakový spínač*

Filtr 1 zabraňuje vnikání nečistot do kompresoru 2. Kompresor bývá poháněn elektromotorem 3, případně motorem spalovacím u mobilních stavebních kompresorů, nebo v případě dopravních prostředků. Při kompresi se vzduch zahřívá, proto je nutné chlazení 5 např. pomocí žebrování na hlavě a válci kompresoru a na výtlačném potrubí, u větších kompresorů se využívá vodní chlazení. Po ochlazení je nutné ze vzduchu odloučit a vypustit kondenzát, pozice 6. Jednosměrný ventil 4 zabraňuje zpětnému proudění při vypnutí kompresoru. Vzhledem k výkyvům v odběru vzduchu je nezbytné do systému zařadit vzdušník 7. Ten slouží jako zásobník tlakového vzduchu a vyrovnává i zmíněné výkyvy. Dochází zde rovněž k dochlazení vzduchu po kompresi, přičemž může dojít ke kondenzaci páry obsažené ve vzduchu. Pro vypouštění kondenzátu musí být vzdušník vybaven ventilem 8 pro ruční či automatické vypouštění kondenzátu. Na vzdušníku musí být kontrolní tlakoměr 9 a nezbytným bezpečnostním prvkem je pojistný ventil 10. Pokud správně funguje regulace systému (např. pomocí tlakového spínače 11), je pojistný ventil trvale zavřen a slouží opravdu pouze jako pojistka pro případ selhání tlakového spínače či jiného regulačního prvku.

Regulace množství dodávaného vzduchu probíhá dle konstrukce a aplikace kompresoru nejčastěji následujícími způsoby [42]:

Start-stop regulace – po dosažení maximálního tlaku ve vzdušníku dojde k vypnutí pohonu kompresoru nebo jeho odpojení pomocí spojky. Po odběru a poklesu tlaku na spodní hranici

tlaku nastavené na tlakovém spínači se pohon znovu sepne a kompresor doplní vzdušník opět na maximální tlak.

Regulace otáček – dodávané množství lze regulovat plynulou či stupňovitou změnou otáček kompresoru.

Regulace odfukem za kompresorem – používá se tam, kde je kompresor trvale spojen s pohonem a nelze primárně využít jinou regulaci, jako je tomu např. u nákladních automobilů, autobusů a dalších dopravních prostředků. V tomto případě kompresor dodává vzduch nepřetržitě a přebytečné množství je za kompresorem vypouštěno zpět do atmosféry.

Požadavky na čistotu vzduchu

Čistota vzduchu je definována normou ISO 8573-1 [47]. Pro běžné pneumatické mechanismy je dostačující třída 4, případně 5. Pro některé aplikace jako je např. užití vzduchu v lakovnách je však třeba lepší kvalita. Pokud pro daný případ nevyhovuje kvalita některého z parametrů v „řádku“, je možno třídy kombinovat a definovat přesněji, např. 2:4:3, třída 2 potom platí pro pevné částice, 4 pro obsah vody a 3 pro obsah oleje.

Tab 11.1 Čistota vzduchu dle ISO 8573-1

| Třída | Mechanické částice | | Obsah vody | Obsah oleje |
|-------|------------------------------|--|--------------------------------|---|
| | max. velikost částic [μm] | max. koncentrace částic [mg · m ⁻³] | max. tlakový rosný bod [°C] | max. koncentrace oleje [mg · m ⁻³] |
| 1 | 0,1 | 0,1 | -70 | 0,01 |
| 2 | 1 | 1 | -40 | 0,1 |
| 3 | 5 | 5 | -20 | 1 |
| 4 | 15 | 8 | +3 | 5 |
| 5 | 40 | 10 | +7 | 25 |
| 6 | - | - | +10 | - |

Pro zajištění potřebné čistoty vzduchu je třeba vzduch filtrovat, a to v první řadě hrubším filtrem na sání kompresoru a dále na výstupu z kompresoru a vždy na vstupu do pracovního mechanismu. Dále je třeba stlačený vzduch zbavit vlhkosti a případně přimazat.

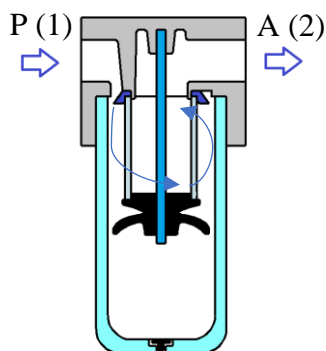
Vysušení vzduchu (odstranění vodní páry), nebo též snížení rosného bodu, lze provést několika způsoby. Jedním z nich je **vysoušení chlazením**. Stlačený vzduch je po kompresi ochlazen, čímž dojde k vysrážení vodní páry. Další způsob je **adsorpční sušení**. Adsorpce – vázání vody na povrch látky. Vlhkost je zachycována kapilárním způsobem – fyzikální princip vysoušení. Zjednodušeně řečeno, parní částice se zachytí v pórech vysoušedla,

tzv. desikantu. Vysoušedlo je nutno po zahlcení zbavit vlhkosti, tzv. regenerovat, teplým vzduchem. Proto jsou adsorbční sušičky konstruovány dvoukomorově – v jedné komoře se vysouší vzduch, druhá regeneruje. Dále lze jmenovat **absorpční vysoušení**. V tomto případě se vlhkost na desikant váže chemicky. Desikant je nutno po určité době vyměnit.

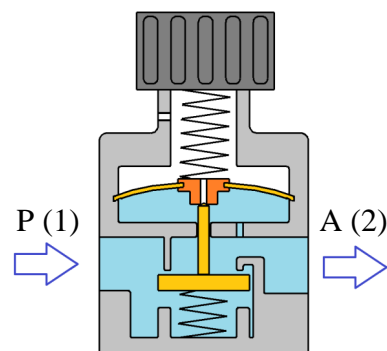
I po vysoušení ale může vzduch obsahovat menší množství vodní páry, která může v rozvedech kondenzovat. Proti vniknutí vlhkosti v podobě kondenzátu do systému se používají odlučovače kondenzátu, které se řadí před pneumatický mechanismus. Odlučovače se často provádějí v kombinaci s filtrem v jednom tělese, Obr. 11.3. Po doplnění o redukční ventil, Obr. 11.4 získáme základní **jednotku pro úpravu vzduchu**. Ta může být představována jedním sdruženým prvkem, nebo ji lze sestavit z jednotlivých prvků. V případě, že je třeba stlačený vzduch mazat, je možno jako poslední prvek zařadit ještě maznici.

Odlučovač kondenzátu pracuje následně. Na vstupu je vzduch nucen rotovat, odstředivou silou jsou kapky kondenzátu a nečistoty vytlačeny z proudu na stěny nádoby, po kterých stéká. Kondenzát se shromažďuje ve spodní části nádoby, která je opatřena ručním nebo samočinným ventilem pro vypouštění kondenzátu. Vzduch dále prochází přes vyměnitelnou (nejčastěji plastovou) filtrační vložku, která odstraní mechanické nečistoty.

(Pozn. Odlučovač odstraní pouze z kondenzovanou vodu, nikoliv páru!)



Obr. 11.3 Filtr s odlučovačem kondenzátu



Obr. 11.4 Redukční ventil

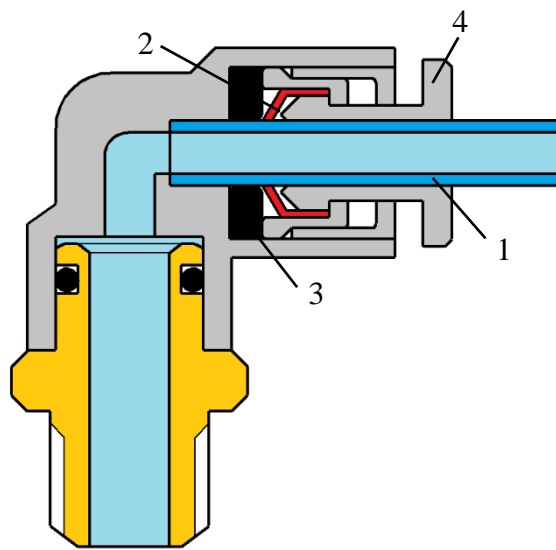
Bylo zmíněno, že jednotka pro úpravu vzduchu může obsahovat maznici (rozprašovač oleje). K tomuto několik poznámek. V současnosti se od mazání pneumatických mechanismů olejovou mlhou upouští především ze zdravotních a ekologických důvodů. To je umožněno tím, že materiály použité pro konstrukci prvků mazání nevyžadují, nebo jak je tomu např. u přímočarých a kyvných motorů, upínacích prvků, ale i rozváděčů, tyto prvky již obsahují potřebnou náplň plastického maziva. Jedinými prvky, které je olejovou mlhou nutné mazat, jsou rotační motory. I zde ale platí výjimka. Turbínové motory (lopatkové stroje), které jsou jediným představitelem pneumodynamických mechanismů, mazání nevyžadují. Další dva důležité poznatky jsou, že mazání je zaručeno do 10 m od maznice a pokud se již jednou mechanismus začne mazat, nelze již od mazání upustit.

Rozvod vzduchu

Rozvod vzduchu lze rozdělit na vnější a vnitřní rozvody po halách, které jsou často prováděny z ocelových trubek, v současné době se do popředí dostávají také vnitřní rozvody

z hliníkových profilů a z plastu. Rozvody by měly mít spád (1 ÷ 2) % směrem od vzdušníku. Tím bude zabezpečeno stékání případného kondenzátu a v nejnižším místě musí být zabezpečeno odpouštění kondenzátu. Odbočky ke spotřebičům by měly být provedeny shora potrubí, aby se zabránilo vnikání kondenzátu do obvodu spotřebiče.

Propojení jednotlivých prvků obvodu je nejčastěji realizováno plastovými hadičkami. Často jsou používány hadice z polyuretanu nebo polyamidu. Podle chemického složení mohou mít hadice různou mechanickou, chemickou nebo tepelnou odolnost, mohou být antistatické, dále jsou dodávány hadice přímo pro potravinářství atd. Hadice jsou většinou kalibrovány na vnější průměr, a to z důvodu těsnění v nástrčných šroubeních, která jsou hojně využívána pro připojení hadic k jednotlivým prvkům, Obr. 11.5. Po zasunutí hadice 1 do šroubení ji na místě drží kleština 2. Pro případ demontáže je třeba kleštinu rozevřít zatlačením na uvolňovací kroužek 4.



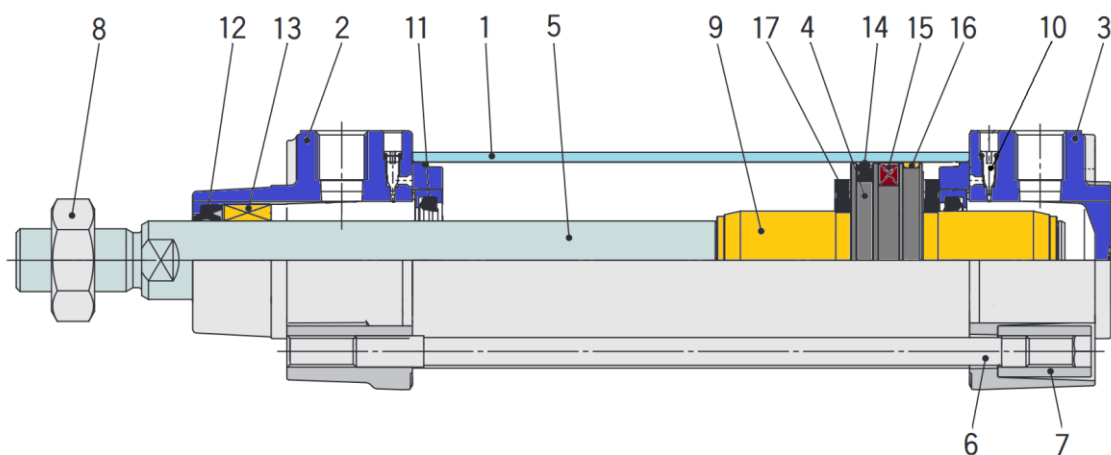
Obr. 11.5 Nástrčná spojka

1 – hadice, 2 – kleština, 3 – těsnění, 4 – uvolňovací kroužek

11.2 Pneumatické motory

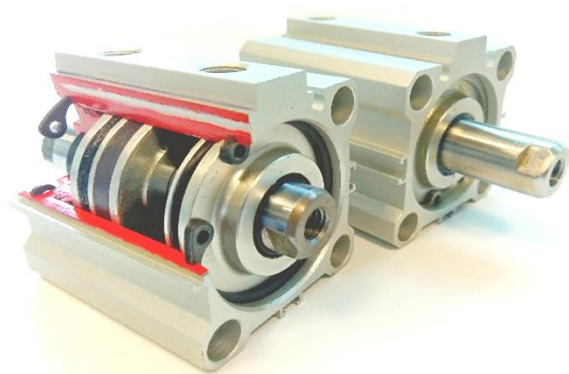
Pneumatické motory slouží k transformaci tlakové energie vzduchu na mechanickou práci. Podle pohybu výstupního prvku (hřídele, příruby) můžeme motory rozdělit na přímočaré, kyvné a rotační. Nejvíce aplikací nacházejí **pneumomotory přímočaré**, kterých výrobci nabízejí velké množství v různých provedeních a velikostech, podrobněji např v [48], [49].

Na Obr. 11.6 je uveden řez pneumatickým přímočarým motorem (válcem), který se skládá z následujících hlavních částí: 1 – trubka válce, 2 – čelo motoru (přední víko), 3 – dno motoru (zadní víko), 4 – píst (tyto části bývají vyrobeny z hliníkových slitin, trubka válce může být ocelová), 5 – pístnice, 6 - svorník, 7 – matice pro svorníky a zároveň pro upnutí motoru, 8 – matice na pístnici (tyto části jsou ocelové), 9 – tlumicí nástavec (kolík), 10 – ventil pro nastavení tlumení, 11 – těsnění tlumicího prostoru, 12 – stírací kroužek a těsnění pístnice, 13 – vedení pístnice, 14 – těsnění pístu, 15 – magnetický kroužek pro snímání polohy, 16 – vodící kroužek pístu, 17 – pryžové tlumení.



Obr. 11.6 Hlavní části pneumatického přímočarého motoru

Dle konkrétního typu pneumatického přímočarého motoru se potom mohou jednotlivé části lišit, případně nemusí být v motoru vůbec, jako např. tlumení nebo magnetický kroužek. Typů pneumatických přímočarých motorů je velké množství. V první řadě jsou to následující tři typy přímočarých motorů dle norem ISO, viz Obr. 11.7, Obr. 11.8 a Obr. 11.9.



Obr. 11.7 Kompaktní přímočaré motory dle normy ISO 21287



Obr. 11.8 Kruhové přímočaré motory dle normy ISO 6432

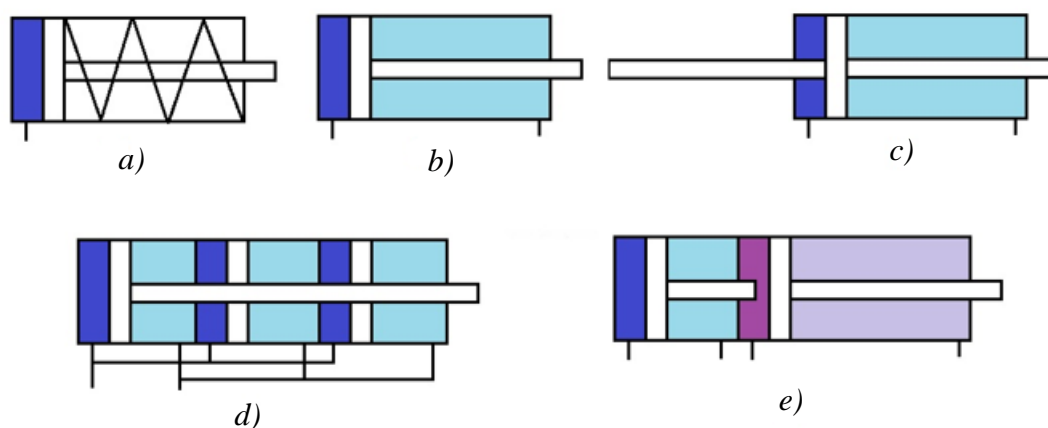


Obr. 11.9 Přímocaré motory dle normy ISO 15552

Parametry a charakteristiku normalizovaných válců lze shrnout následně.

Kruhové přímočaré motory dle normy ISO 6432 - průměr pístu ($8 \div 25$) mm a standardní zdvih ($10 \div 300$) mm, s jednostrannou či průběžnou pístnicí, do zdvihu 150 mm jsou dodávány i jako jednočinné motory s pružinou. Pokud je třeba zamezit protáčené pístnice, je možno využít provedení s nekruhovou pístnicí. Dojezd do koncové polohy je tlumen pryžovým nebo pneumatickým tlumením.

Kompaktní přímočaré motory dle normy ISO 21287 – průměr pístu ($20 \div 100$) mm, standardní zdvih ($10 \div 150$) mm. Dojezd do koncové polohy není tlumen, nebo je válec vybaven pryžovým tlumicím prvkem. V základním provedení jsou motory dodávány s jednostrannou, případně průběžnou pístnicí. Mimo to některé firmy nabízejí i další provedení jako tandemové motory pro větší sílu, vícepolohové motory, se zajištěním pístnice proti pootočení a jiné. Na Obr. 11.10 jsou schematicky naznačeny vybrané konstrukce.

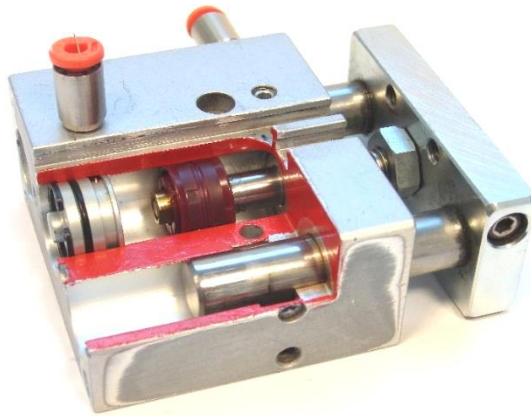


Obr. 11.10 Konstrukce přímočarých motorů

a – jednočinný s pružinou, b – dvojčinný s jednostrannou pístnicí, c – dvojčinný s průběžnou (oboustrannou) pístnicí, d – tandemový, e – třípolohový motor

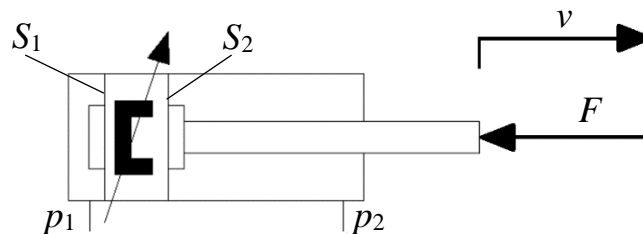
Přímočaré motory dle normy ISO 15552 – průměr pístu ($32 \div 125$) mm, zdvih až 2 m. Dodávají se v provedení s válcovou trubicí se svorníky, nebo je tělo tvořeno hliníkovým taženým profilem, ke kterému jsou víka připevněna šrouby. Stejně jako u kompaktních motorů je v nabídce řada konstrukcí, viz Obr. 11.10. Déle jsou dodávány motory se zdvojenou nebo nekruhovou pístnicí, či s brzdou pístnice pro zastavení v mezi-poloze.

Kromě normalizovaných motorů výrobci nabízejí rovněž motory miniaturní s průměrem pístu od 2,5 mm až po motory s průměrem 250 mm, motory s nekruhovým pístem, motory s vedením pístnice, se zámkami v koncových polohách atd. Ty však již nejsou normalizované. Na Obr. 11.11 je uveden příklad kompaktního motoru s vedením, které snese poměrně velké příčné, a to i rázové zatížení.



Obr. 11.11 Kompaktní motor s vedením

Na tomto místě je třeba uvést i základní výpočty. Schéma přímočarého motoru s jednostrannou pístnicí je uvedeno na Obr. 11.12.



Obr. 11.12 Schéma přímočarého pneumatického motoru

Při výpočtu velikosti motoru vyjdeme z rovnice silové rovnováhy na pístu:

$$p_1 \cdot S_1 = p_2 \cdot S_2 + F + F_{tř} , \quad (11.2)$$

kde p_1 [bar] je tlak na straně pístu, p_2 [bar] tlak na straně pístnice, S_1 [m²] plocha pístu, S_2 [m²] plocha mezikruží na straně pístnice, F [N] zatěžující síla a $F_{tř}$ [N] je třecí síla.

V rovnici (11.2) je p_1 tlak působící na plochu pístu S_1 při pohybu, tedy pracovní tlak nastavený na redukčním ventilu zmenšený o předpokládanou tlakovou ztrátu $p_1 = p - \Delta p$. Předpokládaná tlaková ztráta se volí v rozmezí $\Delta p = (0,5 \div 1)$ bar. Budeme předpokládat, že tlak na druhé straně pístu (v prostoru pístnice) $p_2 = 0$. $F_{tř}$ je třecí síla vznikající třením pístu a pístnice o těsnění. Tu je možno nahradit tak, že se zatěžující síla vynásobí koeficientem $a = (0,1 \div 0,3)$, tedy $F_{tř} = F \cdot a$. Rovnice silové rovnováhy má následně tvar:

$$(p - \Delta p) \cdot S_1 = 0 \cdot S_2 + F + F \cdot a . \quad (11.3)$$

Po úpravě:

$$(p - \Delta p) \cdot S_1 = F \cdot (1 + a) . \quad (11.4)$$

Z rovnice (11.4) se následně vyjádří potřebná plocha pístu, z ní se vypočítá průměr pístu a na základě této hodnoty se zvolí z katalogu nejbližší větší motor.

Objem vzduchu V_n potřebný pro vysunutí a zasunutí pístnice se zjistí z objemu prostoru pístu a prostoru pístnice a přepočtem na normální podmínky, tedy:

$$V_n = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} + \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \right) \cdot H \cdot \frac{p_{abs}}{p_n} \cdot 1\,000, \quad (11.5)$$

kde V_n [$\text{dm}^3(\text{ANR})$] je objem vzduchu potřebný pro vysunutí a zasunutí pístnice motoru, D [m] průměr pístu, d [m] průměr pístnice, H [m] zdvih motoru a p_{abs} [bar] je absolutní tlak stlačeného vzduchu, p_n [bar] normální tlak. Konstanta 1 000 je převod z kubických metrů na decimetry krychlové.

Uvedená rovnice se často zjednodušuje tak, že se vypočte pouze objem prostoru pístu a ten se vynásobí dvěma. Je pravda, že takto zanedbáváme odečet objemu pístnice, ale chyba je minimální. Navíc ve válci dochází k termodynamickým dějům a z tohoto důvodu ani nejsme schopni zcela přesně spotřebu vypočítat, proto je vhodné výpočet mírně nadsadit. Z provedených měření je zřejmé, že výsledky výše uvedeného zjednodušeného výpočtu jsou vyhovující.

Střední spotřebu (průtok) Q_{ns} vzduchu pro vysunutí a zasunutí pístnice a pro N cyklů za minutu lze zjistit z následující rovnice:

$$Q_{ns} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H \cdot N \cdot \frac{p_{abs}}{p_n} \cdot 1\,000, \quad (11.6)$$

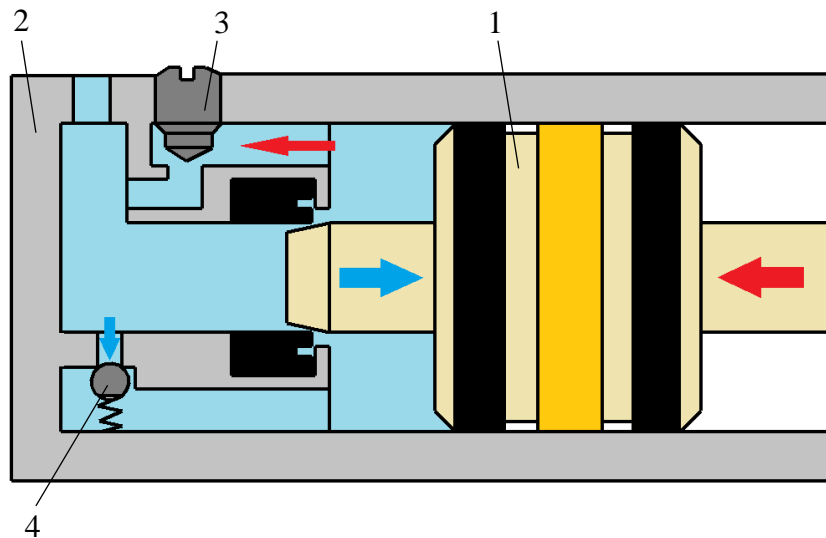
kde Q_{ns} [$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}(\text{ANR})$] je střední spotřeba vzduchu a N [-] je počet cyklů.

V případě jednočinného motoru je spotřeba poloviční. Pro dimenzování řídicích prvků je třeba zjistit **okamžitý průtok** Q_n , který musí systém propustit, aby bylo dosaženo požadované rychlosti vysouvání pístnice.

$$Q_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v \cdot \frac{p_{abs}}{p_n} \cdot 60\,000, \quad (11.7)$$

kde Q_n [$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}(\text{ANR})$] je okamžitý průtok a v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je požadovaná rychlost vysouvání pístnice.

Vzhledem k tomu, že se píst motoru může pohybovat poměrně velkou rychlostí (běžně do $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, u speciálních konstrukcí i více), mohlo by při dojezdu pístu do koncové polohy dojít k poškození motoru. Proto je nutné zajistit tlumení dojezdu. To lze realizovat např. pryžovým prvkem nebo často používaným vnitřním vzduchovým tlumením, Obr. 11.13. V poslední fázi pohybu je část vzduchu odcházející z motoru uzavřena mezi píst a víko. Takto uzavřený vzduch je vypouštěn přes škrťací ventil, kterým lze regulovat tlumení. Při pohybu pístu opačným směrem je potom vzduch přiveden do uzavřeného prostoru jednosměrným ventilem.

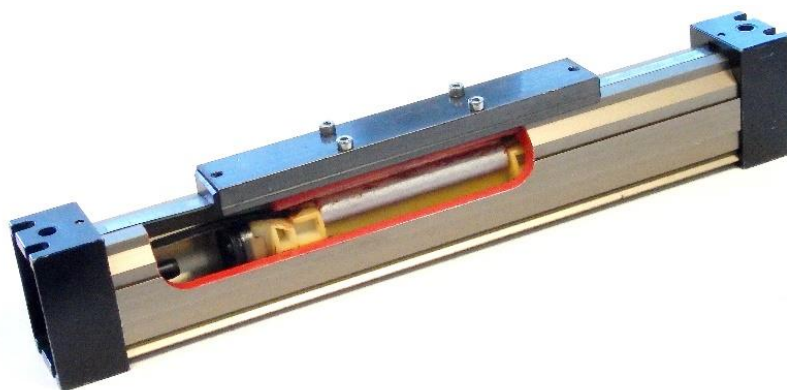


Obr. 11.13 Pneumatické tlumení

1 – píst, 2 – víko motoru, 3 – škrticí ventil, 4 – jednosměrný ventil

Pro připojení motoru k rámu mechanismu lze použít nejrůznější patky a příruby, které umožňují pevné spojení motoru a rámu pomocí šroubů, nebo může být motor uložen kyvně pomocí ok na zadním víku, případně pomocí přírub s čepy. Konec pístnice lze propojit k manipulované části mechanismu pomocí matic, nebo kyvně pomocí ok a vidlic. Přímočarý motor lze navíc vybavit brzdou pro zajištění polohy pístnice.

Dalšími typy přímočarých motorů s pístem jsou **motory bezpístnicové**. V tomto případě je výstupním prvkem příruba (jezdec), která se pohybuje po tělese pohonu. Přenos síly a pohybu z pístu na přírubu je zajištěn např. ocelovým páskem, který je veden přes dvě kladky, magneticky, kde píst a jezdec jsou vybaveny permanentními magnety, nebo mechanickým propojením, jak je uvedeno na Obr. 11.14.



Obr. 11.14 Bezpístnicový pohon

Výrobci dodávají široký sortiment těchto pohonů, které se kromě konstrukce liší také přenášenou silou a únosností vedení. Mezi nesporné výhody těchto motorů patří možnost zatížení silami a momenty ve všech třech osách. Zatížení je samozřejmě omezeno a únosnost je třeba překontrolovat výpočtem.

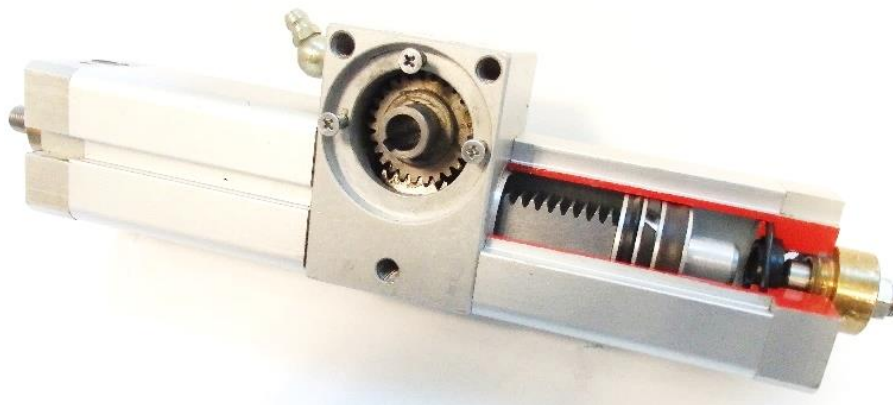
Kyvné motory

Kromě pneumatických motorů s přímočarým pohybem výstupního členu jsou využívány i motory s kyvným pohybem a rotačním pohybem výstupní hřídele. Mezi kyvné patří motory lamelové s jednou lamelou, které mohou mít úhel kyvu do 290° , nebo dvoulamelové s úhlem kyvu do 120° . Dvoulamelové motory vyvinou při stejných rozměrech dvojnásobný krouticí moment. Úhel kyvu bývá nastavitelný pomocí pevných dorazů.



Obr. 11.15 Kyvný lamelový motor

Další možností jak dosáhnout kyvný pohyb je pomocí ozubeného převodu Obr. 11.16. Přímočarý pohyb je zde transformován na rotační pomocí ozubeného hřebenu a pastorku. Volbou delšího hřebene je možno dosáhnout kyvu i většího než 360° , což je výhoda proti lamelovým motorům. Tyto konstrukce rovněž dosahují větších krouticích momentů.



Obr. 11.16 Kyvný pístový motor

Rotační motory

Rotační motory jsou využívány především v ručním nářadí jako jsou vrtačky, brusky, utahovačky a podobně. Mezi nejjednodušší a nejpoužívanější konstrukce patří motory lamelové Obr. 11.17 a zubové, nelze ale opomenout motory pístové a turbínové.



Obr. 11.17 Rotační lamelový motor

11.3 Řídicí prvky

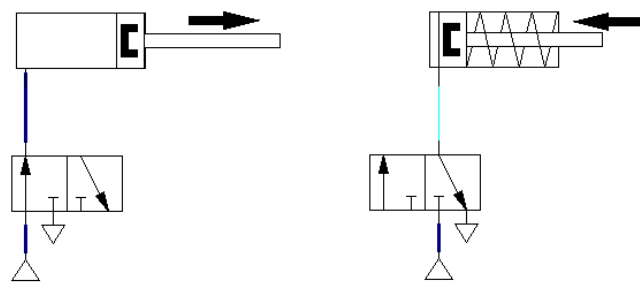
Pro zabezpečení požadovaných pohybů pneumatických motorů a správné činnosti pneumatických mechanismů jsou využívány řídicí prvky, které lze rozdělit do následujících skupin:

- prvky pro hrazení (řízení směru) proudu vzduchu - uzavírací a jednosměrné ventily, rozváděče, logické prvky,
- prvky pro řízení velikosti průtoku, resp. rychlosti pohybu - škrticí ventily,
- prvky pro řízení tlaku - redukční a pojistné ventily,
- speciální prvky - časová a tlaková relé.

Volbou vhodných prvků a správným návrhem řídicí části mechanismu lze sestavit čistě pneumatický mechanismus běžně se dvěma až třemi pneumomotory, ve složitějších případech i více. Řídicí část mechanismu s několika pneumomotory je poměrně složitá a v současné době je výhodnější používat řízení elektropneumatické pomocí programovatelných automatů. V této části se zaměříme na konstrukci a funkci jednotlivých řídicích prvků a základní pneumatické obvody, které pomocí nich lze realizovat.

11.3.1 Prvky pro hrazení (řízení směru) proudu vzduchu

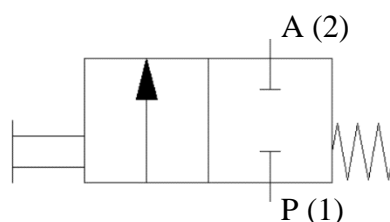
Do této kategorie patří především **rozdávěče**, které slouží k řízení směru pohybu pneumomotoru. Bez ohledu na to, jestli je mechanismus řízen mechanicky, pneumaticky, či elektrickým signálem, pak pokud pomineme prvky zdroje a úpravy vzduchu, skládá se pneumatický mechanismus vždy z minimálně dvou prvků a to z pneumomotoru a rozváděče. Ty potom musí zabezpečit pohyb v obou směrech, tedy např. jak je naznačeno na Obr. 11.18, musejí zabezpečit naplnění pracovního prostoru jednočinného pneumomotoru, což způsobí vysunutí pístnice a následně odvdzdušnění pracovního prostoru a tedy návrat pístnice do základní polohy.



Obr. 11.18 Funkce rozváděče

Rozváděče lze potom rozdělit podle počtu vstupů a výstupů, tzv. cest a podle počtu poloh, z nichž každá zabezpečuje různé propojení vstupů a výstupů. Dále se rozváděče mohou lišit v konstrukci (ventilové a šoupátkové) a podle způsobu řízení (mechanické, pneumatické, elektrické, případně jejich kombinace).

Nejjednodušší rozváděče jsou rozváděče **dvoucestné dvoupolohové (2/2)**. Tyto mají jeden vstupní port a jeden výstupní, přičemž v jedné poloze jsou oba porty uzavřeny, ve druhé jsou propojeny.

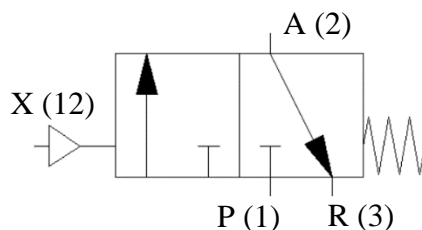


Obr. 11.19 Značka 2/2 rozváděče

Základní poloha bývá zpravidla pravá – jsou zde naznačeny vstupy a výstupy. V tomto případě je základní poloha zabezpečena pružinou, takže pokud nedojde ke stisknutí tlačítka, zůstává rozváděč v základní poloze uzavřený. To bývá v katalozích označováno jako NC (z anglického normally closed). V případě, že by byly polohy zakresleny opačně, jednalo by se o rozváděč v normální poloze otevřený (NO – normally open). V takovémto případě by byl vstup a výstup propojen a pouze při stisknutém tlačítku by došlo k přerušení dodávky stlačeného vzduchu mezi vstupem a výstupem.

Rozváděč na Obr. 11.19 a Obr. 11.20 lze označit jako monostabilní. Pružina udržuje rozváděč v základní (uzavřené) poloze. Pro udržení rozváděče v otevřené poloze je třeba trvalý řídicí signál X. Jakmile tento signál zanikne, vrací se rozváděč do základní (uzavřené) polohy.

Často používaným rozváděčem je potom třícestný dvoupolohový (3/2) v základní poloze uzavřený (NC), v tomto případě ovládaný pneumaticky, monostabilní (základní poloha vymezena pružinou).



Obr. 11.20 Značka 3/2 rozváděče

Pro správnou funkci je třeba rozváděč správně zapojit. Proto jsou všechny vstupy a výstupy rozváděčů označeny buď číselně nebo písmenem, které mají následující význam:

P (1) – tlaková přípojka (přívod stlačeného vzduchu),

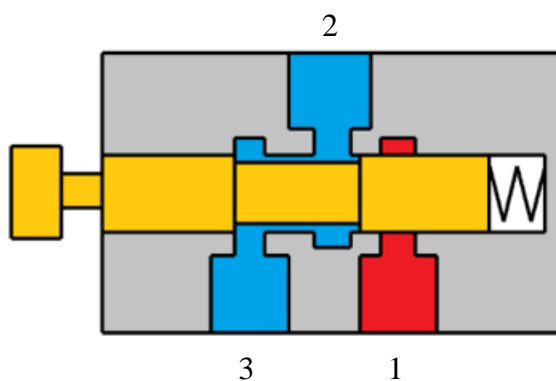
R, S, T (3, 5, 7) – výstup do atmosféry (odvzdušnění),

A, B – (2, 4) - pracovní výstupy (např. výstupy k pracovnímu prvku),

X, Y, Z (12, 14, 16) – vstup řídicího signálu (např. signál 12 umožní propojení vstupu 1 a výstupu 2).

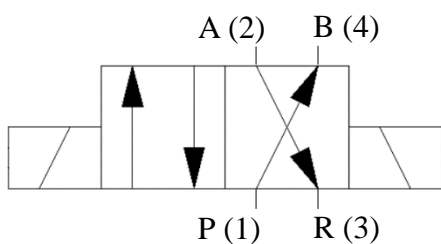
U některých logických prvků, které mají dva vstupy a jeden výstup, se lze setkat ještě s označením IN (vstup) a OUT (výstup).

3/2 rozváděče nacházejí využití jako hlavní rozváděče pro řízení jednočinných pneumomotorů, nebo pro získávání pneumatického řídicího signálu. Na Obr. 11.21 je pro příklad uveden 3/2 rozváděč ovládaný manuálně, který může sloužit jako startovací tlačítko. Pokud použijeme jiné ovládání např. narážkou nebo ramenem s kladičkou, může sloužit jako koncový spínač.

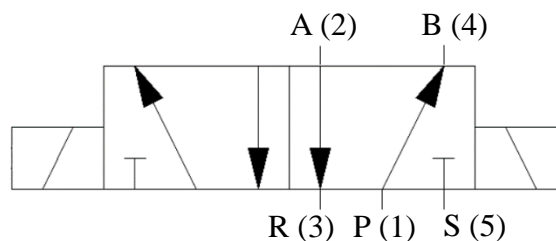


Obr. 11.21 3/2 rozváděč

Pro řízení směru pohybu dvojitých pneumomotorů je možno použít čtyřcestné dvupolohové (4/2), Obr. 11.22, nebo častěji pěticestné dvupolohové (5/2) rozváděče, Obr. 11.23. Funkce je naprosto totožná, rozdíl je pouze v konstrukci. Rozváděče 5/2 mají kromě jiného vnitřního provedení navenek pouze jeden patrný rozdíl, a to dva výstupy do atmosféry (dva oproti jednomu u 4/2).



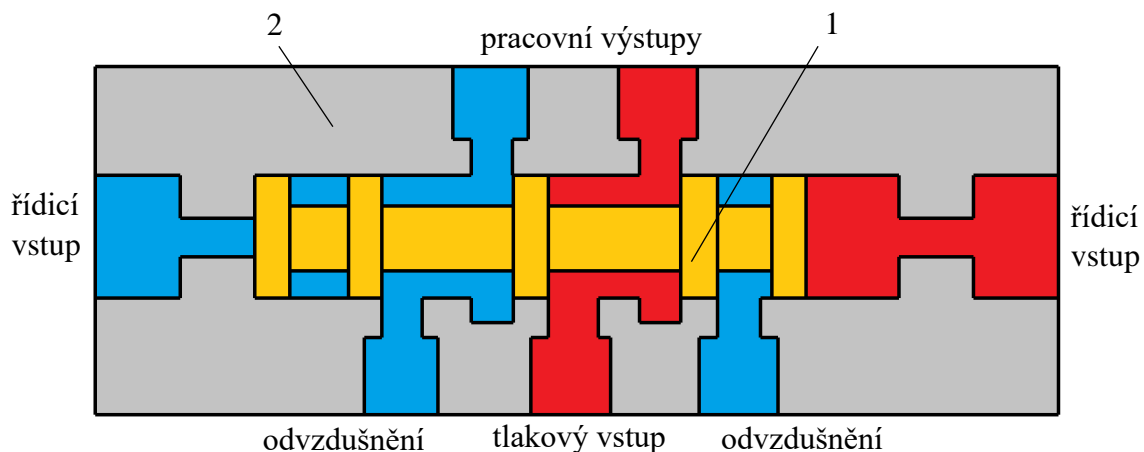
Obr. 11.22 Značka 4/2 rozváděče



Obr. 11.23 Značka 5/2 rozváděče

Rozváděče řízené z obou stran pneumaticky, elektricky příp. i mechanicky mimo pružiny lze označit jako bistabilní. U těchto rozváděčů stačí krátký impuls řídicího signálu pro přestavení rozváděče do druhé polohy, ve které setrvá do doby, kdy je přiveden signál z druhé strany. Naproti tomu, jak již bylo uvedeno, u monostabilních rozváděčů je třeba pro přestavení trvalý signál, po jeho zaniknutí se rozváděč díky pružině přestaví automaticky do základní polohy.

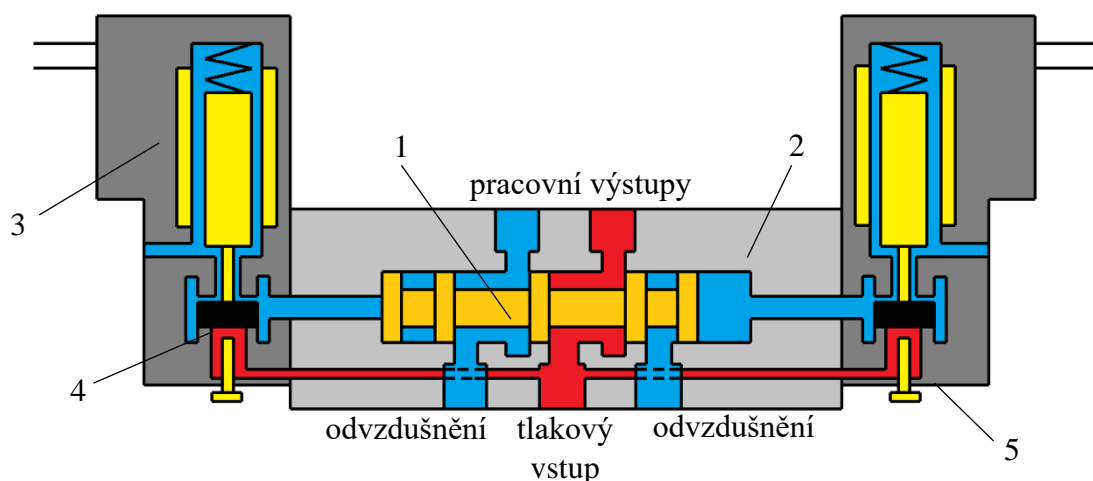
Výše bylo zmíněno ovládání manuální a mechanické, např. pomocí tlačítka nebo páky s kladičkou. V těchto případech je šoupátko přesouváno mechanickou silou. Na následujícím obrázku Obr. 11.24 je řízení pneumatické. Přesunutí šoupátka je zabezpečeno přivedením stlačeného vzduchu na příslušný řídicí vstup, vzduch potom působí na čelo šoupátka. Pohyb šoupátka je tedy zajištěn tlakovou silou.



Obr. 11.24 5/2 rozváděč pneumaticky ovládaný

1 – šoupátko, 2 – těleso ventilu

Pokud je k řízení využíván elektrický signál, je možno posuv šoupátka zabezpečit přímo elektromagnetem, nebo častěji jak je uvedeno na Obr. 11.25 lze použít dvoustupňové elektropneumatické řízení. V tomto případě elektromagnet ovládá menší řídicí ventil, který přivádí stlačený vzduch na čelo výkonového šoupátka. V případě výpadku elektrického signálu lze pilotní ventil otevřít pomocným ručním ovládním.

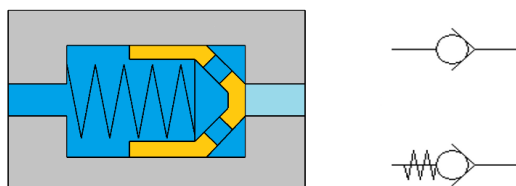


Obr. 11.25 5/2 rozváděč elektro-pneumaticky ovládaný

1 – šoupátko, 2 – těleso ventilu, 3 – elektromagnet, 4 – řídicí (pilotní) ventil, 5 – pomocné ruční ovládání

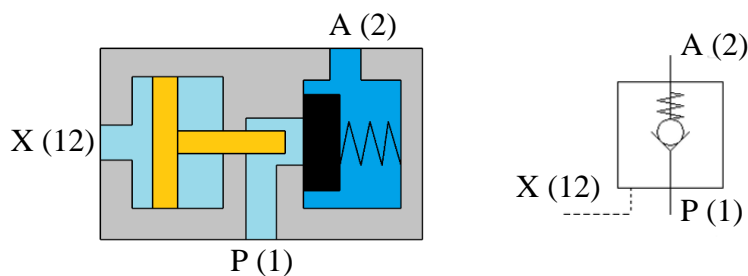
Jednosměrné (zpětné) ventily

Jak již z názvu vyplývá, tyto prvky umožňují proudění vzduchu pouze v jednom směru, ve druhém směru musejí zaručovat absolutní těsnost. To je zabezpečeno např. použitím kuželového ventilu, kdy v jednom směru stlačený vzduch kuželku odsune a proudí dále, v opačném směru ji naopak zatlačí proti sedlu a tím se ventil uzavře Obr. 11.26. Používají se např. za kompresorem pro zabránění zpětného proudění vzduchu nebo jako jednosměrný obtok jiných prvků, jak bude ukázáno dále.



Obr. 11.26 Jednosměrný ventil

Pokud je třeba zabezpečit za určitých podmínek proudění i v opačném směru, je možno použít tzv. **řízený jednosměrný ventil** Obr. 11.27. Ten po přivedení řídicího signálu na port X umožňuje proudění vzduchu i z A do P (řídicí pístek odsune těsnící desku). Proudění vzduchu z P do A je možné vždy.

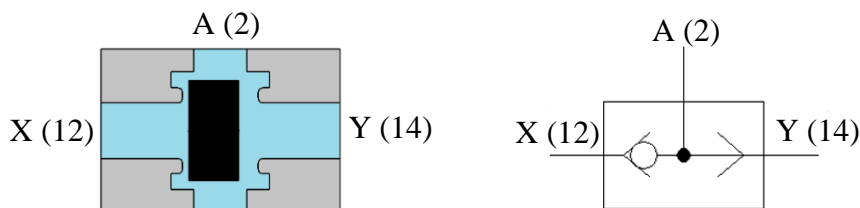


Obr. 11.27 Řízený jednosměrný ventil

Kombinací dvou jednosměrných nebo řízených jednosměrných ventilů můžeme realizovat tzv. logické prvky.

Logický prvek OR

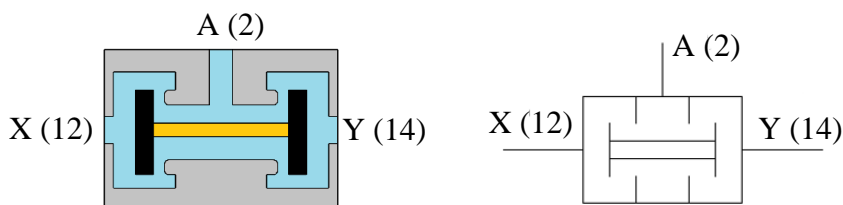
Tento prvek zabezpečuje funkci logického součtu, tedy signál na výstupu z prvku bude v případě, že bude signál na jednom NEBO druhém vstupu, případně na obou. Na Obr. 11.28 je uvedeno možné vnitřní provedení a značka prvku.



Obr. 11.28 Logický ventil OR

Logický prvek AND

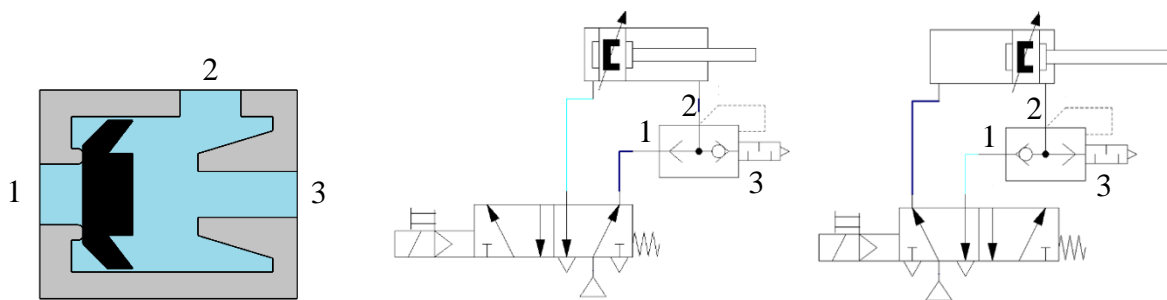
Tento prvek Obr. 11.29 zabezpečuje funkci logického součinu, tedy aby byl signál na výstupu, je třeba, aby byl signál na jednom A ZÁROVEŇ na druhém vstupu.



Obr. 11.29 Logický ventil AND

Rychloodvzdušňovací (rychlodvětrávací) ventil

Z konstrukčního hlediska se sice jedná o kombinaci jednosměrného a řízeného jednosměrného ventilu, ale pomocí tohoto prvku lze poměrně výrazně ovlivnit rychlost pohybu pneumomotoru. V jednom směru umožňuje např. proudění vzduchu od rozváděče do komory válce (propojení 1 a 2). Po přestavení rozváděče by mělo nastat proudění opačným směrem, ale proud vzduchu přestaví těsnicí element (na Obr. 11.30 zobrazen černě) a dojde k propojení portů 2 a 3, což je odvětrání do atmosféry.



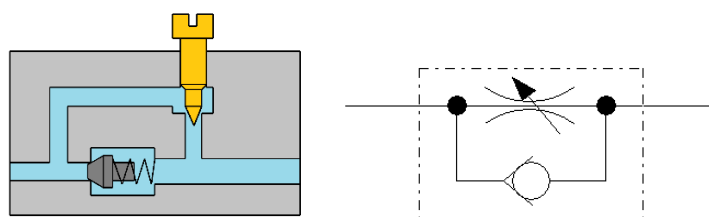
Obr. 11.30 Rychloodvzdušňovací ventil a jeho zapojení

Vzhledem k tomu, že rychloodvzdušňovací ventily se montují co nejbližší k pneumomotoru, případně přímo do závitu ve víku, je zabezpečeno velmi rychlé odvětrání pracovního prostoru a vzduch tedy nemusí protékat celým vedením a rozváděčem, což může klást poměrně velký odpor. Vzduch v odvětrávaném prostoru potom nebrzdí pohyb pístu a je tedy dosaženo větší rychlosti pohybu. Příklad zapojení rychloodvzdušňovacího ventilu je na Obr. 11.30. V tomto případě umožňuje zrychlené vysouvání pístnice.

11.3.2 Prvky pro řízení velikosti průtoku

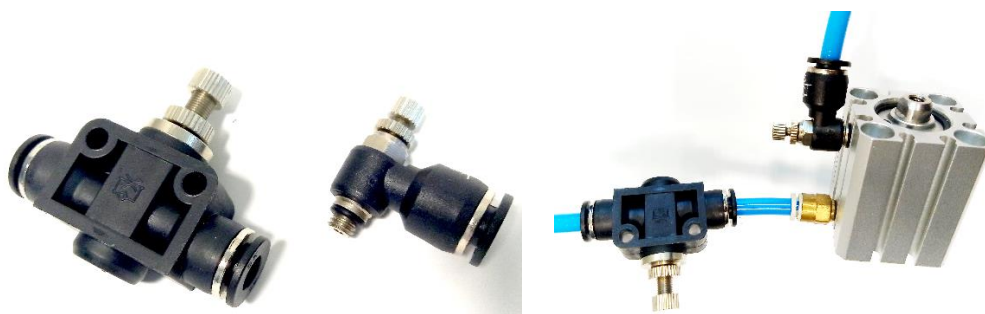
Řízením množství vzduchu, který proudí do pneumomotoru, můžeme jednoduše regulovat rychlost pohybu pístu nebo otáčky pneumomotoru. To lze provést velmi jednoduchým způsobem, a to změnou průtočného průřezu, tzv. škrcením. Škrticí prvky mohou být buď pevné, tzv. clony, nebo nastavitelné, které jsou nazývány škrticí ventily. V tomto případě otáčením stavěcího šroubu zvětšujeme či zmenšujeme průtočnou plochu mezi kuželkou a sedlem.

Clona a škrticí ventil omezují proudění vzduchu v obou směrech. Často je však třeba řídit velikost průtoku pouze v jedno směru, a proto se používá obtok pomocí jednosměrného ventilu a získáme tak kombinovaný škrticí a jednosměrný ventil, Obr. 11.31.



Obr. 11.31 Škrticí jednosměrný ventil

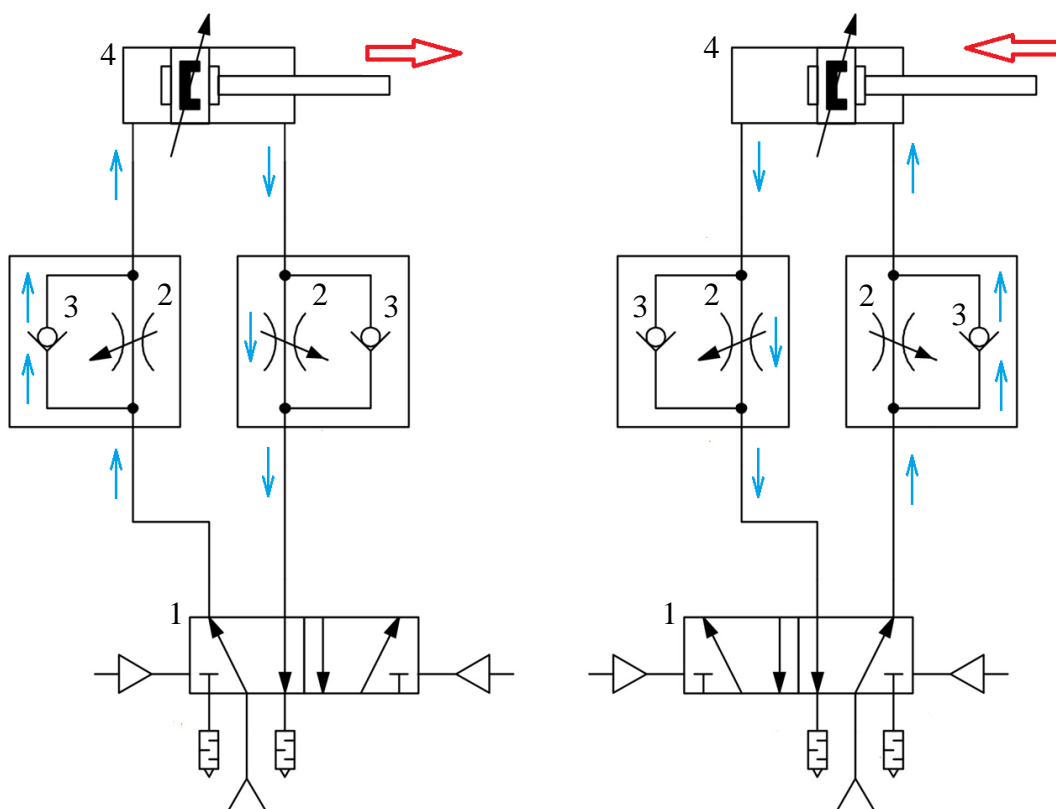
Škrticí ventily se vyrábí ve dvou provedeních – pro montáž do hadice (inline provedení) a pro montáž do závitu ve víku válce, Obr. 11.32. V provedení pro montáž do válce může být škrticí jednosměrný ventil doplněn ještě o řízený zpětný ventil, případně o redukční ventil, kterým lze nastavit tlak pro pohyb pístu v daném směru.



Obr. 11.32 Škrticí jednosměrný ventil v provedení „inline“ a pro montáž do válce

Při řízení rychlosti pohybu pneumomotorů záleží na tom, jak je škrticí jednosměrný ventil do obvodu zapojen (záleží na orientaci jednosměrného ventilu). Rozlišujeme potom tzv. škrcení na vstupu (regulace průtoku při vstupu do komory válce) a škrcení na výstupu (regulace průtoku při proudění vzduchu z komory válce).

Škrcení na výstupu je v případě pneumatických mechanismů vhodnější, Obr. 11.33. Prostor pístu se plní vzduchem o pracovním tlaku a prostor pístnice je postupně odvětráván. Píst je tak upnut mezi dva sloupce tlakového vzduchu, systém je poměrně tuhý a pohyb je rovnoměrnější než při škrcení na vstupu, kdy dojde k rychlému odvětrání prostoru pístnice a postupnému plnění prostoru pístu. Při škrcení na vstupu je pohyb nerovnoměrný a v extrémním případě může docházet až k trhavým pohybům (zastavování pohybu).



Obr. 11.33 Škrcení na výstupu při vysouvání a zasouvání pístnice

1 – rozváděč, 2 – škrticí ventily, 3 – jednosměrné ventily, 4 – přímočaré pneumatické motory

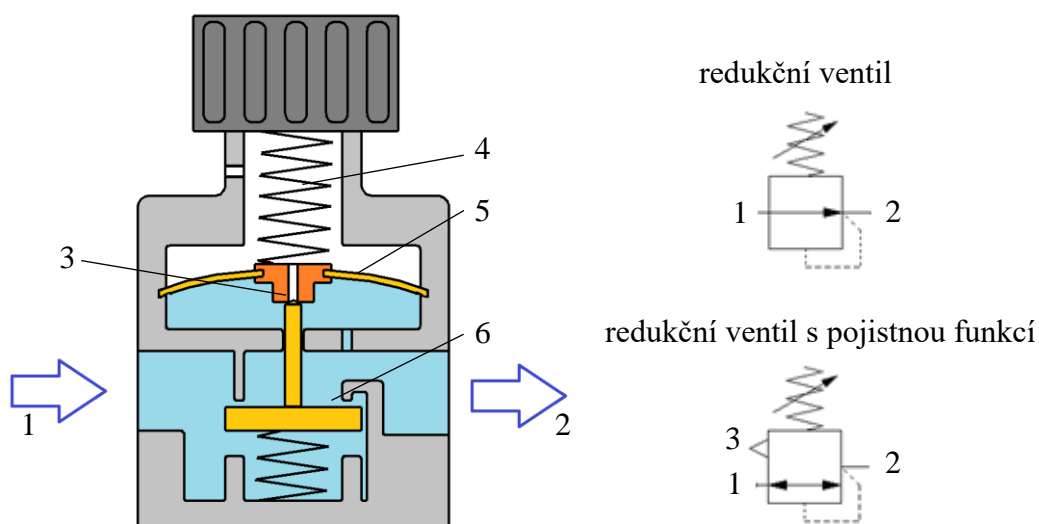
11.3.3 Prvky pro řízení tlaku

Do této skupiny patří pojistné ventily, které musejí být vždy za kompresorem a redukční ventily, které budou popsány podrobněji.

Redukční ventily

Slouží k nastavení požadovaného tlaku v obvodu. Bývají součástí jednotky pro úpravu vzduchu. Redukční ventil, Obr. 11.34 je za normálního stavu otevřen a umožňuje proudění stlačeného vzduchu ze vstupu 1 do obvodu (výstup 2). V okamžiku, kdy se obvod za ventilem naplní na požadovanou hodnotu tlaku nastavenou pomocí šroubu a pružiny 4, nadzvedne se membrána 5 a tím se uzavře ventil 6 a neumožňuje další zvyšování tlaku. Redukční ventil tedy redukuje vyšší tlak v rozvodu na menší tlak potřebný v mechanismu. Ventil se znovu otevře až tehdy, když vznikne na straně mechanismu odběr (např. plnění pneumomotoru), čímž mírně poklesne tlak a ventil tak tento pokles vyrovná opětovným připojením k rozvodu.

(pozn. pokud je v rozvodu tlak nižší než tlak nastavený na redukčním ventilu, je ventil stále otevřen a tlak na vstupu je roven tlaku na výstupu. Ventil nezvyšuje tlak na požadovanou hodnotu!)



Obr. 11.34 Redukční ventil

1 – vstup, 2 – výstup, 3 – odzdušnění, 4 – pružina, 5 – membrána, 6 – ventil

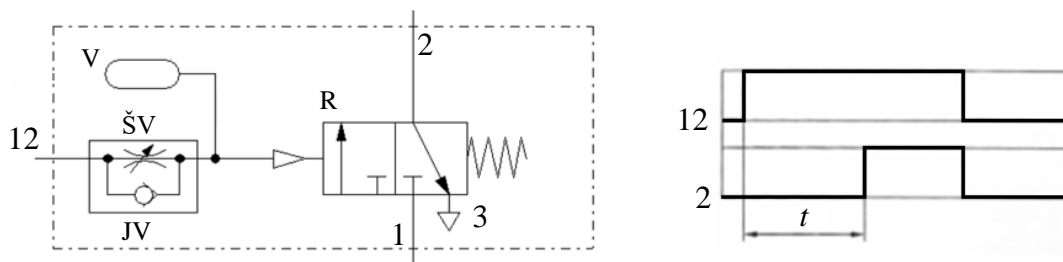
Některé redukční ventily mohou být konstruovány tzv. s pojistnou funkcí, nebo též s odfukem do atmosféry. V tomto případě, pokud by došlo z nejrůznějších důvodů ke zvýšení tlaku v obvodu, membrána 2 je prohne více směrem nahoru, čímž se uvolní hrdlo ventilu 6 a ventil část vzduchu odpustí do atmosféry.

Samostatné pojistné ventily se v pneumatickém mechanismu vyskytují minimálně, jsou však nezbytnou součástí kompresorové stanice, kde „hlídají“ maximální povolený tlak ve vzdušníku. V případě, že je tento překročen, otevřou a odpouštějí vzduch do atmosféry.

11.3.4 Speciální prvky – časové a tlakové relé

Z celé řady dalších prvků, které mohou vznikat například kombinací některých základních prvků budou zmíněny dva, tedy časové a tlakové relé.

Kombinací 3/2 rozváděče, jednosměrného a škrticího ventilu a malého vzdušníku lze realizovat časová relé. Podle použitého rozváděče a orientace jednosměrného ventilu lze sestavit např. časové relé se zpožděným zapnutím, jak je uvedeno na Obr. 11.35.



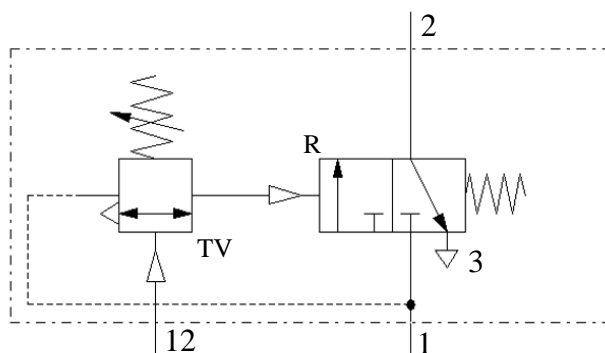
Obr. 11.35 Časové relé s funkcí zpožděného sepnutí

R – rozváděč, ŠV – škrticí ventil, JV – jednosměrný ventil, V - vzdušník

Funkce je následující. Na vstup 12 přivedeme řídicí signál – stlačený vzduch, který proudí přes škrticí ventil do vzdušníku. Teprve po jeho naplnění dojde k přestavení 3/2 rozváděče a stlačený vzduch projde z 1 do 2. Časové zpoždění je možno regulovat nastavením škrticího ventilu.

Časová relé nabízejí ještě další možnosti zapojení. V případě, že bude jednosměrný ventil orientován opačně, pak při přivedení řídicího signálu 12 dojde prakticky okamžitě k přestavení 3/2 rozváděče. Po zániku signálu 12 bude vzduch pomalu vypouštěn ze vzdušníku přes škrticí ventil a dojde tak k opožděnému vypnutí 3/2 rozváděče. Další dvě kombinace získáme záměnou poloh rozváděče na NO (normály open) a kombinací orientace jednosměrného ventilu.

Kromě časového relé je v pneumatických řídicích obvodech možno využít i tzv. tlakové relé Obr. 11.36. To pracuje tak, že z prostoru, ve kterém má být dosaženo požadovaného tlaku např. pro upínání, je přiveden signál (tlakový vzduch) 12 na tlakový ventil. Po dosažení tlaku nastaveného na tlakovém ventilu, projde přes tento ventil signál na 3/2 rozváděč. Ten se přestaví a získáme signál na výstupu 2.

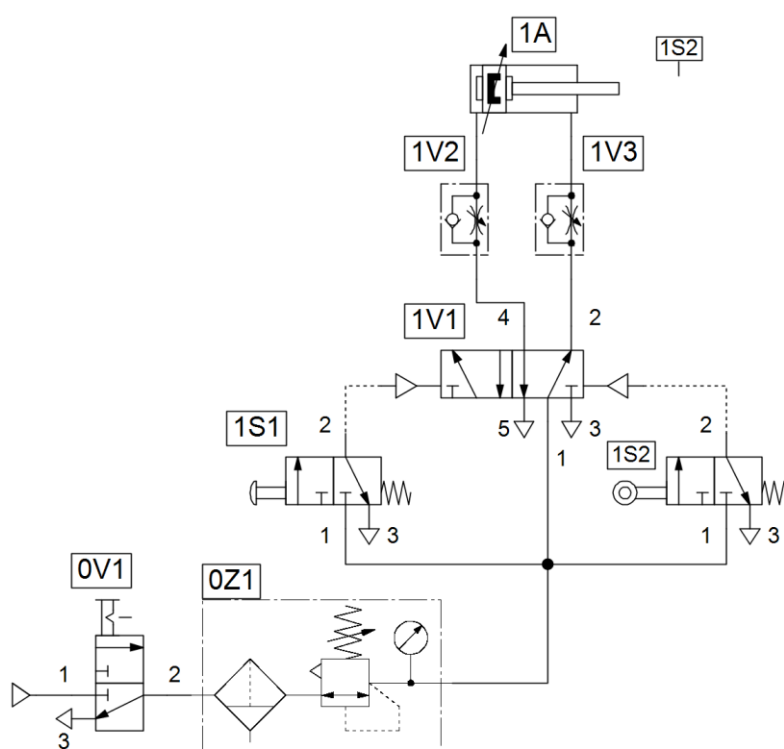


Obr. 11.36 Tlakové relé

TV – tlakový ventil, R - rozváděč

11.4 Příklady pneumatických obvodů

Na Obr. 11.37 je příklad jednoduchého pneumatického obvodu, který se skládá z jednoho pracovního prvku 1A, v tomto případě tedy dvojčinného pneumatického motoru, a dále prvků, které řídí jeho činnost. Než se dostaneme k samotnému řízení, je třeba zmínit prvky pro úpravu vzduchu. Ty jsou sdruženy do tzv. jednotky pro úpravu vzduchu 0Z1, která se skládá z filtru s odlučovačem kondenzátu, redukčního ventilu a manometru. Pomocí redukčního ventilu je možno nastavit požadovaný pracovní tlak. Před jednotkou pro úpravu je řazen 3/2 rozváděč manuálně ovládaný, který zde má bezpečnostní funkci. Po jeho přestavení je přiveden vzduch dále do obvodu, po ukončení práce a vypnutí přívodu vzduchu dojde zároveň k odvzdušnění celého systému. Teprve po odvzdušnění je možno zasahovat do systému např. při výměně poškozených prvků.



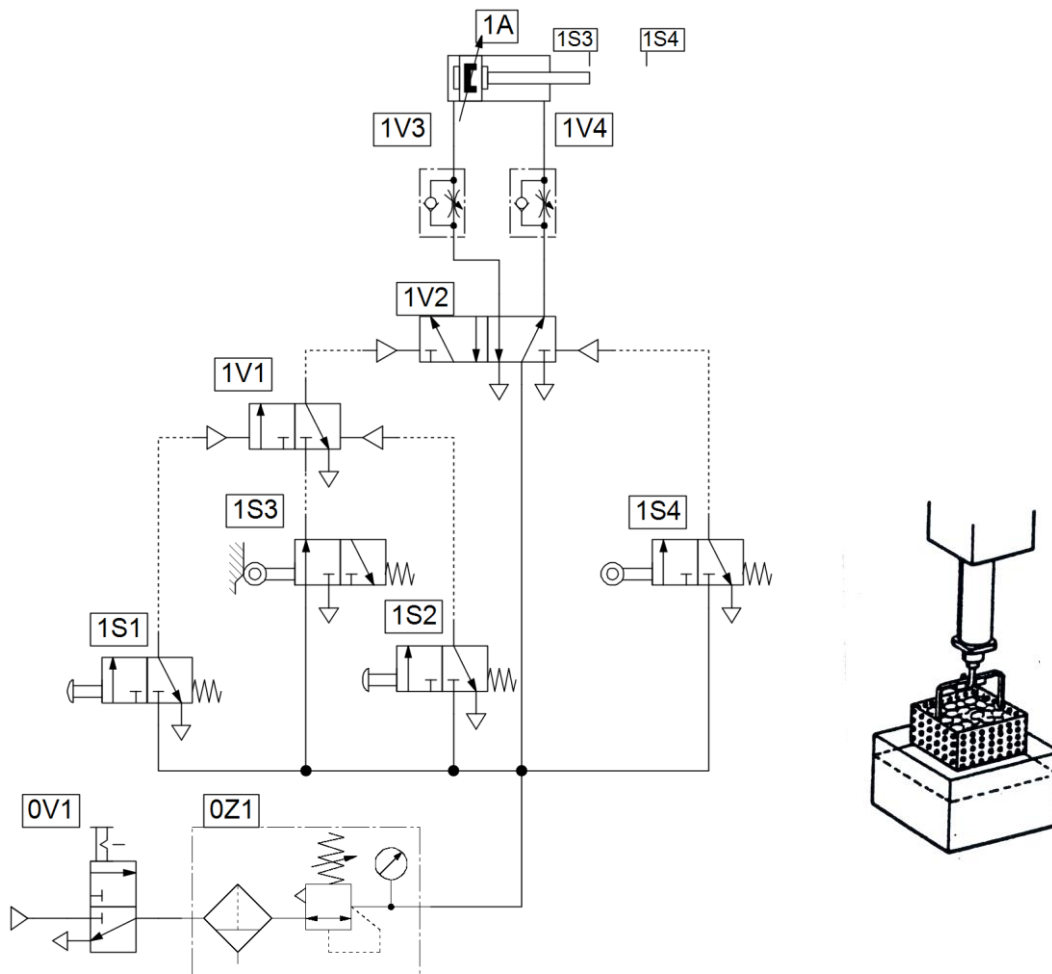
Obr. 11.37 Příklad pneumatického obvodu

Nyní již k řízení. Po stisknutí tlačítka rozváděče 1S1 přijde signál zleva na hlavní rozváděč 1V1. Šoupátko v rozváděči se přesune, propojí se porty 1 a 4 a vzduch začne proudit přes jednosměrný ventil obsažený v kombinovaném prvku 1V2 do prostoru pístu ve válci. Z druhého pracovního prostoru (ze strany pístnice) začne stlačený vzduch proudit přes škrticí ventil 1V3 k rozváděči a přes propojené porty 2 a 3 ven do atmosféry. Pístnice se začne vysouvat a její rychlost lze regulovat ventilem 1V3, kterým tak realizujeme tzv. škrcení na výstupu.

Jakmile se pístnice vysune do koncové polohy, sepne koncový spínač (mechanicky ovládaný rozváděč 1S2). Koncový spínač je fyzicky umístěn na konci zdvihu pístnice, na schématu je to znázorněno tlustou čárkou a označením 1S2. Z důvodu přehlednosti jsou ale veškeré signální prvky kresleny do spodní části schématu a následně se těmito prvky přiřadí příslušné označení, v tomto případě tedy 1S2. Po sepnutí koncového spínače projde signál zprava na rozváděč 1V1,

ten se přestaví do původní polohy a dochází k zasouvání pístnice. Rychlost zasouvání pístnice je realizována škrcením na výstupu pomocí ventilu 1V2.

Jako druhý příklad je zvolen mechanismus pro čištění podložek v lázni, zadání pro návrh obvodu je následující. Navrhněte pneumatický obvod pro mechanismus čisticí lázně. V lázni mají být očištěny podložky do vstřikovacích čerpadel. S nádobou naplněnou podložkami pohybuje v lázni dolů a nahoru přímočarý pneumomotor. Spuštění čištění bude realizováno stisknutím tlačítka Start, čištění bude probíhat až do stisknutí tlačítka Stop. Musí být zaručeno, že po stisknutí tlačítka Stop se pístnice vrátí do horní (zasunuté) polohy, aby bylo možno odebrat podložky.

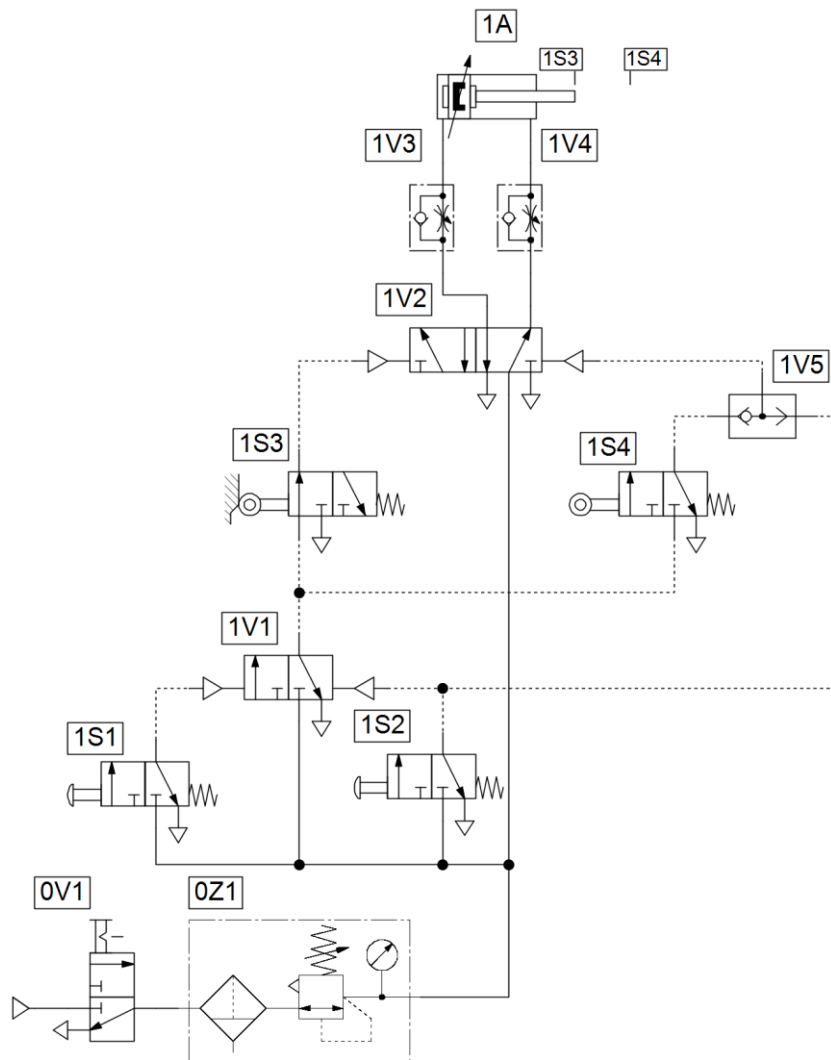


Obr. 11.38 Čištění podložek – varianta 1 a ilustrační obrázek k zadání

Automatický chod nahoru a dolů je zajištěn koncovými spínači 1S3 a 1S4, které dávají signály pro jeden či druhý směr pohybu Obr. 11.38. Spuštění cyklu je zrealizováno stlačením tlačítka rozváděče 1S1 (Start), které pošle signál pro přestavení (otevření) rozváděče 1V1, který blokuje signál od koncového spínače 1S3. Pro zastavení cyklu je třeba stisknout tlačítko 1S2, které dá příkaz k zablokování přívodu signálu od koncového spínače 1S3 (zavře blokovací ventil 1V1).

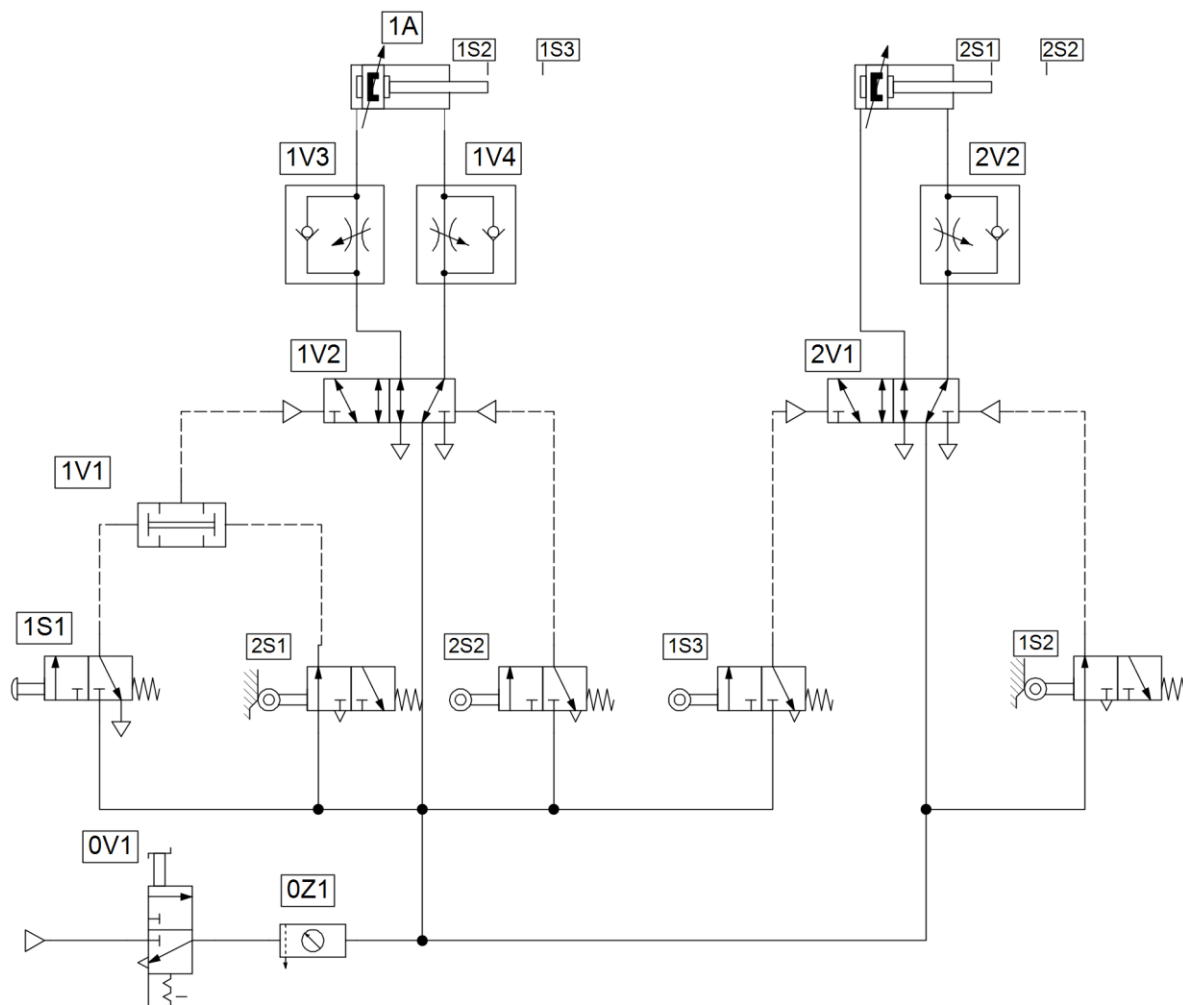
Pokud u varianty 1 dojde ke stisknutí tlačítka Stop při pohybu dolů (vysouvání pístnice), systém dokončí cyklus (sjede dolů, vyjede). Pokud by to bylo nežádoucí, je možno použít signál od tlačítka Stop nejen k zablokování signálu ale i k přestavení hlavního rozváděče 1V2

(stisknutím Stop dojde okamžitě k zasunutí pístnice). Ve variantě 2 je dále uvedeno alternativní zařazení blokovacího ventilu – blokuje přívod vzduchu k oběma koncovým spínačům Obr. 11.39. V tomto případě musí být obvod doplněn o OR ventil, který přivádí signál od Stop tlačítka na rozváděč 1V2. Pokud by zde ventil OR nebyl, nebude zaručena podmínka návratu do horní polohy při stisknutí Stop při pohybu směrem dolů.



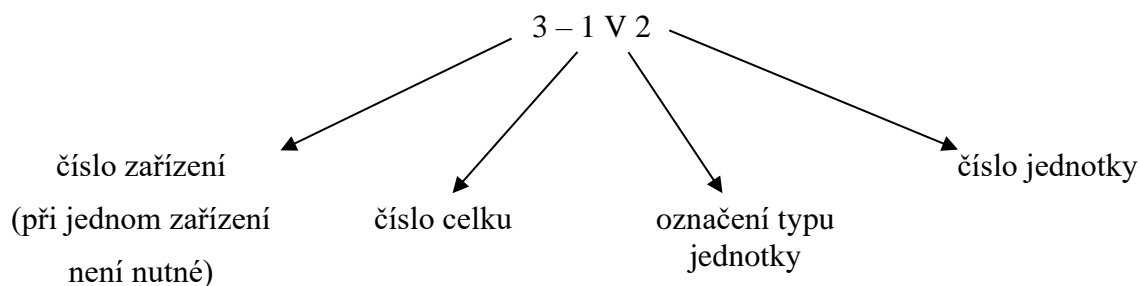
Obr. 11.39 Čištění podložek – varianta 2

Na Obr. 11.40 je uveden příklad pneumatického obvodu se dvěma pracovními válci, které vykonávají následující pracovní cyklus. Po stisknutí tlačítka se vysune pístnice válce 1A, poté se vysune pístnice válce 2A a ve stejném pořadí dojde k zasunutí pístnic. Jednotlivé pohyby jsou podmíněny vysunutím či zasunutím pístnice a sepnutím koncového spínače, který dá signál pro další pohyb.



Obr. 11.40 Příklad obvodu se dvěma válci

V příkladech obvodů je využito značení pneumatických prvků podle doporučení VDI 3260, kde skladba značení je následující:

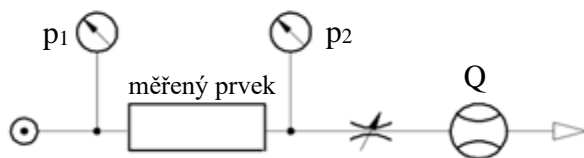


Tab 11.2 Značení prvků obvodu

| označení | typ | příklad |
|----------|----------------|---|
| P | kompresory | |
| A | pohony | pneumomotor |
| M | motory pohonů | elektromotor |
| S | signální prvky | tlačítka, koncové spínače, časová relé atd. |
| V | ventily | rozdávěče, uzavírací, škrticí, jednosměrné ventily atd. |
| Z | ostatní | jednotka pro úpravu vzduchu |

11.5 Výpočet základního pneumatického obvodu

Mimo dimenzování pracovních prvků, které bylo naznačeno dříve, je třeba správně navrhnout ostatní prvky. V tomto případě je nutné zjistit, zda rozváděče, škrticí ventily, prvky pro úpravu vzduchu, hadice apod. „propustí“ minimálně takové množství vzduchu, které potřebuje motor pro vykonání pohybů požadovanou rychlostí. K této kontrole slouží katalogové hodnoty, které vyjadřují velikost prvků. U nás nejpoužívanější hodnotou je normální jmenovitý průtok Q_N , případně Q_n , Q_{Nn} , který se zjišťuje na měřicí trati dle normy ISO 6358 [50], viz Obr. 11.41. Norma předepisuje vstupní tlak do prvku 6 bar. Pomocí škrticího ventilu se pak nastaví takový odpor, aby tlak za měřeným prvkem byl 5 bar. Při tomto nastavení se zjistí průtok přepočtený na normální podmínky a takto zjištěná hodnota potom definuje velikost prvku.



Obr. 11.41 Měřicí trať pro zjišťování jmenovitého průtoku

Kromě normálního jmenovitého průtoku se u nás ale můžeme setkat ještě s dalšími koeficienty, které jsou používány nejen v Evropě, ale po i celém světě. Jejich definice následující:

Q_n – normální průtok - objemový průtok vzduchu [$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}(\text{ANR})$] (litry za minutu přepočtené na normální podmínky – dle starého značení $\text{ln} \cdot \text{min}^{-1}$), který se zjišťuje při vstupním tlaku do prvku 6 bar a tlakovém spádu na prvku 1 bar dle normy ISO 6358.

K_v – průtokový součinitel (v některé literatuře též faktor) – průtok vody prvkem v [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$] při tlakovém spádu na ventilu 1 bar a teplotě $(5 \div 40) \text{ } ^\circ\text{C}$.

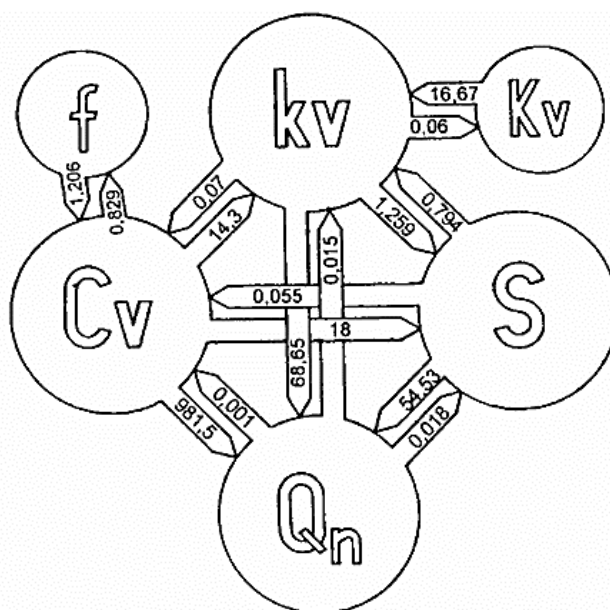
k_v – průtokový součinitel (v některé literatuře též faktor) – průtok vody prvkem v [$\text{dm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$] při tlakovém spádu na ventilu 1 bar a teplotě $(5 \div 40) \text{ } ^\circ\text{C}$.

C_v – je obdobou obou předchozích, je vztažen na anglosaské jednotky – průtok vody prvkem v [$\text{gal}(\text{USwet}) \cdot \text{min}^{-1}$], při tlakovém spádu 1 psi (0,007 MPa) a teplotě $60 \text{ } ^\circ\text{F}$ ($15,6 \text{ } ^\circ\text{C}$).

f – liší se od C_v pouze tím, že se zde jedná o britské galony [$\text{gal}(\text{Imp}) \cdot \text{min}^{-1}$].

S – ekvivalentní průřez udávaný v [mm^2]. Je to měřením zjištěný údaj vztahující se k ventilu, který odpovídá průřezu clony při stejném průtoku.

Pomocí uvedených koeficientů můžeme vypočítat tzv. propustnost systému, což bude popsáno dále. Všechny tyto používané průtokové součinitele mezi sebou lze přepočítat. K tomu může sloužit např. diagram na Obr. 11.42, který uvádí ve svých podkladech SMC [51].



Obr. 11.42 Přepočet koeficientů dle firmy SMC [51]

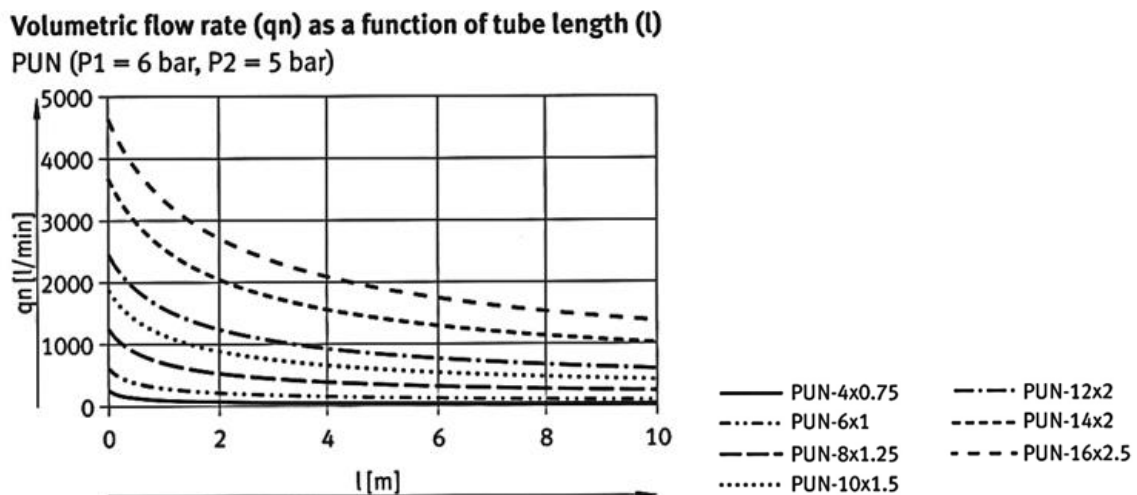
Mimo uvedené součinitele se v katalogu může vyskytovat ještě tzv. zvuková vodivost (Sonic Conductance) C [$\text{dm}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{bar}^{-1}$] a kritický poměr tlaku b (critical pressure ratio). Měření těchto hodnot je rovněž popsáno v normě ISO 6358 a lze říci, že tyto hodnoty slouží k nejpřesnějšímu výpočtu průtoku vzduchu ventilem a používají se např. při modelování dynamiky pneumatického systému.

Podle konvertoru na stránkách firmy Emerson [52] je přepočten na normální jmenovitý průtok:

$$Q_n = 216 \cdot C \quad (11.8)$$

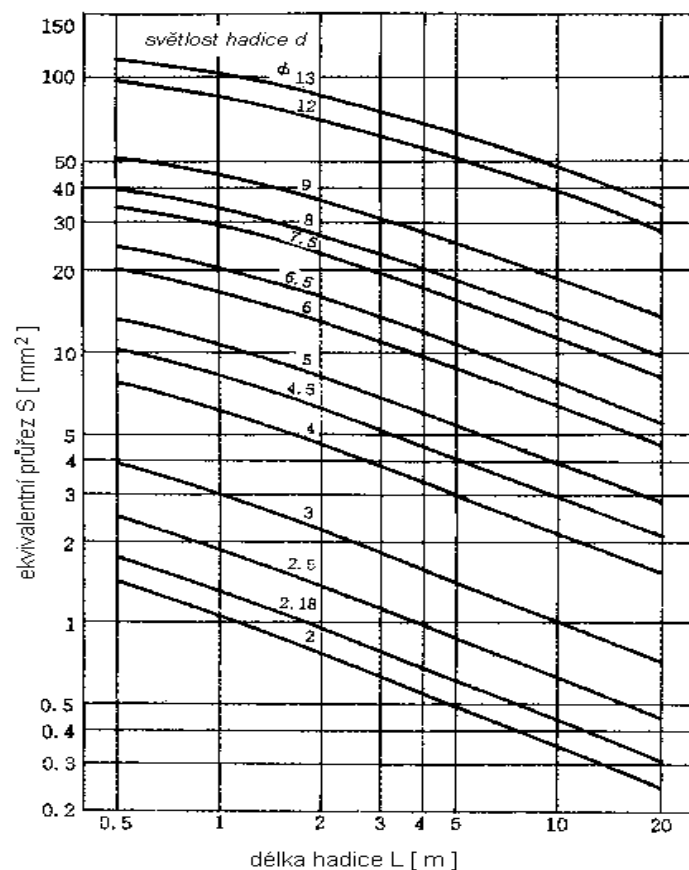
Výše uvedené součinitele jsou běžně uváděny v katalogových listech jednotlivých prvků, problematické je ovšem zjištění propustnosti hadic. V podkladech výrobců prvků, jako např. v katalogu Festo [53], lze dohledat diagramy, ze kterých je možno pro různé světlosti a délky hadice propustnost odečíst Obr. 11.43.

(Pozn. stránky Emerson [52] obsahují i převody jednotek, výpočet propustnosti hadic, výpočet spotřeby vzduchu válce apod. Mimo to jsou zde i nástroje pro návrh přímočarých a kyvných motorů, vakuových systémů apod.)



Obr. 11.43 Propustnost hadic [53]

Podobný diagram uvádí i firma SMC [51], z tohoto diagramu ale zjistíme poměrný průřez, který je potom třeba přepočítat na jmenovitý průtok Obr. 11.44.



Obr. 11.44 Propustnost hadic – ekvivalentní průřez podle firmy SMC [51]

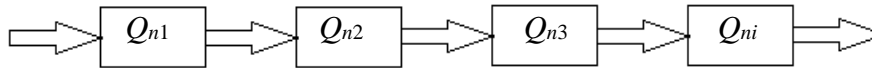
Kromě jednotlivých prvků systému a jejich propojení hadicemi bychom při výpočtu propustnosti neměli opomenout šroubení. Propustnost šroubení různých průměrů lze odečíst z Tab. 11.3.

Tab. 11.3 Propustnost šroubení

| Jmenovitá světlost šroubení d [mm] | Průtokový součinitel K_V [m ³ · h ⁻¹] | Normální jmenovitý průtok Q_N [dm ³ · min ⁻¹ (ANR)] |
|---|---|--|
| 2 | 0,21 | 230 |
| 2,5 | 0,33 | 367 |
| 4 | 0,85 | 940 |
| 6 | 1,92 | 2100 |
| 8 | 3,45 | 3700 |
| 10 | 5,33 | 5850 |
| 12 | 7,67 | 8440 |
| 16 | 13,63 | 14960 |
| 20 | 21,32 | 24500 |

Propustnost systému

Po volbě prvků a zjištění jejich velikosti (průtokového součinitele) z katalogu, můžeme přikročit ke kontrole celkové propustnosti systému. Ve většině případů jsou jednotlivé prvky systému mezi zdrojem a motorem řazeny sériově Obr. 11.45.



Obr. 11.45 Sériové řazení prvků

Pro tento případ použijeme následující vzorec pro výpočet tzv. ekvivalentního průtoku systému Q_{ekv} , tedy propustnosti systému:

$$Q_{ekv} = \sqrt{\frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{Q_{ni}^2}}}, \quad (11.9)$$

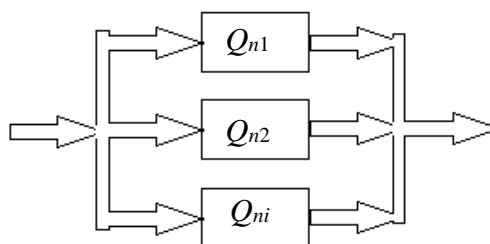
kde Q_{ekv} [$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}(\text{ANR})$] je ekvivalentní průtok systému.

Stejně můžeme postupovat i v případě, že je velikost prvků definována jiným koeficientem, např. průtokovým součinitelem Kv :

$$Kv_{ekv} = \sqrt{\frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{Kv_{ni}^2}}}, \quad (11.10)$$

kde Kv_{ekv} [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$] je ekvivalentní průtokový součinitel.

V případě, že jsou prvky řazeny paralelně (např. zdvojené vedení vzduchu) Obr. 11.46, vypočítá se propustnost této části systému prostým součtem propustností jednotlivých jeho částí, dle rovnice (11.11), resp. (11.12).



Obr. 11.46 Paralelní řazení prvků

Výpočet ekvivalentního průtoku Q_{ekv} systému při paralelním řazení prvků:

$$Q_{ekv} = \sum_{i=1}^n Q_{ni}. \quad (11.11)$$

Výpočet ekvivalentního průtokového součinitele při paralelním řazení prvků:

$$Kv_{ekv} = \sum_{i=1}^n Kv_{ni} . \quad (11.12)$$

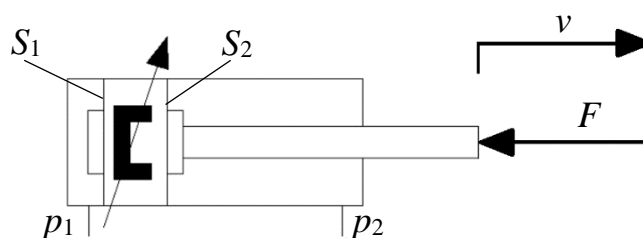
Na závěr stačí překontrolovat, zda je propustnost systému Q_{ekv} větší než požadovaný průtok do motoru Q_{nM} .

$$Q_{ekv} \geq Q_{nM} \quad (11.13)$$

11.5.1 Příklad výpočtu pneumatického obvodu a volby prvků

Zvolte prvky základního pneumatického obvodu a překontrolujte jejich průtokovou propustnost. Válec je při vysouvání zatížen silou $F = 200 \text{ N}$, požadovaná rychlost vysouvání pístnice je $v = 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Pracovní tlak nastavený na redukčním ventilu je $p = 5 \text{ bar}$. Při proudění vzduchu vedením a prvky uvažujte tlakovou ztrátu $\Delta p = 1 \text{ bar}$. Délka hadic $l_1 = l_2 = 1 \text{ m}$.

Nejprve se vypočítá velikost válce dle postupu popsaného v kapitole 11.2.



Obr. 11.47 Obrázek k výpočtu válce

Výpočet vychází z rovnice silové rovnováhy na pístu:

$$p_1 \cdot S_1 = p_2 \cdot S_2 + F + F_{tř} . \quad (11.14)$$

Tlak p_1 působí na plochu pístu S_1 při pohybu, jedná se tedy o pracovní tlak nastavený na redukčním ventilu zmenšený o předpokládanou tlakovou ztrátu $p_1 = p - \Delta p$. Tlak na druhé straně pístu (v prostoru pístnice) lze pro zjednodušení považovat za nulový $p_2 = 0$. $F_{tř}$ je třecí síla vznikající třením pístu a pístnice o těsnění. Tuto sílu je možné nahradit tak, že zatěžující sílu vynásobíme koeficientem $a = (0,1 \div 0,3)$, tedy $F_{tř} = F \cdot a$. Rovnice silové rovnováhy má po dosazení a úpravě tvar:

$$(p - \Delta p) \cdot S_1 = F \cdot (1 + a) . \quad (11.15)$$

Z rovnice (11.16) je možné vypočítat potřebnou plochu pístu S_1 motoru:

$$S_1 = \frac{F \cdot (1 + a)}{p - \Delta p} = \frac{200 \cdot (1 + 0,2)}{(5 - 1) \cdot 10^5} = 0,0006 \text{ m}^2 . \quad (11.16)$$

Potřebný průměr pístu D_p je následně:

$$D_p = \sqrt{4 \cdot \frac{S_1}{\pi}} = \sqrt{4 \cdot \frac{0,0006}{\pi}} = 0,028 \text{ m} . \quad (11.17)$$

Nyní je možno zvolit válec nejbližšího většího průměru. Z katalogu normalizovaných pneumatických motorů např. [54] je zvolen motor o průměru $D = 32 \text{ mm}$.

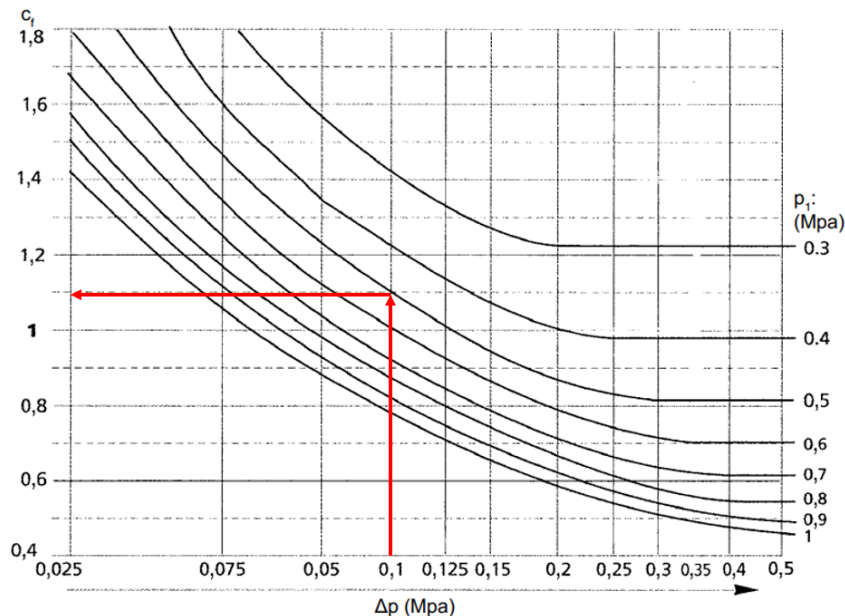
Dále co se týká dimenzování a kontroly přímočarého motoru, v závislosti na dalším podmínkách jako je zdvih, následuje kontrola na vzpěrnou pevnost, tlumení, případně velikost příčné síly, to ale není součástí tohoto příkladu.

Cílem tohoto příkladu je mimo volby motoru návrh dalších prvků a kontrola volby, tedy výpočet průtokové propustnosti. Nejprve je nezbytné vypočítat potřebný průtok Q_{nM} vzduchu do motoru přepočtený na normální podmínky, do kterého je třeba dosazovat absolutní pracovní tlak, normální atmosférický tlak je 1 bar. Pracovní teplotu je možno uvažovat $20 \text{ }^\circ\text{C}$, což je zároveň teplota normální a teplota tudíž výpočet neovlivní:

$$Q_{nM} = v \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{p_{abs}}{p_n} = 0,6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,032^2}{4} \cdot \frac{6}{1} = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}(\text{ANR}) , \quad (11.18)$$

$$Q_{nM} = 174 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}(\text{ANR}) .$$

Pro dosažení požadované rychlosti musí tedy prvky řazené mezi zdroj stlačeného vzduchu (kompresor se vzdušníkem, centrální rozvod) a motor propustit minimálně 174 normálních litrů za minutu. Problém ale je, že propustnost všech prvků, která je udávána v katalogu je zjišťována při tlaku 6 bar na vstupu a 5 bar na výstupu. Vzhledem k zadanému tlaku 5 bar a předpokládané tlakové ztrátě 1 bar je potřebný průtok nutné vynásobit opravným koeficientem c_f , který uvádí SMC [51] ve svých podkladech Obr. 11.48.

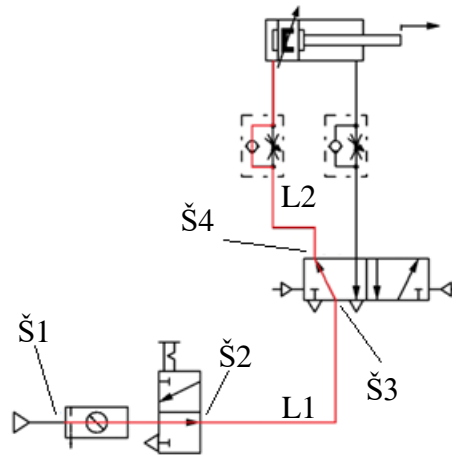


Obr. 11.48 Určení opravného koeficientu průtoků c_f [51]

Opravný koeficient c_f má hodnotu 1,1 a propustnost systému tedy musí být větší než korigovaný průtok Q_{MK} :

$$Q_{Mk} = Q_{nM} \cdot c_f = 174 \cdot 1,1 = 191,4 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}(\text{ANR}). \quad (11.19)$$

Z hlediska kontroly propustnosti systému je třeba do výpočtu zahrnout prvky, která jsou řazeny mezi zdroj stlačeného vzduchu a pracovní komoru motoru, jak je vyznačeno červeně na schématu na Obr. 11.49.



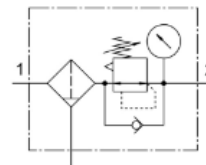
Obr. 11.49 Schéma základního pneumatického obvodu

Vzhledem k tomu, že prvky jsou řazeny sériově, je třeba volit velikost prvků několika násobně větší, než je potřebný průtok. Prvními prvky jsou filtr-regulátor Obr. 11.50 a 3/2 mechanicky ovládaný spínací ventil Obr. 11.51, který je možno pomocí propojovacího prvku namontovat přímo na filtr.

Redukční ventil s filtrem MS4-LFR-1/8-D6-CRM-AS

Číslo dílu: 529160

FESTO



Technické údaje

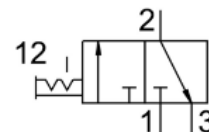
| Parametr | Hodnota |
|---------------------------|--|
| Velikost | 4 |
| Řada | MS |
| Zabezpečení ovládání | otočná hlavice s aretací s příslušenstvím, uzamykatelný |
| Montážní poloha | svisle +/- 5° |
| Jemnost filtru | 5 µm |
| Odpouštění kondenzátu | ručně otočné |
| Konstrukce | regulátor s filtrem a manometrem |
| Max. množství kondenzátu | 19 ml |
| Funkce regulátoru | konstantní výstupní tlak se sekundárním odvětráním se zpětným odvětráním |
| Ochrana nádoby | ochranný koš z plastu |
| Symbol | 00991589 |
| Indikace tlaku | manometrem |
| Provozní tlak | 0.8 bar ... 14 bar |
| Rozsah regulace tlaku | 0.3 bar ... 7 bar |
| Max. hystereze tlaku | 0.25 bar |
| Normální jmenovitý průtok | 900 l/min |
| Provozní médium | stlačený vzduch podle ISO 8573-1:2010 [-:4:-] netečné plyny |

Obr. 11.50 Technické údaje filtr-regulátoru [55]

Spínací ventil MS4-EM1-1/8-S

Číslo dílu: 541263

FESTO



Technické údaje

| Parametr | Hodnota |
|---------------------------|--|
| Konstrukce | Otočné šoupě |
| Druh ovládní | ruční |
| Funkce odvětrání | nelze škrtit |
| Způsob řízení | přím. |
| Symbol | 00991670 |
| Funkce ventilu | 3/2, bistabilní |
| Provozní tlak | 0 bar ... 14 bar |
| Hodnota C | 4.6 l/sbar |
| Hodnota b | 0.51 |
| Normální jmenovitý průtok | 1200 l/min |
| Provozní médium | stlačený vzduch podle ISO 8573-1:2010 [7:4:4] netečné plyny |

Obr. 11.51 Technické údaje 3/2 spínacího ventilu [56]

Vzhledem k tomu, že nebyly definovány žádné upřesňující či limitující podmínky (např. teplota), lze v obvodu zvolit univerzální rozváděč (B52 – bistabilní v provedení 5/2) viz Obr. 11.52.

Pneumaticky ovládané ventily VUWG-L14 a VUWG-S14, samostatné ventily G1/8 **FESTO**

technické údaje


funkce


2x3/2C, 2x3/2U, 2x3/2H

5/2 monostabilní

5/2 bistabilní (impulzní)

5/3C, 5/3U, 5/3E

 šířka 14 mm

 průtok
500 ... 780 l/min



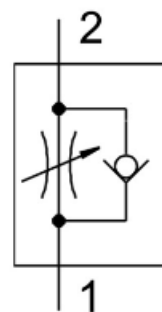
| Obecné technické údaje | | | | | | | | | | | | |
|---|---|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-------|-----|-------|-----------------|-----------------|-----------------|
| funkce ventilu | T32-A | | | T32-M | | | M52-A | B52 | M52-M | P53 | | |
| klidová poloha | C ¹⁾ | U ²⁾ | H ⁴⁾ | C ¹⁾ | U ²⁾ | H ⁴⁾ | - | - | - | C ¹⁾ | U ²⁾ | E ³⁾ |
| návrat do základní polohy pneumatickou pružinou | ano | | | ne | | | ano | - | ne | ne | | |
| návrat do základní polohy mechanickou pružinou | ne | | | ano | | | ne | - | ano | ano | | |
| provoz s vakuem na přívodu 1 | ne | | | ano | | | ne | ano | | | | |
| provoz s vakuem na přívodu 3/5 | ano | | | | | | | | | | | |
| konstrukce | pístové šoupátko | | | | | | | | | | | |
| princip těsnění | měkké | | | | | | | | | | | |
| ovládání | pneumatické | | | | | | | | | | | |
| řízení | přímé | | | | | | | | | | | |
| napájení pneumatické pružiny | vnější | | | | | | | | | | | |
| funkce odvětrání | lze škrtit | | | | | | | | | | | |
| upevnění | volitelně průchozími dírami ⁶⁾ nebo na připojovací desku | | | | | | | | | | | |
| montážní poloha | libovolná | | | | | | | | | | | |
| normální jmenovitý průtok [l/min] | 650 | 600 | 650 | 550 | 500 | | 780 | | | 650 | 600 | |
| čas sepnutí/vypnutí [ms] | 6/19 | | | 9/13 | | | 12/22 | - | 12/32 | 8/30 | | |
| čas přepnutí [ms] | - | | | - | | | 6 | - | 16 | | | |
| šířka [mm] | 14 | | | | | | | | | | | |
| připojení | 1, 2, 3, 4, 5 | | | 12, 14 | | | G1/8 | | | | | |
| | | | | | | | M5 | | | | | |
| hmotnost výrobku [g] | 81 | | | 77 | | | 75 | 81 | 67 | 81 | | |
| třída odolnosti korozi KBK ⁵⁾ | 2 | | | | | | | | | | | |

Obr. 11.52 technické údaje 5/2 rozváděče [57]

Řízení rychlosti bude realizováno škrticími ventily Obr. 11.53 pro montáž do závitu v motoru. Tato provedení škrticích jednosměrných ventilů mají obvykle menší propustnost než ventily v provedení in-line, proto pokud by celková propustnost vyšla menší než požadovaná, mohlo by v některých případech stačit zaměnit právě škrticí jednosměrný ventil. Pro řešení případ zvolíme ventil se závitem 1/8" (závit v motoru) a s připojením pro hadici 8 mm.

Jednosměrný škrticí ventil
GRLA-1/8-QS-8-MF-D
 Číslo dílu: 537076

FESTO

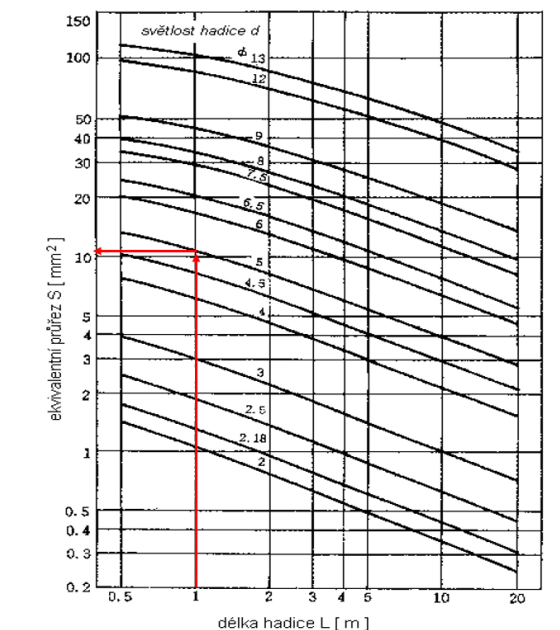


Technické údaje

| Parametr | Hodnota |
|--|--|
| Funkce ventilu | funkce jednosměrného škrticího ventilu |
| Připojení pneumatiky 1 | QS-8 |
| Pneumatické připojení 2 | G 1/8 |
| Způsob upevnění | lze našroubovat s vnějším závitem |
| Normální jmenovitý průtok ve směru škrtení | 475 l/min |
| Normální jmenovitý průtok ve zpětném směru | 325 l/min ... 500 l/min |
| Okolní teplota | -10 °C ... 60 °C |
| Námořní klasifikace | viz. certifikát |
| Montážní poloha | libovoln. |
| Symbol | 00991452 |
| Provozní tlak v celém rozsahu teplot | 0.2 bar ... 10 bar |
| Normální průtok ve směru škrtení 6 -> 0 barů | 720 l/min |
| Normální průtok ve zpětném směru 6 -> 0 barů | 610 l/min ... 760 l/min |
| Provozní médium | stlačený vzduch podle ISO 8573-1:2010[7:4:4] |
| Upozornění k provoznímu/řídícímu médiu | mazaný provoz je možný (od mazání pak již nelze upustit) |
| Shoda s LABS | VDMA24364-B1/B2-L |
| Skladovací teplota | -10 °C ... 40 °C |
| Teplota média | -10 °C ... 60 °C |
| Jmenovitý utahovací moment | 3 Nm |
| Tolerance jmenovitého utahovacího momentu | ± 10 % |
| Hmotnost výrobku | 32 g |
| Upozornění k materiálu | v souladu s RoHS |
| Materiál těsnění | NBR |
| Materiál dutého šroubu | Tvárný legovaný hliník, eloxováno |
| Materiál uvolňovacího kroužku | POM |
| Materiál seřizovacího šroubu | mosaz |
| Materiál kyvného připojení | tlakový odlitek ze zinku |

Obr. 11.53 Technické údaje škrticího jednosměrného ventilu [58]

Jak už bylo naznačeno, hadice bude mít vnější průměr 8 mm a světlost 5 mm. Firma Festo sice v katalogu uvádí graf pro zjištění propustnosti hadic, ale vzhledem k jeho rozlišení je propustnost odečtena z grafu od firmy SMC, který by měl být přesnější. Druhý důvod této volby je ukázka použití konstant pro přepočítání. Pro zadanou délku $l = 1$ m a světlost 5 mm se odečte ekvivalentní průřez S (viz šipky na Obr. 11.54).



Obr. 11.54 Zjištění propustnosti hadice

Odečtený ekvivalentní průřez je tedy $S = 11 \text{ mm}^2$, tuto hodnotu je dle grafu na Obr. 11.42 třeba vynásobit konstantou 54,53. Průtoková propustnost hadice Q_H se vypočítá:

$$Q_H = S \cdot 54,53 = 11 \cdot 54,53 = 600 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}(\text{ANR}) . \quad (11.20)$$

V trase proudění vzduchu do motoru se nacházejí kromě uvedených prvků a hadice také přípojovací šroubení. Jedno na vstupu do FR jednotky, jedno na výstupu z 3/2 rozváděče (připojení těchto dvou prvků není třeba uvažovat - propojovací deska propustnost neovlivní) a dále jedno šroubení na vstupu a jedno na výstupu z 5/2 rozváděče. Šroubení na škrticím ventilu také není třeba uvažovat – jelikož je pevnou součástí ventilu a v katalogu je již uvedena propustnost ventilu včetně šroubení. Všechny prvky mají závit 1/8“ a světlost šroubení je přibližně 4 mm. Propustnost šroubení určíme z dříve uvedené Tab. 11.3.

V Tab 11.4 je uveden přehled všech zvolených prvků a jejich velikost zjištěná z katalogu, u hadic propustnost odečtená z grafu.

Tab 11.4 Tabulka velikostí zvolených prvků

| Volba prvků | Průtoková propustnost [dm ³ · min ⁻¹ (ANR)] |
|---|--|
| Jednotka pro úpravu vzduchu MS4-LFR-1/8-D6-CRM-AS | $Q_{FR} = 900$ |
| Rozváděč 3/2 MS4-EM1-1/8-S | $Q_{R1} = 1200$ |
| Rozváděč 5/2 VUWG-L14-B52-Q6-QN | $Q_{R2} = 780$ |
| Jednosměrný škrticí ventil GRLA-1/8-QS-8-MF-D | $Q_{šV} = 325$ |
| Hadice TU Ø8 / Ø5, délka 1 m, 2 ks | $Q_H = 600$ |
| Šroubení Ø4-1/8", 4 ks | $Q_š = 940$ |

Protože veškeré prvky, kterými protéká vzduch od zdroje až k motoru, jsou řazeny sériově, provede se výpočet ekvivalentního průtoku v souladu s rovnicí (11.9). Propustnost celého systému Q_{ekv} lze vypočítat:

$$Q_{ekv} = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{Q_{FR}^2} + \frac{1}{Q_{R1}^2} + \frac{1}{Q_{R2}^2} + \frac{1}{Q_{šV}^2} + \frac{2}{Q_H^2} + \frac{4}{Q_š^2}}}, \quad (11.21)$$

$$Q_{ekv} = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{900^2} + \frac{1}{1200^2} + \frac{1}{780^2} + \frac{1}{325^2} + \frac{2}{600^2} + \frac{4}{940^2}}},$$

$$Q_{ekv} = 209 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}(\text{ANR}).$$

Nyní je potřeba porovnat propustnost systému Q_{ekv} s požadovaným průtokem do motoru Q_{Mk} :

$$Q_{ekv} \geq Q_{Mk}, \quad (11.22)$$

$$209 > 191,4.$$

Vzhledem k tomu, že propustnost systému je větší než požadovaný průtok do válce, resp. jeho hodnota korigovaná pro jiné tlakové podmínky, lze konstatovat, že prvky jsou dimenzovány dostatečně a rychlost pohybu pístnice motoru $v = 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ bude dosažena.

Pokud by tomu tak nebylo, je třeba zvolit prvky jiné, větší.

Použitá literatura

- [1] ČSN 01 3624. *Značky pro kreslení hydraulických a pneumatických schémat*. Praha: Československá státní norma, 1985.
- [2] ČSN ISO 1219-1. *Hydraulika a pneumatika - Grafické značky a obvodová schémata - Část 1: Grafické značky*. Praha: Česká technická norma, 1999.
- [3] ISO 1219-1:2012. *Fluid power systems and components — Graphical symbols and circuit diagrams — Part 1: Graphical symbols for conventional use and data-processing applications*. Geneva: International Organization for Standardization, 2012.
- [4] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2016. ISBN 978-80-248-3930-1.
- [5] GROLLIUS, Horst-Walter. *Grundlagen der Hydraulik. 4., aktualisierte Aufl.* München: Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, 2008. ISBN 978-3-446-41596-6.
- [6] 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.
- [7] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2. Řídicí prvky hydrostatických systémů. Příslušenství hydraulických obvodů*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1827-6.
- [8] WILL, Dieter a Norbert GEBHARDT, ed. *Hydraulik: Grundlagen, Komponenten, Schaltungen. 4. neu bearb. Aufl.* Berlin: Springer, 2008. ISBN 978-3-540-79534-6.
- [9] PIVOŇKA, Josef et al. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1987.
- [10] KOPÁČEK, Jaroslav et al. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: Dům techniky ČSVTS Ostrava, 1980.
- [11] KUČÍK, Pavol, Igor STRÁŽOVEC a Peter KRIŠŠÁK. *Hydraulický prenos energie: mobilné pracovné stroje*. Žilinská univerzita, 2000. ISBN 80-7100-725-0.
- [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] 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/gKZjIdp8uiti7uh>
- [14] BAROŠKA, Ján. *Hydrostatické mechanizmy*. Žilina: Hydropneutech, 2012. ISBN 978-80-970897-2-6.
- [15] PARKER. *2 Way Flow Control Valve* [online]. www.ph.parker.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/Industrial-Systems-Division-Europe/Catalogues/Industrial-Valves-UK/05/GFG-UK.pdf> Parker Hannifin Corporation, 2022.

- [16] HYDAC Electronic. *Portable data recorder HMG 3000 – User manual* [online]. www.hydac.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: https://www.hydac.com/uploads/tx_userhysoftware/User_manual_HMG_3000_V03_E_2012-09-21.pdf Saarbrücken: HYDAC Electronic GmbH, 2012.
- [17] HYDAC International. *Pressure Transmitter HDA 4400* [online]. www.hydac.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: https://www.hydac.com/shop/media/catalog/crossbase/PRD_DOC_PRO/PRD_DOC_PRO_18305-00001_SEN_AIN_V6.pdf Saarbrücken: HYDAC Electronic GmbH, 2002.
- [18] HYDAC International. *Electronic Flow Rate Transmitter with HSI-Sensor Recognition* [online]. www.hydac.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: https://www.hydac.com.au/pub/media/productattach/e/_e.18.334-2-11-13_evs3100.pdf Saarbrücken: HYDAC Electronic GmbH, 2011.
- [19] BOSCH REXROTH. *Fluidní technika: průmyslová hydraulika – základy. 3. doplněné vydání*. Brno: Bosch Rexroth, spol. s.r.o. (školení a poradenství), 2012.
- [20] HYDAC. *Hydraulics – basics and components*. Sulzbach/Saar: HYDAC Service GmbH, training Center 2012.
- [21] DREXLER, Peter et al. *Příručka hydrauliky – Svazek 3 – Projektování a konstrukce hydraulických zařízení*. Wertheim/Wartberg: Mannesmann Rexroth GmbH, 1988.
- [22] 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.
- [23] OLAER. *Hydropneumatický vakový akumulátor OSP 035 – Všeobecné informace - použití* [online]. www.cdn.kovaz.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://cdn.kovaz.cz/data/user-content/katalogy/Akumul%C3%A1tory%20a%20chladi%C4%8De/Souvisej%C3%ADc%C3%AD%20podklady%20k%20akumul%C3%A1tor%C5%AFm/Pou%C5%BEit%C3%AD%20vakov%C3%BDch%20akumul%C3%A1tor%C5%AF.pdf>
- [24] PARKER. *Accumulators, Accessories and Spares* [online]. www.seall.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: http://www.seall.cz/uploads/files/european-accumulator-catalogue/HY10-4004-GB_European_Accumulator_Catalogue_240114_v3.pdf Parker Hannifin Corporation, 2014.
- [25] 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.
- [26] HYDAC International. *Bladder Accumulators – Standard design* [online]. www.hydac.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: https://www.hydac.com/shop/media/catalog/crossbase/PRD_DOC_PRO/PRD_DOC_PRO_3201-00001_SEN_AIN_V31.pdf Sulzbach/Saar: HYDAC Technology GmbH, 2011.
- [27] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pohony a převody*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2012. ISBN 978-80-248-2780-3.

- [28] 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>
- [29] HRUŽÍK, Lumír, Kamil Fojtášek a Adam Bureček. *Pohony a převody – Řešené příklady do cvičení*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2019. www.vsb.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://cdrive.vsb.cz/index.php/s/TCBqW70dEBHLRMm>
- [30] PARKER. *Chladiče voda/olej PWO* [online]. www.parker.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/Czech-Republic/Files/PWO-Water-Oil-Cooler-Brochure_HY10-6010-CZ_web.pdf Parker Hannifin Corporation, 2016.
- [31] PARKER. *Vzduchové chladiče oleje pro průmyslové použití – LAC s elektromotorem na střídavé napětí* [online]. www.parker.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/Literature-Files/cz/images/download/Olaer/lac_parker_cz.pdf Parker Hannifin Corporation, 2013.
- [32] PARKER. *Chladiče voda/olej SWO* [online]. www.parker.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/Czech-Republic/Files/SWO-Water-Oil-Cooler-Brochure_HY10-6011-CZ_web.pdf Parker Hannifin Corporation, 2016.
- [33] ČSN 11 9101. *Hydrostatické mechanismy. Montážní otvory pro ventily pro zašroubování do otvorů s upevňovacím závitem pro jmenovitý tlak do 32 MPa. Připojovací rozměry*. Praha: Československá státní norma, 1985.
- [34] BOSCH REXROTH. *Hydraulic cylinder Tie rod design – Series CDT3* [online]. www.boschrexroth.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/media-details/bfba4841-51ea-4275-8ba9-39f162032c8b> Lohr am Main: Bosch Rexroth AG, Industrial Hydraulics, 2022.
- [35] VYBO Electrics. *Elektromotor 2LC160L-4* [online]. www.vyboelectric.cz [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://vyboelectric.cz/obchod/elektromotor-2lc160l-4-15kw-ie2-1470-ot-min/>
- [36] BOSCH REXROTH. *Axial piston fixed pump AA2FO* [online]. www.boschrexroth.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/media-details/0d03f624-3f73-46d8-83c1-bc164b3f6e0f> Southchase Court: Bosch Rexroth Corporation, Mobile Applications, 2014.
- [37] ARGO HYTOS. *4/2 a 4/3 elektromagneticky ovládaný rozváděč RPE3-06* [online]. www.argo-hytos.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.argo-hytos.com/cz/vyroby/ridici-a-regulacni-technika/rozvadece/rpe3-06.html> , 2016.
- [38] ARGO HYTOS. *Jednosměrný ventil v modulové desce MVJ3-06* [online]. www.argo-hytos.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_MVJ3-06_hc5018_CZ.pdf , 2016.
- [39] ARGO HYTOS. *Tlakový přepouštěcí ventil, přímo řízený VPP1-06(10)* [online]. www.argo-hytos.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_VPP1-06_10_hc5061_CZ.pdf , 2019.
- [40] BOSCH REXROTH. *Pressure relief valve, pilot-operated – Type ZDB and Z2DB* [online]. www.boschrexroth.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z:

https://store.boschrexroth.com/Hydraulics/Valves/Pressure-valves/Pressure-relief-mechanical/PRESSURE-RELIEF-VALVE--Z_R900423274?cclcl=en_US Lohr am Main: Bosch Rexroth AG, Industrial Hydraulics, 2022.

[41] ARGO HYTOS. *Zpětné filtry E 043 a E 072* [online]. www.argo-hytos.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_E043_E072_20.20_CZ.pdf , 2018.

[42] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pneumatické mechanismy. Díl 1., Pneumatické prvky a systémy*. 2. vydání. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0879-X.

[43] 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>

[44] ISO 5598:2020. *Fluid power systems and components — Vocabulary*. Geneve: International Organization for Standardization, 2020.

[45] JIS B 0142. *Fluid power systems and components — Vocabulary*. Tokyo: Japanese Standards Association (JSA), 2015.

[46] MURRENHOFF, Hubertus a Oliver REINERTZ. *Fundamentals of fluid power: lecture notes: 2nd revised German edition of 2014*. Part 2, Pneumatics. Aachen: Shaker Verlag, 2014. Reihe Fluidtechnik, 008. ISBN 978-3-8440-3213-0.

[47] ISO 8573-1:2010. *Compressed air — Part 1: Contaminants and purity classes*. Geneve: International Organization for Standardization, 2010.

[48] CAMOZZI COMPETENCE CENTRE. *Pneumatic Automation From Basic Principles to Practical Techniques*. Brescia: Camozzi Automation S.p.A., 2019. www.automation.camozzi.com/ [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://en.automation.camozzi.com/literature/didactics/didactics.kl>

[49] PNEUMAX. *Didactic Handbook – Modern Pneumatics, Components for Pneumatic Automation*. Lurano: PNEUMAX S.p.A., 2015. www.pneumaxspa.com/ [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://pneumaxspa.com/pneumax-cz/wp-content/uploads/Pneumatics-handbook.pdf>

[50] ISO 6358-2:2019. *Pneumatic fluid power — Determination of flow-rate characteristics of components using compressible fluids — Part 2: Alternative test methods*. Geneve: International Organization for Standardization, 2019.

[51] SMC. *SMC Training - Stlačený vzduch a jeho využití*. Brno: SMC Industrial Automation CZ s.r.o.

[52] EMERSON. *Calculation tools* [online]. www.emerson.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.emerson.com/catalog/ConfiguratorToolsView?key=CONF-START&catalogId=20051&langId=-1&storeId=20151&additionalParams=%26area%3Dcomputation>

[53] FESTO. *Katalog pneumatických prvků Festo. 2014/06*. Praha: Festo

[54] FESTO. *Válce dle norem DSBC, ISO 15552* [online]. www.festo.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/DSBC_CZ.PDF , 2020.

[55] FESTO. *Redukční ventil s filtrem MS4-LFR-1/8-D6-CRM-AS* [online]. www.festo.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.festo.com/cz/cs/a/download-document/datasheet/529160> , Festo SE & o KG, 2022.

[56] FESTO. *Spínací ventil MS4-EM1-1/8-S* [online]. www.festo.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.festo.com/cz/cs/a/download-document/datasheet/541263> , Festo SE & o KG, 2022.

[57] FESTO. *Pneumaticky ovládané ventily VUWG* [online]. www.festo.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.festo.com/media/pim/280/D15000100153280.PDF> , Festo SE & o KG, 2017.

[58] FESTO. *Jednosměrný škrťací ventil GRLA-1/8-QS-8MF-D* [online]. www.festo.com [cit. 2022-12-1]. Dostupné z: <https://www.festo.com/cz/cs/a/download-document/datasheet/537076> , Festo SE & o KG, 2022.

Firemní literatura a internetové zdroje:

Argo-Hytos, Bosch Rexroth, Camozzi, Emerson, Festo, Hydac, Olaer, Parker Hannifin, Pneumax, SMC.