

# Hydraulické systémy pro zvedání a spouštění hmotné zátěže

Bc. Pavel Hrbáček

---

Diplomová práce  
2020



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

---

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

Akademický rok: 2019/2020

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	<b>Bc. Pavel Hrbáček</b>
Osobní číslo:	<b>T18337</b>
Studijní program:	<b>N3909 Procesní inženýrství</b>
Studijní obor:	<b>Výrobní inženýrství</b>
Forma studia:	<b>Kombinovaná</b>
Téma práce:	<b>Hydraulické systémy pro zvedání a spouštění hmotné zátěže</b>

### Zásady pro vypracování

1. Vypracujte řešení týkající se dané problematiky.
2. Navrhněte varianty hydraulických systémů pro zvedání a spouštění konkrétní hmotné zátěže.
3. Porovnejte navržené varianty z provozního hlediska.
4. Srovnajte výhody a nevýhody navržených hydraulických systémů.
5. Citujte použitou literaturu.

Forma zpracování diplomové práce: **Tištěná/elektronická**

**Seznam doporučené literatury:**

1. Pivoňka, J. a kol.: **TEKUTINOVÉ MECHANISMY**: SNTL Praha, 1987.
2. Peňáz, V., Benža, D.: **TEKUTINOVÉ MECHANISMY**: VUT Brno, 1990.
3. Škopán, M.: **HYDRAULICKÉ POHONY STROJŮ**, VUT Brno, 2009.
4. Kopáček, J.: **POHONY A PŘEVODY**: VŠB-TU Ostrava, 2012.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Martin Vašina, Ph.D.**  
Ústav fyziky a mater. inženýrství

Datum zadání diplomové práce: **2. ledna 2020**  
Termín odevzdání diplomové práce: **15. května 2020**

L.S.

---

**prof. Ing. Roman Čermák, Ph.D.**  
děkan

---

**prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D.**  
ředitel ústavu

Ve Zlíně dne 10. února 2020

## PROHLÁŠENÍ AUTORA DIPLOMOVÉ PRÁCE

Beru na vědomí, že:

- diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému a dostupná k nahlédnutí;
- na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3;
- podle § 60 odst. 1 autorského zákona má Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- podle § 60 odst. 2 a 3 autorského zákona mohu užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- pokud bylo k vypracování diplomové práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tj. k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové práce využít ke komerčním účelům;
- pokud je výstupem diplomové práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

### Prohlašuji,

- že jsem diplomové práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků budu uveden jako spoluautor.
- že odevzdaná verze diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou obsahově totožné.

Ve Zlíně dne:

Jméno a příjmení studenta:

.....  
podpis studenta

## **ABSTRAKT**

Tato diplomová práce je zaměřena na využití hydraulických systémů pro zvedání a spouštění hmotných zátěží. Práce je rozdělena na teoretickou a praktickou část. Teoretická část se věnuje základním pojmům a veličinám charakterizujícím danou oblast. Praktická část se zabývá návrhem tří variant hydraulických systémů pro zvedání a spouštění konkrétní hmotné zátěže, jejichž funkčnost je ověřena výpočtem. Navržené systémy jsou vzájemně porovnány z provozního hlediska včetně srovnání jejich výhod a nevýhod.

Klíčová slova: hydraulický systém, hmotná zátěž, hydrostatické převodníky, řízený jednosměrný ventil, hydraulický zámek.

## **ABSTRACT**

This diploma thesis is focused on the usage of the hydraulic systems for lifting and sinking of mass load. The content is divided into theoretical and practical part. The theoretical part deals with the basic terms and the physical quantities which are connected to the area of study. The practical part deals with the design of three variants of the hydraulic systems for lifting and sinking the specific load and the functionality is subsequently verified by the calculation. The designed systems are compared in terms of operational point of view including the comparison of their advantages and disadvantages.

Keywords: hydraulic system, mass load, hydrostatic converters, pilot operated check valve, double pilot operated check valve.

Děkuji panu doc. Ing. Martinu Vašinovi, Ph.D. za vedení diplomové práce a odbornou konzultaci při zpracování této práce.

Prohlašuji, že odevzdaná verze diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

Motto

„Jsme obklopeni moudrostí, člověk není jejím pramenem, nýbrž pouhou nádrží a může vydat jen to, co nasbíral.“

Ernest Thompson Seton - přírodovědec a spisovatel 1860 - 1946

# OBSAH

<b>ÚVOD</b> .....	<b>10</b>
<b>I TEORETICKÁ ČÁST</b> .....	<b>11</b>
<b>1 HYDRAULICKÉ MECHANISMY</b> .....	<b>12</b>
1.1 SKLADBA HYDRAULICKÝCH MECHANISMŮ.....	12
1.1.1 Převodový mechanismus.....	13
1.1.2 Hydraulický obvod.....	14
<b>2 PRVKY HYDROSTATICKÝCH MECHANISMŮ</b> .....	<b>16</b>
2.1 HYDROSTATICKÉ PŘEVODNÍKY.....	16
2.1.1 Hydrogenerátory.....	16
2.1.2 Hydromotory.....	17
2.1.3 Charakteristika hydrogenerátorů a rotačních hydromotorů.....	17
2.1.3.1 Zubové hydrogenerátory a hydromotory.....	18
2.1.3.2 Šroubové hydrogenerátory a hydromotory.....	18
2.1.3.3 Lamelové hydrogenerátory a hydromotory.....	19
2.1.3.4 Pístové hydrogenerátory a hydromotory.....	20
2.1.3.5 Základní výpočty hydrogenerátorů a rotačních hydromotorů.....	22
2.1.4 Charakteristika přímočarých hydromotorů.....	26
2.1.4.1 Základní výpočetní vztahy přímočarých hydromotorů.....	30
2.2 PRVKY PRO ŘÍZENÍ TLAKU.....	33
2.2.1 Tlakové ventily.....	33
2.2.2 Redukční ventily.....	33
2.3 PRVKY PRO ŘÍZENÍ VELIKOSTI PRŮTOKU.....	33
2.3.1 Clony a trysky.....	33
2.3.2 Škrťící ventily.....	33
2.3.3 Škrťící ventily se stabilizací tlakového spádu.....	34
2.4 PRVKY PRO ŘÍZENÍ SMĚRU PRŮTOKU.....	34
2.4.1 Uzavírací ventily a kohouty.....	34
2.4.2 Jednosměrné ventily a hydraulické zámky.....	34
2.4.3 Rozvaděče.....	34
2.5 POMOCNÉ PRVKY.....	35
2.5.1 Nádrže.....	35
2.5.2 Hydraulické akumulátory.....	35
2.5.3 Filtry.....	35
2.5.4 Ohříváče a chladiče.....	35
<b>3 SYSTÉMY PRO ZVEDÁNÍ A SPOUŠTĚNÍ ZÁTĚŽE</b> .....	<b>36</b>
3.1 OBVODY S PŘÍMOČARÝM JEDNOČINNÝM HYDROMOTOREM.....	36
3.1.1 Hydraulický zvedák s ručním hydrogenerátorem.....	36
3.1.2 Obvod se škrťícím ventilem ve zpětném potrubí.....	37
3.1.3 Hydraulický obvod zvedací plošiny.....	37
3.2 OBVODY S PŘÍMOČARÝM DVOJČINNÝM HYDROMOTOREM.....	38
3.2.1 Obvody s regulací na výstupu.....	38
3.2.2 Obvod pro udržování zátěže.....	39

3.3	OBVODY S ROTAČNÍM HYDROMOTOREM .....	40
3.3.1	Hydraulický obvod s navijákem.....	40
<b>II PRAKTICKÁ ČÁST .....</b>		<b>41</b>
<b>4</b>	<b>ZADÁNÍ PRÁCE A NÁVRH SPOLEČNÝCH PRVKŮ .....</b>	<b>42</b>
4.1	NÁVRH HYDROMOTORU .....	42
4.1.1	Výpočet průměru pístu .....	42
4.1.2	Výpočet průměru pístnice .....	44
4.1.3	Tloušťka stěny tělesa hydromotoru.....	44
4.1.4	Tloušťka dna .....	47
4.1.5	Volba hydromotoru .....	47
4.1.6	Kontrola pístnice na vzpěr .....	48
4.2	NAPÁJECÍ JEDNOTKA .....	50
4.2.1	Hydrogenerátor .....	50
4.2.2	Elektromotor .....	51
4.3	NÁVRH VEDENÍ .....	52
4.3.1	Volba rychlostí .....	52
4.3.2	Výpočet průměru vedení .....	53
4.3.3	Hydraulický olej.....	55
4.3.4	Výpočet typu proudění .....	55
4.3.5	Výpočet součinitele hydraulického tření (odporový součinitel) .....	56
4.4	ŘÍDÍCÍ A REGULAČNÍ TECHNIKA.....	57
4.4.1	Jednosměrný ventil JV (zpětný ventil).....	57
4.4.2	Pojistný ventil PV .....	58
4.5	POMOCNÉ PRVKY .....	59
4.5.1	Nádrž .....	59
4.5.1.1	Tepelný výpočet nádrže .....	59
4.5.2	Chladič .....	59
4.5.3	Filtry.....	61
<b>5</b>	<b>NÁVRHY A POROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH SYSTÉMŮ .....</b>	<b>63</b>
5.1	SYSTÉM S ODLEHČENÍM TLAKOVÉHO ZDROJE (SOTZ) .....	63
5.1.1	Rozvaděč s obtokem (RO) .....	64
5.1.2	Škrtkový zpětný ventil .....	65
5.1.3	Výpočet tlakových ztrát v systému SOTZ při zvedání .....	67
5.1.3.1	Tlakové ztráty ve vedení (SOTZ) při zvedání .....	68
5.1.3.2	Tlaková ztráta v celém systému (SOTZ) při zvedání .....	70
5.2	SYSTÉM S ŘÍZENÝM JEDNOSMĚRNÝM VENTILEM (SRJV) .....	71
5.2.1	Řízený jednosměrný ventil (RJV).....	71
5.2.1.1	Těleso pro zástavbu vestavného řízeného jednosměrného ventilu .....	73
5.2.2	Rozvaděč s plovoucí střední polohou (RP).....	73
5.2.3	Výpočet tlakových ztrát v systému SRJV při zvedání .....	75
5.2.3.1	Tlakové ztráty ve vedení (SRJV) při zvedání.....	75
5.2.3.2	Tlaková ztráta v celém systému (SRJV) při zvedání.....	76
5.3	SYSTÉM S HYDRAULICKÝM ZÁMKEM (SHZ) .....	77
5.3.1	Výpočet tlakových ztrát v systému SHZ při zvedání.....	79
5.3.1.1	Tlakové ztráty ve vedení (SHZ) při zvedání.....	79
5.3.1.2	Tlaková ztráta v celém systému (SHZ) při zvedání.....	79



5.4	POROVNÁNÍ NAVRŽENÝCH SYSTÉMŮ.....	80
5.4.1	Charakteristika jednotlivých systémů .....	81
5.4.2	Celkové hodnocení.....	82
<b>ZÁVĚR</b>	.....	<b>84</b>
<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY</b>	.....	<b>85</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK</b>	.....	<b>88</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ</b>	.....	<b>92</b>
<b>SEZNAM TABULEK</b>	.....	<b>95</b>

## ÚVOD

Hydraulika pronikla do značné části strojů a zařízení v průmyslu, zemědělství, ve stavebnictví, v dopravě a manipulaci s materiálem. Hydraulické elementy rozhodují o výkonnosti, spolehlivosti a ekonomice provozu. Prudký rozvoj hydrauliky je spojen také s rozvojem elektrických a elektronických prvků, sloužících k řízení funkcí strojů, zatímco hydraulika samotná zajišťuje funkce pracovní. Mezi typické aplikace hydraulických mechanismů patří stroje obráběcí a tvářecí, stroje pro stavební práce (bagry a nakladače), stroje pro manipulaci s břemeny (zvedáky a vysokozdvížené vozíky).

Hydraulické mechanismy nabízejí řadu výhod, mezi něž patří především vysoký výkon, spolehlivost a jednoduchost. Při malých konstrukčních objemech jsou přenášeny relativně velké síly s možností plynulé regulace a ochrany proti přetížení. Hydraulické obvody se navíc běžně skládají z typizovaných prvků, což značně zrychluje a zlevňuje jejich stavbu a údržbu.

Nevýhodami jsou netěsnost a citlivost na nečistoty. Při provozu navíc vzniká hluk a dochází k nežádoucímu ohřevu pracovní kapaliny.

## I. TEORETICKÁ ČÁST

## 1 HYDRAULICKÉ MECHANISMY

System umožňující řízený přenos energie mezi dvěma nebo více místy se nazývá mechanismus. Hydraulické mechanismy jsou zařízení, u nichž jsou k přenosu energie a informací mezi hnacím a hnaným členem použity kapaliny či jiné látky v tekutém stavu. K uvádění strojů a mechanismů do pohybu je určen hydraulický pohon, který je tvořen hydromotorem a určitou částí řídicího systému. K dosažení požadovaného přenosu energie slouží účelná skladba jednoho či více generátorů a motorů, která se nazývá hydraulický převodový mechanismus. [1]

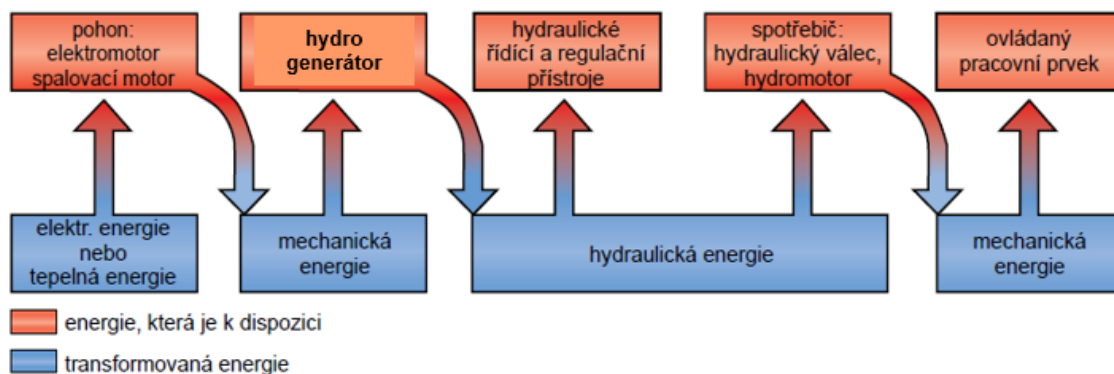
Z hlediska způsobu využití energie kapaliny lze rozdělit hydraulické mechanismy: [1]

- a) Hydrostatické mechanismy – využívající tlakové (hydrostatické) energie kapaliny.
- b) Hydrodynamické mechanismy – využívající k přenosu pohybové (hydrodynamické) energie kapaliny.

### 1.1 Skladba hydraulických mechanismů

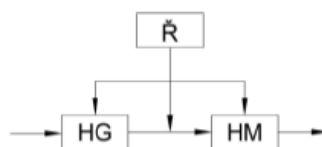
Mnohostrannému uplatnění hydrostatického přenosu energie v nejrůznějších strojích a zařízeních odpovídá značná rozmanitost skladby převodového mechanismu, která je od počátku dána samotnou konstrukcí stroje a technologií pracovního procesu. Při volbě převodového mechanismu se vychází zejména z druhu použitého hnacího motoru a jeho parametrů a zároveň ze zátěže vyvozované hnaným strojem na výstupu. Velmi často je hydrostatický převodový mechanismus kombinován s mechanismy hydrodynamickými, pneumatickými, elektrickými a tuhými (převody řetězové, řemenové či ozubenými koly). V hydraulickém mechanismu dochází nejprve k převodu mechanické energie z hnacího motoru na hydraulickou energii v hydrogenerátoru, odtud je vedena k hydromotoru, kde dojde k převodu zpět na energii mechanickou, sloužící k pohonu stroje a zařízení (obr. 1). [1]

Transport energie probíhá pomocí tlakové kapaliny trubkami, hadicemi a otvory v řídicích hydraulických blocích nebo deskách. [2]



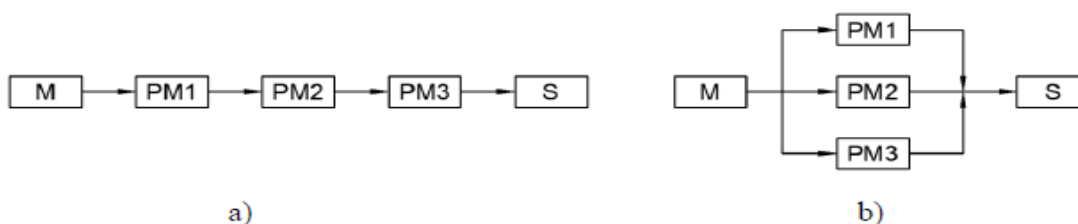
Obr. 1 Funkce hydraulického zařízení [2]

Přenos energie v hydraulickém mechanismu může probíhat při konstantních nebo regulovaných parametrech přenosu. Řídit lze hydrogenerátor, vedení nebo hydromotor (obr. 2). Uvedené typy řízení se mohou vhodně kombinovat. [1]

Obr. 2 Řízení hydrostatického přenosu energie [1]  
HG – hydrogenerátor, HM – hydromotor, Ř – řízení

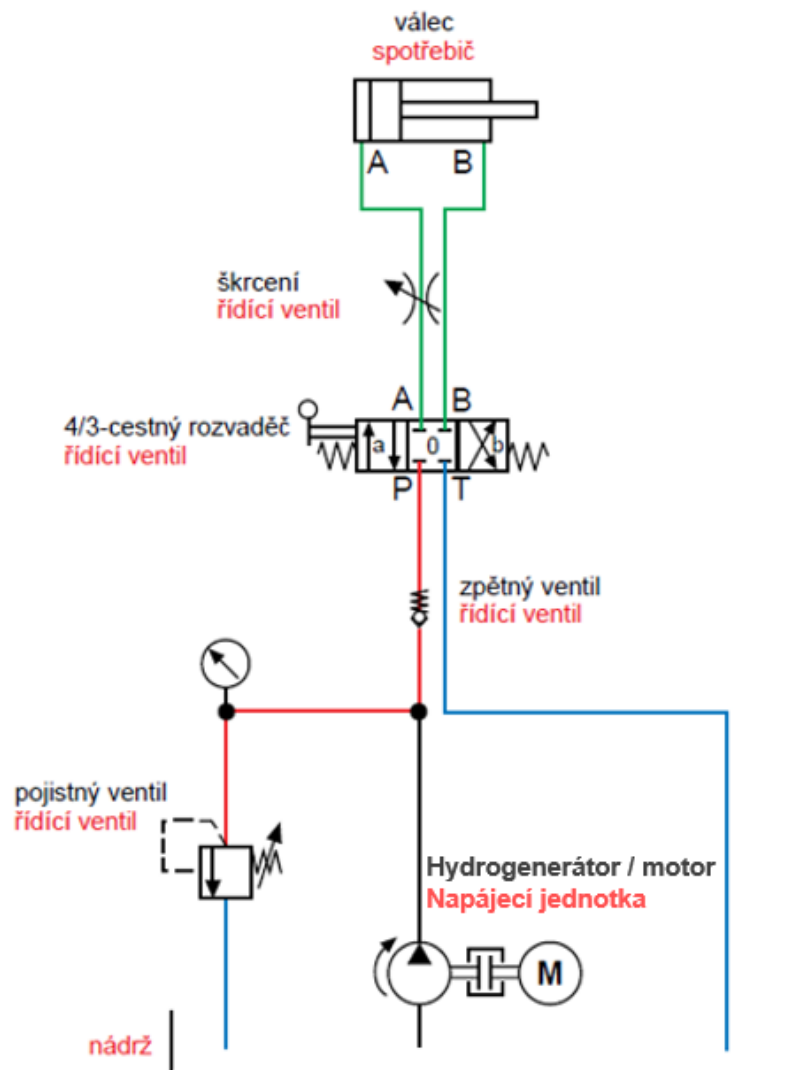
### 1.1.1 Převodový mechanismus

Optimalizací přenosového systému lze dosáhnout vyšší účinnosti přenosu energie, zlepšení dynamických vlastností s možností získání širšího rozsahu regulace výstupních parametrů při nižší hmotnosti a rozměrech. Převodový mechanismus lze vytvořit sériovým nebo paralelním řazením různých typů mechanismů a jejich vhodnou kombinací. [1,3]

Obr. 3 Kombinované převodové mechanismy [1]  
a) v sériovém řazení b) v paralelním řazení  
M – hnací motor, PM1, PM2, PM3 – převodové mechanismy, S – pohon

### 1.1.2 Hydraulický obvod

Hydraulický přenos energie by nebylo možné uskutečnit bez sestavení hydraulického obvodu. Jeho konstrukční uspořádání se odvíjí od požadavků, které musí hydraulický převodový mechanismus splňovat. Hydraulické obvody se dělí podle toku energie na otevřené a uzavřené. V otevřeném obvodu, jehož schéma je znázorněno na obr. 4, se hlavní část kapaliny po předání tlakové energie vrací do nádrže, ze které je později znovu nasávána. Výhodou otevřeného obvodu je jednoduchost a účinné chlazení kapaliny v nádrži. Nevýhodou otevřených obvodů je především fakt, že jimi nelze brzdit, neumožňují totiž zaměňovat funkce hydrogenerátoru a hydromotoru a měnit tak smysl zatížení. [1]



Obr. 4 Příklad hydraulického obvodu s přímočarým hydromotorem [2]

Nádrž slouží jako zásobník hydraulické kapaliny. Napájecí jednotku tvoří hydrogenerátor, který je spojen s nádrží sacím vedením. K pohonu je v tomto případě použit elektromotor, ale může být i spalovací motor. [2]

Zpětný ventil (jednosměrný ventil) slouží k zastavení zpětného toku kapaliny při vypnutí napájecí jednotky. Pojistný ventil zabraňuje přetlaku tím, že odvádí přebytečný průtok zpět do nádrže. Manometr zobrazuje tlak v systému. Rozvaděč slouží k řízení pohybu spotřebičů, v tomto případě je k řízení válce použit rozvaděč se čtyřmi přípoji a třemi spínanými polohami. Průtok vznikající v agregátu je tímto ventilem přepínán, přičemž v poloze  $\theta$  rozvaděče zůstává válec ve své poloze a průtok je přes pojistný ventil veden zpět do nádrže. Zapnutím spínací polohy  $b$  je veden průtok z  $P$  do  $A$ , válec začne vyjíždět. V poloze  $a$  je veden průtok z  $P$  do  $B$  a válec se zasouvá. Zpětný průtok kapaliny z válce do nádrže probíhá přes přípoj  $T$ . Škrcením je řízena rychlost pohybu válce. [2]

## 2 PRVKY HYDROSTATICKÝCH MECHANISMŮ

Pro přenos a řízení parametrů energie v hydraulických mechanismech jsou využívány různé druhy hydraulických prvků, které svým uspořádáním a zapojením v mechanismu umožňují přestup energie mezi pevnými členy a kapalinou, následnou transformaci přenášené energie, dále pak hrazení a větvení proudu kapaliny. V hydraulických mechanismech je nositelkou energie kapalina, která je spolu s pomocnými prvky nedílnou součástí těchto mechanismů. Podle funkce, kterou v hydraulickém obvodu vykonávají, lze hydraulické prvky rozdělit do následujících skupin: [4]

- Hydrostatické převodníky
- Prvky pro řízení tlaku
- Prvky pro řízení velikosti průtoku
- Prvky pro řízení směru průtoku
- Pomocné prvky

### 2.1 Hydrostatické převodníky

Z hlediska směru přestupu energie se hydrostatické převodníky rozdělují na hydrogenerátory a hydromotory. V hydrogenerátoru se převádí mechanická energie na energii tlakovou a v hydromotoru se naopak tlaková energie převádí na energii mechanickou. Podle možnosti řízení geometrického objemu lze hydrostatické převodníky rozdělit na neregulační, jejichž geometrický objem nelze během chodu měnit a regulační, jejichž geometrický objem lze měnit i během chodu. [4,5]

Převodníky, které jsou schopny pracovat s libovolným směrem otáčení, se nazývají převodníky s reverzací otáčení. V případě, že jsou převodníky schopny pracovat jen v jednom směru otáčení, pravém či levém a jejich smysl otáčení nelze bez demontáže a úprav měnit, jedná se o převodníky bez reverzace otáčení. [5]

#### 2.1.1 Hydrogenerátory

Kapalina je přiváděna do hydrogenerátoru vstupním sacím kanálem z nádrže nebo z nízkotlaké části obvodu. Průchodem kapaliny přes pracovní prostor hydrogenerátoru do výstupního kanálu je vytvořen průtok, zároveň se v pracovním a výstupním prostoru tvoří tlak, který je dán jak zatížením hydromotoru, tak součtem odporů v příslušné části obvodu mezi hydromotorem a hydrogenerátorem. [4,5]



Podle konstrukce jsou hydrogenerátory rozděleny: [4,5]

- Zubové
- Šroubové
- Lamelové
- Pístové

### 2.1.2 Hydromotory

Do vstupního kanálu hydromotoru je přiváděna kapalina potřebného průtoku a tlaku. V pracovním prostoru hydromotoru se energie ze sloupce kapaliny převádí na příslušné tuhé části. U rotačních hydromotorů se jedná o hřídel, kdy výstupními veličinami jsou moment a otáčky. V případě přímočarého hydromotoru představuje tuhou část píst a výstupními veličinami jsou síla a rychlost. [5]

Podle konstrukce jsou hydromotory: [4]

- Rotační
  - Zubové
  - Šroubové
  - Lamelové
  - Pístové
- Přímocharé
- S kyvným pohybem

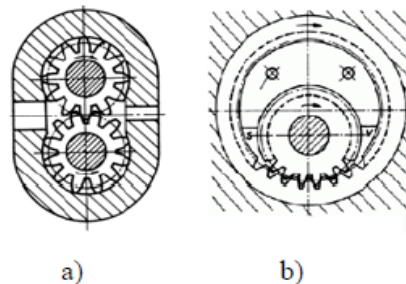
### 2.1.3 Charakteristika hydrogenerátorů a rotačních hydromotorů

Ve většině případů jsou rotační hydromotory svým konstrukčním uspořádáním podobné hydrogenerátorům, což umožňuje použít hydrogenerátor jako rotační hydromotor nebo naopak rotační hydromotor jako hydrogenerátor. [1,5]

Podrobnější popis bude věnován hydrogenerátorům, kdežto u rotačních hydromotorů budou zmíněny především jejich odlišnosti ve srovnání se zmíněnými hydrogenerátory.

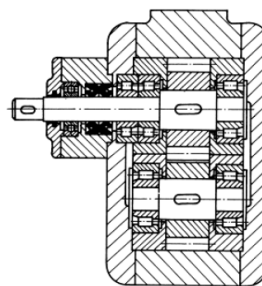
### 2.1.3.1 Zubové hydrogenerátory a hydromotory

*Zubové hydrogenerátory* – jedná se o jednoduchá, levná a spolehlivá zařízení, nenáročná na čistotu kapaliny a dobře snášející rázová zatížení. Jako neregulační hydrogenerátory nacházejí uplatnění v jednoduchých hydraulických obvodech. Podle uspořádání dvojice spoluzabírajících ozubených kol rozeznáváme zubové hydrogenerátory s vnějším ozubením (obr. 5a) a vnitřním ozubením (obr. 5b). [4]



Obr. 5 Zubové hydrogenerátory [4]

*Zubové hydromotory* – mají podobné uspořádání jako zubové hydrogenerátory. Oproti zubovým hydrogenerátorům jsou však ozubená kola uložena na valivých ložiscích, což eliminuje riziko zadření při nečekaném nárůstu otáček. Pracují s podobnými pracovními tlaky jako hydrogenerátory, ale jejich účinnost je nižší. Používají se pro méně náročné pohony s krátkodobým, proměnným zatížením. [4]

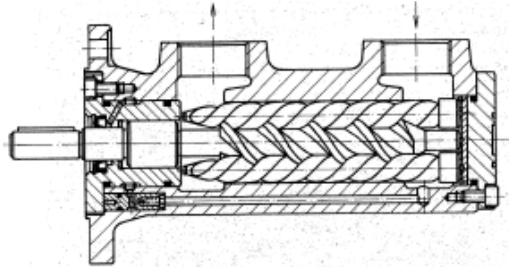


Obr. 6 Zubový hydromotor s vnějším ozubením [4]

### 2.1.3.2 Šroubové hydrogenerátory a hydromotory

*Šroubové hydrogenerátory* – jejich chod je tichý a vyrovnaný s plynulým průtokem bez pulzací. Nevýhodou je náročnější výroba a vyšší cena. Hlavní část tvoří dvě (nebo tři) šroubová vřetena s jednochodým nebo vícechodým závitem, která jsou ve stálém záběru.

Profil závitů bývá lichoběžníkový nebo cykloidní. Během otáčení vřeten je kapalina nasávána do závitových mezer a v tomto uzavřeném prostoru postupuje bez rotace a víření směrem k výstupnímu tlakovému prostoru. [5]

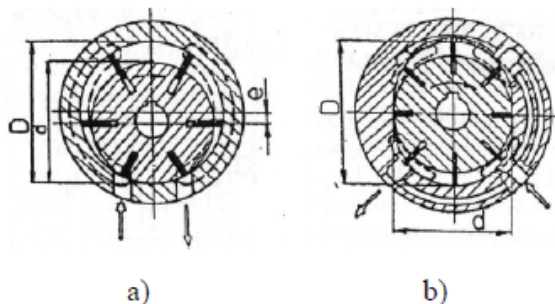


Obr. 7 Šroubový hydrogenerátor [5]

Šroubové hydromotory – jejich výhodou je rovnoměrná úhlová rychlost a nízká úroveň hluku, v praxi se však vyskytují jen zřídka. [5]

### 2.1.3.3 Lamelové hydrogenerátory a hydromotory

Lamelové hydrogenerátory – konstrukčně nenáročné s nízkou pulzací výkonu a nízkou hlučností. Princip činnosti spočívá ve vytváření proměnných prostorů mezi státorem, rotorem a lamelami. V případě kruhového otvoru statoru (obr. 8a) má rotor s lamelami vůči statoru excentricitu, jejíž změnou lze měnit průtok i jeho směr. Souosé provedení s oválným otvorem statoru (obr. 8b) tyto změny neumožňuje. [1]



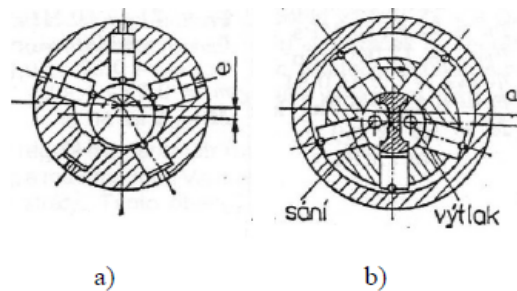
Obr. 8 Lamelové hydrogenerátory [1]

Lamelové hydromotory – konstrukčně řešeny stejně jako lamelové hydrogenerátory. V praxi se však vyskytují velmi zřídka a to především jako pomaloběžné hydromotory. [1]

### 2.1.3.4 Pístové hydrogenerátory a hydromotory

V současné době jsou pístové hydrostatické převodníky velmi rozšířené díky svým schopnostem splnit nejrůznější aplikační požadavky s vynikajícími technickými parametry. Princip činnosti spočívá v přímočarém vratném pohybu pístu, uloženém ve válci. [1]

*Radiální pístové hydrogenerátory* – písty mohou být vedeny buď ve statoru (obr. 9a), kdy je použit samočinný nebo nucený rozvod ventily či šoupátky, nebo mohou být písty vedeny v rotoru (obr. 9b), kdy je k samočinnému rozvodu použit centrální čep. U první konstrukce je dán sací a výtlačný účinek zdvihem pístu. Pohyb pístů je docílen excentrickým kotoučem, který je poháněn hnací hřídelí hydrogenerátoru. Každý válec má samostatný rozvod pro nasávání a výtlaček kapaliny. Zdvih pístů u druhé konstrukce je dán excentrickou polohou statoru vůči rotoru s písty. Prostor sání a výtlačku je oddělen přepážkou, umístěnou v dutině centrálního čepu. Průtok lze plynule měnit od nuly do maxima změnou excentricity. Výhodou těchto převodníků je nízký požadavek na filtraci a možnost pracovat s kapalinami na bázi vody. [1]



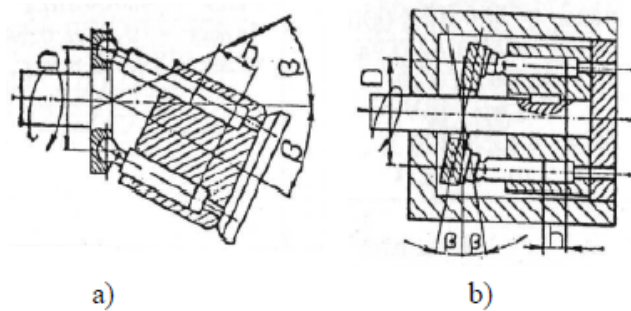
Obr. 9 Radiální pístové hydrogenerátory [3]

*Radiální pístové hydromotory* – většina z nich se používá jako pomaloběžné. Jsou schopny vyvodit vysoký krouticí moment, což umožňuje přímý pohon stroje bez použití mechanické převodovky. [1]

*Axiální pístové hydrogenerátory* – lze je rozdělit do dvou skupin a to axiální pístové hydrogenerátory s nakloněným blokem (obr. 10a), nebo s nakloněnou deskou (obr. 10b). Hydrogenerátory mohou být s měnitelným úhlem sklonu bloku či desky od maxima do nuly, což umožňuje měnit průtok, nebo jsou hydrogenerátory neregulační s konstantním

úhlem sklonu desky či bloku. Úhel sklonu desky bývá nejčastěji  $15^\circ$  až  $20^\circ$ , v případě bloku je úhel sklonu u starších konstrukcí do  $28^\circ$ , u novějších konstrukcí až  $45^\circ$ .

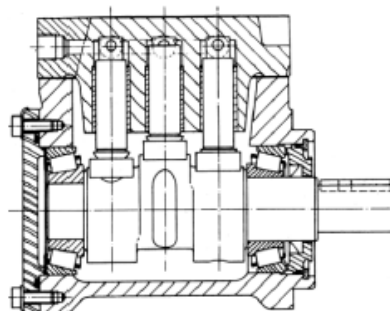
Výhodou těchto zařízení je schopnost pracovat v širokém rozsahu teplot, při dosažení špičkových parametrů tlaku, otáček a dlouhé životnosti. [1]



Obr. 10 Axiální pístové hydrogenerátory [3]

*Axiální pístové hydromotory* – konstrukčně a principem činnosti jsou shodné s axiálními pístovými hydrogenerátory. Hydromotor s nakloněnou deskou má nižší rozběhový moment, nižší celkovou účinnost a vyžaduje lepší filtraci. Výhodou jsou menší rozměry a necitlivost na rázy od hnaného mechanismu. Hydromotor s nakloněným blokem má větší rozměry, horší dynamické vlastnosti. Jeho výhodou jsou vyšší otáčky a širší regulační rozsah. [1]

*Řadové pístové hydrogenerátory* – dosahují nejvyšších tlaků, přitom jejich konstrukční řešení je poměrně jednoduché. Základním prvkem je blok válců osazený sacími a výtlačnými ventily, ve kterém je pohyb pístů vyvolán buď klikovým mechanismem, nebo excentrem hřídele. [1]



Obr. 11 Řadový pístový hydrogenerátor [4]

### 2.1.3.5 Základní výpočty hydrogenerátorů a rotačních hydromotorů

Při zanedbání ztrát platí pro výše uvedené hydrostatické převodníky následující vztahy: [6]

Objemový průtok hydrostatického převodníku  $Q$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$$Q = V \cdot n \quad (1)$$

Kde:

$V$  – geometrický objem [ $\text{m}^3$ ]

$n$  – otáčky, frekvence otáčení [ $\text{s}^{-1}$ ]

Výkon hydrostatického převodníku  $P$  [kW]

$$P = Q \cdot \Delta p \quad (2)$$

Kde:

$\Delta p$  – tlak, tlakový spád [MPa]

Krouticí moment hydrostatického převodníku  $M$  [N.m]

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{Q \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{V \cdot n \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{V \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi} \quad (3)$$

Kde:

$\omega$  – úhlová rychlost [ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

Otáčky, frekvence otáčení hydrostatického převodníku  $n$  [ $\text{s}^{-1}$ ]

$$n = \frac{Q}{V} \quad (4)$$

### Ztráty

Přeměna energie v hydrostatických převodnících je v reálných podmínkách ovlivněna ztrátami, které lze rozdělit na průtokové, mechanické a hydraulické. [6]

Průtokové ztráty – vznikají únikem kapaliny vůlemi mezi pracovními prvky, stlačitelností kapaliny atd. Skutečný průtok se od teoretického průtoku  $Q_{th}$  bude lišit o hodnotu zvanou ztrátový průtok  $Q_z$ , která je součtem všech průtokových ztrát. [6]

Pro hydrogenerátor platí vztah:

$$Q_{HG} = Q_{th} - Q_Z \quad (5)$$

Pro hydromotor platí vztah:

$$Q_{HM} = Q_{th} + Q_Z \quad (6)$$

Průtoková účinnost hydrogenerátoru  $\eta_{QHG}$  [-]

$$\eta_{QHG} = \frac{Q_{HG}}{Q_{th}} = \frac{Q_{th} - Q_Z}{Q_{th}} = 1 - \frac{Q_Z}{Q_{th}} \quad (7)$$

Skutečný průtok hydrogenerátoru

$$Q_{HG} = Q_{th} \cdot \eta_{QHG} \quad (8)$$

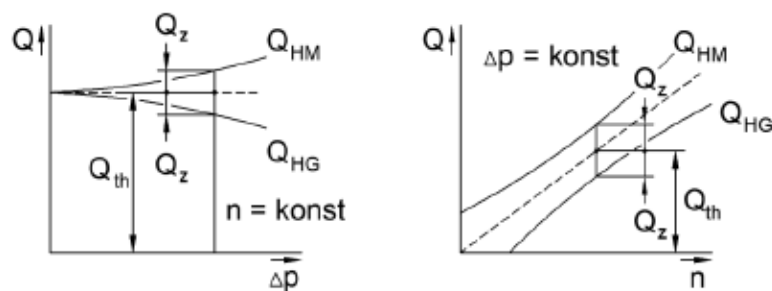
Průtoková účinnost hydromotoru

$$\eta_{QHM} = \frac{Q_{th}}{Q_{HM}} = \frac{Q_{th}}{Q_{th} + Q_Z} = \frac{1}{1 + \frac{Q_Z}{Q_{th}}} \quad (9)$$

Otáčky, frekvence otáčení hydromotoru

$$n_{HM} = \frac{Q_{HM}}{V} \cdot \eta_{QHM} \quad (10)$$

Skutečné průtokové charakteristiky hydrogenerátoru  $Q_{HG}$  a hydromotoru  $Q_{HM}$ , ovlivněné průtokovými ztrátami  $Q_Z$ , jsou zobrazeny na obr. 12. [6]



Obr. 12 Průtokové charakteristiky hydrostatických převodníků [6]

b) Mechanické ztráty – vznikají v důsledku tření, projevujícím se na hřídeli hydrostatického převodníku jako ztrátový moment. Skládá se z následujících složek: [6]

- Třecí složka konstantní, nezávislá na rychlosti a tlaku.
- Třecí složka závislá na normálových silách, úměrná tlaku.
- Třecí složka způsobená tečným smykovým napětím vrstev viskózní kapaliny, úměrná rychlosti.

c) Hydraulické ztráty – jsou způsobeny pohybem viskózní kapaliny vnitřními kanály hydrostatických převodníků. V porovnání s průtokovými a mechanickými ztrátami jsou však hydraulické ztráty zanedbatelné. [6]

**Skutečný moment** na hřídeli hydrostatického převodníku se od teoretického momentu  $M_{th}$  bude lišit o hodnotu zvanou ztrátový moment  $M_z$ , která je součtem všech mechanicko-hydraulických ztrát. [6]

V případě hydrogenerátoru platí vztah:

$$M_{HG} = M_{th} + M_z \quad (11)$$

V případě hydromotoru platí vztah:

$$M_{HM} = M_{th} - M_z \quad (12)$$

Tlaková účinnost hydrogenerátoru

$$\eta_{pHG} = \frac{M_{th}}{M_{HG}} = \frac{M_{th}}{M_{th} + M_z} = \frac{1}{1 + \frac{M_z}{M_{th}}} \quad (13)$$

Tlakový spád na hydrogenerátoru

$$\Delta p = \frac{2 \cdot \pi}{V} \cdot M_{HG} \cdot \eta_{pHG} \quad (14)$$



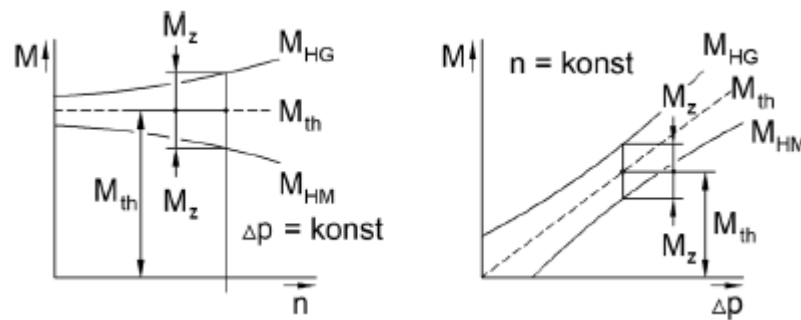
Tlaková účinnost hydromotoru

$$\eta_{pHM} = \frac{M_{HM}}{M_{th}} = \frac{M_{th} - M_z}{M_{th}} = 1 - \frac{M_z}{M_{th}} \quad (15)$$

Skutečný moment na hydromotoru

$$M_{HM} = \frac{\Delta p \cdot V}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_{pHM} \quad (16)$$

Skutečné momentové charakteristiky hydrogenerátoru  $M_{HG}$  a hydromotoru  $M_{HM}$ , ovlivněné mechanicko-hydraulickými ztrátami  $M_z$ , jsou znázorněny na obr. 13 [6]



Obr. 13 Momentové charakteristiky hydrostatických převodníků [6]

Pro vyjádření celkové účinnosti hydrostatických převodníků platí následující vztahy: [6]

- Celková účinnost hydrogenerátoru

$$\eta_{CHG} = \frac{Q_{HG} \cdot \Delta p}{M_{HG} \cdot \omega} \quad (17)$$

- Celková účinnost hydromotoru

$$\eta_{CHM} = \frac{M_{HM} \cdot \omega}{Q_{HM} \cdot \Delta p} \quad (18)$$

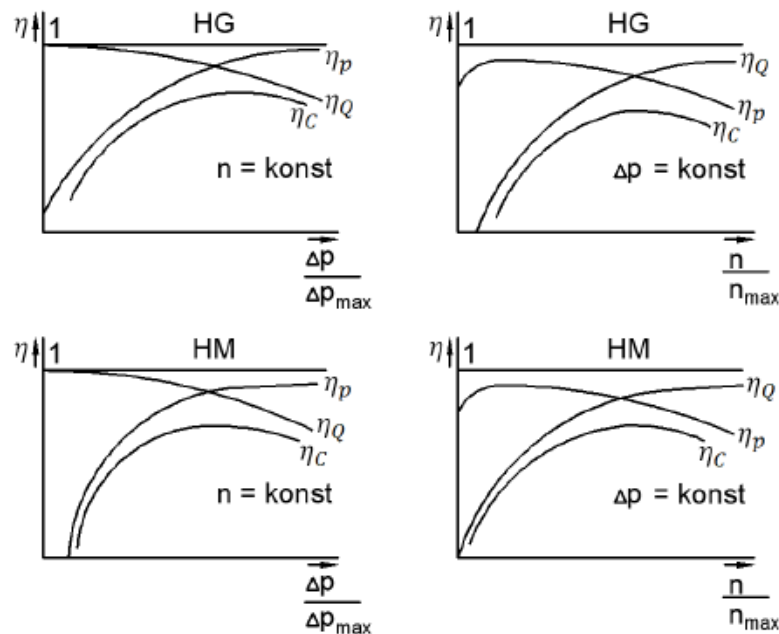
- Celková účinnost hydrostatických převodníků

$$\eta_c = \eta_Q \cdot \eta_p \quad (19)$$

Kde:

$\eta_Q$  – průtoková účinnost hydrostatických převodníků

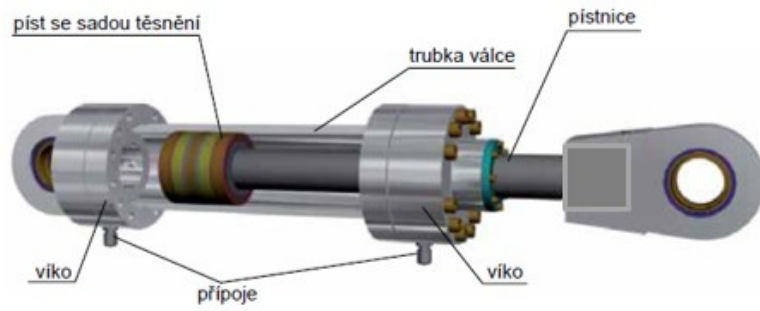
$\eta_p$  – tlaková účinnost hydrostatických převodníků (se zahrnutím mech. a hydr. ztrát)



Obr. 14 Závislost účinnosti na frekvenci otáčení a na tlakovém spádu pro hydrogenerátor HG a hydromotor HM [6]

#### 2.1.4 Charakteristika přímočarých hydromotorů

Přímocharé hydromotory jsou často označovány jako hydraulické válce. Jedná se o hydraulické prvky určené k docílení přímočarého pohybu při požadované síle a rychlosti. Patří k nejčastěji používaným hydromotorům a to díky jednoduché konstrukci, velmi dobré průtokové účinnosti a vysoké spolehlivosti. Obvykle jsou tyto hydromotory řešeny v provedení s pohyblivým pístem a pístnicí v nepohyblivém válci. Složení nejčastěji používaného dvojčinného přímočarého hydromotoru s jednostrannou pístnicí je znázorněno na obr. 15. [4]



Obr. 15 Přímočarý hydromotor [2]

V tabulce 1 je uveden souhrnný přehled konstrukčních typů přímočarých hydromotorů.

Přímočaré hydromotory		Jednočinné	Dvočinné
Jednostupňové	S jednostrannou pístnicí		
	Plunžrový		
	S oboustrannou pístnicí		
Vícetupňové	Teleskopický		
	Tandemový		
	Vícenásobný		

Tab. 1 Typy přímočarých hydromotorů [6]

V *jednočinných hydromotorech* je pracovní zdvih pístnice způsoben tlakovou kapalinou, přivedenou pod píst. Vratný pohyb je docílen vnějším zatížením nebo působením pružiny. U dvojčinných motorů slouží tlaková kapalina k ovládní pohybů v obou směrech. [4,5]

*Plunžrový jednočinný hydromotor* má vnější průměr pístnice odpovídající vnitřnímu průměru válce, což přináší zejména tu výhodu, že těsněním je nutno opatřit jen oblast výstupu pístnice z válce. [5]

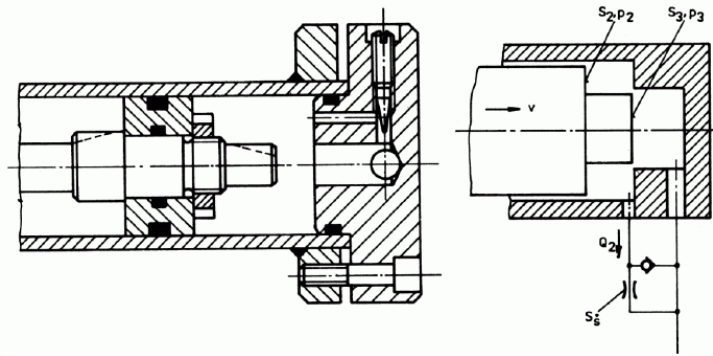
*Dvojčinné hydromotory s jednostrannou pístnicí* jsou často označovány jako hydromotory s diferenciálním pístem, protože plocha pod pístem je větší, než plocha nad pístem. To je dáno průřezem pístnice, díky němuž bývá poměr činných ploch na obou stranách pístu obvykle 1:2 až 1:3. Při stejném průtoku je tak pístnice rychleji zasouvána a pomaleji vysouvána. [4,5]

*Hydromotor s oboustrannou pístnicí* má obě strany činné plochy stejně velké, což umožňuje dosáhnout jak stejných sil při stejném tlakovém spádu, tak stejných rychlostí při stejném průtoku. [4]

*Teleskopické motory* jsou typickým představitelem víceetapňových motorů, které slouží jednak ke zvětšení zdvihu, jednak ke zvýšení výsledné síly. Při postupném vysouvání jednotlivých dílčích válců teleskopického motoru dochází ke skokovým změnám tlaku a rychlosti. Pro případy, kdy je nutno dosáhnout stejnoměrného pohybu po celé délce zdvihu, je možno použít jednočinný teleskopický motor, u kterého se vysouvají všechny dílčí válce současně a stejnou rychlostí. [5]

### Tlumení

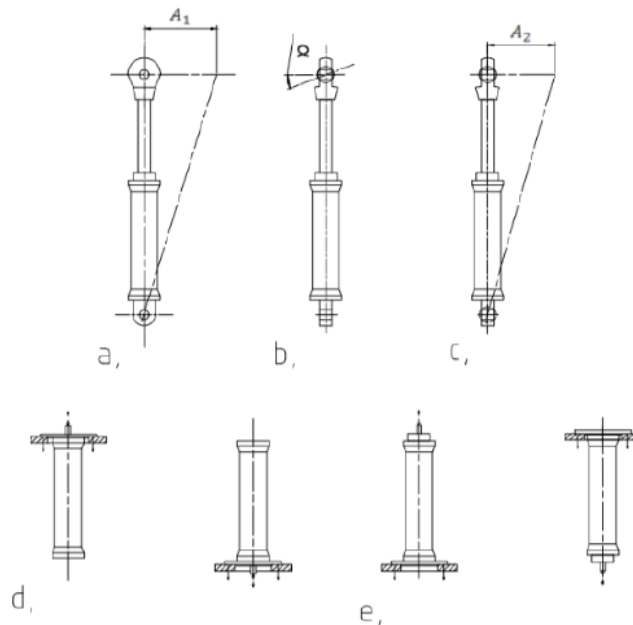
Přímočaré hydromotory vyžadují tlumení pohybu v koncových polohách zdvihu a to při rychlosti pohybu pístnice  $v > 0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . V takových případech je nutné pohyb pístu zpomalit ještě před dosednutím na víko a předejít tak poškození hydromotoru. Tlumení je docíleno postupným zvyšováním odporu proti pohybu škrcením průtoku na výstupu kapaliny z motoru. Na obr. 16 je znázorněn příklad konstrukčního řešení tlumení pohybu v koncové poloze, kdy je nástavec nebo osazení pístu zasouván do místa vybrání ve víku motoru. [4,6]



Obr. 16 Tlumení pístu při najíždění do krajní polohy [4]

### Upevnění

Přímočaré hydromotory jsou určeny pro přenos axiálních sil a způsob upevnění musí fixovat hydromotor proti působení radiálních sil. Na obrázku 17 jsou zobrazeny nejčastěji používané způsoby uchycení. [4]

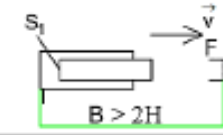
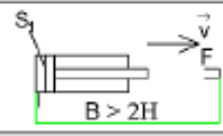
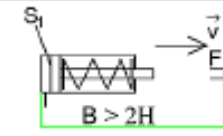
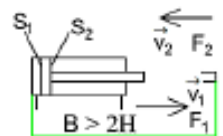
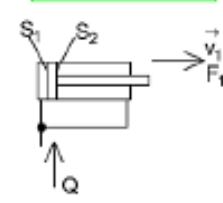
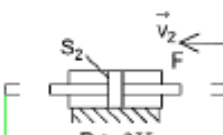
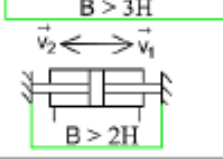
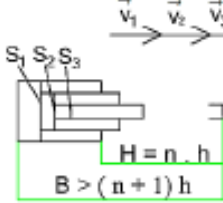


Obr. 17 Uchycení přímočarých hydromotorů [7]

Uchycení na válcové čepy a oka s kluznými ložisky (obr. 17a) umožňuje vychýlení v rovině kolmé na osy. Použití sférického ložiska na jednom oku (obr. 17b) dovoluje určitou nesouosost čepů, přičemž úhel naklonění  $\alpha$  bývá kolem  $10^\circ$ . Vybavením obou ok sférickými ložisky (obr. 17b) je možno eliminovat nejen nesouosost čepů, ale i vychýlení válce v rovině jejich os. Hydromotory bez ok bývají uchyceny za přírubu na víku (obr. 17d) nebo na dně hydromotoru (obr. 17e). [7]

## 2.1.4.1 Základní výpočetní vztahy přímočarých hydromotorů

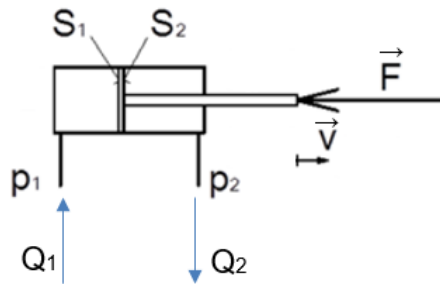
Přehled výpočtu síly a rychlosti pohybu pístnice a to bez ohledu na průtokové a tlakové účinnosti je pro jednotlivé typy přímočarých hydromotorů uveden v tabulce 3.

KONSTRUKCE MOTORU	RYCHLOST	SÍLA
	$v = \frac{Q}{S_1}$	$F = p_1 \cdot S_1$
	$v = \frac{Q}{S_1}$	$F = p_1 \cdot S_1$
	$v = \frac{Q}{S_1}$	$F = p_1 \cdot S_1 - c \cdot H$
 	$v_1 = \frac{Q}{S_1}$ $v_2 = \frac{Q}{S_2}$ $v_1 = \frac{Q}{S_1 - S_2}$	$F_1 = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2$ $F_2 = p_2 \cdot S_2 - p_1 \cdot S_1$ $F_1 = p_1 (S_1 - S_2)$
 	$v = \frac{Q}{S_2}$	$F = (p_1 - p_2) S_2$
	$v_1 = \frac{Q}{S_1}$ $v_2 = \frac{Q}{S_2}$ $v_3 = \frac{Q}{S_3}$	$F_1 = p_1 \cdot S_1$ $F_2 = p_1 \cdot S_2$ $F_3 = p_1 \cdot S_3$

H - maximální zdvih, Q - průtok, B - zástavbová délka, S - pracovní plocha, c - tuhost pružiny, p - pracovní tlak, h - dílčí zdvih, n - plocha dílčích zdvihů  
Uvedené vztahy platí bez uvažování průtokové a tlakové účinnosti.

Tab. 2 Výpočty síly a rychlosti přímočarých hydromotorů [7]

Pro výpočet účinností přímočarých hydromotorů jsou používány následující výpočetní vztahy: [7]



Obr. 18 Dvojčinný hydromotor s jednostrannou pístnicí [7]

Průtoková účinnost dvojčinného hydromotoru s jednostrannou pístnicí

$$\eta_Q = \frac{v}{v_t} = \frac{v}{\frac{Q_1}{S_1}} \quad (20)$$

Kde:

$v$  – rychlost skutečná [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]

$v_t$  – rychlost teoretická [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]

$Q_1$  – průtok na vstupu [ $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ ]

$S_1$  – plocha pracovní strany pístu [ $\text{m}^2$ ]

Mechanicko - tlaková účinnost dvojčinného hydromotoru s jednostrannou pístnicí

$$\eta_{mp} = \frac{F}{F_t} = \frac{F}{p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2} \quad (21)$$

Kde:

$F$  – síla přenášená [N]

$F_t$  – síla teoretická [N]

$p_1$  – tlak na vstupu [Pa]

$p_2$  – tlak na výstupu [Pa]

$S_2$  – plocha strany pístu s pístnicí [ $\text{m}^2$ ]

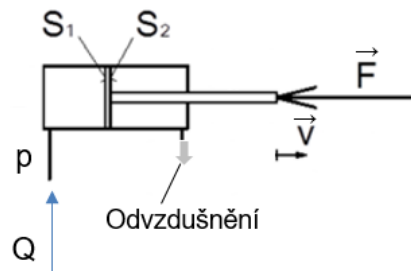
Celková účinnost dvojitinného hydromotoru s jednostrannou pístnicí

$$\eta_c = \frac{P_m}{P_h} = \frac{F \cdot v}{p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2} \quad (22)$$

Kde:

$P_m$  – výkon mechanický [W]

$P_h$  – výkon hydraulický [W]



Obr. 19 Jednočinný hydromotor [7]

Průtoková účinnost jednočinného hydromotoru

$$\eta_Q = \frac{v}{v_t} = \frac{v}{\frac{Q}{S_1 - S_2}} \quad (23)$$

Mechanicko - tlaková účinnost jednočinného hydromotoru

$$\eta_{mp} = \frac{F}{F_t} = \frac{F}{p \cdot (S_1 - S_2)} \quad (24)$$

Celková účinnost jednočinného hydromotoru

$$\eta_c = \frac{P_m}{P_h} = \frac{F \cdot v}{Q \cdot p} \quad (25)$$



## 2.2 Prvky pro řízení tlaku

Slouží k udržení konstantního tlaku v hydraulických obvodech. Umožňují redukovat tlak a jistit jeho maximální hodnotu, připojovat a odpojovat sériově zapojené prvky.[4]

### 2.2.1 Tlakové ventily

Podle konstrukce se tlakové ventily rozdělují na jednostupňové, určené pro obvody s nižšími tlaky (do 5 MPa) a dvoustupňové, které jsou určeny pro vyšší tlaky. Z hlediska funkce v obvodu se tlakové ventily rozdělují na pojistné, jejichž úkolem je chránit hydraulický obvod proti tlakovému přetížení, a ventily přepouštěcí, které udržují přibližně konstantní tlak v obvodu nezávisle na velikosti průtoku. [4]

### 2.2.2 Redukční ventily

Jejich úkolem je snížit tlak z hlavního vysokotlakého obvodu na tlak potřebný v dílčích nízkotlakých pomocných obvodech jako je např. upínání nástrojů u obráběcích strojů. [4]

## 2.3 Prvky pro řízení velikosti průtoku

Pracují na principu škrcení průtoku, čímž vytvářejí odpor proti pohybu, který je doprovázen přeměnou části tlakové energie kapaliny na energii tepelnou. Řízení průtoku nejčastěji probíhá jeho větvením na dvě části, z nichž jedna část prochází prvkem pro řízení a druhá část prochází přes přepouštěcí ventil do zpětného vedení. Podle odporu proti pohybu jsou prvky pro řízení průtoku rozděleny na prvky s konstantním odporem (clony, trysky) a na prvky s měnitelným odporem proti pohybu (škrťací ventily), kterými lze měnit průtočný průřez. [4]

### 2.3.1 Clony a trysky

Slouží zejména k řízení velikosti tlakového spádu na základních konstrukčních místech hydraulických prvků a k udržování konstantního průtoku v paralelních větvích hydraulického obvodu. [4]

### 2.3.2 Škrťací ventily

Podle konstrukčního prvku, pomocí kterého dochází ke změnám průtočného průřezu, jsou škrťací ventily rozděleny na jehlové, šoupátkové a šterbinové. Z hlediska vlivu viskozity

mohou být škrťící ventily viskozitně závislé (jehlové, štěrbinové) nebo viskozitně nezávislé (šoupátkové, se šroubovici). [4]

### **2.3.3 Škrťící ventily se stabilizací tlakového spádu**

K dosažení konstantního průtoku a rychlosti i při zátěži jsou redukční ventily zapojovány se škrťícími ventily buď v sérii, čímž vzniká dvoucestný škrťící ventil se stabilizací, nebo paralelním zapojením, což je nazýváno jako třícestný škrťící ventil se stabilizací. [4]

## **2.4 Prvky pro řízení směru průtoku**

Tyto prvky se také nazývají prvky pro hrazení průtoku. Umožňují hradit nebo řídit směr proudu kapaliny v hydrostatickém obvodu. [4]

### **2.4.1 Uzavírací ventily a kohouty**

Jsou určeny k uzavírání a otevírání průtoku. Uzavírací kohout má pouze dvě polohy, v jedné poloze hradí průtok a ve druhé kapalinu propouští. Uzavírací ventily svou konstrukcí umožňují postupné uzavírání otáčením rukojeti. Je možné je tedy použít nejen k uzavírání příslušných větví hydrostatickém obvodu, ale mohou sloužit i k řízení průtoku. [4]

### **2.4.2 Jednosměrné ventily a hydraulické zámky**

Umožňují průtok kapaliny pouze jedním směrem. Hlavním konstrukčním prvkem, který zajišťuje minimální tlakovou ztrátu ve směru průtoku a dokonalou těsnost v opačném směru, jsou zpravidla kulička, kuželka, šoupátko nebo destička. Hydraulické zámky vznikají spojením dvou řízených jednosměrných ventilů a jejich účelem je fixace zatíženého přímočarého hydromotoru v potřebné poloze. [4]

### **2.4.3 Rozvaděče**

Jsou nejrozšířenějším prvkem pro hrazení průtoku v hydraulických obvodech. Umožňují jednoduché řízení směru nebo úplné zastavení pohybu hydraulických motorů. Nejčastěji používaným konstrukčním typem jsou rozvaděče s posuvným šoupátkem. Pro hrazení velkých průtoků jsou určeny ventilové rozvaděče a pro menší průtoky s vysokými tlaky slouží sedlové rozvaděče s kuličkou jako základním konstrukčním prvkem. [4]

## 2.5 Pomocné prvky

Jedná se buď o hydraulické prvky pro shromažďování kapalin, souhrnně nazývané jako zásobníky, nebo o prvky pro úpravu kapalin, udržující hydraulickou kapalinu v předepsané teplotě a čistotě. [4]

### 2.5.1 Nádrže

V těchto nádobách pro shromažďování hydraulické kapaliny působí na hladinu kapaliny pouze atmosférický tlak. Nádrže musí nejen pojmout veškerý objem kapaliny potřebný k provozu zařízení, ale musí také umožnit doplňování a vypouštění kapaliny spolu s kontrolou její hladiny. V nádrži se kapalina uklidní, aby se zbavila pohlčeného vzduchu a usazenin, zároveň se zde stabilizuje její teplota. [4]

### 2.5.2 Hydraulické akumulátory

Doplňují průtokové ztráty, kryjí krátkodobé zvýšení odběru tlakové kapaliny, vyrovnávají pulzující průtok hydrogenerátoru, tlumí tlakové špičky při otevírání tlakových ventilů a slouží jako nouzový zdroj tlakové energie. [4]

### 2.5.3 Filtry

Na čistotě hydraulické kapaliny závisí provozní spolehlivost hydraulického obvodu. Obvykle jsou za tímto účelem používány filtry sací, tlakové, odpadní, popř. jejich kombinace. [4]

### 2.5.4 Ohříváče a chladiče

K ohřevu oleje na provozní teplotu jsou nejvhodnější speciální elektrické ponorné ohříváče. Při samotném provozu je třeba provádět ochlazování oleje prostřednictvím chladičů, které ke své funkci využívají proudící chladící tekutinu ve formě vody nebo vzduchu. [4]

### 3 SYSTÉMY PRO ZVEDÁNÍ A SPOUŠTĚNÍ ZÁTĚŽE

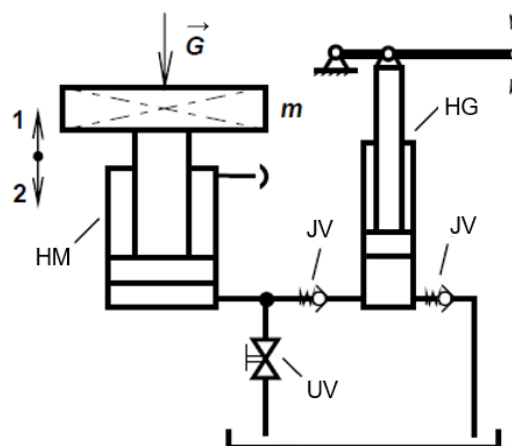
Zvedáním břemene se zvyšuje jeho polohová energie a v hydraulickém obvodu dochází k přeměně tlakové energie kapaliny na mechanickou práci zdvihadla. Brzděním hydromotoru při spouštění břemene dochází v oblasti škrťacího prvku ke změně kinetické energie břemene na tepelnou energii kapaliny. [4]

#### 3.1 Obvody s přímočarým jednočinným hydromotorem

Při zvedání zátěže působí tlak kapaliny pouze na jednu stranu pístu a ten se do výchozí polohy vrací vnější silou. U jednočinného přímočarého hydromotoru není při spouštění zátěže do hydromotoru dodávána tlaková energie. Řízení rychlosti zasouvání pístnice hydromotoru, zatížené tíhovou silou spouštěného břemene, je prováděno změnou průtoku vytékající kapaliny. [4,5]

##### 3.1.1 Hydraulický zvedák s ručním hydrogenerátorem

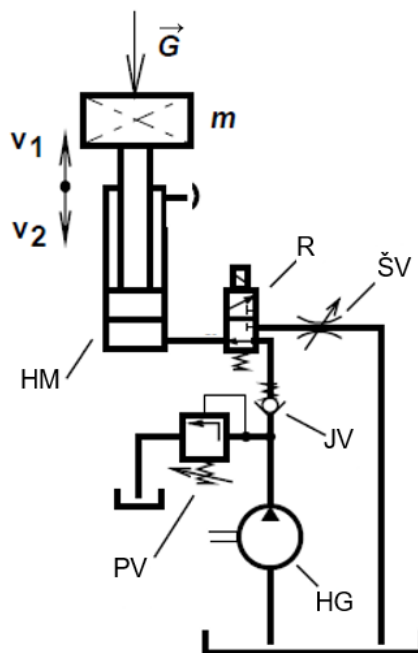
Zdvižením ruční páky je olej nasáván z nádrže přes jednosměrný ventil (JV) a následným stlačením páky dochází k vytlačování oleje přes další jednosměrný ventil do prostoru válce. Takto je píst zvedán proti zatížení. Spouštění břemene nastane působením zátěže po ručním otevření uzavíracího ventilu (UV), který zároveň slouží jako škrťací ventil pro řízení rychlosti spouštění. Tento jednoduchý obvod je využíván u ručních hydraulických zvedáků, jejichž výhodou je rychlé a snadné použití. Pro častější využití nebo pro těžší břemena jsou ruční zvedáky nevhodné z důvodu fyzické namáhavosti spojené s jejich obsluhou. [4,5]



Obr. 20 Hydraulický zvedák s ručním hydrogenerátorem [4]

### 3.1.2 Obvod se škrťicím ventilem ve zpětném potrubí

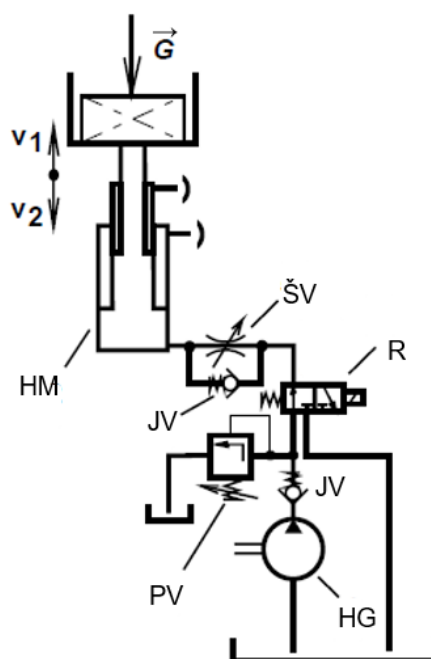
Zdrojem energie je hydrogenerátor (HG), při zvedání prochází kapalina jednosměrným ventilem, přičemž rychlost pracovního zdvihu je dána přiváděným proudem kapaliny. Spouštění břemene spolu se zpětným pohybem pístu je prováděno škrťicím ventilem (ŠV) umístěným ve zpětném potrubí. [2,4]



Obr. 21 Obvod se škrťicím ventilem ve zpětném potrubí [4]

### 3.1.3 Hydraulický obvod zvedací plošiny

Vysokozdvižné plošiny jsou obvykle vysouvány pomocí teleskopických hydromotorů, sloužících především k dosažení vyšších zdvihů. Volný průtok pro zvedání břemene je veden přes jednosměrný ventil. Pro řízení rychlosti pohybu hydromotorů při spouštění břemene slouží škrťicí ventil. Škrćením průtoku při spouštění vzniká protitlak pod pístem hydromotoru, potřebný k plynulému a bezpečnému chodu. Pojistný ventil, odvádějící přebytečný tlak do nádrže, musí být nastaven na nejvyšší tlak spotřebiče. [2,4]



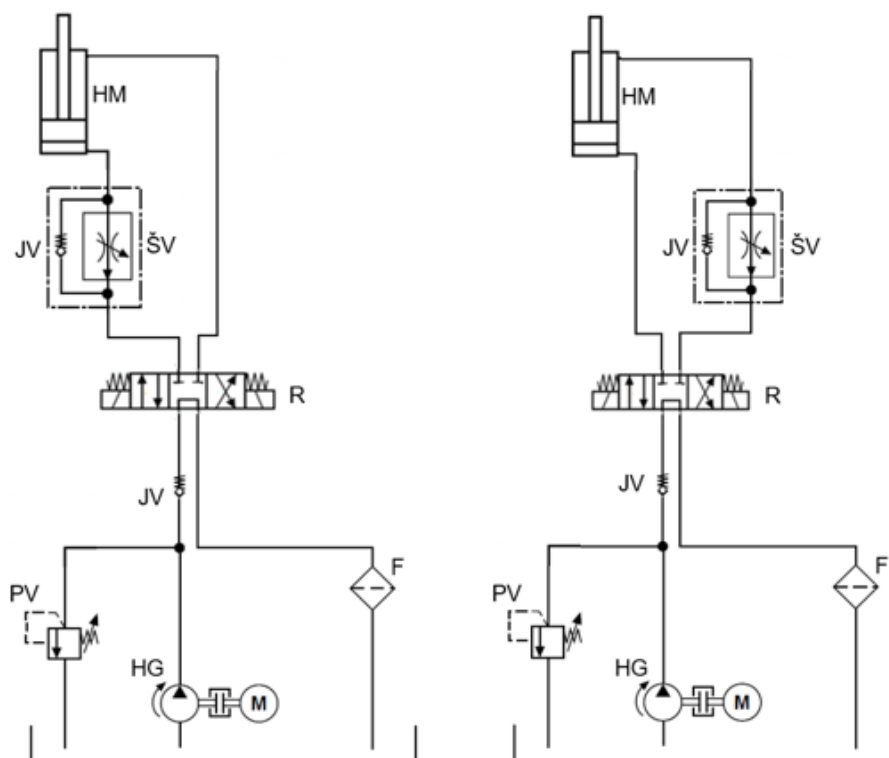
Obr. 22 Hydraulický obvod zvedací plošiny [4]

### 3.2 Obvody s přímočarým dvojčinným hydromotorem

U dvojčinných hydromotorů slouží tlaková kapalina k ovládání pohybů v obou směrech. Na obě strany pístu tedy působí tekutina a výsledný pohyb je přenášen pístnicí, která je navíc zatížena tíhovou silou spouštěného břemene. [4,5]

#### 3.2.1 Obvody s regulací na výstupu

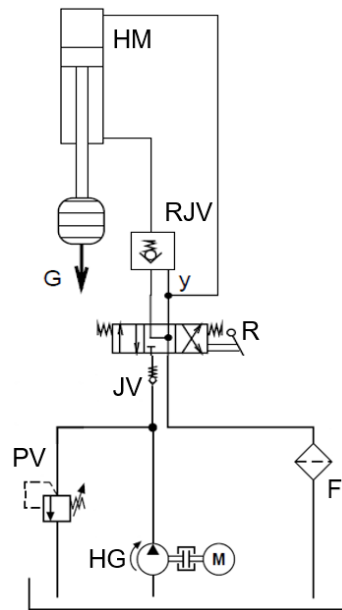
Skutečnost, že dvojčinný hydromotor disponuje dvěma přípoji, nabízí více možností regulace. Při průchodu kapaliny škrťicím ventilem vzniká teplo, které by nemělo být přiváděno do hydromotoru. Na obrázku 23 jsou zakresleny způsoby regulace při spouštění (vlevo) a při zvedání (vpravo), umožňující volný průtok směrem k hydromotoru a zároveň zabezpečující transport tepla v opačném směru od škrťicího ventilu nejkratší cestou do nádrže. Třípolohové rozvaděče umožňují fixovat hydromotor v potřebné poloze. Díky použitým rozvaděčům s obtokem může zároveň kapalina volně protékat z hydrogenerátoru do nádrže. Dochází tak k odlehčení hydrogenerátoru a nižší úrovni ohřevu kapaliny. [2,4]



Obr. 23 Obvody s regulací na výstupu

### 3.2.2 Obvod pro udržování zátěže

Nedostatkem všech dosud uvedených obvodů byla skutečnost, že rozvaděče neuzavírají bez průsaků kapaliny, čímž dochází k samovolnému spouštění břemene. Dvojčinné válce díky dvěma přípojkám umožňují použití takových hydraulických prvků, které dávají možnost s válcem vyjíždět nebo zajíždět a přitom bezpečně udržovat zátěž ve zvolené poloze. Na obrázku 24 je znázorněn obvod s použitím řízeného jednosměrného ventilu (RJV). Případné spojení dvou řízených jednosměrných ventilů se v praxi nazývá hydraulický zámek. Zatím co standardní jednosměrné ventily umožňují průtok pouze v jednom směru, průtok řízeným jednosměrným ventilem je možno otevřít i v protisměru při spouštění za pomoci tlaku přivedeného z druhé větve. Pro bezpečné uzavření zpětného ventilu musí být řídicí vedení k nádrži odlehčeno. Pro tyto účely jsou využívány třípolohové rozvaděče s plovoucí střední polohou. [2,4]



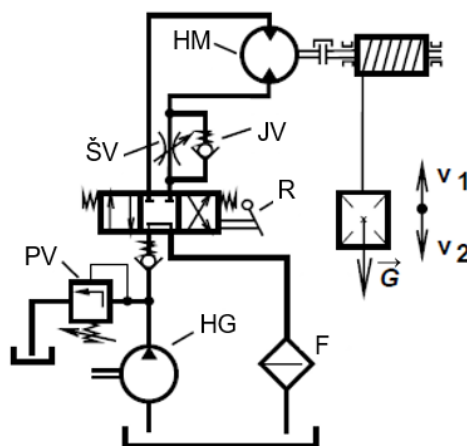
Obr. 24 Obvod pro udržování zátěže

### 3.3 Obvody s rotačním hydromotorem

Zvedání a spouštění břemene je dosaženo rotačním pohybem v obou směrech. K tomuto účelu jsou používány rotační hydromotory s obousměrným průtokem. [4]

#### 3.3.1 Hydraulický obvod s navijákem

Břemeno je v tomto případě zvedáno a spouštěno pomocí lana navinutého na lanovém bubnu. Jedná se však o složitý systém, který pro splnění základních bezpečnostních požadavků musí být navíc vybaven mechanickou brzdou zabráňující nežádoucímu protočení bubnu a následnému pádu břemene.



Obr. 25 Hydraulický obvod s navijákem lana [4]



## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

## 4 ZADÁNÍ PRÁCE A NÁVRH SPOLEČNÝCH PRVKŮ

Cílem této práce je navrhnout varianty hydraulických systémů pro zvedání a spouštění konkrétní hmotné zátěže. Součástí práce je porovnání navržených variant z provozního hlediska a posouzení výhod a nevýhod navržených hydraulických systémů.

Zadané parametry:

Hmotnost zátěže	$m = 6000 \text{ kg}$
Rychlost zvedání	$v_I = 0,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Maximální tlak na pojistném ventilu	$p_{PV} = 16 \text{ MPa}$
Zdvih	$Z = 1,2 \text{ m}$
Mechanicko-tlaková účinnost hydromotoru	$\eta_{mp} = 0,95$

V této kapitole budou provedeny výpočty a návrhy těch částí hydraulického obvodu, které se stanou společnými prvky pro všechny navržené systémy.

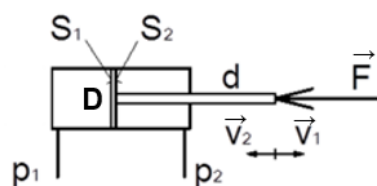
### 4.1 Návrh hydromotoru

Volím dvojčinný přímočarý hydromotor, jehož návrh bude obsahovat:

- průměr pístu
- průměr pístnice
- tloušťku stěny tělesa hydromotoru
- tloušťku stěny dna hydromotoru
- volba hydromotoru
- kontrolu pístnice na vzpěr

Průtokové ztráty hydromotoru jsou zanedbatelné, proto ve výpočtech nebudou uvažovány.

#### 4.1.1 Výpočet průměru pístu



Obr. 26 Schéma dvojčinného hydromotoru

Zatěžující síla

$$F = m \cdot g = 6000 \cdot 9,81 = 58860 \text{ N} \quad (26)$$

Silová rovnováha na hydromotoru

$$p_1 \cdot S_1 = p_2 \cdot S_2 + \frac{F}{\eta_{mp}} \quad (27)$$

Na vstupu do hydromotoru volím tlak  $p_1 = 12 \text{ MPa}$ , který je o 4 MPa nižší než tlak maximální (pro předpokládané tlakové ztráty v obvodu). Na pojistném ventilu bude nastaven maximální tlak, takže platí  $p_{pv} = p_{max} = 16 \text{ MPa}$ .

Na výstupu z hydromotoru volím tlak  $p_2 = 0 \text{ MPa}$

Rovnice rovnováhy sil na hydromotoru

$$p_1 \cdot S_1 = \frac{F}{\eta_{mp}} \quad (28)$$

Výpočet pracovní plochy pístu

$$S_1 = \frac{F}{\eta_{mp} \cdot p_1} = \frac{58860}{0,95 \cdot 12 \cdot 10^6} = 5,163 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (29)$$

Průměr pístu

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,163 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,0811 \text{ m} \quad (30)$$

Volím průměr pístu  $D = 80 \text{ mm}$

Skutečná plocha pístu

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} = 5,027 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (31)$$

Skutečný tlak na vstupu

$$p_1 = \frac{F}{\eta_{mp} \cdot S_1} = \frac{58860}{0,95 \cdot 5,027 \cdot 10^{-3}} = 12,325 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (32)$$

#### 4.1.2 Výpočet průměru pístnice

Volím rychlost zasouvání pístnice  $v_2 = 0,25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Při dodržení požadovaných rychlostí musí platit rovnice kontinuity

$$v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2 \quad (33)$$

Plocha pracovní pístu na straně pístnice

$$S_2 = \frac{v_1 \cdot S_1}{v_2} = \frac{0,15 \cdot 5,027 \cdot 10^{-3}}{0,25} = 3,016 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (34)$$

Průměr pístnice

$$d = \sqrt{D^2 - \frac{4 \cdot S_2}{\pi}} = \sqrt{0,08^2 - \frac{4 \cdot 3,016 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,0506 \text{ m} \quad (35)$$

Volím průměr pístnice  $d = 50 \text{ mm}$

Skutečná plocha pístu na straně pístnice

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,08^2 - 0,05^2)}{4} = 3,063 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (36)$$

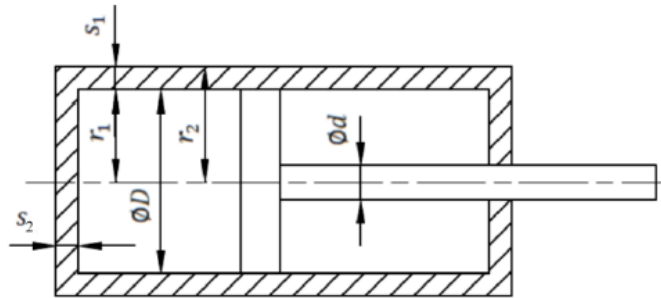
#### 4.1.3 Tloušťka stěny tělesa hydromotoru

Volím materiál DIN 1.0050 (Dle ČSN 11 500).

Jedná se o konstrukční ocel obvyklé jakosti s vyšším obsahem uhlíku, vhodnou pro strojní součásti namáhané jak staticky, tak dynamicky. Typické využití pro kryty, víka, příruby, objímky, kroužky, třmeny, hrdla apod. [8]

Pevnost v tahu  $R_m = \sigma_{PT} = 500 \div 620$  MPa

Dovolené napětí v tahu  $\sigma_D = 90$  MPa



Obr. 27 Stěny a dno přímočarého hydromotoru [7]

Pro tenkostěnnou nádobu platí podmínka  $\frac{r_1}{r_2} \leq 1,18$

Vnitřní poloměr válce

$$r_1 = \frac{D}{2} = \frac{0,08}{2} = 0,04 \text{ m} = 40 \text{ mm} \quad (37)$$

Tloušťka stěny tělesa hydromotoru

$$s_1 = \frac{p_{\max} \cdot D}{2 \cdot \sigma_D} = \frac{16 \cdot 10^6 \cdot 0,08}{2 \cdot 90 \cdot 10^6} = 7,111 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 7,11 \text{ mm} \quad (38)$$

Je nutné zohlednit následující přídavky:

- Příklad pro nanesení antikoroziho materiálu = 1 mm
- Příklad na opravování = 0,9 mm

Tloušťka stěny po započtení přídavek

$$s_1 = 7,11 + 1 + 0,9 = 9 \text{ mm} \quad (39)$$

Kontrola, zda se jedná o tenkostěnnou nádobu

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{r_1 + s_1}{r_1} = \frac{40 + 9}{40} = 1,225 \geq 1,18 \Rightarrow \text{není splněna podmínka } \frac{r_1}{r_2} \leq 1,18 \quad (40)$$

Pro tlustostěnnou nádobu platí podmínka  $\frac{r_1}{r_2} \geq 1,18$

Kontrola, zda se jedná o tlustostěnnou nádobu

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{r_1 + s_1}{r_1} = \frac{40 + 9}{40} = 1,225 \geq 1,18 \Rightarrow \text{podmínka je splněna} \quad (41)$$

Tloušťka stěny tělesa hydromotoru pro tlustostěnnou trubku

$$s_1 = \frac{D}{2} \cdot \left( \sqrt{\frac{\sigma_D + p_{\max} \cdot (1 - 2\mu)}{\sigma_D - p_{\max} \cdot (1 + \mu)}} - 1 \right) \quad (42)$$

Kde:

$\mu$  – Poissonova konstanta, pro ocel (dvouosá napjatost) platí  $\mu = 0,3$

$$s_1 = \frac{0,08}{2} \cdot \left( \sqrt{\frac{90 \cdot 10^6 + 16 \cdot 10^6 (1 - 2 \cdot 0,3)}{90 \cdot 10^6 - 16 \cdot 10^6 (1 + 0,3)}} - 1 \right) = 7,211 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 7,21 \text{ mm} \quad (43)$$

Je nutné zohlednit následující přídatky:

- Příklad pro nanášení antikoroziho materiálu = 1 mm
- Příklad na oprácvání 0,8 mm

Tloušťka stěny po započtení přídatků

$$s_1 = 7,21 + 1 + 0,8 \cong 9 \text{ mm} \quad (44)$$

Kontrola, zda se jedná o tlustostěnnou nádobu

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{r_1 + s_1}{r_1} = \frac{40 + 9}{40} = 1,225 \geq 1,18 \Rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

#### 4.1.4 Tloušťka dna

Volím materiál DIN 1.0050 (Dle ČSN 11 500) - stejně jako u stěny tělesa hydromotoru.

Pevnost v tahu  $R_m = \sigma_{PT} = 500 \div 620$  MPa

Dovolené napětí materiálu trubky v tahu  $\sigma_D = 90$  MPa

Výpočet tloušťky stěny dna

$$s_2 = 0,405 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{p_{\max}}{\sigma_D}} = 0,08 \cdot \sqrt{\frac{16 \cdot 10^6}{90 \cdot 10^6}} = 13,661 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 13,66 \text{ mm} \quad (45)$$

Je nutné zohlednit následující přídávky:

- Přídavek pro nanesení antikorozičního materiálu = 0,8 mm
- Přídavek na opracování 0,5 mm

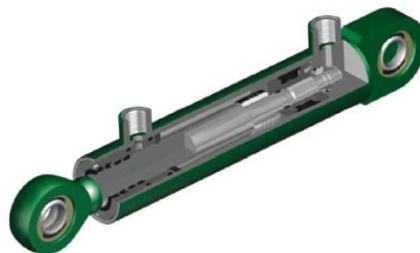
Tloušťka stěny po započtení přídávků

$$s_2 = 13,66 + 0,8 + 0,5 \cong 15 \text{ mm} \quad (46)$$

#### 4.1.5 Volba hydromotoru

Volím hydromotor dvojčinný s tlumením v koncových polohách ZH2T, určený pro středně těžké až těžké provozní podmínky. [10]

Maximální tlak  $p_{MAX} = 25$  MPa. Průměr pístu  $D = 80$  mm; průměr pístnice  $d = 50$  mm; zdvih  $Z = 1200$  mm.



Obr. 28 Hydromotor ZH2T [10]

Výrobce využívá škálu běžně používaných jakostí materiálů, stejně jako doporučený rozsah zdvihu hydromotoru. Zároveň je však výrobce připraven splnit požadavek zákazníka a na zakázku vyrobit hydromotor nejen z požadované jakosti materiálu, ale i s vyšším zdvihem (zde je nutná kontrola na vzpěr). [10]

#### 4.1.6 Kontrola pístnice na vzpěr

Volím materiál DIN 1.7361 (Dle ČSN 15 230)

Jedná se o ocel s vysokou pevností, vhodnou pro velmi namáhané strojní součásti. [8]

Modul pružnosti v tahu  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Pa.

Napětí na mezi úměrnosti  $\sigma_u = 90$  MPa

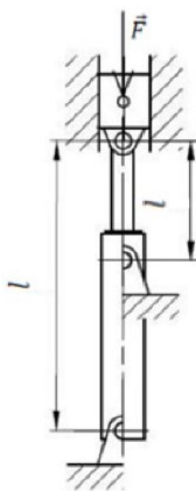
Materiálové konstanty  $a = 589$  MPa

$b = 3,82$  MPa

Uložení hydromotoru volím rotační s uchycením na válcové čepy a oka s kluznými ložisky, které umožňuje vychýlení v rovině kolmé na osy.

Redukovaná délka pístnice  $l_{red} = l = 1,54$  m

Součinitel závislý na uložení  $\beta = 1$



Obr. 29 Uchycení hydromotoru [7]



Moment setrvačnosti plochy průřezu pístitnice k ose souměrnosti (kvadratický moment)

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,05^4}{64} = 3,068 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4 \quad (47)$$

Poloměr setrvačnosti plochy průřezu pístitnice

$$i = \sqrt{\frac{J}{S}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}} = \sqrt{\frac{d^2}{16}} = \frac{d}{4} = \frac{0,05}{4} = 0,013 \text{ m} \quad (48)$$

Štíhlost pístitnice

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i} = \frac{1,54}{0,013} = 118,46 \quad (49)$$

Mezní štíhlost

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\beta \cdot \frac{E}{\sigma_u}} = \pi \cdot \sqrt{1 \cdot \frac{2 \cdot 10^{11}}{90 \cdot 10^6}} = 151,75 \quad (50)$$

$$40 < \lambda \leq \lambda_m \rightarrow \text{kontrola na vzpěrnou pevnost se provádí podle Tetmajera} \quad (51)$$

Kritická síla podle Tetmajera

$$F_{kr} = (a - b \cdot \lambda) \cdot S = (589 - 3,82 \cdot 118,48) \cdot \frac{\pi \cdot 50^2}{4} = 267833 \text{ N} \quad (52)$$

Míra bezpečnosti (výrobce stanoví koeficient  $k_v \geq 2$ ) [hydraulice.cz]

$$k = \frac{F_{kr}}{F} = \frac{267833}{58860} = 4,55 \quad (53)$$

$$k > k_v \rightarrow \text{Pístnice hydromotoru vyhovuje na vzpěr.} \quad (54)$$

## 4.2 Napájecí jednotka

Napájecí jednotku tvoří hydrogenerátor a motor.



Obr. 30 Napájecí jednotka

Pro toto zadání volím elektromotor s otáčkami  $n = 1460 \text{ min}^{-1} = 24,33 \text{ s}^{-1}$ .

Objemový průtok pro volbu napájecího zařízení

$$Q = S_1 \cdot v_1 = 5,027 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15 = 7,541 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (55)$$

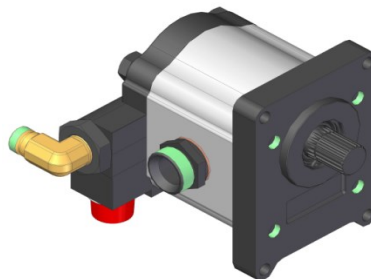
### 4.2.1 Hydrogenerátor

Geometrický objem pro volbu hydrogenerátoru

$$V = \frac{Q}{n} = \frac{7,541 \cdot 10^{-4}}{24,33} = 31 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 31 \text{ cm}^3 \quad (56)$$

Volím zubový hydrogenerátor Jihostroj UD – 31. [12]

Geometrický objem  $V_{HG} = 31 \text{ cm}^3 = 31 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$



Obr. 31 Radiální zubový hydrogenerátor UD-51 [12]

Volím následující účinnosti:

Průtoková účinnost hydrogenerátoru  $\eta_Q = 0,96$

Tlaková účinnost hydrogenerátoru  $\eta_p = 0,92$

Celková účinnost hydrogenerátoru

$$\eta_{HG} = \eta_Q \cdot \eta_p = 0,96 \cdot 0,92 = 0,88 \quad (57)$$

Skutečný průtok hydrogenerátorem

$$Q_{HG} = V_{HG} \cdot n_{EM} \cdot \eta_Q = 31 \cdot 10^{-6} \cdot 24,33 \cdot 0,96 = 7,24 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 43,44 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (58)$$

Skutečná rychlost zvedání

$$v_1 = \frac{Q_{HG}}{S_1} = \frac{7,24 \cdot 10^{-4}}{5,027 \cdot 10^{-3}} = 0,144 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (59)$$

Skutečná rychlost spouštění

$$v_2 = \frac{Q_{HG}}{S_2} = \frac{7,24 \cdot 10^{-4}}{3,063 \cdot 10^{-3}} = 0,236 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (60)$$

#### 4.2.2 Elektromotor

Výkon elektromotoru (při tlaku 16 MPa)

$$P = \frac{Q_{HG} \cdot p_{pv}}{\eta_{HG}} = \frac{7,24 \cdot 10^{-4} \cdot 16 \cdot 10^6}{0,88} = 13163 \text{ W} = 13,163 \text{ kW} \quad (61)$$

Volím elektromotor SIEMENS 15 kW, 1460 ot, 1LE10021DB43. [11]

Otáčky  $n = 1460 \text{ min}^{-1} = 24,33 \text{ s}^{-1}$

Výkon elektromotoru  $P_l = 15 \text{ kW} = 15000 \text{ W}$

### 4.3 Návrh vedení

Vedení spojuje prvky hydraulického obvodu. Tam, kde se vzájemná poloha prvků nemění, jsou použity tlakové ocelové trubky s galvanicky pozinkovaným povrchem. [5, 13]

Bezešvé hydraulické trubky fosfátované a pozinkované dle DIN 2391					
vnější průměr mm	tloušťka stěny mm	tolerance (+/-) mm	statický tlak DIN 2413/I bar	dynamický tlak DIN 2413/III bar	hmotnost kg/m
18	2.5		348	333	0.956
25	3		338	292	1.628
42	4		269	237	3.750

Obr. 32 Hydraulické trubky a jejich parametry [13]

V místech, kde se předpokládá vzájemný pohyb jednotlivých prvků, jsou použity ohebné hydraulické hadice, které oproti kovovým trubkám vykazují nižší tuhost. [5, 14]

### Hydraulické hadice DIN EN 853 1 SN - Semperit

Doporučeno pro střednětlaká hydraulická zařízení. Použití pro hydraulické kapaliny na bázi minerálních a syntetických olejů (HL, HLP, HLPD, HVLP), pro emulze oleje ve vodě (HFAE, HFAS, HFB) a roztoky voda/glykol (HFC), pro maziva na rostlinné a minerální bázi, pro stlačený vzduch.

#### Technická data

teplotní rozsah -40 °C až +100 °C (krátkodobě do +120 °C)

#### Materiál

duše olejivzdorná syntetická pryž  
 oplet oplet vysokopevnostním ocelovým drátem  
 povrch syntetická pryž, odolná oděru, ozónu a povětrnostním vlivům

Nominální průměr	12
Nominální průměr [INCH]	1/2"
Vnitřní průměr	13.0
Oplet průměr	17.9
Vnější průměr	20.0
Pracovní tlak [bar]	160
Pracovní tlak [psi]	2320
Zkušební tlak [bar]	320
Poruchový tlak [bar]	640
Poloměr ohybu	180
Hmotnost [kg/m]	0.36

Obr. 33 Hydraulické hadice a jejich parametry [14]

#### 4.3.1 Volba rychlostí

U hydraulických zařízení je průtoková rychlost odlišná v sacím, tlakovém a zpětném vedení. Doporučené rychlosti vycházejí ze zkušeností výrobců a uživatelů. [5]

Tlakové vedení	(doporučená rychlost $v = 4 \div 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ )	volím $v_t = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Zpětné vedení	(doporučená rychlost $v = 1,5 \div 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ )	volím $v_z = 2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Sací vedení	(doporučená rychlost $v = 0,5 \div 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ )	volím $v_s = 0,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

### 4.3.2 Výpočet průměru vedení

Nejprve je nutné výpočtem stanovit předpokládaný vnitřní průměr vedení, podle kterého bude zvolen vnitřní průměr příslušné trubky (obr. 32) nebo hadice (obr. 33). Následným výpočtem bude stanovena skutečná rychlost v příslušném vedení.

#### Tlakové vedení

Plocha tlakového vedení

$$S_t = \frac{Q_{HG}}{v_t} = \frac{7,24 \cdot 10^{-4}}{5} = 1,448 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (62)$$

Průměr tlakového vedení

$$d_t = \sqrt{\frac{4 \cdot S_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,448 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,0136 \text{ m} = 13,6 \text{ mm} \quad (63)$$

volím  $d_t = 13 \text{ mm}$  (vnitřní průměr potrubí i hadic)

Skutečná plocha tlakového vedení

$$S_t = \frac{\pi \cdot d_t^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,013^2}{4} = 1,327 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (64)$$

Skutečná rychlost v tlakovém vedení

$$v_t = \frac{Q_{HG}}{S_t} = \frac{7,24 \cdot 10^{-4}}{1,327 \cdot 10^{-4}} = 5,456 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (65)$$

Zpětné vedení

Plocha zpětného vedení

$$S_z = \frac{Q_{HG}}{v_z} = \frac{7,24 \cdot 10^{-4}}{2,5} = 2,896 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (66)$$

Průměr zpětného vedení

$$d_z = \sqrt{\frac{4 \cdot S_z}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,896 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,0192 \text{ m} = 19,2 \text{ mm} \quad (67)$$

volím průměr  $d_z = 19 \text{ mm}$  (vnitřní průměr potrubí)

Skutečná plocha zpětného vedení

$$S_z = \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,019^2}{4} = 2,835 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (68)$$

Skutečná rychlost ve zpětném vedení

$$v_z = \frac{Q_{HG}}{S_z} = \frac{7,24 \cdot 10^{-4}}{2,835 \cdot 10^{-4}} = 2,554 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (69)$$

Sací vedení

Plocha sacího vedení

$$S_s = \frac{Q_{HG}}{v_s} = \frac{7,24 \cdot 10^{-4}}{0,7} = 1,034 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (70)$$

Průměr sacího vedení

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot S_s}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,034 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,0363 \text{ m} = 36,3 \text{ mm} \quad (71)$$

volím  $d_s = 34 \text{ mm}$  (vnitřní průměr potrubí)

Skutečná plocha sacího vedení

$$S_s = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,034^2}{4} = 9,079 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (72)$$

Skutečná rychlost v sacím vedení

$$v_s = \frac{Q_{HG}}{S_s} = \frac{7,24 \cdot 10^{-4}}{9,079 \cdot 10^{-4}} = 0,797 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (73)$$

### 4.3.3 Hydraulický olej

Tlaková kapalina plní řadu důležitých funkcí, mezi něž patří především přenos tlaku, mazání třecích členů, chlazení součástí, ochrana komponentů proti korozi a transport pevného znečištění směrem k filtru. [5]

Volím hydraulický minerální olej MOGUL HM 46 určený pro hydraulická zařízení, pracující v obvyklých podmínkách celoročního provozu. [15]

Hustota  $\rho = 860 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$  (při teplotě 20°C).

Kinematická viskozita  $\nu = 46 \text{ mm}^2 \cdot \text{s} = 46 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}$  (při teplotě 40°C).

### 4.3.4 Výpočet typu proudění

Proudění viskózních kapalin může probíhat ve dvou zcela odlišných režimech. *Laminární proudění* probíhá ve vrstvách bez příčného mísení a bez pulsací rychlosti. *Turbulentní proudění* je charakteristické složitým, vířivým a neuspořádaným pohybem částic, při němž dochází k pulsaci rychlosti a tlaku. Způsob proudění udává Reynoldsovo číslo  $Re$  [-]. Přejít mezi laminárním a turbulentním prouděním pak nastává při kritickém Reynoldsově čísle  $Re_k$  [-] a platí:

$$Re < Re_k \rightarrow \text{proudění je laminární}; \quad Re > Re_k \rightarrow \text{proudění je turbulentní}$$

Pro kruhové potrubí:  $Re_k = 2000 \div 2300$ ; pro poddajné hadice:  $Re_k = 1600 \div 2000$ . [5]

Tlakové vedení

$$Re = \frac{v_t \cdot d_t}{\nu} = \frac{5,456 \cdot 0,013}{46 \cdot 10^{-6}} = 1542 \quad (74)$$

$Re < Re_k \rightarrow$  laminární proudění

Zpětné vedení

$$Re = \frac{v_z \cdot d_z}{\nu} = \frac{2,554 \cdot 0,019}{46 \cdot 10^{-6}} = 1055 \quad (75)$$

$Re < Re_k \rightarrow$  laminární proudění

Sací vedení

$$Re = \frac{v_s \cdot d_s}{\nu} = \frac{0,797 \cdot 0,034}{46 \cdot 10^{-6}} = 589 \quad (76)$$

$Re < Re_k \rightarrow$  laminární proudění

**4.3.5 Výpočet součinitele hydraulického tření (odporový součinitel)**

Slouží pro výpočet tlakových ztrát při proudění reálné tekutiny v přímých úsecích vedení, což je spojeno s přeměnou tlakové energie v energii tepelnou. Tlakové ztráty jsou závislé na délce vedení, jejich konkrétní výpočty budou provedeny pro každý systém zvlášť. [5]

Tlakového vedení

$$\lambda_t = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1542} = 0,042 \quad (77)$$

Zpětné vedení

$$\lambda_z = \frac{64}{Re} = \frac{64}{1055} = 0,061 \quad (78)$$



Sací vedení

$$\lambda_s = \frac{64}{Re} = \frac{64}{589} = 0,109 \quad (79)$$

**4.4 Řídící a regulační technika****4.4.1 Jednosměrný ventil JV (zpětný ventil)**

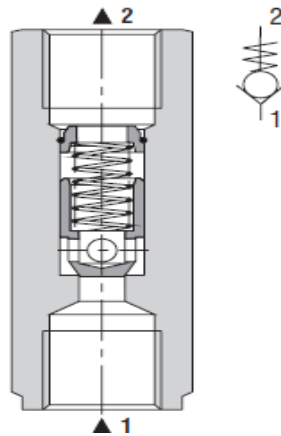
Tím, že jednosměrný (zpětný ventil) umožňuje průtok kapaliny pouze jedním směrem, je po vypnutí napájecí jednotky zabráněno klesání válce zatíženého břemenem a hydromotor je chráněn proti otáčení v opačném směru. [2]

Volím jednosměrný ventil VJ3 Dn 10 provedení pro montáž do potrubí. [16]

Maximální průtok  $Q_{MAX} = 60 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 10 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

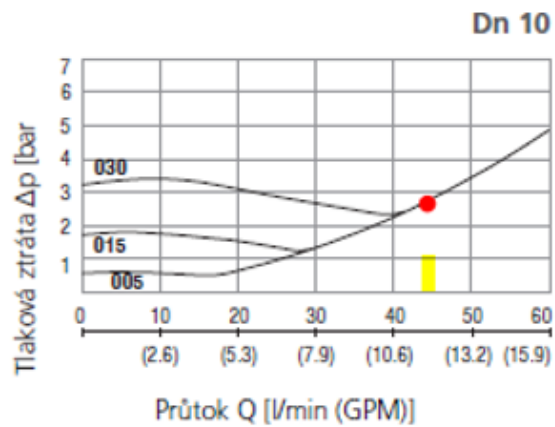
Maximální provozní tlak  $p_{MAX} = 320 \text{ bar} = 32 \text{ MPa}$

Tlaková ztráta  $\Delta p_{JV} = 2,8 \text{ bar} = 0,28 \text{ MPa}$



Obr. 34 Jednosměrný ventil VJO1-10/S [16]

Průtok kapaliny probíhá pouze ve směru k hydromotoru (1→2), pro opačný směr je průtok uzavřen. Při průtoku hydrogenerátorem  $Q_{HG} = 43,44 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$  je tlaková ztráta shodná pro všechny úrovně tuhosti pružiny. [16]



Obr. 35 Tlaková ztráta VJO1-10/S [16]

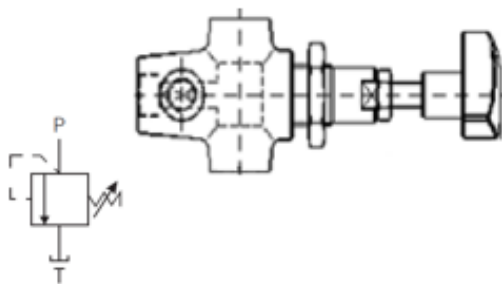
#### 4.4.2 Pojistný ventil PV

Slouží k nastavení maximálního tlaku v obvodu, při jehož překročení se ventil otevře a umožní kapalině odtéci do nádrže. Tím je obvod účinně chráněn proti přetížení. [2,4]

Volím pojistný ventil, přímo řízený VMP 20. [17]

Maximální průtok  $Q_{MAX} = 80 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 13,33 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Maximální provozní tlak  $p_{MAX} = 250 \text{ bar} = 25 \text{ MPa}$



Obr. 36 Pojistný ventil VMP 20 [17]

## 4.5 Pomocné prvky

### 4.5.1 Nádrž

Návrh velikosti nádrže by měl především zajistit co největší odvod tepla. Užitečný objem nádrže pro otevřený hydraulický obvod se při použití minerálního oleje volí jako 2 až 4 násobek průtoku hydrogenerátorem [ $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ ]. [1,4]

#### Užitečný objem nádrže

$$V_N = Q_{HG} \cdot 4 = 43,44 \cdot 4 = 173,76 \text{ dm}^3 \quad (80)$$

Volím ocelovou nádrž o objemu  $V_N = 180 \text{ dm}^3 = 0,18 \text{ m}^3$

#### 4.5.1.1 Tepelný výpočet nádrže

Jeho účelem je výpočet tepla, které je nádrž schopna odvést do okolí svou teplosměnnou plochou. [1,5]

Volím: Maximální teplotu v nádrži  $t_k = 60^\circ\text{C}$ ; teplotu okolí  $t_o = 18^\circ\text{C}$ ; součinitel přestupu tepla z oleje do okolí přes stěnu nádrže  $k_N = 12 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ . [1]

Teplosměnná plocha nádrže

$$S_N = \sqrt[3]{\left(\frac{V_N}{0,063}\right)^2} = \sqrt[3]{\left(\frac{0,18}{0,063}\right)^2} = 2,01 \text{ m}^2 \quad (81)$$

Tepelný tok odváděný nádrží do okolí

$$\phi_N = k_N \cdot S_N \cdot (t_k - t_o) = 12 \cdot 2,01 \cdot (60 - 18) = 1013 \text{ W} \quad (82)$$

### 4.5.2 Chladič

V případě, že teplo odváděné přes teplosměnnou plochu nádrže není v rovnováze s tepelnou hodnotou ztrátového výkonu  $P_z$  [W], musí být do obvodu zařazen chladič

hydraulického oleje. Vzduchový chladič je konstrukčně jednodušší a provozně výhodnější než vodní. [1,5]

### Ztrátový výkon

$$P_Z = P_1 \cdot (1 - (\eta_{HG} \cdot \eta_{HM})) = 15000 \cdot (1 - (0,88 \cdot 0,89)) = 3252 \text{ W} \quad (83)$$

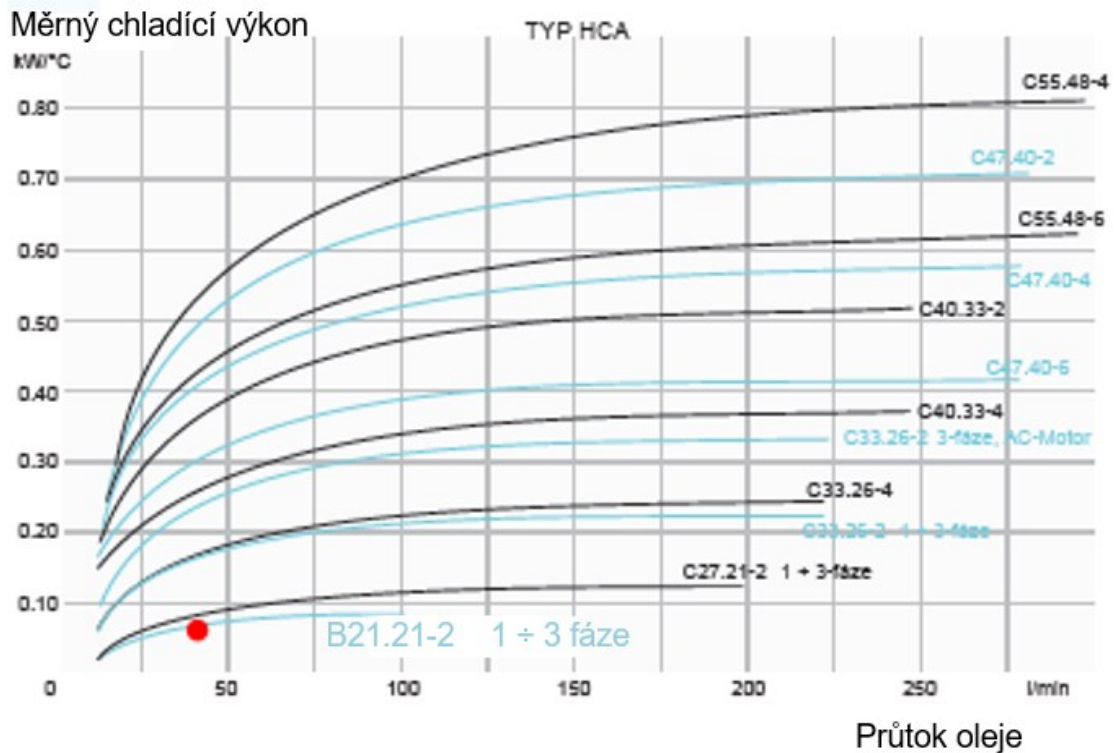
### Tepelný tok odváděný chladičem

$$\phi_{CH} = P_Z - \phi_N = 3252 - 1013 = 2239 \text{ W} \quad (84)$$

### Měrný chladicí výkon

$$P_{CH} = \frac{\phi_{CH}}{(t_k - t_o)} = \frac{2239}{60 - 18} = 53,3 \text{ W} \cdot ^\circ\text{C}^{-1} = 0,0533 \text{ kW} \cdot ^\circ\text{C}^{-1} \quad (85)$$

Na základě měrného chladicího výkonu a průtoku lze určit z grafu obr. 37 vhodný typ vzduchového chladiče. Volí se vždy nejbližší vyšší. [18]



Obr. 37 Charakteristiky vzduchových chladičů HCA [18]

Volím vzduchový chladič HCA B21.21-2

Tlaková ztráta  $\Delta p_{Ch} = 0,4 \text{ bar} = 0,04 \text{ MPa}$



Obr. 38 Vzduchový chladič HCA B21.21-2 [18]

#### 4.5.3 Filtry

Na volbě filtrů a jejich správné funkci závisí čistota hydraulické kapaliny a tím i provozní spolehlivost hydraulického obvodu. [4]

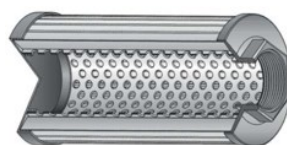
##### Sací filtr

Je umístěn přímo v nádrži, kde funguje jako sací koš s jemností filtrace 40 až 125  $\mu\text{m}$ . Obvykle je připevněn na sací trubku, kde zachycuje nečistoty ještě před vstupem oleje do hydrogenerátoru. Mohou být vybaveny obtokovým ventilem (bypass), který omezuje tlakové ztráty při zanesení vložky filtru. [4]

Volím sací filtr MSZ 302 MN A s obtokovým ventilem, s jemností filtrace 90  $\mu\text{m}$ . [19]

Maximální průtok filtrem  $Q_{MAX} = 180 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

Tlaková ztráta  $\Delta p_{SF} = 0,02 \text{ bar} = 0,002 \text{ MPa}$



Obr. 39 Sací filtr [19]

Zpětný (odpadní) filtr

Je umístěn ve zpětném vedení, kde filtruje hydraulický olej před návratem z hydraulického obvodu do nádrže. Maximální možný průtok filtrem může v případě použití přímočarých hydromotorů dosahovat až dvojnásobku průtoku hydrogenerátorem. Zároveň musí vytvářet slabý odpor, aby tlak tvořící se před filtrem neovlivnil funkci hydraulického obvodu. [4]

Volím zpětný filtr D 170 -158 s obtokovým ventilem a s filtrační schopností 16  $\mu\text{m}$ . [20]

Maximální průtok filtrem  $Q_{MAX} = 170 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

Tlaková ztráta  $\Delta p_{ZF} = 0,2 \text{ bar} = 0,02 \text{ MPa}$

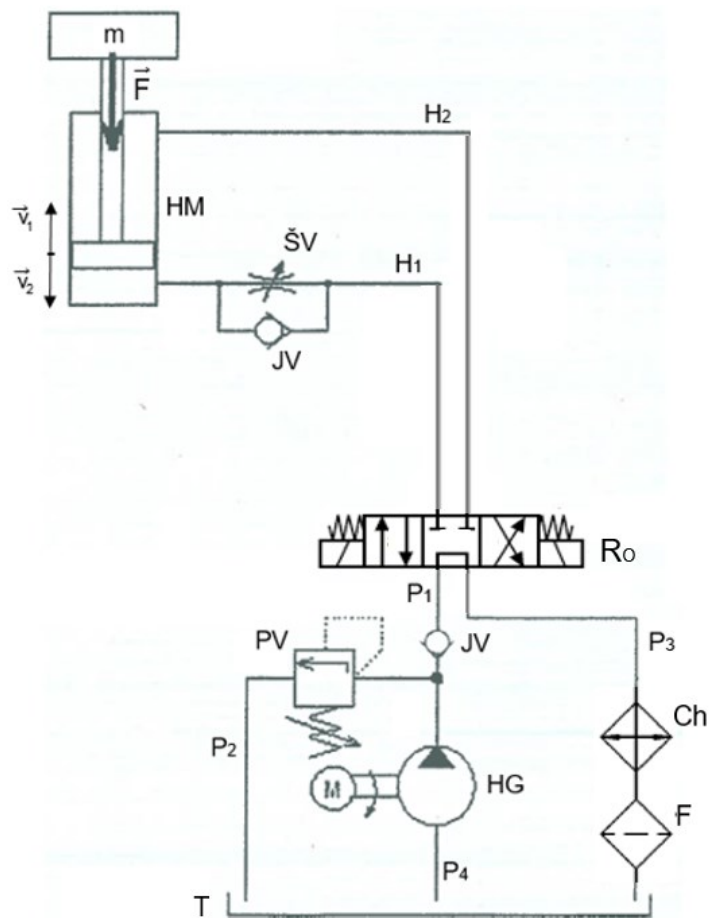


*Obr. 40 Zpětný filtr [20]*

## 5 NÁVRHY A POROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH SYSTÉMŮ

V předchozí kapitole byl proveden návrh všech částí hydraulického obvodu, které jsou společné pro všechny 3 navržené systémy pro zvedání a spouštění hmotné zátěže. Nyní budou představena jednotlivá systémová řešení spolu s návrhem jejich specifických částí.

### 5.1 Systém s odlehčením tlakového zdroje (SOTZ)



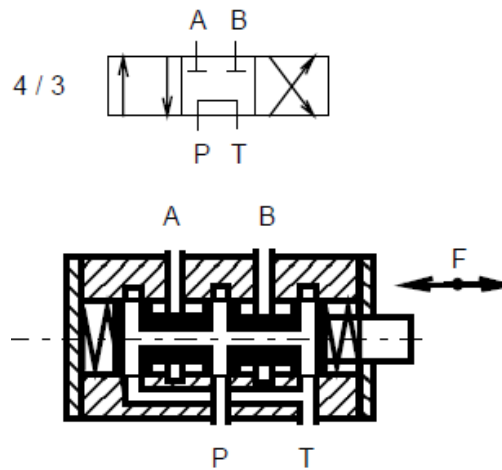
Obr. 41 Schéma systému SOTZ

Délku hadic volím:  $l_{H1} = 1,8 \text{ m}$ ;  $l_{H2} = 2 \text{ m}$

Délku potrubí volím:  $l_{P1} = 1 \text{ m}$ ;  $l_{P2} = 1,2 \text{ m}$ ;  $l_{P3} = 1,5 \text{ m}$ ;  $l_{P4} = 1 \text{ m}$

### 5.1.1 Rozvaděč s obtokem (Ro)

Jedná se o čtyřcestný, třípolohový rozvaděč (4/3), jehož střední poloha zaručuje volný oběh kapaliny. To umožňuje hydromotor fixovat v potřebné poloze (vyjma pomalého poklesu vlivem průsaků) a zároveň odlehčit hydrogenerátor tím, že z něj kapalina volně protéká obtokem do nádrže. Díky tomu také dochází k nižší úrovni ohřevu kapaliny i při použití neregulačních hydrogenerátorů. [2,4]



Obr. 42 Konstrukce rozvaděče s obtokem [4]

Volím 4/3 elektrohydraulicky ovládaný rozvaděč RNEH1 typ propojení C11. [21]

Maximální průtok  $Q_{MAX} = 100 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 16,67 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Maximální provozní tlak  $p_{MAX} = 210 \text{ bar} = 21 \text{ MPa}$

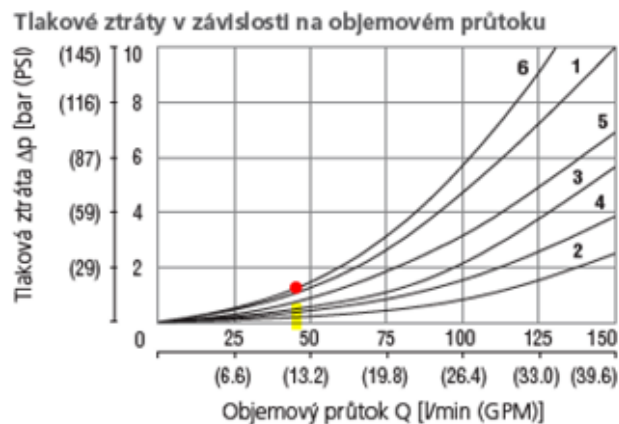
Tlaková ztráta při zvedání  $\Delta p_{Ro} = 2,5 \text{ bar} = 0,25 \text{ MPa}$



Obr. 43 Rozvaděč RNEH1 typ propojení C11 [21]



Tlakové ztráty pro zvolený typ rozvaděče C11 jsou odečteny z grafu obr. 44 podle následujících křivek: Při zvedání protéká kapalina ve směru P-A (křivka 6)  $\Delta p = 1,5$  bar, zároveň ve směru B-T (křivka 5)  $\Delta p = 1$  bar. Při spouštění protéká kapalina ve směru P-B (křivka 6)  $\Delta p = 1,5$  bar, zároveň ve směru A-T (křivka 3)  $\Delta p = 0,8$  bar. Tlaková ztráta pro zvedání a pro spouštění je součtem příslušných tlakových ztrát v jednotlivých větvích.

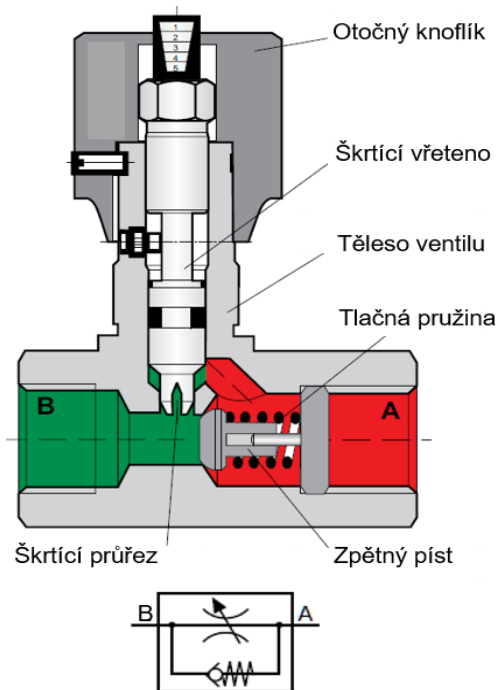


	Poloha šoupátka	P-A	P-B	A-T	B-T	P-T
Z11	Zapnuto	1	1	2	3	
H11	Vypnuto					6*
	Zapnuto	5	5	2	4	
Y11	Vypnuto			1**	1***	
	Zapnuto	1	1	2	4	
C11	Vypnuto					6
	Zapnuto	6	6	3	5	

Obr. 44 Tlakové ztráty v rozvaděči RNEH1 typ propojení C11 [21]

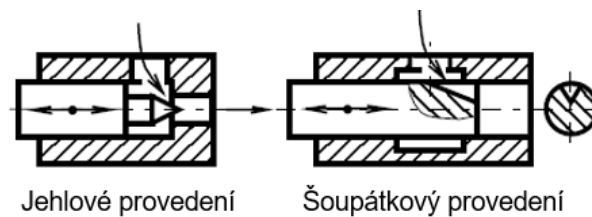
### 5.1.2 Škrťící zpětný ventil

Tyto ventily umožňují díky škrťící a uzavírací funkci přesné nastavení průtoku ve směru od hydromotoru ( $A \rightarrow B$ ). V opačném směru k hydromotoru ( $B \rightarrow A$ ) umožňuje zabudovaný zpětný (jednosměrný) ventil volný, neškrťený průtok. [2]



Obr. 45 Konstrukce škrťacího zpětného ventilu DRV [2]

Kromě štěrbinového škrťacího průřezu na obr. 45 se ke změně průtoku používají i jiné konstrukční prvky, z nichž jsou někteří představitelé uvedeny na obr. 46.



Obr. 46 Konstrukční provedení proměnlivého průřezu [4]

Volím škrťací zpětný ventil DRV-10 s připojením do vedení. [22]

Maximální průtok  $Q_{MAX} = 60 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 10 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

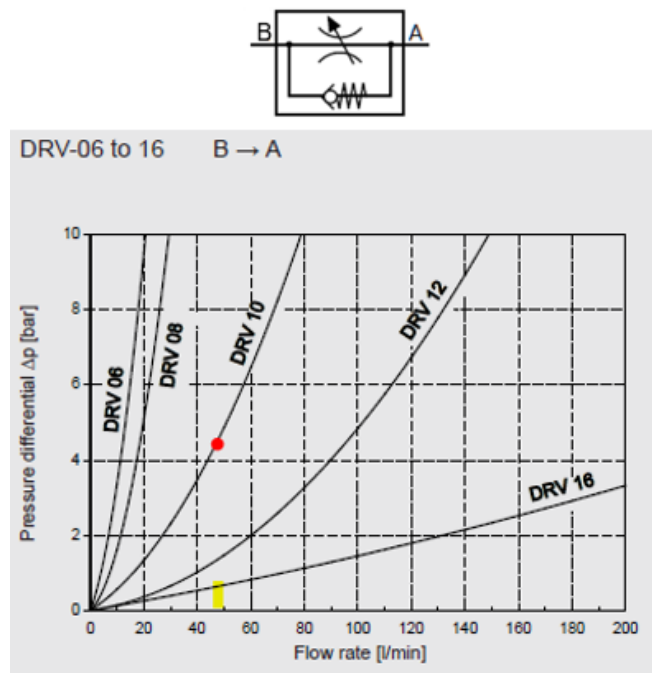
Maximální provozní tlak  $p_{MAX} = 350 \text{ bar} = 35 \text{ MPa}$

Tlaková ztráta při zvedání  $\Delta p_{SZV} = 4,5 \text{ bar} = 0,45 \text{ MPa}$



Obr. 47 Škrticí zpětný ventil DRV-10 [22]

Tlaková ztráta při zvedání je odečtena z grafu na obr. 48 dle příslušné křivky pro DRV-10.



Obr. 48 Tlaková ztráta ve škrticím zpětném ventilu DRV-10 [22]

### 5.1.3 Výpočet tlakových ztrát v systému SOTZ při zvedání

Při kontrole tlakových ztrát je zásadní zvedání. Ke spouštění totiž přispívá již samotné zatížení tíhovou silou spouštěného břemene a potřebný tlak je díky tomu zanedbatelný oproti tlaku potřebnému při zvedání. Z těchto důvodů je výpočet tlakových ztrát zaměřen pouze na zvedání. Tlakové ztráty platí při zvedání zátěže o hmotnosti 6000 kg.

### 5.1.3.1 Tlakové ztráty ve vedení (SOTZ) při zvedání

#### Tlakové ztráty v potrubí $P_1$ a hadici $H_1$

Pro následující výpočty budou použity údaje a výsledky z kapitoly 4.3 Návrh vedení.

#### Tlaková ztráta v potrubí $P_1$

$$\Delta p_{P_1} = \lambda_t \cdot \frac{l_{P_1}}{d_t} \cdot \frac{v_t^2}{2} \cdot \rho = 0,042 \cdot \frac{1}{0,013} \cdot \frac{5,456^2}{2} \cdot 860 = 41354 \text{ Pa} \quad (86)$$

#### Tlaková ztráta v hadici $H_1$

$$\Delta p_{H_1} = \lambda_t \cdot \frac{l_{H_1}}{d_t} \cdot \frac{v_t^2}{2} \cdot \rho = 0,042 \cdot \frac{1,8}{0,013} \cdot \frac{5,456^2}{2} \cdot 860 = 74438 \text{ Pa} \quad (87)$$

#### Tlakové ztráty v hadici $H_2$ a v potrubí $P_3$

Při výpočtu tlakové ztráty v hadici  $H_2$  a v potrubí  $P_3$  nelze vycházet z objemového průtoku hydrogenerátorem  $Q_{HG}$ . Pro výpočet je určující skutečná plocha pístu na straně pístnice  $S_2$  spolu se skutečnou rychlostí zvedání  $v_t$ .

#### **Hadice $H_2$**

Objemový průtok v hadici  $H_2$

$$Q_{H_2} = S_2 \cdot v_t = 3,063 \cdot 10^{-3} \cdot 0,144 = 4,41 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (88)$$

Skutečná rychlost v hadici  $H_2$

$$v_{H_2} = \frac{Q_{H_2}}{S_t} = \frac{4,41 \cdot 10^{-4}}{1,327 \cdot 10^{-4}} = 3,323 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (89)$$

Typ proudění v hadici  $H_2$

$$Re = \frac{v_{H_2} \cdot d_t}{\nu} = \frac{3,323 \cdot 0,013}{46 \cdot 10^{-6}} = 939 \quad (90)$$

$Re < Re_k \rightarrow$  laminární proudění

Odporový součinitel v hadici  $H_2$

$$\lambda_{H_2} = \frac{64}{Re} = \frac{64}{939} = 0,068 \quad (91)$$

Tlaková ztráta v hadici  $H_2$

$$\Delta p_{H_2} = \lambda_{H_2} \cdot \frac{l_{H_2}}{d_t} \cdot \frac{v_{H_2}^2}{2} \cdot \rho = 0,068 \cdot \frac{2}{0,013} \cdot \frac{3,323^2}{2} \cdot 860 = 49673 \text{ Pa} \quad (92)$$

**Potrubí  $P_3$**

Objemový průtok v potrubí  $P_3$

$$Q_{P_3} = Q_{H_2} = 4,41 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (93)$$

Skutečná rychlost v potrubí  $P_3$

$$v_{P_3} = \frac{Q_{P_3}}{S_z} = \frac{4,41 \cdot 10^{-4}}{2,835 \cdot 10^{-4}} = 1,556 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (94)$$

Typ proudění v potrubí  $P_3$

$$Re = \frac{v_{P_3} \cdot d_z}{\nu} = \frac{1,556 \cdot 0,019}{46 \cdot 10^{-6}} = 644 \quad (95)$$

$Re < Re_k \rightarrow$  laminární proudění

Odporový součinitel v potrubí  $P_3$

$$\lambda_{P_3} = \frac{64}{Re} = \frac{64}{644} = 0,099 \quad (96)$$

Tlaková ztráta v potrubí  $P_3$

$$\Delta p_{P_3} = \lambda_{P_3} \cdot \frac{l_{P_3}}{d_z} \cdot \frac{v_{P_3}^2}{2} \cdot \rho = 0,099 \cdot \frac{1,5}{0,019} \cdot \frac{1,556^2}{2} \cdot 860 = 8137 \text{ Pa} \quad (97)$$

**Tlaková ztráta ve vedení (SOTZ)**

$$\Delta p_{Ved_{SOTZ}} = \Delta p_{P_1} + \Delta p_{H_1} + \Delta p_{H_2} + \Delta p_{P_3} = 41354 + 74438 + 49673 + 8137 = 173602 \text{ Pa} \quad (98)$$

### 5.1.3.2 Tlaková ztráta v celém systému (SOTZ) při zvedání

Do těchto ztrát jsou započítány ztráty při průchodu tlakové kapaliny jednosměrným ventilem (JV), rozvaděčem s obtokem (Ro), škrticím zpětným ventilem (ŠZV), chladičem (Ch), zpětným filtrem (ZF) a vedením.

$$\Delta p_{Z_{SOTZ}} = \Delta p_{JV} + \Delta p_{Ro} + \Delta p_{ŠZV} + \Delta p_{Ch} + \Delta p_{ZF} + \Delta p_{ved_{SOTZ}} \quad (99)$$

$$\Delta p_{Z_{SOTZ}} = 0,28 + 0,25 + 0,45 + 0,04 + 0,02 + 0,174 = 1,124 \text{ MPa}$$

**Kontrola systému SOTZ na tlak**

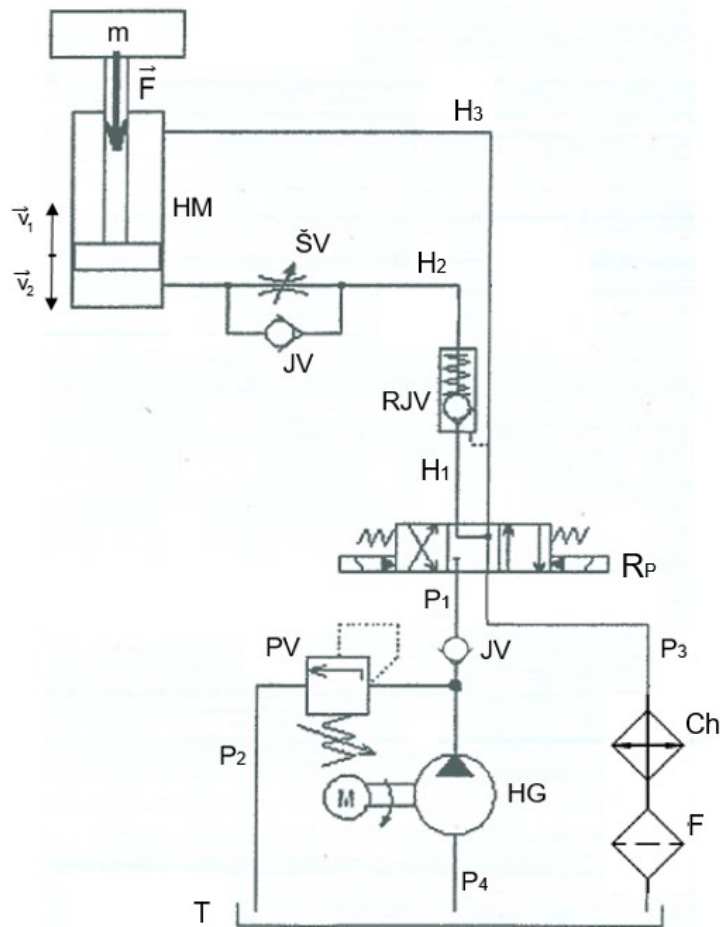
Součet skutečného tlaku na vstupu do hydromotoru  $p_1$  a tlakové ztráty v celém systému (SOTZ)  $p_{Z_{SOTZ}}$  nesmí překročit hodnotu tlaku nastaveného na pojistném ventilu  $p_{PV}$ .

$$p_1 + \Delta p_{Z_{SOTZ}} \leq p_{PV} \quad (100)$$

$$p_1 + \Delta p_{Z_{SOTZ}} = 12,325 + 1,124 = 13,539 \text{ MPa} \quad (101)$$

$$13,539 \leq 16 \text{ MPa} \rightarrow \text{Navržený systém SOTZ vyhovuje na tlak} \quad (102)$$

## 5.2 Systém s řízeným jednosměrným ventilem (SRJV)



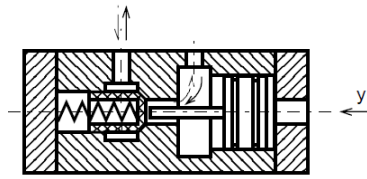
Obr. 49 Schéma systému SRJV

Délku hadic volím:  $l_{H1} = 0,6 \text{ m}$ ;  $l_{H2} = 1,2 \text{ m}$ ;  $l_{H3} = 2 \text{ m}$

Délku potrubí volím:  $l_{P1} = 1 \text{ m}$ ;  $l_{P2} = 1,2 \text{ m}$ ;  $l_{P3} = 1,5 \text{ m}$ ;  $l_{P4} = 1 \text{ m}$

### 5.2.1 Řízený jednosměrný ventil (RJV)

Slouží k fixaci zatíženého přímočarého hydromotoru v potřebné poloze. Pro spuštění břemene musí nejprve dojít k nucenému otevření ventilu zavedením tlaku z hlavního obvodu do kanálu y. Po vyslání tohoto tlakového signálu je pomocným pístem vytlačena kuželka ze sedla, čímž je zajištěna propustnost ventilu v obou směrech. [4]



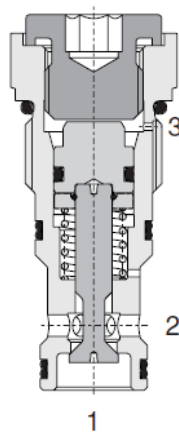
Obr. 50 Konstrukce řízeného jednosměrného ventilu [4]

Volím vestavný řízený jednosměrný ventil SC5H-BP3. [23]

Maximální průtok  $Q_{MAX} = 60 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 10 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Maximální provozní tlak  $p_{MAX} = 420 \text{ bar} = 42 \text{ MPa}$

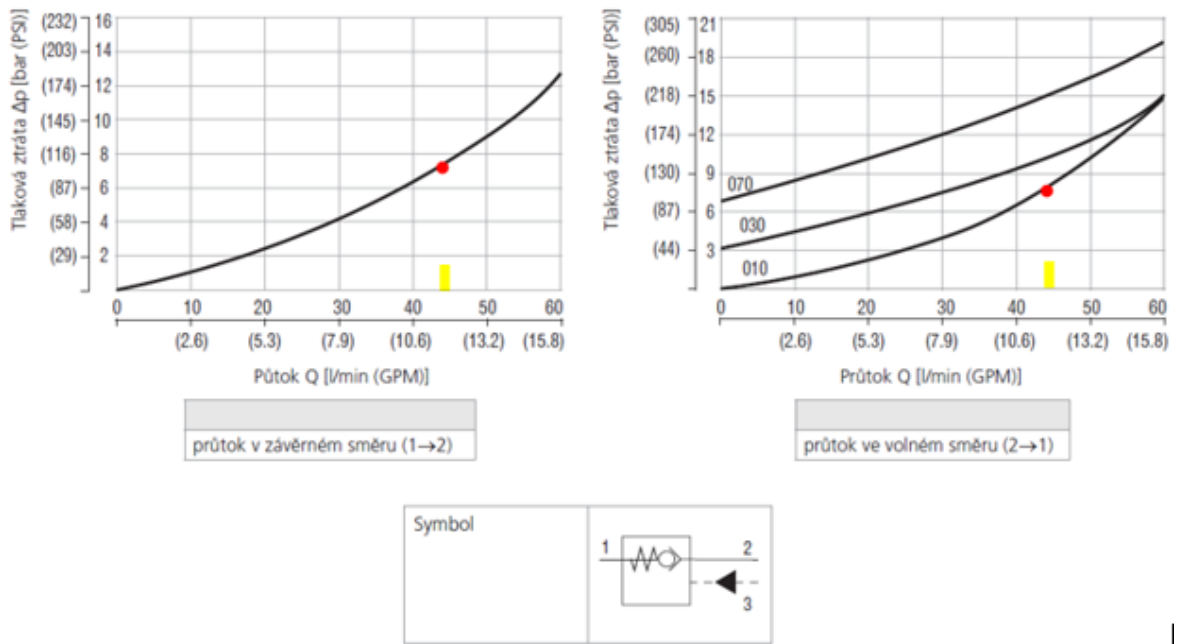
Tlaková ztráta při zvedání  $\Delta p_{RJV} = 7,5 \text{ bar} = 0,75 \text{ MPa}$



Obr. 51 Řízený jednosměrný ventil SC5H-BP3 [23]

Tlakové ztráty jsou odečteny z příslušných grafů na obr. 52. Při odpojení zdroje tlaku je ve směru od hydromotoru 1→2 ventil uzavřen až do okamžiku řízeného spouštění (graf vlevo). Pro jeho uskutečnění se ventil nejprve otevře působením tlaku v kanále 3. V grafu pro zvedání (vpravo) jsou zakresleny 3 křivky odpovídající příslušným úrovním tlaku, jež překonává tuhost pružiny a tím uvolňuje průtok ve směru k hydromotoru 2→1. Vybraná křivka 010 zobrazuje nejnižší úroveň tuhosti pružiny. [23]



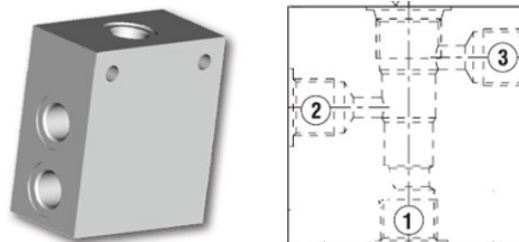


Obr. 52 Tlakové ztráty v SC5H-BP3 [23]

### 5.2.1.1 Těleso pro zástavbu vestavného řízeného jednosměrného ventilu

Volím těleso SB určené pro zástavbu třicestného vestavného ventilu, provedení ST. [24]

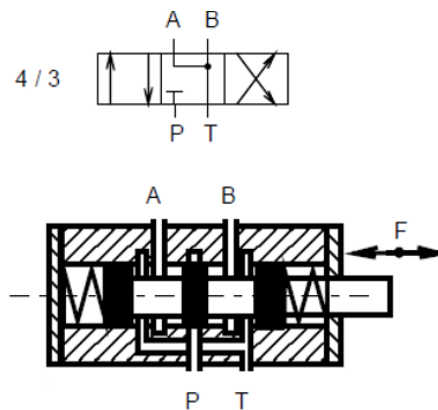
Maximální provozní tlak  $p_{MAX} = 420 \text{ bar} = 42 \text{ MPa}$



Obr. 53 Těleso SB [24]

### 5.2.2 Rozvaděč s plovoucí střední polohou (Rp)

Střední poloha u tohoto čtyřcestného, třípolohového rozvaděče zaručuje uzavření přípoje k hydromotoru a současné otevření a spojení obou vedení od válce s přípojem do nádrže. Použití tohoto rozvaděče v kombinaci s řízenými zpětnými ventily umožňuje hladší zastavení spojené s delším doběhem pracovního pístu. [2]



Obr. 54 Konstrukce rozvaděče s plovoucí střední polohou [4]

Volím 4/3 elektrohydraulicky ovládaný rozvaděč RNEH1 typ propojení Y11 [21]

Maximální průtok  $Q_{MAX} = 150 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 25 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

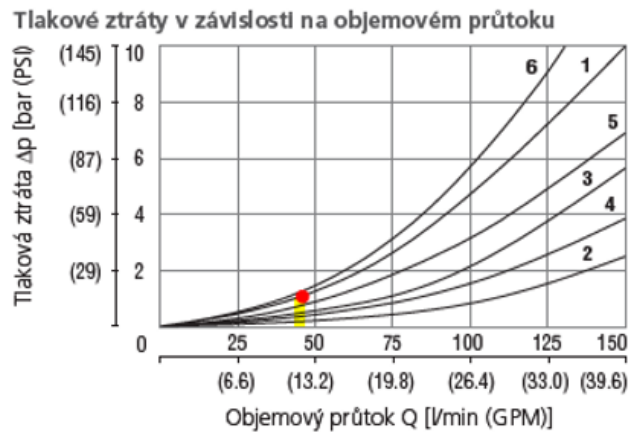
Maximální provozní tlak  $p_{MAX} = 210 \text{ bar} = 21 \text{ MPa}$

Tlaková ztráta při zvedání  $\Delta p_{rp} = 1,7 \text{ bar} = 0,17 \text{ MPa}$ ;



Obr. 55 Rozvaděč RNEH1 typ propojení Y11 [21]

Tlakové ztráty pro zvolený typ rozvaděče Y11 jsou odečteny z grafu obr. 56 podle následujících křivek: Při zvedání protéká kapalina ve směru P-A (křivka 1)  $\Delta p = 1,2 \text{ bar}$ , zároveň ve směru B-T (křivka 4)  $\Delta p = 0,5 \text{ bar}$ . Při spouštění protéká kapalina ve směru P-B (křivka 1)  $\Delta p = 1,2 \text{ bar}$ , zároveň ve směru A-T (křivka 2)  $\Delta p = 0,3 \text{ bar}$ . Tlaková ztráta pro zvedání a pro spouštění je součtem příslušných tlakových ztrát v jednotlivých větvích.



	Poloha šoupátka	P-A	P-B	A-T	B-T	P-T
Z11	Zapnuto	1	1	2	3	
H11	Vypnuto					6*
	Zapnuto	5	5	2	4	
Y11	Vypnuto			1**	1***	
	Zapnuto	1	1	2	4	

Obr. 56 Tlakové ztráty v rozvaděči RNEH1 typ propojení Y11 [21]

### 5.2.3 Výpočet tlakových ztrát v systému SRJV při zvedání

Tlakové ztráty platí při zvedání zátěže o hmotnosti 6000 kg.

#### 5.2.3.1 Tlakové ztráty ve vedení (SRJV) při zvedání

Délky hadic a potrubí jsou záměrně voleny tak, aby tlaková ztráta ve vedení byla u všech 3 navržených systémů stejná. Tam, kde je v systému SRJV úsek rozdělen na 2 hadice ( $H_1$  a  $H_2$ ), je celkový součet délek těchto hadic shodný s délkou jediné hadice  $H_1$  stejného úseku v systému SOTZ. Tím je docíleno shodné tlakové ztráty. Pro ověření tohoto tvrzení je proveden následující výpočet.

Tlaková ztráta v hadici  $H_1$  (délku hadice volím  $l_{H1} = 0,6$  m)

$$\Delta p_{H1} = \lambda_t \cdot \frac{l_{H1}}{d_t} \cdot \frac{v_t^2}{2} \cdot \rho = 0,042 \cdot \frac{0,6}{0,013} \cdot \frac{5,456^2}{2} \cdot 860 = 24812 \text{ Pa} \quad (103)$$

Tlaková ztráta v hadici  $H_2$  (délku hadice volím  $l_{H2} = 1,2$  m)

$$\Delta p_{H2} = \lambda_t \cdot \frac{l_{H2}}{d_t} \cdot \frac{v_t^2}{2} \cdot \rho = 0,042 \cdot \frac{1,2}{0,013} \cdot \frac{5,456^2}{2} \cdot 860 = 49626 \text{ Pa} \quad (104)$$

Platí, že součet tlakových ztrát v hadici  $H_1$  a  $H_2$  činí 74438 Pa, což se rovná tlakové ztrátě v hadici  $H_1$  délky 1,8 m použité v systému SOTZ. Hadice  $H_3$  v systému SRJV má stejnou délku 2 m jako hadice  $H_2$  v systému SOTZ.

### **Tlaková ztráta ve vedení (SRJV)**

Tlaková ztráta při zvedání v systému SRJV odpovídá tlakové ztrátě v systému SOTZ.

$$\Delta p_{Ved_{SRJV}} = \Delta p_{Ved_{SOTZ}} = 173602 \text{ Pa} \quad (105)$$

#### **5.2.3.2 Tlaková ztráta v celém systému (SRJV) při zvedání**

Do těchto ztrát jsou započítány ztráty při průchodu tlakové kapaliny jednosměrným ventilem (JV), rozvaděčem s plovoucí střední polohou (Rp), řízeným jednosměrným ventilem (RJV), škrťicím zpětným ventilem (ŠZV), chladičem (Ch), zpětným filtrem (ZF) a vedením.

$$\Delta p_{Z_{SRJV}} = \Delta p_{JV} + \Delta p_{Rp} + \Delta p_{RJV} + \Delta p_{\dot{S}ZV} + \Delta p_{Ch} + \Delta p_{ZF} + \Delta p_{ved_{SRJV}} \quad (106)$$

$$\Delta p_{Z_{SOTZ}} = 0,28 + 0,17 + 0,75 + 0,45 + 0,04 + 0,02 + 0,174 = 1,884 \text{ MPa}$$

### **Kontrola systému SRJV na tlak**

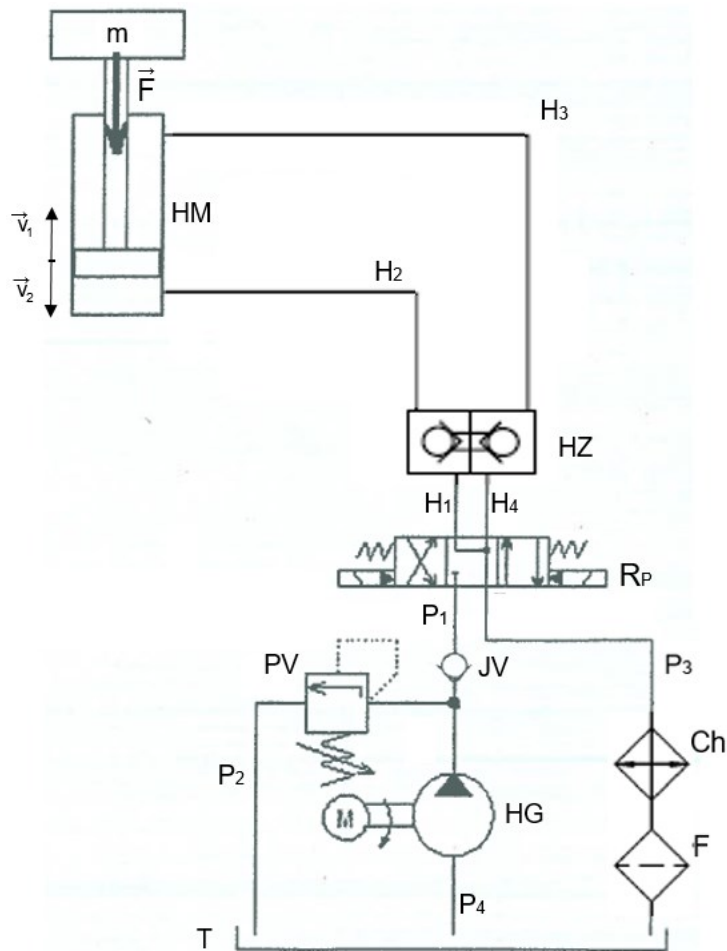
Součet skutečného tlaku na vstupu do hydromotoru  $p_1$  a tlakové ztráty v celém systému (SRJV)  $p_{Z_{SRJV}}$  nesmí překročit hodnotu tlaku nastaveného na pojistném ventilu  $p_{PV}$ .

$$p_1 + \Delta p_{Z_{SRJV}} \leq p_{PV} \quad (107)$$

$$p_1 + \Delta p_{Z_{SRJV}} = 12,325 + 1,884 = 14,209 \text{ MPa} \quad (108)$$

$$14,209 \leq 16 \text{ MPa} \rightarrow \text{Navržený systém SRJV vyhovuje na tlak} \quad (109)$$

### 5.3 Systém s hydraulickým zámekem (SHZ)



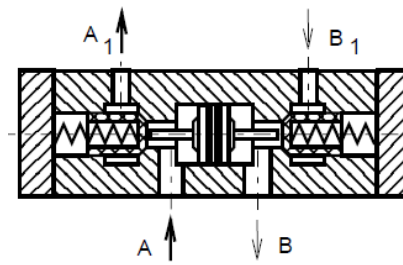
Obr. 57 Schéma hydraulického obvodu SHZ

Délku hadic volím:  $l_{H1} = 0,6 \text{ m}$ ;  $l_{H2} = 1,2 \text{ m}$ ;  $l_{H3} = 1,4 \text{ m}$ ;  $l_{H4} = 0,6 \text{ m}$

Délku potrubí volím:  $l_{P1} = 1 \text{ m}$ ;  $l_{P2} = 1,2 \text{ m}$ ;  $l_{P3} = 1,5 \text{ m}$ ;  $l_{P4} = 1 \text{ m}$

#### Hydraulický zámek (HZ)

Jedná se o spojení dvou řízených jednosměrných ventilů za účelem fixace zatíženého přímočarého hydromotoru v potřebné poloze. V klidovém stavu zabezpečují kuželky potřebnou těsnost, čímž zabraňují samovolnému klesání břemene. Při zvedání je přivedena tlaková kapalina ve směru  $A$ , což přesune plovoucí píst vpravo a kuželka se tak otevře pro průtok ve směru  $B_1 \rightarrow B$ . [4]



Obr. 58 Konstrukce hydraulického zámku [4]

Volím hydraulický zámek 2RJV1-06/MC. [25]

Maximální průtok  $Q_{MAX} = 60 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 10 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Maximální provozní tlak  $p_{MAX} = 320 \text{ bar} = 32 \text{ MPa}$ ,

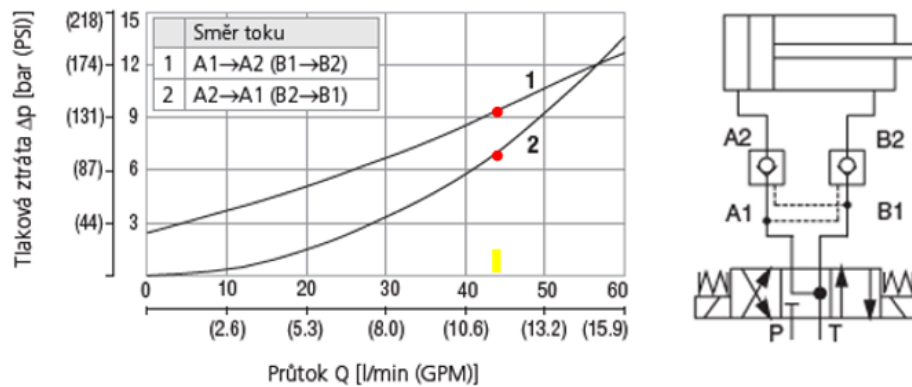
Tlaková ztráta  $\Delta p_{HZ} = 16,5 \text{ bar} = 1,65 \text{ MPa}$



Obr. 59 Hydraulický zámek 2RJV1-06/MC [25]

Hydraulický zámek je řešen formou spojení jednosměrných ventilů vestavěných v modulové desce. Umožňuje volný průtok směrem k hydromotoru (1→2). Pro otevření směru průtoku od hydromotoru do nádrže (2→1) je přiveden impuls z tlakové větve. Při odpojení zdroje tlaku jsou jednosměrné ventily uzavřeny. [25]

Výsledná tlaková ztráta (obr. 60) je součtem tlakových ztrát vzniklých při průtoku jednou větví směrem k hydromotoru ( $A1 \rightarrow A2$  nebo  $B1 \rightarrow B2$ )  $\Delta p = 9,5 \text{ bar}$ , souběžně s tím také druhou větví směrem od hydromotoru ( $A2 \rightarrow A1$  nebo  $B2 \rightarrow B1$ )  $\Delta p = 7 \text{ bar}$ .



Obr. 60 Tlakové ztráty v hydraulickém zámku 2RJV1-06/MC [25]

### 5.3.1 Výpočet tlakových ztrát v systému SHZ při zvedání

Tlakové ztráty platí při zvedání zátěže o hmotnosti 6000 kg.

#### 5.3.1.1 Tlakové ztráty ve vedení (SHZ) při zvedání

Tlaková ztráta ve vedení je u všech 3 navržených systémů stejná.

$$\Delta p_{ved_{SHZ}} = \Delta p_{ved_{SRJV}} = \Delta p_{ved_{SOTZ}} = 173602 \text{ Pa} \quad (110)$$

#### 5.3.1.2 Tlaková ztráta v celém systému (SHZ) při zvedání

Do těchto ztrát jsou započítány ztráty při průchodu tlakové kapaliny jednosměrným ventilem (JV), rozvaděčem s plovoucí střední polohou (Rp), hydraulickým zámek (HZ), chladičem (Ch), zpětným filtrem (ZF) a vedením.

$$\Delta p_{Z_{SHZ}} = \Delta p_{JV} + \Delta p_{Rp} + \Delta p_{HZ} + \Delta p_{Ch} + \Delta p_{ZF} + \Delta p_{ved_{SHZ}} \quad (111)$$

$$\Delta p_{Z_{SHZ}} = 0,28 + 0,17 + 1,65 + 0,04 + 0,02 + 0,174 = 2,334 \text{ MPa}$$

### Kontrola systému SHZ na tlak

Součet skutečného tlaku na vstupu do hydromotoru  $p_I$  a tlakové ztráty v celém systému (SHZ)  $p_{Z_{SHZ}}$  nesmí překročit hodnotu tlaku nastaveného na pojistném ventilu  $p_{PV}$ .

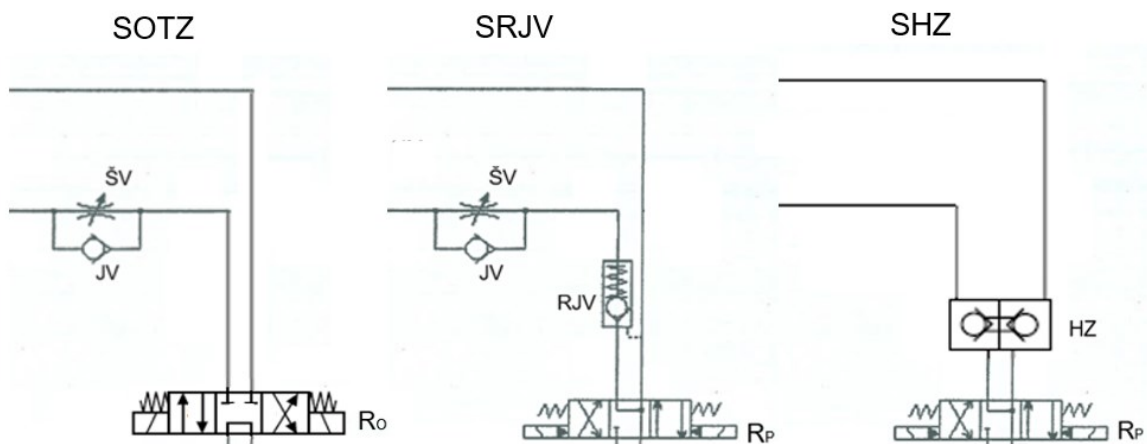
$$p_1 + \Delta p_{Z_{SHZ}} \leq p_{PV} \quad (112)$$

$$p_1 + \Delta p_{Z_{SHZ}} = 12,325 + 2,334 = 14,659 \text{ MPa} \quad (113)$$

$$14,659 \leq 16 \text{ MPa} \rightarrow \text{Navržený systém SHZ vyhovuje na tlak} \quad (114)$$

### 5.4 Porovnání navržených systémů

Pro názornost jsou na obr. 61 znázorněny všechny rozdílné části navržených systémů pro zvedání a spouštění hmotné zátěže. Ostatní prvky systému zůstaly pro všechny varianty společné. Změnou několika dílů byly vytvořeny 3 různé systémy se zcela odlišnými vlastnostmi. Tato koncepce tedy v praxi umožňuje jednoduchou a rychlou přestavbou několika dílů měnit stávající variantu na jinou a docílit tím právě takových vlastností, které provoz aktuálně vyžaduje.



Obr. 61 Odlišnosti jednotlivých systémů



### 5.4.1 Charakteristika jednotlivých systémů

System s odlehčením tlakového zdroje (SOTZ) využívá ke své činnosti rozvaděč s obtokem umožňující odlehčit hydrogenerátor a minimalizovat ohřev kapaliny. Rozvaděč však neumožňuje plynulé zastavení pohybu válce, proto musí být hydromotor vybaven tlumením v koncových polohách. Vlivem průsaků není břemeno dlouhodobě fixováno ve zdvižené poloze a dochází tak k jeho pozvolnému klesání. Škrtkící zpětný ventil dává možnost regulovat rychlost spouštění.

Výhody SOTZ:

- + Úsporný provoz
- + Regulace rychlosti spouštění

Nevýhody SOTZ:

- Omezená doba, po kterou je břemeno zajištěno ve zdvižené poloze

System s řízeným jednosměrným ventilem (SRJV) využívá rozvaděč s plovoucí střední polohou umožňující plynulé zastavení pohybu válce, které je spojeno s delším doběhem pracovního pístu. Díky řízenému jednosměrnému ventilu je břemeno dlouhodobě fixováno ve zdvižené poloze bez pozvolného klesání. Škrtkící zpětný ventil umožňuje regulovat rychlost spouštění. Po spuštění břemene a jeho odebrání může dojít k dodatečnému vysunutí pístu, což do značné míry závisí na zručnosti obsluhy. Rozvaděč neumožňuje odlehčit tlakový zdroj, takže zapnutý hydrogenerátor stále vytváří tlak a pojistný ventil přepouští ohřátou kapalinu zpět do nádrže.

Výhody SRJV:

- + Možnost plynulého zastavení pohybu válce v libovolné poloze
- + Dlouhodobé zajištění břemene ve zdvižené poloze
- + Regulace rychlosti spouštění

Nevýhody SRJV:

- Neúsporný provoz
- Náročnější obsluha

System s hydraulickým zámekem (SHZ) využívá rozvaděč s plovoucí střední polohou umožňující plynulé zastavení pohybu válce, které je spojeno s delším doběhem pracovního pístu. Hydraulický zámek zajišťuje hydromotor v jakékoli poloze a to bez časového omezení. Rozvaděč neumožňuje odlehčit tlakový zdroj, takže zapnutý hydrogenerátor stále vytváří tlak a pojistný ventil přepouští ohřátou kapalinu zpět do nádrže. Absence škrťacího ventilu neumožňuje regulovat rychlost spouštění.

Výhody SHZ:

- + Možnost plynulého zastavení pohybu válce v libovolné poloze
- + Dlouhodobé zajištění válce ve zdvižené poloze
- + Nenáročná obsluha

Nevýhody SHZ:

- Neúsporný provoz
- Bez možnosti regulace rychlosti spouštění

#### 5.4.2 Celkové hodnocení

Z předchozí charakteristiky je zřejmé, že určitý systém může v jistém směru vynikat, zároveň však může v jiném směru pokulhávat. Nejvyšší bezpečnost je dosažena u systému s hydraulickým zámekem (SHZ), z ekonomického pohledu je nejvýhodnější provoz systému s odlehčením tlakového zdroje (SOTZ).

Tabulka č. 3 pomůže vyhodnotit, který systém je nejvýhodnější jako celek. Pozornost bude zaměřena pouze na uživatelské vlastnosti, protože pořizovací náklady jsou srovnatelné. Kritéria hodnocení jsou bezpečnost, ekonomika provozu a nenáročnost obsluhy. Systémy budou bodově hodnoceny v rozsahu 1 až 5 bodů a to podle toho, jak navržené kritérium splňují. Konečné pořadí je dáno součtem bodů, jež navržené systémy obdržely za jednotlivá kritéria.

Kritérium	SOTZ	SRJV	SHZ
Bezpečnost	2	4	5
Ekonomika provozu	4	1	2
Nenáročnost obsluhy	3	2	4
	<b>9 bodů</b>	<b>7 bodů</b>	<b><u>11 bodů</u></b>

*Tab. 3 Celkové hodnocení*

System s hydraulickým zámekem (SHZ) získává v rámci celkového hodnocení 11 bodů a je tedy nejvýhodnější ze všech navržených variant. Tento systém nabízí nejvyšší úroveň bezpečnosti spolu s jednoduchým ovládním.

## ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout varianty hydraulických systémů pro zvedání a spouštění konkrétní hmotné zátěže, porovnat navržené varianty z provozního hlediska a posoudit jejich výhody a nevýhody.

V kapitole 4 byly provedeny výpočty a návrhy těch částí hydraulického obvodu, které se staly společnými prvky pro všechny navržené systémy. Jedná se o hydromotor, napájecí jednotku v podobě elektromotoru a hydrogenerátoru, jednosměrný ventil, pojistný ventil, tlakovou kapalinu, nádrž a filtry.

V kapitole 5 byla představena jednotlivá systémová řešení spolu s návrhem jejich specifických částí. Pro přehlednost byly jednotlivé systémy pojmenovány podle prvku, který jim propůjčuje jejich charakteristické vlastnosti. Jednalo se celkem o 3 varianty s označením:

- Systém s odlehčením tlakového zdroje (SOTZ)
- Systém s řízeným jednosměrným ventilem (SRJV)
- Systém s hydraulickým zámkem (SHZ)

Byl proveden popis každého navrženého systému spolu s jeho výhodami a nevýhodami. Srovnání systémů poukázalo na rozdíly a následné vyhodnocení určilo, že systém s hydraulickým zámkem (SHZ) je nejlepší ze všech navržených variant.

Nad rámec zadání této práce bylo také docíleno v praxi tolik potřebné variability a efektivnosti. Návrhy zohledňují fakt, že během provozu zařízení může dojít ke změně požadavků na jeho vlastnosti, což je možno demonstrovat na praktickém příkladu. V případě, že se na počátku počítá s dlouhými prodlevami během provozu, během nichž břemeno zůstává ponecháno ve zdvižené poloze, je pro tento provoz nejvhodnější systém s hydraulickým zámkem (SHZ) především pro jeho schopnost dlouhodobě udržet břemeno ve zdvižené poloze. Pokud však během provozu zařízení dojde ke změně požadavků a důraz začne být kladen na provozní náklady (což se projeví také zkrácením prodlev na minimum), potom se pro tyto nové podmínky nabízí jako nejvýhodnější varianta systém s odlehčením tlakového zdroje (SOTZ). Protože převážná většina prvků je pro všechny varianty společná, lze jednoduchou a rychlou přestavbou několika dílů tyto varianty vystřídat a tím snadno, rychle a levně reagovat na změnu požadavků provozu.

**SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] KOPÁČEK, Jaroslav. *Hydrostatické převodové mechanismy*. Praha: SNTL, 1986, 272 s.
- [2] HYDAC. *Hydraulika – základy a komponenty*. [online]. [cit. 2018-11-14].  
Dostupné z:  
<https://www.hydac.com/cz-cs/start.html>
- [3] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. *Tekutinnové mechanismy*. 3. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2011, 151 s. ISBN 978-80-248-2405-5.
- [4] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické pohony strojů*. Elektronický studijní text – syllabus. VUT – Vysoké učení technické v Brně, 2009
- [5] PIVOŇKA, Josef. *Tekutinnové mechanismy*. Praha: SNTL, 1987, 623 s.
- [6] PEŇÁZ, Václav a Dušan BENŽA. *Tekutinnové mechanismy*. 1. vyd. Praha: Mezi národní organizace novinářů, 1990, 211 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0082-X.
- [7] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy*. 2. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2005. ISBN 80-248-0857-9.
- [8] *Materiálové normy* [online]. 2017 [cit. 2020-02-02]  
Dostupné z:  
<https://online.ferona.cz/materialove-normy/>
- [9] VOLEK, František. *Základy konstruování a čisti strojů I*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009. ISBN 978-80-7318-654-8.
- [10] HYDRAULICS. *Přímočaré hydromotory*. [online]. [cit. 2020-02-14]  
Dostupné z:  
[https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobni\\_katalog\\_cz2019.pdf](https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobni_katalog_cz2019.pdf)
- [11] MORAVEC. *Elektromotory*. [online]. [cit. 2020-02-15]  
Dostupné z:  
<https://www.elektromotory.net/siemens/1la7-1500-otacek/1le1001-1-1-1-2.html>

- [12] HCP. *Zubová hydraulická čerpadla a motory*. [online]. [cit. 2020-02-15]  
Dostupné z:  
<http://www.hpcz.cz/website/mainmenu/products/hydraulika/zubova-hydraulicka-cerpadla-a-motory/ud/>
- [13] HYDROMA. *Hydraulické trubky*. [online]. [cit. 2020-02-15]  
Dostupné z:  
<https://www.hydroma.cz/files/product/5/18/10894/data/113-10051.pdf>
- [14] HABERKORN. *Hydraulické hadice*. [online]. [cit. 2020-02-15]  
Dostupné z:  
[https://eshop.haberkorn.cz/hydraulicke-hadice-din-en-853-1-sn.html?force\\_sid=33dcff131ea1638df6c205f78dcd9a16](https://eshop.haberkorn.cz/hydraulicke-hadice-din-en-853-1-sn.html?force_sid=33dcff131ea1638df6c205f78dcd9a16)
- [15] PARAMO. *Hydraulický minerální olej*. [online]. [cit. 2020-02-15]  
Dostupné z:  
[https://eshop.paramo.cz/data/VyrobkovaDokumentace/ti\\_mogul\\_hm\\_z1.pdf](https://eshop.paramo.cz/data/VyrobkovaDokumentace/ti_mogul_hm_z1.pdf)
- [16] ARGO-HYTOS. *Jednosměrné ventily*. [online]. [cit. 2020-02-20]  
Dostupné z:  
<https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/jednosmerne-ventily/vj3.html>
- [17] ELTOMAN. *Pojistné, tlakové ventily*. [online]. [cit. 2020-02-20]  
Dostupné z:  
<http://www.loziska.com/pojistne-tlakove-ventily/>
- [18] HEINLICH. *Vzduchové chladiče*. [online]. [cit. 2020-02-22]  
Dostupné z:  
[https://energy.hennlich.cz/fileadmin/user\\_upload/KATEGORIEN/K%C3%BChlung\\_und\\_W%C3%A4rmetauscher/Luftk%C3%BChler/Dokumente/cz\\_Vzduchove\\_chladice\\_HCA.pdf](https://energy.hennlich.cz/fileadmin/user_upload/KATEGORIEN/K%C3%BChlung_und_W%C3%A4rmetauscher/Luftk%C3%BChler/Dokumente/cz_Vzduchove_chladice_HCA.pdf)
- [19] HYDROMA. *Hydraulické filtry*. [online]. [cit. 2020-02-25]  
Dostupné z:  
<https://www.hydroma.cz/hydraulicke-filtry/saci/msz/>
- [20] ARGO-HYTOS. *Zpětné filtry*. [online]. [cit. 2020-02-25]  
Dostupné z:  
<https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/filtracni-technika-a-management-hydrauliky/zpetne-filtry.html>

- [21] ARGO-HYTOS. *Rozvaděče*. [online]. [cit. 2020-02-27]  
Dostupné z:  
<https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/rozvadece/rneh1-10.html>
- [22] HYDAC. *Škrťící zpětný ventil*. [online]. [cit. 2020-02-28].  
Dostupné z:  
<https://www.hydac.com/de-en/products/valves/flow-valves/needle-valves-with-reverse-flow-check/drv-10.html>
- [23] ARGO-HYTOS. *Jednosměrné ventily*. [online]. [cit. 2020-02-28]  
Dostupné z:  
<https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/jednosmerne-ventily/sc5h-bp3.html>
- [24] ARGO-HYTOS. *Připojovací desky a bloky*. [online]. [cit. 2020-02-28]  
Dostupné z:  
<https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/pripojovaci-desky-a-bloky/sb-telesa-pro-zastavbu-vestavnych-ventilu-do-potrub.html>
- [25] ARGO-HYTOS. *Hydraulický zámek*. [online]. [cit. 2020-02-28]  
Dostupné z:  
<https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/jednosmerne-ventily/2rjv1-06m.html>

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

$a$	[-]	Materiálová konstanta
$b$	[-]	Materiálová konstanta
$d$	[mm]	Průměr pístnice
$d_s$	[mm]	Průměr sacího vedení
$d_t$	[mm]	Průměr tlakového vedení
$d_z$	[mm]	Průměr zpětného vedení
$i$	[m]	Poloměr setrvačnosti plochy průřezu pístnice
$k$	[-]	Koeficient, míra bezpečnosti
$k_N$	[m <sup>-2</sup> · K <sup>-1</sup> ]	Součinitel přestupu tepla z oleje do okolí přes stěnu nádrže
$l_{red}$	[m]	Redukovaná délka pístnice
$m$	[kg]	Hmotnost
$n$	[s <sup>-1</sup> ]	Otáčky
$\Delta p$	[Pa]	Rozdíl tlaků, tlaková ztráta, tlakový spád
$p_1$	[Pa]	Tlak na vstupu
$p_2$	[Pa]	Tlak na výstupu
$p_{max}$	[Pa]	Maximální provozní tlak
$p_{PV}$	[Pa]	Maximální tlak na pojistném ventilu
$r_1$	[m]	Vnitřní poloměr válce
$s_1$	[m]	Tloušťka stěny tělesa hydromotoru
$s_2$	[m]	Tloušťka stěny dna
$t_k$	[°C]	Maximální teplota v nádrži
$t_o$	[°C]	Teplota okolí
$v$	[m · s <sup>-1</sup> ]	Rychlost skutečná
$v_t$	[m · s <sup>-1</sup> ]	Rychlost teoretická
$v_l$	[m · s <sup>-1</sup> ]	Rychlost zvedání



$v_2$	[m · s <sup>-1</sup> ]	Rychlost spouštění
$v_s$	[m · s <sup>-1</sup> ]	Rychlost v sacím vedení
$v_t$	[m · s <sup>-1</sup> ]	Rychlost v tlakovém vedení
$v_z$	[m · s <sup>-1</sup> ]	Rychlost ve zpětném vedení
$D$	[mm]	Průměr pístu
$E$	[Pa]	Modul pružnosti v tahu
$F$	[N]	Síla přenášená, zatěžující síla
$F_t$	[N]	Síla teoretická
$F_{kr}$	[N]	Kritická síla
$J$	[m <sup>4</sup> ]	Moment setrvačnosti plochy průřezu pístnice k ose souměrnosti
$M$	[N · m]	Krouticí moment hydrostatického převodníku
$M_{HG}$	[N · m]	Krouticí moment hydrogenerátoru
$M_{HM}$	[N · m]	Krouticí moment hydromotoru
$M_{th}$	[N · m]	Teoretický moment
$M_z$	[N · m]	Ztrátový moment
$P_m$	[W]	Výkon mechanický
$P_h$	[W]	Výkon hydraulický
$P_z$	[W]	Výkon ztrátový
$P_l$	[W]	Výkon elektromotoru
$Q$	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	Objemový průtok
$Q_1$	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	Průtok na vstupu
$Q_2$	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	Průtok na výstupu
$Q_{HG}$	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	Průtok hydrogenerátorem
$Q_{HM}$	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	Průtok hydromotorem
$Q_{MAX}$	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	Maximální průtok
$Q_{th}$	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	Teoretický průtok

$Q_z$	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	Ztrátový průtok
$R_m$	$[\text{MPa}]$	Pevnost v tahu
$Re$	$[-]$	Reynoldsovo číslo
$Re_k$	$[-]$	Kritické Reynoldsovo číslo
$S$	$[\text{m}^2]$	Plocha
$S_l$	$[\text{m}^2]$	Plocha pracovní strany pístu
$S_2$	$[\text{m}^2]$	Plocha strany pístu s pístnicí
$S_N$	$[\text{m}^2]$	Teplosměnná plocha nádrže
$S_s$	$[\text{m}^2]$	Plocha sacího vedení
$S_t$	$[\text{m}^2]$	Plocha tlakového vedení
$S_z$	$[\text{m}^2]$	Plocha zpětného vedení
$V$	$[\text{m}^3]$	Geometrický objem
$V_N$	$[\text{m}^3]$	Užitečný objem nádrže
$Z$	$[\text{m}]$	Zdvih
$\beta$	$[-]$	Součinitel závislý na uložení
$\eta$	$[-]$	Účinnost
$\eta_Q$	$[-]$	Průtoková účinnost hydrostatických převodníků
$\eta_{QHG}$	$[-]$	Průtoková účinnost hydrogenerátoru
$\eta_{QHM}$	$[-]$	Průtoková účinnost hydromotoru
$\eta_{mp}$	$[-]$	Mechanicko - tlaková účinnost
$\eta_p$	$[-]$	Tlaková účinnost hydrostatických převodníků
$\eta_{pHG}$	$[-]$	Tlaková účinnost hydrogenerátoru
$\eta_{pHM}$	$[-]$	Tlaková účinnost hydromotoru
$\eta_C$	$[-]$	Celková účinnost
$\eta_{CHG}$	$[-]$	Celková účinnost hydrogenerátoru
$\eta_{CHM}$	$[-]$	Celková účinnost hydromotoru

$\phi_N$	[W]	Tepelný tok odváděný nádrží do okolí
$\lambda$	[-]	Štíhlost pístnice, součinitel hydraulického tření
$\lambda_m$	[-]	Mezní štíhlost
$\mu$	[-]	Poissonova konstanta
$\nu$	[m <sup>2</sup> · s]	Kinematická viskozita
$\omega$	[rad · s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost
$\rho$	[kg · m <sup>-3</sup> ]	Hustota
$\sigma_D$	[Pa]	Dovolené napětí v tahu
$\sigma_{PT}$	[Pa]	Pevnost v tahu
$\sigma_u$	[Pa]	Napětí na mezi úměrnosti
F		Filtr
HG		Hydrogenerátor
HM		Hydromotor
HZ		Hydraulický zámek
Ch		Chladič
JV		Jednosměrný (zpětný) ventil
M		Motor (elektromotor)
PV		Pojistný ventil
RJV		Řízený jednosměrný ventil
SHZ		System s hydraulickým zámkem
SOTZ		System s odlehčením tlakového zdroje
SRJV		System s řízeným jednosměrným ventilem
ŠV		Škrťací ventil
ŠZV		Škrťací zpětný ventil
T		Nádrž

**SEZNAM OBRÁZKŮ**

Obr. 1 Funkce hydraulického zařízení .....	13
Obr. 2 Řízení hydrostatického přenosu energie .....	13
Obr. 3 Kombinované přechodové mechanismy .....	13
Obr. 4 Příklad hydraulického obvodu s přímočarým hydromotorem.....	14
Obr. 5 Zubové hydrogenerátory .....	18
Obr. 6 Zubový hydromotor s vnějším ozubením .....	18
Obr. 7 Šroubový hydrogenerátor .....	19
Obr. 8 Lamelové hydrogenerátory .....	19
Obr. 9 Radiální pístové hydrogenerátory .....	20
Obr. 10 Axiální pístové hydrogenerátory .....	21
Obr. 11 Řadový pístový hydrogenerátor .....	21
Obr. 12 Průtokové charakteristiky hydrostatických převodníků .....	23
Obr. 13 Momentové charakteristiky hydrostatických převodníků .....	25
Obr. 14 Závislost účinnosti na frekvenci otáčení a na tlakovém spádu .....	26
Obr. 15 Přímočarý hydromotor .....	27
Obr. 16 Tlumení pístu při najíždění do krajní polohy .....	29
Obr. 17 Uchycení přímočarých hydromotorů .....	29
Obr. 18 Dvočinný hydromotor s jednostrannou pístnicí .....	31
Obr. 19 Jednočinný hydromotor .....	32
Obr. 20 Hydraulický zvedák s ručním hydrogenerátorem .....	36
Obr. 21 Obvod se škrťicím ventilem ve zpětném potrubí .....	37
Obr. 22 Hydraulický obvod zvedací plošiny .....	38
Obr. 23 Obvody s regulací na výstupu .....	39
Obr. 24 Obvod pro udržování zátěže .....	40
Obr. 25 Hydraulický obvod s navijákem lana .....	40

Obr. 26 Schéma dvojčinného hydromotoru .....	42
Obr. 27 Stěny a dno přímočarého hydromotoru .....	45
Obr. 28 Hydromotor ZH2T .....	47
Obr. 29 Uchycení hydromotoru .....	48
Obr. 30 Napájecí jednotka .....	50
Obr. 31 Radiální pístový hydrogenerátor UD-1 .....	50
Obr. 32 Hydraulické trubky a jejich parametry .....	52
Obr. 33 Hydraulické hadice a jejich parametry .....	52
Obr. 34 Jednosměrný ventil VJO1-10/S .....	57
Obr. 35 Tlaková ztráta VJO1-10/S .....	58
Obr. 36 Pojistný ventil VMP 20 .....	58
Obr. 37 Charakteristiky vzduchových chladičů HCA .....	60
Obr. 38 Vzduchový chladič HCA B21.21-2 .....	61
Obr. 39 Sací filtr .....	61
Obr. 40 Zpětný filtr .....	62
Obr. 41 Schéma systému SOTZ .....	63
Obr. 42 Konstrukce rozvaděče s obtokem .....	64
Obr. 43 Rozvaděč RNEH1 typ propojení C11 .....	64
Obr. 44 Tlakové ztráty v rozvaděči RNEH1 typ propojení C11 .....	65
Obr. 45 Konstrukce škrťacího zpětného ventilu DRV .....	66
Obr. 46 Konstrukční provedení proměnlivého průřezu .....	66
Obr. 47 Škrťací zpětný ventil DRV-10 .....	67
Obr. 48 Tlaková ztráta ve škrťacím zpětném ventilu DRV-10 .....	67
Obr. 49 Schéma systému SRJV.....	71
Obr. 50 Konstrukce řízeného jednosměrného ventilu .....	72
Obr. 51 Řízený jednosměrný ventil SC5H-BP3 .....	72

---

Obr. 52 Tlakové ztráty v SC5H-BP3 .....	73
Obr. 53 Těleso SB .....	73
Obr. 54 Konstrukce rozvaděče s plovoucí střední polohou .....	74
Obr. 55 Rozvaděč RNEH1 typ propojení Y11 .....	74
Obr. 56 Tlakové ztráty v rozvaděči RNEH1 typ propojení Y11 .....	75
Obr. 57 Schéma hydraulického obvodu SHZ .....	77
Obr. 58 Konstrukce hydraulického zámku .....	78
Obr. 59 Hydraulický zámek 2RJV1-06/MC .....	78
Obr. 60 Tlakové ztráty v hydraulickém zámku 2RJV1-06/MC .....	79
Obr. 61 Odlišnosti jednotlivých systémů .....	80

**SEZNAM TABULEK**

Tab. 1	Typy přímočarých hydromotorů .....	27
Tab. 2	Výpočty síly a rychlosti přímočarých hydromotorů .....	30
Tab. 3	Celkové hodnocení .....	83