



**Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava**



# **HYDRAULICKÁ ZAŘÍZENÍ STROJŮ**

**učební text**

**Bohuslav Pavlok  
Lumír Hružík  
Miroslav Bova**

Určeno pro projekt:

Název: **Inovace studijních programů strojních oborů jako odezva na kvalitativní požadavky průmyslu**

Číslo: CZ.04.1.03/3.2.15.3/0414  
Operační program Rozvoj lidských zdrojů, Opatření 3.2

Realizace: VŠB – Technická univerzita Ostrava

Projekt je spolufinancován z prostředků ESF a státního rozpočtu ČR

**Ostrava 2007**

## Obsah

1. Úvod	1
2. Hydraulické pohony a převody	2
2.1. Definice, skladba a rozdělení pohonů a převodů	2
2.2. Pracovní mechanismy	3
2.3. Momentové charakteristiky hydraulických pohonů	6
2.4. Interakce pohonu a pracovního mechanismu	10
3. Řízení pohonů	17
3.1. Objemové řízení	18
3.1.1. Řízení změnou geometrického objemu hydrogenerátoru	19
3.1.2. Řízení změnou geometrického objemu hydromotoru	22
3.1.3. Hydrostatický převod	24
3.2. Ventilové řízení	27
3.2.1. Klasická řídicí technika	27
3.2.2. Proporcionální řídicí technika	43
3.2.3. Servotechnika	48
4. Vestavné ventily a jejich aplikace	56
4.1. Princip vestavného ventilu	56
4.2. Řízení vestavných ventilů	58
4.3. Aplikace vestavných ventilů	64
5. Hydraulické pohony s akumulátory	67
5.1. Rozdělení akumulátorů	67
5.2. Plynové akumulátory s přímým stykem kapaliny a plynu	67
5.3. Akumulátory s dělicí přepážkou	68
5.3.1. Pístové akumulátory	68
5.3.2. Vakové akumulátory	71
5.3.3. Membránové akumulátory	72
5.3.4. Speciální akumulátory	72
5.4. Akumulátory pružinové a závažové	73
5.5. Příslušenství hydraulických akumulátorů	74
5.5.1. Bezpečnostní a uzavírací blok	74
5.5.2. Montáž akumulátorů, provozní a bezpečnostní předpisy	75
5.5.3. Plnicí zařízení pro plyn	75
5.6. Použití hydraulických akumulátorů v obvodech	76
5.6.1. Tlumení pulsací hydrogenerátoru	76
5.6.2. Tlumení tlakových špiček v obvodu	77
5.6.3. Pokrytí nerovnoměrného odběru kapaliny	77
5.6.4. Zdroj tlaku pro obvody s hydromotory řízenými rychlými ventily	78
5.6.5. Vyvození upínacího tlaku	78
5.6.6. Zdroj tlaku pro zajištění krátkodobého vysokého odběru	79
5.6.7. Vyvažování hmotné zátěže	80

6. Vícemotorové pohony a synchronní chod hydromotorů	81
6.1. Vícemotorové pohony	81
6.2. Synchronní chod hydromotorů	82
7. Energeticky úsporné systémy a tepelná bilance obvodu	86
7.1. Srovnávání energetické bilance hydraulických systémů podle jejich uspořádání	86
7.1.1. Hydraulický systém se škrticím ventilem	87
7.1.2. Hydraulický systém s dvoucestným regulátorem průtoku	88
7.1.3. Hydraulický systém s třícestným regulátorem průtoku	89
7.1.4. Hydraulický systém s hydrogenerátorem s regulací na konstantní tlak	91
7.1.5. Load-Sensing systém s uzavřeným středem	92
7.2. Tepelný výpočet hydraulického obvodu	94
7.2.1. Průběh teploty v obvodu	94
7.2.2. Výpočet chlazení	96
8. Pracovní kapaliny v hydraulických systémech	99
8.1. Přehled používaných pracovních kapalin	99
8.2. Minerální olej	100
8.3. Těžkozápalné kapaliny	108
8.4. Ekologicky šetrné kapaliny	111
9. Příklady aplikace hydrauliky v praxi	113
10. Závěr	114
11. Literatura	115

## Použité veličiny a jednotky

Značka :	Název :	Rozměr :
a	zrychlení	$\text{m.s}^{-2}$
	rychlost šíření tlakové vlny	$\text{m.s}^{-1}$
A	poměr amplitud	1
b	šířka	m
c	výška	m
	měrná tepelná kapacita	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
d, D	průměr	m
e	excentricita	m
	regulační odchylka	1
E	energie	J
f	součinitel tření	1
	frekvence (kmitočet)	Hz
F	síla	N
g	tíhové zrychlení ( $9,80665 \text{ m.s}^{-2}$ )	$\text{m.s}^{-2}$
G	svodová propustnost	$\text{N}^{-1}.\text{m}^5.\text{s}^{-1}$
	přenos	1
h	výška, zdvih, výška mezery	m
H	zdvih	m
i	převod	1
I	elektrický proud	A
J	hmotnostní moment setrvačnosti	$\text{kg.m}^2$
k	tuhost	$\text{N.m}^{-1}$
	drsnost potrubí	m
	součinitel prostupu tepla	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
K	objemový modul pružnosti kapaliny	Pa
l, L	délka	m
m	hmotnost	kg
M	moment	N.m
n	otáčky	$\text{s}^{-1}$
	polytropický exponent	1



O	obvod	m
p	tlak	Pa
$\Delta p$	tlakový spád	Pa
P	výkon	W
Q	objemový průtok	$m^3 \cdot s^{-1}$
	teplo	J
r, R	poloměr	m
R	odpor elektrický	$\Omega$
	odpor hydraulický lineární	$N \cdot m^{-5} \cdot s$
	odpor hydraulický kvadratický	$N \cdot m^{-8} \cdot s^2$
Re	Reynoldsovo číslo	1
s	dráha	m
	tloušťka stěny, součásti	m
S	plocha	$m^2$
t	čas	s
	teplota	$^{\circ}C$
T	termodynamická teplota	K
	časová konstanta	s
u	rychlost; unášivá rychlost	$m \cdot s^{-1}$
	akční veličina	
	elektrické napětí	V
v	rychlost	$m \cdot s^{-1}$
	poruchová veličina	
V	objem, geometrický objem	$m^3$
w	žádaná veličina	
x	souřadnice, poloha	m
y	souřadnice, poloha	m
	výstupní veličina	
z	souřadnice, poloha	m
	počet prvků	1
Z	zesílení	1
$\alpha, \beta, \gamma$	úhel	$1^{\circ} = \left( \frac{\pi}{180} \right) \text{rad}$

$\alpha, \beta$	součinitelé (obecně)	1
$\alpha_p$	součinitel rozpustnosti	1
$\alpha_l$	délková roztažnost	$K^{-1}$
$\beta_T$	součinitel objemové roztažnosti s teplotou	$K^{-1}$
$\beta_p$	součinitel objemové stlačitelnosti	$Pa^{-1}$
$\delta$	tloušťka mezní vrstvy	m
	součinitel tlumení	1
$\varepsilon$	poměrné prodloužení, poměrné zúžení (kontrakce)	1
	úhlové zrychlení	$s^{-2}$
$\eta$	účinnost	1
	dynamická viskozita	Pa.s
$\kappa$	izentropický (adiabatický) exponent	1
$\lambda$	součinitel tření ve vedení	1
	součinitel tepelné vodivosti	$W.m^{-1}.K^{-1}$
$\mu$	součinitel průtoku, výtokový součinitel	1
$\nu$	kinematická viskozita	$m^2.s^{-1}$
$\xi$	součinitel místního odporu (místní ztráty)	1
$\pi$	Ludolfovo číslo ( $\pi=3,14159$ )	
$\rho$	hustota	$kg.m^{-3}$
$\sigma$	normálové napětí	Pa
$\tau$	čas	s
	tečné napětí	Pa
$\varphi$	úhel otočení, fázový posuv	$1^\circ = \left(\frac{\pi}{180}\right) \text{rad}$
	regulační parametr ( $V_g/V_{g, \max}$ )	1
	rychlostní součinitel	1
$\phi$	tepelný tok	W
$\psi$	nerovnoměrnost průtoku	1
$\omega$	úhlová rychlost	$s^{-1}$



## 1. Úvod

Tato učební opora vznikla jako reakce na změněné potřeby průmyslu regionu Severní Moravy a Slezska, kde probíhá intenzivní restrukturalizace průmyslu. Značná část těžebního a hutního průmyslu je nahrazována průmyslem strojírenským, zejména automobilovým, ale i dřevařským, spotřebním apod. I na tyto změny reaguje tato učební opora. Tradiční aplikace hydrauliky v hornictví, metalurgii, energetice jsou doplněny aplikacemi hydrauliky ve strojírenství, zkušebnictví, lehkém průmyslu, dopravě a dokonce v divadelní technice aj.

Učební opora k předmětu *Hydraulická zařízení strojů* není klasické skriptum, třebaže se mu formou podobá. Na rozdíl od skript je zde textová část zestručněna na základní minimum, zato je zde velký počet obrázků, schémat, tabulek a fotografií, převážně barevných, což je umožněno elektronickou podobou díla. Rozsáhlá je zejména kapitola 9 *Příklady aplikace hydrauliky*, která v klasických skriptech téměř chybí. Tuto kapitolu student nebude studovat od první do poslední stránky, nýbrž bude si z ní vybírat příklady aplikací nejen podle odkazů v textové části, ale i podle zaměření své semestrální práce, bakalářské práce apod.

Učební opora díky své elektronické podobě bude primárně sloužit studentům kombinované a distanční formy studia, ale i studenti presenčního studia ji jistě budou využívat pro její výše vyjmenované výhody.

Učební opora byla vytvořena díky podpoře Evropských strukturálních fondů (ESF), konkrétně operačního programu *Rozvoj lidských zdrojů*, název projektu *Inovace studijních programů strojních oborů jako odezva na kvalitativní požadavky průmyslu*.

Jednotlivé kapitoly zpracovali:

doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.: kap. 1, 2, 3, 6, 8, 9.3, 9.5, 10,

Dr. Ing. Lumír Hružík: kap. 4, 5, 7, 9.4,

Dr. Ing. Miroslav Bova: kap. 9.1, 9.2 .

## 2. Hydraulické pohony a převody

### 2.1. Definice, skladba a rozdělení pohonů a převodů

#### 2.1.1. Definice pohonů a převodů

Pohon a převod jsou dvě nejčastější funkce hydraulických mechanismů.

Pohon je mechanismus, který uvádí stroj do pohybu.

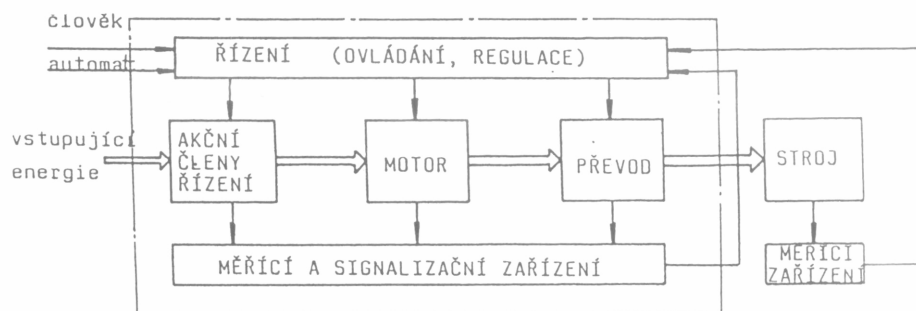
Převod je mechanismus, který slouží k transformaci parametrů přenášené energie.

Hydraulický pohon nebo převod využívá k přenosu energie mezi vstupem a výstupem kapalinu.

Kapaliny mohou být nositeli více druhů energie, například energie tlakové, kinetické nebo tepelné. Hydraulický pohon nebo převod využívající především kinetickou energii kapaliny se nazývá hydrodynamický pohon a hydrodynamický převod.

#### 2.1.2. Skladba pohonu

Skladba pohonu je znázorněna blokově na obr. 2.1. každý pohon však nemusí být vybaven všemi částmi, které jsou znázorněny na obr. 2.1.

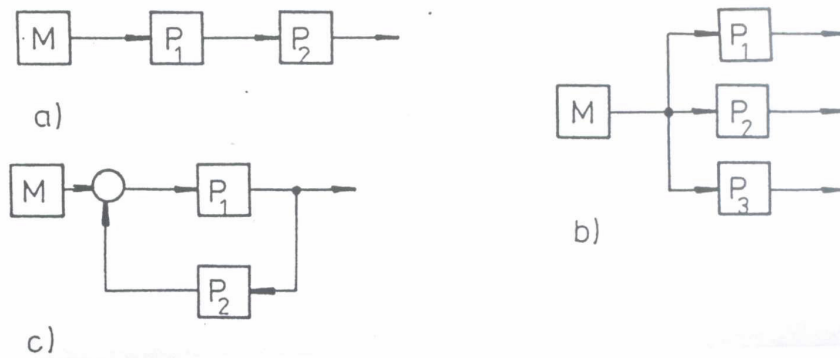


Obr. 2.1 Skladba pohonu

#### 2.1.3. Rozdělení pohonů

Podle způsobu řízení se pohony dělí na ovládané a regulované. Podle pohybu výstupního členu rozlišujeme pohony s rotačním výstupem, s přímočarým výstupem (lineární pohony) a s kývavým výstupem.

Podle spojení motoru s převodovým mechanismem rozlišujeme zapojení sériové, paralelní a paralelní s větvením výkonu (viz obr. 2.2).



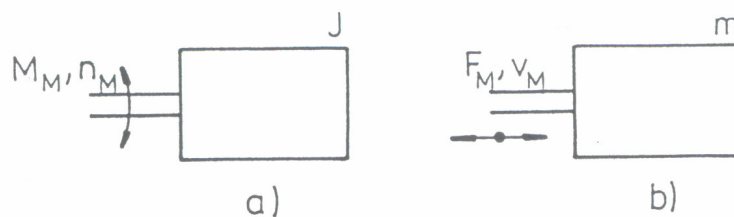
**Obr. 2.2** Zapojení motoru M a převodového mechanismu P  
a – seriové, b – paralelní, c – paralelní s větvením výkonu

Podle uspořádání a počtu motorů rozlišujeme:

- jednomotorový pohon,
- vícemotorový pohon, kdy jeden stroj má několik samostatných motorů,
- skupinový pohon, kde jeden motor pohání více pracovních mechanismů.

## 2.2. Pracovní mechanismy

Pro účely návrhu pohonu popíšeme pracovní mechanismus (stroj, technologické zařízení) třemi veličinami (obr. 2.3):  $M_M$ ,  $n_M$ ,  $J$  u rotačního pohybu,  $F_M$ ,  $v_M$ ,  $m$  u translačního pohybu.



**Obr. 2.3** Základní parametry pracovního mechanismu  
a – s rotačním pohybem, b – s translačním pohybem

Ekvivalentní vyjádření otáček  $n$  je úhlová rychlost  $\omega$ :

$$\omega = 2 \pi n. \quad (2.1)$$

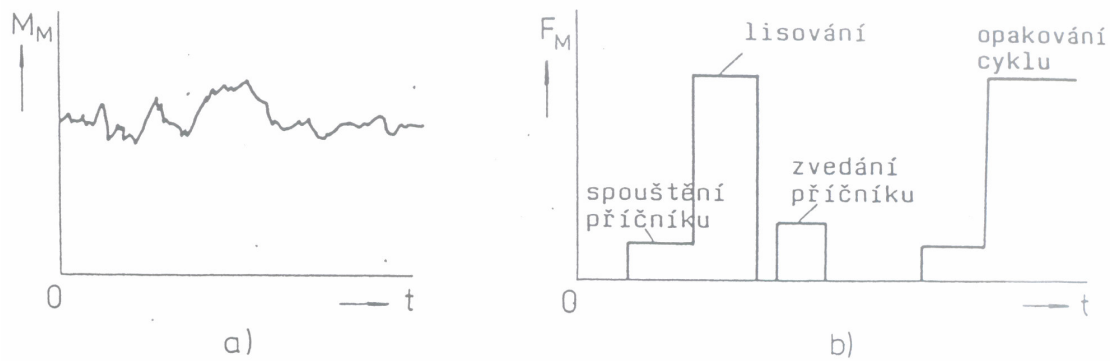
Všechny tyto veličiny mohou být obecně funkcí času (obr. 2.4)

$$M_M = M_M(t), \quad N_M = n_M = n_M(t), \quad (2.2)$$

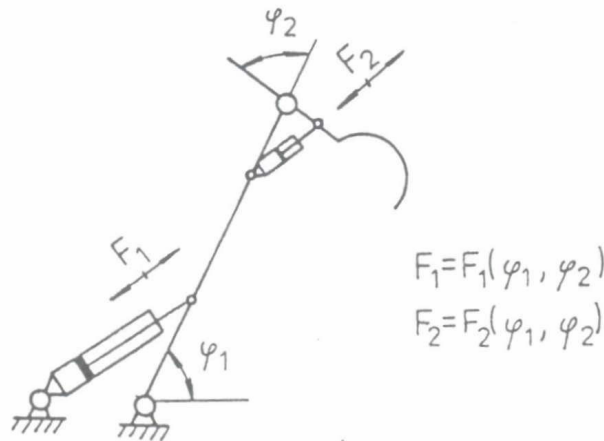
mohou být vzájemně na sobě závislé (obr. 2.5)

$$M_M = M_M(n_M), \quad J = J(n_M) \quad (2.3)$$

$$M_M = M_M(\varphi_M), \quad J = J(\varphi_M) \quad (2.4)$$



**Obr. 2.4** Průběhy zatěžovacího momentu nebo zatěžovací síly pracovního mechanismu  
*a – moment pasivních odporů na kolese rýpadla za provozu,*  
*b – průběh síly na hydraulickém válci lisu*

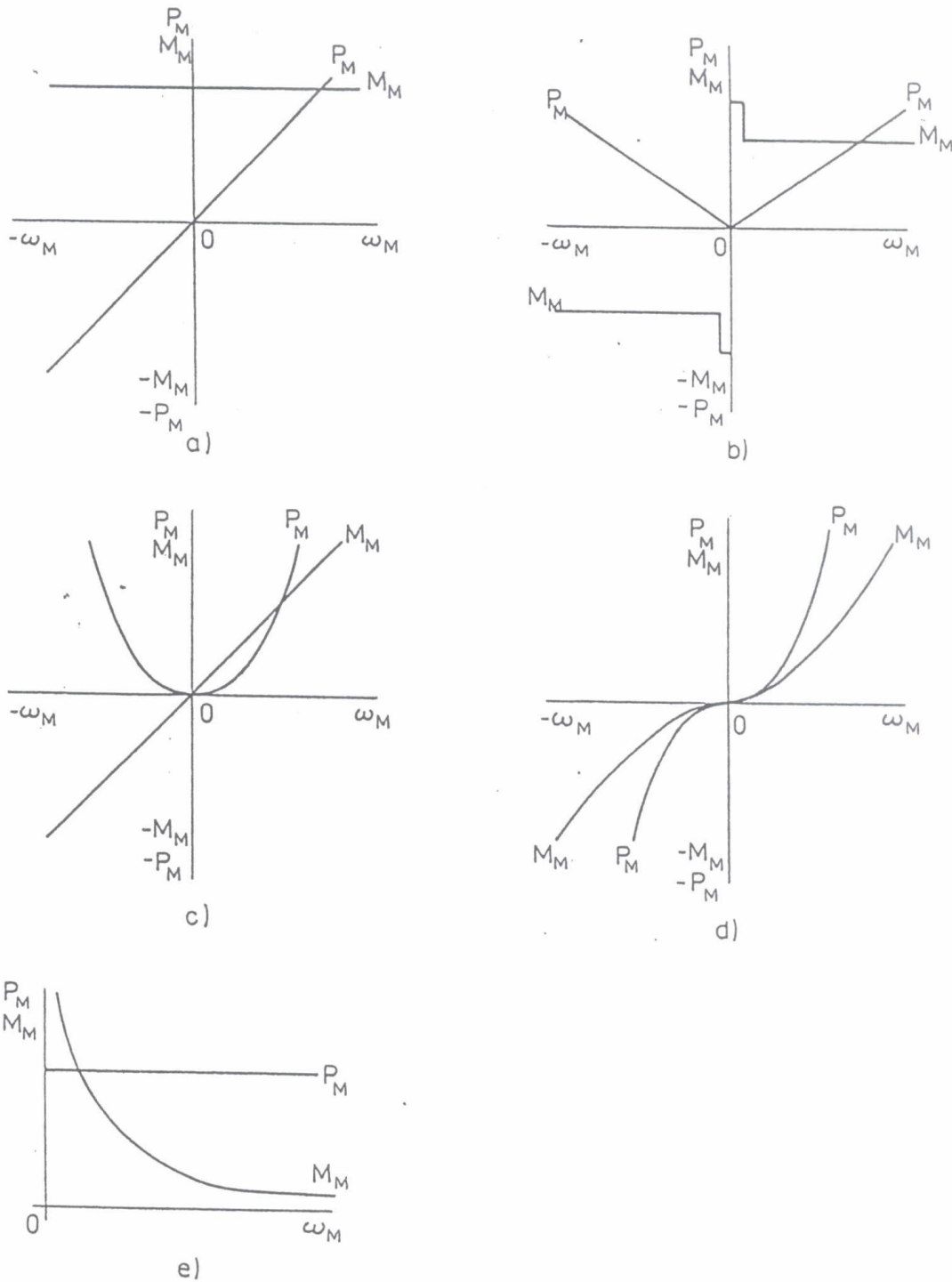


**Obr. 2.5** Kinematické schéma mechanismu jednoduchého rýpadla

Závislost  $M_M(n_M)$ , tzv. momentová charakteristika pracovního mechanismu, má pro některé skupiny strojů typické průběhy (obr. 2.6).

Charakteristiku ad a) mají zvedací zařízení, výtahy, vrátky, těžní stroje, zvedací plošiny aj. Při zvedání se zvyšuje potenciální energie mechanismu (přivedený výkon je kladný), při spouštění se musí výkon odebrat (brzdit), proto je záporný.

Charakteristiku ad b) mají tlačky, dopravníky pro horizontální přepravu, pojezdy bagrů, mobilních strojů pro pomalé rychlosti, pohony hoblovek, ventilových a šoupátkových uzávěrů a mnoho dalších. vyznačují se tím, že moment pasivních odporů za klidu je větší než za pohybu. jen výjimečně se odpory za klidu a pohybu rovnají.



**Obr. 2.6** Typické průběhy momentových charakteristik pracovních mechanismů

*a – výtahová charakteristika, b – hoblovková charakteristika, c – kalandrová charakteristika, d – ventilátorová charakteristika, e – navíječková charakteristika*

Pro pohony s přímočarými hydromotory (hydraulickými válci) platí obdobné charakteristiky – závislosti mezi zatěžovací silou  $F_M$  a rychlostí pohybu  $v_M$ .

Charakteristiku ad c) mají kalandry, mísicí a míchací stroje v papírenském, textilním, stavebním, chemickém nebo potravinářském průmyslu, kde se míchají látky o vysoké viskozitě.

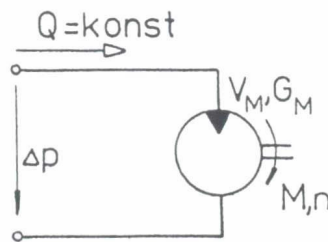


Charakteristiku ad d) mají čerpadla, ventilátory, lodní šrouby, turbokompresory, odstředivky ap.

Charakteristiku ad e) mají navíječky pásů, drátů ap. s konstantním tahem a konstantní navíjecí rychlostí.

## 2.3. Momentové charakteristiky hydraulických pohonů

### 2.3.1. Hydraulický pohon se zdrojem průtoku



**Obr. 2.7** Hydromotor připojený na zdroj konstantního průtoku

Hydromotor připojený na zdroj konstantního průtoku lze popsat vztahy:

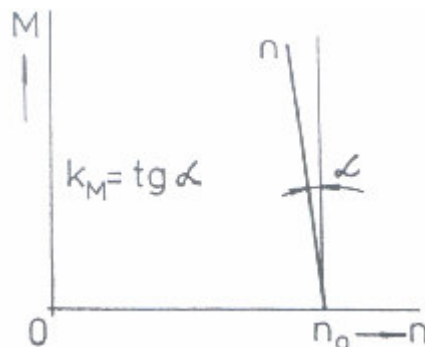
$$Q = V_M \cdot n + Q_z = V_M \cdot n + G_M \cdot \Delta p_M \quad (2.5)$$

odtud:

$$n = \frac{Q}{V_M} - \frac{G_M}{V_M} \cdot \Delta p_M = \frac{Q}{V_M} - \frac{G_M}{V_M} \cdot \frac{2\pi M}{V_M} = \frac{Q}{V_M} - \frac{2\pi G_M}{V_M^2} \cdot M = n_0 - k_M \cdot M \quad (2.6)$$

kde  $Q_z$  je průtoková ztráta hydromotoru  
 $G_M$  - svodová propustnost hydromotoru  
 $V_M$  - geometrický objem hydromotoru  
 $n_0$  - otáčky motoru bez zatížení, tzv. otáčky naprázdno.

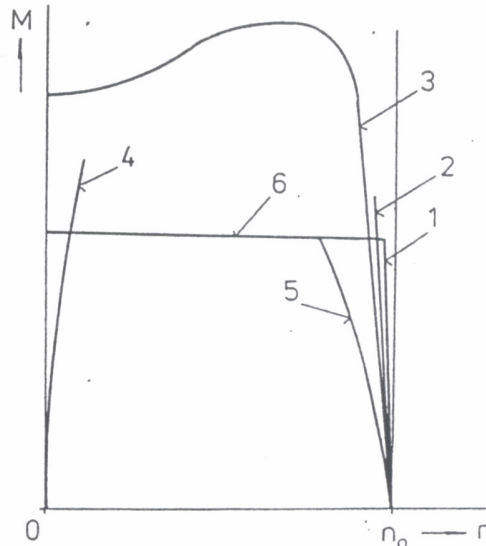
Grafickým vyjádřením rovnice je momentová (otáčková) charakteristika, viz obr. 2.8.



**Obr. 2.8** Momentová  $M - n$  charakteristika hydromotoru

Výsledná charakteristika pohonu je ovlivněna charakteristikou rozvodu.

Příklad konstrukce výsledné charakteristiky pohonu s asynchronním elektromotorem, hydrogenerátorem a omezením tlaku pojistným ventilem je znázorněn na obr. 2.9.



**Obr. 2.9** Konstrukce výsledné momentové charakteristiky pohonu

1 - charakteristika hydrogenerátoru, 2 - charakteristika hydromotoru,  
3 - charakteristika asynchronního elektromotoru, 4 - charakteristika vedení a rozvodu, 5 - výsledná momentová charakteristika pohonu, 6 - omezení pojistným ventilem

Příklady realizace zdroje průtoku:

Na obr. 2.10a je neřízený zdroj průtoku, tvořený hydrogenerátorem s konstantním geometrickým objemem a pohonným elektromotorem.

Na obr. 2.10b je řízený zdroj průtoku, tvořený regulačním hydrogenerátorem a spalovacím motorem.



**Obr. 2.10** Zdroje průtoku

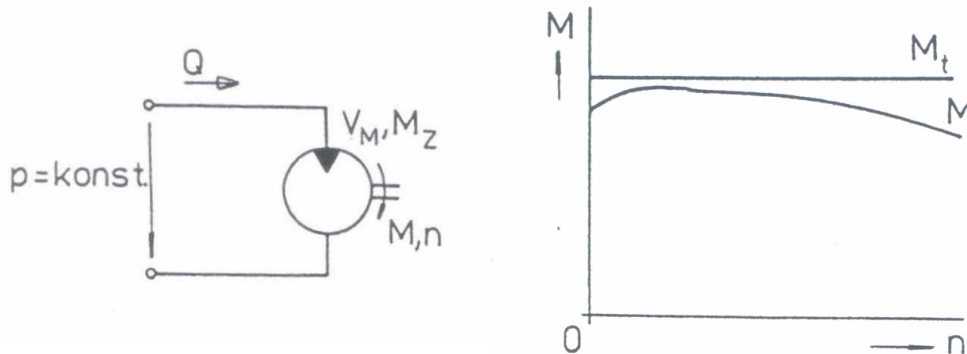
a - neregulační hydrogenerátor poháněný elektromotorem,  
b - regulační hydrogenerátor poháněný spalovacím motorem

### 2.3.2. Hydraulický pohon se zdrojem tlaku

Hydraulický motor podle obr. 2.11 připojený na zdroj konst. tlaku  $\Delta p = \text{konst.}$  lze popsat vztahem

$$M = M_t - M_z = \frac{V_M \cdot \Delta p_M}{2\pi} - M_z \quad , \quad (2.7)$$

kde  $M_z$  je vnitřní moment pasivních odporů hydromotoru (ztrátový moment),  
 $M_t$  - teoretický moment.

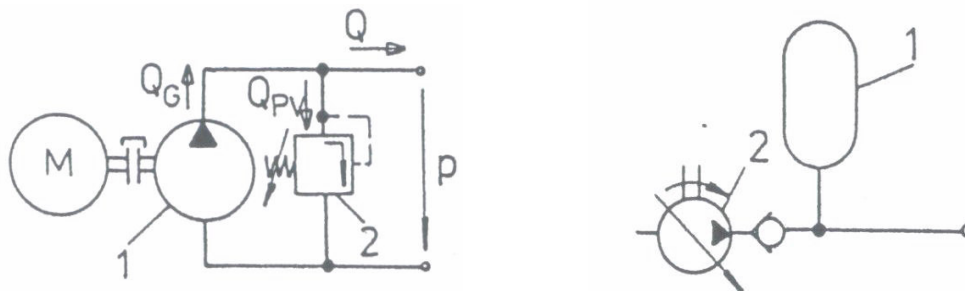


↑ **Obr. 2.11** Hydromotor připojený na zdroj konstantního tlaku

→ **Obr. 2.12** Momentová charakteristika hydromotoru připojeného na zdroj konstantního tlaku

Vnitřní moment pasivních odporů má většinou nelineární průběh, momentová charakteristika pohonu má tvar znázorněný na obr. 2.12.

Příklady realizace zdroje tlaku:



↑ **Obr. 2.13** Příklad zdroje tlaku

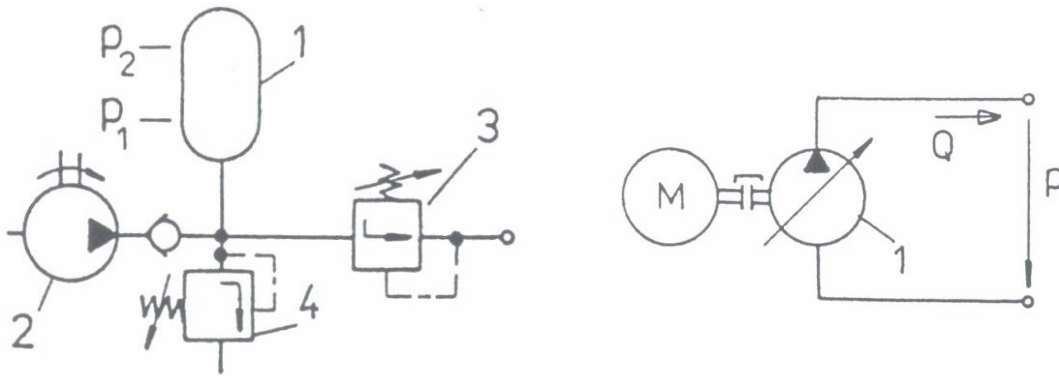
1 – neregulační hydrogenerátor, 2 – přepouštěcí (pojistný) ventil

→ **Obr. 2.14** Příklad zdroje tlaku

1 – akumulátor, 2 – hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak

Na obr. 2.13 je zdroj tlaku tvořený hydrogenerátorem, pohonným elektromotorem a přepouštěcím ventilem, kterým protéká průtok  $Q_{PV} = Q_G - Q$ .

Na obr. 2.14 je zdroj tlaku tvořený akumulátorem. Akumulátor je při poklesu tlaku doplňován hydrogenerátorem s regulací na konstantní tlak.



↑ **Obr. 2.15** Příklad zdroje tlaku

1 – hydraulický akumulátor, 2 – neregulační hydrogenerátor, 3 – redukční ventil, 4 – pojistný ventil

→ **Obr. 2.16** Příklad zdroje tlaku

1 – hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak

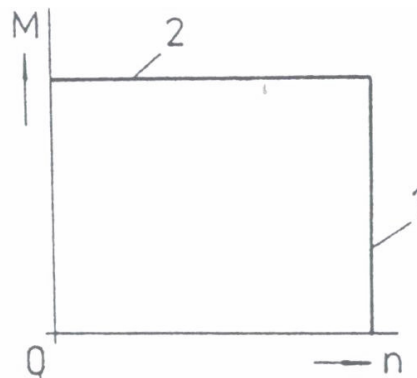
Na obr. 2.15 je zdroj tlaku tvořený akumulátorem a redukčním ventilem. Hydrogenerátor se zapíná automaticky při poklesu tlaku pod hodnotu  $p_1$  a vypíná při stoupení tlaku na hodnotu  $p_2$ .

Na obr. 2.16 je zdroj tlaku tvořený regulačním hydrogenerátorem s regulací na konstantní tlak a pohonným elektromotorem.

### 2.3.3. Hydraulický pohon se zdrojem tlaku i průtoku

Hydraulický pohon se zdrojem průtoku je často realizován tak, že zdroj průtoku po překročení nastaveného tlaku se změní na zdroj tlaku.

Momentová charakteristika (obr. 2.17) má potom dvě větve: větev 1 patří zdroji průtoku, větev 2 patří zdroji tlaku.



**Obr. 2.17** Momentová charakteristika pohonu se zdrojem tlaku i průtoku

1 - větev konstantních otáček odpovídá zdroji průtoku,  
2 - větev konstantního momentu odpovídá zdroji tlaku

Příkladem realizace zdroje tlaku i průtoku je zdroj na obr. 2.17, který až do tlaku nastaveného na přepouštěcím ventilu pracuje jako zdroj průtoku, poté se chová jako zdroj tlaku.

### 2.3.4. Hydraulický pohon s konstantním výkonem

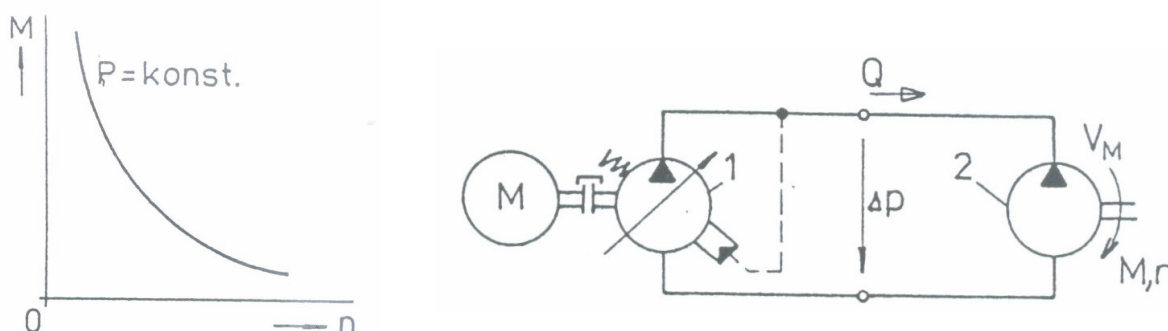
Hydraulický pohon s konstantním výkonem je popsán vztahem

$$P = M \cdot \omega = \text{konst.} \quad (2.8)$$

Momentovou charakteristikou je rovnoosá hyperbola (obr. 2.18).

Příkladem realizace pohonu konstantního výkonu je pohon s hydrogenerátorem s regulací na konstantní výkon a neregulačním hydromotorem – viz obr. 2.19. Platí

$$P = Q \cdot \Delta p = \text{konst.} \quad (2.9)$$



↑ **Obr. 2.18** Momentová charakteristika pohonu s konstantním výkonem

→ **Obr. 2.19** Příklad realizace pohonu s konstantním výkonem  
1 – hydrogenerátor s regulací na konstantní výkon,  
2 – neregulační hydromotor

## 2.4. Interakce pohonu a pracovního mechanismu

### 2.4.1. Ustálený stav mechanismu a pohonu

Ustálený stav mechanismu je charakterizován pro případ rotačního pohonu rovnováhou momentu akčního (momentu pohonu)  $M_p$  a momentu odporu zátěže (pracovního stroje, mechanismu)  $M_M$

$$M_p = M_M \quad (2.11)$$

pro translační pohon pak rovnováhou sil

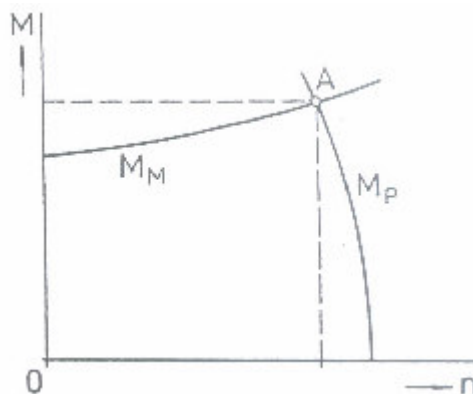
$$F_p = F_M \quad (2.12)$$

Protože obecně jsou tyto veličiny funkcí rychlostí (úhlové rychlosti, otáček), řešíme úlohu

$$M_P(n) = M_M(n) \quad \text{nebo} \quad (2.13)$$

$$F_P(v) = F_M(v) \quad . \quad (2.14)$$

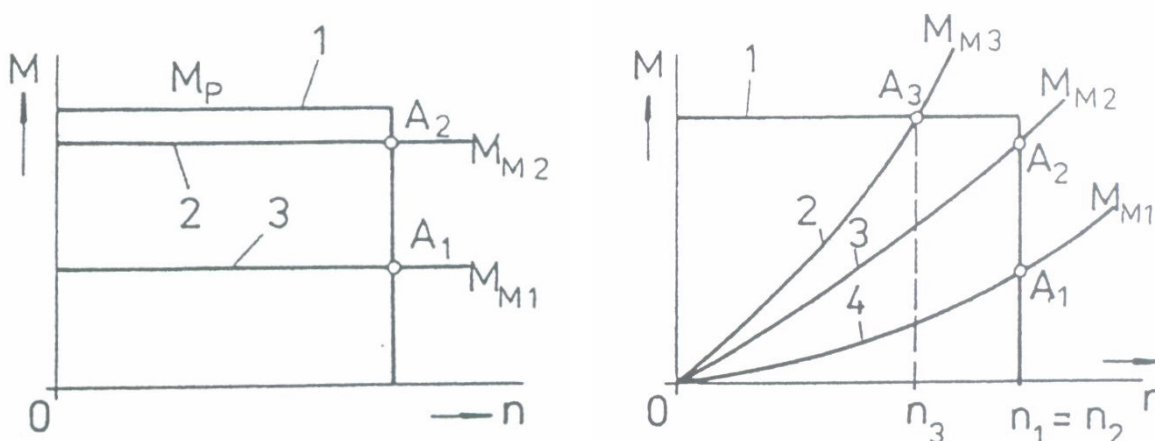
Graficky řešíme tuto úlohu tak, že sestrojíme průsečík charakteristiky pohonu  $M_P$  a charakteristiky zátěže  $M_M$  (obr. 2.20):



**Obr. 2.20** Stanovení pracovního bodu mechanismu  
*A – pracovní bod*

Volba polohy pracovního bodu:

Pracovní bod A charakteristiky udává hodnotu momentu a otáček pohonu v ustáleném stavu. Jeho polohu volíme tak, aby motor byl tlakově, průtokově (tedy i výkonově) využitý, přitom aby byla zajištěna rezerva tlaku na rozběh pohonu a pracovního mechanismu, a také aby nevznikaly zbytečné energetické ztráty.



**Obr. 2.21** Volba pracovního bodu pohonu  
*1 – momentová charakteristika pohonu, 2, 3, 4 – momentové charakteristiky pracovního mechanismu, A – pracovní bod*

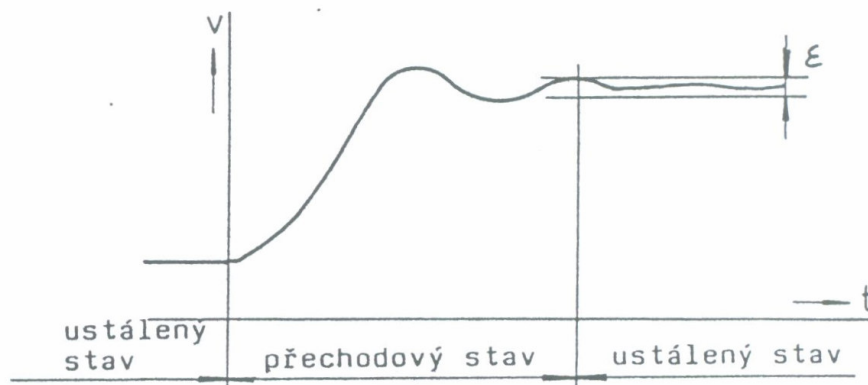
Například hydraulický pohon s charakteristikou znázorněnou na obr. 2.21 pohánějící například stavební výtah (obrázek vlevo) je v pracovním bodě  $A_1$  momentově nevyužitý a přebytek momentu  $M_p - M_M$  může mechanismus při rozběhu nebezpečně přetěžovat. Správně zvolený je pracovní bod  $A_2$ .

Pohon čerpadla s charakteristikou znázorněnou na obr. 2.21 vpravo je v pracovním bodě  $A_1$  momentově nevyužitý, bod  $A_2$  je optimálně zvolený, v bodě  $A_3$  vznikají zbytečné energetické ztráty, protože průtok odpovídající rozdílu otáček  $n_1 - n_3$  se bude přepouštět přes přepouštěcí ventil.

#### 2.4.2. Přechodové stavy mechanismu včetně pohonu

Přechodovým stavem mechanismu (též přechodovým jevem) označujeme stav mezi dvěma ustálenými stavy.

Protože ustáleného stavu dosáhne mechanismus teoreticky v čase  $t = \infty$ , stanovuje se pak doba přechodového jevu smluvně, buď jako doba násobku časové konstanty přechodového jevu, nebo jako doba, ve které se sledovaná veličina dostane do smluvně stanovených mezí  $\varepsilon$  (obr. 2.22).



**Obr. 2.22** Přechodový stav mechanismu včetně pohonu

Řešení přechodového jevu vychází ze základní pohybové rovnice. Pohybová rovnice pro rotační pohyb a konstantní moment setrvačnosti  $J$  má tvar

$$M_P - M_M = J \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad , \quad (2.15)$$

kde  $M_P$  je moment pohonu (motoru),  $M_M$  – moment pracovního mechanismu,  $\omega$  - úhlová rychlost motoru.

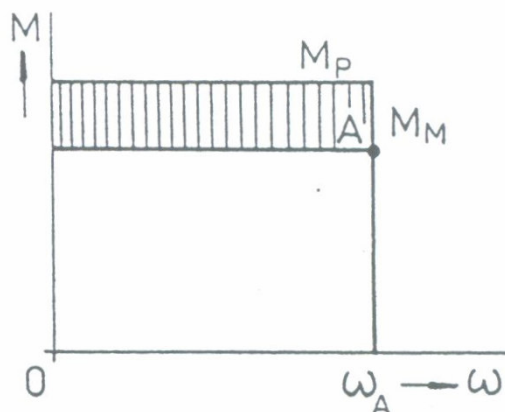
Pro translační pohyb hydromotoru obdobně

$$F_P - F_M = m \cdot \frac{dv}{dt} \quad , \quad (2.16)$$

kde  $m$  je hmotnost zátěže, pístu a pístnice,  $v$  – rychlost pohybu,  $F$  – síla.

V praxi nejčastější případy přechodových jevů jsou rozběh a brzdění mechanismů. Některé jednodušší případy rozběhu a brzdění mechanismu jsou dále řešeny.

**Rozběh hydraulického mechanismu při konstantním momentu pohonu  $M_P$  a konstantním momentu zátěže (pracovního mechanismu)  $M_M$  (viz obr. 2.23)**



**Obr. 2.23** Průběh rozběhového momentu  $M_M - M_{PM}$

Rozběhový moment (šrafovaná část) je po celou dobu rozběhu konstantní. Řešením diferenciální rovnice (2.15) stanovíme průběh otáček v čase (průběh rozběhu)

$$d\omega = \frac{M_P - M_M}{J} dt \quad (2.17)$$

pro počáteční podmínku:  $t = 0$ ;  $\omega = 0$  :

$$\omega = \frac{M_P - M_M}{J} \cdot t \quad (2.18)$$

nebo 
$$n = \frac{M_P - M_M}{2\pi J} \cdot t \quad (2.19)$$

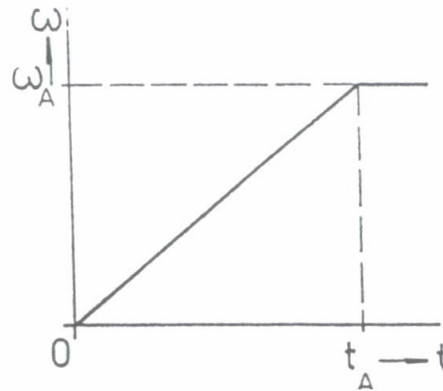
Průběh rozběhu je přímkový (lineární), jak je znázorněno na obr. 2.24. Po dosažení  $\omega_A$  nastává ustálený stav ( $M_P - M_M = 0$ ).

Doba rozběhu  $t_A$ :

$$\omega_A = \frac{M_P - M_M}{J} \cdot t_A \quad (2.20)$$

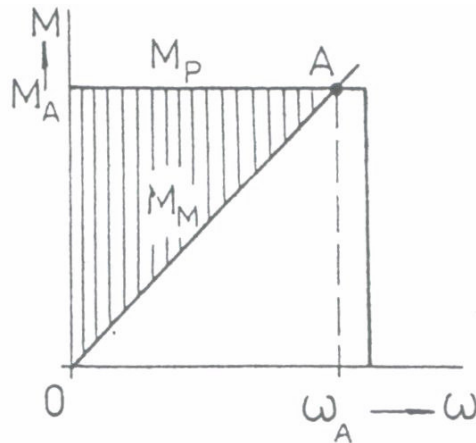
$$t_A = \frac{\omega_A \cdot J}{M_P - M_M} = \frac{2\pi J \cdot n_A}{M_P - M_M} \quad (2.21)$$





**Obr. 2.24** Průběh rozběhu pohonu s konstantním momentem motoru i zátěže

**Rozběh mechanismu s konstantním momentem pohonu  $M_P$  a lineárním průběhem momentu zátěže  $M_M$  (obr. 2.25)**



**Obr. 2.25** Průběh momentových charakteristik pohonu  $M_P$  a zátěže  $M_M$   
*A – pracovní bod pohonu a mechanismu*

Rovnice momentové charakteristiky pracovního mechanismu:  $M_M = k_1 \cdot \omega$  ,  
kde  $k_1$  je směrnice přímky:  $k_1 = M_A / \omega_A$  .

Řešíme diferenciální rovnici

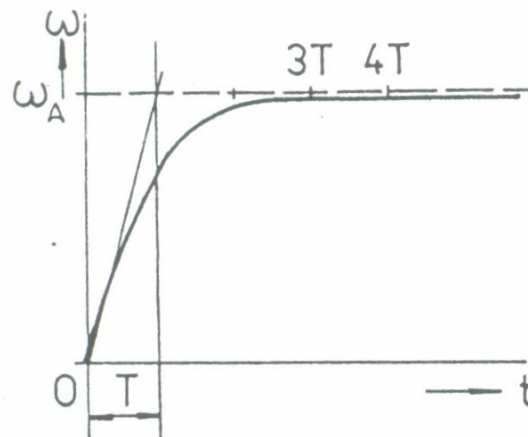
$$d\omega = \frac{M_P - k_1 \cdot \omega}{J} \cdot dt \quad (2.22)$$

pro počáteční podmínku  $t = 0$ ;  $\omega = 0$  .

Partikulární řešení:

$$\omega = \frac{M_P}{k_1} \cdot \left( 1 - e^{-\frac{k_1}{J} \cdot t} \right) \quad (2.23)$$

Grafické řešení je na obr. 2.26.



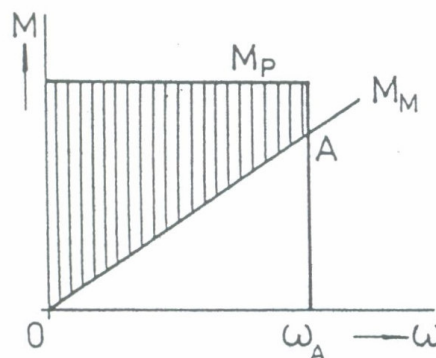
**Obr. 2.26** Průběh rozběhu hydraulického pohonu s konstantním momentem pohonu a lineárním průběhem momentu zátěže

Časová konstanta rozběhu  $T = \frac{J}{k_1}$ , (2.24)

ustálená hodnota rychlosti  $\omega_A = \frac{M_P}{k_1}$ . (2.25)

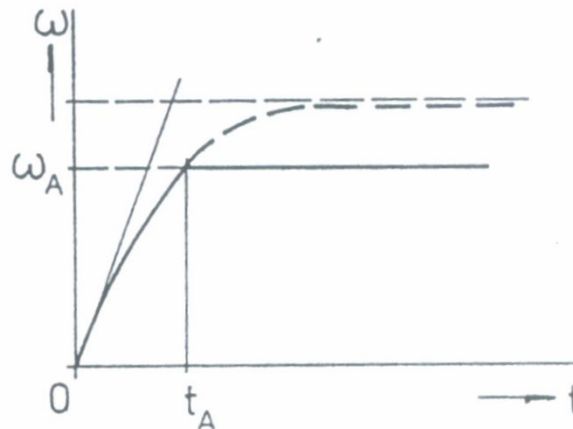
Za dobu rozběhu považujeme smluvně dobu  $t_A = 3T$  nebo  $T_A = 4T$ . Za dobu  $3T$  mechanismus dosáhne 95% ustálené hodnoty rychlosti, za dobu  $4T$  dosáhne 98% ustálené hodnoty rychlosti.

Jiný případ téhož pohonu (obr. 2.27):



**Obr. 2.27** Příklad jiného průběhu rozběhového momentu

Partikulární řešení popisující rozběh pohonu zde platí až do hodnoty  $\omega = \omega_A$  (viz obr. 2.28), a poté nastává ustálený stav pohonu a mechanismu.



**Obr. 2.28** Průběh rozběhu pohonu s momentovými charakteristikami dle obr. 2.27

### Samovolné brzdění mechanismu

Po vypnutí pohonu bude akční moment  $M_P = 0$ , moment odporu zátěže  $M_M = \text{konst.}$

Řešíme základní pohybovou rovnici

$$-M_M = J \cdot \frac{d\omega}{dt} . \quad (2.26)$$

Tyto jednodušší případy řešení se často používají pro orientační stanovení doby rozběhu a brzdění složitějších případů.

Kromě analytického řešení se dnes používají v praxi numerické metody řešení, založené na numerické integraci základní pohybové rovnice.

### 3. Řízení pohonů

Objektem řízení je u hydraulického pohonu hydromotor.

Výstupními (řízenými) parametry u hydromotoru jsou:

- síla  $F$  (u přímočarého hydromotoru) nebo moment  $M$  (u rotačního a kyvného hydromotoru),
- směr pohybu,
- rychlost pohybu  $v$  (u přímočarého hydromotoru) nebo otáčky  $n$ , případně úhlová rychlost  $\omega = 2\pi n$  (u rotačního a kyvného hydromotoru),
- poloha výstupního členu  $s$  (u přímočarého hydromotoru) nebo úhel natočení  $\varphi$  (u rotačního a kyvného hydromotoru),
- případně i jiné parametry: zrychlení  $a$  nebo úhlové zrychlení  $\varepsilon$ , výkon  $P$  aj.

Většinu těchto parametrů řídíme prostřednictvím pracovní kapaliny. Využíváme přitom vztahů mezi tlakem  $p$  a silou  $F$  nebo momentem  $M$ , mezi průtokem  $Q$  a rychlostí pohybu přímočarého hydromotoru  $v$  nebo otáčkami  $n$  u rotačního hydromotoru apod. Primárně tedy řídíme tlak a průtok. Takové řízení nazýváme *ventilové řízení*. Bude probráno v kap. 3.2. Nebo řídíme výstupní parametry motoru změnou geometrického objemu hydrogenerátoru  $V_G$  nebo hydromotoru  $V_M$ . Takovému řízení říkáme *objemové řízení*. Bude probráno v kap. 3.1.

Ventilová řídicí technika v hydraulických pohonech prošla třemi kvalitativně se lišícími stupni, které obecně nazýváme:

- klasická (konvenční) řídicí technika, viz kap. 3.2.1.,
- proporcionální řídicí technika, viz kap. 3.2.2.,
- servotechnika, viz kap. 3.2.3.

*Klasická řídicí technika* využívá klasických řídicích prvků:

- pro řízení tlaku využívá pojistné, přepouštěcí, redukční, připojovací, odpojovací a jiné tlakové ventily,
- pro řízení směru průtoku a hrazení průtoku používá rozváděče, jednosměrné ventily, řízené jednosměrné ventily, dvojstranné hydraulické zámky, uzavírací ventily aj.
- pro řízení velikosti průtoku používá škrťací ventily, tlakové váhy, regulační ventily průtoku, brzdicí a zpožďovací ventily, clony, dýzy aj.

Většina těchto prvků byla probrána v předmětu *Tekutinové mechanismy* a jejich znalost se předpokládá.

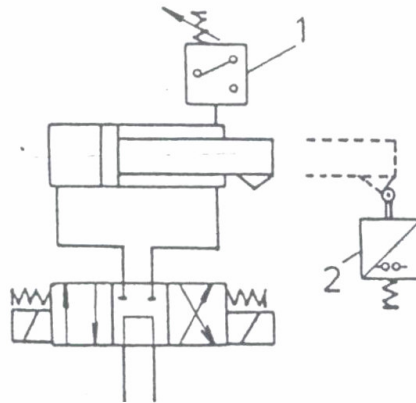
*Proporcionální řídicí technika* využívá proporcionálních řídicích prvků:

- pro řízení tlaku: proporcionální tlakové ventily (pojistné, přepouštěcí, redukční aj.),
- pro řízení směru průtoku: proporcionální rozváděče,
- pro řízení velikosti průtoku: proporcionální rozváděče, proporcionální škrťací ventily aj.

*Servotechnika* využívá mimořádně přesné a rychlé ventily, tzv. servoventily, ve spojení s vyspělou elektronikou a měřicí technikou.

### Řízení polohy výstupního členu hydromotoru

Klasická ventilová řídicí technika dovede řídit dojezd hydromotoru na předepsanou polohu pouze s omezenou přesností. Dojezd na polohu se obvykle řeší dojezdem pístitnice na koncový spínač, který elektricky přestaví rozváděč do uzavřené střední polohy a pohyb motoru se zastaví, viz obr. 3.0.1.



**Obr. 3.0.1** Řízení dojezdu hydromotoru na zadanou polohu

Dnes je možné využívat i jiné, například bezkontaktní snímače polohy pístitnice hydromotoru. V každém případě je zastavení hydromotoru téměř skokové, spojené často s nepříjemnými až nebezpečnými dynamickými jevy v systému.

Proporcionální technika řeší problém plynulého rozběhu pohonu i jeho plynulé zastavení na předepsané poloze pomocí proporcionálních rozváděčů a řídicí elektroniky, avšak též s omezenou přesností dosažení polohy.

Servotechnika díky přesným a rychlým ventilům a polohové zpětné vazbě od snímače polohy výstupního členu hydromotoru umožňuje dnes dosažení předepsané polohy s přesností až  $\pm 1 \mu\text{m}$  (při zdvihu do cca 1 m).

Zvláštní skupinu prvků tvoří *vestavné ventily*. Jsou natolik konstrukčně odlišné, že budou probírány v samostatné kapitole 3.2.4.

### **3.1. Objemové řízení**

Vlastní princip tohoto způsobu řízení pohonu spočívá v řízení geometrického objemu  $V_G$  regulačního hydrogenerátoru nebo geometrického objemu  $V_M$  regulačního hydromotoru. Popřípadě řízením geometrických objemů jak hydrogenerátoru, tak hydromotoru. Pokud jsou v obvodu použity přímočaré hydromotory, řízení se uskutečňuje jen hydrogenerátorem. Při změnách zátěže na hydromotoru se v hydraulickém systému mění tlak v závislosti na okamžité velikosti zátěže, průtok však zůstává téměř konstantní a je dán aktuálním nastavením geometrického objemu hydrogenerátoru.

Objemové řízení prošlo podobně jako ventilové řízení kvalitativním vývojem zejména v oblasti řídicího systému převodníků.

Objemové řízení se ve velké míře používá v uzavřených obvodech mobilní hydrauliky k pohonům pojezdu vozidel. V otevřených obvodech stacionárních strojů se tento způsob řízení používá pro vysokou celkovou účinnost systému (až 90%) a tím také malými nároky obvodu na teplotní stabilizaci obvodu. V některých případech umožňuje rekuperaci polohové nebo kinetické energie zátěže do elektrické sítě.

Nevýhody tohoto způsobu řízení: oproti řízení ventily má systém nižší tuhost, zejména když mezi hydromotorem a zdrojem tlakové energie je v mnoha případech dlouhé vedení. To zhoršuje nejen statickou přesnost řízení, ale zejména dynamické vlastnosti pohonu a z toho důvodu pomalejší řízení pohybu. V některých aplikacích (sekundární regulace hydromotoru) se tento způsob řízení vyrovná ventilovému řízení.

### 3.1.1. Řízení změnou geometrického objemu hydrogenerátoru

Změnou geometrického objemu hydrogenerátoru  $V_G$  při konstantních otáčkách hydrogenerátoru  $n$  se mění průtok  $Q$  podle vztahu

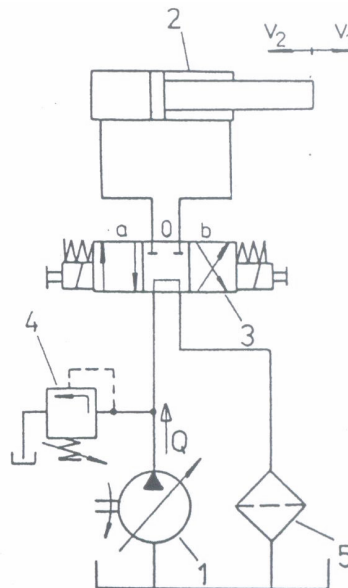
$$Q = V_G \cdot n \quad (3.1.1)$$

Tento průtok přivedený do přímočarého hydromotoru vyvodí rychlost  $v$

$$v = \frac{Q}{S_M} \quad (3.1.2)$$

kde  $S_M$  je účinná plocha pístu hydromotoru.

Příkladem je zapojení podle obr. 3.1.1. Pro změnu směru pohybu hydromotoru se používá rozváděč.



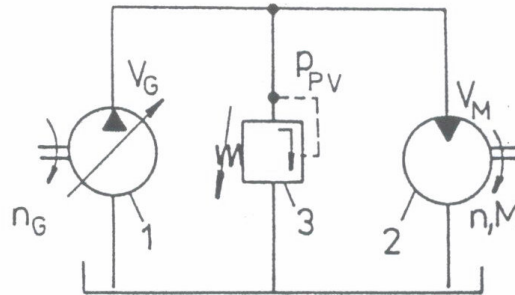
**Obr. 3.1.1** Řízení hydromotoru změnou geometrického objemu hydrogenerátoru  
1 – regulační hydrogenerátor, 2 – hydromotor, 3 – rozváděč, 4 – pojistný ventil,  
5 – filtr

V případě rotačního motoru se vyvodí otáčky  $n$

$$n = \frac{Q}{V_M} \quad , \quad (3.1.3)$$

kde  $V_M$  je geometrický objem hydromotoru.

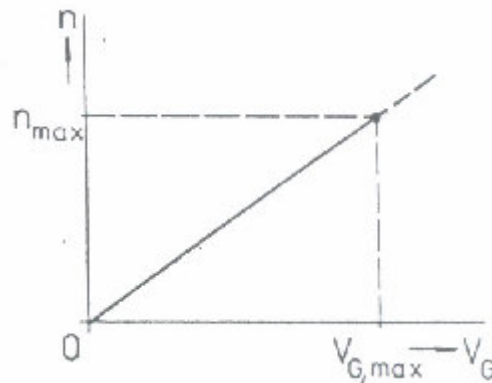
Příkladem je pohon na obr. 3.1.2.



**Obr. 3.1.2** Pohon s řízením otáček hydromotoru změnou geometrického objemu hydrogenerátoru

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

Závislost mezi řídicím parametrem  $V_G$  a otáčkami  $n$  je znázorněna na obr. 3.1.3.



**Obr. 3.1.3** Závislost otáček hydromotoru na geometrickém objemu hydrogenerátoru

Skutečná rychlost a skutečné otáčky jsou ovlivněny průtokovou účinností hydrogenerátoru i hydromotoru. Například pro rotační hydromotor platí

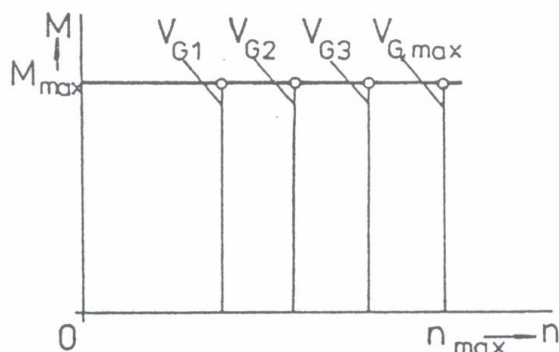
$$n = \frac{Q}{V_M} \cdot \eta_{Q,G} \cdot \eta_{Q,M} \quad , \quad (3.1.4)$$

kde  $\eta_{Q,G}$  je průtoková účinnost hydrogenerátoru a  $\eta_{Q,M}$  je průtoková účinnost hydromotoru.

Maximální moment na hydromotoru je dán nastavením pojistného ventilu  $p_{PV}$  a nezávisí na změně geometrického objemu hydrogenerátoru  $V_G$ :

$$M_{max} = \frac{V_M \cdot p_{PV}}{2\pi} = konst. \quad , \quad (3.1.5)$$

jak je znázorněno na obr. 3.1.4.



**Obr. 3.1.4** Vliv změny geometrického objemu hydrogenerátoru  $V_G$  na průběh momentové charakteristiky pohonu

Pro pohon s přímočarým hydromotorem bude platit pro maximální sílu na pístnici

$$F_{max} = \frac{p_{PV}}{S_M} \quad . \quad (3.1.6)$$

### Provedení regulačních hydrogenerátorů

Konstrukce hydrogenerátorů vhodné pro provedení jako regulační jsou zejména:

- lamelové jednozdvihové,
- pístové axiální s nakloněnou deskou,
- pístové axiální s nakloněným blokem.

Poslední dvě jsou vhodné pro nejvyšší tlaky a průtoky, tedy i nejvyšší výkony.

Řízení regulačních převodníků bývá nejčastěji řešeno jako:

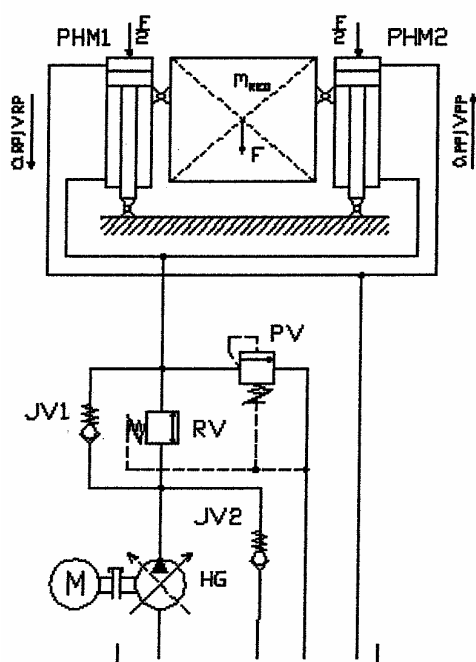
- mechanické (ruční kolečko, pedál)
- přímé a nepřímé hydraulické
- elektrohydraulické.

Základy konstrukce a základní způsoby řízení hydrogenerátorů jsou probírány v předmětu Tekutinové mechanizmy.

Řízení se děje většinou spojitě, výjimečně stupňovitě. Hydrogenerátory s jednosměrným průtokem řídíme v rozsahu  $V_G = (0 \dots V_{G,max})$ , hydrogenerátory s obousměrným průtokem řídíme v rozsahu  $V_G = (-V_{G,max} \dots 0 \dots V_{G,max})$ .



Příklad použití regulačního hydrogenerátoru s obousměrným průtokem je na obr. 3.1.5. Zde není nutné použít ke změně směru pohybu hydromotoru rozváděč, tuto úlohu plní regulační hydrogenerátor

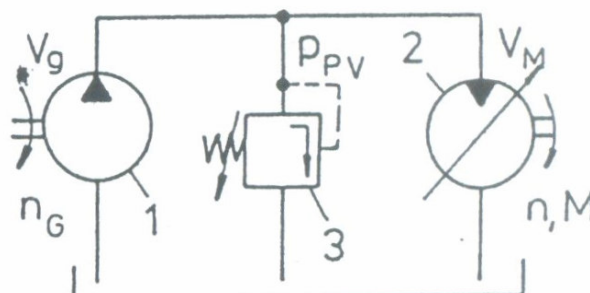


**Obr. 3.1.5** Schéma zvedání, spouštění a zastavení hmotné zátěže pomocí objemového řízení změnou geometrického objemu hydrogenerátoru

*HG – regulační a současně reverzační hydrogenerátor řídí rychlost zvedání, spouštění i zastavení zátěže v požadované poloze, JV – jednosměrný ventil, PV – pojistný ventil, RV – redukční ventil, PHM – přímočarý hydromotor*

### 3.1.2. Řízení změnou geometrického objemu hydromotoru

Příklad pohonu s řízením změnou geometrického objemu hydromotoru je uveden na obr. 3.1.6.



**Obr. 3.1.6** Pohon s řízením změnou geometrického objemu hydromotoru  
1 – neregulační hydrogenerátor, 2 – regulační hydromotor, 3 – pojistný ventil

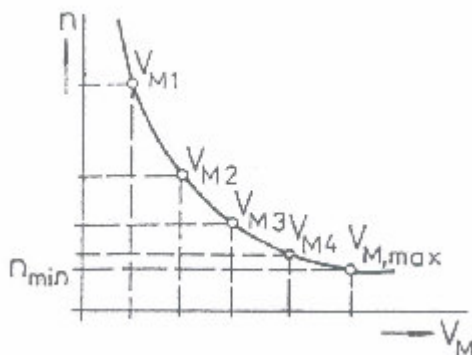
Výchozí vztah pro průtok mezi hydrogenerátorem a hydromotorem

$$Q = V_G \cdot n_G = V_M \cdot n \quad (3.1.7)$$

upravíme

$$n = n_G \frac{V_G}{V_M} = \frac{\text{konst}}{V_M} \quad (3.1.8)$$

kde  $V_M$  je proměnná. Závislost je znázorněna na obr. 3.1.7.



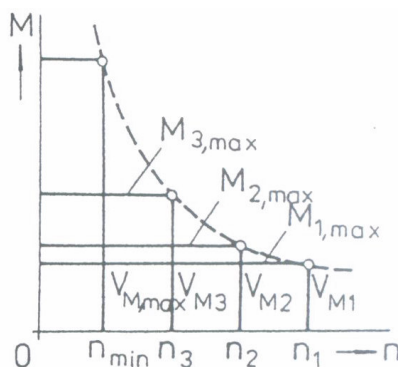
**Obr. 3.1.7** Závislost otáček hydromotoru na změně geometrického objemu hydromotoru

Protože geom. objem hydromotoru lze měnit od 0 do  $V_{M, \max}$ , je dán rozsah řízených otáček od  $n_{\min}$  do teoreticky  $n = \infty$ . Takový pohon jednak nelze zastavit, jednak nelze připustit libovolně velké otáčky. Otáčky se omezují tak, že se geometrický objem omezí pevným dorazem na hodnotě  $V_{M, \min}$  a tomu odpovídají otáčky  $n_{\max}$ . Problém zastavení pohonu se řeší obvykle tak, že kromě regulačního hydromotoru použije i regulační hydrogenerátor.

Maximální moment, kterým lze zatížit hydromotor, souvisí s geometrickým objemem motoru podle vztahu

$$M_{\max} = \frac{V_M \cdot p_{PV}}{2\pi} = \frac{Q}{n} \cdot \frac{p_{PV}}{2\pi} = \frac{\text{konst}}{n} \quad (3.1.9)$$

Tato závislost, graficky rovnoosá hyperbola, je znázorněna na obr. 3.1.8 spolu s momentovými charakteristikami pohonu pro různé hodnoty  $V_M$ .



**Obr. 3.1.8** Omezení maximálního momentu pohonu s regulačním hydromotorem

### 3.1.3. Hydrostatický převod

Hydrostatický převod je hydrostatický mechanismus, sloužící k řízení otáček hydromotoru. V této funkci je znám spíše pod označením *hydraulická převodovka*. Používá se jako alternativa mechanických převodovek zejména u mobilních strojů.

Sestává z jednoho nebo více hydrogenerátorů, jednoho nebo více rotačních hydromotorů a nezbytných řídicích prvků, uspořádaných do uzavřeného obvodu.

Struktura hydrostatického převodového mechanismu je tvořena nejčastěji těmito kombinacemi:

- regulační hydrogenerátor a neregulační hydromotor
- neregulační hydrogenerátor a regulační hydromotor
- regulační hydrogenerátor a regulační hydromotor.

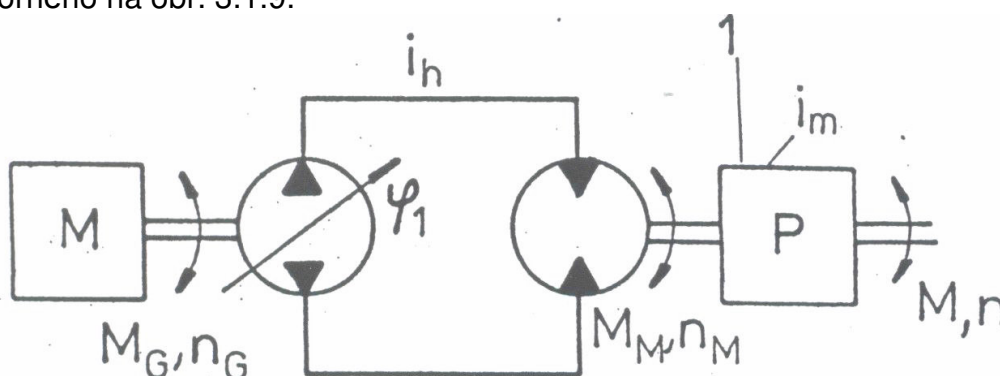
Regulační parametry hydrostatických převodových mechanismů a nejdůležitější statické charakteristiky jsou uvedeny v tab. 3.1.

Tab. 3.1. Regulační charakteristiky hydrostatického převodu

Regulace			
Regulační charakteristiky			
Regulační rozsah $i = \frac{n_{Mmax}}{n_{Mmin}}$	$i_G = 10:1$ až $40:1$	$i_M = 2:1$ až $3:1$	$i_{G+M} = 30:1$ až $100:1$
Charakteristiky pro $p = \text{konst}$ a $\eta = \text{konst}$			

Hydrostatické převody se pro zvětšení regulačního rozsahu a zlepšení celkové účinnosti přenosu výkonu kombinují s mechanickými převody. Existuje velké množství různých kombinací: sériové nebo paralelní zapojení hydrostatického a mechanického převodu, vnitřní nebo vnější větvení výkonu apod. Nejvýhodnější

uspořádání – hydrostatický převod se sériově připojeným mechanickým převodem – je znázorněno na obr. 3.1.9.



**Obr. 3.1.9.** Schéma hydrostatického převodu se sériově připojeným mechanickým převodem 1

Celkový převodový poměr

$$i_c = i_h \cdot i_m = \frac{n_G}{n} \quad (3.1.10)$$

Hydrostatické převodové mechanismy našly použití u strojů pro zemní a stavební práce (nakládače, rýpadla), zemědělských strojů (sklízecí mlátičky, kolové a pásové traktory), důlních strojů (kombajny, nakládače, důlní lokomotivy) a řady dalších strojů (viz příklady v kap. 9), přičemž přenášený výkon dnes činí až 500 kW.

Oproti jiným převodům mají tyto hlavní přednosti:

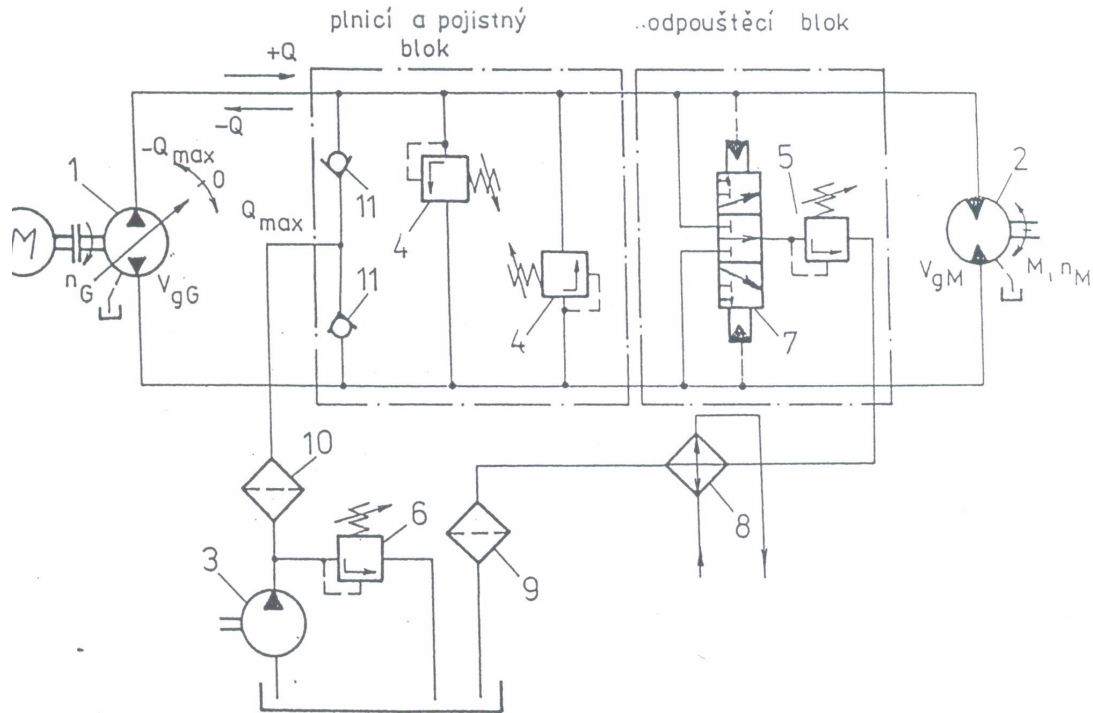
- široký rozsah plynulé regulace výstupních otáček, širší než u elektrického nebo elektromechanického pohonu,
- širokou možnost přizpůsobení momentové charakteristiky pohonu charakteristice pracovního mechanismu,
- dobré dynamické vlastnosti pohonu,
- jednoduché pojištění proti přetížení pojistným ventilem nebo regulačním hydrogenerátorem,
- jednoduchá reverzace.

K nevýhodám patří zejména:

- rychlý ohřev kapaliny v uzavřeném obvodu si vynucuje komplikovaný systém chlazení, nutnost pečlivější údržby,
- nižší celková účinnost přenosu ve srovnání s elektrickými a tuhými mechanismy.

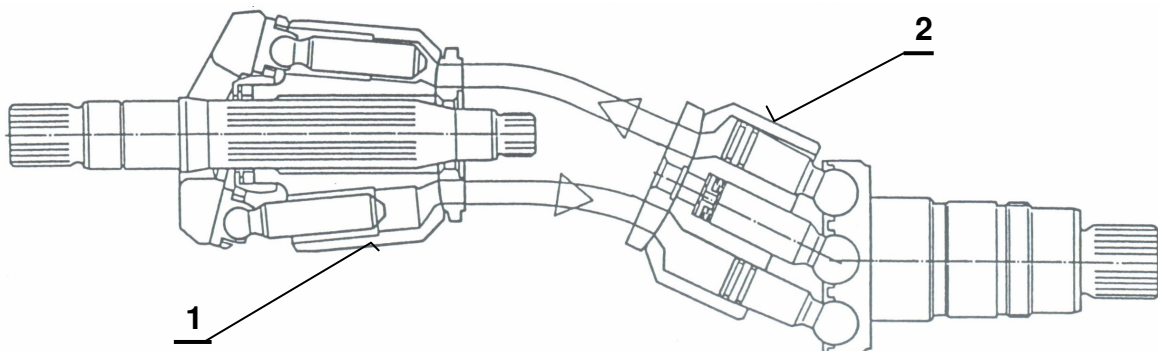
Řešení chlazení hydraulického obvodu hydrostatického převodu odpouštěním kapaliny z méně zatížené větve, jejím ochlazením v chladiči a následným doplněním ochlazené kapaliny do téže větve pomocným hydrogenerátorem ukazuje obr. 3.1.10. Pomocný hydrogenerátor bývá připojen na průběžnou hřídel regulačního

hydrogenerátoru 1, kterým bývá nejčastěji axiální pístový převodník s nakloněnou deskou. Jako hydromotor se pak používá axiální pístový převodník s nakloněným blokem. Na obr. 3.1.11 je zjednodušený řez hydrostatickým převodem. Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou má výhodu v tom, že na průběžnou hřídel je možné umístit pomocný hydrogenerátor. Axiální pístový hydromotor s nakloněným blokem je zase relativně levný a má velmi dobrou účinnost.



**Obr. 3.1.10** Příklad uzavřeného obvodu hydrostatického převodu

1 - regulační hydrogenerátor, 2 - neregulační hydromotor, 3 - pomocný hydrogenerátor, 4 - tlakové (pojistné) ventily, 5, 6 - přepínací tlakové ventily, 7 - odpouštěcí blok, 8 - chladič, 9, 10 - nízkotlaký filtr, 11 - jednosměrné ventily



**Obr. 3.1.11** Příklad uzavřeného obvodu hydrostatického převodu

1 - regulační axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou, 2 - neregulační axiální pístový hydromotor s nakloněným blokem

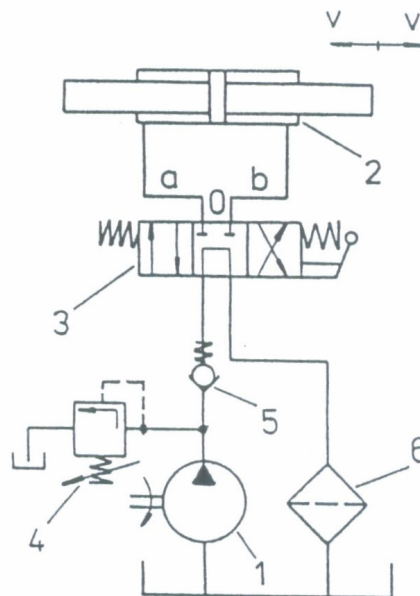
## 3.2. Ventilové řízení

### 3.2.1. Klasická řídicí technika

Prvky klasické řídicí techniky byly v dostatečném rozsahu probrány v předmětu *Tekutinové mechanizmy*, jejich znalost budeme dále předpokládat a budeme se v této kapitole věnovat problematice řízení pohonů pomocí těchto prvků.

Na příkladech uvedeme možnosti řízení směru pohybu a zastavení hydromotoru, řízení rychlosti pohybu hydromotoru, řízení dvou a více hydromotorů, řízení zvedání, spouštění, překlápění a zastavení hmotné zátěže, řízení síly nebo momentu na hydromotoru apod.

### Vyvození posuvného a rotačního pohybu bez možnosti řízení rychlosti pohybu

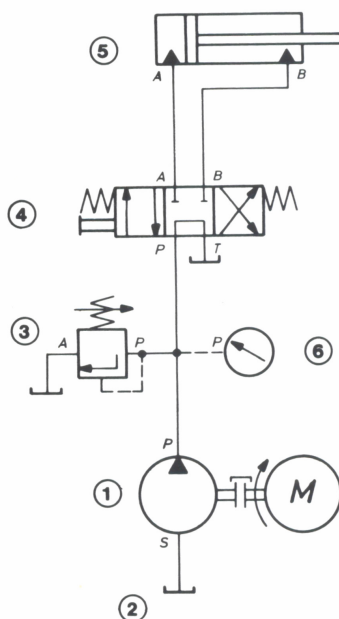


**Obr. 3.2.1** Příklad obvodu pro vyvození posuvného pohybu

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

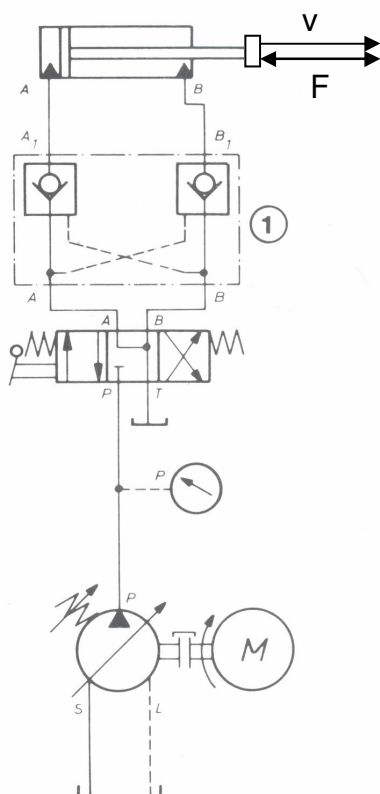
Obvod na obr. 3.2.1 zajišťuje vyvození posuvného pohybu hydromotoru 2 stejnou rychlostí v obou směrech a zastavení hydromotoru v libovolné poloze. Při zastavení by na pístnici neměla působit aktivní síla, protože by došlo k pomalému pohybu pístu vlivem průtokových ztrát v rozváděči. Jednosměrný ventil 5 chrání hydrogenerátor před účinky tlakových špiček vznikajících v systému.

Obvod na obr. 3.2.2 zajišťuje vyvození posuvného pohybu hydromotoru 5 různou rychlostí v obou směrech a zastavení hydromotoru v libovolné poloze. Poměr rychlostí je v obráceném poměru účinných ploch pístu.



**Obr. 3.2.2** Příklad obvodu pro vyvození posuvného pohybu

1 – hydrogenerátor, 2 – nádrž, 3 – pojistný ventil, 4 – rozváděč, 5 – hydromotor s nesterjnými plochami pístu z obou stran

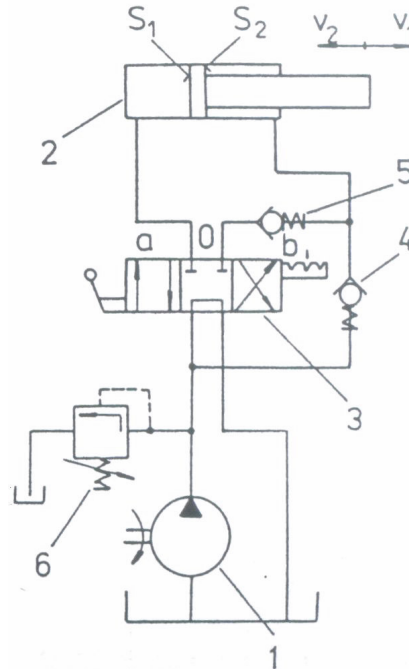


**Obr. 3.2.3** Příklad obvodu pro vyvození posuvného pohybu

1 – hydraulický zámek



Obvod na obr. 3.2.3 zajišťuje vyvození posuvného pohybu hydromotoru různou rychlostí v obou směrech a zastavení hydromotoru v libovolné poloze. Hydraulický zámek realizovaný křížovým zapojením dvou řízených jednosměrných ventilů zajistí dokonalé zastavení i v případě, že na hydromotor působí trvalá síla  $F$  v jednom nebo druhém směru.



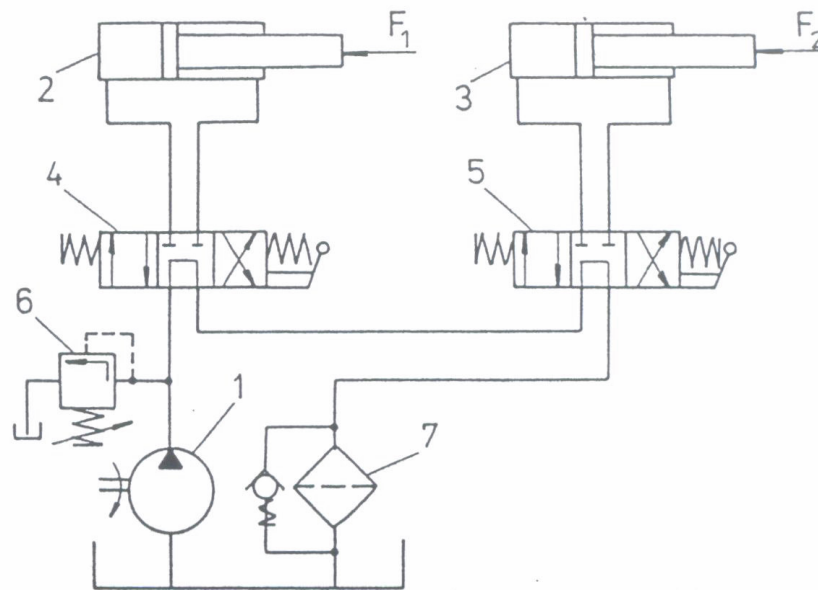
**Obr. 3.2.4** Vyvození posuvného pohybu hydromotorem v diferenciálním zapojení  
1 – hydrogenerátor, 2 – hydromotor s jednostranně vyvedenou pístnicí, 3 – rozváděč,  
4, 5 – jednosměrné ventily, 6 – pojistný ventil

Hydromotor s jednostranně vyvedenou pístnicí, též nazývaný hydromotor s diferenciálním pístem zajišťuje rozdílnou rychlost pohybu pístnice v obou směrech. V zapojení dle obr. 3.2.4 však zajistí stejnou rychlost v obou směrech  $v_1 = v_2$  za předpokladu, že poměr ploch  $S_1 = 2S_2$ .

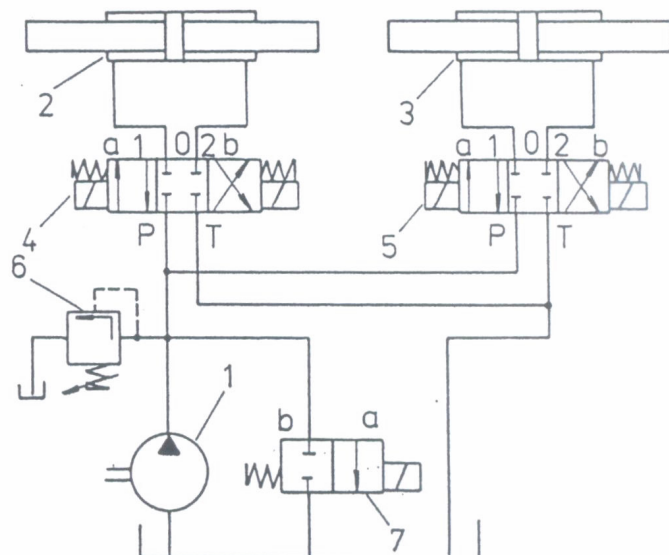
Uspořádání na obr. 3.2.5 představuje ovládání dvou hydromotorů zapojených seriově. Filtr s obtokem zajišťuje ochranu filtrační vložky proti přetržení při jejím zanesení nečistotami.

Zapojení na obr. 3.2.6 představuje ovládání dvou hydromotorů dvěma rozváděči zapojenými paralelně ke zdroji průtoku. V tomto případě je nutné použít rozváděčů s tzv. uzavřeným středem. Pro odlehčení hydrogenerátoru slouží odlehčovací rozváděč 7; pokud jsou rozváděče 4 a 5 v základní poloze 0, je rozváděč 7 v poloze a, a pokud jsou rozváděče 4 a 5 v pracovní poloze (a nebo b), je rozváděč 7 v poloze b. Tak je zajištěno, že kapalina nebude zbytečně protékat pojistným ventilem.



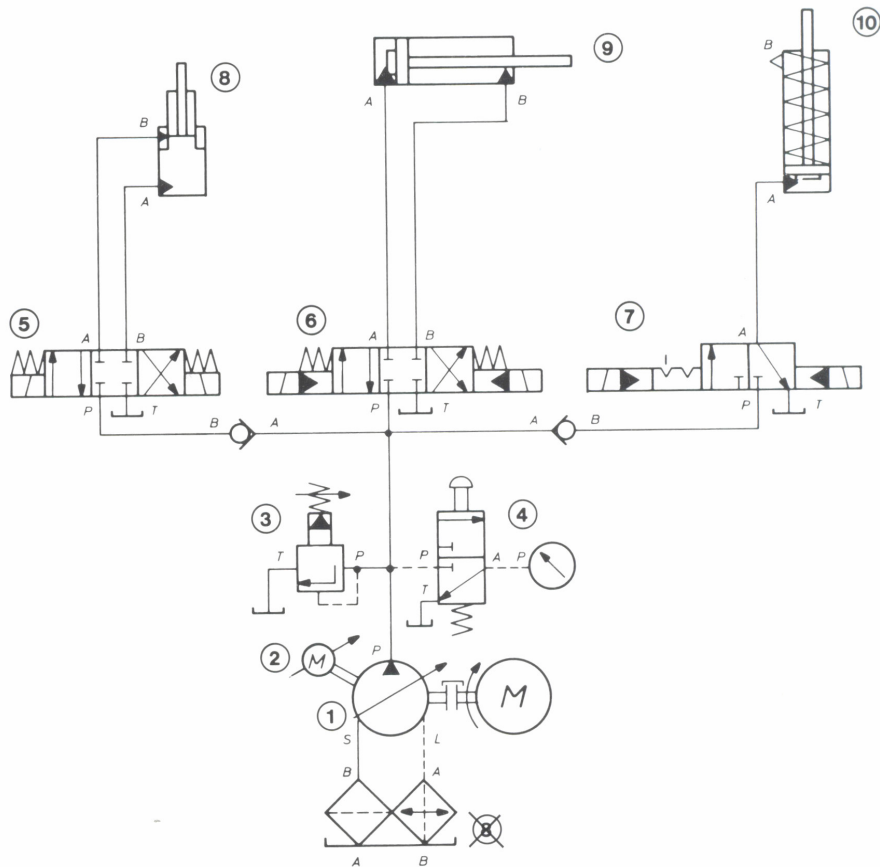


**Obr. 3.2.5** Řízení pohybu dvou hydromotorů dvěma rozváděči zapojenými seriově  
1 – hydrogenerátor, 2, 3 – hydromotory, 4, 5 – rozváděče, 6 – pojistný ventil, 7 - filtr



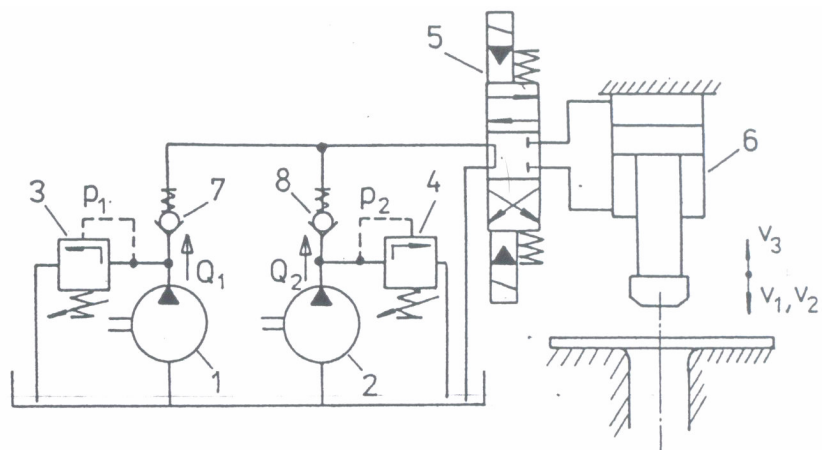
**Obr. 3.2.6** Ovládání dvou hydromotorů dvěma paralelně zapojenými rozváděči  
1 – hydrogenerátor, 2,3 – hydromotory, 4,5 – rozváděče, 6 – pojistný ventil,  
7 – odlehčovací ventil (rozváděč)

Na obr. 3.2.7 je obdobné zapojení jako na obr. 3.2.6 s tím rozdílem, že místo odlehčovacího rozváděče je použitý hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak.



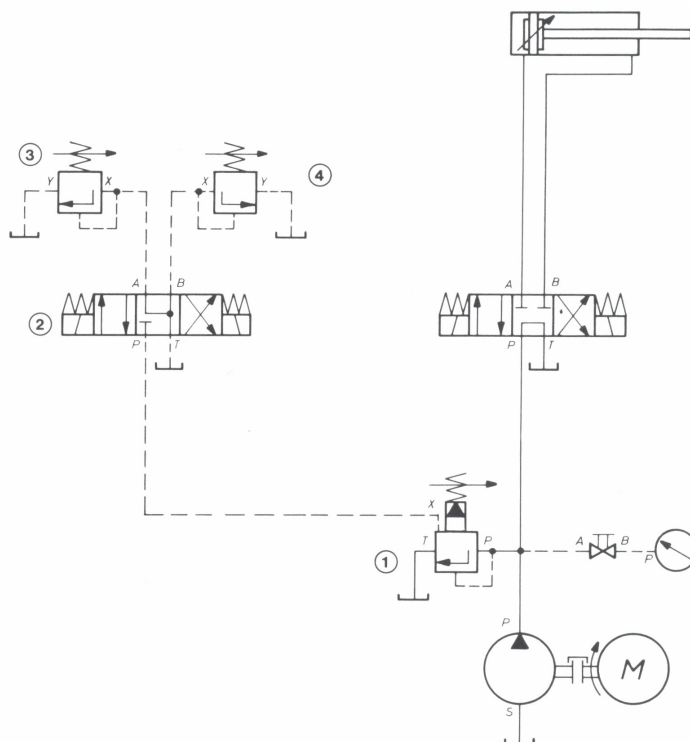
**Obr. 3.2.7** Ovládání dvou hydromotorů dvěma paralelně zapojenými rozvaděči  
1 – hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak, 2 – elektromotor, 3, 4 – pojistné ventily, 5, 6, 7 – rozvaděče, 8, 9, 10 - hydromotory

### Obvody pro řízení síly nebo momentu na hydromotoru



**Obr. 3.2.8** Příklad obvodu hydraulického lisu  
1 – nízkotlaký hydrogenerátor, 2 – vysokotlaký hydrogenerátor, 3, 4 – pojistné ventily, 5 – rozvaděč, 6 – přímočarý hydromotor, 7, 8 – jednosměrné ventily

V obvodu hydraulického lisu na obr. 3.2.8 zajišťuje nízkotlaký hydrogenerátor 1 s vysokým průtokem  $Q_1$  rychlý posuv hydromotoru 6, vysokotlaký hydrogenerátor 2 zajišťuje vlastní lisování pomalou rychlostí danou nízkým průtokem  $Q_2$ . Tlaky v obou obvodech jsou omezeny pojistnými ventily 3, 4. Pojistný ventil 3 je nastaven na nízký tlak, pojistný ventil 4 na vysoký tlak.



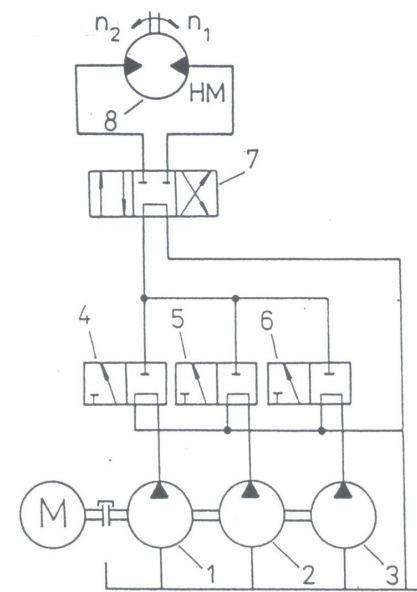
**Obr. 3.2.9** Obvod s možností nastavení až tří různých tlaků

1 – nepřímo řízený pojistný ventil, 2 – rozváděč, 3, 4 – přímo řízené pojistné ventily

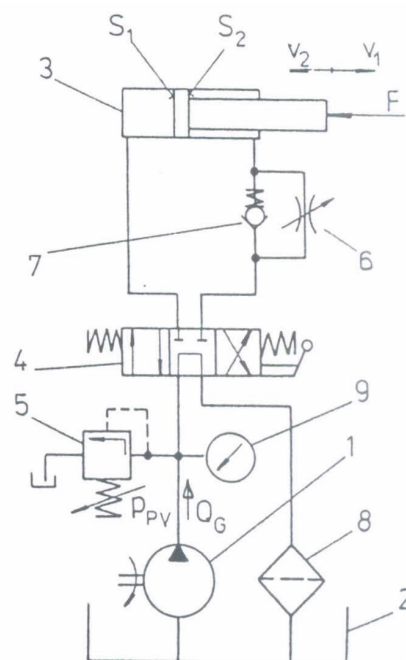
V obvodu na obr. 3.2.9 je tlak omezen ventilem 1, pokud je rozváděč 2 ve střední poloze. Pokud je rozváděč 2 v levé pracovní poloze, je tlak omezen hodnotou nastavenou na ventilu 3, pokud je rozváděč 2 v pravé pracovní poloze, je tlak omezen hodnotou nastavenou na ventilu 4.

### Řízení rychlosti nebo otáček hydromotoru

Řízení rychlosti nebo otáček hydromotoru můžeme provádět *stupňovitě* nebo *spojitě*. Příkladem stupňovitého řízení rychlosti je obvod na obr. 3.2.10. Hydrogenerátory 1, 2 a 3 se připojují do obvodu rozváděči 4, 5 a 6. Pokud budou mít hydrogenerátory stejný průtok, dosáhneme tří různých rychlostí, daných průtoky  $Q_1$ ,  $2Q_1$  a  $3Q_1$ . Pokud budou mít hydrogenerátory různé průtoky, dosáhneme až sedmi různých rychlostí, daných průtoky  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$ ,  $Q_1+Q_2$ ,  $Q_1+Q_3$ ,  $Q_2+Q_3$ ,  $Q_1+Q_2+Q_3$ . Toto řízení nazýváme též *objemové řízení*, protože se provádí změnou geometrického objemu hydrogenerátorů, viz kap. 3.1. Směr otáčení hydromotoru 8 zajišťuje rozváděč 7.

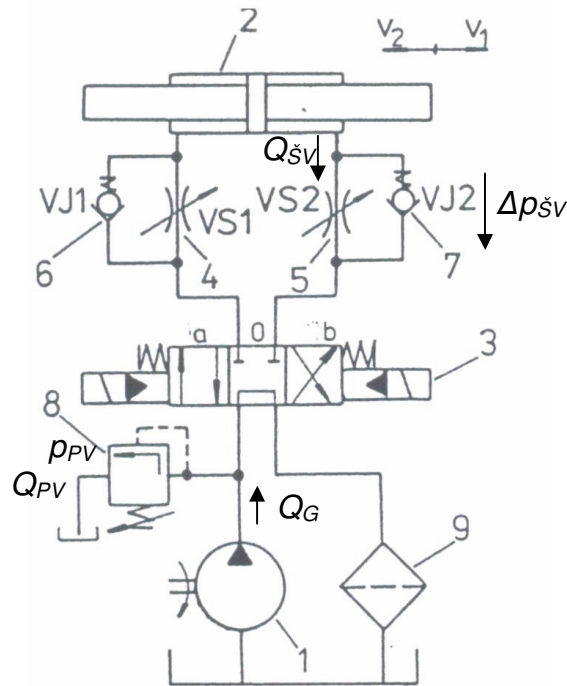


**Obr. 3.2.10** Obvod pro zajištění stupňovité změny otáček hydromotoru  
1, 2, 3 – hydrogenerátory, 4, 5, 6, 7 – rozváděče, 8 - hydromotor



**Obr. 3.2.11** Obvod pro zajištění plynulé změny rychlosti v jednom směru  
1 – hydrogenerátor neregulační, 2 – nádrž, 3 – hydromotor přímočarý, 4 – rozváděč,  
5 – pojistný ventil, 6 – škrticí ventil, 7 – jednosměrný ventil, 8 – filtr, 9 – manometr

Plynulou změnu rychlosti zajišťujeme buď *objemovým řízením*, viz kap. 3.1, nebo pomocí *ventilů*, kterými řídíme průtok do hydromotoru. Na obr. 3.2.11 je k řízení rychlosti hydromotoru použit škrticí ventil 6. Tento ventil ovlivňuje pouze rychlost  $v_1$ , v opačném směru protéká kapalina jednosměrným ventilem 7 a rychlost  $v_2$  není škrticím ventilem ovlivněna.



**Obr. 3.2.12** Obvod pro řízení rychlosti v obou směrech

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

Požadujeme-li řídit rychlost pohybu hydromotoru v obou směrech nezávisle na sobě, použijeme zapojení podle obr. 3.2.12 se dvěma škrticími a dvěma jednosměrnými ventily, zapojenými paralelně. Ventil VS2 řídí rychlost  $v_1$  a ventil VS1 řídí rychlost  $v_2$ . Řízení rychlosti hydromotoru je realizováno prostřednictvím řízení průtoku do hydromotoru. Hydrogenerátor 1 dodává do obvodu konstantní průtok  $Q_G$ , a pokud má jít do hydromotoru průtok nižší, musí se část průtoku oddělit a odchází pojistným ventilem zpět do nádrže jako průtok  $Q_{PV}$ :  $Q_{PV} = Q_G - Q_{šV}$ .

To představuje z energetického hlediska ztrátu. Ztrátový výkon na pojistném ventilu

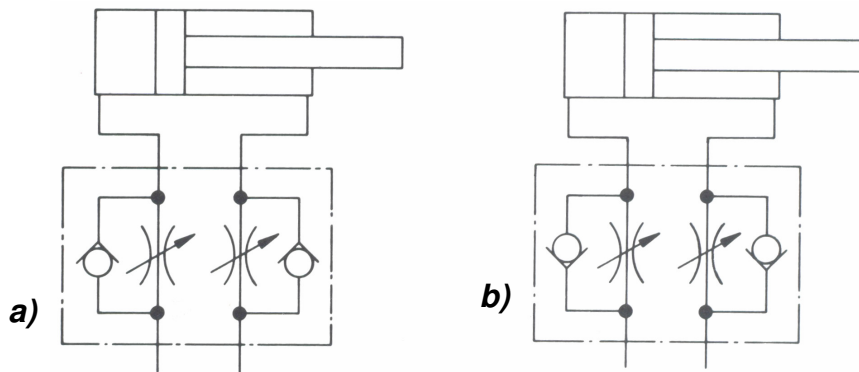
$$P_{PV} = Q_{PV} \cdot p_{PV} \quad . \quad (3.2.1)$$

K tomu se přičítá ztrátový výkon na škrticím ventilu

$$P_{šV} = Q_{šV} \cdot \Delta p_{šV} \quad . \quad (3.2.2)$$

Celková účinnost systému s ventilovým řízením, neregulačním hydrogenerátorem a pojistným nebo přepouštěcím ventilem proto nemůže být vyšší než  $\eta_c = 0,38$ . Lepším řešením je použití energeticky úsporného zdroje tlaku, viz obr. 3.2.17.

Škrticí ventily můžeme zapojit k hydromotoru buď na vstupu, viz obr. 3.2.13a, nebo na výstupu, viz obr. 3.2.13b. V zapojení podle obr. 3.2.13a je v hydromotoru nižší tlak a jsou tedy nižší pasivní odpory těsnění, v zapojení podle 3.2.13b má hydromotor vyšší tuhost, dá se tedy přesněji řídit, zejména je-li na pístnici zavěšena hmotná zátěž.



**Obr. 3.2.13** Škrtcí ventily zapojené na vstupu (a) nebo na výstupu (b) hydromotoru

Ve všech těchto případech škrtcí ventil představuje proměnný odpor  $R$ . Z mechaniky tekutin víme, že pro průtok  $Q$  nelineárním proměnným odporem platí vztah

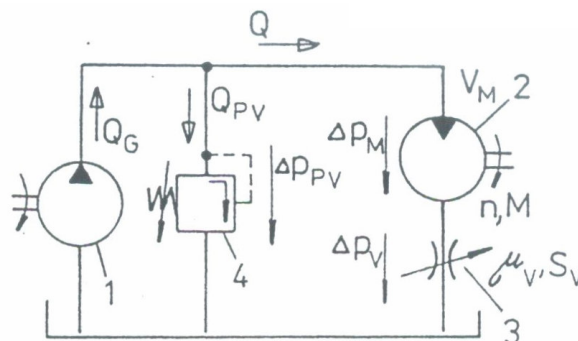
$$\Delta p_v = R \cdot Q^2 \quad , \quad (3.2.3)$$

kde  $\Delta p_v$  je tlakový spád na odporu (škrtcím ventilu). Odtud

$$Q = \sqrt{\frac{\Delta p_v}{R}} = \mu_v \cdot S_v \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta p_v}{\rho}} \quad , \quad (3.2.4)$$

kde  $\mu_v$  je součinitel průtoku (1),  $S_v$  – průtočná plocha ventilu v nejúžším místě ( $\text{m}^2$ ),  $\rho$  – měrná hmotnost pracovní kapaliny ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ).

Na obr. 3.2.14 je příklad řízení otáček rotačního hydromotoru škrtcím ventilem jakožto proměnným odporem. Zdrojem konstantního tlaku je zde hydrogenerátor, který spolu s pojistným (přepouštěcím) ventilem udržuje konstantní tlak  $p_{PV}$  ve větvi s hydromotorem a škrtcím ventilem, avšak pouze tehdy, protéká-li pojistným ventilem kapalina.



**Obr. 3.2.14** Pohon s řízením otáček hydromotoru škrtcím ventilem  
1 – neregulační hydrogenerátor, 2 – rotační hydromotor, 3 – škrtcí ventil,  
4 – pojistný nebo přepouštěcí ventil

Protože hydromotor používáme nejčastěji ve funkci pohonu stroje, zajímá nás momentová (otáčková) charakteristika pohonu. Rovnici otáčkové charakteristiky odvodíme ze vztahu

$$Q = Q_M = Q_{\dot{S}V} \quad (3.2.5)$$

Po dosazení za  $Q_M$  a  $Q_{\dot{S}V}$  obdržíme

$$Q = V_M \cdot n = \mu_V S_V \sqrt{\frac{\Delta p_V}{\rho}} \quad (3.2.6)$$

kde  $V_M$  je geometrický objem hydromotoru.

Tlakový spád na škrticím ventilu  $\Delta p_V$

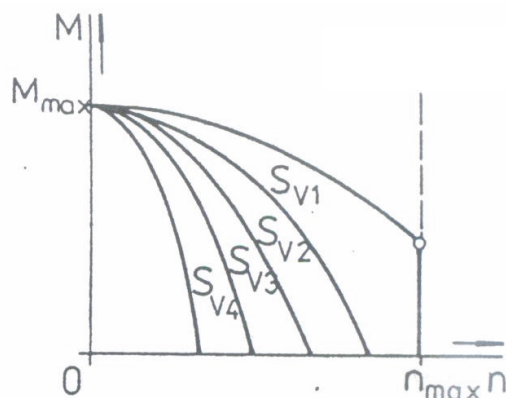
$$\Delta p_V = \Delta p_{PV} - \Delta p_M = \Delta p_{PV} - \frac{2\pi M}{V_M} \quad (3.2.7)$$

dosadíme do rovnice pro průtok a vyjádříme otáčky  $n$

$$n = \frac{\mu_V S_V}{V_M} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p_{PV} - \frac{2\pi M}{V_M}} \quad (3.2.8)$$

Momentová charakteristika je parabola a má tvar znázorněný na obr. 3.2.15. Se změnou průtočného průřezu škrticího ventilu  $S_V$  se otáčky mění přímo úměrně. Tak obdržíme různé momentové charakteristiky, které mají všechny stejnou hodnotu maximálního momentu

$$M_{max} = \frac{\Delta p_{PV} \cdot V_M}{2\pi} \quad (3.2.9)$$



**Obr. 3.2.15** Momentové charakteristiky pohonu s řízením otáček škrticím ventilem

Maximální otáčky jsou omezeny průtokem zdroje  $Q_G$  na hodnotě  $n_{max} = \frac{Q_G}{V_M}$ .

Obdobným postupem odvodíme charakteristiku  $F - v$  pro případ řízení přímočarého hydromotoru škrťicím ventilem.

Z rovnosti průtoku

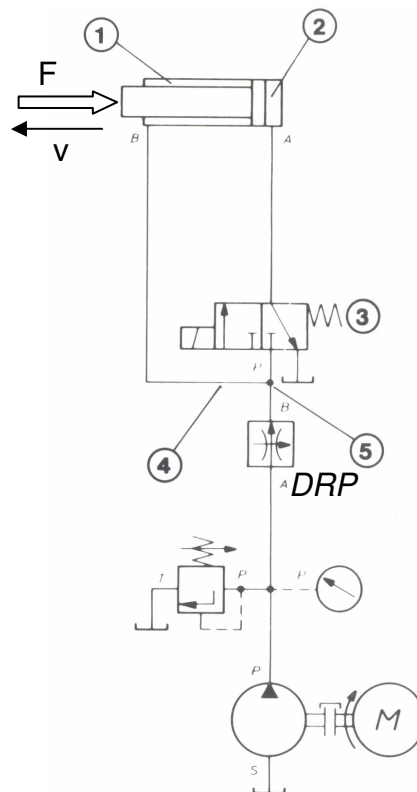
$$Q = S_M \cdot v = \mu_v S_v \sqrt{\frac{\Delta p_v}{\rho}} \quad (3.2.10)$$

kde  $S_M$  je účinná plocha pístu přímočarého hydromotoru spočítáme  $v$  – rychlost pohybu pístu hydromotoru

$$v = \frac{\mu_v S_v}{S_M} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p_{PV} - \frac{F}{S_M}} \quad (3.2.11)$$

$F - v$  charakteristika pohonu je parabola obdobná charakteristice  $M - n$  na obr. 3.2.15.

Důsledkem této charakteristiky je velká statická poddajnost pohonu, zvláště v oblasti velkých hodnot síly nebo momentu. Již malá změna síly nebo momentu způsobí velký pokles otáček. Takovýto pohon se v praxi označuje jako "měkký" pohon, a v řadě aplikací je toto chování na závadu. Řešením může být použití škrťicích ventilů se stabilizací průtoku, označovaných jako *dvoucestné* nebo *třícestné regulátory průtoku*, nebo podle své konstrukce jako *škrťicí ventily s dvoucestnou tlakovou váhou* nebo *s třícestnou tlakovou váhou*.

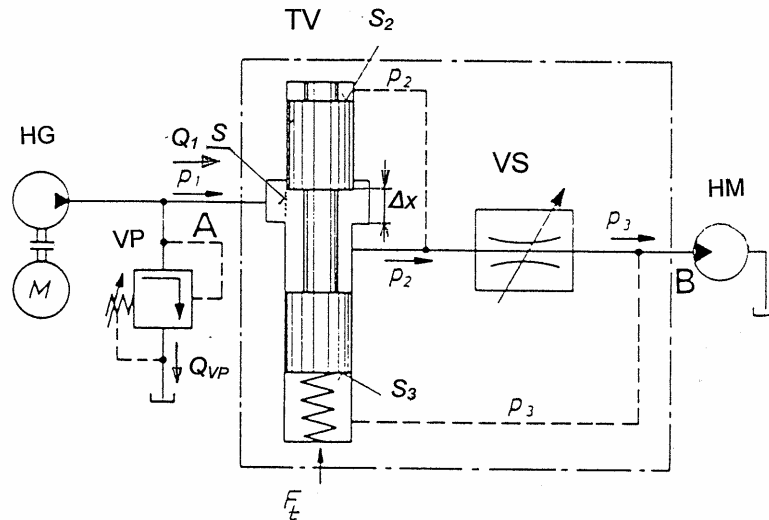


**Obr. 3.2.16** Použití dvoucestného regulátoru průtoku *DRP* ke stabilizaci průtoku



Při použití *dvoucestného regulátoru průtoku*, neboli *škrticího ventilu s dvoucestnou tlakovou váhou* – viz obr. 3.2.16, se rychlost pohybu hydromotoru v nebude měnit se změnou zatěžovací síly  $F$ .

Zjednodušený řez ventilem včetně jeho zapojení v obvodu je uveden na obr. 3.2.17.



**Obr. 3.3.17** Dvoucestný regulační ventil průtoku

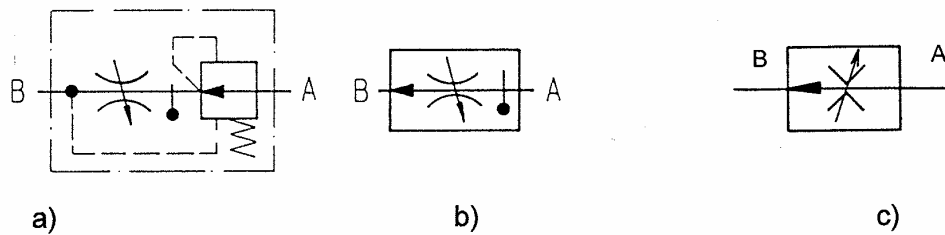
*HG* – hydrogenerátor, *HM* – hydromotor, *TV* – tlaková váha, *VS* – řídicí škrticí ventil, *VP* – pojistný ventil

Regulátor průtoku sestává ze škrticího ventilu *VS*, který plní úlohu měřicí clony s nastavitelným průřezem, a tlakové váhy *TV*. Hydrogenerátorem dodávaný průtok  $Q_G$  se větví na průtok  $Q_1$  a průtok  $Q_{VP}$ , odtékající přes pojistný ventil. Průtokem  $Q_1$  vzniká na hranách šoupátka tlakové váhy tlakový spád  $\Delta p_{TV} = p_1 - p_2$  a na škrticím ventilu *VS* tlakový spád  $\Delta p_{VS} = p_2 - p_3$ . Jeho hodnota se pohybuje v závislosti na průtoku v rozsahu  $\Delta p_{VS} = 0 \dots \Delta p_{VS,max}$ , když  $\Delta p_{VS,max}$  bývá nejčastěji 0,7 MPa. Tento tlakový spád se vede jakožto záporná tlaková zpětná vazba na čela tlakové váhy, kde působí proti síle pružiny  $F_t$  a ustaví šoupátko do rovnovážné polohy, zajišťující požadovaný průtok. Pokud se například sníží tlak  $p_3$  (změnou zatížení na hydromotoru *HM*), zvýší se tlakový spád na ventilu  $\Delta p = p_1 - p_3$  a současně se zvýší průtok ventilem  $Q_1$  podle vztahu

$$Q_1 = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}$$

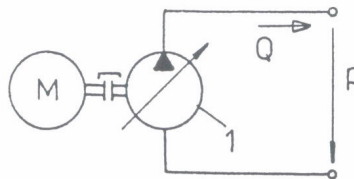
Současně se zvýší tlakový spád  $\Delta p_{VS} = p_2 - p_3$ . Ten způsobí pohyb šoupátka o hodnotu  $\Delta x$  a tím zmenšení průtočné plochy  $S$ . Následkem je zvýšení tlakového spádu na tlakové váze  $\Delta p_{TV}$  a úprava (snížení) průtoku  $Q_1$  na původní hodnotu. Protože tento ventil funguje jako regulátor s trvalou regulační odchylkou, nedosáhne se přesně původní hodnoty průtoku. Chyba vyrovnávání průtoku činí obvykle 2 ... 5 % ustálené hodnoty průtoku. Navíc ke kompenzaci dojde po určitém čase, protože se jedná o dynamický děj s časovou konstantou 15 ... 50 ms.

Jako řídicí ventil se používá škrticí ventil závislý na viskozitě kapaliny, viz obr. 3.1.17 nebo grafické značky na obr. 3.1.18a, b, nebo škrticí ventil nezávislý na viskozitě kapaliny, viz obr. 3.1.18c.



**Obr. 3.1.18** Grafické značky dvoucestného regulátoru průtoku  
*a – podrobná grafická značka vyjadřující strukturu ventilu, b – zjednodušená grafická značka se škrticím ventilem závislým na viskozitě kapaliny, c – zjednodušená grafická značka se škrticím ventilem nezávislým na viskozitě kapaliny*

Energetická bilance pohonu řízeného škrticím ventilem je velmi špatná, celková účinnost je často mnohem nižší než teoretických  $\eta_c = 0,38$ . Výsledkem je nejen maření energie, ale i nutnost přídatného chlazení a nižší životnost pracovní kapaliny. Častým řešením je použití regulačního hydrogenerátoru s regulací na konstantní tlak, viz obr. 3.2.19, jako energeticky úsporného zdroje tlaku. Udržuje konstantní tlak v systému, aniž se maří energie na pojistném ventilu. Celková účinnost systému se zvýší na teoretických  $\eta_c = 0,666$ .

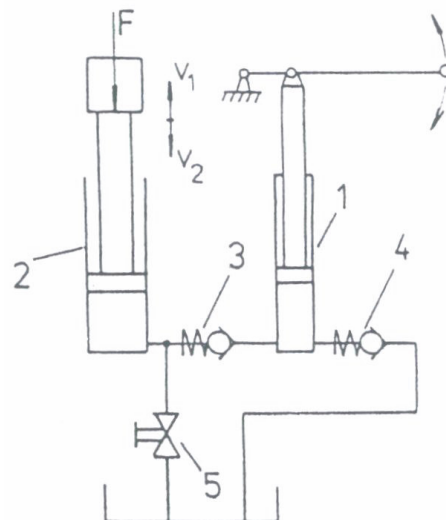


**Obr. 3.2.19** Energeticky úsporný zdroj tlaku  
*1 – regulační hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak*

## Obvody pro zvedání a spouštění hmotné zátěže

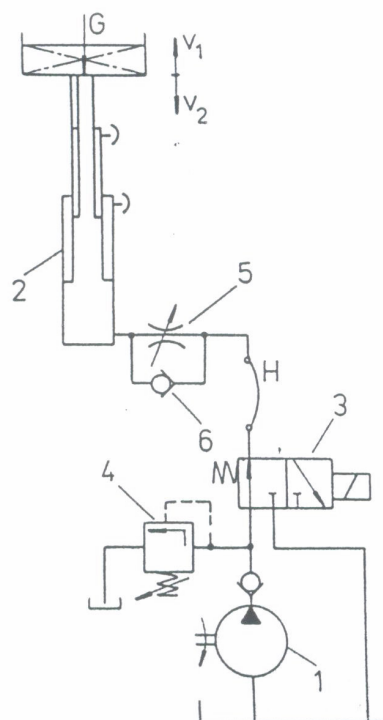
Jednoduché zařízení pro zvedání a spouštění hmotné zátěže představuje hydraulický zvedák, viz schéma na obr. 3.2.20. Zvedání zajišťuje ruční pumpa, spouštění se děje povolením uzavíracího ventilků 5, který zde funguje též jako škrticí ventil.

Problematika zvedání a spouštění hmotné zátěže se liší od problematiky posouvání hmotné zátěže v tom, že při zvedání a spouštění hmotné zátěže působí na hydromotor trvalá aktivní síla, kterou je třeba při zvedání překonávat, naopak při spouštění je třeba hydromotor brzdít. V obvodu na obr. 3.1.21 je brzdění zajištěno škrticím ventilem 5. Zastavení hydromotoru v libovolné poloze je možné pouze vypnutím pohonu. Při vypnutí pohonu 1 bude ovšem zátěž velmi pomalu ale trvale klesat v důsledku průtokových ztrát v rozváděči 3.



**Obr. 3.2.20** Obvod hydraulického zvedáku

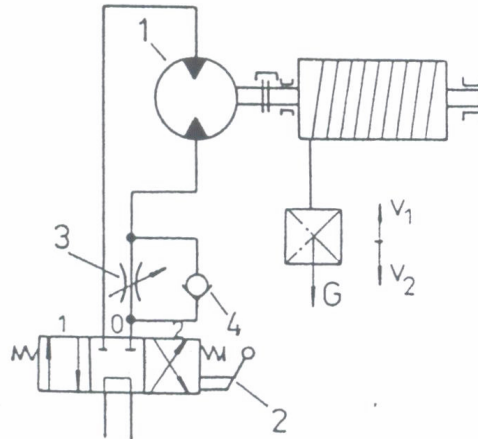
1 – ruční pumpa (hydrogenerátor s přímočarým pohybem), 2 – hydromotor se zátěží, 3, 4 – jednosměrné ventily, 5 – uzavírací ventil



**Obr. 3.2.21** Příklad obvodu pro zvedání a spouštění hmotné zátěže

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

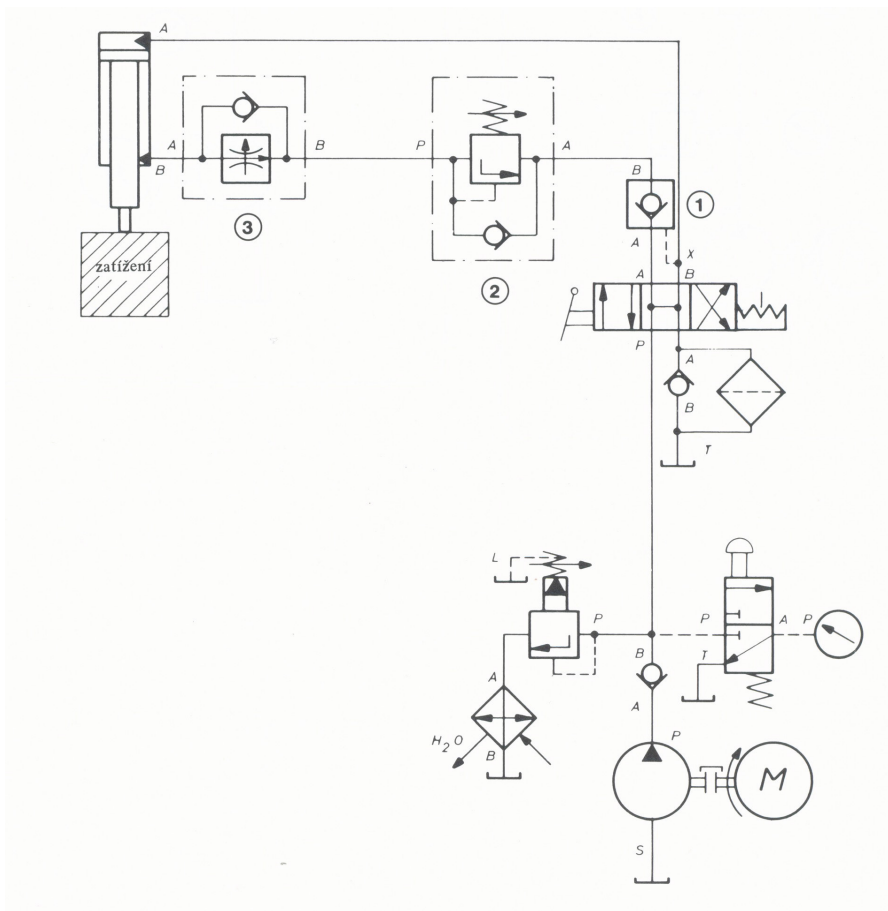
V případě zvedání a spouštění hmotné zátěže rotačním hydromotorem na obr. 3.2.22 se zastavení zátěže v libovolné poloze řeší přestavením rozváděče 2 do střední polohy a použitím tzv. parkovací mechanické brzdy na hřídeli bubnu (není zakreslena).



**Obr. 3.2.22** Příklad obvodu pro zvedání a spouštění hmotné zátěže

1 – rotační hydromotor, 2 – rozváděč, 3 – škrticí ventil, 4 – jednosměrný ventil

Pro bezpečné zastavení a držení hmotné zátěže v zastavené poloze používáme nejčastěji hydraulické zámky, a to buď *jednostranný hydraulický zámek*, nazývaný též *řízený jednosměrný ventil*, pokud zatěžovací síla nemění smysl, nebo *dvojstranný hydraulický zámek*, pokud zatěžující síla mění smysl.



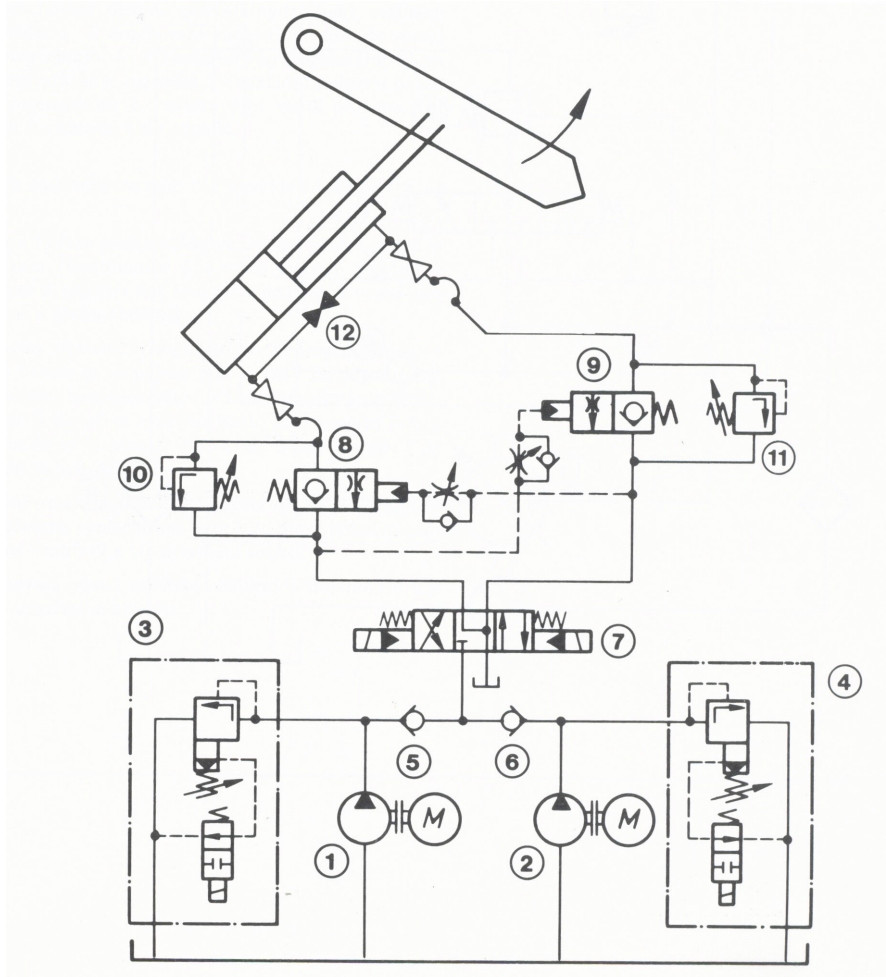
**Obr. 3.2.23** Příklad obvodu pro zvedání a spouštění hmotné zátěže se zajištěním v zastavené poloze řízeným jednosměrným ventilem

Legenda k obr. 3.2.23:

1 – řízený jednosměrný ventil, 2 – pojistný ventil s obtokem, 3 – škrticí ventil s dvoucestnou tlakovou váhou slouží k řízenému spouštění zátěže, obtok přes jednosměrný ventil při zvedání zátěže

Příklady obvodů jsou na obr. 3.2.23 a 3.2.3. V prvním případě zatěžující síla nemění smysl, v druhém případě zatěžující síla mění smysl. Na obr. 3.2.3 je dvojstranný hydraulický zámek realizován zvláštním zapojením dvou řízených jednosměrných ventilů. Všimněme si na obr. 3.2.3, že trvalá zatěžující síla  $F$  nemusí být vyvozována pouze hmotnou zátěží.

Obvod na obr. 3.2.24 využívá k řízenému překlápění hmotné zátěže tzv. brzdící ventily 8 a 9. Pojistné ventily 10 a 11 brání nebezpečnému přetížení hydromotoru ze strany zátěže, kdy by mohlo dojít k prasknutí hadic.



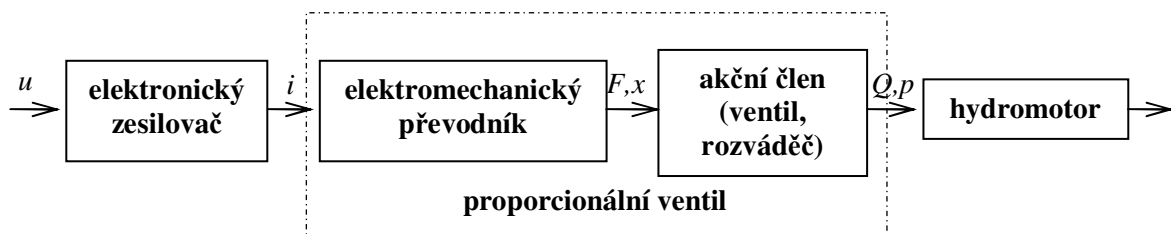
**Obr. 3.2.24** Příklad obvodu pro překlápění hmotné zátěže pomocí brzdících ventilů 1, 2 – hydrogenerátory, 3, 4 – nepřímo řízené pojistné ventily s odlehčením pomocí dálkově ovládaných dvojpohových rozváděčů, 5, 6 – jednosměrné ventily, 7 – nepřímo řízený třípohový rozváděč, 8, 9 – brzdící ventily, 10, 11 – pojistné ventily

### 3.2.2. Proporcionální řídicí technika

*Proporcionální řídicí technika* pracuje s prvky jako jsou proporcionální rozváděče, proporcionální tlakové ventily, proporcionální škrticí ventily atd. Vyznačují se spojitým řízením tlaku a průtoku elektrickým signálem malého výkonu. Tvar řídicího signálu lze snadno naprogramovat na připojené elektronické řídicí kartě, nebo zadávat externě z počítače. Proporcionální rozváděč plní současně funkci změny směru průtoku a změny velikosti průtoku.

Proporcionální technika spojuje výhody moderní elektroniky s moderní hydraulikou při dostupné ceně, bez zvýšených nároků na čistotu kapaliny nebo na provoz a údržbu. Je kompromisem mezi kvalitou řízení a cenou. Proporcionální technika je určena pro nejrůznější aplikace v průmyslu, kde klasická řídicí technika již nestačí.

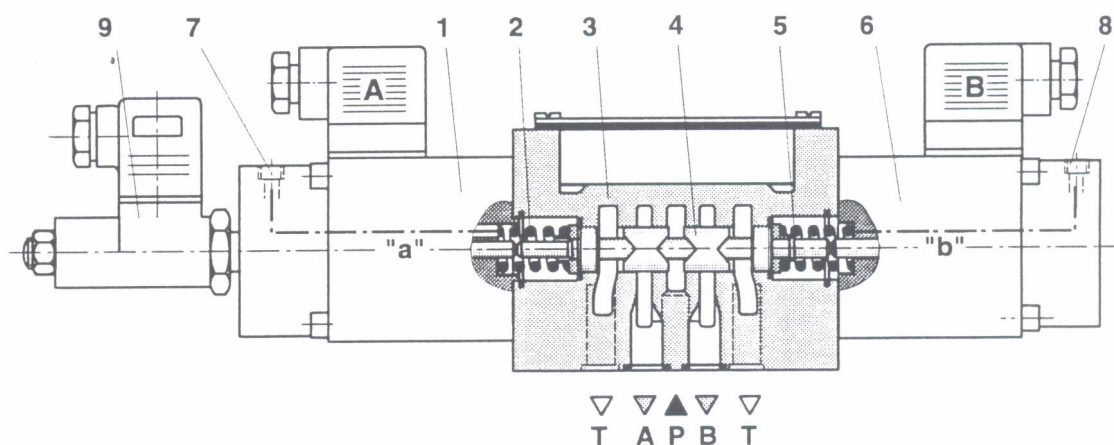
Struktura proporcionálních prvků je znázorněna blokově na obr. 3.2.25.



**Obr. 3.2.25** Struktura proporcionálních prvků

Zatímco akční (výkonové) členy se příliš neliší od obdobných členů klasických prvků, velmi často mají i stejné připojovací rozměry pro stejnou světlost prvku, podstatný rozdíl je v použitém elektromechanickém převodníku. Elektronický zesilovač bývá buď proveden jako samostatný díl (elektronická karta apod.) nebo je součástí elektromechanického převodníku.

Příklad provedení přímo řízeného proporcionálního rozváděče je na obr. 3.2.26.



**Obr. 3.2.26** Proporcionální rozváděč se snímačem polohy (Rexroth)  
1, 6 – proporcionální elektromagnety, 2, 5 – pružiny, 3 – těleso, 4 – šoupátko,  
7, 8 – odzdušňovací šrouby, 9 – snímač polohy šoupátka

Základním konstrukčním prvkem je čtyřhranové šoupátko s drážkami. Ty mohou být trojúhelníkové, obdélníkové, obdélníkové odstupňované nebo půlkruhové.

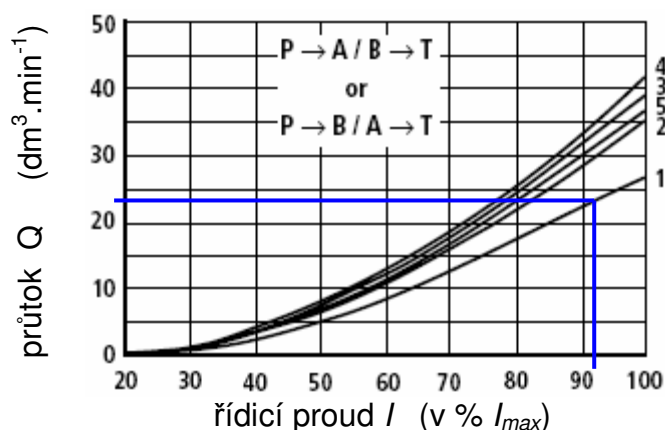
Proporcionální elektromagnety jsou speciální elektromagnety napájené stejnosměrným proudem, které díky své konstrukci vyvozují na kotvě buď sílu (silové elektromagnety) nebo dráhu (zdvihové elektromagnety) úměrnou elektrickému proudu tekoucímu cívkou.

Silový elektromagnet vyvíjí sílu úměrnou elektrickému proudu jen v určitém rozsahu zdvihu, přibližně na cca 1,5 mm. Elektromagnet se označuje jako tlačný, to znamená, že kotva se ze základní polohy vysouvá a působí na připojenou mechanickou součást tlakem.

Zdvihový elektromagnet vyvíjí zdvih přímo úměrný elektrickému proudu. Zdvih kotvy bývá obvykle 3...5 mm. Proti působící síle ovlivňuje přesnost dosažené polohy. Zpřesnění lze dosáhnout použitím polohové zpětné vazby.

Tvar drážek určuje statickou  $s - Q$  charakteristiku. Trojúhelníkovou drážkou se dosáhne progresivního průběhu charakteristiky, obdélníkovou drážkou lineární charakteristiky. Pozitivním překrytím hran šoupátka se dosáhne necitlivosti v oblasti nulové polohy. Pro řadu aplikací se vyžaduje pásmo necitlivosti až 25% celkového zdvihu.

Statická  $I - Q$  charakteristika, viz obr. 3.2.27, se měří pro různé tlakové spády  $\Delta p_v$  na proporcionálním rozváděči. Tlakový spád  $\Delta p_v$  je součet tlakových spádů při průtoku kapaliny rozváděčem v obou směrech, tedy na dvou škrticích drážkách. Jmenovitý průtok  $Q_n$  se uvádí při tlakovém spádu  $\Delta p_v = 1$  MPa.



**Obr. 3.2.27** Statická  $I - Q$  charakteristika proporcionálního rozváděče

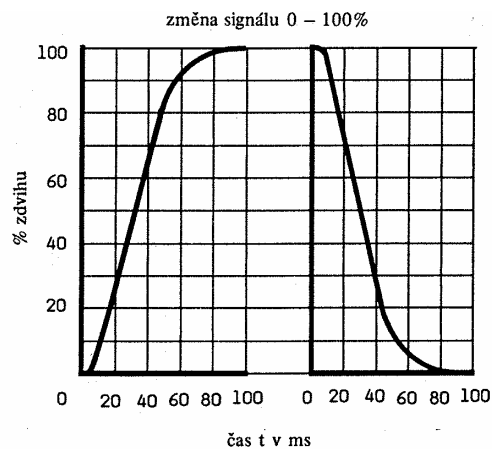
Hystereze může činit 5...6% zdvihu, a k tomu se přidává chyba opakovatelnosti způsobená proměnnými pasivními odpory, nečistotami a hydrodynamickými silami, která činí 2...3% zdvihu, a získáme tak poměrně nepřesný způsob řízení.

U rozváděčů se snímačem polohy, viz obr. 3.2.26, je chyba hystereze i opakovatelnosti nižší než 1%.

Z dynamických charakteristik se udává *přechodová charakteristika*, viz obr. 3.2.28. Z přechodové charakteristiky je patrné, že uvedené rozváděče nejsou mimořádně rychlé.

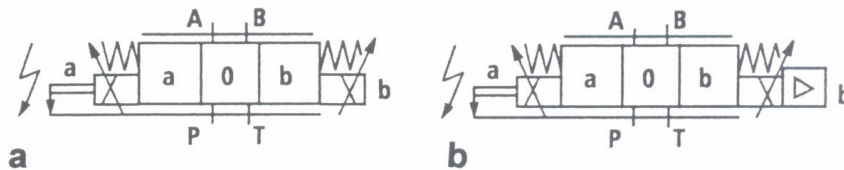


Přímo řízené proporcionální rozváděče se vyrábějí do světlosti 10 mm. Rozváděče této světlosti řídí průtok do  $60 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  při  $\Delta p = 1 \text{ MPa}$ , resp.  $200 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  při tlakovém spádu  $\Delta p = 10 \text{ MPa}$ .



**Obr. 3.2.28** Přechodová charakteristika proporcionálního rozváděče světlosti 10 mm

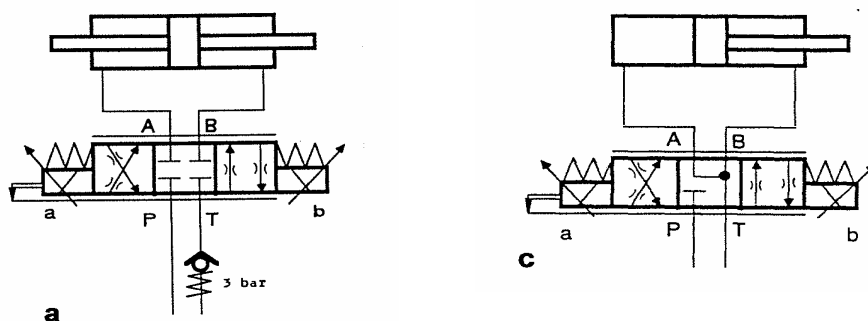
Grafická značka přímo řízeného proporcionálního rozváděče je uvedena na obr. 3.2.29.



**Obr. 3.2.29** Grafická značka přímo řízeného proporcionálního rozváděče

*a – grafická značka uvedeného rozváděče, b – grafická značka proporcionálního rozváděče se snímačem polohy a integrovanou elektronikou*

Příklady použití přímo řízených proporcionálních rozváděčů jsou uvedeny na obr. 3.2.30.



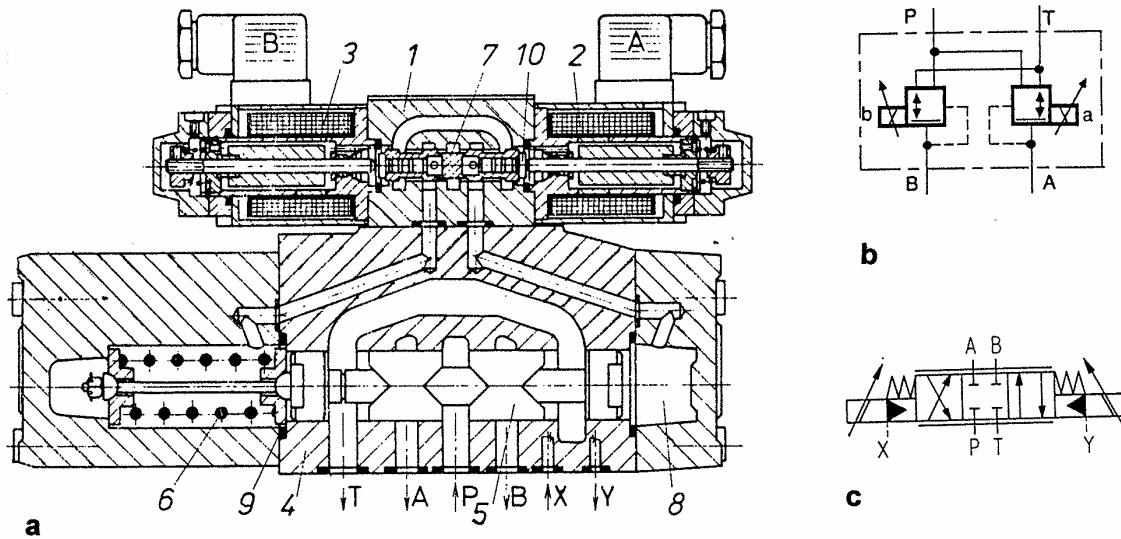
**Obr. 3.2.30** Příklady zapojení přímo řízených proporcionálních rozváděčů

*a – zapojení pro řízení přímočarého hydromotoru s oboustranně vyvedenou pístnicí, c - zapojení pro řízení přímočarého hydromotoru s jednostranně vyvedenou pístnicí*

Nepřímo řízené (též dvojstupňové) proporcionální rozváděče se používají k řízení větších průtoků. Například rozváděč 4WRZ52 (Bosch Rexroth) světlosti  $D_n$



52 mm řídí při tlakovém spádu 1,0 MPa průtok do  $1000 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ , a při tlakovém spádu 10 MPa průtok do  $2800 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ . Jmenovaný rozváděč je uveden na obr. 3.2.31.



**Obr. 3.2.31** Nepřímo řízený proporcionální rozváděč WRZ (Bosch Rexroth)  
a – konstrukční řez prvkem, b – zapojení řídicího ventilu, c – grafická značka  
nepřímo řízeného proporcionálního rozváděče

První stupeň je tvořen přímo řízeným dvojitým redukčním ventilem 1, řízeným proporcionálními silovými elektromagnety 2, 3. Zapojení řídicího ventilu je uvedeno na obr. 3.2.31b, zjednodušená grafická značka kompletního ventilu je na obr. 3.2.31c.

Druhý stupeň tvoří čtyřhranové šoupátko 5 s trojúhelníkovými zářezy a pružinou 6.

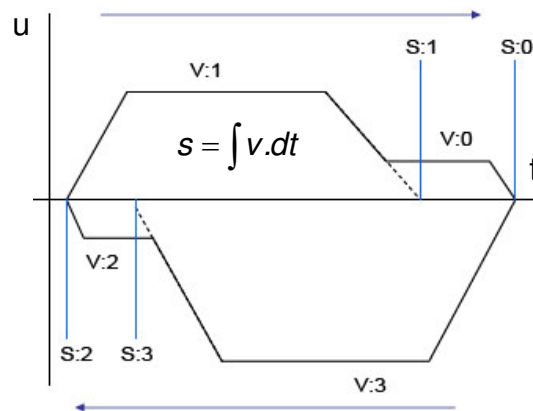
Přivedeme-li na proporcionální elektromagnet proudový signál, posune se šoupátko 7 a na výstupech redukčního ventilu vznikne tlakový spád  $\Delta p$ . Ten se přivádí na čela šoupátka 5 druhého stupně, kde způsobí pohyb šoupátka proti síle pružiny. Řídicí tlak a průtok je přiváděn a odváděn externě vývody X a Y.

Přesnost řízení je obdobná jako u přímo řízených proporcionálních rozváděčů bez snímače polohy šoupátka (bez polohové zpětné vazby). Hystereze činí 6%, chyba opakovatelnosti 3% celkového zdvihu.

Použití proporcionálních rozváděčů je mnohostranné a stále se rozšiřuje pro své následující výhody:

- konstrukce je obdobná jako u klasických šoupátkových rozváděčů, často jsou stejné i připojovací rozměry pro stejnou světlost rozváděče. To umožňuje snadnou záměnu.
- malá citlivost na nečistoty, prakticky stejná jako u klasických prvků,
- řízení směru a velikosti průtoku je spojeno do jednoho prvku. To umožňuje snížit počet řídicích prvků.
- větve mezi proporcionálním rozváděčem a hydromotorem jsou trvale předepruty na vstupu i výstupu škrticími hranami v rozváděči,
- jedním prvkem lze řídit rychlé i pomalé pohyby, přičemž přechody mezi nimi jsou plynulé,

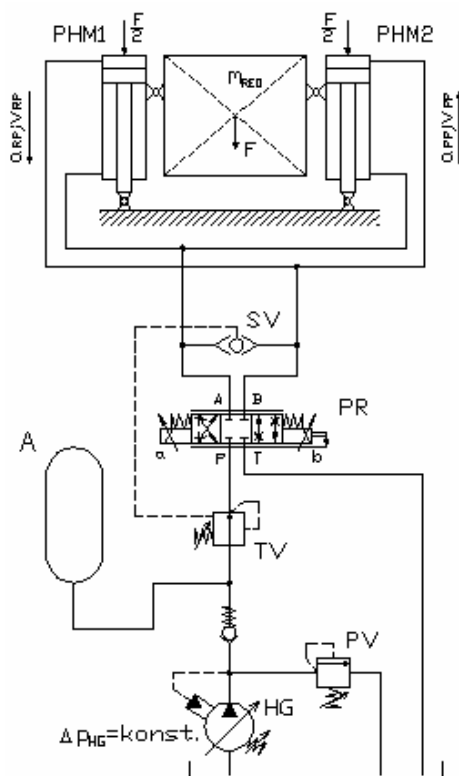
- ve spojení s řídicí elektronikou se dá jednoduše realizovat rozběh a brzdění hydromotoru a připojené zátěže.
- požadovaný průběh rychlosti  $v$  při rozběhu a brzdění se naprogramuje na elektronické kartě jako průběh řídicího napětí  $u$ , viz obr. 3.2.32.



**Obr. 3.2.32** Průběh rychlosti  $v$  při rozběhu a brzdění se zadává na řídicí kartě jako průběh řídicího napětí  $u$

$v$  – rychlost pohybu,  $u$  – řídicí napětí,  $t$  – čas,  $s$  – dráha

Proporcionální rozváděče lze použít v zapojení s tlakovou váhou k eliminaci vlivu změn zatěžovací síly, viz obr. 3.2.33.



**Obr. 3.2.33** Schéma obvodu pro zvedání a spouštění hmotné zátěže

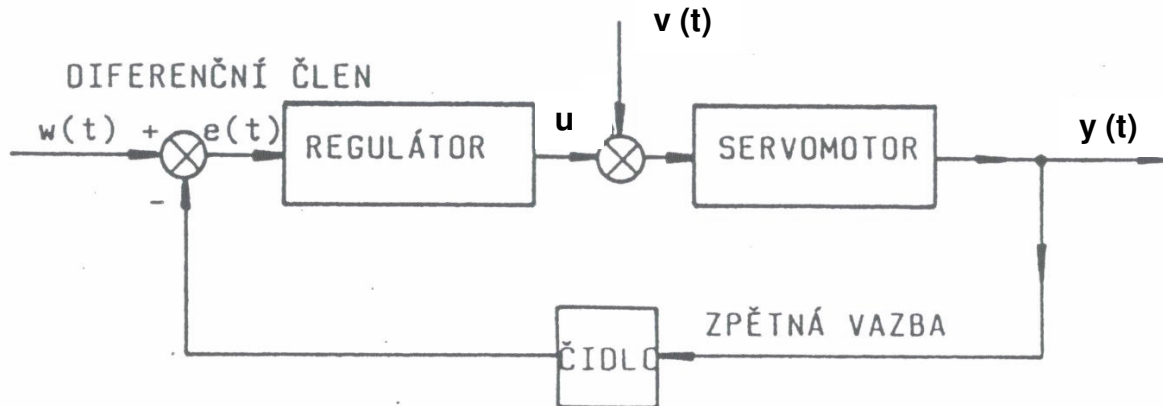
$HG$  – hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak,  $TV$  – dvoucestná tlaková váha,  $SV$  – střídací ventil,  $PR$  – proporcionální rozváděč,  $PHM$  – přímočarý hydromotor,  $A$  – akumulátor

### 3.2.3. Servotechnika

#### Definice servomechanismu

ČSN 01 01 70 charakterizuje servomechanismus jako řízený regulační obvod pro regulaci polohy a jejích derivací podle času. Jedná se o zvláštní případ regulačního obvodu, kde regulovanou soustavou je motor .

Blokové schéma jednoduchého servomechanismu je znázorněno na obr. 3.2.34.



**Obr. 3.2.34** Typické blokové schéma regulačního obvodu servomechanismu  
 $w$  – žádaná (vstupní) veličina,  $e$  – regulační odchylka,  $e = w - y$ ,  $u$  – akční veličina,  $v$  – poruchová veličina,  $y$  – regulovaná (výstupní) veličina

Hlavním požadavkem na servomechanismus je, aby výstupní veličina sledovala přesně a rychle veličinu vstupní tak, aby i při rychlých časových změnách byl rozdíl obou veličin (tzv. regulační odchylka) minimální.

#### Rozdělení servomechanismů

- *polohové* – jsou nejrozšířenější a používáme je například u obráběcích strojů k řízení vzájemné polohy nástroje a obrobku, k ovládání kormidel u letadel, lodí a raket, k nastavování polohy ventilů a šoupátek u energetických zařízení.
- *rychlostní* – používáme v případě, kdy požadujeme konstantní rychlost nebo otáčky nezávislé na zatížení. Například hlavní pohon vřetene u moderních obráběcích strojů s plynulou volbou otáček (které mají být nezávislé na zatížení řeznou silou).
- *silové* – jsou velmi podobné s polohovými. Hlavními oblastmi jejich použití jsou simulátory zatížení a stroje pro trhací a únavové zkoušky průmyslových zkušeben, ale i posilovače řízení a brzd u dopravních prostředků.

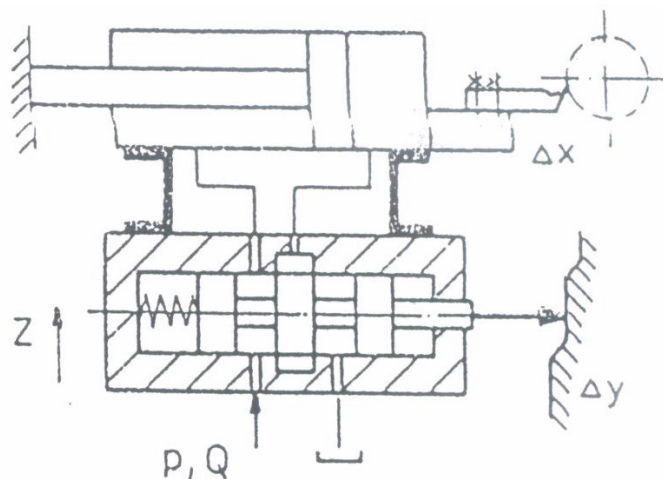
#### Typické znaky servomechanismů

- vstupním signálem je mechanický pohyb s minimálním silovým působením nebo slabý elektrický signál,
- výkonovým členem je motor,

- záporná zpětná vazba, která slouží k vyvození regulační odchylky odečtením výstupního signálu od vstupního,
- malý výkon na vstupu a velký výkon na výstupu předpokládá říditelný zdroj energie přiváděné k servomechanismu z vnějšku.

Na příkladech ukážeme typické konstrukce servomechanismů s hydraulickými servomotory.

Kopírovací servomechanismus na obr. 3.2.35 je příkladem mechanicko-hydraulického servomechanismu.



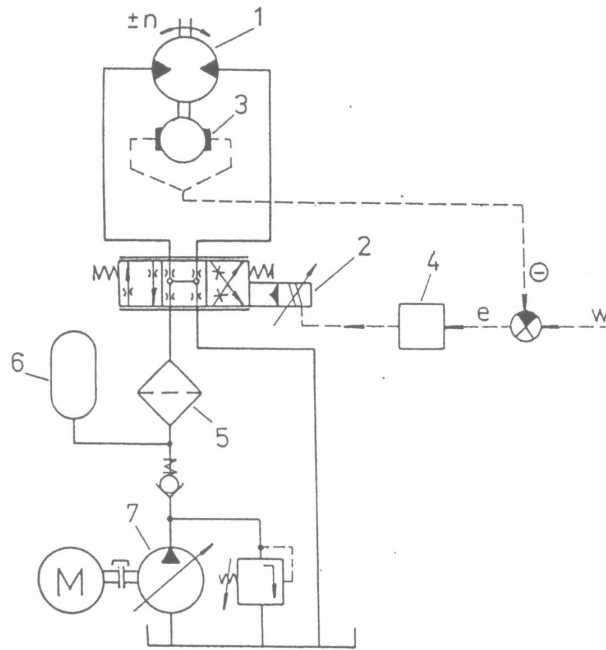
**Obr. 3.2.35** Kopírovací servomechanismus

Mechanický řídicí člen – řídicí šoupátko – ovládá přívod kapaliny k přímočarému hydromotoru. Zpětná vazba je mechanická, provedena tuhým spojením pouzdra šoupátka s tělesem hydromotoru.

Dotykový hrot šoupátka sleduje tvar šablony, čímž se mění poloha šoupátka vůči pouzdru a zároveň se mění průtočné průřezy mezi hranami šoupátka a obvodové drážky v pouzdře.

Kapalina proudí do levého nebo pravého poloprostoru hydromotoru a vyvozuje pohyb suportu. Současně s tělesem hydromotoru je unášeno pouzdro, a to přesně stejnou hodnotu, o kterou se posunulo šoupátko.

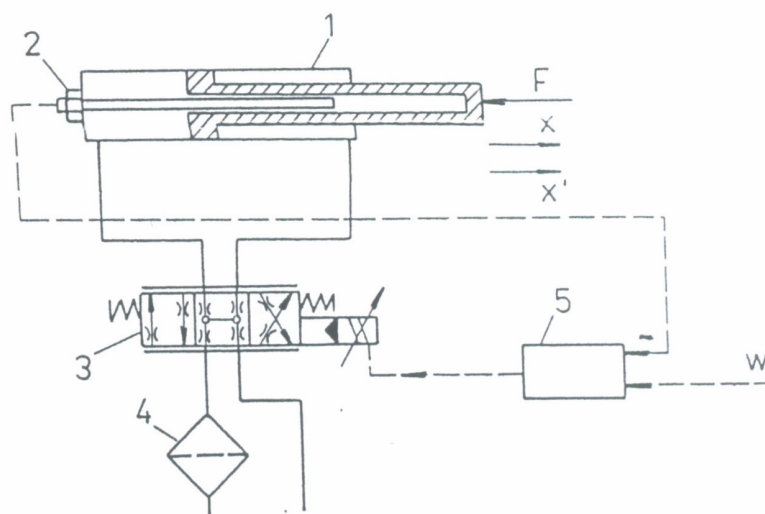
Rychlostní servomechanismus na obr. 3.2.36 zajišťuje kontaktní otáčky  $n$  rotačního servopohonu. Řídicí signál  $w$  úměrný žadaným otáčkám se v diferenčním členu porovnává se zpětnovazebním signálem od tachodynamu 3 a rozdíl  $e$  se vede na vstup elektronického zesilovače 4 servoventilu 2. Servoventil ovládá průtok kapaliny do rotačního hydromotoru 1. Pokud například vlivem zatěžovacího momentu na hydromotoru otáčky klesnou, zvětší se regulační odchylka na vstupu do zesilovače servoventilu a tento zareaguje zvětšením průtoku na původní hodnotu. Pokud je regulátor proporcionální, vzniká trvalá regulační odchylka  $e$ .



**Obr. 3.2.36** Schéma rychlostního servomechanizmu  
1 – hydromotor, 2 – servoventil, 3 – tachodynamo, 4 – elektronický zesilovač,  
5 – jemný filtr, 6 – hydraulický akumulátor, 7 – hydrogenerátor s regulací na  
konstantní tlak

Zdrojem tlakové kapaliny je zde hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak 7 s akumulátorem 6, který zajišťuje okamžitý odběr a případně vyrovnává nepravidelnosti odběru. Před servoventil je nutné zapojit jemný filtr 5 s filtrační schopností 3 až 5  $\mu\text{m}$ .

Polohový servomechanismus na obr. 3.2.37 zajišťuje posuv hydromotoru 1 na požadovanou polohu. Akčním členem je zde elektrohydraulický servoventil 3, odměřování polohy je zajištěno snímačem polohy 2, vestavěným do hydromotoru.



**Obr. 3.2.37** Schéma polohového servomechanismu s přímočarým hydromotorem  
1 – přímočarý hydromotor, 2 – vestavěný snímač polohy, 3 - servoventil, 4 – filtr,  
5 – regulátor

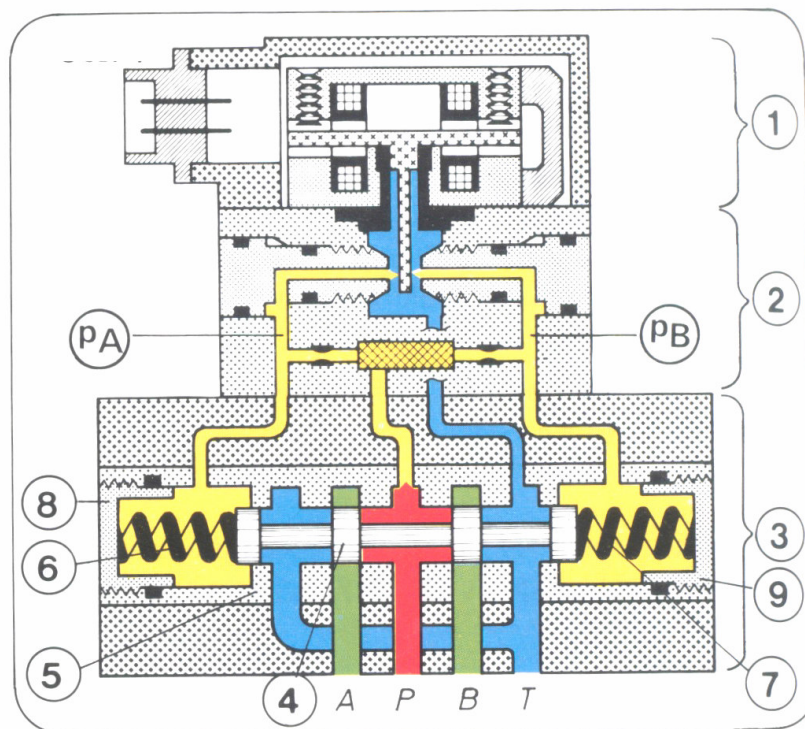
Ústředním prvkem servomechanizmu je servoventil.

Servoventil je elektrohydraulický převodník, určený pro řízení průtoku v náročných aplikacích rychlostních a polohových servomechanizmů. Existují též servoventily pro řízení tlaku (tlakové servoventily).

Servoventily jsou z hlediska řízení proporcionalní prvky s parametry vyššími než mají proporcionalní rozváděče a ventily především v těchto směrech :

- statická  $I-Q$  charakteristika vykazuje jen minimální odchylky od linearity,
- dynamické vlastnosti: první vlastní frekvence servoventilů se pohybuje od  $f_0 = 100$  Hz do cca  $f_0 = 500$  Hz,
- výkonové zesílení dvoustupňového servoventilu činí  $Z_p = 10^4 \dots 10^5$ , když vstupní výkon elektromechanického převodníku bývá  $0,02 \dots 4$  W. Pro srovnání proporcionalní elektromagnet má vstupní výkon  $18 \dots 32$  W, lineární motor  $7 \dots 65$  W, elektrodynamický převodník  $390$  W;
- servoventily se vyrábějí výlučně s ostrohranným šoupátkem druhého stupně, případně i třetího stupně.

Řez dvoustupňovým servoventilem je uveden na obr. 3.2.38.

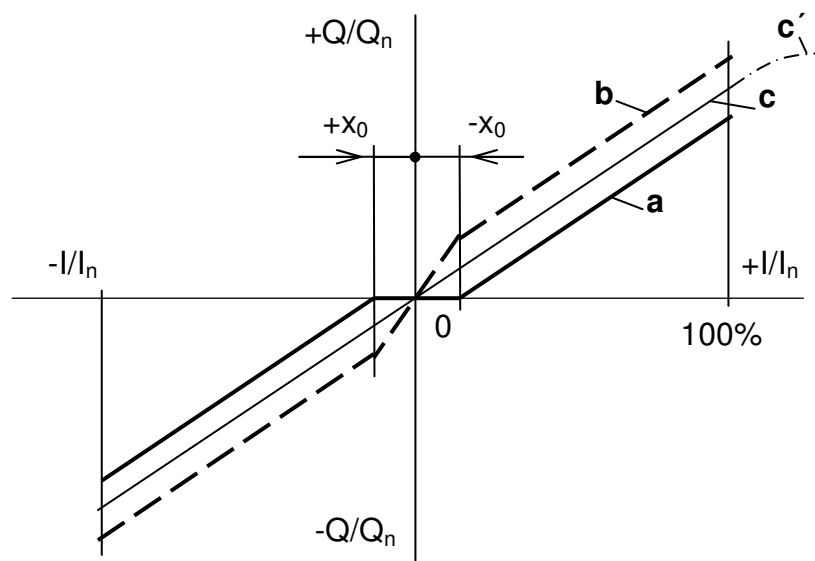


**Obr. 3.2.38** Dvoustupňový servoventil s mechanickou (pružinovou) zpětnou vazbou od polohy řídicího šoupátka

1 – řídicí elektromagnety, 2 – hydraulický zesilovač systému klapka – tryska, 3 – druhý stupeň servoventilu, 4 – ostrohranné čtyřhranné šoupátko, 5 – pouzdro, 6, 7 – pružiny, 8, 9 – sředicí matice,  $p_A$ ,  $p_B$  – řídicí tlaky

První stupeň servoventilu tvoří elektrohydraulický převodník zvaný *momentový motor*, v zahraniční literatuře označovaný jako *torque motor*, na který navazuje mechanicko-hydraulický převodník označovaný jako *systém klapka-tryska* (většinou pružná klapka mezi dvěma tryskami), nebo mechanicko-hydraulický převodník označovaný jako *systém Askánia*. Druhý stupeň servoventilu tvoří ostrohranné šoupátko. Servoventily největších světlostí jsou konstruovány jako třístupňové, kde třetí stupeň tvoří taktéž ostrohranné šoupátko. Lineární závislost mezi vstupním elektrickým signálem a polohou šoupátka druhého nebo i třetího stupně je zajišťována polohovou zpětnou vazbou, která může být realizována jako mechanická nebo elektrická (u třetího stupně pouze elektrická).

Šoupátko servoventilu musí být vyrobeno s mimořádnou přesností. Vůle mezi šoupátkem a otvorem bývá 4 ... 8  $\mu\text{m}$ . Ostré hrany šoupátek jsou zaobleny poloměrem  $R = 1 \dots 3 \mu\text{m}$ . Šířka kroužku šoupátka může být: větší než je šířka obvodové drážky (komory), stejná jako šířka drážky nebo menší než je šířka drážky. Podle toho hovoříme o šoupátku s pozitivním překrytím hran, nulovým překrytím hran nebo negativním překrytím hran. Šoupátko s pozitivním překrytím hran (bývá +0,5 ... +1,5 %) je vhodné pro obvody s regulací rychlosti. Šoupátko s negativním překrytím hran (bývá -0,5 ... -1,5 %) je vhodné pro obvody s regulací polohy a síly. Šoupátko s nulovým překrytím hran (bývá 0 ... +0,5 %) je vhodné pro univerzální použití.



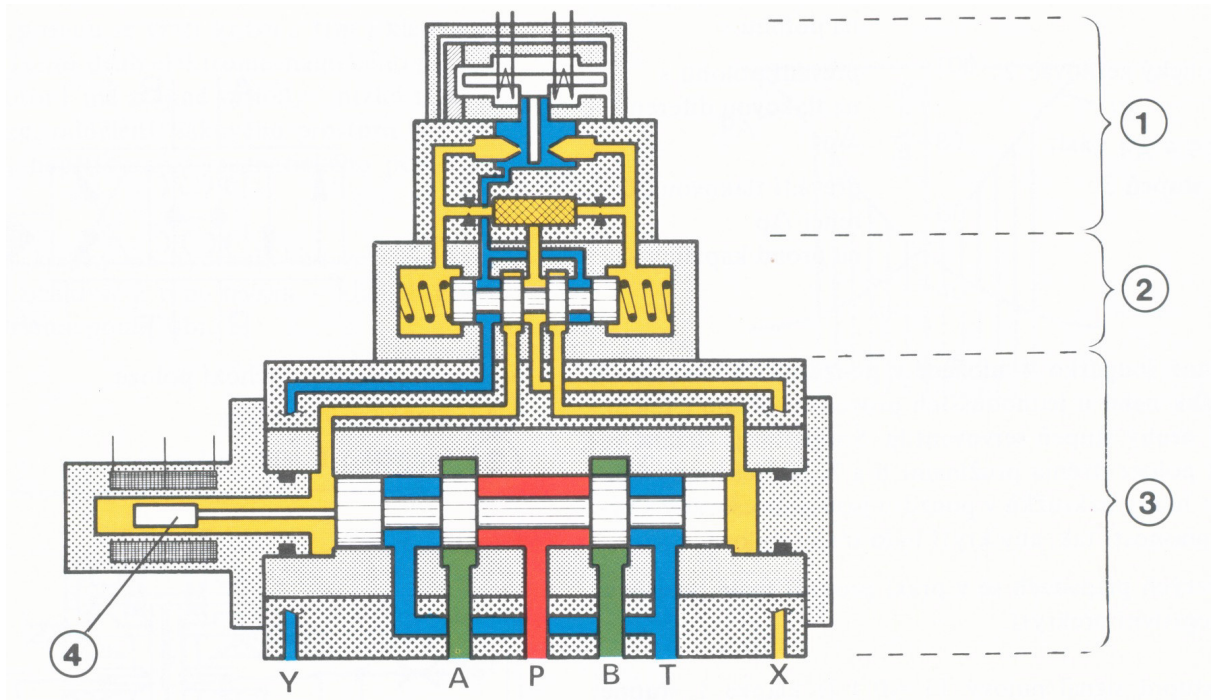
**Obr. 3.2.39** Statická  $Q = Q(I)$  charakteristika servoventilu

*a* – šoupátko s pozitivním překrytím, *b* – šoupátko s negativním překrytím, *c* – šoupátko s nulovým překrytím hran,  $Q_n$  – jmenovitý průtok,  $I_n$  – jmenovitý elektrický proud v cívkách servoventilu,  $x_0$  – pozitivní (nebo negativní) překrytí šoupátka, *c'* – nelinearita nasycení

Statická  $Q = Q(I)$  charakteristika servoventilu je uvedena na obr. 3.2.39. Může vykazovat malé nelinearity. Servoventily s mechanickou nebo manometrickou zpětnou vazbou mají hysterezi od 0,5 do 3 %, chybu opakovatelnosti do 0,5 %. Servoventily s elektrickou zpětnou vazbou mají hysterezi i chybu opakovatelnosti menší než 0,1 ... 0,2 %.



Pro větší průtoky se vyrábějí třístupeňové servoventily, viz obr. 3.2.40.

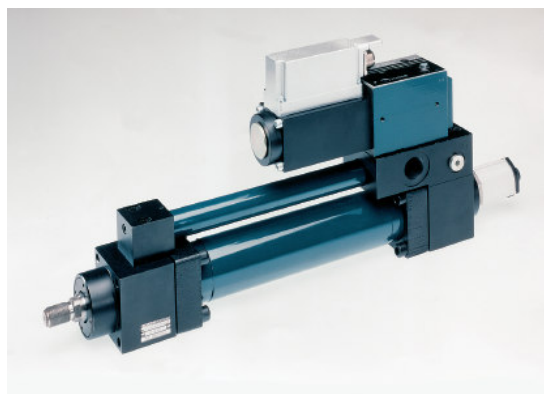


**Obr. 3.2.40** Řez třístupeňovým servoventilem  
1 – první stupeň, 2 – druhý stupeň, 3 – třetí stupeň, 4 – indukční snímač polohy šoupátka

Třístupeňové servoventily se používají pro jmenovité světlosti větší než 10 mm. Servoventily světlosti  $D_n$  32 dnes řídí průtoky do jmenovité hodnoty  $Q_n = 1000 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ . Druhý stupeň servoventilu máva mechanickou zpětnou vazbu od polohy šoupátka 2. stupně, třetí stupeň pak elektrickou zpětnou vazbu od polohy šoupátka 3. stupně.

### Servopohony

Servopohon je konstrukční celek, sestávající z hydromotoru, servoventilu nebo rychlého proporcionálního rozváděče a snímače polohy pístnice, viz obr. 3.2.41.

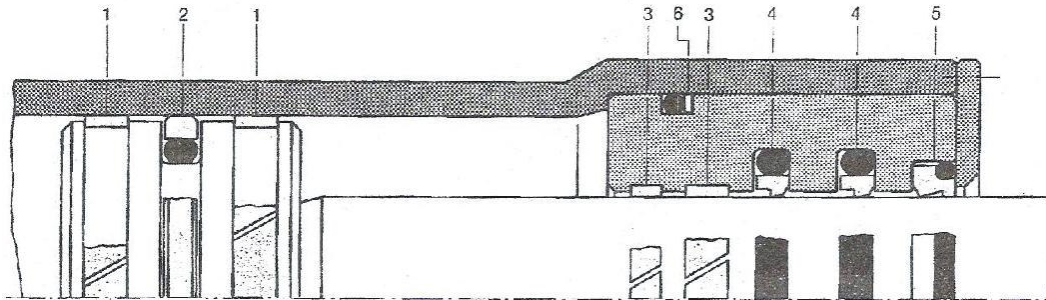


**Obr. 3.2.41** Servopohon s přímočarým pohybem



Hydromotory servopohonů musí splňovat určité podmínky.

Jelikož od hydromotoru vyžadujeme pohyb při nízkých rychlostech, je nutné použití těsnících prvků z polytetrafluoretylenu (PTFE). To je použito v kombinaci s elastickým prvkem, který mu dodává pružnost. Hydromotor vybavený uvedeným těsněním a vedením, viz obr. 3.2.42, se vyznačuje velmi nízkými třecími odpory za klidu i za pohybu a nevykazuje proto stick-slip efekt.



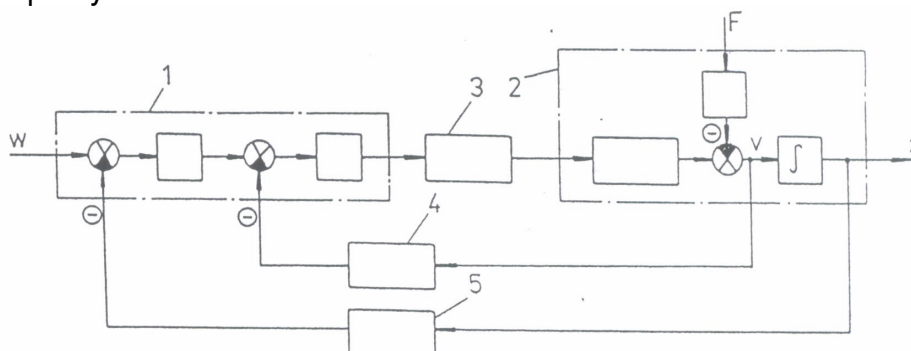
**Obr. 3.2.42** Kombinované těsnění hydromotoru servomechanismu  
1,3 – vodící kroužky PTFE, 2 – těsnění pístu, 4 – těsnění pístnice, 5 – stírací kroužek, 6 – O-kroužek podložený opěrným kroužkem z PTFE

Vestavěný snímač polohy (viz např. obr. 3.2.43) odměřuje polohu na různých principech: ultrazvukovém, indukčním, magnetostrikčním aj.



**Obr. 3.2.43** Vestavný snímač polohy *Mikropulse* pracující na magnetostrikčním principu (Balluf)

Provedení zpětných vazeb:

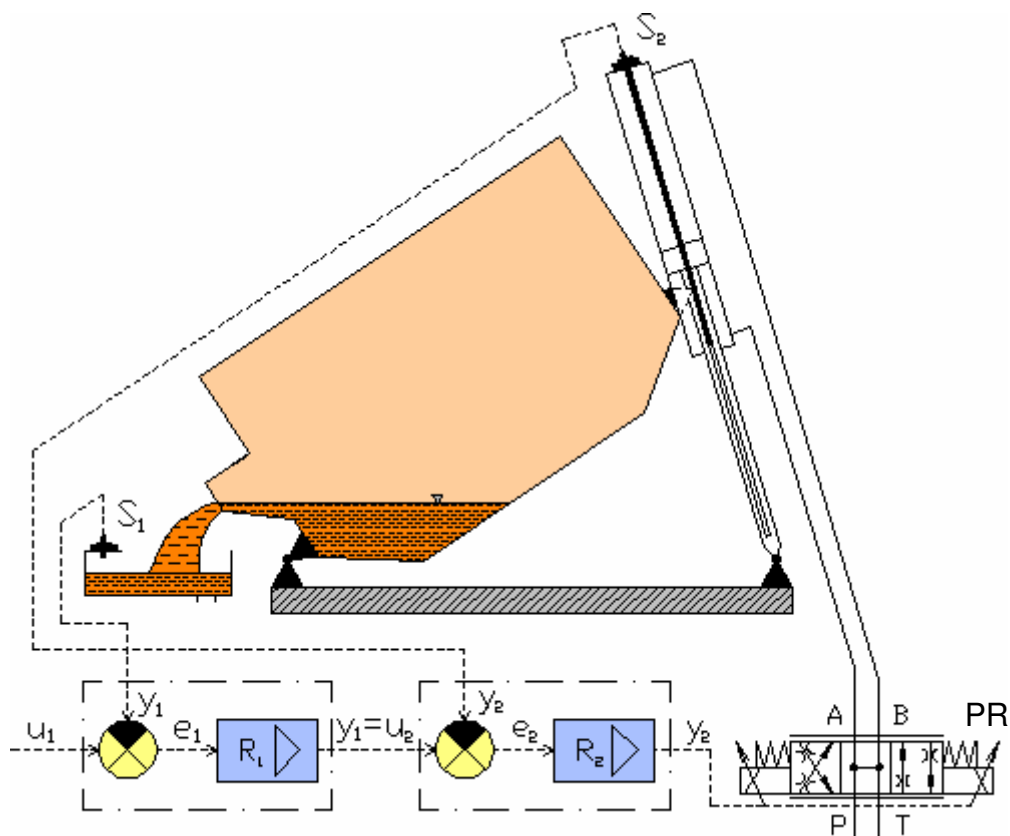


**Obr. 3.2.44** Blokové schéma polohového servomechanismu se dvěma zpětnými vazbami

1 – regulátor, 2 – regulovaná soustava (hydromotor se zátěží), 3 – akční člen (servoventil), 4 – snímač rychlosti, 5 – snímač polohy

Blokové schéma polohového servomechanismu se dvěma zpětnými vazbami je uvedeno na obr. 3.2.44. Vnější zpětná vazba zajišťuje dosažení požadované polohy, vnitřní zpětná vazba (rychlostní) zajišťuje pohyb nastavenou rychlostí.

Na obr. 3.2.45 je příklad aplikace polohového servomechanismu se dvěma zpětnými vazbami pro řízení zvedání a spouštění tavicí a odlévací pece na hliník. Jako řídicí ventil je použit rychlý proporcionální rozváděč s lineární statickou charakteristikou. Rychlé proporcionální rozváděče, zvané též *regulační ventily průtoku*, dnes často nahrazují servoventily v elektrohydraulických regulačních obvodech.



**Obr. 3.2.45** Blokové schéma řízení pohonu sklápění pece

$S_1$  – snímač výšky hladiny taveniny v mezipánvi,  $S_2$  – snímač polohy PHM1,  
 $PR$  – proporcionální rozváděč,  $R_1$  – předřazený regulátor (vyhodnocení signálu ze snímače  $S_1$ ),  $R_2$  – regulátor (řídicí karta proporcionálního rozváděče),  $u$  – žádaná hodnota,  $e$  – regulační odchylka,  $y$  – regulovaná veličina (vstupní veličina)

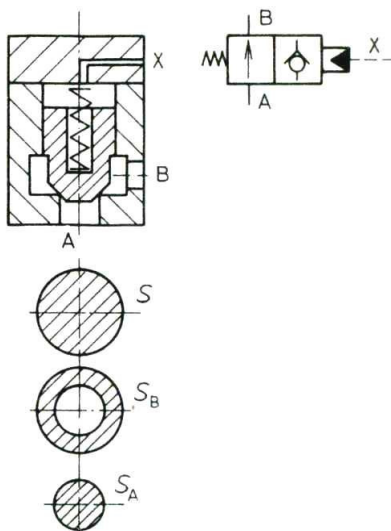
Další příklady použití polohových servomechanismů: posuvy suportu obráběcích strojů, pohyb ramen robotů a manipulátorů, ovládání klapky a kormidel letadel, ovládání zvedacích plošin, zajištění synchronního chodu dvou nebo více hydromotorů, ovládání ventilů turbín, řízení složitých prostorových pohybů, řízení tloušťky válcovaného plechu nebo pásu u válcovacích stolic aj.

## 4. Vestavné ventily a jejich aplikace

Vestavné ventily patří mezi moderní prvky pro hrazení průtoku kapaliny. Často se používá výrazu logický prvek. Vestavný prvek plní logickou funkci negace. Známy je rovněž pod pojmem „cartridge“ ventil. Ve srovnání s hrazením průtoku rozváděči dochází u těchto ventilů k výrazným rozměrovým a hmotnostním úsporám, kdy u složitých hydraulických systémů lze dosáhnout výrazných hmotnostních i ekonomických výhod. Dvoucestné vestavné ventily nacházejí uplatnění u hydraulických systémů pracujících s vysokými průtoky, jako jsou hydraulické lisy, kovací lisy, hydraulika vodních děl, hutní agregáty, energetika apod.

### 4.1. Princip vestavného ventilu

Vestavný ventil sestává z tělesa ventilu, ve kterém se pohybuje kuželka s pružinou, a víka. Někdy je umožněno propojení prostoru nad kuželkou s některým z výkonových vstupů prostřednictvím otvorů ve víku. Vestavný ventil má vždy dva výkonové vstupy A a B a jeden řídicí vstup X. Funkční princip a značka vestavného ventilu jsou znázorněny na obr. 4.1.1.



**Obr. 4.1.1** Zjednodušený řez vestavným ventilem

Velikost tlakového signálu na vstupu X určuje, zda je kuželka otevřena nebo uzavřena, tedy zda vestavný ventil umožňuje průtok kapaliny, nebo jej hradí (blokuje). Jeli kuželka na straně řídicího signálu X pod tlakem, je ventil uzavřen, není-li pod tlakem, je ventil otevřen.

Označíme-li tlakový signál hodnotou  $x = 1$  a nulový tlakový signál hodnotou  $x = 0$ , potom pro průtoky  $Q_A$  a  $Q_B$  kanály A, B platí:

$$\begin{array}{ll} \text{Pro } x = 0: & Q_A = Q_B \\ x = 1: & Q_A = Q_B = 0. \end{array}$$

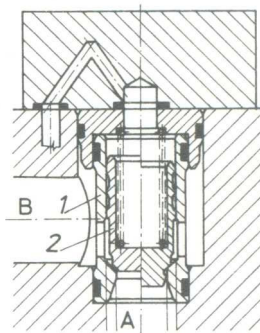
Velikost řídicího tlaku  $p_x$  závisí na tlacích v prostoru A a B, na průřezech kuželky S, dosedací ploše  $S_A$  a průřezu mezikruží  $S_B$ .

### Technické parametry vestavných ventilů:

pracovní tlak	až 63 MPa,
jmenovitý průtok	až 12 000 dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup> ,
rychlost otevírání a uzavírání	10 až 100 ms.

Z vestavných ventilů lze sestavovat prvky pro hrazení (řízení) průtoku a řízení tlaku. Pro danou funkci se liší geometrií svých funkčních ploch.

Jeli pracovní cyklus otevírání a uzavírání kuželky rychlý a mohly by vznikat v hydraulickém obvodu nebezpečné tlakové špičky, konstruuje se kuželka s tlumením. Kuželka vestavného ventilu může být ve své spodní části prodloužena, čímž dochází k jejímu tlumenému pohybu při uzavírání. Konstrukční řešení vestavného ventilu s tlumením a bez tlumení (firmy Mannesmann Rexroth) je zobrazeno na obr. 4.1.2.



**Obr. 4.1.2** Konstrukční řešení vestavného ventilu s tlumením a bez tlumení

K řízení kuželky vestavných ventilů se používá sedlových nebo šoupátkových rozváděčů. Jeli pracovní cyklus dynamický (pracovní přestávky řádově sekundy), je vhodnější používat šoupátkové rozváděče. Jsou-li pracovní přestávky dlouhé (řádově minuty), doporučují se k řízení vestavných ventilů sedlové ventily. Výhodou sedlových ventilů je jejich těsnost, kratší přestavné časy a menší rozměry. Jsou však citlivé na průtokové přetížení, takže na vstupu je nutno vždy vřadit clonu omezující průtok, která zaručí, že sedlový ventil nezůstane v nežádoucí poloze.

Statická  $\Delta p - Q$  charakteristika vestavných ventilů určuje závislost tlakového úbytku  $\Delta p$  na průtoku  $Q$  kapaliny. Pro dvoucestné vestavné ventily pro hrazení (řízení) průtoku je nelineární, přibližně parabolická. Statické charakteristiky vestavných ventilů Duplomatic jsou uvedeny u aplikace na lisu, viz kap. 9.4.

### Výhody a nevýhody vestavných ventilů:

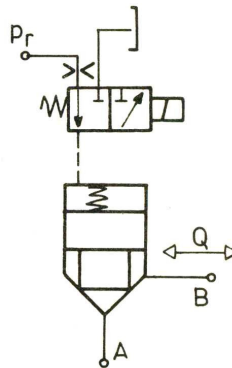
- levná výroba vestavné části ventilu z důvodu jednoduché konstrukce a vysoké sériovosti výroby vestavné části ventilu,
- dokonalá těsnost vestavného ventilu,
- lze realizovat ventily velkých světlostí do cca 100 mm,
- pohyb kuželky lze tlumit pomocí clonky v přívodu řídicího tlaku,
- lze oddělit řídicí a výkonovou větev a pracovat s odlišnou kapalinou v řídicím systému (olej) a ve výkonové větvi (například emulze),
- rozměry ventilů umožňují realizaci řídicích bloků malých rozměrů,
- je možno snížit počet prvků v obvodu z důvodu multifunkčního využití vestavných ventilů.

K nevýhodám patří:

- obtížnější návrh funkčních schémat obvodů. Projektant, který je zvyklý pracovat s obvody sestavenými z klasických prvků nemusí plně využít možností, které tyto nabízejí.

## 4.2. Řízení vestavných ventilů

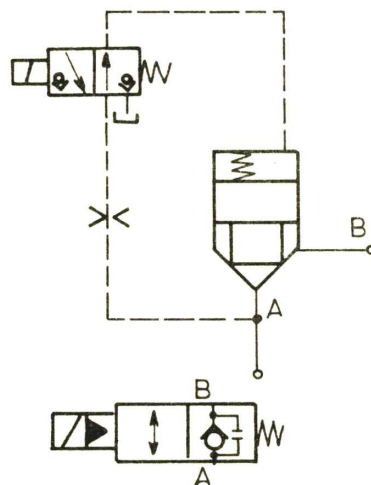
Řízení vestavných ventilů může být interní nebo externí. Externí řízení vestavného ventilu je znázorněno na obr. 4.2.1.



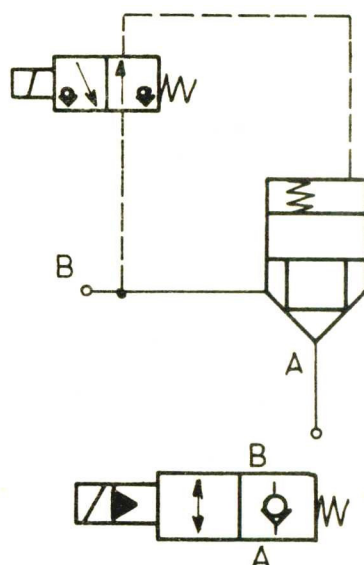
Obr. 4.2.1 Externí řízení vestavného ventilu

Při externím řízení je nutno mít k dispozici samostatný zdroj tlakové energie s tlakem shodným s provozním tlakem nebo i vyšším. Ztrácí se tím současně hlavní přednost vestavných ventilů, uzavírání bez pomocného zdroje tlakové kapaliny.

Interní řízení vestavných ventilů je častější, neboť není nutno používat pomocný zdroj tlakové energie. Řídící tlak se přivádí do prostoru nad kuželkou z výkonové větve přes clonu, která tlumí pohyb kuželky při otevírání a uzavírání. Řízení lze realizovat buď z výkonové větve A, viz obr. 4.2.2 nebo z výkonové větve B, viz obr. 4.2.3. V obou případech jsou rovněž uvedeny značky vestavného ventilu podle normy ISO.

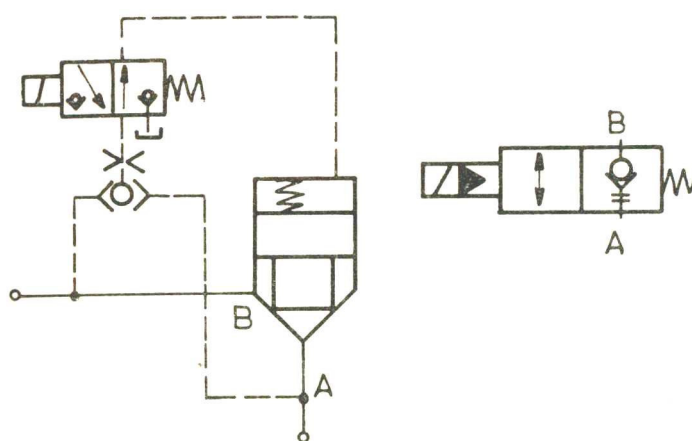


Obr. 4.2.2 Interní řízení vestavného ventilu ze strany A



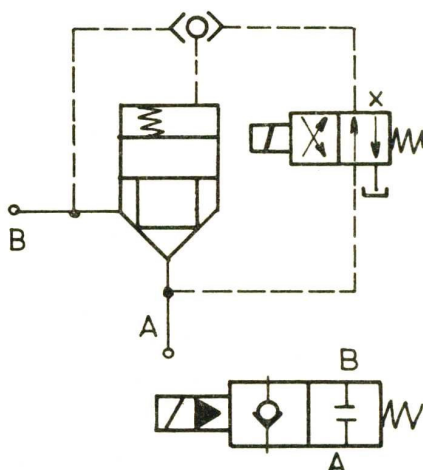
**Obr. 4.2.2** Interní řízení vestavného ventilu ze strany B

Řízení vestavného ventilu ze strany A má nevýhody oproti řízení ze strany B ve vyšším odporu proti pohybu při proudění ze směru  $B \rightarrow A$ , a v tom, že při uzavření kuželky a tlaku v A má vestavný ventil určitou netěsnost, projevující se svodovým průtokem ve směru  $A \rightarrow B$  v důsledku konečné vůle mezi kuželkou a vodicím pouzdrem v tělese vestavného ventilu. S ohledem na těsnost je výhodnější řízení ze strany B i přes skutečnost, že otevírací časy jsou větší. Oboustranné řízení vestavného ventilu lze realizovat vřazením střídavého ventilu mezi rozváděč a výkonové větve vestavného ventilu, viz obr. 4.2.3.



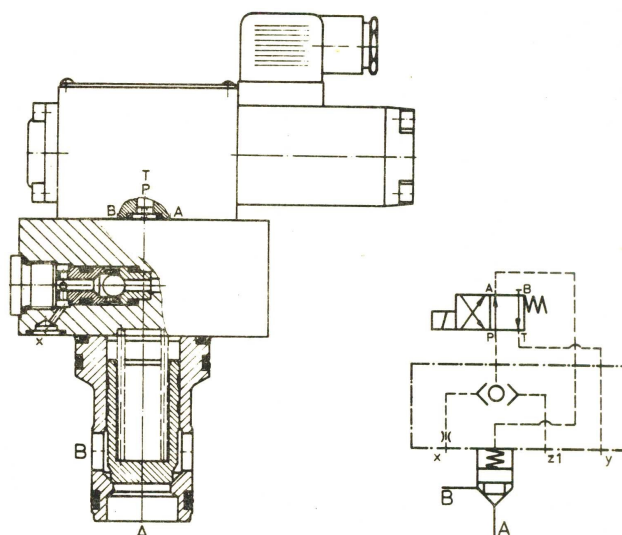
**Obr. 4.2.3** Řízení vestavného ventilu z obou výkonových větví A i B.

Na obr. 4.2.4 je střídavý ventil zařazen mezi rozváděč a větev B. Kuželka vestavného ventilu je ze strany B uzavřena vždy, bez ohledu na polohu šoupátka rozváděče, což má význam při jeho nenadálé poruše.



**Obr. 4.2.4** Řízení vestavného ventilu z obou výkonových větví A i B, střídací ventil mezi rozváděčem a větví B

Konstrukční řešení vestavného ventilu řízeného šoupátkovým rozváděčem a střídacím ventilem z obou výkonových větví je uvedeno na obr. 4.2.5.



**Obr. 4.2.5** Konstrukční řešení vestavného ventilu řízeného rozváděčem a střídacím ventilem (Mannesmann Rexroth)

Podle způsobu řízení vyplývají 4 základní funkce vestavných ventilů:

- a) vestavný ventil je otevřen v obou směrech, viz obr. 4.2.6.



**Obr. 4.2.6** vestavný ventil je otevřen v obou směrech



b) vestavný ventil je uzavřen v obou směrech, viz obr. 4.2.7.



**Obr. 4.2.7** vestavný ventil je uzavřen v obou směrech

c) vestavný ventil je otevřen ve směru  $A \rightarrow B$  a uzavřen ve směru  $B \rightarrow A$ , viz obr. 4.2.8.



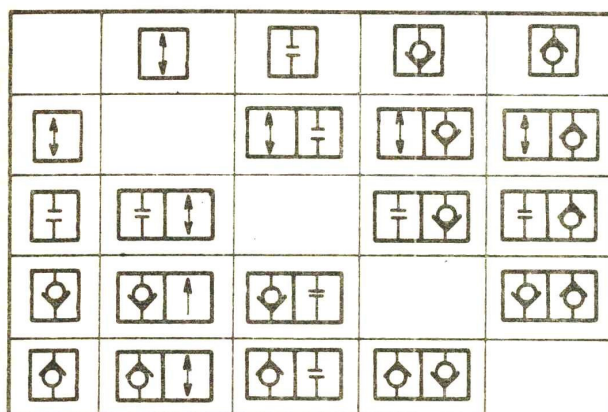
**Obr. 4.2.8** vestavný ventil je otevřen ve směru  $A \rightarrow B$  a uzavřen ve směru  $B \rightarrow A$

d) vestavný ventil je uzavřen ve směru  $A \rightarrow B$  a otevřen ve směru  $B \rightarrow A$ , viz obr. 4.2.9.



**Obr. 4.2.9** vestavný ventil je uzavřen ve směru  $A \rightarrow B$  a otevřen ve směru  $B \rightarrow A$

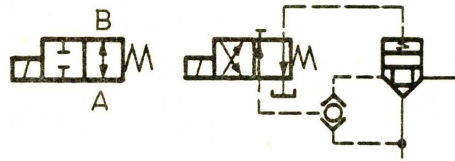
Vhodnou kombinací uvedených 4 základních funkcí lze získat 12 různých prvků pro hrzení průtoku v dvoupohovém dvoucestném provedení, viz obr. 4.2.10.



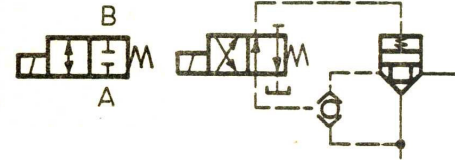
**Obr. 4.2.10** Prvky pro hrzení průtoku v dvoupohovém dvoucestném provedení

Konkrétní realizace jednotlivých způsobů propojení je znázorněna na obr.4.2.11 až 4.2.22.

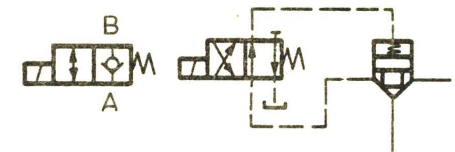




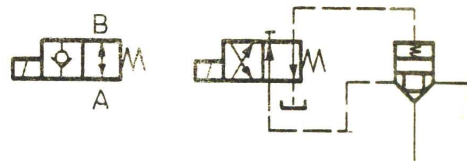
**Obr. 4.2.11** Magnet bez napětí: obousměrný průtok, magnet pod napětím: uzavřeno



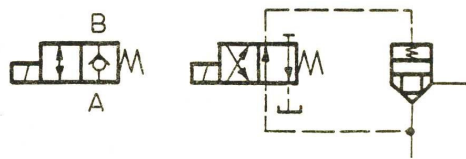
**Obr. 4.2.12** Magnet bez napětí: uzavřeno, magnet pod napětím: obousměrný průtok



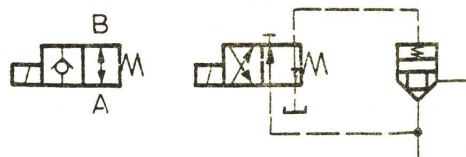
**Obr. 4.2.13** Magnet bez napětí: jednosměrný průtok A → B, magnet pod napětím: obousměrný průtok



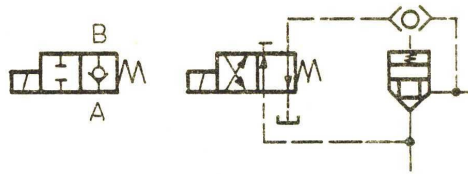
**Obr. 4.2.14** Magnet bez napětí: obousměrný průtok, magnet pod napětím: jednosměrný průtok A → B



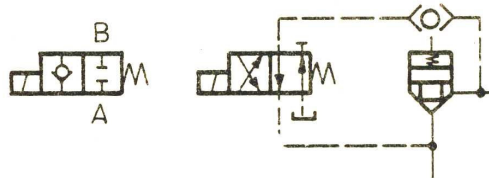
**Obr. 4.2.15** Magnet bez napětí: jednosměrný průtok B → A, magnet pod napětím: obousměrný průtok



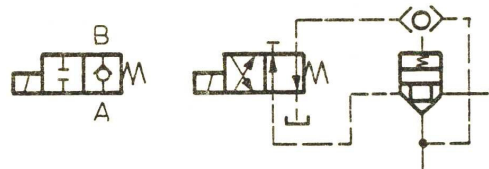
**Obr. 4.2.16** Magnet bez napětí: obousměrný průtok, magnet pod napětím: jednosměrný průtok B → A



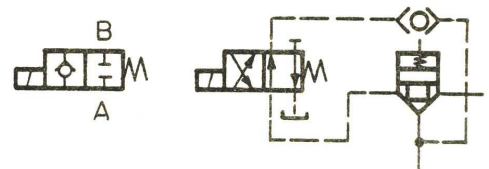
**Obr. 4.2.17** Magnet bez napětí: jednosměrný průtok  $A \rightarrow B$ , magnet pod napětím: uzavřeno v obou směrech



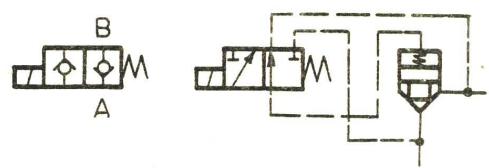
**Obr. 4.2.18** Magnet bez napětí: uzavřeno v obou směrech, magnet pod napětím: jednosměrný průtok  $A \rightarrow B$



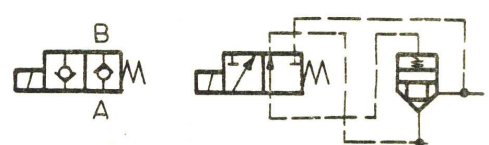
**Obr. 4.2.19** Magnet bez napětí: jednosměrný průtok  $B \rightarrow A$ , magnet pod napětím: uzavřeno v obou směrech



**Obr. 4.2.20** Magnet bez napětí: uzavřeno v obou směrech, magnet pod napětím: jednosměrný průtok  $B \rightarrow A$



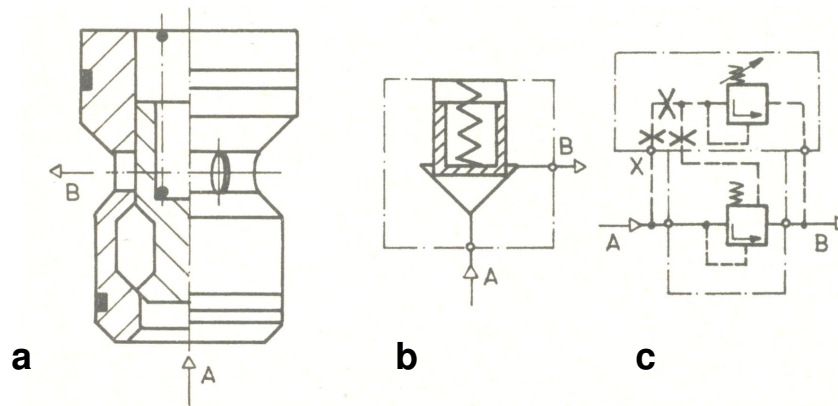
**Obr. 4.2.21** Magnet bez napětí: jednosměrný průtok  $A \rightarrow B$ , magnet pod napětím: jednosměrný průtok  $B \rightarrow A$



**Obr. 4.2.22** Magnet bez napětí: jednosměrný průtok  $B \rightarrow A$ , magnet pod napětím: jednosměrný průtok  $A \rightarrow B$

## Ventily pro řízení tlaku

Pomocí vestavných ventilů lze realizovat tlakové ventily úpravou jejich kuželky a připojením přímo řízeného tlakového ventilu malé světlosti. Na obr. 4.2.23 je znázorněn princip vestavného ventilu, který plní funkci pojistného ventilu. Jedná se o nepřímý řízený tlakový ventil.



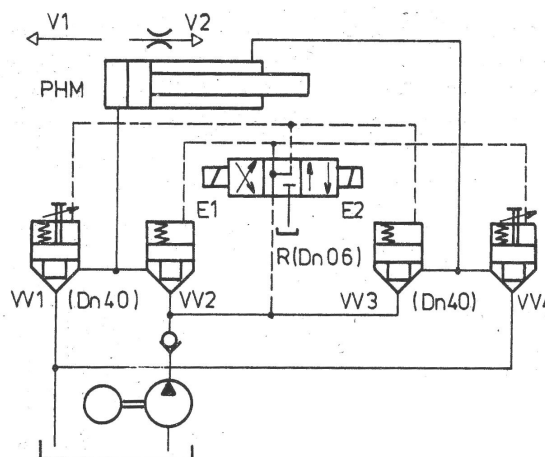
**Obr. 4.2.23** Vestavný ventil ve funkci pojistného ventilu

*a – provedení kuželky ventilu, b – funkční řez ventilem, c – podrobná značka nepřímý řízeného tlakového ventilu*

## 4.3. Aplikace vestavných ventilů

### 4.3.1 Realizace šoupátkového rozváděče vestavnými ventily

Šoupátkový rozváděč s libovolným počtem poloh a cest lze zrealizovat soustavou vestavných ventilů, které jsou řízeny šoupátkovým rozváděčem malé světlosti, viz obr. 4.3.1.



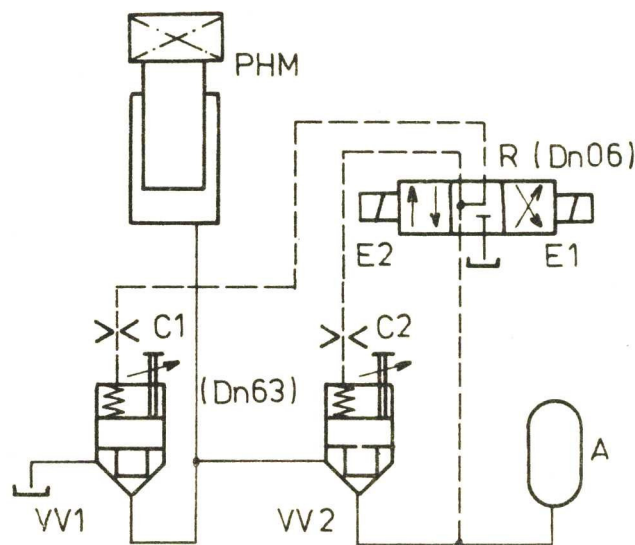
**Obr. 4.3.1** Realizace šoupátkového rozváděče vestavnými ventily

Hydromotor PHM se pohybuje rychlostí  $v_1$  v případě elektromagnetu E2 pod napětím, elektromagnet E1 je bez napětí. Vestavné ventily VV1, VV3 jsou otevřeny, vestavné ventily VV2, VV4 jsou uzavřeny. Hydromotor se pohybuje rychlostí  $v_2$  v případě elektromagnetu E1 pod napětím, elektromagnet E2 je bez napětí. Vestavné ventily VV1, VV3 jsou uzavřeny, vestavné ventily VV2,

VV4 jsou otevřeny. V případě elektromagnetu E2 bez napětí a rovněž elektromagnetu E1 bez napětí jsou vestavné ventily VV1, VV2, VV3, VV4 uzavřeny, hydromotor se nepohybuje. Pomocí čtyř vestavných ventilů VV1, VV2, VV3, VV4 je realizován čtyřcestný třípolohový rozváděč, v jehož střední poloze jsou všechny vstupy rozpojeny.

#### 4.3.2 Manipulace s hmotnými břemeny

Významným požadavkem při manipulaci s hmotnými břemeny je zajistit jejich libovolnou polohu například v případě poruchy hydraulických prvků, bez poklesu břemene během doby klidu. Na obr. 4.3.2 je znázorněno řešení obvodu splňující tyto požadavky pomocí dvou vestavných ventilů připojených k akumulátoru.



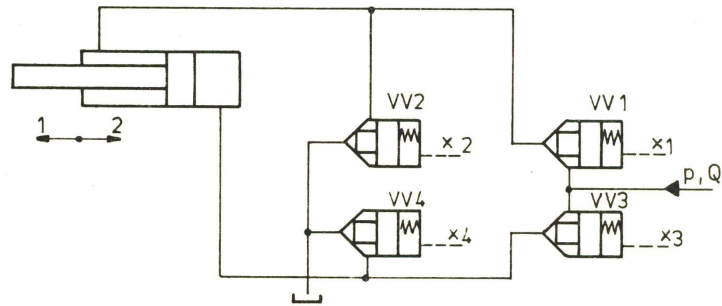
**Obr. 4.3.2** Obvod s vestavnými ventily pro manipulaci s hmotnými břemeny

V případě elektromagnetu E2 pod napětím a elektromagnetu E1 bez napětí je vestavný ventil VV1 otevřen a vestavný ventil VV2 uzavřen. Břemeno klesá, přičemž rychlost pohybu je omezena mechanickým dorazem kuželky, takže škrticí průřez vytváří proudící kapalině odpor proti pohybu. Při zvedání břemene je pod napětím elektromagnet E1, kdy je otevřen vestavný ventil VV2 a vestavný ventil VV1 je uzavřen. Kapalina proudí z akumulátoru A k přímočarému hydromotoru a břemeno se pohybuje směrem nahoru.

#### 4.3.3 Řízení pohybu přímočarého hydromotoru s externím ovládním vestavných ventilů

Na obr. 4.3.3 je znázorněno řízení pohybu přímočarého hydromotoru vestavnými ventily s externím ovládním.

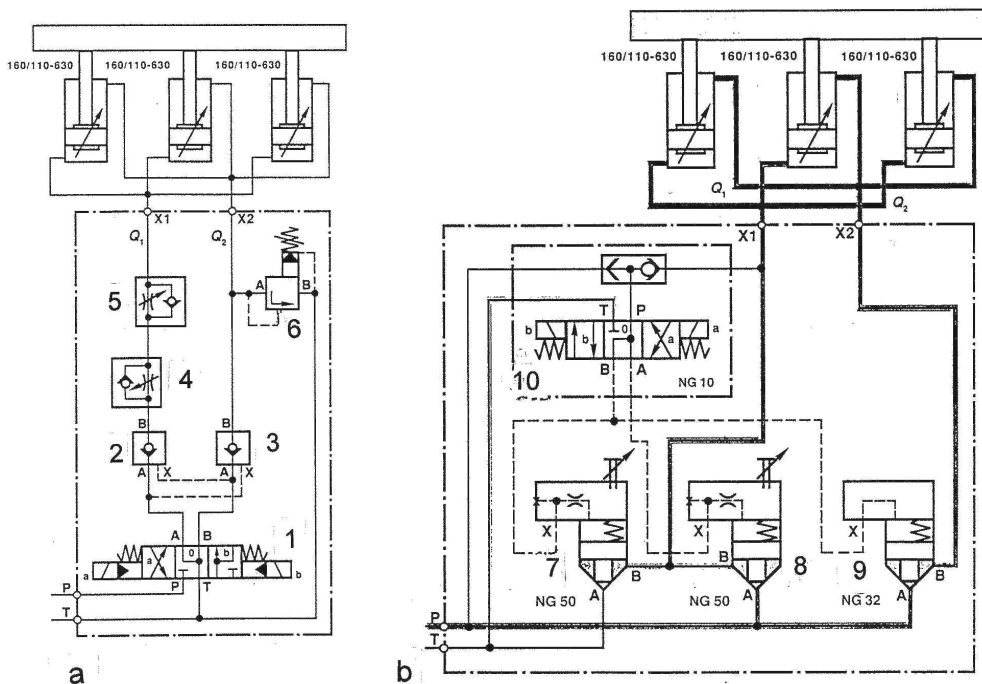
Pomocí externě řízených vestavných ventilů lze vhodnou kombinací signálů realizovat řadu funkcí přímočarého hydromotoru (normální posuv směrem 1 a 2, rychloposuv směrem 1, blokování a uvolnění pístnice). Nevýhodou je, že v případě poruchy zdroje řídicího tlaku není přímočarý hydromotor blokován a pístnice se může za působení vnějších sil libovolně pohybovat.



**Obr. 4.3.3** Řízení pohybu přímočarého hydromotoru vestavnými ventily s externím ovládáním

#### 4.3.4 Snížení počtu prvků větší světlosti

Na obr. 4.3.4 je obvod realizovaný použitím klasických prvků (část a) a tentýž obvod sestavený z dvoucestných vestavných ventilů (část b). Využitím multifunkčnosti vestavných ventilů se snížil počet prvků větší světlosti (Dn 32 až Dn 50) z šesti v části a (pol. 1 až 6) na tři v části b (pol. 7 až 9). Řídicí rozváděč má světlost 10 mm.



**Obr. 4.3.4** Náhrada klasických prvků vestavnými ventily

*a – realizace obvodu z klasických prvků, b – realizace obvodu vestavnými ventily, 1 – šoupátkový rozváděč nepřímě řízený, 2, 3 – jednosměrné ventily zajišťující funkci dvoustranného hydraulického zámku, 4, 5 – škrticí ventily s obtokem, 6 – pojistný ventil nepřímě řízený, 7, 8 – multifunkční vestavné ventily, 9 – hydraulicky řízený vestavný ventil, 10 – řídicí rozváděč šoupátkového provedení. Prvky 1 ... 5, 7 a 8 mají světlost Dn 50, prvky 6 a 9 jsou světlosti Dn 32, rozváděč 10 je světlosti Dn 10.*

## 5. Hydraulické pohony s akumulátory

Základní funkcí hydraulického akumulátoru je akumulovat tlakovou energii kapaliny. Tlaková energie kapaliny se v akumulátoru přeměňuje na deformační energii stlačeného plynu a tato se pak ve vhodný okamžik přemění zpět na energii tlakovou. Základním problémem je výběr vhodného typu akumulátoru pro daný účel, stanovení vhodné velikosti akumulátoru a jeho správné umístění v hydraulickém obvodu.

V hydraulickém systému se akumulátor uplatňuje například v těchto aplikacích:

- vyrovnávání nerovnoměrnosti v odběru kapaliny,
- kompenzace objemu kapaliny vlivem teplotních změn,
- nouzový zdroj energie,
- zdroj konstantního tlaku,
- kompenzace průtokových ztrát,
- tlumení rázů a pulzací,
- tlumení tlakových změn v hydraulických obvodech,
- zajištění vratného pohybu (funkce pružiny).

### 5.1. Rozdělení akumulátorů

Akumulátory se dělí dle konstrukce na:

1) plynové

- a) s přímým stykem kapaliny a plynu
- b) s dělící přepážkou
  - pístové
  - vakové
  - membránové
  - speciální

2) pružinové

3) závažové.

### 5.2. Plynové akumulátory s přímým stykem kapaliny a plynu

Akumulátory s přímým stykem kapaliny a plynu se ve vysokotlaké hydraulice prakticky nepoužívají z následujícího důvodu :

- plyn se v kapalině rozpouští (absorbuje). Množství absorbovaného plynu  $V_p$  je úměrné tlaku plynu nad hladinou kapaliny podle vztahu :

$$V_p = V_k \cdot \alpha_p \cdot \frac{p}{p_0} \quad (5.2.1)$$

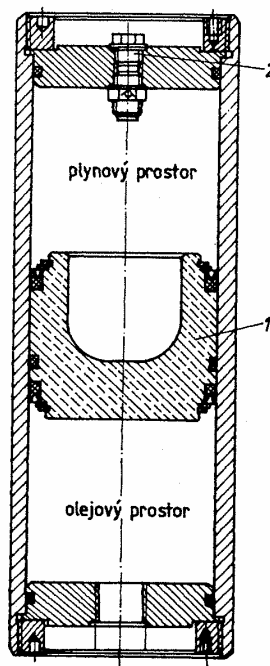
kde:  $V_p$  je objem rozpuštěného plynu ( $m^3$ ),  
 $V_k$  - objem kapaliny v akumulátoru ( $m^3$ ),  
 $\alpha_p$  - součinitel rozpustnosti plynu v kapalině (1),  
 $p$  - absolutní tlak nad hladinou (Pa),  
 $p_0$  - atmosférický tlak (absolutní) (Pa).

Pokud je pracovní kapalinou olej, rozpustí se v něm při atmosférickém tlaku cca 8 až 9 objemových procent vzduchu ( $\alpha_p = 0,08 - 0,09$ ), ve vodě pak cca 2 % vzduchu ( $\alpha_p = 0,02$ ). S rostoucím tlakem množství rozpuštěného vzduchu narůstá. Při pracovním tlaku například 10 MPa je množství rozpuštěného vzduchu mnohem větší než při atmosférickém tlaku. Tento rozpuštěný vzduch by se v obvodě v místech s nižším tlakem (škrticími ventily apod.) bouřlivě uvolňoval a zavzdušňoval obvod. Proto se s těmito akumulátory můžeme setkat především v nízkotlaké hydraulice.

### 5.3. Akumulátory s dělicí přepážkou

#### 5.3.1. Pístové akumulátory

Pístové akumulátory se používají pro oleje a bezvodé syntetické kapaliny, pro vodu nejsou vhodné. Jsou vhodné pro velké rozdíly teplot a velké změny (poklesy) tlaku. Konstrukce pístového akumulátoru je zřejmá z obr. 5.3.1.



**Obr. 5.3.1** Pístový akumulátor (Bolenz & Schäfer)

*1 – píst, 2 – plnicí ventil plynu*

Poměr tlaků  $p_2/p_0$  není omezen, maximální rychlost pístu by při použití pryžových těsnění neměla přesáhnout  $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , při použití speciálních těsnění by neměla přesáhnout  $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Běžně se vyrábějí pro tlaky do 35 MPa a objemy do  $250 \text{ dm}^3$ . Plynový prostor akumulátoru lze zvětšit připojením jedné nebo více dusíkových lahví. Do horního víka lze namontovat snímač polohy pístu, a tak získat přesnou kontrolu nad stavem kapaliny v akumulátoru. Pasivní odpory těsnění pístu mohou (podle použitého těsnění) způsobit pokles pracovního tlaku až o 10 %. Pracovní poloha akumulátoru je libovolná, preferuje se svislá poloha.

Nehodí se jako tlumiče rázů a pulzací, protože píst je relativně hmotný, třebaže bývá vyroben z lehkých, nejčastěji hliníkových slitin.

Těsnění pístu volíme podle obdobných kritérií jako u hydraulických válců, podobně zpracování vnitřního povrchu tělesa akumulátoru (střední drsnost povrchu  $Ra \leq 0,4 \mu\text{m}$ ). To prodražuje výrobu, údržbu i opravy a klade vysoké nároky na čistotu kapaliny. Již při mírném průsaku kapaliny do plynové části nutno těsnění vyměnit. Z bezpečnostních důvodů se jako pracovní plyn používá technický dusík. Plnicí ventil plynu se šroubuje do horního víka akumulátoru, do spodního víka se šroubuje tzv. vstupní blok.

#### Tlakové poměry v akumulátoru během jeho činnosti:

Průběh tlaku v akumulátoru během jeho činnosti se řídí stavovou rovnicí pro plyn:

$$p \cdot V_p^n = \text{konst.} \quad (5.3.1)$$

kde  $p$  je okamžitý absolutní tlak plynu (Pa),  
 $V_p$  - okamžitý objem plynu v akumulátoru při tomto tlaku ( $\text{m}^3$ ),  
 $n$  - exponent, závislý na druhu stavové změny (1).

Exponent  $n$  pro dvojatomové plyny (dusík, kyslík), pro normální tlak  $p_v = 10^5 \text{ Pa}$  a normální teplotu  $t_v = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  nabývá hodnot v rozsahu  $n = 1 \dots 1,4$  když :

$n = 1$  platí pro změnu izotermickou,  
 $n = 1,4$  platí pro změnu adiabatickou,  
 $1 < n < 1,4$  platí pro změnu polytropickou.

Plnění akumulátoru, které je většinou velmi pomalé, lze považovat za změnu izotermickou, protože teplo vznikající při kompresi odchází do okolí a teplota plynu se udržuje přibližně konstantní. Odběr kapaliny bývá rychlý a exponent  $n$  dosahuje hodnot  $n = 1,2 \dots 1,35$ . Pro oblast vysokých tlaků nutno používat vyšších hodnot exponentu  $n$ .

Pro stavovou změnu z počátečního stavu daného tlakem  $p_1$  a objemem plynu  $V_{p1}$  do stavu daného tlakem  $p_2$  a objemu plynu  $V_{p2}$  platí

$$p_1 \cdot V_{p1}^n = p_2 \cdot V_{p2}^n \quad (5.3.2)$$

Poznámka: objem plynu  $V_{p1}$  ,  $V_{p2}$  je součet objemu plynu v akumulátoru a objem plynu v tlakových lahvích.

V rovnici (5.3.2) musíme znát tři stavové veličiny, čtvrtou dopočítáme. Při uvádění do provozu akumulátoru známého celkového objemu  $V_0$  v první fázi naplníme akumulátor dusíkem na tzv. plnicí tlak  $p_0$ . Druhá fáze je pomalé plnění objemu na pracovní tlak  $p_2$ . Z rovnice pro izotermickou změnu:

$$p_0 \cdot V_0 = p_2 \cdot V_{p2} \quad (5.3.3)$$

spočítáme objem plynu  $V_{p2}$ .



Množství kapaliny v akumulátoru  $V_A$  nazýváme využitelný objem kapaliny v akumulátoru:

$$V_A = V_0 - V_{p2} \quad (5.3.4)$$

Většinou projektant ponechává v akumulátoru tzv. rezervní objem  $V_R$ . O ten se sníží využitelný objem, takže platí :

$$V_A = V_0 - V_R - V_{p2} = V_{p1} - V_{p2} \quad (5.3.5)$$

Tlak  $p_1$  odpovídající spodní hladině (objem plynu  $V_{p1}$ ) spočítáme z rovnice (5.3.2). Může se lišit podle druhu stavové změny a jí odpovídající hodnotě exponentu  $n$ .

Pokud projektant navrhuje akumulátor, mívá zadány tři hodnoty :  $V_A$ ,  $p_1$ ,  $p_2$ . Postup výpočtu celkového objemu akumulátoru  $V_0$  :

- nejprve stanovíme objem plynu  $V_{p2}$  následujícím odvozením

$$p_1 \cdot V_{p1}^n = p_2 \cdot V_{p2}^n \quad (5.3.6)$$

$$p_1 \cdot (V_{p2} + V_A)^n = p_2 \cdot V_{p2}^n \quad (5.3.7)$$

$$V_{p2} + V_A = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot V_{p2} \quad (5.3.8)$$

$$V_A = V_{p2} \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (5.3.9)$$

$$V_{p2} = \frac{V_A}{\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1} \quad (5.3.10)$$

- a dokončíme výpočet stanovením celkového objemu :

$$V_{p1} = V_{p2} + V_A \quad (5.3.11)$$

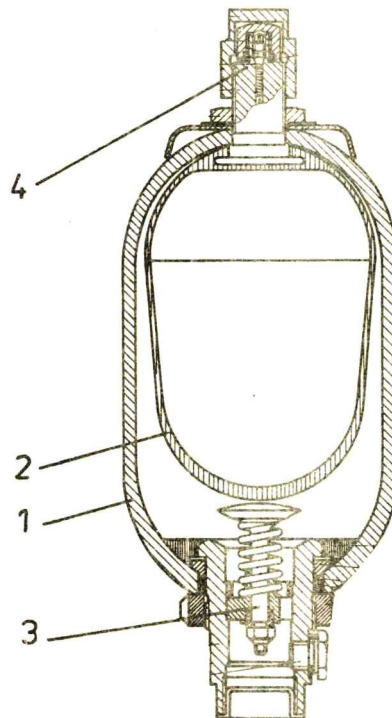
$$V_0 = V_{p1} + V_R \quad (5.3.12)$$

Z katalogu výrobce vybereme akumulátor s nejbližší vyšším objemem, případně akumulátor s objemem rovným alespoň využitelnému objemu kapaliny  $V_A$  a doplněný tlakovými láhvemi s dusíkem.

### 5.3.2. Vakové akumulátory

Vakový akumulátor na obr. 5.3.2 je dnes nejpoužívanější plynový akumulátor pro následující vlastnosti: je jednoduchý, nemá pohyblivé součásti, je levnější než pístový, má rychlou reakci, vyrábí se i v provedení pro vodu.

Sestává z válcového tělesa s půlkulovitými víky s otvory. Víka jsou buď přivařena, nebo se válcové těleso uzavírá kováním (lisováním) v zápustce. Spodním větším otvorem se vkládá tenký pryžový vak, který je ukončen kovovou koncovkou. Ta se prostrčí otvorem v horním víku a uchytlí. Na koncovku se montuje plynový ventil, do spodního víka se montuje kapalinový ventil. Ten je za provozu otevřen, při plném vyprázdňení akumulátoru pryžový vak zatlačí klobouček ventilu proti slabé pružině do sedla a zabrání vtlačení vaku do vstupního hrdla. V jednodušším provedení, zejména u nízkotlakých akumulátorů (do cca 4 MPa) je hrdlo překryto jemným sítkem. Vaky se dnes vyrábějí natolik kvalitní, že zaručují dokonalou těsnost a dlouhou životnost.



**Obr. 5.3.2** Řez vakovým akumulátorem

*1 – těleso akumulátoru, 2 – pryžový vak, 3 – uzavírací ventil, 4 – plnicí ventil*

V provedení pro vodu je vnitřní povrch chráněn proti korozi například povlakem polyuretanu nebo teflonu. Montážní plocha je libovolná, preferuje se svislá poloha.

S expanzí plynu jsou spojeny nejen změny tlaku a objemu, ale i teploty podle vztahu

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (5.3.1)$$

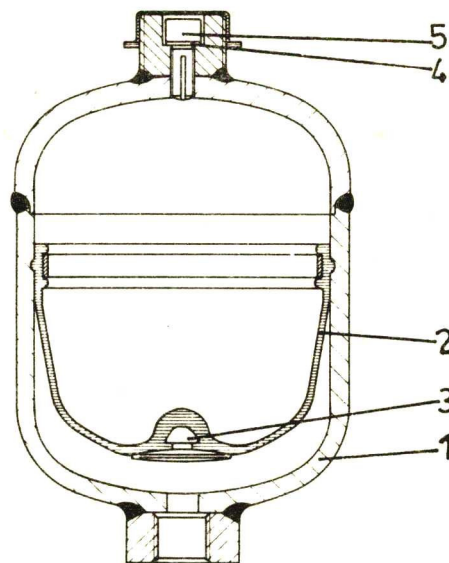
kde  $T_1, T_2$  (K) jsou absolutní teploty při tlacích  $p_1, p_2$ .

To omezuje maximální dovolený poměr tlaků :  $p_2/p_0 \leq 4$ . Vysokotlaké vakové akumulátory se dnes vyrábějí do tlaku cca 55 MPa, objemu do 50 dm<sup>3</sup>, s průtokem do 40 dm<sup>3</sup>.s<sup>-1</sup>, nízkotlaké pak do tlaku 3,5 MPa, objemu do 450 dm<sup>3</sup> a s průtokem do 140 dm<sup>3</sup>.s<sup>-1</sup>.

### 5.3.3. Membránové akumulátory

Membránový akumulátor sestává ze dvou polokoulí, které jsou spolu mechanicky spojeny převlečnou maticí. Další provedení je svařovaná konstrukce. Mezi oběma polokoullemi je uchycena pryžová membrána. V horní polokouli je otvor, do kterého se montuje plnicí plynový ventil, ve spodní polokouli pak otvor, do kterého se šroubuje přípojovací hrdlo přívodu kapaliny. Aby membrána nebyla vtažena do vstupního hrdla, je opatřena kovovým kroužkem.

Membránové akumulátory se používají v případech, kdy vystačíme s malým užitečným (i celkovým) objemem. Vyrábějí se s objemy od (0,2 do cca 10) dm<sup>3</sup>, pro tlaky do cca 40,0 MPa a průtoky do 6 dm<sup>3</sup>.s<sup>-1</sup>. V jednodušším svařovaném provedení se vyrábějí pro tlaky do 21 MPa a objemy do 3,5 dm<sup>3</sup>. Montážní poloha je libovolná, předností je dokonalá těsnost, dlouhá životnost a příznivá cena. Používají se zejména k tlumení pulzací a tlakových rázů v systému, ale i v dalších aplikacích. Na obr. 5.3.3 je znázorněn membránový akumulátor svařované konstrukce.



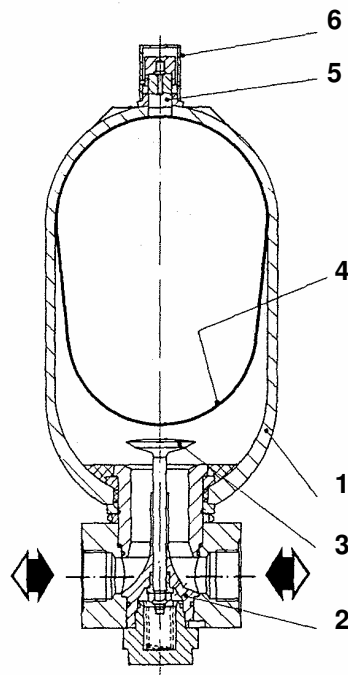
**Obr. 5.3.3** Membránový akumulátor (OLAER)

1 – těleso akumulátoru, 2 – membrána, 3 – talířový ventil, 4 – těsnění,  
5 – uzavírací zátka plnicího otvoru

### 5.3.4. Speciální akumulátory

Ze speciálních akumulátorů jsou nejznámější akumulátory pro tlumení pulzací, které se vyznačují vysokou tlumicí schopností.

Na obr. 5.3.4 je znázorněn hydropneumatický vakový tlumič firmy HYDAC (Pulse – Tone). Existují rovněž membránové hydropneumatické tlumiče.

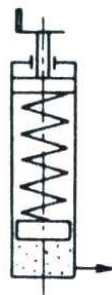


**Obr. 5.3.4** Hydropneumatický vakový tlumič (HYDAC)

1 – těleso, 2 – vstupní blok s kanály vedoucími do vnitřního prostoru akumulátoru,  
3 – talířový ventil, 4 – pryžový vak, 5 – plnicí plynový ventil, 6 – těsněné šroubované víko

#### 5.4. Akumulátory pružinové a závažové

Patří dnes k málo používaným akumulátorům. Z obr. 5.4.1 je zřejmý princip pružinového akumulátoru.

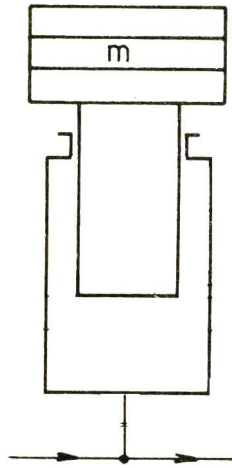


**Obr. 5.4.1** Pružinový akumulátor

U pružinového akumulátoru je pružina stlačována přiváděnou kapalinou prostřednictvím pístu. Akumulátor může být vybaven zařízením pro regulaci předpětí pružiny. Tlak kapaliny je závislý na velikosti stlačení pružiny (není konstantní). Výhodou je jednoduchá výroba. Nevýhodou je, že se pružiny vlivem neustálého stlačování unaví a praskají. Vzhledem k velikosti pružin mají pružinové akumulátory omezen pracovní tlak a užitečný objem, kdy není výhodné vyrábět akumulátory s větším užitečným objemem jak  $10 \text{ dm}^3$  a pracovním tlakem vyšším než 7 MPa.

Tyto typy akumulátorů jsou vhodné zejména pro malé objemy cca v  $\text{dm}^3$  pro tlaky do 3 až 5 MPa.

U závažových akumulátorů je v kapalině udržován konstantní tlak pomocí závaží. Princip závažového akumulátoru je zřejmý z obr. 5.4.2.



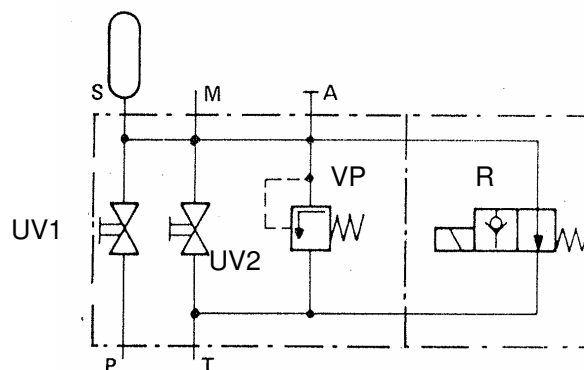
**Obr. 5.4.2** Závažový akumulátor

Jeho výhodou je téměř ideální charakteristika tlak – odebíraný objem, neboť hmota závaží vytváří konstantní tlak bez ohledu na svou polohu. Užitečný objem akumulátorů dosahuje hodnot  $1500 \text{ dm}^3$  při tlacích do 35 MPa. Nevýhodou je značná hmotnost a rozměrnost závaží, čímž je značně omezena rychlost pohybu pístu, která nepřevyšuje hodnotu  $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

## 5.5. Příslušenství hydraulických akumulátorů

### 5.5.1. Bezpečnostní a uzavírací blok ( vstupní blok)

Vstupní blok se montuje do otvoru ve spodním víku akumulátoru. Obvyklé zapojení bezpečnostního a uzavíracího bloku je uvedeno na obr. 5.5.1.



**Obr. 5.5.1** Zapojení bezpečnostního a uzavíracího bloku

*UV1 – hlavní uzavírací ventil, UV2 – vypouštěcí ventil, VP – pojistný ventil,  
R – odlehčovací rozváděč*

Musí být splněny tyto požadavky:

- tlakové měření,
- tlakové pojištění,
- možnost uzavření.

Blok je osazen několika povinnými prvky: hlavním uzavíracím ventilem UV1, vypouštěcím ventilem UV2, pojistným ventilem VP a manometrem připojeným na vstup M. Na vstup A je možné připojit tlakový spínač, snímač tlaku apod.

Světlost hlavního uzavíracího ventilu musí odpovídat maximálnímu pracovnímu průtoku kapaliny. Vypouštěcí ventil menší světlosti musí umožnit v případě potřeby bezpečné vypuštění obsahu akumulátoru do nádrže. Pojistný ventil je nastaven na maximální dovolený tlak a opatřen plombou. Na připojeném manometru musí být hodnota maximálního pracovního tlaku vyznačena červenou rýskou. Součástí vstupního bloku může být elektromagneticky ovládaný ventil R k dálkovému vypuštění nebo snížení tlaku v akumulátoru.

#### 5.5.2. Montáž akumulátorů, provozní a bezpečnostní předpisy.

Akumulátor se montuje standardně ve svislé poloze, většinou však je možná libovolná montážní poloha. Z důvodu velké hmotnosti některých akumulátorů a působení setrvačných sil je velmi důležité upevnění tak, aby nebylo namáháno připojené potrubí. Mezi těleso akumulátoru a konzolu nebo příchytky (třmeny) se vkládají pryžové vložky.

Akumulátor je považován za tlakovou nádobu, jestliže součin jmenovitého objemu v litrech a maximálního tlaku v MPa převyšuje hodnotu 10, nebo pokud vnitřní objem akumulátoru převyšuje 10 litrů.

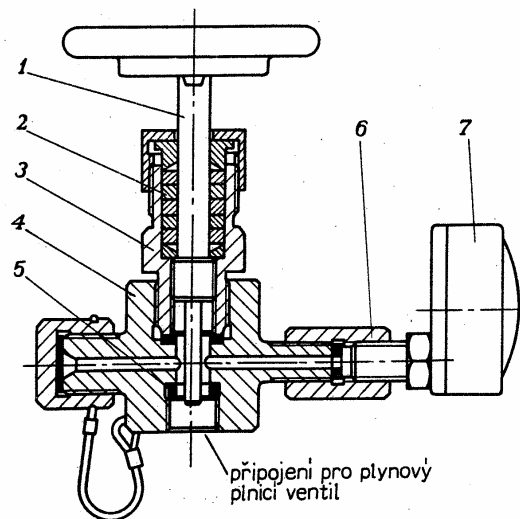
Některé bezpečnostní předpisy platí obecně :

- opravy akumulátorů smí provádět pouze odborníci od výrobce,
- akumulátor je od výrobce vybaven technickým průkazem, do kterého se zapisují nejdůležitější kontroly, revize a opravy. Termíny periodických kontrol a revizí jsou předepsány normou,
- pojistné ventily jsou nastaveny od výrobce a zaplombovány, plomba však musí být přístupná, aby ji šlo v případě potřeby rychle odstranit. V žádném případě nesmí být pojistný ventil uzamčen,
- kontroly a revize má provádět revizní technik s osvědčením pro tlakové nádoby.

Normy jsou velmi podrobné a je nutné se s nimi dobře seznámit.

#### 5.5.3. Plnicí zařízení pro plyn

Slouží k naplnění prázdného akumulátoru dusíkem na plnicí tlak. Plnicí zařízení je znázorněno na obr. 5.5.2.



**Obr. 5.5.2** Plnicí zařízení pro plyn

1 – pohybový šroub, 2 – těsnění, 3, 6 – šroubení, 4 – těleso, 5 – přípojka pro hadici, 7 - manometr

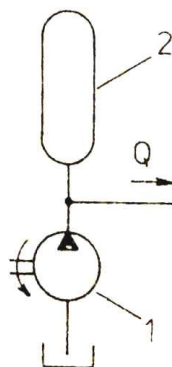
Přípravek se našroubuje na plnicí ventil akumulátoru. Plnicí ventil je v podstatě jednosměrný (zpětný) ventil. Přípravek se rovněž propojí hadicí s lahví dusíku.

Plnicí zařízení slouží k propojení dusíkové tlakové lahve s plynovým prostorem akumulátoru, ale i k řízenému vypuštění dusíku z akumulátoru.

## 5.6. Použití hydraulických akumulátorů v obvodech

### 5.6.1. Tlumení pulsací hydrogenerátoru

Zubové, lamelové i pístové hydrogenerátory jsou zdrojem průtokových a tlakových pulsací. Pulsace způsobují nerovnoměrný chod hydromotorů, chvění potrubí, hluk, rozkmitání ventilů apod. Často stačí akumulátor malého objemu k utlumení pulsací. Akumulátor musí být umístěn co nejbližše hydrogenerátoru, viz obr. 5.6.1. Průběhy tlaku v systému s akumulátorem a bez akumulátoru jsou uvedeny na obr. 5.6.8.



**Obr. 5.6.1** Akumulátor pro tlumení pulsací hydrogenerátoru

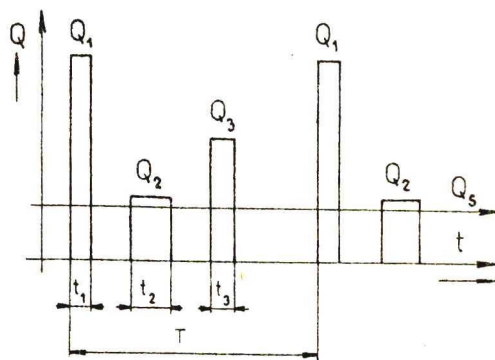
1 - hydrogenerátor, 2 – akumulátor

### 5.6.2. Tlumení tlakových špiček v obvodu

Tlakové špičky vznikají z různých příčin jako od hydraulického rázu při náhlém uzavření vedení, od mechanické zátěže apod. Také v tomto případě stačí často akumulátor malého objemu - cca 0,2 ... 10 dm<sup>3</sup>, podle velikosti akumulované energie, k podstatnému utlumení tlakové špičky. Při tlumení účinku tlakového rázu vznikajícího při náhlém uzavření vedení je třeba umístit akumulátor do místa vzniku tlakové špičky.

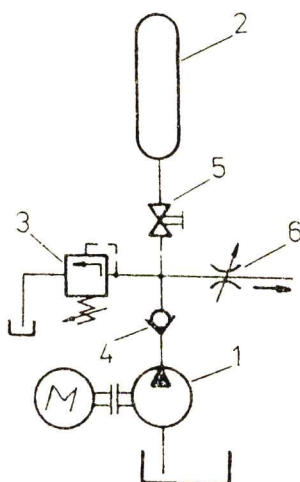
### 5.6.3. Pokrytí nerovnoměrného odběru kapaliny

Pokud je odběr kapaliny nerovnoměrný avšak periodicky se opakující např. podle odběrového diagramu na obr. 5.6.2, volíme kombinovaný zdroj tlakové kapaliny, viz obr. 5.6.3, kde je akumulátor v zapojení společně s hydrogenerátorem.



**Obr. 5.6.2** Odběrový diagram

$Q_i$  - jednotlivé odebírané průtoky,  $t_i$  - doby odběrů,  $T$  - celková doba cyklu,  
 $Q_s$  - průtok hydrogenerátoru



**Obr. 5.6.3** Kombinovaný zdroj tlaku

1 - hydrogenerátor, 2 - akumulátor, 3 - pojistný ventil, 4 - jednosměrný ventil,  
5 - uzavírací ventil, 6 - škrticí ventil

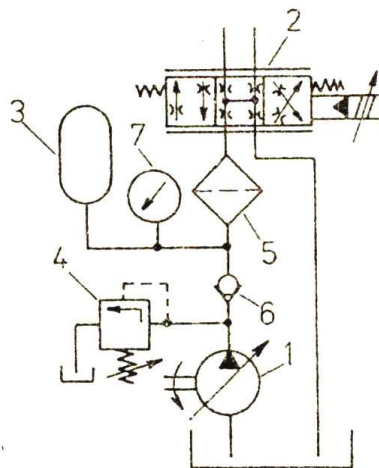


Volíme hydrogenerátor s průtokem  $Q_s$

$$Q_s = \frac{\sum_{i=1}^n Q_i \cdot t_i}{T} \quad (5.6.1)$$

#### 5.6.4. Zdroj tlaku pro obvody s hydromotory řízenými rychlými ventily

Pokud řídíme průtok do hydromotoru rychlým ventilem, například rychlým proporčním ventilem nebo servoventilem, použijeme jakožto zdroj tlaku hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak a paralelně připojený akumulátor. Protože regulační hydrogenerátor je relativně pomalý, doba přestavení z minimálního geometrického objemu na maximální činí 60...250 ms, kdežto rychlé ventily se přestavují v čase 5...40 ms, slouží akumulátor jako dočasný zdroj tlaku po dobu přestavení hydrogenerátoru na požadovaný průtok. Na obr. 5.6.4 je znázorněn zdroj tlaku pro obvod se servoventilem.

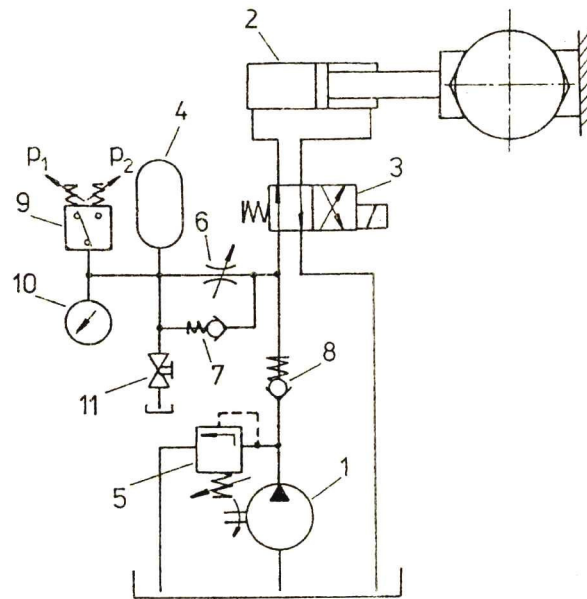


**Obr. 5.6.4** Zdroj tlaku pro obvod se servoventilem

1 – hydrogenerátor, 2 – servoventil, 3 – akumulátor, 4 – pojistný ventil, 5 – filtr,  
6 – jednosměrný ventil, 7 – manometr

#### 5.6.5. Vyvození upínacího tlaku

Na obr. 5.6.5 je znázorněn hydraulický obvod s akumulátorem pro vyvození upínacího tlaku. Akumulátor 4 slouží k vyvozování upínacího tlaku na hydromotoru 2. Hydrogenerátor 1 je možné vypnout a zdrojem tlaku je pouze akumulátor 4. Z akumulátoru se pokrývají i případné průtokové ztráty v obvodu. Objem kapaliny v akumulátoru postupně klesá. Zároveň klesá tlak, který je snímán tlakovým spínačem 9. Při poklesu tlaku na nastavený minimální tlak  $p_1$  sepne tlakový spínač 9 pohon hydrogenerátoru, při stoupení tlaku na nastavený maximální tlak  $p_2$  tlakový spínač vypne pohon hydrogenerátoru.

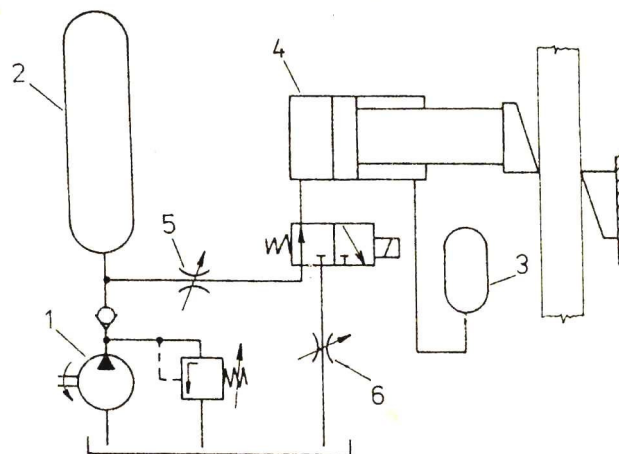


**Obr. 5.6.5** Obvod s akumulátorem pro vyvození upínacího tlaku

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

#### 5.6.6. Zdroj tlaku pro zajištění krátkodobého vysokého odběru

Na obr. 5.6.6 je znázorněno zjednodušené schéma pohonu hydraulických nůžek pro stříhání ocelových slitků nebo sochorů.



**Obr. 5.6.6** Obvod hydraulických nůžek

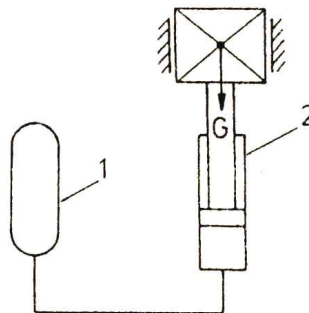
1 - hydrogenerátor, 2, 3 – akumulátory, 4 – hydromotor, 5, 6 škrticí ventily

Pomocí hydrogenerátoru 1 se naplní akumulátor 2 na požadovaný objem a tlak. Akumulovanou tlakovou energií následně akumulátor 2 vydá např. během několika sekund na přestřížení materiálu. Okamžitý výkon se může pohybovat

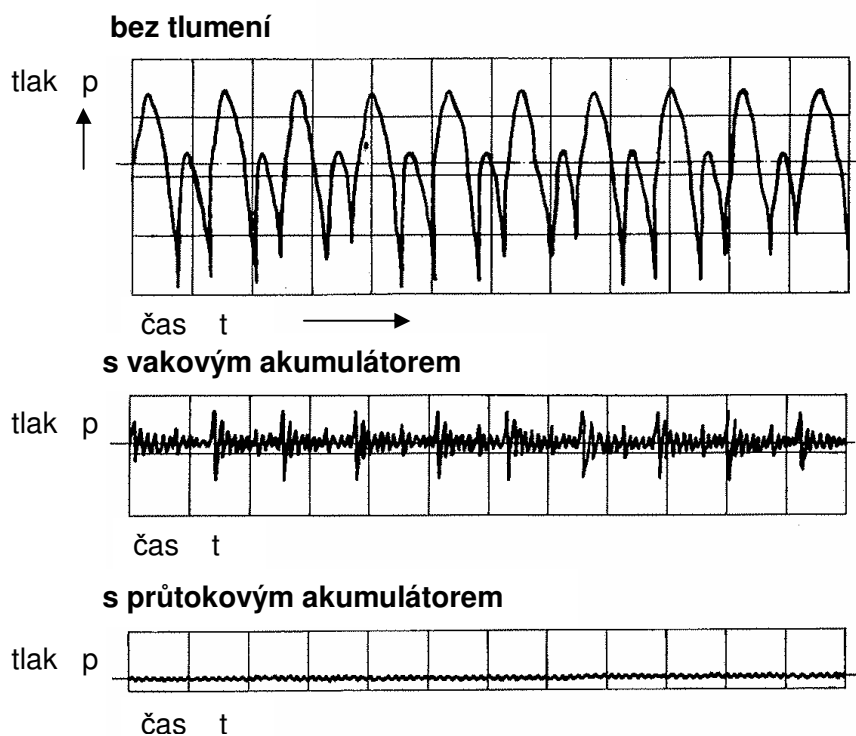
řádově ve stovkách i tisících kW. Akumulátor 3 plní funkci vratné pružiny zajišťující zpětný pohyb pístu hydromotoru 4.

### 5.6.7. Vyvažování hmotné zátěže (pneumohydraulická pružina)

Princip vyvažování hmotné zátěže je zřejmý z obr. 5.6.7. Akumulátor 1 slouží jako pneumohydraulická pružina, která vyvažuje zátěž na hydromotoru 2. K manipulaci s hmotnou zátěží pak stačí mnohem menší síla než by odpovídala tíže zátěže  $G$ .



**Obr. 5.6.7** Vyvažování hmotné zátěže akumulátorem  
1 - akumulátor, 2, – hydromotor

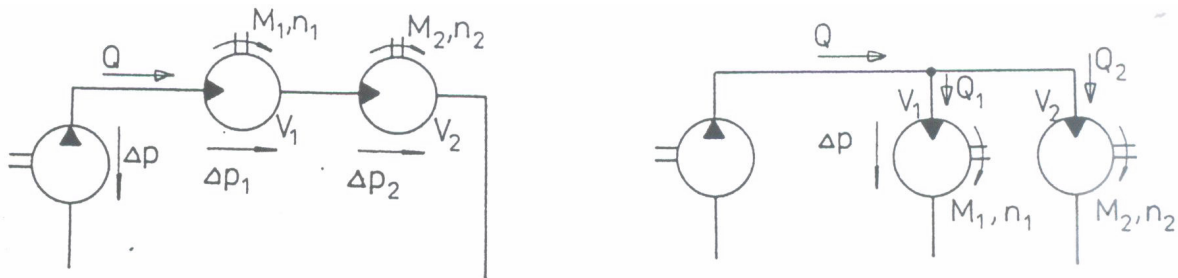


**Obr. 5.6.8** Průběh tlaku v obvodu za hydrogenerátorem bez použití akumulátoru a s použitím akumulátorů různých typů

## 6. Vícemotorové pohony a synchronní chod hydromotorů

### 6.1. Vícemotorové pohony

Vícemotorový pohon často splní lépe požadavky na něj kladené než pohon s jedním motorem. Hydromotory mohou být zapojeny sériově nebo paralelně ke zdroji tlakové energie, jak je uvedeno na obr. 6.1 a 6.2.

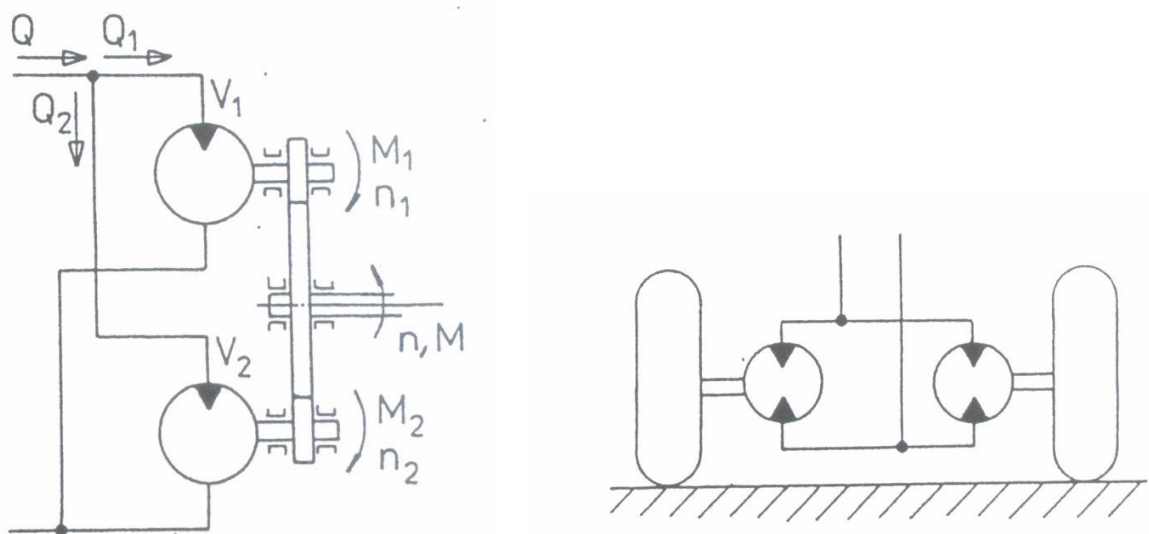


↑ **Obr. 6.1** Seriově řazené hydromotory

→ **Obr. 6.2** Paralelně řazené hydromotory

*Sériové zapojení* se vyznačuje tím, že všechny motory mají při stejném geometrickém objemu přibližně stejné otáčky. V důsledku průtokových ztrát v hydromotorech se však otáčky budou poněkud lišit, takže tam, kde požadujeme naprosto synchronní otáčky, nelze tohoto zapojení využít. Celkový tlakový spád se rozdělí na jednotlivé motory, takže motory budou tlakově nevyužité.

*Paralelní zapojení* se vyznačuje stejným tlakovým spádem na každém motoru a dělením průtoku zdroje mezi motory. Dělení průtoku je ovšem zajištěno jen tehdy, budou-li všechny motory zatíženy stejným momentem. Prakticky to znamená, že budou propojeny mechanickou vazbou, jak je uvedeno na obr. 6.3 a 6.4.



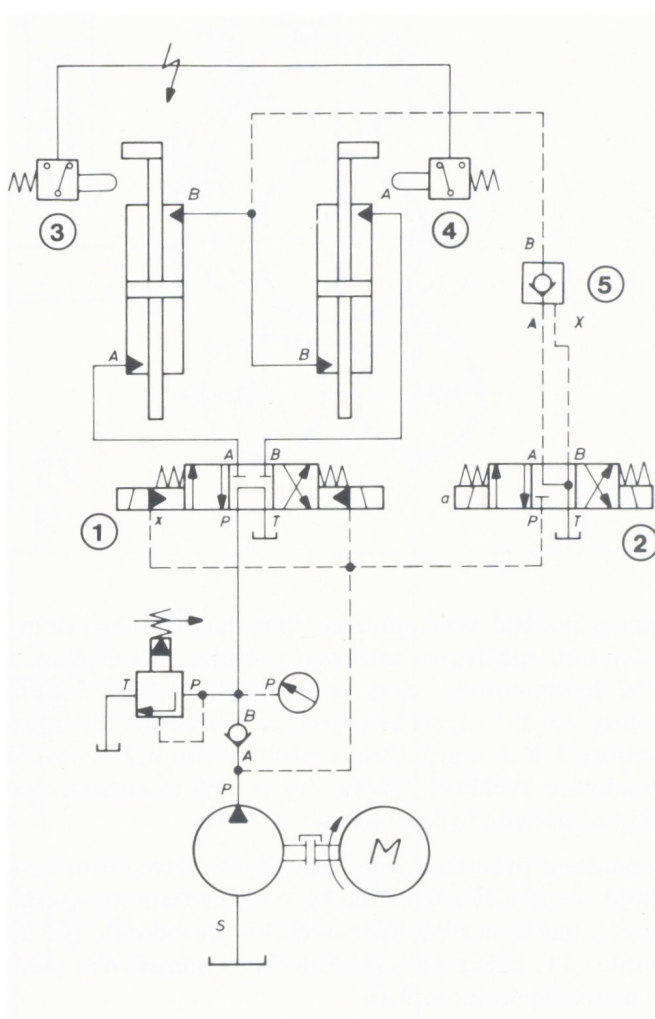
↑ **Obr. 6.3** Paralelně řazené hydromotory s tuhou vazbou ozubenými koly

→ **Obr. 6.4** Paralelně řazené hydromotory pojezdu kol s funkcí diferenciálu

Mechanická vazba na obr. 6.4 je zajištěna vozovkou a adhezí kol k vozovce. Pokud se mechanická vazba poruší, kolo bude prokluzovat nebo se bude otáčet naprázdno, zmenší se moment i na hydromotoru druhého kola a toto kolo nebude zabírat. Paralelní uspořádání hydromotorů plní na vozidle funkci *diferenciálu*. Uzávěru diferenciálu realizujeme např. spojkou, kterou propojíme hřídele obou motorů, nebo změnou paralelního zapojení na sériové. Výhodou paralelního uspořádání je to, že všechny hydromotory mohou být zatíženy plným momentem, a tak lze počtem motorů zajistit potřebný n-násobný moment.

## 6.2. Synchronní chod hydromotorů

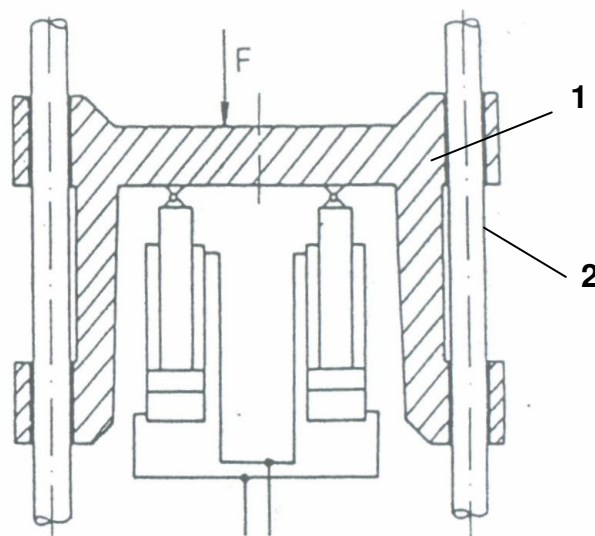
Synchronní chod hydromotorů lze do jisté míry zajistit sériovým zapojením hydromotorů, viz obr. 6.5. Příkladem je aplikace na hydraulických nůžkách.



**Obr. 6.5** Seriově řazené přímočaré hydromotory

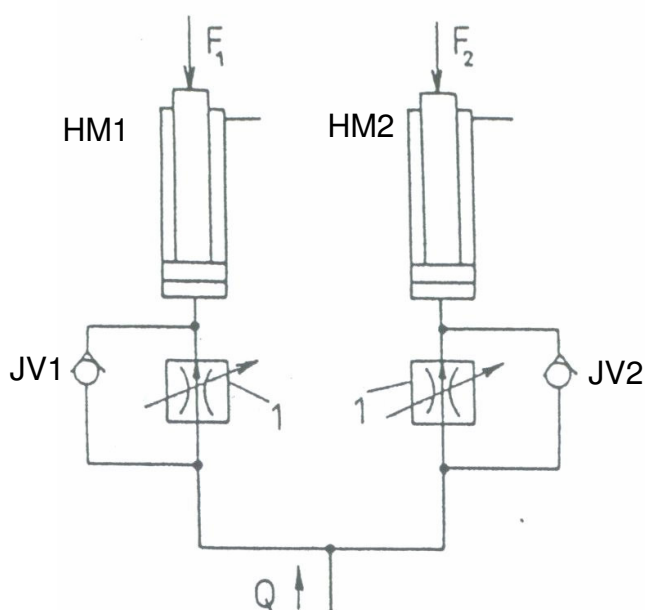
1 – rozváděč pro řízení směru pohybu hydromotorů, 2 – rozváděč zajišťující srovnání výchozí polohy pístnic při dojetí libovolné pístnice na koncový spínač 3 nebo 4, 5 – řízený jednosměrný ventil, zajišťující doplnění kapaliny nebo odpuštění kapaliny z větve propojující oba přímočaré hydromotory

Nejpřesnější, avšak ne vždy realizovatelné, je paralelní zapojení motorů s propojením pístnic nebo hřídelí tuhou mechanickou vazbou, jak je znázorněno na příkladu obr. 6.3 nebo 6.6.



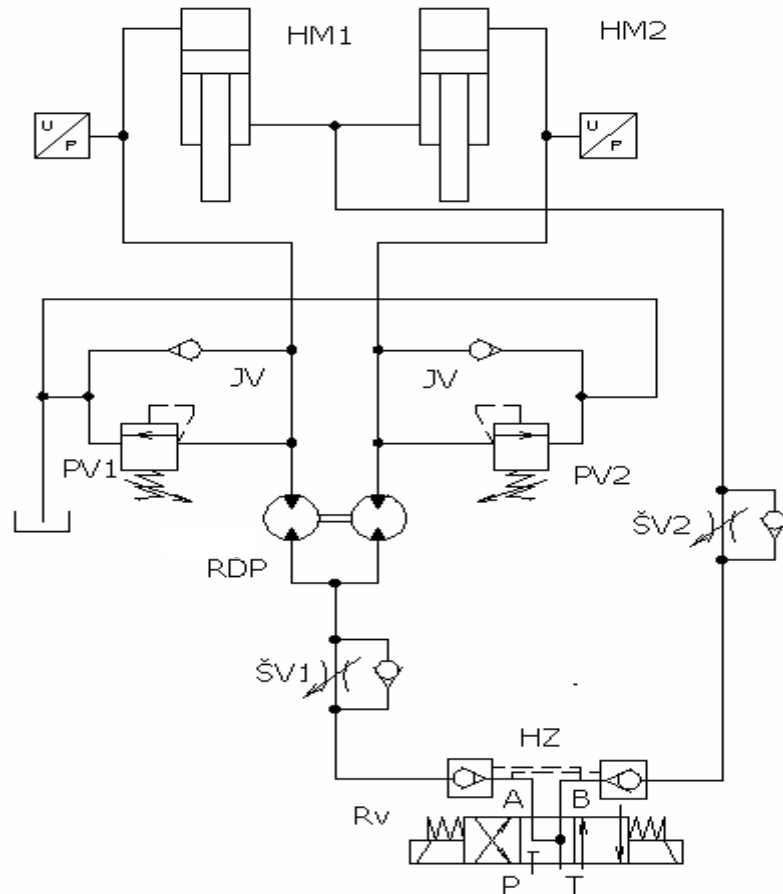
**Obr. 6.6** Paralelně zapojené přímočaré hydromotory propojené tuhou mechanickou vazbou pístnic  
1 – tuhý rám, 2 – tuhá paralelní vedení

Pokud tuhá vazba nepřichází z konstrukčních důvodů v úvahu, postačuje často zapojení dle obr. 6.7, 6.8 nebo 6.9.

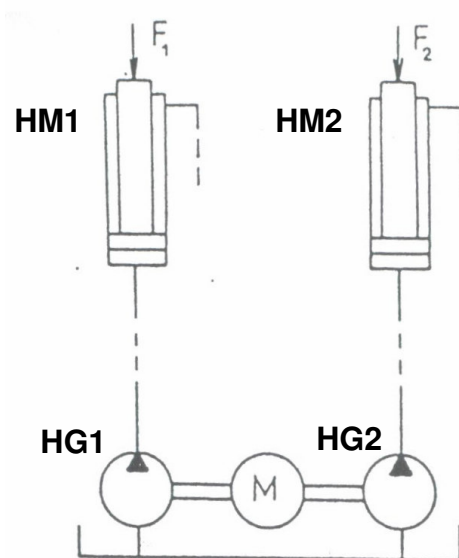


**Obr. 6.7** Synchronizace chodu hydromotorů pomocí regulačních ventilů průtoku  
HM – přímočaré hydromotory, JV – jednosměrné ventily, 1 – regulační ventily průtoku  
(zde škrticí ventily s dvoucestnou tlakovou váhou)

Nepřesnost dosažení polohy obvykle činí 2 až 5% zdvihu, někdy i více.



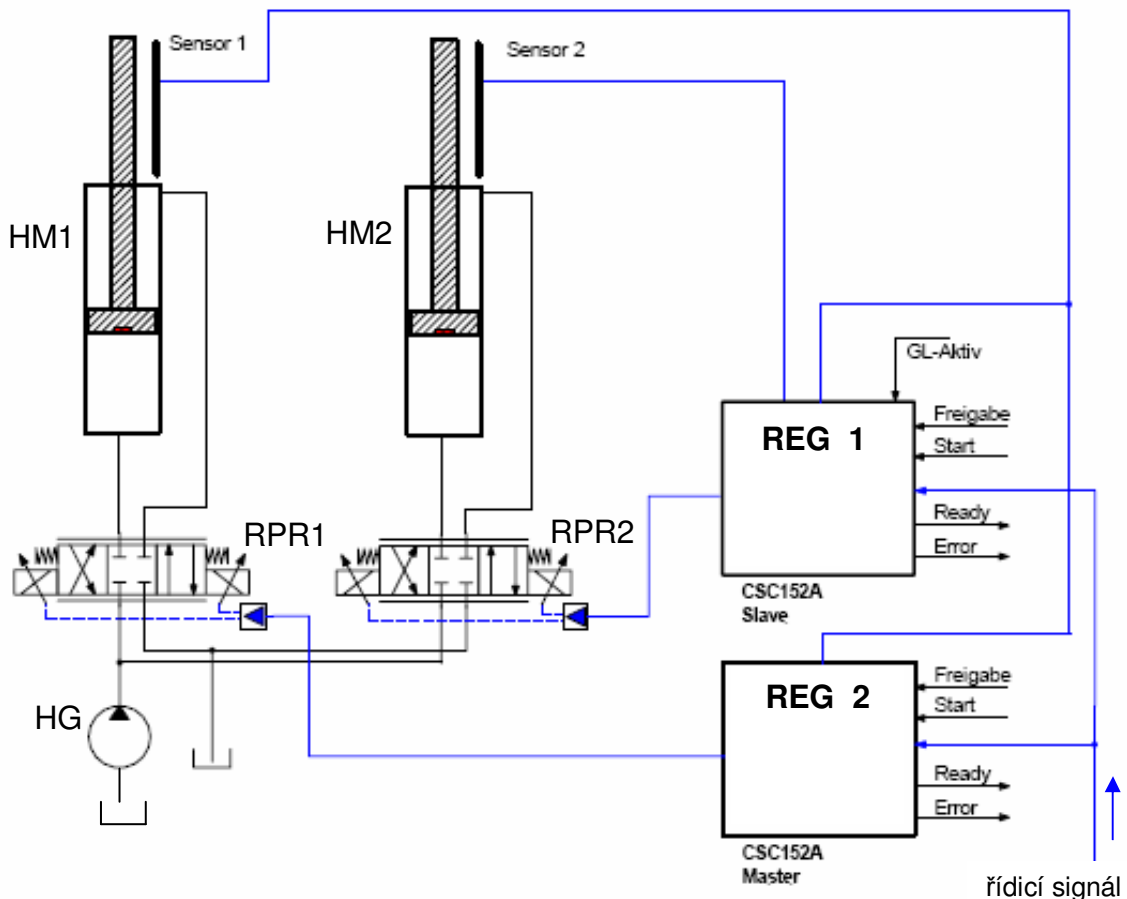
**Obr. 6.8** Zajištění synchronního chodu hydromotorů pomocí rotačního děliče průtoku RDP – rotační dělič průtoku, HM – přímočaré hydromotory, ŠV – škrticí ventily, PV – pojistné ventily, HZ – dvojstranný hydraulický zámek



**Obr. 6.9** Zajištění synchronního chodu hydromotorů HM1 a HM2 pomocí spřažených hydrogenerátorů HG1 a HG2 se stejným geometrickým objemem

Nepřesnost (chyba) dosažení polohy při těchto dvou způsobech synchronizace (spřaženými hydromotory na obr. 6.8 nebo spřaženými hydrogenerátory na obr. 6.9) je závislá na průtokové účinnosti převodníků, na rozdílnosti i velikosti zátěže na hydromotorech, na dynamickém režimu zatěžování a na rozdílnosti geometrických objemů převodníků. Proto se vybírají převodníky s co nejlepší průtokovou účinností a stejným geometrickým objemem (na základě měření). Nepřesnost synchronního chodu pak může činit (0,5 ... 2)% zdvihu.

Synchronní chod dvou nebo více hydromotorů lze zajistit s vysokou přesností regulovanými pohony, tzv. servopohony.



**Obr. 6.10** Zajištění synchronního chodu dvou hydromotorů pomocí regulace "master – slave"

Na obr. 6.10 je schéma řízení dvou hydromotorů *HM1*, *HM2* rychlými proporcionálními rozváděči *RPR1*, *RPR2*, které dostávají řídicí signál z elektronických regulátorů *REG1*, *REG2*, označených *Master* a *Slave*. Regulátor *Master* řídí hydromotor na základě regulační odchylky, získané z rozdílu řídicího signálu a zpětné vazby od snímače polohy hydromotoru *Sensor 1*, kdežto regulátor *Slave* vytváří regulační odchylku ze tří signálů: z řídicího signálu, ze snímače *Sensor 1* a ze snímače *Sensor 2*. Ještě lepších výsledků se dosahuje, použijeme-li jako řídicí ventily tzv. *servoventily*. Potom přesnost dosažení polohy v ustáleném stavu je dána přesností snímačů polohy a může činit až  $\pm 1 \mu\text{m}$  pro zdvihy do cca 1 m. Při použití proporcionálních rozváděčů je nepřesnost sto- až tisícinásobně větší.



## 7. Energeticky úsporné systémy a tepelná bilance obvodu

Hydrostatické systémy využívají k přenosu energie tlakovou energii kapaliny. Jedním z významných kritérií při návrhu hydraulických systémů je energetická bilance hydraulického systému. Systémy, které minimalizují energetické ztráty, se nazývají energeticky úsporné systémy.

Při přenosu tlakové energie dochází k její přeměně na energii:

- mechanickou – k této přeměně dochází na výstupním převodníku, tzn. na hydromotoru.
- tepelnou – k této přeměně dochází na hydraulických odporech proti pohybu (škrticí ventil, proporcionální rozváděč apod.). Jedná se o nevratný proces přeměny energie.
- kinetickou – k přeměně dochází na odporu proti zrychlení (jedná se např. o kinetickou energii hmoty pístu a pístnice, hmoty zátěže, hmoty kapaliny ve vedení apod.). Tato přeměna je vratná s určitou malou disipací tlakové energie kapaliny.
- deformační – k přeměně dochází na odporu proti deformaci (např. v hydraulickém akumulátoru, ve stlačitelném potrubí či pružné hadici se stlačitelnou kapalinou apod.). Tato změna je vratná s určitou malou disipací tlakové energie kapaliny v teplo.

Při projektování hydraulických systémů je nutno navrhnout takový hydraulický systém, u kterého se většina tlakové energie přemění v mechanickou energii a minimum tlakové energie se přemění v tepelnou energii. V hydraulických systémech lze ušetřit energii:

- konstrukcí hydraulických prvků, zejména hydrogenerátorů a hydromotorů, zajišťujících maximální účinnost,
- rekuperací energie – tj. zpětným využitím části akumulované energie,
- uspořádáním hydraulického systému.

### 7.1. Srovnání energetické bilance hydraulických systémů podle jejich uspořádání

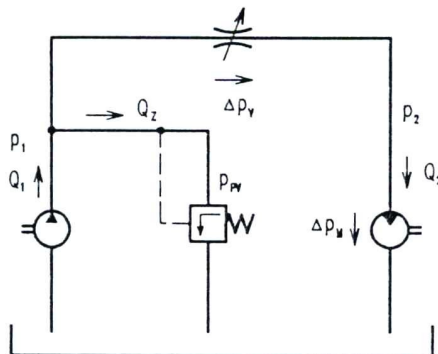
Použité veličiny a jednotky:  $p$  – tlak (Pa),  $\Delta p$  – tlakový spád (Pa),  $P$  – výkon (W),  $Q$  – průtok ( $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ),  $S$  – plocha ( $\text{m}^2$ ),  $\eta$  - účinnost (1),  $\mu$  - průtokový součinitel (1),  $\rho$  - měrná hmotnost ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ).

Účinnost hydraulického systému je určena poměrem výstupního výkonu  $P_2$  tzn. užitečného výkonu spotřebiče a vstupního výkonu  $P_1$ , tzn. příkonu hydrogenerátoru. Účinnost systému lze pak vyjádřit vztahem:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \quad (7.1.1)$$

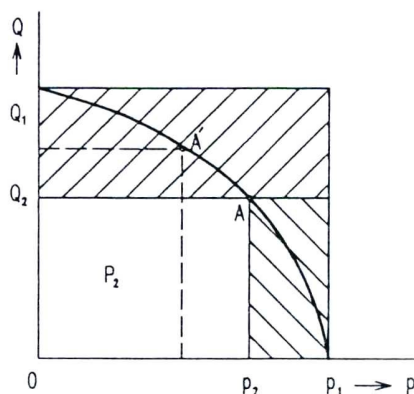
### 7.1.1. Hydraulický systém se škrticím ventilem a větvením průtoku

Nejmenší účinnost vykazuje hydraulický systém podle obr. 7.1.1. Zdrojem tlakové energie kapaliny je neregulační hydrogenerátor ( $Q_1 = \text{konst.}$ ). Paralelně k hydrogenerátoru je připojen přepouštěcí ventil, na kterém se nastavuje tlak na vstupu ( $p_1 = \text{konst.}$ ). Na škrticím ventilu se nastavuje průtok  $Q_2$  a tím i pohybová frekvence hydromotoru. Průtok  $Q_1$  se dělí mezi větve se škrticím ventilem a větev s pojistným ventilem.



**Obr. 7.1.1** Hydraulický obvod se škrticím ventilem a větvením průtoku

V obvodu se vyskytují energetické ztráty na škrticích orgánech, tj. na škrticím a přepouštěcím ventilu. Energetická bilance je zobrazena na obr. 7.1.2.



**Obr. 7.1.2** Energetická bilance obvodu dle obr. 7.1.1

Účinnost systému je dána vztahem

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_{z1} - P_{z2}}{P_1} = \frac{Q_2 \cdot p_2}{Q_1 \cdot p_1} = \quad (7.1.2)$$

$$= \frac{Q_2 \cdot p_2}{Q_2 \cdot p_2 + (Q_1 - Q_2) \cdot p_1 + (p_1 - p_2) \cdot Q_2}$$

kde užitečný výkon systému

$$P_2 = Q_2 \cdot p_2 \quad (7.1.3)$$

příkon systému

$$P_1 = Q_1 \cdot p_1 \quad (7.1.4)$$

ztrátový výkon na přepouštěcím ventilu

$$P_{z1} = (Q_1 - Q_2) \cdot p_1 \quad (7.1.5)$$

ztrátový výkon na škrticím ventilu

$$P_{z2} = (p_1 - p_2) \cdot Q_2 \quad (7.1.6)$$

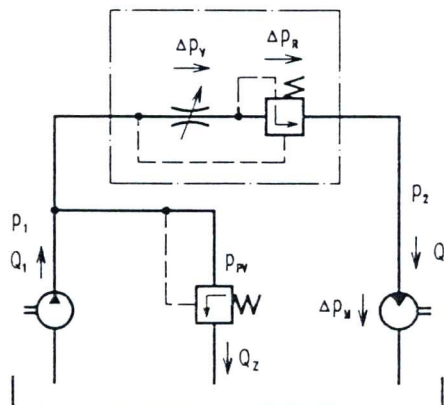
Maximální účinnosti systému  $\eta_{\max} = 0,38$  je dosaženo při tlaku před hydromotorem  $p_2 = 2/3 \cdot p_1$ .

Obvody se škrticími ventily jsou energeticky nevýhodné. Využití je zejména pro malé výkony a tam, kde je kratší doba provozu hydraulického obvodu. Nevýhodou hydraulického systému s prostým škrčením je, že při změně zatížení hydromotoru dochází ke změně průtoku  $Q_2$  protékajícím škrticím ventilem do hydromotoru což vyplývá ze vztahu (7.1.7) při známém průtokovém součiniteli  $\mu$  škrticího ventilu a průtočném průřezu  $S_v$  škrticího ventilu:

$$Q_2 = \mu_v \cdot S_v \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (7.1.7)$$

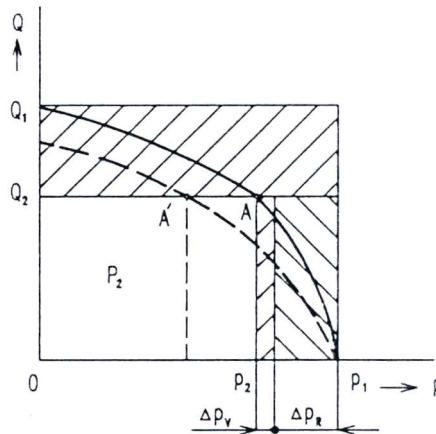
### 7.1.2. Hydraulický systém s dvoucestným regulátorem průtoku

Nevýhodu změny pohybové frekvence se směnou zatížení odstraňuje hydraulický systém s dvoucestným regulátorem průtoku, viz. obr. 7.1.3.



**Obr. 7.1.3** Hydraulický obvod s dvoucestným regulátorem průtoku

U tohoto systému jsou škrticí ventil a dvoucestná tlaková váha řazeny sériově. Převážná část tlakového spádu se škrťí na tlakové váze ( $\Delta p_v$ ), na škrticím ventilu se škrťí jen asi  $\Delta p_v = (0,5 \div 1)$  MPa. I zde je maximální účinnosti systému  $\eta_{\max} = 0,38$  dosaženo při tlaku  $p_2 = 2/3 p_1$ . Energetická bilance obvodu je zobrazena na obr. 7.1.4.



**Obr. 7.1.4** Energetická bilance obvodu s dvoucestným regulátorem průtoku

Účinnost systému je dána vztahem

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_{z1} - P_{z2} - P_{z3}}{P_1} = \frac{Q_2 \cdot p_2}{Q_1 \cdot p_1} = \frac{Q_2 \cdot p_2}{Q_1 \cdot (p_2 + \Delta p_v + \Delta p_R)} \quad (7.1.8)$$

kde ztrátový výkon na přepouštěcím ventilu

$$P_{z1} = (Q_1 - Q_2) \cdot p_1 \quad (7.1.9)$$

ztrátový výkon na tlakové váze

$$P_{z2} = Q_2 \cdot \Delta p_R \quad (7.1.10)$$

ztrátový výkon na škrticím ventilu

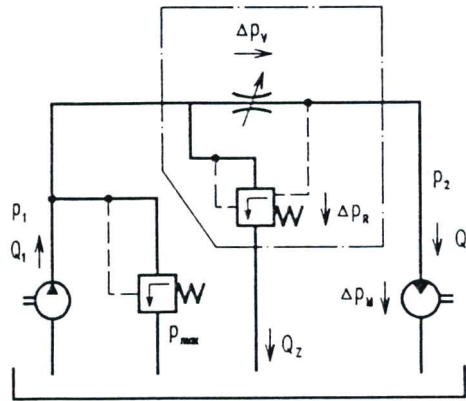
$$P_{z3} = Q_2 \cdot \Delta p_v \quad (7.1.11)$$

Jedná se opět o hydraulický systém s nízkou účinností.

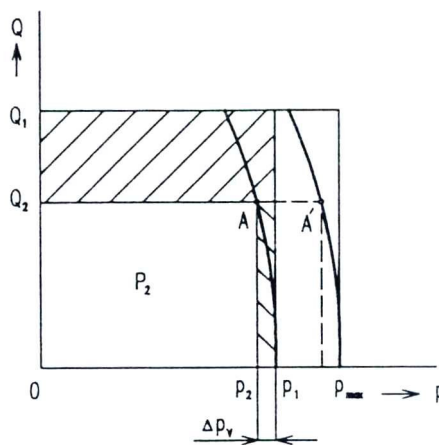
### 7.1.3. Hydraulický systém s třícestným regulátorem průtoku

Snížení tlakových ztrát a vyšší účinnosti lze dosáhnout v obvodu s třícestným regulátorem průtoku, viz obr.7.1.5. Tento systém se též nazývá Load-Sensing (LS) systém s otevřeným středem.

Zde jsou škrticí ventil a třícestná tlaková váha řazeny paralelně. Na výstupu z hydrogenerátoru je paralelně připojen pojistný ventil, který slouží pouze k jistění obvodu proti přetížení. V obvodu vznikají ztráty na třícestné tlakové váze a na škrticím ventilu. Tlakový spád na škrticím ventilu je přitom zanedbatelný ( $\Delta p_v = 0,5 \div 1$  MPa). Energetická bilance je zobrazena na obr. 7.1.6.



**Obr. 7.1.5** Obvod s třícestným regulátorem průtoku



**Obr. 7.1.6** Energetická bilance obvodu s třícestným regulátorem průtoku

Účinnost systému je dána vztahem

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_{z1} - P_{z2}}{P_1} = \frac{Q_2 \cdot p_2}{Q_1 \cdot p_1} = \quad (7.1.12)$$

$$= \frac{Q_2 \cdot p_2}{Q_1 \cdot (p_2 + \Delta p_v)},$$

kde ztrátový výkon na tlakové váze je

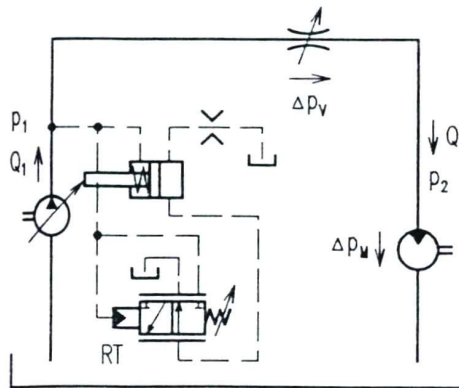
$$P_{z1} = (Q_1 - Q_2) \cdot p_1 \quad (7.1.13)$$

a ztrátový výkon na škrticím ventilu

$$P_{z2} = \Delta p_v \cdot Q_2 \quad . \quad (7.1.14)$$

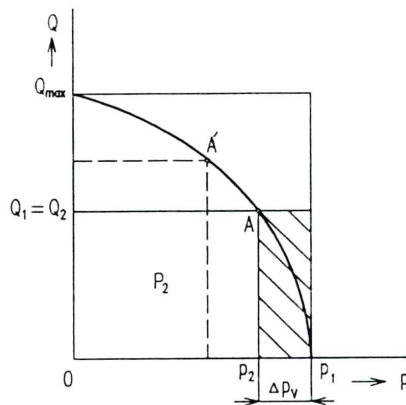
#### 7.1.4. Hydraulický systém s hydrogenerátorem s regulací na konstantní tlak

U systému s regulačním hydrogenerátorem s regulací na konstantní tlak a škrticím ventilem, viz obr. 7.1.7, lze dosáhnout vyšší účinnosti:  $\eta = 0,667$ .



**Obr. 7.1.7** Hydraulický systém s hydrogenerátorem s regulací na konstantní tlak

V tomto systému dochází k přeměně tlakové energie kapaliny na tepelnou pouze na škrticím ventilu. Vstupní i výstupní průtoky jsou stejné ( $Q_1 = Q_2$ ). Energetická bilance je zobrazena na obr. 7.1.8.



**Obr. 7.1.8** Energetická bilance hydraulického obvodu s hydrogenerátorem s regulací na konstantní tlak

Účinnost systému je dána vztahem

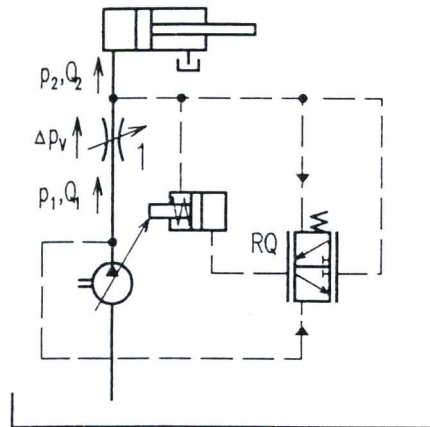
$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_{z1}}{P_1} = \frac{Q_2 \cdot p_2}{Q_1 \cdot p_1} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_2}{p_2 + \Delta p_v}, \quad (7.1.15)$$

kde ztrátový výkon na škrticím ventilu je

$$P_{z1} = (p_1 - p_2) \cdot Q_1 \quad . \quad (7.1.16)$$

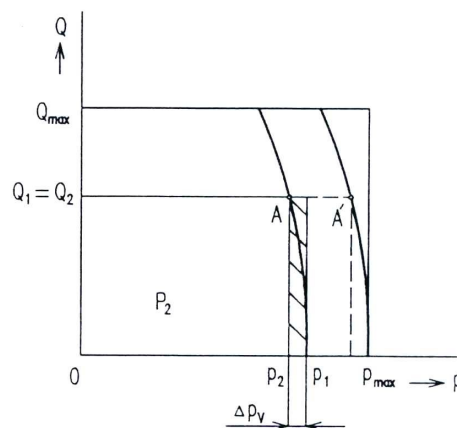
### 7.1.5. Load – Sensing (LS) systém s uzavřeným středem

Značných energetických úspor lze dosáhnout s využitím Load – Sensing (LS) systémů. Na obr. 7.1.9 je znázorněn LS systém s uzavřeným středem, u kterého je zdrojem tlakové energie regulační hydrogenerátor s regulací průtoku.



**Obr. 7.1.9** Load – Sensing systém s uzavřeným středem

Průtok se nastavuje řídicím ventilem, kterým je zde škrticí ventil 1, ale kterým bývá převážně proporcionální rozváděč, viz obr. 7.1.11. U LS systémů dochází k tlakovým ztrátám na řídicím ventilu. Tlakový spád  $\Delta p_v$  na řídicím ventilu činí cca 1 až 2 MPa. Energetická bilance je zobrazena na obr. 7.1.10.



**Obr. 7.1.10** Energetická bilance LS systému s uzavřeným středem

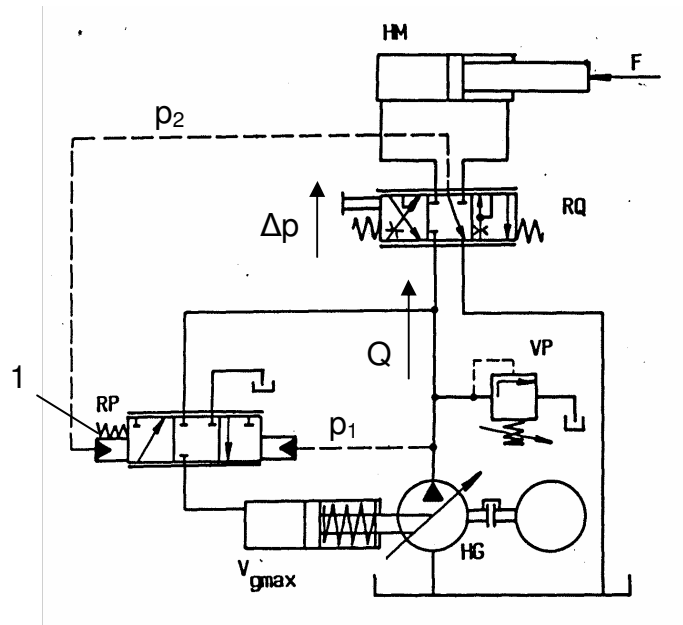
Účinnost systému je dána vztahem

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_{z1}}{P_1} = \frac{Q_2 \cdot p_2}{Q_1 \cdot p_1} = \frac{Q_2 \cdot p_2}{Q_1 \cdot (p_2 + \Delta p_v)} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta p_v}{p_2}}, \quad (7.1.17)$$

kde ztrátový výkon na řídicím ventilu 1 je

$$P_{z1} = (p_1 - p_2) \cdot Q_1 = \Delta p_v \cdot Q_1 \quad . \quad (7.1.18)$$

Hydraulický systém s LS regulačním hydrogenerátorem HG řízeným proporcionálním rozváděčem RQ je uveden na obr. 7.1.11. Nastavené poloze šoupátka proporcionálního rozváděče odpovídá určitý průtok  $Q$  a tlakový spád  $\Delta p = p_1 - p_2$ , který je omezen silou pružiny 1 regulátoru průtoku RP. Při dosažení tohoto tlakového spádu se regulátor RP přestaví do střední polohy a udržuje tak nastavený geometrický objem hydrogenerátoru  $V_G$  a jeho průtok  $Q$ .

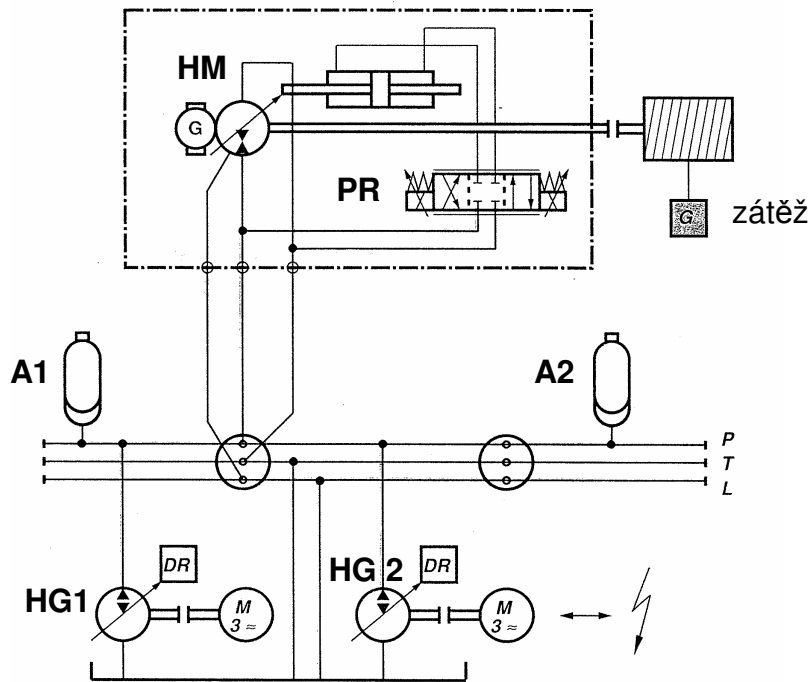


**Obr. 7.1.11** Hydraulický systém s LS regulačním hydrogenerátorem

*HG – regulační hydrogenerátor, HM – hydromotor, RP – regulátor průtoku, RQ – proporcionální rozváděč k řízení průtoku, VP – pojistný ventil, 1- pružina*

Ještě energeticky úspornější je systém zvaný *sekundární regulace hydromotorů*, viz příklad na obr. 7.1.12. Vysoké úspornosti se dosahuje tím, že polohová energie zátěže spouštěné na lanovém vrátku se prostřednictvím regulačního hydromotoru HM rekuperuje do akumulátorů A1 a A2, případně prostřednictvím regulačních a současně reverzačních hydrogenerátorů HG1 a HG2 zpět do elektrické sítě. Proporcionálním rozváděčem PR se nastavují otáčky motoru HM.





**Obr. 7.1.12** Hydraulický systém se sekundární regulací hydromotoru

## 7.2. Tepelný výpočet hydraulického obvodu

Při průtoku kapaliny hydraulickým obvodem dochází k maření energie, kdy se tlaková energie kapaliny mění na odporech proti pohybu v energii tepelnou. K přeměně tlakové energie na tepelnou odchází zejména na místních odporech jako jsou škrticí ventily, clony, proporcionální ventily, tlakové ventily, ostré ohyby apod. V hydrogenerátorech a hydromotorech vzniká rovněž vývin tepla vlivem průtokové a mechanicko hydraulické účinnosti převodníků. Teplo vzniká rovněž v důsledku třecích tlakových ztrát v potrubí a hadicích.

Vznikajícím teplem se ohřívá hydraulický obvod (kapalina, kovové části apod.). Část tepla se odvádí do okolí povrchem nádrže, hydraulických prvků a povrchem rozvodných částí do okolí. V případě nedostatečného odvodu tepla do okolí je nutno hydraulický obvod vybavit chladičem.

### 7.2.1. Průběh teploty v obvodu

Vycházíme z diferenciální rovnice tepelné rovnováhy (7.2.1). Výpočet je zjednodušen tím, že předpokládáme homogenní systém, kdy teplota je ve všech jeho místech stejná. Dále předpokládáme maximálně dva různorodé materiály zpravidla s největší hmotnostní vahou, mající rozdílné tepelné kapacity. Součinitel prostupu tepla uvažujeme konstantní. Z teplosměnných ploch uvažujeme pouze plochu nádrže.

Člen na levé straně rovnice představuje 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 do systému a

vyvolá jeho ohřátí o teplotu  $dt$ . Druhý člen rovnice představuje teplo, které se odvede do okolí teplosměnnou plochou  $S$ . V případě, že je v obvodu zapojen chladič, kterým se odvádí tepelný tok  $\phi_{ch}$ , rozšíří se rovnice (7.2.1) na pravé straně o člen  $\phi_{CH} \cdot dt$ , představující množství tepla odvedeného chladičem.

$$\Phi \cdot d\tau = (m_1 \cdot c_1 + m_2 \cdot c_2) \cdot dt + k \cdot S \cdot \Delta t \cdot d\tau \quad (7.2.1)$$

kde  $\phi$  je tepelný tok (W),  
 $\tau$  - čas (s),  
 $t$  - teplota kapaliny ( $^{\circ}\text{C}$ ),  
 $t_0$  - teplota okolí ( $^{\circ}\text{C}$ ).  
 $m_1$  - hmotnost pracovní kapaliny v obvodu (kg),  
 $m_2$  - hmotnost kovových částí obvodu (kg),  
 $c_1$  - měrná tepelná kapacita pracovní kapaliny ( $\text{J} \cdot \text{kg} \cdot \text{K}^{-1}$ ),  
 $c_2$  - měrná tepelná kapacita kovových částí obvodu ( $\text{J} \cdot \text{kg} \cdot \text{K}^{-1}$ ),  
 $S$  - teplosměnná plocha nádrže ( $\text{m}^2$ ),  
 $k$  - součinitel prostupu tepla nádrže ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ).

Teplotní spád na nádrži

$$\Delta t = t - t_0 \quad (7.2.2)$$

Tepelný tok  $\phi$  vstupující do hydraulického obvodu (množství tepla za jednotku času) odpovídá ztrátovému výkonu  $P_Z$ , který se mění v teplo

$$\Phi = P_Z \quad (7.2.3)$$

Celková účinnost hydraulického obvodu je dána součinem dílčích účinností  $\eta_i$  jednotlivých částí obvodu

$$\eta_C = \prod_{i=1}^n \eta_i \quad (7.2.4)$$

Ztrátový výkon  $P_Z$  vypočteme ze známého příkonu hydrogenerátoru  $P_G$  a celkové účinnosti hydraulického obvodu  $\eta_C$

$$P_Z = P_G \cdot (1 - \eta_C) \quad (7.2.5)$$

Řešením diferenciální rovnice tepelné rovnováhy 7.2.1 při uvažování dříve uvedených předpokladů se stanoví vztah pro průběh oteplování

$$t = t_0 + \frac{\Phi}{k \cdot S} \cdot (1 - e^{-\frac{\tau}{T}}) \quad (7.2.6)$$

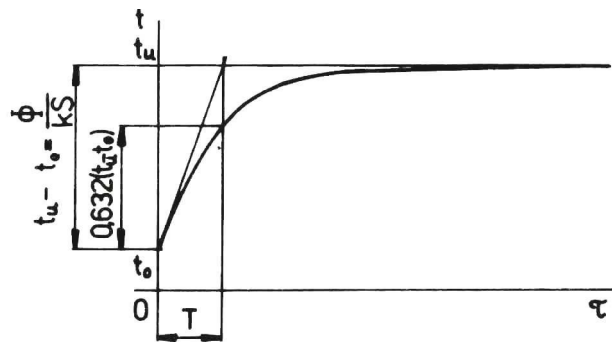
kde  $T$  je časová oteplovací konstanta

$$T = \frac{m_1 \cdot c_1 + m_2 \cdot c_2}{k \cdot S} \quad (7.2.7)$$

Pro ustálenou teplotu  $t_u$  platí

$$t_u = t_0 + \frac{\Phi}{k \cdot S} \quad (7.2.8)$$

Grafické znázornění průběhu oteplování je zobrazeno na obr. 7.2.1.



**Obr. 7.2.1** Grafické znázornění průběhu teploty v čase

Časová konstanta oteplování obvodu  $T$  udává čas, za který nárůst teploty dosáhne 63,2 % rozdílu teplot  $(t_u - t_0)$ .

Ze vztahu 7.2.6 se vypočte čas  $\tau$ , za který se obvod ohřeje na teplotu  $t$

$$\tau = T \cdot \ln \frac{t_u - t_0}{t_u - t} \quad (7.2.9)$$

### 7.2.2. Výpočet chlazení

V případě, kdy může dojít k překročení provozní teploty, je nutno zvýšit odvod tepla zapojením chladiče do obvodu. Používají se chladiče vzduchové nebo vodní. Pro tepelný tok  $\Phi_{CH}$  (W) odvedený chladičem platí

$$\Phi_{CH} = \Phi - \Phi_N \quad , \quad (7.2.10)$$

kde tepelný tok  $\Phi_N$  (W) odvedený nádrží se stanoví dle vztahu

$$\Phi_N = k \cdot S \cdot \Delta t \quad . \quad (7.2.11)$$

Potom teplosměnná plocha  $S_{CH}$  chladiče se stanoví dle vztahu

$$S_{CH} = \frac{\Phi_{CH}}{k_{CH} \cdot \Delta t_{stř}} \quad , \quad (7.2.12)$$

kde  $k_{CH}$  - je součinitel prostupu tepla chladiče ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ),  
 $\Delta t_{stř}$  - střední logaritmický rozdíl teplot ( $^{\circ}\text{C}$ ).

Střední logaritmický rozdíl teplot se stanoví dle vztahu

$$\Delta t_{stř} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{t_k - t_1}{t_k - t_2}}, \quad (7.2.13)$$

kde  $t_1$  - je vstupní teplota chladicího média (°C),  
 $t_2$  - je výstupní teplota chladicího média (°C),  
 $t_k$  - je teplota ochlazované pracovní kapaliny vstupující do chladiče (°C).

Při použití chladiče s nuceným průtokem chladicího média (voda, vzduch) je pro dimenzování čerpadla nebo ventilátoru potřebný průtok

$$Q_V = \frac{\Phi_{CH}}{c \cdot \rho \cdot (t_2 - t_1)}, \quad (7.2.14)$$

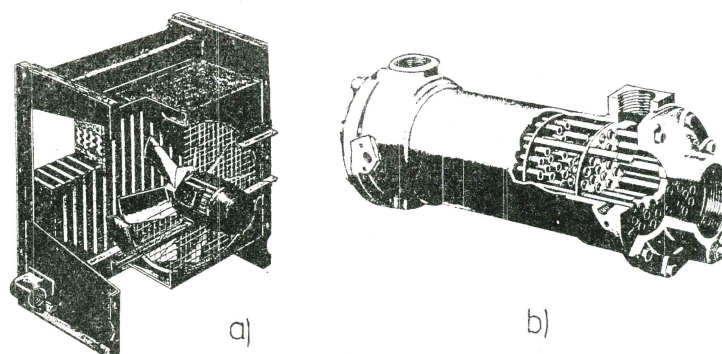
kde  $c$  (J.kg.K<sup>-1</sup>) je měrná tepelná kapacita chladicího média a  $\rho$  (kg.m<sup>-3</sup>) měrná hmotnost chladicího média.

Z katalogů výrobců chladičů je možno dimenzovat velikost a typ chladiče pro daný průtok  $Q$  (dm<sup>3</sup>.min<sup>-1</sup>) ochlazovaného média, potřebný výkon chladiče (tepelný tok chladičem  $\Phi_{CH}$ ) a známé teploty na vstupu do chladiče chlazeného média  $t_k$  a chladicího média  $t_1$ . Potom se stanoví specifický výkon chladiče  $P_S$  (W.K<sup>-1</sup>)

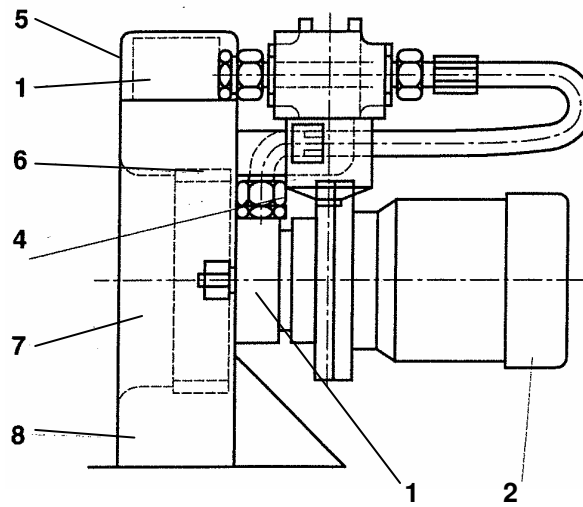
$$P_S = \frac{\Phi_{CH}}{(t_k - t_1)} \quad (7.2.15)$$

Následně se odečte z grafu potřebná velikost chladiče.

Příklady konstrukcí vzduchového a vodního chladiče jsou na obr. 7.2.2.



**Obr. 7.2.2** Příklady konstrukcí chladiče  
*a – vzduchový chladič, b – vodní trubkový chladič*



**Obr. 7.2.3** Příklad provedení vzduchového chladiče

1 – výměník tepla, 2 – elektromotor, 3 – čerpadlo, 4 – filtr, 5 – kryt,  
6 – oběžné kolo ventilátoru, 7 – vstupní dýza, 8 - rám

## 8. Pracovní kapaliny v hydraulických systémech

Pracovní kapalina je plnohodnotným prvkem hydraulického systému. Plní zde řadu funkcí, je mechanicky, tepelně a chemicky namáhána a vyžaduje stejně pečlivou údržbu jako kterýkoli jiný prvek hydraulického obvodu. Již volbou pracovní kapaliny ovlivňujeme budoucí spolehlivou funkci celého systému a náklady na jeho provoz a údržbu.

Za hlavní funkce, které pracovní kapalina v hydraulickém systému plní, považujeme tyto :

- přenos tlakové energie v systému,
- přenos informace, t.j. přenos tlakových signálů potřebných k řízení,
- mazání kluzných dvojic,
- odvod tepla z míst s velkým vývinem tepla,
- odvod nečistot, zejména otěru.

Kapalina může být též významným zdrojem informací o pracovním stavu hydraulického systému. Metodami technické diagnostiky kapalin lze zjistit předporuchové stavy zařízení a včas na ně reagovat.

Pracovní kapaliny jsou nositeli řady vlastností, z nichž některé mohou být i značně rozporné.

Některé kapaliny působí konzervačním, ochranným účinkem na vnitřní prostory systému, jiné způsobují korozi. Některé jsou hořlavé, jiné nehořlavé. Některé jsou ekologicky závadné, jiné jsou šetrnější k životnímu prostředí. Proto je třeba se dobře seznámit s vlastnostmi jednotlivých kapalin.

### 8.1 Přehled používaných pracovních kapalin

První kapalinou používanou v hydraulických mechanismech byla voda. Teprve počátkem 20. století se objevuje minerální olej. Minerální olej a voda mají řadu protichůdných vlastností, jak nám to ukazuje tabulka 8.1.

Tabulka 8.1 Protichůdné vlastnosti vody a minerálního oleje

Vlastnost	Olej	Voda
vhodná viskozita	1	0
mazací schopnost	1	0
antikorozivní působení	1	0
hořlavost	0	1
ekologická nezávadnost	0	1
cena	0	1

Do hodnocení bylo zařazeno pouze několik významných vlastností, které byly velice zjednodušeně hodnoceny známkou 0 nebo 1 (splňuje - nesplňuje).

Z tohoto jednoduchého testu vyplývá, že olej se použije tam, kde se vyžaduje především vhodná viskozita (a s tím související vznik kapalinového tření u kluzných dvojic, nízké opotřebením, vysoká životnost), dobrou mazací schopnost (vysoké rychlosti pohybu, velké tlaky, velké zatížení mazacího filmu, odolnost proti zadírání) a antikorozi působení. Voda se použije tam, kde se vyžaduje především nehořlavost, ekologická nezávadnost a nízká cena. Přitom musí být eliminována její malá mazací schopnost, malá viskozita, korozivní účinky a snížen bod tuhnutí pod 0°C.

To vede na myšlenku spojit vlastnosti vody a oleje vytvořením emulzí. Výsledek však nespĺnil zcela očekávání, jak bude ukázáno v příslušné kapitole.

Z vodních roztoků se nejvíce ujaly směsi polyglykolů s vodou.

Náhrady minerálních olejů se hledaly ze dvou důvodů : hořlavosti a ekologické závadnosti. Byla vyvinuta řada bezvodých syntetických kapalin, které jsou buď nehořlavé, nebo ekologicky málo závadné. Další vývoj v tomto směru pokračuje.

## 8.2 Minerální oleje

Podle vlastností a obsahu přísad se minerální oleje rozdělují do tříd. V Evropě nepoužívanější klasifikaci uvádí tabulka 8.2.

Tabulka 8.2 Klasifikace minerálních olejů

ISO/DIS 6743/4 CETOP RP 91 H	DIN 51 524	Obsah přísad
HH	-	bez přísad
HL	HL	přísady proti oxidaci a korozi
HR	-	jako HL+modifikátor viskozity
HM	HLP	jako HL+protioděrové přísady
HV	HLPV	jako HM+modifikátor viskozity
HG	-	jako HM+přísady proti „stick-slipu“

Podle DIN se označují doplňujícím písmenem :

HLP - D jako HLP + detergenty (rozpouštědla usazenin) + disperzanty (rozptylovače)

HLP - M jako HLP + plošší viskózní křivka

HLP - S jako HLP + velmi plochá viskózní křivka.

V každé výkonové třídě je osm viskózních tříd, z nichž se prakticky používá šest: ISO VG 10, 22, 32, 46, 68, 100.

Charakteristiky výkonových tříd :

HH - oleje určené pro hydrauliku nižších a středních tlaků a výkonů, kde namáhání zejména hydrogenerátorů neklade zvýšené požadavky na viskozitu a mazací schopnost

HL - pro mechanismy se zvýšenými požadavky na termooxidační stálost (obvody se škrťacími ventily, s vyššími oběhovými čísly, celodenním provozem, obvody se zubovými hydrogenerátory do 25 MPa, pístovými do cca 16 MPa), ale s běžnými nároky na mazání a viskozitu

HM - pro vysokotlaké mechanismy (tlaky 16 ÷ 45 MPa s axiálními pístovými, 10 ÷ 17,5 MPa s lamelovými a až 75 MPa s radiálními pístovými hydrogenerátory), náročné na dokonalé mazání při vyšších teplotách a vysokém mechanickém namáhání, a s dobrou termooxidační stálostí. Odolné proti pění a tvorbě emulzí.

HV - pro mechanismy s požadavky jako HM, navíc pracující celoročně v širokém rozsahu teplot a v nechráněném prostředí (viskózní index je min. 165). Použití například u mobilních pracovních strojů.

Výrobci hydraulických minerálních olejů nabízejí kromě standardních olejů řadu speciálních olejů dle přání zákazníků. Například jsou to tzv. bezpopelnaté oleje, neobsahující zinek. U nich jsou ZnDDF přísady nahrazeny jinými, neobsahujícími zinek. Dále jsou to oleje s tzv. detergenty, látkami s dobrou čistící schopností; čistí usazeniny, brání usazování kalu, vážou vodu a tím chrání proti korozi. Oleje označované HLP-SH, jejichž základ tvoří polyalfaolefiny, vynikají oxidační stabilitou, mají velmi nízký bod tuhnutí, vynikající odolnost proti opotřebení, velmi dobrou odlučitelnost vzduchu.

### Viskozita olejů

Viskozita je mírou vnitřního tření kapalin.

Podle Newtona vzniká mezi vzájemně se pohybujícími vrstvami kapaliny tečné (smykové) napětí  $\tau$ , které je lineárně úměrné gradientu rychlosti ve směru kolmém na pohyb kapaliny

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dy} \quad [Pa],$$

kde :  $\eta$  je dynamická viskozita [Pa.s]

$\frac{dv}{dy}$  - gradient rychlosti ve směru osy y [ $s^{-1}$ ].

Odtud dynamická viskozita  $\eta$

$$\eta = \frac{\tau}{\frac{dv}{dy}} \quad .$$



Z praktických důvodů se často uvádí kinematická viskozita kapalin  $\nu$ , která je definována vztahem

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad [m^2 \cdot s^{-1}] \quad .$$

Viskozita kapalin se měří viskozimetry. Nejznámější jsou výtokové, tělískové, rotační a průtokové.

Praktický význam viskozity :

- se stoupající viskozitou rostou tlakové ztráty,
- se stoupající viskozitou klesají průtokové ztráty,
- velikost viskozity ovlivňuje tloušťku mazacího filmu u vzájemně se pohybujících částí,
- na viskozitě závisí Reynoldsovo číslo atd.

Viskozita kapalin závisí na teplotě a tlaku.

### Závislost viskozity na teplotě

Viskozita kapalin klesá s růstem teploty, a to zejména výrazně u olejů. Tuto závislost lze aproximovat vztahem :

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{-a \cdot (T - T_0)} \quad .$$

Ve vztazích je

- $\eta_0$  je viskozita [Pa.s] při teplotě  $T_0$  [K]  
 $a$  - parametr závislý na druhu kapaliny [ $K^{-1}$ ].  
Pro minerální oleje se též užívá vztah :

$$\eta = \eta_0 \cdot \left( \frac{t_0}{t} \right)^c [Pa.s],$$

- kde :  $\eta_0$  je viskozita [Pa.s] při teplotě  $t_0$  [ $^{\circ}C$ ]  
 $c$  - parametr, který bývá u olejů v rozmezí  $c = 2,5 \dots 3,4$  pro rozsah teplot  $t = 21 \div 54$   $^{\circ}C$ .

Závislost viskozity na teplotě pracovních kapalin udávají jejich výrobci a distributoři formou tabulky nebo grafu, jak bude uvedeno dále. Grafická závislost se nazývá též viskózní křivka.

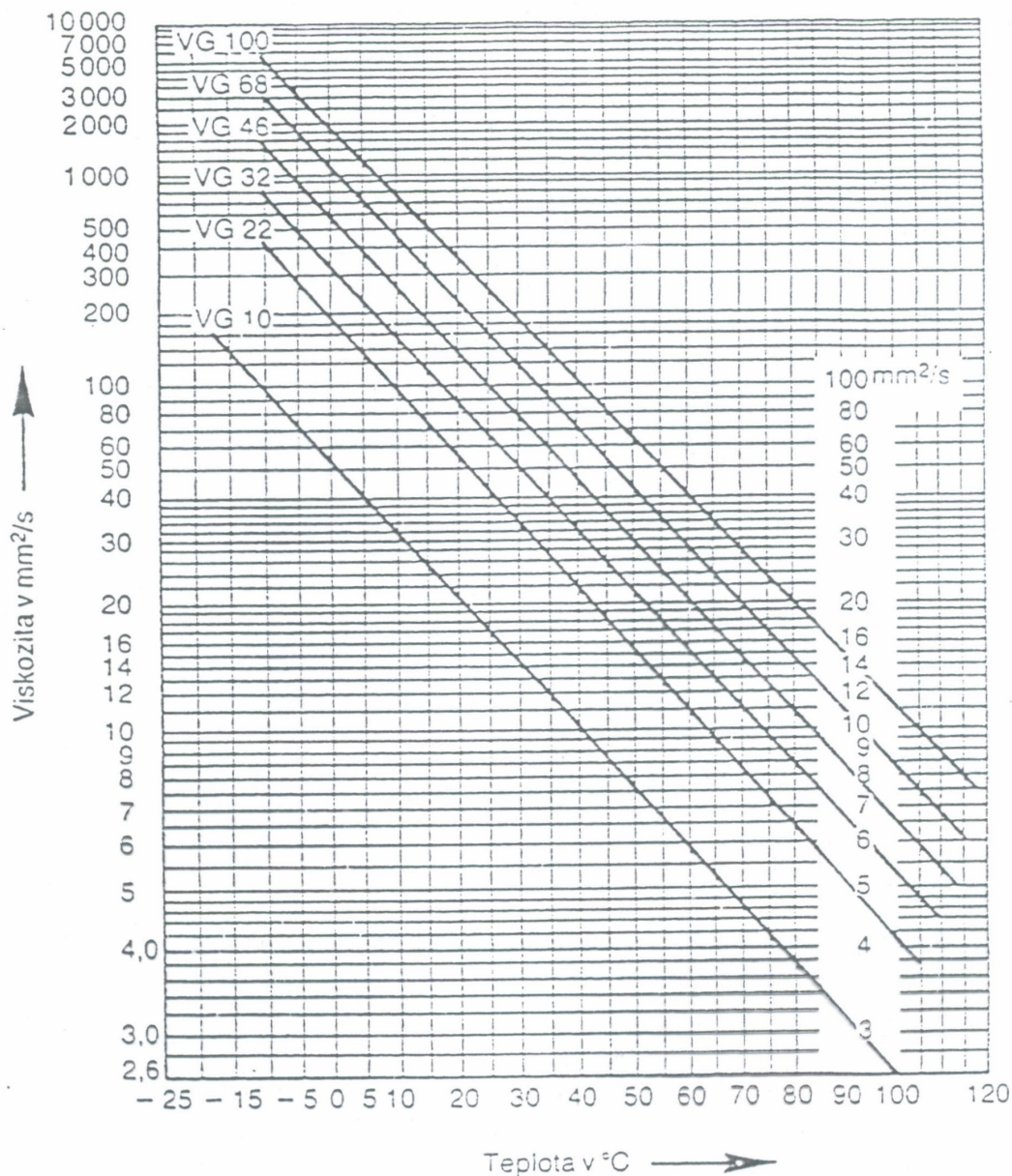
Praktický význam závislosti viskozity na teplotě :

- u minerálních olejů, kde tato závislost je výrazná, dochází při nízkých teplotách k takovému zvýšení viskozity, že tlakové ztráty ve vedení významně rostou. To se projeví nejprve v prodloužení doby rozběhu mechanismu, jeho pomalejším chodu a nakonec může dojít k úplnému zastavení chodu. V sacím potrubí může docházet k vylučování plynů z kapaliny vlivem podtlaku, kavitačním jevům a dokonce k přerušení přítoku kapaliny k hydrogenerátoru;
- při vysokých provozních teplotách dochází ke snížení viskozity na úroveň, kdy hrozí zadření hydrogenerátorů. Současně klesá průtoková účinnost hydrogenerátorů a hydromotorů a zvyšuje se jejich opotřebení.

S ohledem na tyto skutečnosti výrobci hydrogenerátorů uvádějí :

- startovací viskozitu, která bývá obvykle pro pístové hydrogenerátory  $\nu = 1000 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ , pro lamelové hydrogenerátory  $800 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ , pro zubové a šroubové až  $2500 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
- provozní viskozitu  $\nu = 16 \dots 150 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
- optimální rozsah viskozity  $\nu = 16 \dots 36 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
- krátkodobě minimální viskozitu  $\nu = 10 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$   
u lamelových hydrogenerátorů  $\nu = 13 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ .

Norma ISO 3448 vymezuje viskózní třídy olejů dle diagramu na obr. 8.1.



Obr. 8.1 Mezní hodnoty viskozit podle ISO 3448  
Číslo třídy udává viskozitu oleje v  $\text{mm}^2/\text{s}$  při teplotě  $40^\circ\text{C}$ .

Třída olejů VG 22 je určena pro provoz v arktických podmínkách, třída VG 32 je určena pro zimní provoz ve střední Evropě, třída VG 46 pro letní provoz ve střední Evropě, VG 68 pro tropické poměry nebo obvody s velkým vývinem tepla.

U strojů pracujících venku v extrémních klimatických podmínkách je třeba zajistit výměnu oleje pro zimní a letní provoz, nebo použít oleje, jejichž viskozní křivka je plošší a zahrnuje alespoň dvě viskozní třídy.

Například firma VICKERS uvádí pro oleje HLP (s protioděrovou přísadou) provozní rozsah teplot :

ISO VG 22 :  $t = - 21$  až  $60^{\circ}\text{C}$

32 :  $t = - 15$  až  $77^{\circ}\text{C}$

46 :  $t = - 9$  až  $88^{\circ}\text{C}$

68 :  $t = - 1$  až  $98^{\circ}\text{C}$ .

Viskozní index je jeden ze způsobů vyjadřování závislosti viskozity na teplotě. Kapalina se srovnává s porovnávacími oleji s viskozními indexy 0 a 100. Čím je viskozní index vyšší, tím je viskozní křivka plošší. Dnes se žádá u minerálních olejů viskozní index minimálně 90.

#### Vliv obsahu volného vzduchu v kapalině na stlačitelnost kapaliny

Naměřené závislosti ukazují, že volný vzduch (obecně jakýkoli plyn) snižuje podstatně modul objemové stlačitelnosti.

Atmosférický vzduch se rozpouští v kapalině na rozhraní těchto dvou fází, a to je v hydraulickém systému na hladině v nádrži. Rozpuštěný (absorbovaný) plyn neovlivňuje stlačitelnost kapaliny.

Objem pohlceného plynu činí pro minerální olej při normální teplotě a atmosférickém tlaku okolo  $8\div 9$  % objemu kapaliny ( $\alpha_p = 0,08 \div 0,09$ ), pro vodu asi 2% ( $\alpha_p = 0,02$ ). Tento plyn se pak při poklesu tlaku pod tlak atmosférický uvolňuje ve formě bublinek. Při značném poklesu tlaku (asi o  $0,04$  MPa) je uvolňování plynu bouřlivé a tvoří se emulze vzduchu a oleje. To se projevuje i na změně barvy oleje směrem ke žluté až bílé. Předpoklad ke vzniku uvedeného jevu, zvaného aerace nebo též nepravá kavitace, nastává zejména v sacím potrubí a sacích kanálech hydrogenerátorů. V obvodu pak v místech, kde vzniká podtlak, například za škrtkými hranami ventilů, za šoupátky rozváděčů při jejich rychlém uzavírání ap.

Kapalina s obsahem volného vzduchu je v hydrogenerátoru stlačena na provozní tlak. Rozpuštění vzduchu však probíhá mnohem pomaleji než uvolňování, takže část objemu vzduchu cirkuluje v obvodu. Cirkulující vzduch snižuje modul objemové stlačitelnosti, ovlivňuje stárnutí kapaliny a má další nežádoucí účinky.

#### Bod tuhnutí

Některé látky, např. voda, mají pevný bod tuhnutí, avšak některé - například oleje - tuhnou postupně, to znamená postupně snižují viskozitu. Při viskozitě okolo  $1 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  přestávají téci, a odpovídající teplotu nazýváme nepravý bod tuhnutí. Někdy

se udává teplota, při které látka právě ještě teče. Tento bod se označuje jako *pourpoint*, a leží 6 až 8°C nad bodem tuhnutí.

Nejnižší provozní teplotu určujeme na základě tzv. startovací viskozity, kterou předepíše výrobce pro daný typ hydrogenerátoru.

Bod tuhnutí olejů se upravuje přísadami zvanými depresanty.

### Mazací schopnost

Mazací schopnost je schopnost kapaliny vytvořit na kluzné ploše tenkou, souvislou a dostatečně pevnou vrstvu mazacího filmu, která odděluje třecí plochy (vrcholky nerovností povrchu) i při vzájemném kontaktu.

Cílem mazání je oddělit kluzné plochy takovou vrstvou maziva, aby se vrcholky povrchových nerovností za pohybu nesetkávaly. Vzniklé tření se nazývá kapalinové nebo též viskózní tření, protože je určováno viskozitou kapaliny.

Mazací schopnost ale s tímto druhem mazání nesouvisí, protože mazací schopnost nesouvisí s viskozitou kapaliny.

Mazací schopnost kapaliny se projevuje v tom, že vytvoří na kluzných plochách velmi tenkou vrstvu adsorbovaných molekul maziva. Tato vrstva je tvořena polárními molekulami, většinou dlouhými molekulami uhlovodíků s počtem atomů uhlíku 14 a více, které se svými polárními konci uchytí ke kluzné ploše. Tato vrstva o tloušťce prakticky jedné molekuly má vysokou smykovou pevnost, která zajišťuje oddělení třecích ploch i při jejich vzájemném kontaktu.

Některé kapaliny, například voda, nemají prakticky žádnou mazací schopnost. Rafinované ropné oleje mají rovněž malou mazací schopnost. Přirozená mazací schopnost minerálních olejů stačí pro nízkotlaké nebo středotlaké hydraulické obvody s tlaky do asi 16 MPa.

Pro vyšší tlaky je třeba použít oleje s přísadami pro zlepšení mazací schopnosti. Tyto přísady se označují jako mazivostní nebo protioděrové, a mají za cíl snížit tření a opotřebením kluzných ploch. Obsahují vysoce polární organické sloučeniny a tvoří mazací film na principu fyzikální adsorbce.

Pro vysoké tlaky a extrémní smyková namáhání se do olejů přidávají tzv. vysokotlaké (VT resp. EP) přísady., které se spojují s povrchem kovu chemicky.

I tato ochranná vrstva má tloušťku jen jedné molekuly, je tvrdá a hladká. Brání zadření i při extrémním namáhání. Proto se tyto přísady nazývají též protizaděrové.

Hydraulické oleje s mazivostními a VT přísadami se označují podle DIN třídou HLP, podle ISO třídami HM a HV.

Mazací schopnost hydraulických olejů se hodnotí podle norem ISO testem na vybraném typu lamelového hydrogenerátoru firmy VICKERS. Hodnotí se opotřebením lamel a statorového kroužku po 250 hodinovém provozu při zatížení tlakem 14 MPa a viskozitě kapaliny 13 mm<sup>2</sup>/s.

Doporučení pro praxi :

Pro nízkotlaké a středotlaké obvody vyhoví oleje bez mazivostních přísad a VT přísad, tj. oleje třídy HL. Pro vyšší tlaky a zejména pro hydrogenerátory citlivé na

zadíraní (lamelové, pístové axiální a radiální) nutno použít oleje s mazivostními a VT přísadami.

V každém případě se řídíme doporučením výrobce hydrogenerátoru nebo hydromotoru.

### Bod vzplanutí

Bod vzplanutí je teplota, při které se vznítí hořlavé páry ve zkušební nádobce při přiblížení plamene, ale kapalina ještě hořet nezačne. Při teplotě bodu hoření se páry již vyvíjejí tak intenzivně, že po zapálení trvale hoří. Podle ČSN i zahraničních norem se hořlavé kapaliny rozdělují do čtyř tříd hořlavosti :

- I. třída - kapaliny s bodem vzplanutí do 21°C
- II. třída - kapaliny s bodem vzplanutí do 65°C
- III. třída - kapaliny s bodem vzplanutí do 125°C
- IV. třída - kapaliny s bodem vzplanutí nad 125°C.

Do IV. třídy hořlavosti patří prakticky všechny hydraulické oleje. Přesto i pro ně platí zvláštní bezpečnostní předpisy, zakazující práci s minerálními i rostlinnými oleji v blízkosti otevřeného ohně, žhavého kovu, ale i v dolech. Další předpisy se týkají skladování a převážení hořlavých kapalin. V dolech se olej v hydraulických zařízeních provozuje pouze na výjimku z báňského předpisu.

### Oxidační stálost (též termooxidační stálost)

Oxidační stálost je odolnost kapaliny proti účinku kyslíku, energií (tepla, světla, záření) a chemických látek. Uvedené vlivy přitom působí komplexně. Projevem těchto účinků je tzv. stárnutí kapaliny (zejména se týká olejů). Na stárnutí má vliv obsah vody, vzduchu, nečistot, otěru (zejména mědi), styk s kovovými povrchy.

Ke zvýšení oxidační stálosti se používají tzv. antioxidanty.

Teplota významně urychluje oxidační reakce. Udává se, že tyto reakce při teplotě nad 70°C se zdvojnásobují při stoupnutí teploty o každých 10°C. Teplota 70°C v nejteplejším místě obvodu by se u minerálních olejů neměla překračovat ani tehdy, jestliže to viskozita umožňuje.

Oxidační stálost se stanovuje testem, při kterém se měří doba, za kterou stoupne kyselost oleje na 2 mg KOH/g za definovaných podmínek zkoušky.

### Snášenlivost s elastomery

Elastomery jsou materiály, z nichž se vyrábějí hadice a těsnící prvky. Vesměs odolávají vodě a většina z nich i olejům. Nejpoužívanějším olejuvzdorným elastomerem, používaným na výrobu hadic a těsnění, je NBR pryž (nitrilbutadienová pryž, případně akrylnitrilbutadienová pryž). Odolává aditivovaným olejům do teploty asi 100°C.

Každý materiál ve větší nebo menší míře podléhá bobtnání. Bobtnavost se hodnotí testy, například DVI testem podle ISO.

Protože těsnících materiálů je velké množství, a též pracovních kapalin je celá řada, je třeba se v konkrétním případě informovat u výrobců kapalin a těsnění na vzájemnou snášenlivost. Zvláště vysokou odolností proti olejům i syntetickým kapalinám se vyznačují fluorelastomery (FPM) a polytetrafluorethylen (PTFE).

### Fyziologické a ekologické vlastnosti

Zatímco voda je fyziologicky a ekologicky neškodná, všechny ostatní pracovní kapaliny působí na organismus i okolí více nebo méně škodlivě.

Škodlivé působení pracovních kapalin na lidský organismus se projevuje :

- možností kožních onemocnění,
- dráždivým účinkem na dýchací a jiné orgány,
- karcinogeností.

Nejčastější a nejrozšířenější jsou kožní onemocnění. Biologickou agresivitu minerálních olejů, polyglykolů a zejména syntetických kapalin nelze podceňovat. Pracovníci, kteří s nimi pracují, musí používat vhodné ochranné prostředky. Dráždivý účinek na kůži mohou mít kyselé zplodiny a saze v olejích, aditiva v olejích i řada uhlovodíků, z nichž nejúčinnější jsou aromáty. Syntetické bezvodé kapaliny jsou vesměs biologicky značně agresivní.

Dráždivý účinek na dýchací orgány se projevuje zejména tam, kde se kapalina intenzivně odpařuje, v uzavřených prostorách, v místech, kde se tvoří kapalinová mlha. Některá aditiva, například některé inhibitory koroze, jsou těkavé látky.

Karcinogenní látky jsou jako pracovní kapaliny zakázány. Jsou to například polychlorované bifenyly (PCB), které mají jinak vynikající vlastnosti. Avšak i v minerálních olejích se nachází malé množství karcinogenních uhlovodíků, proto je používání minerálních olejů omežováno zejména v zemědělství a tam, kde by se mohly dostat do spodních vod.

Zatížení vod se hodnotí třídou nebezpečnosti kapalin pro vody (WGK - Wassergefährdungsklasse) :

- WGK 0 - nejsou nebezpečné pro vodu
- WGK 1 - slabě nebezpečné pro vodu
- WGK 2 - středně nebezpečné pro vodu
- WGK 3 - silně nebezpečné pro vodu.

V testu se hodnotí působení na vodní mikroorganismy, drobné vodní živočichy, ryby i savce.

Ropné produkty jsou zařazovány do třídy WGK 2 a WGK 3. Tenká vrstva oleje na vodní hladině brání rozpouštění vzdušného kyslíku ve vodě a vodní mikroorganismy i drobní živočichové hynou.

Koncentrace ropných látek v pitné vodě je podle normy ČSN 757111 limitována hodnotou 0,05 mg/l, t.j. max. 50 g látky na milion litrů pitné vody.

Biologická odbouratelnost v půdě se hodnotí testy, při nichž se vzorkem kapaliny postříká půda s aktivními mikroorganismy a sleduje se biologické odbourávání sledované látky. Podle testu OECD se žádá odbourání 70 % látky za 28 dní.

Při znečištění půdy obsahem 3÷4 g ropných látek na 1 kg půdy přežívají pouze zvláště odolné kultury. Regenerace trvá několik let. I malý únik ropných látek je nebezpečný.

Zákony a vyhlášky vymezují povinnosti uživatele škodlivých látek co se týká jejich používání, skladování, manipulace, dopravy, nakládání s odpady, kontroly úniku a likvidování následků havárií.

Sílí tendence nahradit minerální oleje přírodními produkty, syntetickými oleji ekologicky méně závadnými nebo čistou vodou.

### 8.3 Těžkozápalné kapaliny

Někdy se pro ně používá označení nehořlavé kapaliny, ale není to přesné. Používají se v zařízeních, pracujících v prostředí s nebezpečím výbuchu, v blízkosti žhavého kovu, otevřeného ohně, s možností požáru.

Podle ISO 6071 se rozdělují takto :

HFA - emulze oleje ve vodě (vysokoprocentní emulze)

HFB - emulze vody v oleji (nizkoprocenní emulze)

HFC - vodní roztoky polymérů (polyglykolů ap.)

HFD - syntetické bezvodé kapaliny.

V tabulce 8.2 jsou uvedeny jejich některé vlastnosti.

Tab. 8.2 Vybrané vlastnosti těžkozápalných kapalin

Druh kapaliny	HFA	HFB	HFC	HFD
odolnost proti hoření	velmi dobré	dobré	velmi dobré	dobré
hustota [kg.m <sup>-3</sup> ]	1000	950	1040-1090	1150-1450
provozní rozsah teplot [°C]	30÷50	30÷50	30÷50	70÷90
max. rozsah teplot [°C]	3÷55	3÷55	-30÷65	-25÷150
kinematická viskozita při 40 °C [mm <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]	1÷2	nestanov.	20÷70	15÷70
obsah vody [%]	80÷98	40÷60	35÷60	0
životnost valivých ložisek v % normál. životnosti	5÷10	6÷15	6÷18	50÷100
cenový index vzhledem k HLP oleji	0,1÷0,25	<2	1,5÷2	2÷5

Tlak nasycených par  $p_n$  má význam zejména u kapalin na bázi vody. Tlak nasycených par snižuje sací výšku hydrogenerátorů o hodnotu :

$$\Delta h = \frac{p_n}{\rho \cdot g} \quad [\text{m}] \quad .$$

Zatímco tlak nasycených par oleje činí  $p_n = 0,13 \text{ Pa}$  při teplotě  $50^\circ\text{C}$ , pak u vody jsou to hodnoty :  $p_n = 7\,300 \text{ Pa}$  při teplotě  $50^\circ\text{C}$ ,  
 $p_n = 19\,300 \text{ Pa}$  při teplotě  $70^\circ\text{C}$ .

V sacích prostorách hydrogenerátorů může vlivem podtlaku vznikat *kavitace*, t.j. tvoření bublinek (kavit) vodní páry, která pak při zvýšení tlaku kondenzuje. Imploze bublinek je doprovázena hlukem a kavitací eroduje materiál povrchu, protože bublinky vznikají a zanikají především na mikronerovnostech povrchu.

Kavitaci nejlépe zabráníme vhodným umístěním hydrogenerátoru a krátkým sacím potrubím nebo přeplňováním. Doporučuje se hydrogenerátor umístit pod hladinu kapaliny v nádrži. Rovněž teplota kapaliny v nádrži by měla být u vodních roztoků a emulzí nižší než u olejů. Při teplotách nad  $50^\circ\text{C}$  se voda již výrazně odpařuje z nádrží, v okolí kondenzuje, způsobuje korozi apod. Proto by se tato teplota neměla v obvodu překračovat. V nádrži by měla být ještě nižší.

Provoz s vodními roztoky a emulzemi má svá specifika proti provozu s oleji. U vodních roztoků je třeba obvykle pravidelně doplňovat antikorozi přísady. Ty se dodávají obvykle v kapalné formě, a působí při styku s kovovým povrchem pasivačním účinkem, avšak dodávají se též přísady těkavé, které působí v místech, kde se kapalina nestýká přímo s kovem (místa se vzduchovými bublinami, vnitřní prostor nádrže). Výpary se proto nedoporučuje vdechovat, případně se musejí odvětrávat.

Obvody pracující s těmito kapalinami jsou často tvořeny prvky a součástmi z antikorozi materiálů : legovaných ocelí, pryže, plastických hmot, barevných kovů. Vyžadují se často speciální konstrukce a speciální úpravy. Bývá omezen rozsah tlaků a otáček (rychlostí) hydrogenerátorů a hydromotorů v důsledku malé mazací schopnosti kapalin. Zubové hydrogenerátory nemohou mít jehlová ložiska, protože by se vlivem tření vytvořily parní polštáře, které vytlačí kapalinu z prostoru ložiska a hrozí zadření. Rozváděče musí mít elektromagnety spínané ve vzduchu. Použité elektromagnety musí být nízkonapěťové.

Odvzdušnění se musí provádět mnohem častěji než u zařízení s olejem.

Filtry a filtrační materiály musí být korozivzdorné (nerez ocel, spékany bronzový prášek, skelné vlákno). Papírové filtrační vložky musí být provedeny z papíru impregnovaného proti vodě.

Další konkrétní pokyny dodá výrobce nebo distributor kapaliny.

### Kapaliny HFA (emulze olej ve vodě)

Tyto emulze obsahují do 20% minerálního nebo syntetického oleje ve vodě. Emulze je prakticky nehořlavá, proto se užívá převážně v dolech u hydraulických stojek a mechanizovaných výztuží, eventuálně u nenáročných pohonů některých lisů. Pro individuální hydraulické stojky se užívá emulze o koncentraci 2,5 až 3,0% oleje ve vodě, u mechanizovaných výztuží 3 až 7%.



V tuzemsku se často používá emulgační olej Emulzín H (minerální olej s emulgátory). Emulze do 3% oleje ve vodě se vyrábí směřováním ve směšovací trysce, víceprocentní emulze se vyrábí mícháním. Stálost závisí na použité vodě a intenzitě činnosti obvodu a bývá velmi rozdílná - od 1 dne do 3 měsíců. Emulze je nekorozivní (pokud se nerozloží), mazací schopnost je minimální a proto životnost hydrogenerátorů je ve srovnání s provozem v oleji podstatně nižší. Používají se buď plunžrové hydrogenerátory s klikovým mechanismem pro tlaky 16 - 32 MPa, nebo lamelové pro nižší tlaky.

Cena emulze je podstatně nižší než cena oleje, což je právě v dolech důležité, neboť zde dochází ke značným únikům pracovní kapaliny.

Teplota emulze by neměla přesáhnout za provozu 50°C.

Bod tuhnutí 8% emulze se pohybuje okolo -20°C (pokud je dobře promíchána), prakticky ji ale teplotám pod 0°C nevystavujeme. Kontrola koncentrace je proto velmi důležitá. Provádí se přístroji zvanými fraktometry nebo oddělením oleje od vody. Emulzi do 3% koncentrace lze kontrolovat vizuálně srovnáním s etalony, při vyšší koncentraci to již není možné.

Kontroluje se kyselost emulze (pH 7 až 9) a upravuje se například přidáním sody nebo kalcinované sody.

Přidávají se též inhibitory koroze, přísady proti pění a baktericidní přísady.

Emulze ze syntetických olejů jsou dražší, ale kvalitnější. Emulze je jemnější (mikroemulze), stabilnější a po přidání přísad proti opotřebení má i dobrou mazací schopnost. V koncentraci do 10% oleje ve vodě se užívá v oblasti nízkých až středních tlaků jako nehořlavá kapalina.

### Kapaliny HFB - emulze voda v oleji

Obsahují cca 40% vody v oleji. Mají lepší mazací schopnost než emulze nízkoprocentní. Teplota vznícení je asi 430°C, mají tedy velmi omezenou hořlavost. Vlastnosti emulzí se vylepšují protioděrovými přísadami, antioxidanty a inhibitory koroze. Musí se kontrolovat stálost emulze.

Používají se v obvodech se zubovými a lamelovými hydrogenerátory v oblasti nízkých až středních tlaků tam, kde se vyžaduje omezená hořlavost.

V současné době jsou to některé aplikace u lisů a kovací lisů v hutích. Použitím emulze se zde ušetří značné množství oleje.

### Kapaliny HFC - vodní roztoky polymerů

Používá se roztoků vyšších polyetylglykolů ve 35÷60% vody. Roztoky s vyšším procentem vody se obvykle užívají v dolech. Roztoky s vyšším procentem polyglykolu snesou nižší teploty, ale jejich zvýšená viskozita spolu s poměrně velkou hustotou (okolo 1100 kg.m<sup>-3</sup>) způsobuje zvýšené odpory v sání a případně vznik kavitace. Provozní teplota by neměla přesáhnout 50°C. Oproti emulzím odpadají problémy se stabilitou roztoků. Jsou omezeně hořlavé, teplota samovznícení je kolem 650°C. Obsahují inhibitory koroze a antioxidační přísady, případně i protioděrové přísady. Jako těsnící materiály lze použít NBR nebo SBR

pryž, VITON aj. Nedoporučují se naopak polyuretanové pryže. Kapaliny HFC působí agresivně na zinek, kůži a běžné druhy nátěrů. Nejsou toxické.

Malá mazací schopnost snižuje životnost zařízení. Životnost valivých ložisek například činí jen 6÷18% životnosti ve srovnání s oleji.

Význam polyglykolů dnes roste, protože mají poměrně dobré ekologické vlastnosti. Jsou těžší než voda, proto při úniku do vody nevytvářejí na hladině skvrny jako oleje.

#### Kapaliny HFD - bezvodé syntetické kapaliny

Syntetických kapalin existuje velké množství, ale praktický význam má jen několik druhů. Jsou to dnes zejména *estery kyseliny fosforečné*. Teplota tuhnutí bývá pod -35°C. Jsou těžce zápalné a velmi špatně hoří. Jsou náchylné na přítomnost vody, s níž hydrolyzují. Mají antikoroziční účinky a výbornou mazací schopnost. Reagují s kovovým povrchem, tvoří s železem fosfidy a fosfáty s protioděrovými účinky. Fyziologicky jsou většinou málo závadné, biologicky dobře odbouratelné. Agresivně působí na NBR pryž, proto je třeba použít těsnění z fluorované pryže (VITONU ap.). Provozní teplota pak může dosáhnout až 90°C.

Používají se málo zejména pro svoji vysokou cenu. Aplikace jsou známé z hydrauliky letadel, regulátorů parních turbín, svářecích strojů, důlních strojů aj.

Někdy se míchají s minerálními oleji za účelem vylepšení viskózní křivky a snížení ceny.

Zakázané jsou dnes kapaliny na bázi *chlorovaných uhlovodíků* (PCB - polychlorované bifenyly) pro jejich karcinogenní účinky. Ojedinele se používají *silikónové oleje* (do kapalinových tlumičů aj.).

### **8.4 Ekologicky šetrné kapaliny**

Rozdělení a značení ekologicky šetrných kapalin podle ISO je uvedeno v tab. 8.3.

Tab. 8.3 Rozdělení ekologických kapalin

Druh kapaliny	Značení
rostlinný olej	HTG
polyglykoly	HPG
syntetické estery	HE

#### Kapaliny HTG - rostlinné oleje

Nejčastěji se používá řepkový olej. Chemicky jsou to triglyceridy vyšších mastných kyselin. Mají velmi dobré mazací schopnosti, vysoký viskózní index, avšak odolnost proti oxidaci je významně nižší než u minerálních olejů. Proto je třeba zajistit provozní teplotu nižší než 70°C. Doba výměny oleje pak činí asi 2000 provozních hodin. Podléhají hydrolýze, jsou hořlavé. Cena je dnes až dvojnásobná proti ceně

minerálních olejů. Jakožto přírodní produkty jsou ekologicky neškodné a zcela odbouratelné. To však neznamená, že se mohou volně vylévat do vody nebo do půdy. Používají se zejména v hydraulice zemědělských a lesních strojů. Jejich používání dále poroste.

### Kapaliny HPG - polyglykoly

Tyto kapaliny se již vyskytly ve skupině těžce zápalných kapalin. Zde pouze doplníme, že jsou zařazeny do třídy ohrožení vod WGK = 0, biologická rozložitelnost se pohybuje okolo 90%. Pokud nevyžadujeme nehořlavost, omezíme obsah vody na minimum, neboť voda zhoršuje prakticky všechny provozní vlastnosti. Musíme pak ale zohlednit vyšší viskozitu a vyšší hustotu kapaliny, způsobující vyšší odpory v sání, a to zejména při nižších teplotách. Bod tuhnutí polyglykolů činí okolo -40°C.

### Kapaliny HEE - syntetické estery

Vlastnosti kapalin na bázi syntetických esterů jsou srovnatelné s rostlinnými oleji, v mnohém je však předčí. Mají výborné mazací schopnosti, příznivou závislost viskozity na teplotě, výborné nízkoteplotní vlastnosti, dobře odolávají hydrolýze. Zejména však mají podstatně vyšší antioxidační schopnosti, které se dále zlepšují přísadou antioxidantů a dalších aditiv. Životnost závisí na teplotě. Při teplotě nad 70°C rychle klesá. Vývoj však v této oblasti pokračuje rychle kupředu. Nepůsobí korozivně, jsou kompatibilní s těsníci materiály používanými pro minerální nebo rostlinné oleje. Nejsou toxické, stupeň ohrožení vod WGK=0, biologická odbouratelnost až 95%.

Používají se zejména u mobilních pracovních strojů : stavebních, zemních, zemědělských a lesnických strojů. Jejich většímu rozšíření brání zejména vyšší cena.

## 9. Příklady aplikace hydrauliky v praxi

Tato kapitola vychází pouze v elektronické podobě na CD nosičích, přičemž v tištěné podobě skript je uveden pouze obsah této kapitoly. Důvodem je jednak velký rozsah této kapitoly, zejména však to, že obsahuje velké množství barevných fotografií aplikací hydrauliky v praxi. Tištěná forma této kapitoly by byla neúměrně cenově náročná, protože fotografie by musely být vytisknuty na kvalitním bílém papíru. Přitom však tato příloha není určena ke studiu v celém svém rozsahu, nýbrž jen jako doplněk studia. Má ukázat širokou škálu aplikací hydrauliky ve všech oblastech lidské činnosti. Student ji bude využívat zejména při zpracovávání ročníkových projektů, bakalářské práce apod. jako první studijní podklad při seznámení se se zařízením, které je předmětem řešení projektu nebo bakalářské práce. V této části je také uvedena problematika související s teorií probíranou v kapitolách 2 až 8. Pokud bude student pokračovat ve studiu v navazujícím magisterském studiu, řadu zde uvedených opor využije v celé řadě předmětů, a samozřejmě zase při řešení diplomové práce.

Dalším důvodem, proč je tato kapitola zpracována pouze v elektronické podobě je to, že tato učební opora je určena především studentům distančního nebo kombinovaného studia, pro které bude vystavena na webových stránkách katedry, a pro studenty presenční formy studia bude k dispozici na počítačích v počítačové učebně katedry, případně bude vydána na CD nosičích, které si studenti budou moci zapůjčit.

### Obsah kapitoly 9

- 9. Příklady aplikace hydrauliky
  - 9.1. Hydraulika v dopravě
  - 9.2. Hydraulika v energetice
  - 9.3. Hydraulika v průmyslu
    - 9.3.1. Hlubinné a povrchové dobývání surovin
    - 9.3.2. Těžba ropy a plynu
    - 9.3.3. Metalurgie
    - 9.3.4. Strojírenství
    - 9.3.5. Doprava a manipulace s materiálem
    - 9.3.6. Zkušebnictví
    - 9.3.7. Stavebnictví
    - 9.3.8. Lehký průmysl
  - 9.4. Hydraulika v zemědělství a lesnictví
  - 9.5. Hydraulika v jiných oblastech lidské činnosti
    - 9.5.1. Hydraulika v divadlech
    - 9.5.2. Hydraulika ve vojenství
    - 9.5.3. Jiné aplikace hydrauliky

## 10. Závěr

Učební opora (nebo chcete-li učební pomůcka) k předmětu *Hydraulická zařízení strojů* má splnit dva základní cíle:

- reagovat na změněné potřeby průmyslu regionu Severní Moravy a Slezska, kde probíhá intenzivní restrukturalizace průmyslu, a to se promítá i do předmětu *Hydraulická zařízení strojů*,
- umožnit snadnou dostupnost studijních opor i studentům distanční nebo kombinované formy studia.

Autoři jsou přesvědčeni, že se uvedené cíle podařilo naplnit. Elektronická verze skript splňuje vše co nabízejí klasická skripta, a přináší i něco, co u klasických tištěných skript nebylo možné: množství ilustračních obrázků a fotografií, většinou barevných, které by v tištěné formě vyžadovaly kvalitní fotografický papír, což by znamenalo takové zvýšení ceny skript, které by si většina studentů nemohla dovolit.

Elektronická podoba skript umožňuje jejich snadnou dostupnost za nízkou cenu. Díky podpoře Evropských strukturálních fondů (ESF), konkrétně operačního programu *Rozvoj lidských zdrojů*, název projektu *Inovace studijních programů strojních oborů jako odezva na kvalitativní požadavky průmyslu*, který uhradil veškeré autorské náklady a část hmotných nákladů, jsou skripta cenově dostupná pro všechny studenty. Jejich umístěním na webové stránky katedry se stávají snadno dostupná i pro studenty distanční nebo kombinované formy studia.

Taktéž první cíl, tj. reagovat na změněné potřeby průmyslu regionu, se podařilo splnit. Konkrétně se to projevilo v náplni předmětu v těchto kapitolách:

- zvýšené zaměření na moderní řídicí techniku. Kapitola 3.2 byla rozšířena o moderní *proporcionální řídicí techniku a servotechniku*. Moderní směry řízení představují i *vestavné ventily*, kap. 4.
- velmi silné zaměření na energetickou úspornost hydraulických pohonů. Celá jedna kapitola – kap. 7 *Energeticky úsporné systémy* – je zaměřena na řešení tohoto problému, ale i v dalších kapitolách, zejména v kap. 9, je energetická úspornost sledována.
- zaměření na ekologii. Projevuje se zejména v kapitole 8 *Pracovní kapaliny v hydraulických systémech*, kde je jedna část věnována *ekologicky šetrným kapalinám*. Další příklady využití ekologicky šetrných kapalin jsou uvedeny v kapitole 9.
- zvýšené zaměření na strojírenství, automobilový průmysl, lehký průmysl, dopravu a manipulaci s materiálem (například výrobní linky s roboty a manipulátory), zkušebnictví, zemědělství a lesnictví, a dokonce na hydrauliku v divadlech představuje zejména kapitola 9. Přitom tradiční zaměření na hydrauliku v dolech, hutích, energetice a těžkém strojírenství není nijak omezeno, spíše je orientováno na moderní způsoby řízení, energetickou úspornost, využití ekologicky šetrných kapalin, snižování hlučnosti, omezování fyzicky náročné práce atd.

V neposlední řadě elektronická podoba této učební opory umožňuje její průběžné doplňování, modernizaci a inovaci obsahu podle stále se měnících potřeb a požadavků průmyslu.

## Literatura

- [1] CERHA, J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy I*. Liberec : TU v Liberci, 2006. 317 s. ISBN 80-7372-067-1.
- [2] ČERMÁK, T. *Elektrické pohony*. Ostrava : ES VŠB Ostrava, 1987. 301 s.
- [3] EBERTSHÄUSER, H.; HELDUSER, S. *Fluidtechnik von A bis Z*. Mainz : Vereinigte Fachverlage, 1995. ISBN 3-7830-0286-9.
- [4] FINDEISEN, D.; FINDEISEN, F. *Ólhydraulik*. Berlin – Heidelberg - New York : Springer Verlag, 1994. 765 s. ISBN 3-540-54465-8.
- [5] GÖTZ, W. *Hydraulics. Theory and Application*. Ditzingen : Rexroth Bosch Group + OMEGON, 1998. 291 s. ISBN 0-7680-0242-7.
- [6] JANALÍK, J. *Hydraulika v důlní těžbě*. Ostrava : VŠB v Ostravě, 1992. 182 s. ISBN 80-7078-118-1.
- [7] KOLEKTIV. *Strojírenská příručka*. 4. svazek. Praha : SCIENTIA Praha, 1994. 254 s. ISBN 80-85827-58-1.
- [8] KOPÁČEK, J. *Hydrostatické převodové mechanismy*. Praha : SNTL Praha, 1986. 272 s.
- [9] KOPÁČEK, J. *Pohony a převody*. Ostrava : VŠB Ostrava, 1992. 171 s. ISBN 80-7078-137-8.
- [10] KOPÁČEK, J.; PAVLOK, B. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 1994. 156 s. ISBN 80-7078-238-2.
- [11] KUČÍK, P.; STRÁŽOVEC, I.; KRIŠŠÁK, P. *Hydraulický prenos energie*. Žilina : ŽU v Žiline, 2000. 384 s. ISBN 80-7100-725-0.
- [12] LIFT, H., HANSEL, M. *Hydrauliksysteme in der Bau- und Kommunaltechnik*. Würzburg : Vogel Verlag, 1991. 345 s. ISBN 3-8023-0445-4.
- [13] NOACK, S. *Hydraulics in Mobile Equipment*. Ditzingen : Rexroth Bosch Group + OMEGON, 2001. 202 s. ISBN 0-7680-0886-7.
- [14] OSIECKI, A. *Hydrostatyczny napęd maszyn*. Warszawa : WNT, 2004. 383 s. ISBN 83-204-3025-9.
- [15] PACIGA, A., IVANTYŠYN, J. *Tekutinové mechanismy*. Praha – Bratislava : SNTL, ALFA, 1985. 285 s.
- [16] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 1*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 1999. 158 s. ISBN 80-7078-620-5.
- [17] PAVLOK, B.; SIVÁK, V. *Hydraulické mechanismy Příklady do cvičení*. Ostrava: VŠB Ostrava, 1980, 166 s.
- [18] PIVOŇKA, J. a kol. *Tekutinové mechanismy*. Praha : SNTL, 1986. 623 s.
- [19] PROKEŠ, J.; VOSTROVSKÝ, J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Praha: SNTL Praha, 1988, 275 s.
- [20] RÝC, Z. - PAVLOK, B. *Hydraulické pohony a jejich regulace*. Ostrava : VŠB Ostrava, 1984. 165 s.

- [21] SCHMITT, A. a kolektiv. *Příručka hydrauliky*. Svazek 1. Lohr am Main : Mannesmann Rexroth, 1981. 226 s. ISBN 3-8023-0619-8.
- [22] SCHMITT, A. a kolektiv. *Der Hydraulik Trainer*. Band 1. Lohr am Main : Mannesmann Rexroth, 1980. 226 s. ISBN 3-8023-0619-8.
- [23] SCHMITT, A. a kolektiv. *Příručka hydrauliky*. Svazek 2. Lohr am Main : Mannesmann Rexroth, 1986. 236 s. ISBN 3-8023-0898-0.
- [24] SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava : VŠB Ostrava, 1990. 333 s. ISBN 80-7078-037-1.
- [25] SOUČEK, P. *Elektrohydraulické servomechanismy*. Praha : ČVUT, 1992. 158 s. ISBN 80-01-00376-0.
- [26] ŠLECHTA, A. *Plynové hydraulické akumulátory*. Praha : SNTL, 1978. 101 s.
- [27] ŠMÍD, J. *Laser a roboty*. MM průmyslové spektrum, č.10, 2005, s. 18-20. ISSN 1212-2572.
- [28] ŠTĚPINA, V.; VESELÝ, V. *Maziva a speciální oleje*. Bratislava : VEDA, 1980.
- [29] ŠVARC, I. *Automatizace. Automatické řízení*. Brno : VUT v Brně, 2002. 201 s. ISBN 80-214-2087-1.
- [30] VANĚK, A. *Moderní strojní technika a technologie zemních prací*. Praha: ACADEMIA, 2003. 526 s. ISBN 80-200-1045-9.
- [31] VAŠINA, M. *Energeticky úsporné hydraulické systémy zvedacích a nakládacích zařízení montovaných na nákladní automobily. Doktorská disertace*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2000. 116 s.
- [32] VÍTEČKOVÁ, M; VÍTEČEK, A. *Základy automatické regulace*. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2006. 200 s. ISBN 80-248-1068-9.

#### Firemní literatura:

Argo–Hytos, Bolenz&Schäfer, BSD, Busak+Shamban, Denison, Diffenbacher, Duplomatic Oleodinamica, Düsterloh, Flutec, HUNGER, Hydac, Hydraudyne Cylinders, Hydraulika DS, HydraulICS, Hydromatik Brueninghaus, Hydrotechnik, Jihlavan Jihlava, Kleentek, Kuka Roboter, Lohman Stolterfoht, Mahle, MOOG, Olaer, Ostroj Opava, PARKER, PKS servis, Poclain, Rexroth Bosch Group, RTS Rakovník, Sauer Danfoss, Turbíny Blansko, ULBRICH, Vihorlat Lisy, VÍTKOVICE, VOSS, W.E.S.T. Elektronik, ZTS, ŽĐAS

#### Použité bakalářské a diplomové práce studentů oboru *Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení* na Fakultě strojní VŠB – TU Ostrava:

2002: Kopeček, P., Ožana, M., Rucká, B., Kozel, T., Hrabovská, M.  
2004: Fabián, P., Richtárová, J.,  
2005: Latečka, R., Morávek, M., Saleta, R., Číž, T., Fekar, D., Grič, M., Odehnal, K., Slavík, J., Šustek, P., Waschut, W.  
2006: Puda, M., Palubják, T., Skotnica, P., Roman, M.  
2007: Ertel, J., Nytra, R., Polák, M., Langer, J.