

# Hydraulické systémy s více spotřebiči

Bc. David Matušík

---

Diplomová práce  
2021



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

---

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

Akademický rok: 2020/2021

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	Bc. David Matusík
Osobní číslo:	T18595
Studijní program:	N3909 Procesní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní inženýrství
Forma studia:	Kombinovaná
Téma práce:	Hydraulické systémy s více spotřebiči

### Zásady pro vypracování

1. Popište základní funkci hydraulických systémů, jejich výhody a nevýhody.
2. Specifikujte základní prvky hydraulických systémů a popište jejich funkce.
3. Vymenujte možné aplikace včetně výhod u hydraulických systémů s více hydromotory.
4. Popište metody synchronizace pohybu více hydromotorů v hydraulických systémech.
5. Navrhněte vhodný hydraulický systém pro provoz s více hydromotory při daných provozních podmínkách. Specifikujte jednotlivé prvky obvodu.
6. 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: **5. ledna 2021**  
Termín odevzdání diplomové práce: **14. května 2021**

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

L.S.

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

Ve Zlíně dne 1. dubna 2021

## **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 se zabývá hydraulickými systémy s více spotřebiči. První, teoretická část je zaměřena na základní funkce hydraulických systémů, jejich výhody a nevýhody. První část dále obsahuje specifikace základních prvků hydraulických systémů, popis jejich funkcí, možné aplikace včetně výhod u hydraulických systémů s více hydromotory. Závěrem první části je popis metod synchronizace pohybu více hydromotorů v hydraulických systémech. Druhá část této práce je praktická. Tato část se zabývá návrhem vhodného hydraulického systému pro provoz s více hydromotory při daných provozních podmínkách. Závěrem praktické části je specifikace jednotlivých prvků obvodu.

Klíčová slova: hydraulický systém, hydromotor, hydrogenerátor, synchronizace pohybu

## **ABSTRACT**

This diploma thesis deals with hydraulic systems with multiple appliances. The first theoretical part is focused on the basic functions of hydraulic systems, their advantages and disadvantages. The first part also contains the specifications of the basic elements of hydraulic systems, a description of their functions, possible applications, including the advantages of hydraulic systems with multiple hydraulic motors. The conclusion of the first part is a description of methods for synchronizing the movement of multiple hydraulic motors in hydraulic systems. The second part of this work is practical. This part deals with the design of a suitable hydraulic system for operation with multiple hydraulic motors under given operating conditions. The conclusion of the practical part is the specification of individual circuit elements.

Keywords: hydraulic system, hydraulic motor, hydrogenerator, motion synchronization

Rád bych na tomto místě poděkoval vedoucímu své diplomové práce panu doc. Ing. Martinu Vašinovi, Ph.D. za jeho ochotu, optimistický a přátelský přístup, velkou trpělivost, čas a všechny cenné rady, které mi při vypracování této práce poskytl. Také chci poděkovat celé svojí rodině, blízkým a přátelům za nekonečnou trpělivost a podporu během celého mého studia na vysoké škole.

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

# OBSAH

<b>ÚVOD</b> .....	<b>10</b>
<b>I TEORETICKÁ ČÁST</b> .....	<b>11</b>
<b>1 ZÁKLADNÍ FUNKCE HYDRAULICKÝCH SYSTÉMŮ</b> .....	<b>12</b>
1.1 POUŽITÍ HYDRAULICKÝCH SYSTÉMŮ .....	13
1.2 VÝHODY A NEVÝHODY HYDRAULICKÝCH SYSTÉMŮ .....	16
1.3 ZÁKLADNÍ PRVKY HYDRAULICKÝCH SYSTÉMŮ A JEJICH FUNKCE .....	17
1.3.1 Nádrž .....	20
1.3.2 Motor.....	21
1.3.3 Spojka.....	21
1.3.4 Hydrogenerátor .....	22
1.3.5 Filtr.....	23
1.3.6 Tlakoměr .....	23
1.3.7 Pojistný ventil.....	24
1.3.8 Zpětný ventil .....	25
1.3.9 Rozvaděč .....	25
1.3.10 Hydromotor .....	26
1.3.11 Vedení .....	27
1.3.12 Hydraulická kapalina .....	27
<b>2 HYDRAULICKÉ SYSTÉMY S VÍCE SPOTŘEBIČI</b> .....	<b>28</b>
2.1 JEDNOTLIVÉ TYPY HYDRAULICKÝCH SYSTÉMŮ S VÍCE SPOTŘEBIČI .....	28
2.1.1 Sériově řazené hydromotory .....	28
2.1.2 Paralelně řazené hydromotory.....	29
2.2 MOŽNÉ APLIKACE VČETNĚ VÝHOD U HYDRAULICKÝCH SYSTÉMŮ S VÍCE HYDROMOTORY. ....	30
2.3 METODY SYNCHRONIZACE POHYBU VÍCE HYDROMOTORŮ V HYDRAULICKÝCH SYSTÉMECH.....	31
<b>II PRAKTICKÁ ČÁST</b> .....	<b>37</b>
<b>3 NÁVRH VHODNÉHO HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU S VÍCE SPOTŘEBIČI</b> .....	<b>38</b>
3.1 NÁVRH HYDROMOTORU .....	38
3.1.1 Výpočet průměru pístu hydromotoru .....	39
3.1.2 Výpočet průměru pístnice .....	40
3.1.3 Výpočet tloušťky stěny hydromotoru .....	41
3.1.4 Výpočet tloušťky dna hydromotoru .....	43
3.1.5 Volba hydromotoru .....	44
3.1.6 Kontrola pístnice hydromotoru na vzpěr.....	45
3.2 NÁVRH HYDROGENERÁTORU A MOTORU .....	47
3.2.1 Návrh hydrogenerátoru .....	48
3.2.2 Návrh elektromotoru .....	49
3.2.3 Návrh vedení .....	49



3.2.4	Volba rychlostí .....	50
3.2.5	Výpočet průměru vedení .....	50
3.2.6	Výběr hydraulické kapaliny .....	52
3.2.7	Výpočet typu proudění .....	53
3.2.8	Výpočet součinitele hydraulického tření.....	54
3.3	NÁVRH ŘÍDÍCÍ A REGULAČNÍ TECHNIKY .....	54
3.3.1	Jednosměrný ventil JV .....	54
3.3.2	Pojistný ventil PV .....	55
3.4	NÁVRH POMOCNÝCH PRVKŮ HYDRAULICKÉHO OBVODU .....	56
3.4.1	Nádrž .....	56
3.4.2	Tepelný výpočet nádrže .....	56
3.4.3	Chladič .....	57
3.4.4	Filtry .....	59
3.5	HYDRAULICKÝ SYSTÉM S VÍCE SPOTŘEBIČI BEZ SYNCHRONIZACE POHYBU.....	61
3.5.1	Popis systému.....	61
3.5.2	Schéma systému .....	62
3.5.3	Kontrola systému na tlak.....	63
3.6	HYDRAULICKÝ SYSTÉM S VÍCE SPOTŘEBIČI SE SYNCHRONIZACÍ POHYBU .....	66
3.6.1	Popis systému.....	66
3.6.2	Schéma systému .....	67
3.6.3	Kontrola systému na tlak.....	68
3.7	POROVNÁNÍ SYSTÉMŮ .....	74
	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>76</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....</b>	<b>77</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>80</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....</b>	<b>82</b>

## ÚVOD

Hydraulické systémy jsou v dnešní době běžně rozšířené. S těmito systémy se setkáme v nejrůznějších aplikacích. Může se jednat o stroje nebo zařízení. Nejčastější aplikace je průmyslová hydraulika, mobilní hydraulika, lodní hydraulika, námořní hydraulika, ocelové vodní stavby, speciální technika a hydraulika letadel. Používá se všude tam, kde je potřeba transformovat mechanickou energii.

Podstatou těchto systémů je přeměna mechanické energie na energii hydraulickou. Zdrojem mechanické energie je nejčastěji elektromotor nebo spalovací motor. K přeměně mechanické energie na energii hydraulickou používáme hydrogenerátor. Po přeměně energie je jejím nositelem hydraulická kapalina, která je řízena, regulována a přepravována ke spotřebiči. Spotřebičem je v takovýchto systémech hydromotor. Ten má na starosti přeměnu hydraulické energie zpět na energii mechanickou.

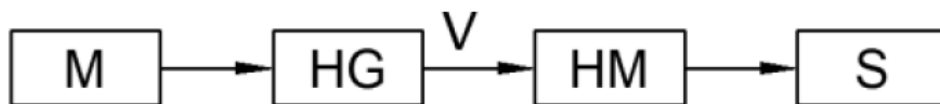
Hydraulické obvody s více spotřebiči využívají vysokou hospodárnost těchto systémů umožněnou centrálním hnacím hydrogenerátorem. V praxi to znamená, že na jeden hydrogenerátor může být v jednom systému více spotřebičů. Záleží na požadavcích systému a parametrech jednotlivých prvků obvodu.

## **I. TEORETICKÁ ČÁST**

## 1 ZÁKLADNÍ FUNKCE HYDRAULICKÝCH SYSTÉMŮ

Hydraulické systémy jsou systémy, které slouží pro transformaci energie. V těchto systémech se mění energie mechanická na energii hydraulickou. Tato hydraulická energie se po regulaci, řízení, a transportu opět převede na energii mechanickou.

Zdrojem mechanické energie je nejčastěji spalovací motor nebo elektromotor  $M$ . Mechanická energie se dále přemění na energii hydraulickou pomocí hydrogenerátoru  $HG$ . Tuto hydraulickou energii opět přeměníme na energii mechanickou pomocí hydromotoru  $HM$ . K přenosu energie mezi hydrogenerátorem a hydromotorem se využívá hydraulická kapalina, která je distribuována pomocí vedení  $V$ . Hydromotor už pak pohání zařízení nebo stroj  $S$  (Obrázek 1). [4]

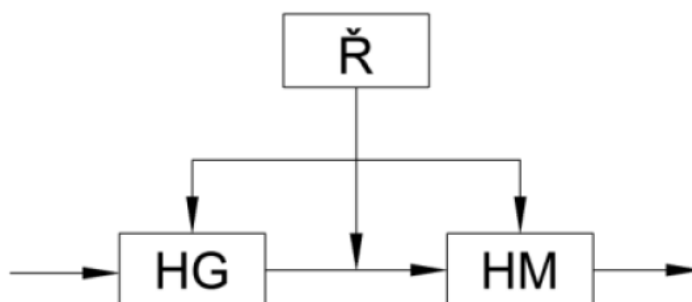


Obrázek 1 Přenos energie v hydraulickém systému [4]

$M$  – zdroj mechanické energie,  $HG$  – hydrogenerátor,  $V$  – vedení hydraulické kapaliny,  
 $HM$  – hydromotor,  $S$  – poháněné zařízení nebo stroj

Základní funkcí hydraulických systémů je tak přeměna energie spojená s jejím transportem, řízením a regulací. Transport energie probíhá pomocí hydraulické kapaliny, která je vedena trubkami, hadicemi a otvory v řídicích hydraulických blocích nebo řídicích deskách. Řízení je realizováno pomocí regulačních čerpadel, řídicích a regulačních ventilů. Zde se mění velikost a směr účinku energie kapaliny. [4]

V hydraulických systémech může být energie transportována a přeměněna za konstantních parametrů nebo při regulovaných parametrech. Regulace se provádí pomocí řízení  $\check{R}$ . Řízení může regulovat jednotlivé prvky v systému, jako jsou hydromotory, hydrogenerátory, rozvaděče, ventily, vedení aj.



Obrázek 2 Řízení prvků hydraulického systému pomocí řízení Ř [4]

*HG* – hydrogenerátor, *HM* – hydromotor, *Ř* – řízení

## 1.1 Použití hydraulických systémů

S hydraulickými systémy se můžeme setkat ve spoustě aplikací. Mezi nejčastější obory aplikací těchto systémů patří: průmyslová hydraulika, mobilní hydraulika, lodní hydraulika a námořní hydraulika, ocelové vodní stavby, speciální technika nebo hydraulika letadel.

Do skupiny průmyslová hydraulika patří obráběcí stroje, stroje na zpracování plastů, lisy, hutě a válcovny, elektrárny včetně jaderných a důlní stroje.

Do podskupiny obráběcích strojů patří například hydraulické nůžky na plech. (Obrázek 3) Ty využívají tlaku hydromotoru, který tlačí na břit nůžek. Břit působením tlaku vniká do materiálu a dělí ho. [4]



Obrázek 3 Hydraulické tabulové nůžky Bernardo HKT 3200 x 12 [17]

Do podskupiny strojů pro zpracování plastu patří například vstřikovací stroje. Jednou z aplikací hydraulického systému na těchto strojích je mechanismus pro otevírání a zavírání formy. Zde se využívá chod vpřed přímočarého hydromotoru k uzavření formy. Chod zpět je pak použitý k otevření formy.

Lisy využívají hydraulické systémy pro pohyb beranu. Přímočarý hydromotor při pohybu dolů tlačí beran. Po dosažení požadované polohy beranu a času hydromotor pohybem zpět beran lisu zvedne do horní polohy.

V hutích a válcovnách se hydraulické systémy používají převážně k ovládání částí technologie pro zpracování oceli a manipulaci s těžkými břemeny. Hydraulické systémy mohou být také použity v některých strojích. Hydraulický systém využívá například válcovací linka pro nastavení polohy tvářecích elementů. [4]

V elektrárnách je také mnoho možností aplikace hydraulických systémů. Nejčastější aplikací jsou hydraulicky ovládané ventily a šoupátka. Mezi důlní techniku, která využívá hydraulické systémy, patří důlní rypadla, důlní nákladní stroje, těžební stroje a další.

Do skupiny mobilní hydraulika patří bagry a jeřáby, stavební, zemědělské a lesní stroje, nákladní automobily, užitková a kolejová vozidla.

Bagry a jeřáby využívají především hydraulické systémy pro zvedání přepravovaného nákladu. Výhody těchto systémů nicméně také využívají například pro ovládání nebo pohyb.

Kolové rypadlo B110W (Obrázek 4) využívá čtyři nezávislé okruhy hydraulického systému. Díky těmto čtyřem nezávislým okruhům poskytuje zvýšenou kapacitu použitých přídatných zařízení. Hydraulického systému využívá k manipulaci s nákladem, přepravě a také k ovládání a pohonu přídatných zařízení.



Obrázek 4 Kolové rypadlo B110W [34]

Do podskupiny stavební, zemědělské a lesní stroje patří všechna mobilní zařízení, která využívají hydraulických systémů a jsou primárně určena pro jednu z těchto tří oblastí použití. Nejvýznamnější použití je právě u zemědělské techniky. Ta využívá hydraulické systémy primárně kvůli přenosu velkých výkonů s možností přímé regulace.

Do skupiny lodní hydrauliky patří řízení kormidel, palubní jeřáby, vrata u trajektů a posuvná vrata. [4]

Námořní hydraulika využívá hydraulické systémy pro hydraulické berany, půdní frézy a vlnolamy.

Skupina ocelové a vodní stavby využívá hydraulické systémy pro zdymadla a jezy, ovládání mostů a také pro lodní zdvihací zařízení.

Do skupiny speciální hydraulika patří speciální stroje, ovládání antén, roboty a manipulační technika, zkušební stroje a letecká a kosmická hydraulika.

Hydraulika letadel je poslední skupinou. Tato skupina je ovlivněna zvláštními podmínkami leteckého provozu (servoventily).

## 1.2 Výhody a nevýhody hydraulických systémů

Jako každý systém pro transformaci energie, i hydraulické systémy mají své výhody a nevýhody.

Mezi výhody těchto systémů patří, že při malých konstrukčních objemech, jsou jednoduše přenášeny velké síly a velké kroučící momenty. To znamená, že tyto systémy mají velkou hustotu výkonu. Mezi další výhody těchto systémů můžeme zařadit tu vlastnost, že pohyb hydromotoru lze realizovat za plného zatížení z klidového stavu. U hydraulických systémů lze snadno dosáhnout spojitě regulace rychlosti, kroučícího momentu a zdvihové síly. Jsou stejně tak vhodné pro rychlé a kontrolované pohyby, ale lze je také použít pro extrémně pomalé a přesné pohyby. Hydraulický systém je jednoduché ochránit před přetížením. Jednoduchá je také akumulace energie pomocí techniky hydraulických akumulátorů. Za další výhodu je považována vysoká hospodárnost, která je umožněna centrálním hnacím systémem spojeným s decentralizovaným převodem hydraulické energie zpět na mechanickou energii. [4]

Pokud budeme porovnávat hydraulické systémy s ostatními, tak hlavní výhodou je vysoká hustota výkonu.

Za nevýhodu hydraulických systémů můžeme označit stlačitelnost hydraulické kapaliny způsobenou vzduchem v okruhu. Stlačitelnost způsobuje spínací rázy a nestejně pohyby v systému. Další nevýhodou je, že změna teploty hydraulické kapaliny ovlivňuje její viskozitu. Díky změně viskozity narůstají ztráty netěsnostmi a spárami. Nevýhodou také je, že kvůli tření v kapalině dochází ke ztrátám výkonu. Problémem hydraulických systémů je i to, že jednotlivé prvky systému vyžadují vysokou výrobní přesnost, která má vliv na cenu. Za nevýhodu může být považována vysoká hlučnost těchto systémů.

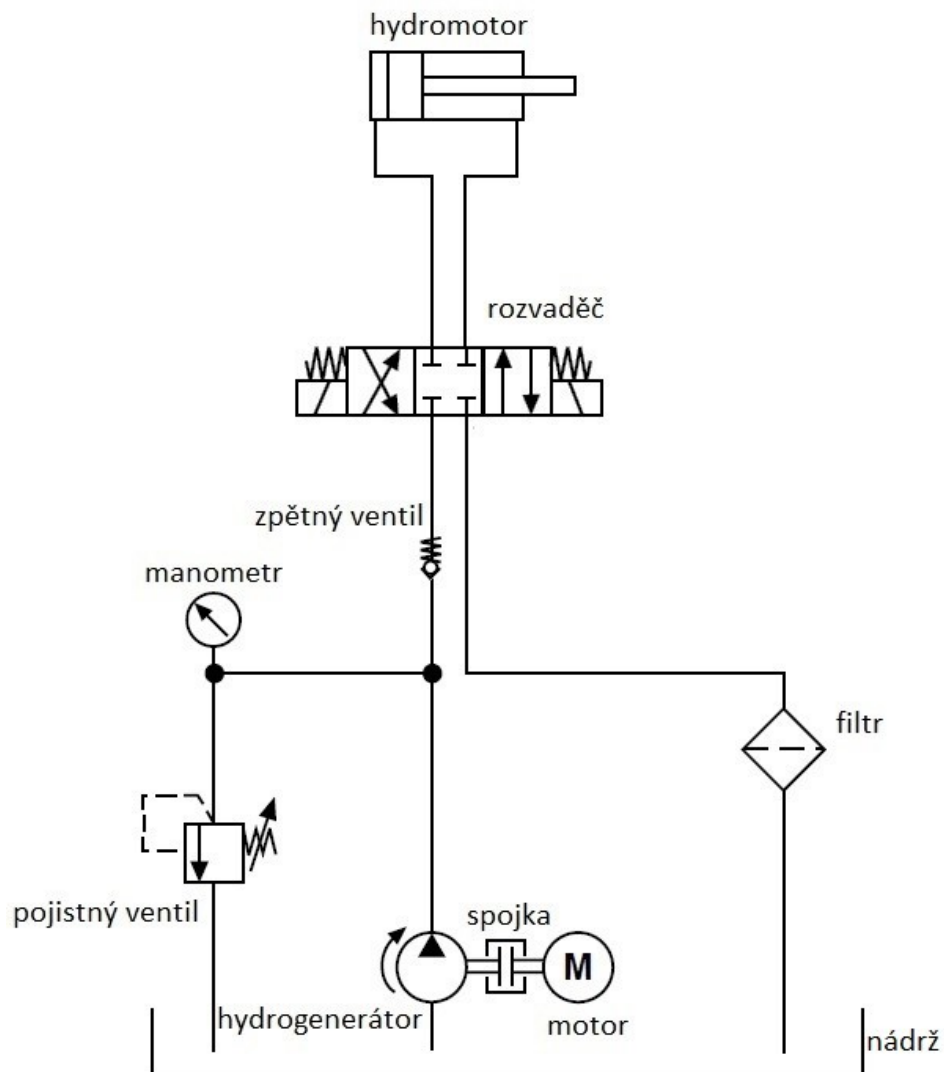
Pokud budeme porovnávat hydraulické systémy s ostatními systémy, které slouží k transformaci energie, tak mezi hlavní nevýhody patří cena hydraulických systémů a jejich částí, přítomnost hydraulické kapaliny a její náchylnost na nečistoty. Další nevýhodou je, že systémy nejsou sterilní, tedy je není možné všude použít. Hydraulická kapalina se musí pomocí filtrů čistit, chladit a také měnit, protože po určité době ztrácí své vlastnosti. [1]



### 1.3 Základní prvky hydraulických systémů a jejich funkce

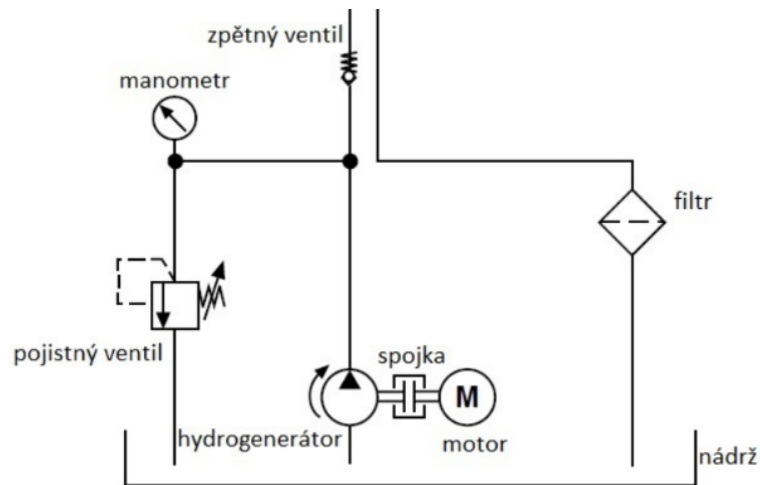
Přenos a řízení energie je v hydraulických systémech realizováno pomocí různých druhů hydraulických prvků. Podle parametrů těchto prvků, jejich konstrukce a uspořádání zajišťují přenos energie mezi hydraulickou kapalinou a pevnými členy, změnu parametrů přenášené energie, větvení proudu kapaliny a hrazení. Důležitou součástí hydraulických systémů jsou také pomocné prvky a hydraulická kapalina, která je nositelem energie. [1]

Základní hydraulický systém (Obrázek 5) se skládá ze tří hlavních částí. První částí je hydraulický agregát. Druhou částí je prvek pro řízení hydraulické energie. Poslední částí je hydromotor.



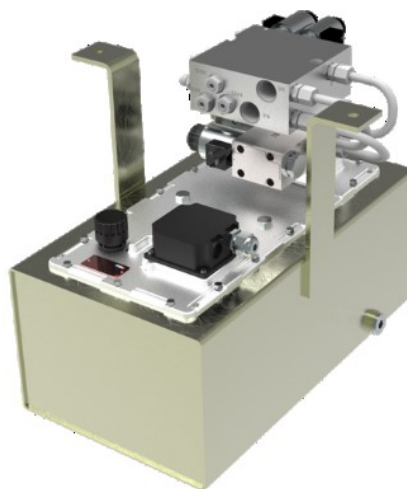
Obrázek 5 Základní hydraulický systém

Hydraulický agregát (Obrázek 6) je zde zdrojem hydraulické energie. Je to část systému, která přeměňuje mechanickou energii na energii hydraulickou.



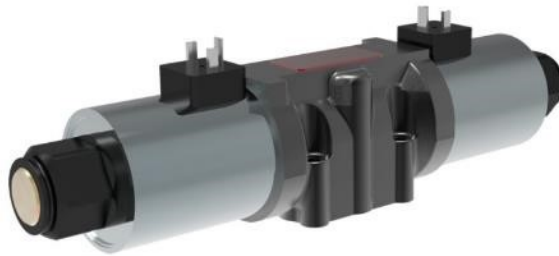
Obrázek 6 Hydraulický agregát

Zdrojem mechanické energie nejčastěji bývá elektromotor nebo spalovací motor. Tuto energii pak přemění hydrogenerátor na energii hydraulickou. Jednoduchý hydraulický agregát (Obrázek 7) dále obsahuje spojku, filtr, zpětný ventil, nádrž, pojistný ventil a manometr. Konstrukce a složení agregátu se může lišit. Je to dáno především požadavky na výkon, místem instalace a zdrojem mechanické energie.



Obrázek 7 Hydraulický agregát s motorem ponořeným v pracovní kapalině SPA 01 [16]

Prvkem pro řízení hydraulické energie, a tím i pro řízení hydromotoru, je v tomto případě rozvaděč (Obrázek 8). Tento rozvaděč může průtok vznikající v agregátu přepínat a uvádět tak píst přímočarého hydromotoru do pohybu. Rozvaděč je v tomto případě ovládán pomocí dvou elektromagnetů.



Obrázek 8 Elektromagneticky ovládaný rozvaděč 4/3 [18]

Poslední částí základního hydraulického systému je hydromotor (Obrázek 9). Tento motor je přímočarý a slouží k přeměně hydraulické energie na energii mechanickou. Hydromotor je dvojčinný. Kromě přímočarých hydromotorů existují také rotační nebo kyvné hydromotory.



Obrázek 9 Dvojčinný přímočarý hydromotor 80/45-150mm [35]

### 1.3.1 Nádrž

Nádrž (Obrázek 10) je nádoba, která slouží jako zásobník hydraulické kapaliny. Nádrž bývá ve většině případů součástí hydraulického agregátu (Obrázek 7). Materiál a velikost nádrže bývají různé. Konstrukce se odvíjí vždy od požadavků celého systému. Nádrž musí být vůči hydraulické kapalině odolná a je vybavena olejoznakem. Tento olejoznak udává minimální a maximální množství hydraulické kapaliny, kterou je schopna pojmout. Nádrž musí dále obsahovat výpustný šroub. Ten slouží k vypuštění hydraulické kapaliny z důvodu výměny, opravy nebo havárie. Šroub je ve většině případů osazen magnetem, který sbírá ocelové nečistoty, které se mohou objevit v systému a které filtr nezachytí. Při výměně kapaliny se pak tyto nečistoty z magnetu odstraní. [4]



Obrázek 10 Nádrž namontovaná za kabinou řidiče [19]

Nádrž je ve většině případů uzavřená nádoba, která je neprůhledná. Uzavřená je z důvodu, aby se do hydraulické kapaliny nedostávaly nečistoty a vlhkost. Další části hydraulického agregátu jako je motor a čerpadlo jsou ve většině případů přichyceny přímo k nádrži a slouží tak jako držák těchto komponentů. Tato konstrukce hydraulického agregátu je nevíce rozšířena.

### 1.3.2 Motor

Motor je v hydraulickém systému zdrojem mechanické energie. Tato energie je pak dále přenesena hřídelí motoru na spojku. Spojka přenesení energii na hřídel hydrogenerátoru. Hydrogenerátor přemění mechanickou energii na energii hydraulickou.

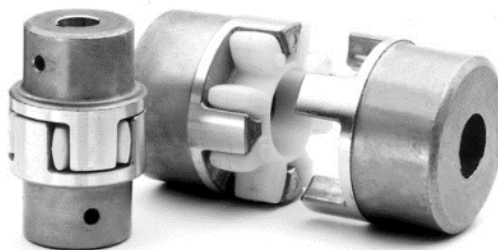
Motory hydraulického agregátu mohou být různé. Ve většině případů se jedná o elektromotor (Obrázek 11) nebo spalovací motor. Od parametrů motoru se odvíjí parametry hydraulického agregátu a také celého hydraulického systému. Motor musí být tedy zvolen s ohledem na požadavky systému.



Obrázek 11 Elektromotor [20]

### 1.3.3 Spojka

Spojka (Obrázek 12) spojuje hřídel motoru a hřídel hydrogenerátoru, tj. slouží ke spojení hnacího a hnaného hřídele. Je to součást, která se používá k přenesení kroučícího momentu, vyrovnání nesouosostí, tlumení vibrací, rázů a torzních kmitů, přerušení nebo k omezení kroučícího momentu jako ochrana před přetížením. Spojky neovládané dělíme do tří základních skupin, a to spojky pevné, pružné a spojky vyrovnávací.

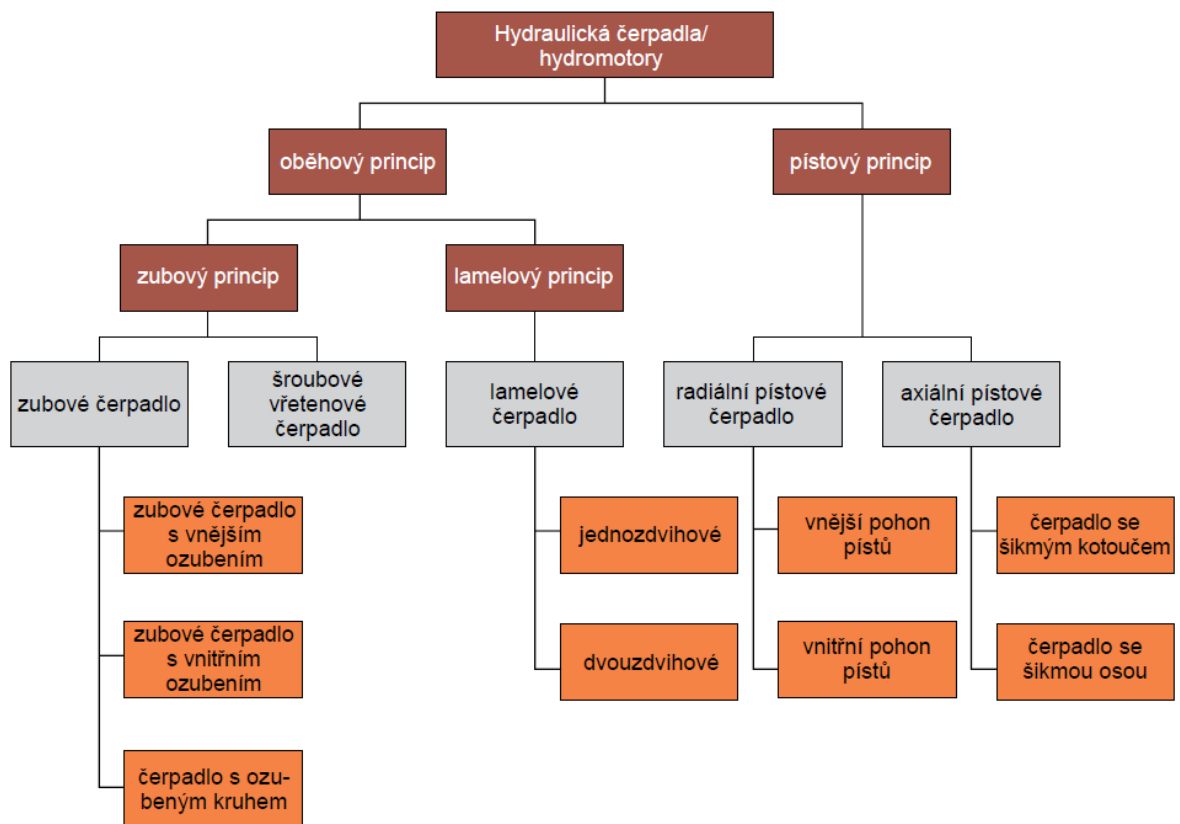


Obrázek 12 Hřidelová spojka [21]

### 1.3.4 Hydrogenerátor

Hydrogenerátor neboli hydraulické čerpadlo je komponent, který převádí mechanickou energii na energii hydraulickou. Hydromotor má pak opačnou funkci. Hydromotory a odpovídající hydrogenerátory mají ve většině případů stejnou konstrukci.

Hydromotory a hydrogenerátory mají různé druhy konstrukcí podle principu vytlačování (Obrázek 13). Tyto konstrukce se liší provedením.



Obrázek 13 Přehled hydraulických čerpadel a hydromotorů [1]

Mechanická energie je přivedena na hřídel hydrogenerátoru z elektromotoru nebo ze spalovacího motoru. Hydrogenerátory vytlačují hydraulickou kapalinu, kterou odebírají z nádrže. Kapalina, která je nositelem energie, pak pokračuje dál systémem přes řídicí a rozdělovací prvky a je dopravena až ke spotřebičům. Tyto spotřebiče vykonávají práci tím, že hydraulickou energii převedou zpět na mechanickou. Hydrogenerátory pracují na hydrostatickém principu. To, že hydrogenerátory využívají hydrostatický princip

znamená, že se do systému přivádí vysoký tlak s relativně malým průtokem. Opakem jsou průtokové stroje, které zpracovávají relativně malé tlaky při velkých průtocích.

### 1.3.5 Filtr

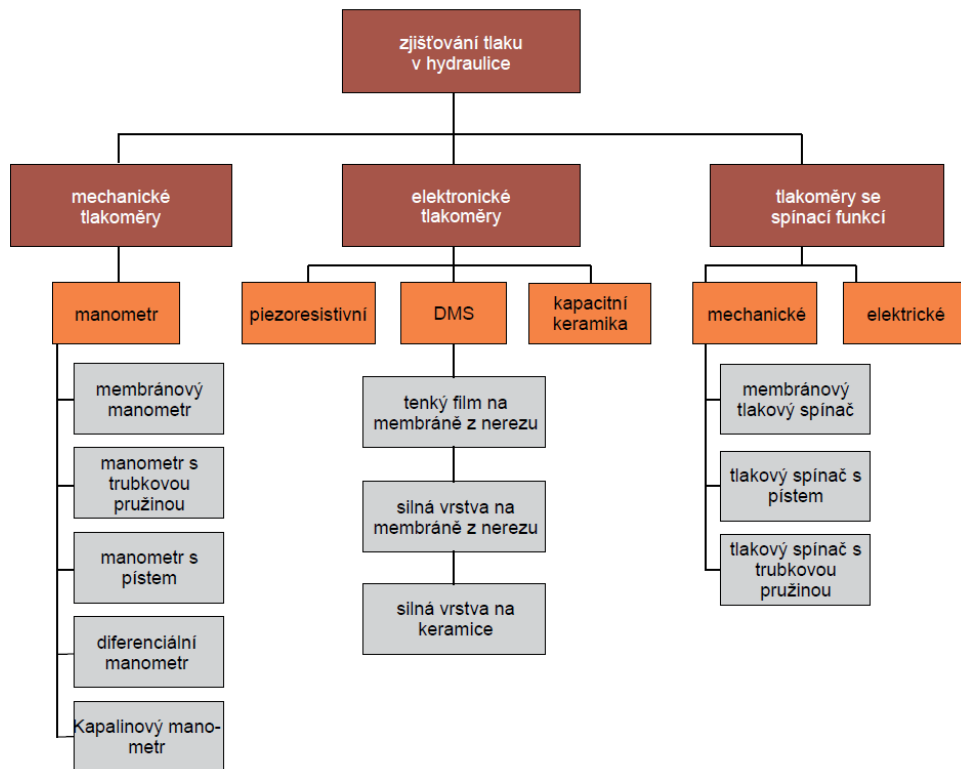
Tyto části systému se starají o to, aby hydraulická kapalina, která je nositelem energie byla zbavena nečistot. Filtry (Obrázek 14) jsou různé konstrukce různého provedení podle požadavků na filtraci. Hlavními vlastnostmi filtru musí být schopnost filtrace dané hydraulické kapaliny, odolnost vůči vznikajícím tlakům a teplotám v systému, vysoká kapacita zachycených nečistot a s tím spojená vysoká životnost filtru. Základní rozdělení filtrů je podle umístění v systému a to na nízkotlaké, vysokotlaké, sací, odpadní a spin-on filtry. [1]



Obrázek 14 Hydraulické filtry [22]

### 1.3.6 Tlakoměr

Jedná se o jednu z nejdůležitějších součástí hydraulických systémů. Hodnota na tlakoměru udává přesnou hodnoty tlaku v systému. Tlakoměry lze rozdělit do tří skupin (Obrázek 15). První skupinou jsou mechanické tlakoměry neboli manometry. Další skupinou jsou elektronické tlakoměry neboli snímače. Poslední a třetí skupinou jsou mechanické tlakoměry se spínací funkcí.

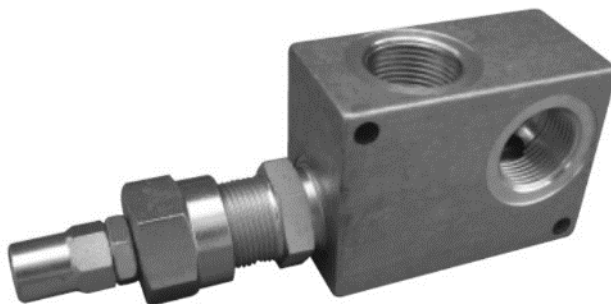


Obrázek 15 Přehled přístrojů pro zjišťování tlaku v hydraulice [1]

### 1.3.7 Pojistný ventil

Úlohou pojistného ventilu (Obrázek 16) v hydraulickém systému je omezit systémový tlak na určitou hodnotu. Pokud v části systému, kde je pojistný ventil zařazen dosáhneme nastaveného tlaku, tak ventil zareaguje a začne přepouštět přebytečný průtok do nádrže.

Pojistné ventily lze rozdělit na pojistné ventily s tlumením, nepřímo řízené pojistné ventily a nepřímo řízené pojistné ventily, elektricky vypínatelné.



Obrázek 16 Pojistný ventil [23]

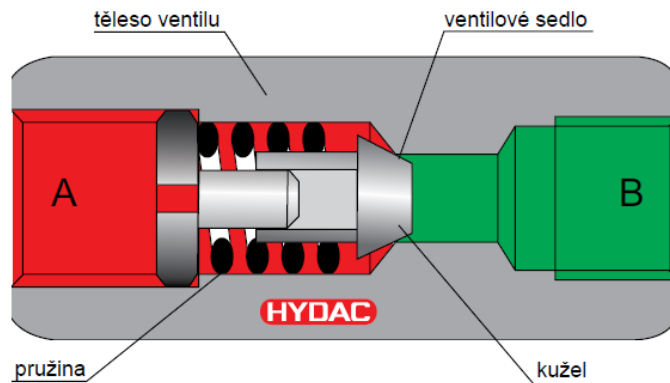


### 1.3.8 Zpětný ventil

Zpětný ventil slouží v hydraulickém systému k tomu, aby zastavil kapalinu při vypnutí hydrogenerátoru a ona nemohla téct zpět. Tím zabrání poškození hydrogenerátoru v důsledku zpětného chodu.

Zpětné ventily patří do skupiny hradících ventilů. Je to ventil, který dovoluje průtok pouze v jednom směru.

V průchozím směru kapalina tlačí na kužel, který je ve ventilovém sedlu. Tento kužel je z opačné strany přitlačený pružinou. Kapalina pružinu stlačí a ventil se otevře. Po otevření kapalina protéká okolo kužele dále do systému. V opačném případě není průtok kapaliny možný. Je to dáno konstrukcí ventilu (Obrázek 17).



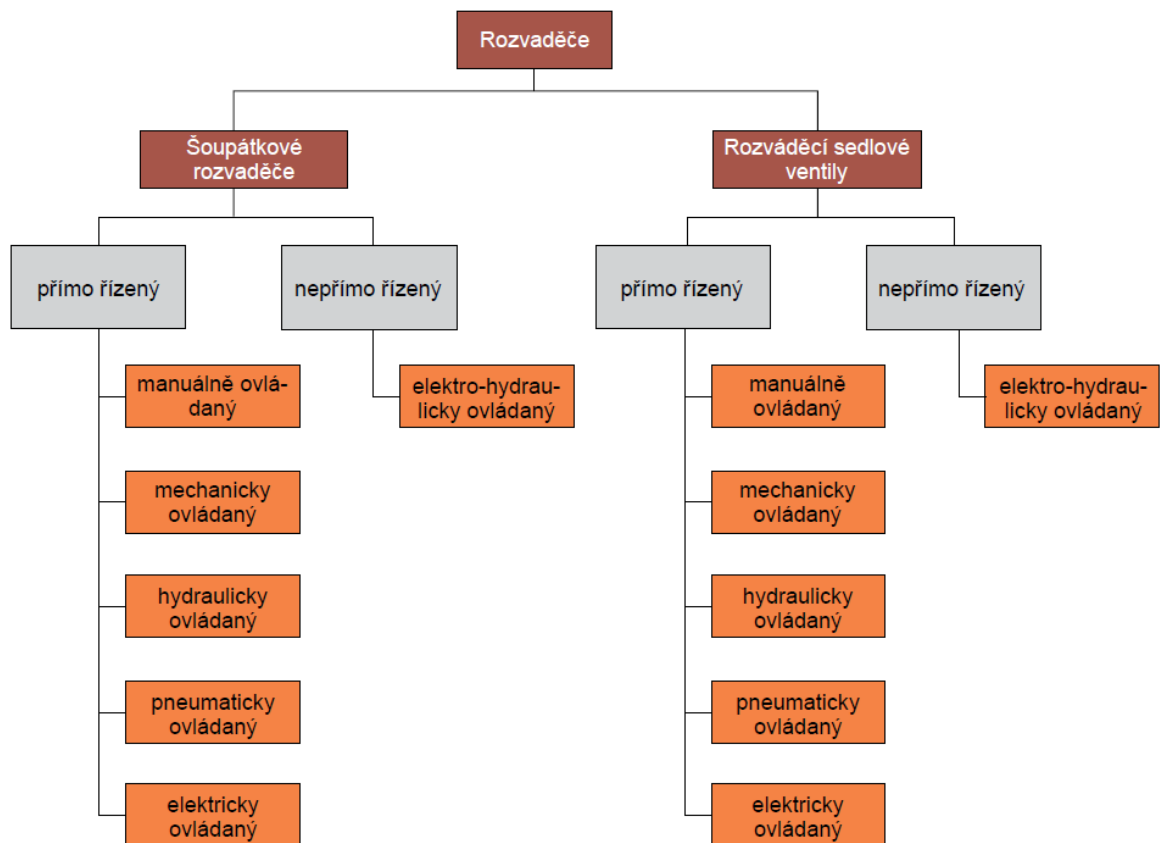
Obrázek 17 Schéma zpětného ventilu [1]

### 1.3.9 Rozvaděč

Tyto části hydraulických systémů rozvádí hydraulickou kapalinu. Rozvádí, znamená, že průtok může být v různých směrech veden, uzavřen nebo otevřen. Rozvaděče rozdělujeme podle hlavních znaků jako je druh ovládání, počet cest průtoku, počet spínacích poloh a podle druhu vnitřního řídicího elementu. [4]

Rozvaděče mohou být ovládány manuálně, mechanicky, pneumaticky, hydraulicky nebo elektricky.

Rozvaděče rozdělujeme také podle druhu řídicích elementů na rozváděcí sedlové ventily a šoupátkové rozvaděče (Obrázek 18).



Obrázek 18 Přehled hydraulických rozvaděčů [1]

### 1.3.10 Hydromotor

Tato část systému má za úkol převést hydraulickou energii zpět na energii mechanickou. Hydromotor má opačnou funkci jako hydrogenerátor. Hydromotory a odpovídající hydrogenerátory mají ve většině případů stejnou konstrukci. Hydromotory lze rozdělit na dvě hlavní skupiny, a to na přímočaré (Obrázek 19) a rotační. Pro speciální případy se používají kyvné hydromotory.

Hydromotory a hydrogenerátory mají různé druhy konstrukcí podle principu vytlačování (Obrázek 13). Tyto konstrukce se liší provedením.

Mezi požadavky, které jsou kladeny na hydromotory, patří maximální provozní tlak, účinnost, životnost, necitlivost na nečistoty, údržba, pulzace, vznik hluku, snadná opravitelnost, váha, konstrukční objem, možnost vestavby a pořizovací cena. Stejně požadavky s některými rozdíly jsou kladeny také na hydrogenerátory. Charakteristikami, které jsou pro hydromotory nejdůležitější jsou kroutící moment, který může poskytnout na hřídeli, a rozsah otáček.

Hydromotory lze rozdělit podle počtu otáček, při kterých ještě hydromotor může poskytovat kroutící moment s přiměřenou celkovou účinností a dostatečnou rovnoměrností. Při takovémto pohledu na rozdělení hydromotorů identifikujeme tři skupiny hydromotorů, a to pomaloběžné, středoběžné a rychloběžné. Mezi pomaloběžné patří pístové hydromotory. Lamelové hydromotory a hydromotory s otáčivým křídlem pak patří do skupiny středoběžných. Do poslední skupiny rychloběžných patří zubové hydromotory, šroubové a vřetenové hydromotory.



Obrázek 19 Přímočarý hydromotor [24]

### 1.3.11 Vedení

Jednotlivé komponenty hydraulických systémů musí být kvůli rozvodu hydraulické kapaliny propojeny vedením. Tohle vedení je realizováno pomocí trubek, hadicového vedení, pomocí přípojovacích desek nebo blokovým způsobem.

### 1.3.12 Hydraulická kapalina

Jedná se o nositele hydraulické energie v hydraulickém systému. Hydraulická kapalina má na starosti přenos energie od hydrogenerátoru do hydromotoru.

Mezi hlavní funkce hydraulických kapalin patří přenos tlaku, mazání součástí pro snížení opotřebení, bezpečné vytváření mazacího filmu i při velkých tlacích a vysokých provozních teplotách v komponentech, schopnost přijímat a odevzdávat teplo, podpora těsnění v jejich těsnicím účinku, zachycovat vodu a neutralizovat již vzniklé kyseliny a tím chránit komponenty před korozí, pevné znečištění unášet a transportovat ho k filtru.

## 2 HYDRAULICKÉ SYSTÉMY S VÍCE SPOTŘEBIČI

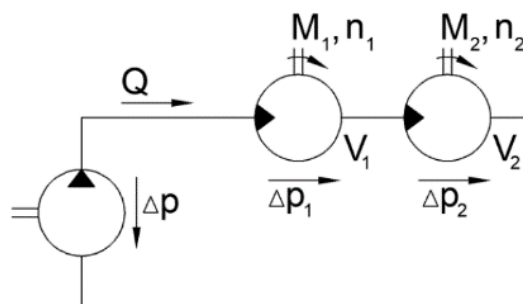
Hydraulické systémy s více spotřebiči jsou systémy, které mají dva a více hydromotorů. Tyto vícemotorové systémy často plní lépe požadavky na něj kladené než systémy s jedním hydromotorem.

### 2.1 Jednotlivé typy hydraulických systémů s více spotřebiči

Vícemotorové systémy se dělí na dvě základní skupiny, a to podle zapojení motorů. Motory takového systému mohou být zapojeny v sérii, pak se jedná o sériově řazené hydromotory. Druhým případem je, že jsou hydromotory zapojeny paralelně. Při tomto zapojení se jedná o paralelně řazené hydromotory.

#### 2.1.1 Sériově řazené hydromotory

Takto zapojené motory (Obrázek 20) mají při stejném geometrickém objemu přibližně stejné otáčky. Otáčky motorů se liší z důvodu průtokových ztrát jednotlivých motorů. Toto zapojení proto nelze použít v případě, že požadujeme přesně stejné otáčky jednotlivých motorů. Celkový tlakový spád se rozdělí na jednotlivé hydromotory. Motory takového systému nebudou tak tlakově využité.



Obrázek 20 Sériově řazené hydromotory [5]

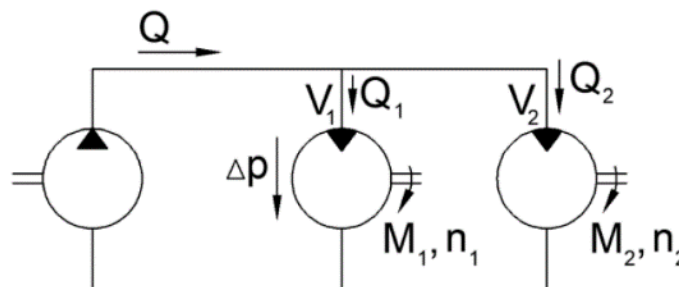
Podle schématu je možné vyjádřit objemový průtok  $Q$  a tlakový spád  $\Delta p$ .

$$Q = Q_1 = Q_2 \quad (1)$$

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 \quad (2)$$

### 2.1.2 Paralelně řazené hydromotory

Při paralelním zapojení (Obrázek 21) dochází ke stejnému tlakovému spádu na každém motoru. Průtok se dělí mezi tyto motory. Stejné dělení průtoku je ale zajištěno pouze tehdy, pokud jsou jednotlivé motory zatíženy stejným momentem. Takové zatížení se realizuje pomocí mechanické vazby mezi jednotlivými motory systému. Pod mechanickou vazbou si zde můžeme představit spojení jednotlivých hřídelí hydromotorů, například pomocí ozubeného soukolí nebo řetězového převodu.



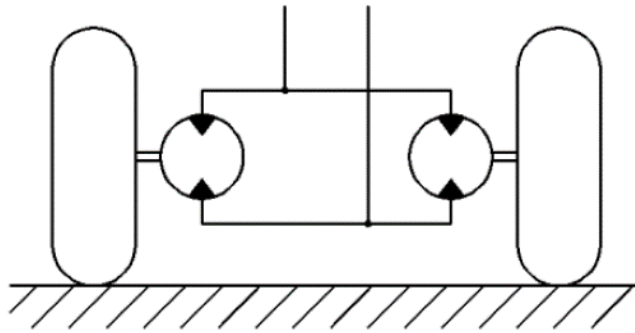
Obrázek 21 Paralelně řazené hydromotory [5]

Podle schématu je možné vyjádřit objemový průtok  $Q$  a tlakový spád  $\Delta p$ .

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (3)$$

$$\Delta p = \Delta p_1 = \Delta p_2 \quad (4)$$

Další příkladem mechanické vazby mezi dvěma hydromotory je adheze kol vozidla k vozovce (Obrázek 22). Pokud je na jednom kole mechanická vazba přerušena například z důvodu odlehčení kola, a tím nedostatečné adheze, tak na hydromotoru druhého kola dojde k poklesu momentu. Toto kolo přestane zabírat a druhé kolo, které ztratilo vazbu, začne prokluzovat. Takové uspořádání plní funkci diferenciálu. Jako uzávěrku diferenciálu můžeme paralelní řazení hydromotorů změnit na sériové. V případě paralelního zapojení hydromotorů lze každý z hydromotorů zatížit plným momentem. Takto lze počtem hydromotorů dosáhnout potřebný  $n$ -násobný moment.



Obrázek 22 Paralelně řazené hydromotory s mechanickou vazbou [5]

## 2.2 Možné aplikace včetně výhod u hydraulických systémů s více hydromotory.

Nejčastější aplikací, kde se můžeme setkat s hydraulickými systémy s více hydromotory, jsou podvozky různých mobilních zařízení (Obrázek 23). Jedná se především o stavební, zahradní a zemědělskou techniku. V těchto případech je pomocí hydraulického systému také zajištěn pohon ostatních částí stroje. Ostatní části stroje jsou osazeny jak rotačními, tak i přímočarými hydromotory.

Mezi výhody takových pohonů můžeme zařadit to, že motor, který otáčí hydromotorem pracuje po celou dobu v optimálních otáčkách. V případě pohonu spalovacím motorem to má pozitivní vliv na spotřebu paliva, opotřebení, rezonance a s tím spojené náklady. Za další výhodu je považováno, že celé zařízení má pak nižší hlučnost. Jednotlivé prvky hydraulického obvodu lze ovládat nezávisle na sobě. Tyto hydraulické systémy mají méně dílů, které se opotřebí. Jsou také bezpečnější. Mají možnost přesného řízení výkonu na jednotlivé hydromotory. I po vypnutí pohonu je možné díky nestlačitelnosti hydraulické kapaliny držet na hydromotoru kroutící moment nebo na přímočarém motoru sílu. Pohon hydrogenerátoru a hydrogenerátor mohou být umístěny dle potřeby nezávisle na umístění hydromotorů. Hydraulické systémy jsou robustní a vhodné pro aplikace s velkým výkonem.

Nevýhodou těchto systémů je, že jsou dražší, mají více prvků a jednotlivé prvky jsou náročné na výrobu. Prvky hydraulických systémů jsou přesné. Další nevýhodou je hydraulická kapalina, která se musí měnit. V případě havárie nebo poruchy může tato kapalina uniknout a způsobit škody. Další nevýhodou, spojenou s hydraulickou kapalinou,

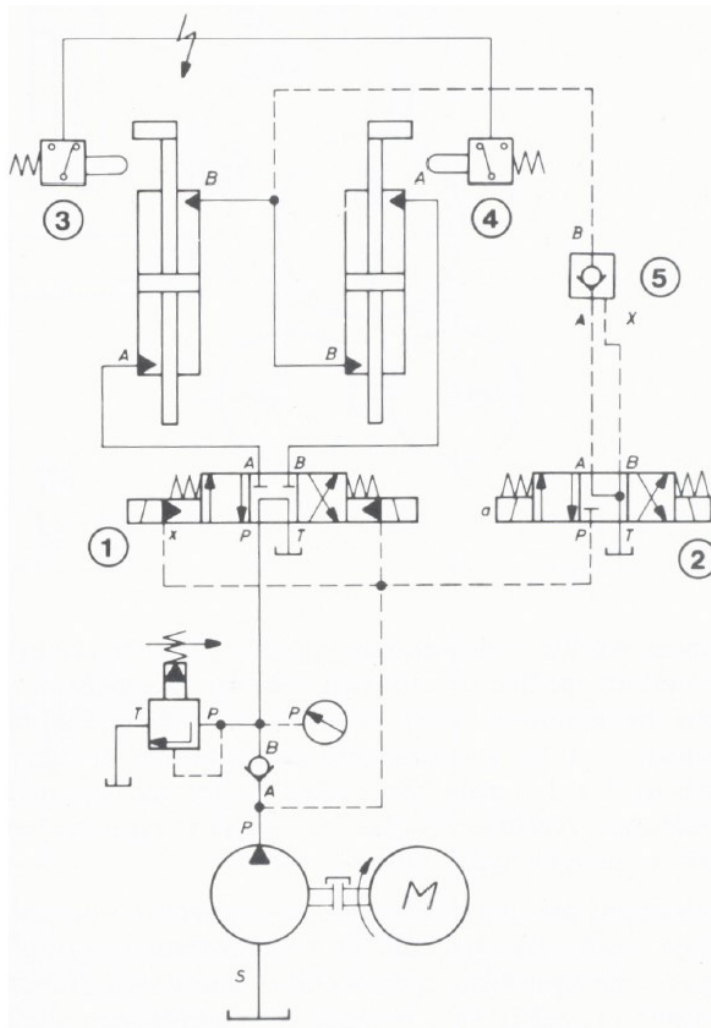
je její hořlavost a aplikace hydraulických pohonů je tak omezená. Hydraulické systémy jsou větší a těžší.



Obrázek 23 Hydraulický pohon zadních kol [25]

### 2.3 Metody synchronizace pohybu více hydromotorů v hydraulických systémech

Synchronní chod stejných přímočarých hydromotorů lze do jisté míry zajistit sériovým zapojením (Obrázek 24). Tento typ zapojení využívají hydraulické nůžky. Pracují na principu větve propojující oba přímočaré hydromotory, kde je hydraulická kapalina přepouštěna z jednoho hydromotoru do druhého. Z důvodu ztrát musí být tato větev vybavena řízeným jednosměrným ventilem, který zajistí doplnění kapaliny nebo odpuštění kapaliny z větve propojující oba přímočaré hydromotory.

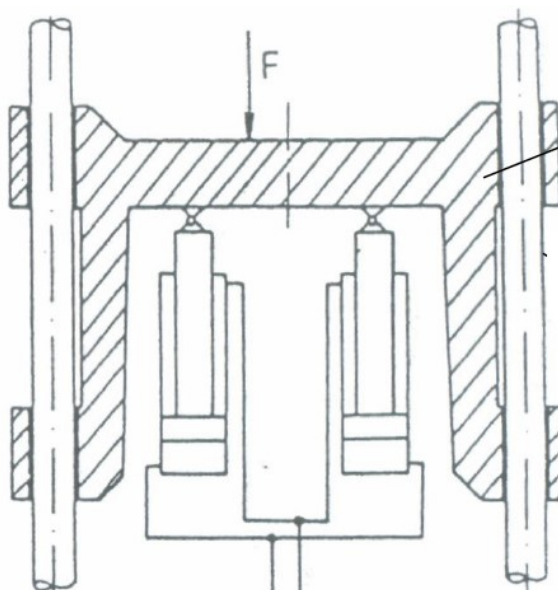


Obrázek 24 Sériově řazené hydromotory [5]

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

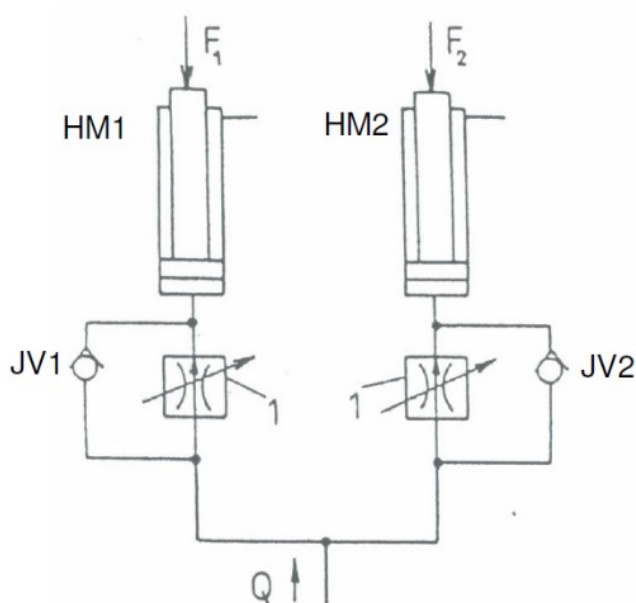
Nejvíce přesná synchronizace pohybu dvou hydromotorů je mechanická vazba (Obrázek 25). Toto řešení synchronizace není ovšem vždy realizovatelné. Pro rotační hydromotory tato vazba může být realizována pomocí řetězového převodu, ozubeného soukolí atd. Pro přímočaré hydromotory tuto vazbu můžeme realizovat pomocí tuhého rámu. Mezi nevýhody takového typu synchronizace patří rozměry a váha. To vede ke zvýšení pracovního tlaku.



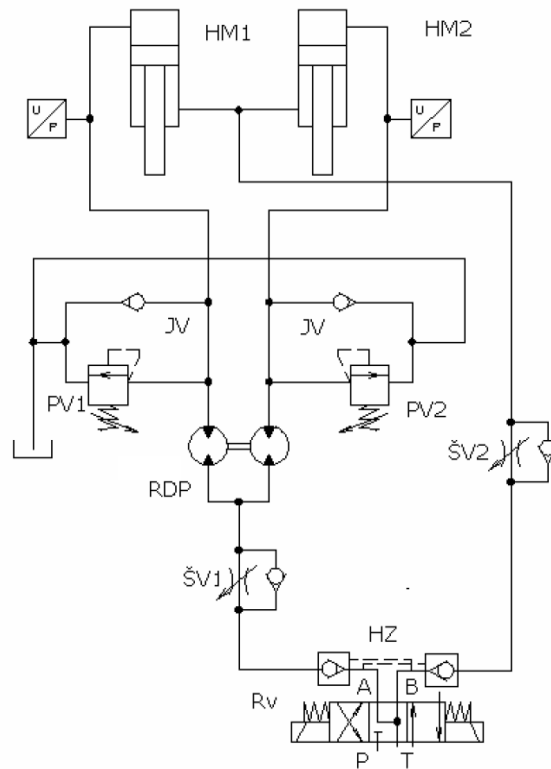


Obrázek 25 Paralelní zapojení dvou přímočarých hydromotorů propojených mechanickou vazbou – tuhým rámem [2]

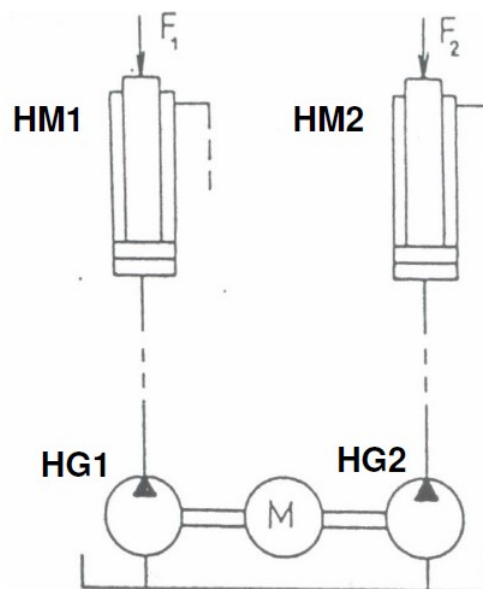
Ve velkém množství případů nelze synchronizaci pohybu přímočarých motorů provést pomocí tuhého rámu. V těchto případech lze aplikovat zapojení motorů s regulačními ventily průtoku (Obrázek 26). Toto zapojení dosahuje nepřesnosti polohy 2 až 5 % zdvihu. Dalším způsobem synchronizace pohybu dvou hydromotorů je pomocí rotačního děliče průtoku (Obrázek 27) nebo pomocí spřažených hydrogenerátorů (Obrázek 28).



Obrázek 26 Synchronizace chodu hydromotorů pomocí regulačních ventilů průtoku [2]  
*HM* – přímočarý hydromotor, *JV* – jednosměrné ventily, *I* – regulační ventil průtoku



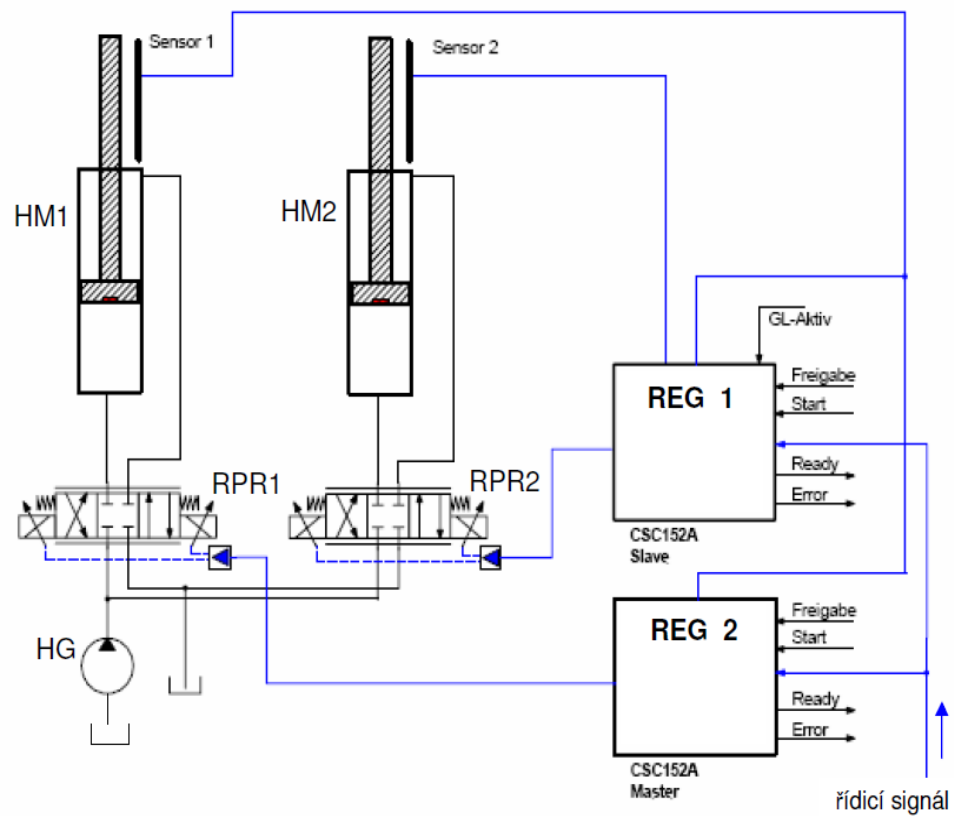
Obrázek 27 Synchronizace chodu hydromotorů pomocí rotačního děliče průtoku [2]  
*RDP* – rotační dělič průtoku, *HM* – přímočaré hydromotory, *ŠV* – škrťací ventily, *PV* –  
 pojistné ventily, *HZ* – dvojstranný hydraulický zámek



Obrázek 28 Synchronizace chodu hydromotorů *HM1* a *HM2* pomocí spřažených  
 hydrogenerátorů *HG1* a *HG2* se stejným geometrickým objemem [2]

Přesnost dosažení synchronizace chodu dvou hydromotorů pomocí rotačního děliče průtoku a spřažených hydrogenerátorů je dána průtokovou účinností převodníků, rozdílem a velikostí zátěže motorů, dynamickým režimem zatěžování a geometrickým objemem převodníků. Pro tyto aplikace pak musíme vybírat převodníky s co nejlepší účinností a se stejným geometrickým objemem, který se určí na základě měření. Nepřesnost synchronizace chodu těchto motorů může být 0,5 až 2% zdvihu.

Zajištění přesnější synchronizace pohybu dvou hydromotorů je možné pomocí regulace master-slave (Obrázek 29). V takovém systému jsou hydromotory řízeny rychlými proporcionálními rozvaděči. Tyto rozvaděče dostávají signál od dvou elektronických regulátorů Master a Slave. První regulátor Master řídí první hydromotor na základě regulační odchylky. Tuto regulační odchylku získá z rozdílu řídicího signálu a zpětné vazby od snímače polohy prvního hydromotoru. Druhý regulátor Slave vytváří regulační odchylku ze tří signálů. Jedná se o řídicí signál, signál od snímače polohy prvního hydromotoru a od snímače polohy druhého hydromotoru. Pokud bychom chtěli dosáhnout ještě přesnějších výsledků, tak použijeme servoventily. V případě systému bez servoventilů je přesnost dosažení polohy v ustáleném stavu dána přesností senzorů polohy hydromotorů a může být až  $\pm 1 \mu\text{m}$  pro zdvihy do 1 m. V případě systému s proporcionálními rozvaděči je nepřesnost sto až tisícinásobně větší.



Obrázek 29 Zajištění synchronního chodu dvou hydromotorů pomocí regulace master-slave [2]

*HM* – přímočarý hydromotor, *RPR* – rychlé proporcionální rozváděče, *REG* – elektronické regulátory

## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

### 3 NÁVRH VHODNÉHO HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU S VÍCE SPOTŘEBIČI

Cílem této práce je navrhnout varianty hydraulických systémů se dvěma přímočarými hydromotory pro zvedání a spouštění zátěží.

- bez synchronizace pohybu
- se synchronizací pohybu

Součástí této práce je porovnání jednotlivých variant, posouzení výhod a nevýhod navržených hydraulických systémů.

Zadané parametry:

Hmotnost zátěže hydromotorů:  $m = 1200 \text{ kg}$

Maximální rychlost zvedání zátěže:  $v_{max} = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

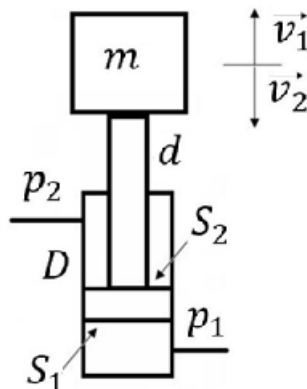
Maximální tlak na pojistném ventilu:  $p_{pv} = 20 \text{ MPa}$

Zdvih:  $Z = 1 \text{ m}$

Mechanicko-tlaková účinnost hydromotoru  $\eta_{mp} = 0,95$

#### 3.1 Návrh hydromotoru

Hydromotor bude přímočarý a dvojčinný. (Obrázek 30)



Obrázek 30 Schéma dvojčinného hydromotoru

### 3.1.1 Výpočet průměru pístu hydromotoru

Zatěžující síla

$$F = m \cdot g = 1200 \cdot 9,81 = 11\,772 \text{ N} \quad (5)$$

Silová rovnováha hydromotoru

$$p_1 \cdot S_1 = p_2 \cdot S_2 + \frac{F}{\eta_{mp}} \quad (6)$$

Tlak na vstupu do hydromotoru bude  $p_1 = 15 \text{ MPa}$ . Tlak na výstupu z hydromotoru bude  $p_2 = 0 \text{ MPa}$ . Na pojistném ventilu bude nastaveno  $p_{pv} = p_{max} = 20 \text{ MPa}$ .

Po dosazení  $p_2$  dostaneme

$$p_1 \cdot S_1 = \frac{F}{\eta_{mp}} \quad (7)$$

Výpočet pracovní plochy pístu

$$S_1 = \frac{F}{\eta_{mp} \cdot p_1} = \frac{11772}{0,95 \cdot 15 \cdot 10^6} = 8,261 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (8)$$

Výpočet průměru pístu

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,261 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,0324 \text{ m} \quad (9)$$

Volím průměr pístu dle norem a vzhledem k průměru pístnice  $D = 40 \text{ mm}$

Výpočet skutečné plochy pístu

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,04^2}{4} = 1,2566 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (10)$$

Výpočet skutečného tlaku na vstupu

$$p_1 = \frac{F}{\eta_{mp} \cdot S_1} = \frac{11772}{0,95 \cdot 1,2566 \cdot 10^{-3}} = 9,8609 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (11)$$

### 3.1.2 Výpočet průměru pístnice

Rychlost zasouvání pístnice bude  $v_2 = 0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Zde platí rovnice kontinuity

$$v_{max} \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2 \quad (12)$$

Výpočet pracovní plochy pístu na straně pístnice

$$S_2 = \frac{v_{max} \cdot S_1}{v_2} = \frac{0,2 \cdot 1,2566 \cdot 10^{-3}}{0,3} = 8,3773 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (13)$$

Výpočet průměru pístnice

$$d = \sqrt{D^2 - \frac{4 \cdot S_2}{\pi}} = \sqrt{0,04^2 - \frac{4 \cdot 8,3773 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,0231 \text{ m} \quad (14)$$

Volím průměr pístnice dle norem a dle požadované bezpečnosti  $d = 25 \text{ mm}$

Výpočet skutečné plochy pístu na straně pístnice

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0,04^2 - 0,025^2)}{4} = 7,6576 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (15)$$



### 3.1.3 Výpočet tloušťky stěny hydromotoru

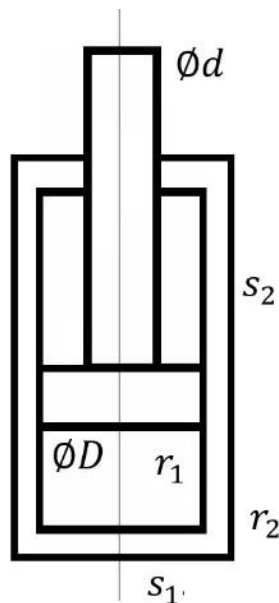
Zvolil jsem neušlechtilou konstrukční ocel obvyklé jakosti s vyšším obsahem uhlíku. Ocel je vhodná na strojní součásti namáhané staticky i dynamicky.

Ocel DIN 1.0050, dle ČSN 11 500.

Pevnost v tahu  $R_m = \sigma_{PT} = 470 \div 610 \text{ MPa}$

Dovolené napětí v tahu  $\sigma_D = 90 \text{ MPa}$

Mez kluzu  $R_e = 275 \text{ MPa}$



Obrázek 31 Stěny, dno, píst a pístnice přímočarého hydromotoru

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

Výpočet vnitřního poloměru válce

$$r_1 = \frac{D}{2} = \frac{0,04}{2} = 0,02 \text{ m} = 20 \text{ mm} \quad (16)$$

Výpočet tloušťky stěny hydromotoru

$$s_1 = \frac{p_{max} \cdot D}{2 \cdot \sigma_D} = \frac{20 \cdot 10^6 \cdot 0,04}{2 \cdot 90 \cdot 10^6} = 4,4444 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4,4444 \text{ mm} \quad (17)$$

Ke stěně hydromotoru (Obrázek 31) je nutné připočítat přídavek na opracování a přídavek pro nanesení antikorozičního materiálu.

Přídavek na opracování 0,6 mm

Přídavek pro nanesení antikorozičního materiálu 1 mm

Výpočet tloušťky stěny hydromotoru včetně přídavků

$$s_1 = 4,4444 + 1 + 0,6 \cong 6 \text{ mm} \quad (18)$$

Kontrola podmínky, zda se jedná o tenkostěnnou nádobu

$$r_1 = 20 \text{ mm}$$

$$r_2 = r_1 + s_1 = 20 + 6 = 26 \text{ mm} \quad (19)$$

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{26}{20} = 1,3 \geq 1,18 \Rightarrow \text{není splněna podmínka } \frac{r_2}{r_1} \leq 1,18 \quad (20)$$

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

Kontrola podmínky, zda se jedná o tlustostěnnou nádobu

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{26}{20} = 1,3 \geq 1,18 \Rightarrow \text{podmínka je splněna } \frac{r_2}{r_1} \geq 1,18 \quad (21)$$

Výpočet tloušťky stěny hydromotoru pro tlustostěnnou trubku

$$s_1 = \frac{D}{2} \cdot \left( \sqrt{\frac{\sigma_D + p_{max} \cdot (1 - 2\mu)}{\sigma_D - p_{max} \cdot (1 - \mu)}} - 1 \right) \quad (22)$$

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

$$s_1 = \frac{0,04}{2} \cdot \left( \sqrt{\frac{90 \cdot 10^6 + 20 \cdot 10^6 \cdot (1 - 2 \cdot 0,3)}{90 \cdot 10^6 - 20 \cdot 10^6 \cdot (1 - 0,3)}} - 1 \right) = 0,0108 \text{ m} = 10,7605 \text{ mm} \quad (23)$$

Ke stěně hydromotoru je nutné připočítat přídavek na opracování a přídavek pro nanesení antikorozičního materiálu.

Přídavek na opracování 0,3 mm

Přídavek pro nanesení antikorozičního materiálu 1 mm

Výpočet tloušťky stěny hydromotoru včetně přídavků

$$s_1 = 10,7605 + 1 + 0,3 \cong 12 \text{ mm} \quad (24)$$

Kontrola podmínky zda se jedná o tlustostěnnou nádobu

$$r_1 = 20 \text{ mm}$$

$$r_2 = r_1 + s_1 = 20 + 12 = 32 \text{ mm} \quad (25)$$

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{32}{20} = 1,6 \geq 1,18 \Rightarrow \text{podmínka je splněna } \frac{r_2}{r_1} \geq 1,18 \quad (26)$$

### 3.1.4 Výpočet tloušťky dna hydromotoru

Zvolil jsem neušlechtilou konstrukční ocel obvyklé jakosti s vyšším obsahem uhlíku.

Ocel je vhodná na strojní součásti namáhané staticky i dynamicky.

Ocel DIN 1.0050, dle ČSN 11 500.

Je to stejná ocel, jako byla použita pro stěny hydromotoru.

Pevnost v tahu  $R_m = \sigma_{PT} = 470 \div 610 \text{ MPa}$

Dovolené napětí v tahu  $\sigma_D = 90 \text{ MPa}$

Mez kluzu  $R_e = 275 \text{ MPa}$

Výpočet tloušťky dna hydromotoru

$$s_2 = D \cdot \sqrt{\frac{p_{max}}{\sigma_D}} = 0,04 \cdot \sqrt{\frac{20 \cdot 10^6}{90 \cdot 10^6}} = 0,0189 \text{ m} = 18,8562 \text{ mm} \quad (27)$$

Ke dnu hydromotoru je nutné připočítat přídavek na opracování a přídavek pro nanesení antikorozičního materiálu.

Přídavek na opracování 0,2 mm

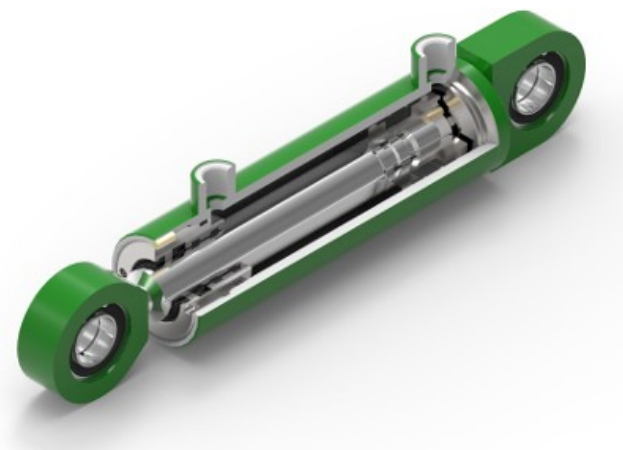
Přídavek pro nanesení antikorozičního materiálu 1 mm

$$s_2 = 18,8562 + 1 + 0,2 \cong 20 \text{ mm} \quad (28)$$

### 3.1.5 Volba hydromotoru

Zvolil jsem si přímočarý dvojčinný hydromotor ZH2 (Obrázek 32). Tento dvojčinný hydraulický válec nevyžaduje zvláštní požadavky na obsluhu a údržbu. Válec je vhodný pro vyšší tlakové zatížení a ztížené pracovní podmínky.

Maximální tlak  $p_{MAX} = 25 \text{ MPa}$ , průměr pístu  $D = 40 \text{ mm}$ , průměr pístnice  $d = 25 \text{ mm}$ , zdvih  $Z = 1000 \text{ mm}$ .



Obrázek 32 Přímočarý dvojčinný hydromotor ZH2 od společnosti Hydraulisc s.r.o. [26]

Hydromotor společnost vyrobí na zakázku podle požadavků zákazníka. Je možnost výběru materiálu, povrchové úpravy a také zdvihu. Zde je doporučeno výrobcem si pístnici hydromotoru překontrolovat na vzpěr.

### 3.1.6 Kontrola pístnice hydromotoru na vzpěr

Z nabízených materiálů pro výrobu pístnice jsem si zvolil materiál DIN 1.7361 (Dle ČSN 15 230). Jedná se o nízkolegovanou ocel s dobrou svařitelností a obrobitelností. Tato ocel je vhodná pro zušlechťování, povrchové kalení, chemicko-tepelné zpracování ale také pro nitridování.

Tato ocel je vhodná pro velmi namáhané strojní součásti.

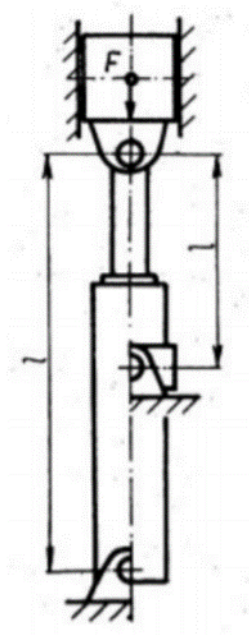
Modul pružnosti v tahu  $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$

Napětí na mezi úměrnosti  $\sigma_u = 90 \text{ MPa}$

Uložení hydromotoru je ve spodní části pomocí rotační vazby. Horní část motoru je také připevněna k zvedané zátěži pomocí rotační vazby. Rotační vazba je zde realizována pomocí válcových čepů a ok s kluznými ložisky (Obrázek 33).

Redukovaná délka pístnice  $l_{red} = l = 1,22 \text{ m}$

Součinitel závislý na uložení hydromotoru  $\beta = 1$



Obrázek 33 Uložení hydromotoru [2]

Výpočet momentu setrvačnosti plochy průřezu pístnice k ose souměrnosti (kvadratický moment)

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,025^4}{64} = 1,9175 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 \quad (29)$$

Výpočet poloměru setrvačnosti plochy průřezu pístnice

$$i = \sqrt{\frac{J}{S}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}} = \sqrt{\frac{d^2}{16}} = \frac{d}{4} = \frac{0,025}{4} = 0,0063 \text{ m} \quad (30)$$

Výpočet štíhlosti pístnice

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i} = \frac{1,22}{0,0063} = 193,6508 \quad (31)$$

Mezní štíhlost

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\beta \cdot \frac{E}{\sigma_u}} = \pi \cdot \sqrt{1 \cdot \frac{2 \cdot 10^{11}}{90 \cdot 10^6}} = 148,0961 \quad (32)$$

$\lambda > \lambda_m \rightarrow$  kontrola na vzpěrnou pevnost podle Eulera

Výpočet kritické síly podle Eulera

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l_{red}^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 1,9175 \cdot 10^{-8}}{1,22^2} = 25429,9468 \text{ N} \quad (33)$$

Výpočet bezpečnosti

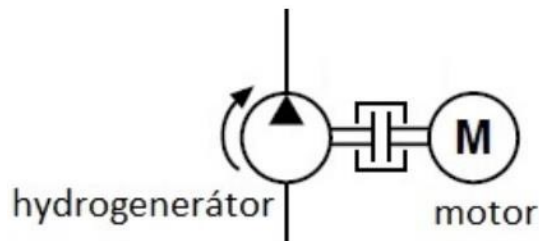
$$k = \frac{F_{kr}}{F} = \frac{25429,9468}{11\,772} = 2,1602 \quad (34)$$

$k > 1 \rightarrow$  vyhovuje

Míra bezpečnosti se obvykle volí  $k = 2 \div 4$

### 3.2 Návrh hydrogenerátoru a motoru

Zdrojem hydraulické energie v systému je hydrogenerátor (Obrázek 34). Hydrogenerátor převádí mechanickou energii přivedenou na hřídel od motoru. V našem případě se jedná o elektromotor.



Obrázek 34 Hydrogenerátor a motor

Pro tento případ jsme vybrali třífázový elektromotor s otáčkami

$$n = 960 \text{ min}^{-1} = 16 \text{ s}^{-1} .$$

Výpočet objemového průtoku pro volbu napájecího zařízení

$$Q = S_1 \cdot v_1 = 1,2566 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2 = 2,5132 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (35)$$

### 3.2.1 Návrh hydrogenerátoru

Výpočet geometrického objemu pro volbu hydrogenerátoru

$$V = \frac{Q}{n} = \frac{2,5132 \cdot 10^{-4}}{16} = 1,5708 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 15,7075 \text{ cm}^3 \quad (36)$$

Jako vhodný hydrogenerátor jsem vybral HP – 16 zubové čerpadlo (Obrázek 35).



Obrázek 35 Zubové čerpadlo HP 16 [27]

Geometrický objem zubového čerpadla  $V_{HG} = 16 \text{ cm}^3 = 16 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$

Průtoková účinnost hydrogenerátoru  $\eta_Q = 0,98$

Tlaková účinnost hydrogenerátoru  $\eta_P = 0,92$

Výpočet celkové účinnosti hydrogenerátoru

$$\eta_{HG} = \eta_Q \cdot \eta_P = 0,98 \cdot 0,92 = 0,9016 \quad (37)$$

Výpočet skutečného průtoku hydrogenerátorem

$$Q_{HG} = V_{HG} \cdot n \cdot \eta_Q = 16 \cdot 10^{-6} \cdot 16 \cdot 0,98 = 2,51 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 15,05 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (38)$$



Výpočet skutečné rychlosti zvedání

$$v_1 = \frac{Q_{HG}}{S_1} = \frac{2,51 \cdot 10^{-4}}{1,2566 \cdot 10^{-3}} = 0,1997 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (39)$$

Výpočet skutečné rychlosti spouštění

$$S_2 = S_1 - \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 1,2566 \cdot 10^{-3} - \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} = 7,6573 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (40)$$

$$v_2 = \frac{Q_{HG}}{S_2} = \frac{2,51 \cdot 10^{-4}}{7,6573 \cdot 10^{-4}} = 0,3278 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (41)$$

### 3.2.2 Návrh elektromotoru

Výpočet výkonu elektromotoru při  $p_{pv} = 20 \text{ MPa}$

$$P = \frac{Q_{HG} \cdot p_{pv}}{\eta_{HG}} = \frac{2,51 \cdot 10^{-4} \cdot 20 \cdot 10^6}{0,9016} = 5567,8793 \text{ W} = 5,5679 \text{ kW} \quad (42)$$

Pro naše použití bude vhodný elektromotor 1AL160M-6 7,5 kW, 960 ot., 400V

otáčky  $n = 960 \text{ min}^{-1} = 16 \text{ s}^{-1}$

Výkon elektromotoru  $P_1 = 7,5 \text{ kW} = 7500 \text{ W}$

### 3.2.3 Návrh vedení

Vedení slouží k propojení jednotlivých prvků hydraulického obvodu. Ve vedení proudí hydraulická kapalina. Vedení se dělí na dvě základní skupiny. První skupinou jsou trubky. Ty se používají všude tam, kde se nepředpokládá pohyb jednotlivých prvků obvodu. Druhá skupina jsou hydraulické hadice. Ty se používají všude tam, kde se předpokládá pohyb s jednotlivými prvky obvodu. Hydraulické hadice jsou dražší, mají menší životnost, jsou náchylnější na poškození a mají menší tuhost.

### 3.2.4 Volba rychlostí

V hydraulickém systému jsou v různých místech systému různé průtokové rychlosti. Rychlosti se liší ve zpětném, sacím a tlakovém vedení. Doporučené rychlosti průtoku (Obrázek 36) v těchto částech systému jsou doporučené výrobci a uživateli na základě zkušeností.

Typ vedení	Tlak	Rychlost
sací vedení	0-25 bar	3,0 ms <sup>-1</sup>
zpětné vedení	25-50 bar	4,0 ms <sup>-1</sup>
tlakové vedení	50-100 bar	4,5 ms <sup>-1</sup>
	100-150 bar	5,0 ms <sup>-1</sup>
	150-210 bar	5,5 ms <sup>-1</sup>
	210-315 bar	6,0 ms <sup>-1</sup>

Obrázek 36 Doporučené průtokové rychlosti [28]

### 3.2.5 Výpočet průměru vedení

Při výpočtu průměru vedení je důležité nejprve stanovit předpokládaný vnitřní průměr vedení. Podle tohoto vedení se pak zvolí příslušný průměr trubky nebo hadice. Následně se dopočítá skutečná rychlost proudění v tomto vedení.

#### 3.2.5.1 Výpočet plochy tlakového vedení

$$S_t = \frac{Q_{HG}}{v_t} = \frac{2,51 \cdot 10^{-4}}{5} = 5,02 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (43)$$

#### 3.2.5.2 Výpočet průměru tlakového vedení

$$d_t = \sqrt{\frac{4 \cdot S_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,02 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 7,9948 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 7,9948 \text{ mm} \quad (44)$$

Vnitřní průměr potrubí a hadic bude pro tlakové vedení  $d_t = 8 \text{ mm}$

### 3.2.5.3 Výpočet skutečné plochy tlakového vedení

$$S_t = \frac{\pi \cdot d_t^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,008^2}{4} = 5,0265 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (45)$$

### 3.2.5.4 Výpočet skutečné rychlosti v tlakovém vedení

$$v_t = \frac{Q_{HG}}{S_t} = \frac{2,51 \cdot 10^{-4}}{5,0265 \cdot 10^{-5}} = 4,9935 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (46)$$

### 3.2.5.5 Výpočet plochy zpětného vedení

$$S_z = \frac{Q_{HG}}{v_z} = \frac{2,51 \cdot 10^{-4}}{2,5} = 1,004 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (47)$$

### 3.2.5.6 Výpočet průměru zpětného vedení

$$d_z = \sqrt{\frac{4 \cdot S_z}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,004 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 11,3063 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 11,3063 \text{ mm} \quad (48)$$

Vnitřní průměr potrubí a hadic bude pro zpětné vedení  $d_z = 12 \text{ mm}$

### 3.2.5.7 Výpočet skutečné plochy zpětného vedení

$$S_z = \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,012^2}{4} = 1,131 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (49)$$

### 3.2.5.8 Výpočet skutečné rychlosti v zpětném vedení

$$v_z = \frac{Q_{HG}}{S_z} = \frac{2,51 \cdot 10^{-4}}{1,131 \cdot 10^{-4}} = 2,2193 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (50)$$

**3.2.5.9 Výpočet plochy sacího vedení**

$$S_s = \frac{Q_{HG}}{v_s} = \frac{2,51 \cdot 10^{-4}}{0,7} = 3,5857 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (51)$$

**3.2.5.10 Výpočet průměru sacího vedení**

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot S_s}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,5857 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,0214 \text{ m} = 21,367 \text{ mm} \quad (52)$$

Vnitřní průměr potrubí a hadic bude pro sací vedení  $d_s = 22 \text{ mm}$

**3.2.5.11 Výpočet skutečné plochy sacího vedení**

$$S_s = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,022^2}{4} = 3,8013 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (53)$$

**3.2.5.12 Výpočet skutečné rychlosti v sacím vedení**

$$v_s = \frac{Q_{HG}}{S_s} = \frac{2,51 \cdot 10^{-4}}{3,8013 \cdot 10^{-4}} = 0,6603 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (54)$$

**3.2.6 Výběr hydraulické kapaliny**

Hydraulická kapalina plní v obvodu spoustu funkcí. Tou hlavní je ale přenos hydraulické energie. Hydraulická kapalina dále musí mít dobré mazací a antikorozi vlastnosti, musí dobře přijímat a odebírat teplo, musí se dát filtrovat a musí dopravovat všechny nečistoty ze systému do filtru.

Pro systém jsem zvolil hydraulický olej CS HYD HLP 46. Olej má vynikající mazací vlastnosti. Je možné ho použít pro mobilní zařízení, která jsou používána celoročně. Olej má neutrální vlastnosti vzhledem k použitým těsnícím materiálům.

Hustota oleje je  $\rho = 879 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$  (při teplotě 15°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)

### 3.2.7 Výpočet typu proudění

Existují dva typy proudění viskózních kapalin. Prvním typem je proudění laminární. Tento typ proudění probíhá ve vrstvách bez příčného mísení a bez pulsací rychlosti. Druhým typem je proudění turbulentní. Při tomto typu proudění dochází k pulsaci rychlosti. Tento typ proudění je typický složitým vířivým a neuspořádaným pohybem částic.

To, zda se jedná o proudění laminární nebo turbulentní, udává Reynoldsovo číslo  $R_e$  [-]. Změna proudění z laminárního na turbulentní nastává při kritické hodnotě Reynoldsova čísla  $R_{ek}$  [-].

Platí, že pokud je hodnota Reynoldsova čísla vyšší než je kritická hodnota, tak se jedná o proudění turbulentní. Pokud je hodnota nižší, jedná se o proudění laminární.

Pro kruhové potrubí platí  $R_{ek} = 2000 \div 2300$

Pro poddajné hadice platí  $R_{ek} = 1600 \div 2000$

Výpočet Reynoldsova čísla pro tlakové vedení

$$R_e = \frac{v_t \cdot d_t}{\nu} = \frac{4,9935 \cdot 0,008}{46 \cdot 10^{-6}} = 868,4348 \quad (55)$$

$R_e < R_{ek} \rightarrow$  v tomto případě se jedná o laminární proudění

Výpočet Reynoldsova čísla pro zpětné vedení

$$R_e = \frac{v_z \cdot d_z}{\nu} = \frac{2,2193 \cdot 0,012}{46 \cdot 10^{-6}} = 578,9478 \quad (56)$$

$R_e < R_{ek} \rightarrow$  v tomto případě se jedná o laminární proudění

Výpočet Reynoldsova čísla pro sací vedení

$$R_e = \frac{v_s \cdot d_s}{\nu} = \frac{0,6603 \cdot 0,022}{46 \cdot 10^{-6}} = 315,7957 \quad (57)$$

$R_e < R_{ek} \rightarrow$  v tomto případě se jedná o laminární proudění

### 3.2.8 Výpočet součinitele hydraulického tření

Součinitel hydraulického tření slouží pro výpočet ztrát proudění reálné kapaliny v systému. Tyto ztráty nám přeměňují tlakovou energii na tepelnou. Tyto ztráty závisí na délce vedení.

Výpočet součinitele hydraulického tření pro tlakové vedení

$$\lambda_t = \frac{64}{Re} = \frac{64}{868,4348} = 0,0737 \quad (58)$$

Výpočet součinitele hydraulického tření pro zpětné vedení

$$\lambda_z = \frac{64}{Re} = \frac{64}{578,9478} = 0,1105 \quad (59)$$

Výpočet součinitele hydraulického tření pro sací vedení

$$\lambda_s = \frac{64}{Re} = \frac{64}{315,7957} = 0,2027 \quad (60)$$

## 3.3 Návrh řídicí a regulační techniky

### 3.3.1 Jednosměrný ventil JV

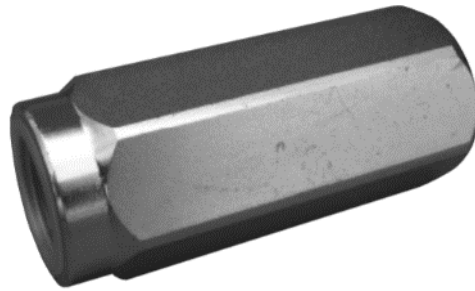
Jednosměrný ventil je součástí v hydraulickém systému, který umožňuje hydraulické kapalině protékat pouze v jednom směru. V opačném směru není průtok díky jeho konstrukci možný. Jednosměrný ventil zabrání odtékání kapaliny z hydromotoru, a to i po vypnutí čerpadla. Hydromotor tak zůstane ve své původní poloze.

Pro hydraulický systém použijeme ventil VU 3/8 V0600 (Obrázek 37).

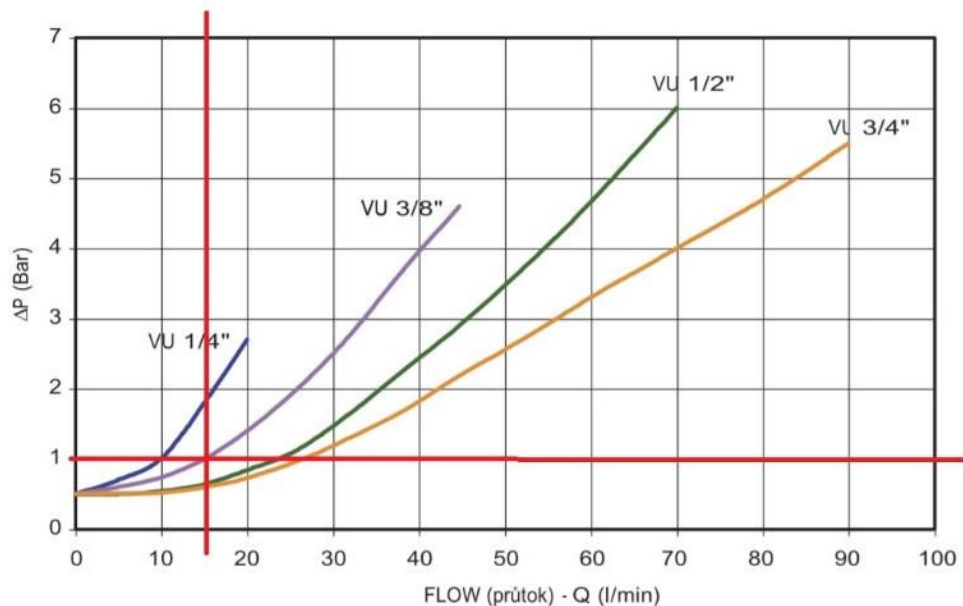
Maximální průtok  $Q_{MAX} = 45 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 7,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

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

Tlaková ztráta pro tento průtok  $\Delta p_{JV} = 1 \text{ bar} = 0,1 \text{ MPa}$  (Obrázek 38)



Obrázek 37 Ventil VU 3/8 V0600 [29]



Obrázek 38 Křivka tlakových ztrát pro ventil VU 3/8 V0600 [29]

### 3.3.2 Pojistný ventil PV

Slouží k ochraně hydraulického systému. Při překročení nastavené hodnoty tlaku se otevře a odpustí hydraulickou kapalinu do nádrže. Jakmile je tlak nižší než nastavená hodnota tak se zase uzavře. Tímto chrání hydraulický systém a jeho prvky před přetížením. Pro hydraulický systém použijeme ventil VMP L 3/8 80-300bar, V0690/300 (Obrázek 39).

Maximální průtok  $Q_{MAX} = 40 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 6,666 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Maximální provozní tlak  $p_{MAX} = 300 \text{ bar} = 30 \text{ MPa}$



Obrázek 39 Pojistný ventil VMP L 3/8 80-300bar, V0690/300 [29]

### 3.4 Návrh pomocných prvků hydraulického obvodu

#### 3.4.1 Nádrž

Užitečný objem nádrže hydraulického systému se většinou volí jako 2 až 4 násobek průtoku hydrogenerátorem za minutu. Tohle platí pro otevřený hydraulický obvod při použití minerálního oleje.

Nádrž by měla zajišťovat co největší odvod tepla ze systému.

Výpočet užitečného objemu nádrže hydraulického systému

$$V_N = Q_{HG} \cdot 4 = 15,05 \cdot 4 = 60,2 \text{ dm}^3 \quad (61)$$

Zvolím ocelovou nádrž o užitečném objemu  $V_N = 60 \text{ dm}^3 = 0,060 \text{ m}^3$

#### 3.4.2 Tepelný výpočet nádrže

Tento výpočet má určit kolik je nádrž schopna odvést tepla svou teplosměnnou plochou.

Maximální teplota v nádrži  $t_k = 60 \text{ }^\circ\text{C}$

Teplota okolí  $t_o = 18 \text{ }^\circ\text{C}$

Součinitel přestupu tepla z oleje do okolí přes stěnu nádrže  $k_n = 12 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$



Výpočet teplosměnné plochy nádrže

$$S_N = \sqrt[3]{\left(\frac{V_n}{0,063}\right)^2} = \sqrt[3]{\left(\frac{0,06}{0,063}\right)^2} = 0,968 \text{ m}^2 \quad (62)$$

Výpočet tepelného toku odváděného nádrží do okolí

$$\Phi_N = k_n \cdot S_N \cdot (t_k - t_o) = 12 \cdot 0,968 \cdot (60 - 18) = 487,872 \text{ W} \quad (63)$$

### 3.4.3 Chladič

Pokud nejsme schopni pomocí teplosměnné plochy nádrže odvést potřebné teplo, tak musíme do hydraulického systému zařadit také chladič.

Výpočet ztrátového výkonu

$$P_z = P_1 \cdot (1 - (\eta_{HG} \cdot \eta_{HM})) = 7500 \cdot (1 - (0,9016 \cdot 0,89)) = 1481,82 \text{ W} \quad (64)$$

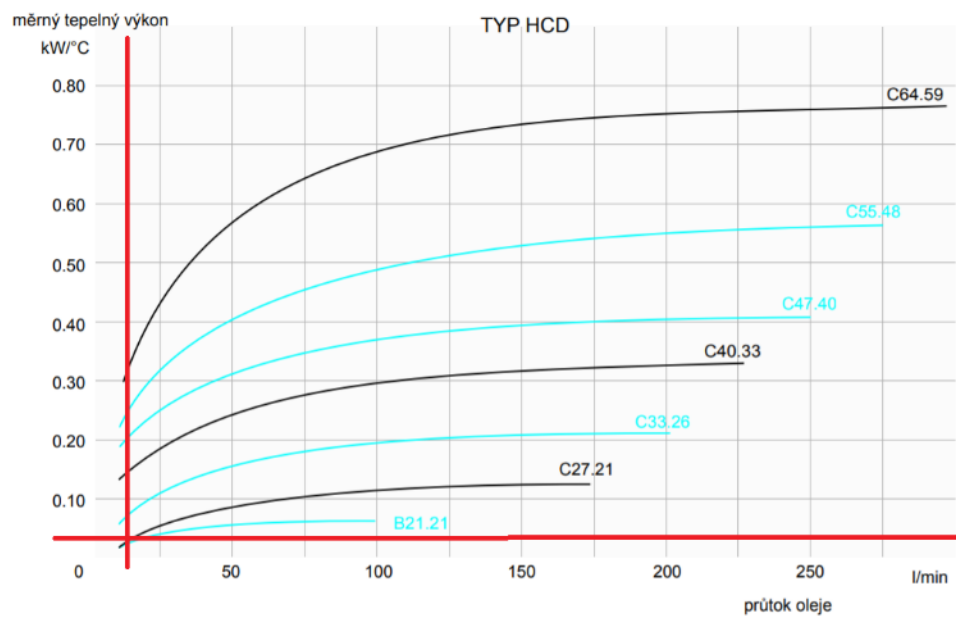
Výpočet tepelného toku odváděný chladičem

$$\Phi_{CH} = P_z - \Phi_N = 1481,82 - 487,872 = 993,948 \text{ W} \quad (65)$$

Výpočet měrného chladícího výkonu

$$P_{CH} = \frac{\Phi_{CH}}{(t_k - t_o)} = \frac{993,948}{(60 - 18)} = 23,6654 \text{ W} \cdot \text{°C}^{-1} = 0,0237 \text{ kW} \cdot \text{°C}^{-1} \quad (66)$$

Na základě vypočítaného měrného chladícího výkonu průtoku v systému lze vybrat vhodný chladič.



Obrázek 40 Charakteristika chladiče HCD [30]

Vybral jsem vzduchový chladič HCD se stejnosměrným motorem - C33.26 (Obrázek 41).

Tlaková ztráta pro tento průtok  $\Delta p_{ch} = 0,2 \text{ bar} = 0,02 \text{ MPa}$  (Obrázek 40)



Obrázek 41 Vzduchový chladič HCD se stejnosměrným motorem [30]

### 3.4.4 Filtry

Volba filtrů je pro hydraulický systém velmi důležitá. Filtry mají zásadní vliv a spolehlivost a životnost systému. Správné filtry a jejich pravidelná výměna zajistí bezproblémový chod systému.

#### Sací filtr

Tento filtr je umístěn v nádrži a filtruje nasávaný olej hydrogenerátorem. Sací filtr může fungovat jako sací koš a jeho jemnost filtrace je 40 až 125  $\mu\text{m}$ . Konstrukce a provedení filtru jsou různé. Záleží na požadavcích a přesném umístění tohoto filtru. Sací filtr zbavuje hydraulickou kapalinu nečistot, které nezachytil zpětný filtr a také nečistot, které byly v nádrži nebo v potrubí za zpětným ventilem.

Zvolil jsem sací filtr FAM025MSXAB6S (Obrázek 42). Tento filtr je vybaven obtokem v případě zanesení – bypass. Jemnost filtrace je 60  $\mu\text{m}$ . Filtr má kovové sítko.

Maximální průtok filtrem:  $Q_{MAX} = 64 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 10,6667 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Tlaková ztráta pro tento průtok  $\Delta p_{SF} = 0,01 \text{ bar} = 0,001 \text{ MPa}$



Obrázek 42 Sací filtr [31]

### Zpětný filtr

Tento filtr je umístěn ve zpětném vedení. V této části systému filtr filtruje hydraulickou kapalinu před návratem do nádrže. Pokud filtr chceme použít v hydraulickém obvodu s přímočarými hydromotory, tak musíme počítat s tím, že při určitém pohybu pístu může filtrem protékat až dvojnásobek průtoku hydrogenerátoru. Filtr musí mít malý odpor, aby neovlivnil funkčnost hydraulického systému.

Zvolil jsem zpětný filtr AMF151CV1BB406XX (Obrázek 43) s by-pass a bez indikátoru zanesení. Jemnost filtrace je 25  $\mu\text{m}$ . Filtr má kovové tělo.

Maximální průtok filtrem:  $Q_{MAX} = 75 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 12,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Tlaková ztráta pro tento průtok  $\Delta p_{ZF} = 0,4 \text{ bar} = 0,04 \text{ MPa}$



Obrázek 43 Zpětný filtr [31]

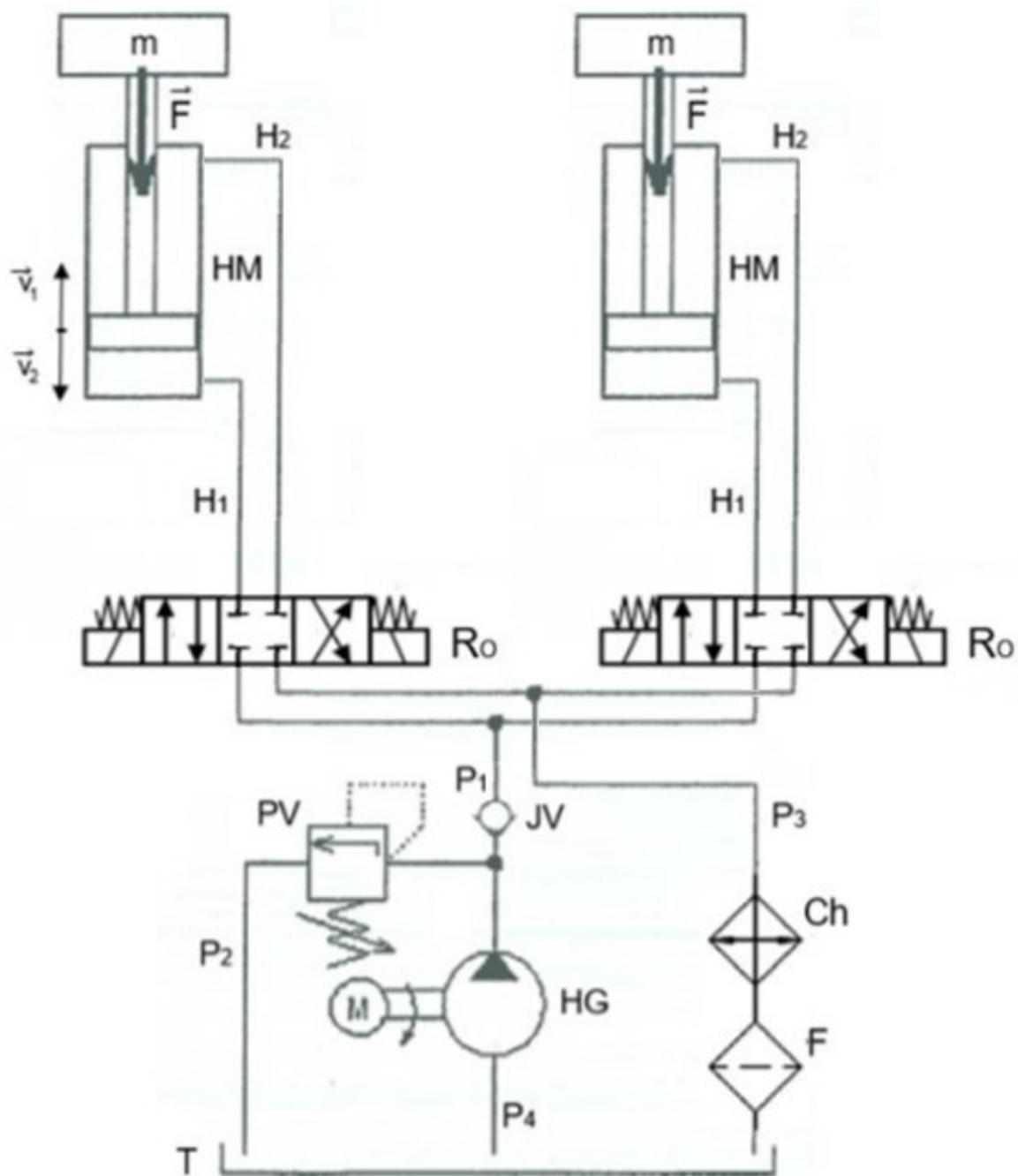
### **3.5 Hydraulický systém s více spotřebiči bez synchronizace pohybu**

Navrhněte systém s dvěma přímočarými motory podle zadaných parametrů. Tento systém nebude vybavený synchronizací pohybu hydromotorů.

#### **3.5.1 Popis systému**

Ovládání přímočarých hydromotorů bude zde realizováno pomocí dvou přímořizovaných šoupátkových rozvaděčů 4/3 RPE2-04 (Obrázek 44).

## 3.5.2 Schéma systému



Obrázek 44 Schéma systému s více spotřebiči bez synchronizace

### 3.5.3 Kontrola systému na tlak

Pro tento systém jsem zvolil přímo řízený šoupátkový rozváděč RPE2-04 (Obrázek 45).

Maximální průtok  $Q_{MAX} = 20 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 3,3333 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

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

Tlaková ztráta pro tento průtok  $\Delta p_{Ro} = 7 \text{ bar} = 0,7 \text{ MPa}$  (platí pro všechny směry)



Obrázek 45 Šoupátkový rozváděč RPE2-04 [32]

Ostatní prvky jsou stejné a byly již specifikovány.

Délka hadic:

$$l_{H_1} = 2 \text{ m}$$

$$l_{H_2} = 3 \text{ m}$$

Délka potrubí

$$l_{P_1} = 0,5 \text{ m}$$

$$l_{P_2} = 1 \text{ m}$$

$$l_{P_3} = 1 \text{ m}$$

$$l_{P_4} = 0,5 \text{ m}$$

Tlaková ztráta v potrubí  $P_1$

$$\Delta p_{P_1} = \lambda_t \cdot \frac{l_{P_1}}{d_t} \cdot \frac{v_t^2}{2} \cdot \rho = 0,0737 \cdot \frac{0,5}{0,008} \cdot \frac{4,9935^2}{2} \cdot 879 = 50479 \text{ Pa} \quad (67)$$

Tlaková ztráta v hadici  $H_1$

$$\Delta p_{H_1} = \lambda_t \cdot \frac{l_{H_1}}{d_t} \cdot \frac{v_t^2}{2} \cdot \rho = 0,0737 \cdot \frac{2}{0,008} \cdot \frac{4,9935^2}{2} \cdot 879 = 201918,6734 \text{ Pa} \quad (68)$$

Tlaková ztráta v hadici  $H_2$

Pro výpočet této ztráty nelze vycházet z objemového průtoku  $Q_{HG}$  ale je nutné, vycházet z skutečné plochy pístu  $S_2$  a rychlosti  $v_1$ .

Objemový průtok v hadici  $H_2$

$$Q_{H_2} = S_2 \cdot v_1 = 7,6576 \cdot 10^{-4} \cdot 0,1997 = 1,5292 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (69)$$

Skutečná rychlost v hadici  $H_2$

$$v_{H_2} = \frac{Q_{H_2}}{S_t} = \frac{1,5292 \cdot 10^{-4}}{5,0265 \cdot 10^{-5}} = 3,0422 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (70)$$

Typ proudění v hadici  $H_2$

$$Re = \frac{v_{H_2} \cdot d_t}{\nu} = \frac{3,0422 \cdot 0,008}{46 \cdot 10^{-6}} = 529,0786 \quad (71)$$

$Re < Re_k \rightarrow$  v tomto případě se jedná o laminární proudění

Odporový součinitel v hadici  $H_2$

$$\lambda_{H_2} = \frac{64}{Re} = \frac{64}{529,0786} = 0,121 \quad (72)$$



Tlaková ztráta v hadici  $H_2$

$$\Delta p_{H_2} = \lambda_{H_2} \cdot \frac{l_{H_2}}{d_t} \cdot \frac{v_{H_2}^2}{2} \cdot \rho = 0,121 \cdot \frac{3}{0,008} \cdot \frac{3,0422^2}{2} \cdot 879 = 184565,7201 \text{ Pa} \quad (73)$$

Potrubí  $P_3$

Tlaková ztráta v potrubí  $P_3$

$$Q_{P_3} = Q_{H_2} = 1,5292 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (74)$$

Skutečná rychlost v potrubí  $P_3$

$$v_{P_3} = \frac{Q_{P_3}}{S_z} = \frac{1,5292 \cdot 10^{-4}}{1,131 \cdot 10^{-4}} = 1,3521 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (75)$$

Typ proudění v potrubí  $P_3$

$$Re = \frac{v_{P_3} \cdot d_z}{\nu} = \frac{1,3521 \cdot 0,012}{46 \cdot 10^{-6}} = 352,716 \quad (76)$$

$Re < Re_{ek} \rightarrow$  v tomto případě se jedná o laminární proudění

Odporový součinitel v potrubí  $P_3$

$$\lambda_{P_3} = \frac{64}{Re} = \frac{64}{352,716} = 0,1814 \quad (77)$$

Tlaková ztráta v potrubí  $P_3$

$$\Delta p_{P_3} = \lambda_{P_3} \cdot \frac{l_{P_3}}{d_z} \cdot \frac{v_{P_3}^2}{2} \cdot \rho = 0,1814 \cdot \frac{1}{0,012} \cdot \frac{1,3521^2}{2} \cdot 879 = 12145,9794 \text{ Pa} \quad (78)$$

Tlaková ztráta ve vedení

$$\Delta p_{\text{vedení}} = \Delta p_{P_1} + \Delta p_{H_1} + \Delta p_{H_2} + \Delta p_{P_3} = 50479 + 201919 + 184566 + 12146 = 449110 \text{ Pa} \quad (79)$$

Tlaková ztráta v celém systému

$$\Delta p_z = \Delta p_{JV} + \Delta p_{RoP \rightarrow A} + \Delta p_{RoB \rightarrow T} + \Delta p_{Ch} + \Delta p_{ZF} + \Delta p_{\text{vedení}} \quad (80)$$
$$\Delta p_z = 0,1 + 0,7 + 0,7 + 0,02 + 0,04 + 0,45 = 2,01 \text{ MPa}$$

Kontrola systému na tlak

$$p_1 + \Delta p_z \leq p_{PV} \quad (81)$$

$$p_1 + \Delta p_z = 9,8609 + 2,01 = 11,871 \text{ MPa} \quad (82)$$

$11,871 \leq 20 \rightarrow$  podmínka je splněna, navržený systém vyhovuje na tlak

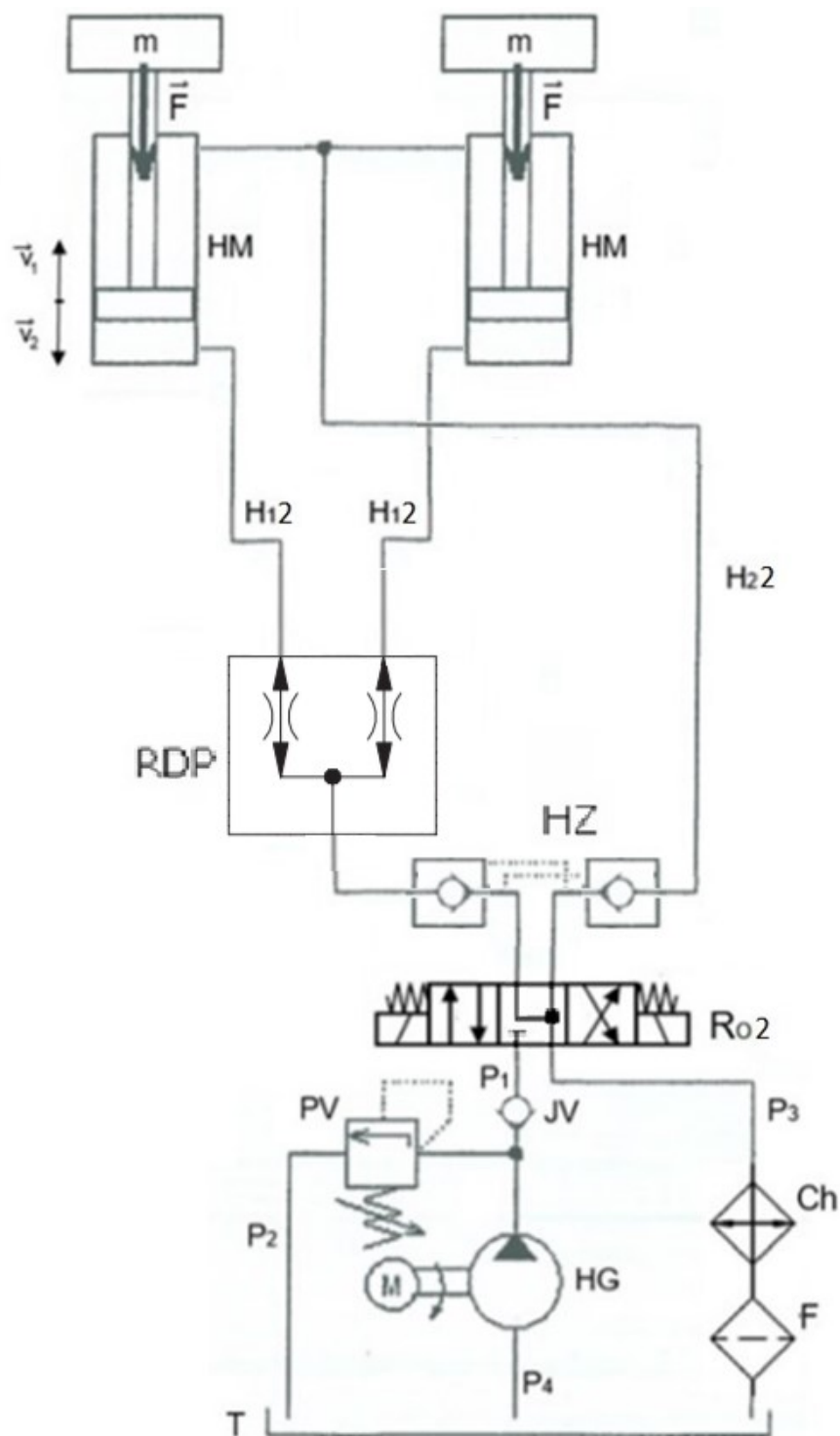
### 3.6 Hydraulický systém s více spotřebiči se synchronizací pohybu

Navrhněte systém s dvěma přímočarými motory. Tento systém bude vybavený synchronizací pohybu hydromotorů.

#### 3.6.1 Popis systému

Synchronizace pohybu u tohoto systému bude zajištěna pomocí děliče průtoku. Dále bude systém oproti předchozímu vybavený hydraulickým zámkem a jiným typem hydraulického rozvaděče. Dále se změní některé propojovací prvky a také parametry obvodu (Obrázek 46).

## 3.6.2 Schéma systému



Obrázek 46 Schéma systému s více spotřebiči bez synchronizace

### 3.6.3 Kontrola systému na tlak

Pro tento systém jsem zvolil šoupátkový rozváděč RNEH1-10 (Obrázek 47).

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

Tlaková ztráta pro tento průtok  $\Delta p_{R02} = 0,2 \text{ bar} = 0,02 \text{ MPa}$  (platí pro všechny směry)



Obrázek 47 Šoupátkový rozváděč RNEH1-10 [32]

Hydraulický zámek je spojení dvou řízených jednosměrných ventilů. Používá se k zajištění polohy přímočarého hydromotoru. Zvolil jsem zámek VJR1-04/M (Obrázek 48). Jedná se o hydraulický zámek sedlové konstrukce.

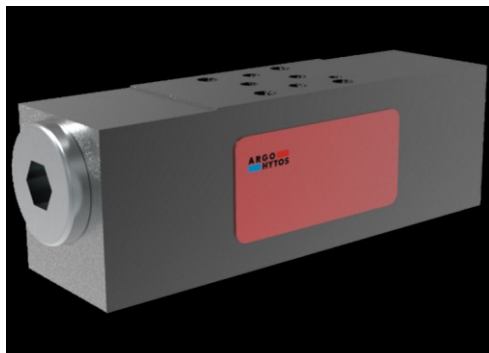
Maximální průtok  $Q_{MAX} = 20 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 3,3333 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

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

Tlaková ztráta pro tento průtok

$$\Delta p_{HZ1-2} = 10 \text{ bar} = 1 \text{ MPa}$$

$$\Delta p_{HZ2-1} = 6 \text{ bar} = 0,6 \text{ MPa}$$



Obrázek 48 Hydraulický zámek VJR1-04/M [32]

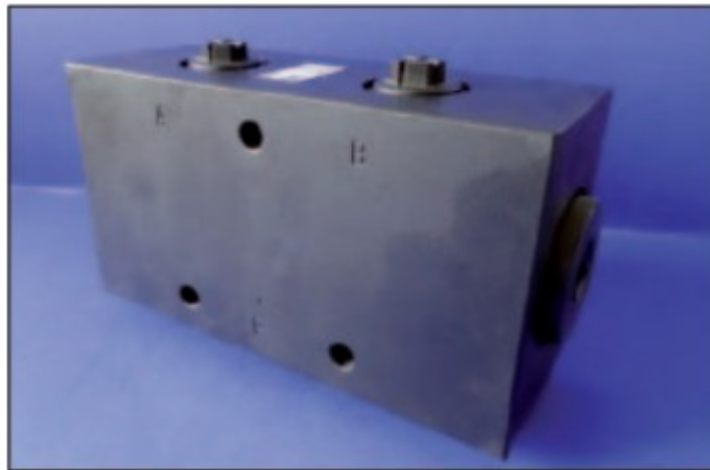
Nejdůležitější součástí tohoto hydraulického obvodu je dělič průtoku. Tato součást zajišťuje synchronní pohyb hydromotorů. Zvolil jsem dělič průtoku typu MTDA08-016M (Obrázek 49). Tento dělič slouží k dělení průtoku nezávisle na viskozitě, teplotě a tlaku oleje.

Maximální průtok  $Q_{MAX} = 16 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 2,666 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Maximální provozní tlak  $p_{MAX} = 315 \text{ bar} = 31,5 \text{ MPa}$

Tlaková ztráta pro tento průtok  $\Delta p_{RDP} = 14 \text{ bar} = 0,14 \text{ MPa}$  (platí pro všechny směry)

Při našem použití by odchylka synchronizace měla být 2%.



Obrázek 49 Dělič průtoku [33]

Ostatní prvky jsou stejné a byly již specifikovány.

Délka hadic:

$$l_{H_{12}} = 1,5 \text{ m}$$

$$l_{H_2} = 4 \text{ m} \text{ (vzdálenost než jsou hadice spojeny zanedbáváme)}$$

Délka potrubí

$$l_{P_1} = 0,5 \text{ m}$$

$$l_{P_2} = 1 \text{ m}$$

$$l_{P_3} = 1 \text{ m}$$

$$l_{P_4} = 0,5 \text{ m}$$

Tlaková ztráta v potrubí  $P_1$

$$\Delta p_{P_1} = \lambda_t \cdot \frac{l_{P_1}}{d_t} \cdot \frac{v_t^2}{2} \cdot \rho = 0,0737 \cdot \frac{0,5}{0,008} \cdot \frac{4,9935^2}{2} \cdot 879 = 50479 \text{ Pa} \quad (83)$$

Tlaková ztráta v hadici  $H_{12}$

Dělič průtoku nám průtok rozdělí. Každou hadicí  $H_{12}$  pak bude protékat

$$Q_{HG_{H_{12}}} = \frac{Q_{HG}}{2} = \frac{2,51 \cdot 10^{-4}}{2} = 1,255 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (84)$$

Výpočet skutečné rychlosti v tlakovém vedení

$$v_{t_{H_{12}}} = \frac{Q_{HG_{H_{12}}}}{S_t} = \frac{1,255 \cdot 10^{-4}}{5,0265 \cdot 10^{-5}} = 2,4968 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (85)$$

Výpočet Reynoldsova čísla pro tlakové vedení  $H_{12}$

$$Re = \frac{v_{t_{H_{12}}} \cdot d_t}{\nu} = \frac{2,4968 \cdot 0,008}{46 \cdot 10^{-6}} = 434,2204 \quad (86)$$

$Re < Re_k \rightarrow$  v tomto případě se jedná o laminární proudění

Výpočet součinitele hydraulického tření pro tlakové vedení  $H_{12}$

$$\lambda_{t_{H_{12}}} = \frac{64}{Re} = \frac{64}{434,2204} = 0,1474 \quad (87)$$

Tlaková ztráta v hadici  $H_{12}$

$$\Delta p_{H_{12}} = \lambda_{t_{H_{12}}} \cdot \frac{l_{H_{12}}}{d_t} \cdot \frac{v_{t_{H_{12}}}^2}{2} \cdot \rho = 0,1474 \cdot \frac{1,5}{0,008} \cdot \frac{2,4968^2}{2} \cdot 879 = 75722,5329 \text{ Pa} \quad (88)$$

Tlaková ztráta v hadici  $H_{22}$

Pro výpočet této ztráty nelze vycházet z objemového průtoku  $Q_{HG}$ , ale je nutné vycházet ze skutečné plochy pístu  $S_2$  a jeho rychlosti.

Výpočet skutečné rychlosti zvedání

$$v_1 = \frac{Q_{HG_{H12}}}{S_1} = \frac{1,255 \cdot 10^{-4}}{1,2566 \cdot 10^{-3}} = 0,0999 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (89)$$

Objemový průtok v hadici  $H_{22}$

$$Q_{H_{22}} = 2 \cdot S_2 \cdot v_1 = 2 \cdot 7,6576 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0999 = 1,5292 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (90)$$

Skutečná rychlost v hadici  $H_{22}$

$$v_{H_{22}} = \frac{Q_{H_{22}}}{S_t} = \frac{1,5292 \cdot 10^{-4}}{5,0265 \cdot 10^{-5}} = 3,0422 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (91)$$

Typ proudění v hadici  $H_{22}$

$$Re = \frac{v_{H_{22}} \cdot d_t}{\nu} = \frac{3,0422 \cdot 0,008}{46 \cdot 10^{-6}} = 529,0786 \quad (92)$$

$Re < Re_k \rightarrow$  v tomto případě se jedná o laminární proudění

Odporový součinitel v hadici  $H_{22}$

$$\lambda_{H_{22}} = \frac{64}{Re} = \frac{64}{529,0786} = 0,121 \quad (93)$$

Tlaková ztráta v hadici  $H_{22}$

$$\Delta p_{H_{22}} = \lambda_{H_{22}} \cdot \frac{l_{H_{22}}}{d_t} \cdot \frac{v_{H_{22}}^2}{2} \cdot \rho = 0,121 \cdot \frac{1,5}{0,008} \cdot \frac{3,0422^2}{2} \cdot 879 = 92282,86005 \text{ Pa} \quad (94)$$

Potrubí  $P_3$

Tlaková ztráta v potrubí  $P_3$

$$Q_{P_3} = Q_{H_{22}} = 1,5292 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (95)$$

Skutečná rychlost v potrubí  $P_3$

$$v_{P_3} = \frac{Q_{P_3}}{S_z} = \frac{1,5292 \cdot 10^{-4}}{1,131 \cdot 10^{-4}} = 1,3521 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (96)$$

Typ proudění v potrubí  $P_3$

$$Re = \frac{v_{P_3} \cdot d_z}{\nu} = \frac{1,3521 \cdot 0,012}{46 \cdot 10^{-6}} = 352,716 \quad (97)$$

$Re < Re_{ek} \rightarrow$  v tomto případě se jedná o laminární proudění

Odporový součinitel v potrubí  $P_3$

$$\lambda_{P_3} = \frac{64}{Re} = \frac{64}{352,716} = 0,1814 \quad (98)$$

Tlaková ztráta v potrubí  $P_3$

$$\Delta p_{P_3} = \lambda_{P_3} \cdot \frac{l_{P_3}}{d_z} \cdot \frac{v_{P_3}^2}{2} \cdot \rho = 0,1814 \cdot \frac{1}{0,012} \cdot \frac{1,3521^2}{2} \cdot 879 = 12145,9794 \text{ Pa} \quad (99)$$



Tlaková ztráta ve vedení

$$\Delta p_{\text{vedení}} = \Delta p_{P_1} + \Delta p_{H_{12}} + \Delta p_{H_{12}} + \Delta p_{H_{22}} + \Delta p_{P_3} \quad (100)$$

$$\Delta p_{\text{vedení}} = 50479 + 75722,532 + 75722,532 + 92282,860 + 12145,979 = 306352 \text{ Pa}$$

Tlaková ztráta v celém systému

$$\Delta p_z = \Delta p_{JV} + \Delta p_{R02P \rightarrow A} + \Delta p_{R02B \rightarrow T} + \Delta p_{Ch} + \Delta p_{ZF} + \Delta p_{\text{vedení}} + \Delta p_{HZB \rightarrow A} + \Delta p_{HZA \rightarrow B} + \Delta p_{RDPA \rightarrow B} + \Delta p_{RDPB \rightarrow A} \quad (101)$$

$$\Delta p_z = 0,1 + 0,02 + 0,04 + 0,02 + 0,02 + 1 + 0,6 + 0,14 + 0,14 + 0,306$$

$$\Delta p_z = 2,386 \text{ Mpa}$$

Kontrola systému na tlak

$$p_1 + \Delta p_z \leq p_{PV} \quad (102)$$

$$p_1 + \Delta p_z = 9,8609 + 2,386 = 12,2469 \text{ MPa} \quad (103)$$

$12,2469 \leq 20 \rightarrow$  podmínka je splněna, navržený systém vyhovuje na tlak

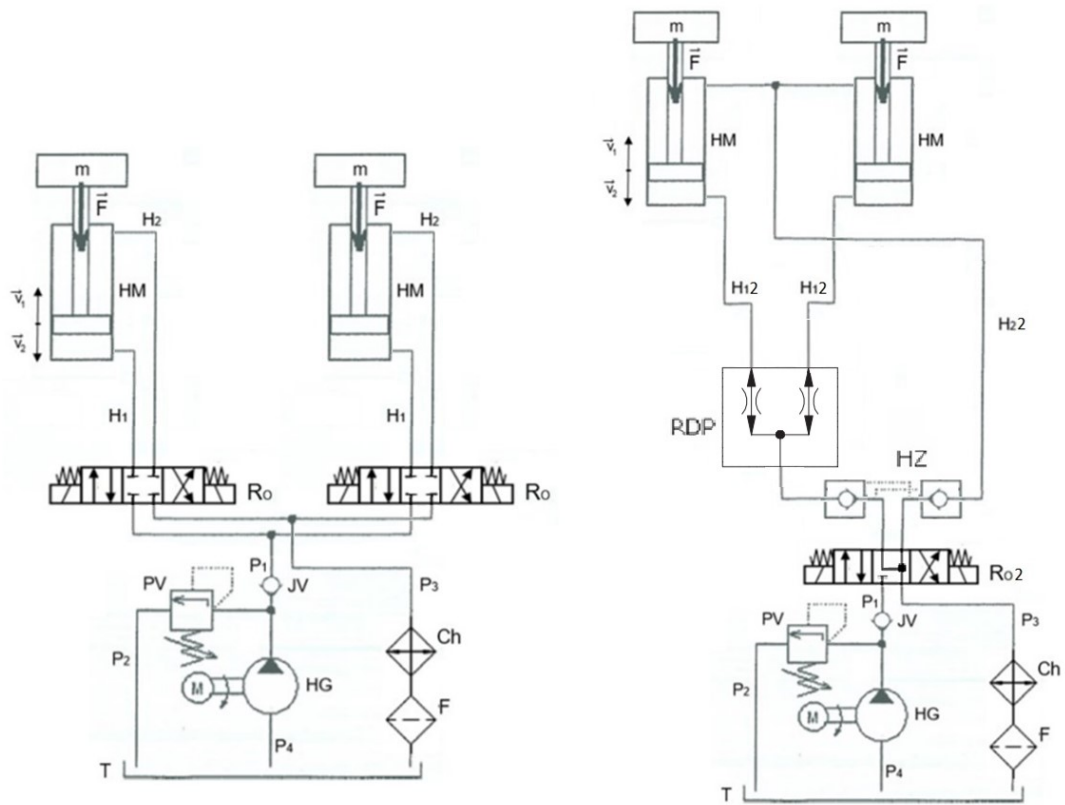
### 3.7 Porovnání systémů

Jednotlivé systémy můžeme vidět na obrázku a porovnat je (Obrázek 50). Je patrné, že oba systémy mají společný hydraulický agregát a také hydromotory. To, co je na systémech odlišné, je právě ta část systému, která se stará o distribuci a řízení hydraulické energie.

Oba systémy byly navrženy s ohledem na zadání a dostupné komponenty. První systém je navržený bez synchronizace pohybu. Takové řešení je nevhodné pro zvedání břemen, která vyžadují synchronní pohyb obou motorů.

Jako příklad si můžeme představit zvedání jeviště. Je to objekt, který není symetricky zatížený, takže při zvedání pomocí dvou hydromotorů, které nemají v hydraulickém systému prvek pro synchronizaci jejich pohybu by docházelo k náklonu jeviště z důvodu různých zatížení pístů. Je to dáno tím, že jeden z hydromotorů by měl větší zatížení a tím pádem i větší tlakový spád. Pohyboval by se nižší rychlostí než druhý. Toto je nežádoucí stav. Pokud válce tohoto systému budou v krajních polohách, kapalina proudí přes PV o tlaku 20 MPa. Jsou zde větší energetické ztráty. Tento hydraulický systém je navržen pro občasné použití, ne trvalé. Když jsou motory v požadovaných polohách, tak se systém vypne, aby neproudil olej přes PV do nádrže.

Druhý systém je vybavený prvkem pro synchronizaci pohybu. V tomto systému byl použitý dělič průtoku. Tímto prvkem je zajištěna synchronizace pohybu obou přímočarých hydromotorů, i když nejsou stejně zatíženy. V našem případě je jedná o přesnost synchronizace až na 2 % zdvihu. Dělič průtoku zajišťuje synchronní pohyb v obou směrech. Tím je použitelný i pro synchronní spouštění zátěže.



Obrázek 50 Porovnání dvou systémů

## ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout dva hydraulické systémy s ohledem na zadané provozní podmínky. První systém bez synchronizace pohybu. Druhý systém měl být vybavený prvkem pro zajištění synchronního pohybu při různých zatíženích hydromotorů. Požadavek byl, aby byly specifikovány všechny prvky systému.

První část této práce je teoretická. Zabývá se základními funkcemi hydraulických systémů. Zaměřuje se na jejich výhody a nevýhody. Teoretická část také obsahuje specifikaci základních prvků hydraulického systému a popisuje jejich funkce. Další část této práce se zaměřuje na možné aplikace včetně výhod u hydraulických systémů s více hydromotory. Jsou zde popsány základní metody synchronizace pohybu více hydromotorů v hydraulických systémech.

Závěrečná část práce patří praktické části. Obsahuje výpočty a specifikace jednotlivých prvků, které jsou společné pro oba hydraulické systémy. Praktická část obsahuje také návrhy a složení hydraulických systémů pro provoz s více hydromotory při daných provozních podmínkách. V praktické části dále najdete specifikace jednotlivých prvků pro konkrétní hydraulický obvod. Na závěr praktické části je výpočtem ověřeno, zda jednotlivé systémy vyhovují na tlak a je zde také porovnání navržených systémů. Porovnání zahrnuje výhody a nevýhody jednotlivých systémů.

**SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] HYDAC. *Hydraulika – základy a komponenty*. [online]. [cit. 2018-11-14].  
Dostupné z:  
<https://www.hydac.com/cz-cs/start.html>
- [2] *Inovace studijních programů strojních oborů jako odezva na kvalitativní požadavky průmyslu*. VŠB – Technická univerzita Ostrava. Ostrava, 2007. ISBN CZ.04.1.03/3.2.15.3/0414.
- [3] PIVOŇKA, Josef. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL, 1987, 623 s.
- [4] KOPÁČEK, Jaroslav. *Hydrostatické převodové mechanismy*. Praha: SNTL, 1986, 272 s.
- [5] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. *Tekutinové mechanismy*. 3. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2011, 151 s. ISBN 978-80-248-2405-5.
- [6] PEŇÁZ, Václav a Dušan BENŽA. *Tekutinové mechanismy*. 1. vyd. Praha: Mezinárodní organizace novinářů, 1990, 211 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0082-X.
- [7] PACIGA, Alexander a Jaroslav INVANTYŠYN. *Tekutinové mechanismy*. Bratislava: Alfa, 1985, 285 s.
- [8] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [9] KOPÁČEK, Jaroslav. *Mechanické a hydraulické převody: hydraulické převody*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1996. ISBN 80-7078-413-X.
- [10] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické pohony strojů*. Elektronický studijní text – syla-bus. VUT – Vysoké učení technické v Brně, 2009
- [11] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. *Tekutinové mechanismy*. 3. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2011, 151 s. ISBN 978-80-248-2405-5.
- [12] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy*. 2. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2005. ISBN 80-248-0857-9.
- [13] *Materiálové normy* [online]. 2017 [cit. 2020-02-02]  
Dostupné z:  
<https://online.ferona.cz/materialove-normy/>
- [14] VOLEK, František. *Základy konstruování a čisti strojů I*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009. ISBN 978-80-7318-654-8.
- [15] HYDRAULICS. *Přímočaré hydromotory*. [online]. [cit. 2020-02-14]  
Dostupné z:  
[https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní\\_katalog\\_cz2019.pdf](https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2019.pdf)

- [16] *Argo-hytos* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/hydraulicke-agregaty/spa-01.html>
- [17] *Boukal: Hydraulické tabulové nůžky Bernardo HKT 3200 x 12* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.boukal.cz/hydraulicke-tabulove-nuzky-bernardo-hkt-3200-x-12/1182/produkt>
- [18] *Argo-hytos: 4/2 a 4/3 elektromagneticky ovládaný rozváděč* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/rozvadece/rpe4-10.html>
- [19] *Htsystem: Hydraulické systémy pro sklápění návěsů* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <http://htsystem.cz/hydraulika-pro-sklapeni-navesu/>
- [20] *Elektromotory: Kdrives* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.elektromotory.cz/>
- [21] *Technicke-zajimavosti: Hřídlové spojky a jejich funkce* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://technicke-zajimavosti.blogspot.com/2015/07/hridelove-spojky-jejich-funkce.html>
- [22] *: Hydraulické filtry* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.manver.cz/hydraulicke-filtry>
- [23] *Gms: POJISTNÝ VENTIL* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.gms.cz/vm30-c-pojistny-ventil-130-xy>
- [24] *Bvhydraulika: Hydromotory* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.bvhydraulika.cz/hydromotory>
- [25] *Faofar: Hydraulický pohon 2 zadních kol* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://cs.faofar.pl/produkt/hydraulick-pohon-2-zadn-ch-kol-bb5-se-vzduchov-mi-brzdami>
- [26] *Hydraulics: Přímočarý dvojitý hydromotor ZH2* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.hydraulics.cz/24973-zh2-linearni-primocary-hydromotor-dvojcinny>
- [27] *Hp-servis: ZUBOVÉ ČERPADLO* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.hp-servis.cz/hp-10-zubove-cerpadlo>
- [28] *Amp-hydraulika: ZÁKLADNÍ ZÁSADY PRO POUŽÍVÁNÍ HADIC* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.amp-hydraulika.cz/index.php/navody>
- [29] *Elotechnik: Ventil zpětný VU 3/8 V0600* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.elotechnik.cz/ventil-zpetny-vu-3-8-v0600.html#zalozka-3>
- [30] *Hennlich: CHLADIČ HCD* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/chladice-vymeniky-tepla-vzduchove-chladice-9556/chladic-hcd-dc-motor-1224v.html>

- [31] *Hydroma: FILTR* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.hydroma.cz/filtr-saci-25829.html>
- [32] *Argo-hytos* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/rozvadece/rneh1-10.html>
- [33] *Hydrocom: Děliče průtoku typ MTDA* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: [https://www.hydrocom.cz/images/ke\\_stazeni/hydrocom\\_katalog\\_2016.pdf](https://www.hydrocom.cz/images/ke_stazeni/hydrocom_katalog_2016.pdf)
- [34] *Yanmar-bagry* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.yanmar-bagry.cz/produkty/kolove-rypadlo-b110w/>
- [35] *Eurofluid: Dvojčinné přímočaré hydromotory* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.eurofluid.cz/k959-hydromotory-primocare-hydromotory-dvojinne-primocare-hydromotory>

**SEZNAM OBRÁZKŮ**

Obrázek 1 Přenos energie v hydraulickém systému .....	12
Obrázek 2 Řízení prvků hydraulického systému pomocí řízení Ř .....	13
Obrázek 3 Hydraulické tabulové nůžky Bernardo HKT 3200 x 12 .....	13
Obrázek 4 Kolové rypadlo B110W .....	15
Obrázek 5 Základní hydraulický systém .....	17
Obrázek 6 Hydraulický agregát .....	18
Obrázek 7 Hydraulický agregát s motorem ponořeným v pracovní kapalině SPA 01 .....	18
Obrázek 8 Elektromagneticky ovládaný rozvaděč 4/3 .....	19
Obrázek 9 Dvojitý přímočarý hydromotor 80/45-150mm .....	19
Obrázek 10 Nádrž namontovaná za kabinou řidiče .....	20
Obrázek 11 Elektromotor .....	21
Obrázek 12 Hřídelová spojka .....	21
Obrázek 13 Přehled hydraulických čerpadel a hydromotorů .....	22
Obrázek 14 Hydraulické filtry .....	23
Obrázek 15 Přehled přístrojů pro zjišťování tlaku v hydraulice .....	24
Obrázek 16 Pojistný ventil .....	24
Obrázek 17 Schéma zpětného ventilu .....	25
Obrázek 18 Přehled hydraulických rozvaděčů .....	26
Obrázek 19 Přímočarý hydromotor .....	27
Obrázek 20 Sériově řazené hydromotory .....	28
Obrázek 21 Paralelně řazené hydromotory .....	29
Obrázek 22 Paralelně řazené hydromotory s mechanickou vazbou .....	30
Obrázek 23 Hydraulický pohon zadních kol .....	31
Obrázek 24 Sériově řazené hydromotory .....	32
Obrázek 25 Paralelní zapojení dvou přímočarých hydromotorů propojených mechanickou vazbou – tuhým rámem.....	33
Obrázek 26 Synchronizace chodu hydromotorů pomocí regulačních ventilů průtoku .....	33
Obrázek 27 Synchronizace chodu hydromotorů pomocí rotačního děliče průtoku.....	34
Obrázek 28 Synchronizace chodu hydromotorů.....	34
Obrázek 29 Zajištění synchronního chodu dvou hydromotorů pomocí regulace master-slave .....	36
Obrázek 30 Schéma dvojitýho hydromotoru.....	38
Obrázek 31 Stěny, dno, píst a pístnice přímočarého hydromotoru.....	41
Obrázek 32 Přímočarý dvojitý hydromotor ZH2 od společnosti Hydraulise s.r.o.	44



---

Obrázek 33 Uložení hydromotoru .....	45
Obrázek 34 Hydrogenerátor a motor .....	47
Obrázek 35 Zubové čerpadlo HP 16 .....	48
Obrázek 36 Doporučené průtokové rychlosti .....	50
Obrázek 37 Ventil VU 3/8 V0600 .....	55
Obrázek 38 Křivka tlakových ztrát pro ventil VU 3/8 V0600 .....	55
Obrázek 39 Pojistný ventil VMP L 3/8 80-300bar, V0690/300 .....	56
Obrázek 40 Charakteristika chladiče HCD .....	58
Obrázek 41 Vzduchový chladič HCD se stejnosměrným motorem .....	58
Obrázek 42 Sací filtr .....	59
Obrázek 43 Zpětný filtr .....	60
Obrázek 44 Schéma systému s více spotřebiči bez synchronizace.....	62
Obrázek 45 Šoupátkový rozváděč RPE2-04 .....	63
Obrázek 46 Schéma systému s více spotřebiči bez synchronizace.....	67
Obrázek 47 Šoupátkový rozváděč RNEH1-10 .....	68
Obrázek 48 Hydraulický zámeček VJR1-04/M .....	68
Obrázek 49 Dělič průtoku .....	69
Obrázek 50 Porovnání dvou systémů .....	75

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

$d$	[mm]	Průměr pístnice
$ds$	[mm]	Průměr sacího vedení
$dt$	[mm]	Průměr tlakového vedení
$dz$	[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
$l$	[m]	Délka pístnice
$l_{red}$	[m]	Redukovaná délka pístnice
$m$	[kg]	Hmotnost (zátěže)
$n$	[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
$r_2$	[m]	Vnější poloměr válce
$s_1$	[m]	Tloušťka stěny tělesa hydromotoru
$s_2$	[m]	Tloušťka stěny dna hydromotoru
$t_k$	[°C]	Maximální teplota v nádrži
$t_o$	[°C]	Teplota okolí
$v$	[m · s <sup>-1</sup> ]	Rychlost skutečná
$v_{max}$	[m · s <sup>-1</sup> ]	Rychlost maximální

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

$Q_{MAX}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Maximální průtok
$Q_{th}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Teoretický průtok
$Q_z$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Ztrátový průtok
$R_m$	[MPa]	Pevnost v tahu
$Re$	[-]	Reynoldsovo číslo
$Re_k$	[-]	Kritické Reynoldsovo číslo
$S$	$[m^2]$	Plocha
$S_l$	$[m^2]$	Plocha pracovní strany pístu
$S_2$	$[m^2]$	Plocha strany pístu s pístnicí
$S_N$	$[m^2]$	Teplosměnná plocha nádrže
$S_s$	$[m^2]$	Plocha sacího vedení
$S_t$	$[m^2]$	Plocha tlakového vedení
$S_z$	$[m^2]$	Plocha zpětného vedení
$V$	$[m^3]$	Geometrický objem
$V_N$	$[m^3]$	Užitečný objem nádrže
$Z$	[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
$\rho$	[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 ventil
M		Motor
PV		Pojistný ventil
REG		Elektronický regulátor
RPR		Rychlé proporcionální rozvaděče
RDP		Dělič průtoku
RO		Rozvaděč
ŠV		Škrticí ventil
ŠZV		Škrticí zpětný ventil
T		Nádrž