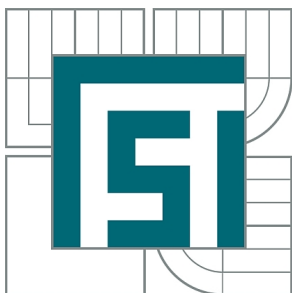


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMATIZACE A INFORMATIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMATION AND COMPUTER SCIENCE

NÁVRH ENERGETICKY ÚSPORNÉHO HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU PRO SILOVÉ ZATĚŽOVÁNÍ POHONNÝCH SOUSTAV VOZIDEL

ENERGY EFFICIENT HYDRAULIC SYSTEM DESIGN FOR FORCE LOADING OF VEHICLE
DRIVETRAIN SYSTEMS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. VÍT ROBENEK

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PAVEL HOUŠKA, Ph.D.

BRNO 2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Vít Robenek

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Aplikovaná informatika a řízení (3902T001)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh energeticky úsporného hydraulického systému pro silové zatěžování pohonných soustav vozidel

v anglickém jazyce:

Energy efficient hydraulic system design for force loading of vehicle drivetrain systems

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce řeší problematiku návrhu komplexního hydraulického systému pro mechanické testování pohonných soustav vozidel s důrazem na energetickou efektivitu řešení. Cílem je navrhnout vlastní regulovaný pohon a zdroj tlakové pracovní kapaliny pro tři nezávisle pracující pohony. Výstupem bude specifikace systému včetně dokumentace pro výrobu hydraulického a elektrického systému. Návrh musí zohledňovat platné bezpečnostní normy. Řešení bude realizováno převážně na produktech fy. Bosch Rexroth.

Cíle diplomové práce:

1. Seznamte se s bezpečnostními normami platnými pro hydraulická zařízení, zejména ISO 4413.
2. Proveďte analýzu zadání, popište možná řešení z pohledu hydraulického a elektrického.
3. Navrhněte řešení regulovaného pohonu, sestavte elektrické a hydraulické blokové schéma.
4. Na základě návrhu pohonu navrhněte vhodný zdroj tlakové pracovní kapaliny pro tři nezávisle pracující pohony včetně řídicího systému zdroje. Sestavte elektrické a hydraulické blokové schéma a vypracujte výrobní dokumentaci.
5. Proveďte simulaci navrženého systému a porovnejte jeho energetickou náročnost při vykonávání modelového pracovního cyklu se standardním řešením.

Seznam odborné literatury:

[1] Noskievič, P.: Modelování a identifikace systémů, Montanex a.s., Ostrava 1999, ISBN 80-7225-030-2

[2] ISO 4413

[3] Souček, P.: Elektrohydraulické servomechanismy, skriptum, Ediční středisko ČVUT 1992, ISBN 80-01-00376-0

[4] Souček, P.: Servomechanismy ve výrobních strojích, monografie, vydavatelství ČVUT 2004, ISBN 80-01-02902-6

[5] Pavlok, B.: Hydraulická zařízení strojů, učební text, VŠB, Ostrava 2007

[6] Příručka hydrauliky, Svazek 2 – Proporcionální a servoventilová technika. Mannesmann Rexroth GmbH 1991, ISBN 3-8023-0898-0

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Houška, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně dne 24. 11. 2014



Ing. Jan Roupec, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan

ABSTRAKT

Práce se zabývá návrhem hydraulického systému pro specifickou aplikaci hydrostatického regulovaného pohonu s ohledem na energetickou účinnost navrženého řešení. Použity jsou standardní hydraulické a elektronické komponenty převážně firmy Bosch Rexroth. Cílem práce je provést komplexní návrh od mechanické přes hydraulickou až po elektronickou složku systému.

Po krátkém úvodu je v práci popsána a analyzována aplikace a poté jsou vysvětleny základní principy hydraulických zařízení a systémů. Následuje návrh vlastního řešení, respektive návrh několika možných variant. Tyto varianty jsou srovnány na základě vybraných kritérií a zvolené řešení je potom dále rozpracováno. V závěru jsou shrnuty výstupy práce a je nastíněn směr možného zlepšení metod návrhu.

ABSTRACT

The thesis focuses on a hydraulic system design for a specific application of hydrostatic drive with regard to energy efficiency of proposed solution. Standard hydraulic and electronic components are used, mostly products of Bosch Rexroth. The aim of the thesis is to carry out a complex design from mechanic through hydraulic up to the electronic part of the system.

After a short introduction in the beginning of the thesis is the particular application described and analyzed. Then the elemental principles of hydraulic devices and systems are explained. In the following part the actual solution is presented, which expands to several different alternatives. These alternatives are compared according to set criteria and the selected alternative is then further developed. At the end of the thesis, the outputs are evaluated and the direction of further possible improvements in the design is outlined.

KLÍČOVÁ SLOVA

Elektrohydraulický pohon, energetická účinnost, elektronické řízení, otáčkově řízený hydrogenerátor.

KEYWORDS

Electrohydraulic drive, energy efficiency, electronic control, variable-speed pump.

PROHLÁŠENÍ O ORIGINALITĚ

Tímto prohlašuji, že předkládaná diplomová práce je mojí původní autorskou prací, kterou jsem vypracoval pod vedením vedoucího bakalářské práce a s použitím uvedené odborné literatury.

Vít Robenek, Brno, 2015

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ROBENEK, V. *Návrh energeticky úsporného hydraulického systému pro silové zatěžování pohonných soustav vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 77 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Houška, Ph.D..

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto svému vedoucímu Ing. Pavlu Houškovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady, a také za veškerou pomoc, kterou mi v průběhu tvorby práce ochotně poskytoval.

OBSAH

Abstrakt	5
Klíčová slova	5
Prohlášení o originalitě.....	7
Bibliografická citace	7
Poděkování	9
1 Úvod.....	13
2 Analýza zadání.....	15
2.1 Popis problému	15
2.2 Popis požadovaných vlastností systému.....	15
3 Úvod do systémů hydromechanického přenosu výkonu.....	21
3.1 Základní principy.....	21
3.2 Vlastnosti hydraulických zařízení.....	23
3.3 Součásti hydraulických systémů.....	24
3.3.1 Hydrogenerátory	24
3.3.2 Hydromotory	27
3.3.3 Ovládací a regulační prvky	28
3.3.4 Hydraulické akumulátory	33
3.3.5 Příslušenství.....	33
3.4 Typy hydraulických obvodů	33
3.4.1 Otevřený obvod.....	34
3.4.2 Uzavřený obvod.....	35
3.5 Principy regulace hydraulických pohonů	36
3.5.1 Regulace škrcením.....	36
3.5.2 Regulace změnou objemu	37
3.6 Řízení polohy hydraulických pohonů	38
4 Vlastní řešení.....	41
4.1 Popis stávajícího řešení.....	41
4.2 Návrh hydromotoru.....	41
4.3 Návrh regulační části pohonu	46
4.3.1 Návrh řešení pro princip řízení škrcením	46
4.3.2 Návrh řešení pro objemové řízení.....	54
4.4 Srovnání navržených řešení.....	60
4.4.1 Modelový pracovní cyklus	60
4.4.2 Posouzení kvality regulace	61
4.4.3 Posouzení energetické účinnosti	63
4.4.4 Výsledek srovnání.....	66
4.5 Návrh tlakového zdroje pro objemové řízení.....	66
4.5.1 Hydraulické řešení zdroje.....	67
4.5.2 Tepelné poměry zdroje.....	68
4.5.3 Konstrukční řešení zdroje	69
4.5.4 Elektronické řešení zdroje.....	70

4.5.5	Popis komunikace	71
5	Závěr	73
6	Literatura	75
7	Přílohy	77

1 ÚVOD

Hydraulické systémy jsou díky svým specifickým vlastnostem pro řadu aplikací stále nenahraditelným způsobem přenosu výkonu. Z pohledu řízení nabízejí širokou škálu možností od čistě hydraulicko-mechanického, které je jednoduché a odolné, po sofistikované elektronické, které je schopno hydraulické pohony po stránce kvality regulace posunout na úroveň pohonů elektrických. Podstatnou nevýhodou hydraulických systémů je ale jejich nízká účinnost ve srovnání s ostatními způsoby přenosu výkonu. Energetická účinnost v posledních letech nabývá na důležitosti nejen v průmyslu, a proto se setkáváme se snahou výrobců hydraulických komponent o zvýšení účinnosti jejich výrobků. Zvýšení účinnosti hydraulického systému ale není pouze funkce samotného použití moderních a účinnějších komponent, ale také jejich správného a vhodného použití. Toto bohužel není v technické praxi vždy dodrženo a výsledná účinnost zrealizovaného systému nevede ke spokojenosti zákazníka. Druhým problémem technické praxe je oddělený návrh mechanické, hydraulické a elektronické stránky systému. Systém, jehož části jsou navrženy bez dostatečné vzájemné závislosti, pak netvoří kvalitně fungující celek a pro odstranění vzniklých problémů je nutné přistoupit na zbytečné kompromisy, kterým by se dalo vhodnějším návrhem vyhnout.

Z uvedených důvodů se tato práce snaží o systematický a komplexní návrh hydraulického systému pro velmi specifickou aplikaci, kde konveční řešení nejsou schopny zajistit uspokojivou energetickou účinnost.

2 ANALÝZA ZADÁNÍ

2.1 Popis problému

Regulovaný pohon, řešený v této práci, bude součástí zkušebního stavu pro silové zatěžování podvozkových sestav kolejových vozidel. Zkušební stav se skládá z několika subsystémů, které jsou řešeny mimo tuto práci. Pro řešený pohon je podstatný pouze subsystém, který celý testovací proces řídí, měří, zda v testované soustavě dochází k požadovanému silovému zatížení, a umožňuje uživateli ovládání a další zpracování naměřených dat. Tento subsystém, který je ostatním nadřazen a dále bude označován jako nadřazený subsystém, zadává regulovanému pohonu ovládací příkazy a naopak pohon vrací nadřazenému systému informace o průběhu provádění těchto příkazů. S ohledem na druh mechanického zatížení pohonu od zkoušené soustavy, který má oscilační charakter, a s ohledem na to, že bude pohon dlouhodobě pouze odolávat síle bez pohybu, byl již v minulosti zvolen hydrostatický přenos výkonu. V současné době probíhá inovace několika subsystémů zkušebního stavu, neboť uživatel chce navýšit jeho parametry a zároveň zkvalitnit průběh zatěžování a jeho měření. Další vlastností, kterou má uživatel zájem zlepšit, je energetická účinnost zatěžovacího pohonu, neboť zkušební zařízení je v neustálém provozu. Délka testů se pak pohybuje od jednotek hodin po několik desítek dní.

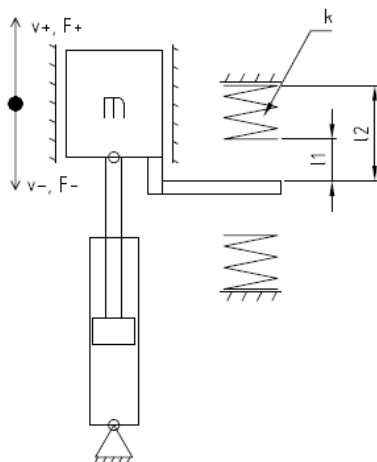
2.2 Popis požadovaných vlastností systému

Zkoušená soustava vyžaduje zatěžování přímočarým pohybem v rozsahu 300 mm, je tedy využita jedna z výhod hydrostatického přenosu, a to snadná realizace přímočarého pohybu bez nutnosti přidavného mechanismu. Samotným aktorem je přímočarý hydromotor (v dalším textu bude slovem hydromotor myšlen vždy hydromotor přímočarý, nebude-li uvedeno jinak), který je v soustavě umístěn svisle, popř. v jednotkách stupňů od svislého směru odkloněn. Hydromotor je svým statorem (těleso válce) upnut k základové upínací desce, ke které je připevněn i zbytek zkušebního stavu a zkoušené soustavy. Pohyblivá strana hydromotoru, tedy sestava pístu, pístní tyče a závěsného oka, je připevněna k jedné ze součástí zkoušené sestavy. Hydromotor zkoušenou soustavu zatěžuje jejím vychýlením ze základní polohy, ve které v soustavě k zatížení nedochází. Základní poloha soustavy odpovídá přibližně polovině zdvihu hydromotoru, tedy pozici pístu 150 mm od počátku zdvihu.



Obr. 1 – Přímocharý hydromotor [5]

Přesný průběh samotného testu i jeho délka se liší v závislosti na zkoušené sestavě. Obecně je průběh takový, že se nejprve soustava nachází v již zmíněné základní poloze, ve které nedochází k zatížení soustavy. To vzniká až vychýlením součásti soustavy, která je k hydromotoru připojena. V této konfiguraci na hydromotor, jehož pohyblivá část je v pozici 150 mm, tedy působí pouze určitý podíl hmotnosti připojené součásti, která je ze strany uživatele definována v rozsahu 50 až 450 kg. Na náhradním mechanickém schématu na obr. 2 je účinek této hmotnosti reprezentován tělesem o hmotnosti m . Poté se začne hydromotor pohybovat kladným směrem (tedy píst se vysouvá z válce) a po vymezení vůlí v testované soustavě, které proběhne dle velikosti soustavy mezi 10 a 30 mm (l_1 na schématu) od poloviny zdvihu hydromotoru, začne vzhledem k dějům uvnitř soustavy mezi hydromotorem a soustavou narůstat silové působení. Jeho velikost je lineárně závislá na poloze pístu a může dosáhnout maximální hodnoty $F = 50$ kN. Síla ze soustavy působí proti pohybu hydromotoru a ten musí naopak na soustavu působit silou stejné velikosti ve směru shodném se směrem pohybu. Tento směr působení síly bude dále považován jako kladný. Dle zkoušené soustavy je maximální síla dosažena v rozsahu 50 až 150 mm od středu zdvihu, což odpovídá 200 až 300 mm absolutní pozice pístu hydromotoru. Maximální pracovní rozsah je na schématu označen jako l_2 . Při zpětném pohybu (záporný směr, zasouvání pístu do válce) do střední polohy musí hydromotor naopak brzdít, neboť účinek síly má snahu jej urychlit právě záporným směrem. Při průjezdu okolím střední polohy případný silový účinek od soustavy nejprve zcela zmizí a po vymezení vůlí ve vzdálenosti 10 až 30 mm záporným směrem od střední polohy začne opět narůstat v závislosti na poloze. Tentokrát se ale jedná o silové působení záporným směrem, opět o velikosti až $F = 50$ kN ve vzdálenosti 50 až 150 mm záporným směrem od středu zdvihu, tedy 100 až 0 mm absolutní pozice pístu hydromotoru. Obecně má tedy soustava snahu se vždy navrátit do střední polohy, kde nedochází ke vzniku silových účinků v ní. Na schématu je toto mechanické chování nahrazeno přítomností pružin o tuhosti k . Hydromotor během zatěžování neprovádí pohyb ze střední polohy až do polohy odpovídající maximální síle v kuse, ale vždy při dosažení příslušné síly na pokyn nadřazeného systému zastaví, aby byla zkoušená soustava namáhána danou silou po danou dobu. Ta může trvat až několik hodin.



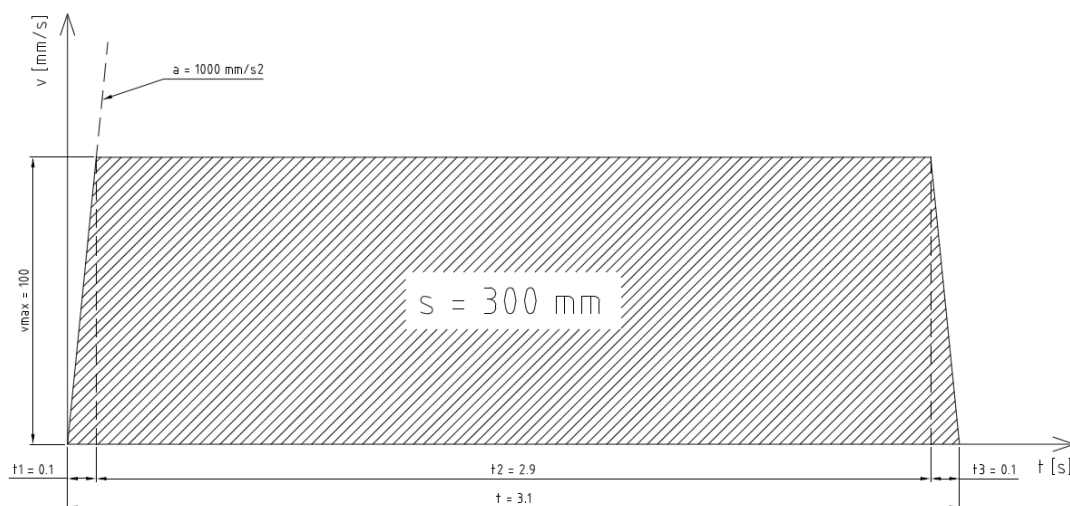
Obr. 2 – Náhradní schéma mechaniky

Maximální rychlost pohybu je stanovena na $v = 0,1$ m/s a zrychlení na $a = 1$ m/s² v obou směrech. Vychází to z přímého požadavku uživatele, aby bylo možné zajistit přechod z maximálního zatížení jedním směrem do maximálního zatížení opačným směrem za přibližně 3 sekundy. Vzhledem ke zvoleným parametrům rychlosti a zrychlení je toto možné provést nejrychleji (při nutnosti využití plného zdvihu $s = 300$ mm) za

$$t = t_1 + t_2 + t_3 = \frac{v}{a} + \frac{s_2}{v} + \frac{v}{a} = \frac{v}{a} + \frac{s - s_1 - s_3}{v} + \frac{v}{a} = \frac{v}{a} + \frac{s - s_1 - s_3}{v} + \frac{v}{a} =$$

$$= \frac{v}{a} + \frac{s - \frac{1}{2}vt_1 - \frac{1}{2}vt_3}{v} + \frac{v}{a} = \frac{v}{a} + \frac{s - \frac{v^2}{a}}{v} + \frac{v}{a} = 3,1 \text{ s} \quad (1)$$

což je z pohledu uživatele přijatelné. Rychlostní profil je naznačen na obr. 3. Požadovaná přesnost polohové regulace je $\Delta s = 0,1$ mm.



Obr. 3 – Rychlostní profil

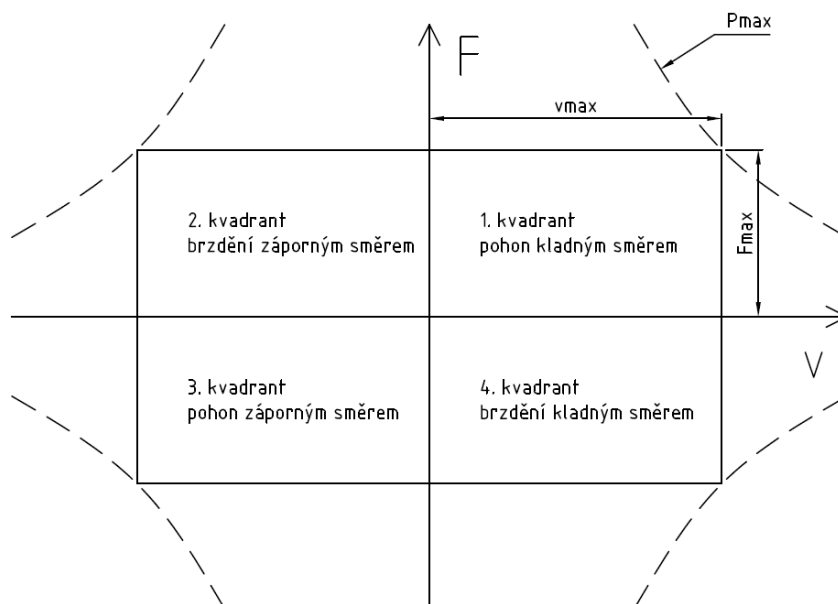
Silové účinky, jejichž přítomnost v soustavě je hlavním cílem celého testovacího procesu, jsou samozřejmě ve vztahu se silovými účinky přítomnými (a měřitelnými) na hydromotoru, ale jejich vzájemná závislost je ovlivněna geometrií soustavy, která se typ od typu zkoušeného zařízení liší. Proto jsou silové účinky působící v soustavě měřeny přímo v místech, které jsou pro zkoušky podstatné. Toto měření provádí přímo měřicí systém, který je pohonu nadřazen. Na začátku testovacího cyklu pohon pomalou rychlostí projede celým rozsahem zdvihu mezi maximální kladnou a maximální zápornou silou v soustavě. Během tohoto kroku si měřicí systém vytvoří závislost mezi polohou hydromotoru a silovým účinkem přítomným v soustavě. Jsou také zaznamenány síly, které působí na hydromotoru v mezních polohách. V průběhu vlastního testování pak nadřazený systém nezadává pohonu sílu, jak by se mohlo zdát na první pohled nejvhodnější, ale polohu. Výhodou polohového řízení je totiž možnost nepřímě řídit i rychlost a zrychlení, jak bude dále v práci popsáno. Hydromotor tedy nejprve na příkaz nadřazeného systému dosáhne polohy dle předem zjištěné závislosti zatížení soustavy na poloze hydromotoru a poté bude poloha zkorigována, aby bylo

dosaženo zatížení v uživateli požadované přesnosti. Silové řízení je však využito jako bezpečnostní opatření. Změřená síla na hydromotoru v mezních polohách slouží pro pohon jako omezení. Je tedy nezávisle na nadřazeném systému zajištěno, že nedojde k přetížení zkoušené soustavy.

K regulovanému pohonu, který je v hydraulickém systému pouze spotřebičem, má být navržen i odpovídající zdroj tlakové pracovní kapaliny. V provozu uživatele jsou tři totožné a na sobě zcela nezávislé testovací zařízení, která má v plánu inovovat. Každé testovací zařízení obsahuje svůj nadřazený subsystém a svůj regulovaný pohon. Pokud to navržená koncepce pohonu umožní, je vzhledem k možnostem hydraulických systémů výhodné použít jediný zdroj tlakové pracovní kapaliny pro všechny tři regulované pohony.

Každý pohon má se svým nadřazeným subsystémem komunikovat pomocí sběrnice EtherNet/IP, což je implementace standardizovaného a na způsobu přenosu nezávislého protokolu Common Industrial Protocol (aplikační vrstvy) na médiu Ethernet (od fyzické po transportní vrstvu).

Z výše uvedeného vyplývá několik zvláštností, které se u hydraulických pohonů běžně nevyskytují. Je to zejména požadavek na stejné parametry pohybu (rychlost, síla) v obou směrech. Toto je dále „zkomplikováno“ požadavkem na využití tzv. rohového výkonu, tedy dosažení maximální rychlosti při maximální působící síle, přičemž síla může působit v obou směrech – pohon tedy musí být schopen plnou rychlostí řízeně pohánět i řízeně brzdit. Výsledkem je tedy pohon schopný pracovat ve čtyřech kvadrantech, který umí ve všech z nich dosáhnout jejich rohů. Čtyřkvadrantový režim je naznačen na obr. 4 včetně výše uvedené konvence směru rychlosti a směru síly. Výkon je při mechanickém přímočarém pohybu stanoven jako součin rychlosti a síly, proto mají křivky konstantního výkonu v diagramu zobrazující závislost síly na rychlosti tvar hyperbol.



Obr. 4 – Kvadranty pohybu

Obvykle jsou hydraulické pohony koncipovány tak, že se parametry pohybu liší dle směru a není požadavek na přítomnost špičkových hodnot obou parametrů

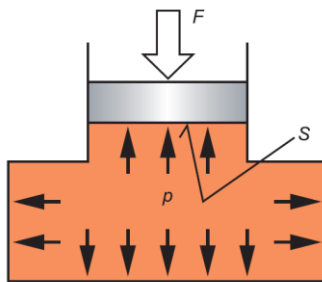
zároveň. Příkladem může být pohon hydraulického lisu, který při pohybu jedním směrem pouze zvedá beran lisu (nízká zátěž, vysoká rychlost), a při pohybu druhým směrem se beran pohybuje nízkou rychlostí a je zatížen silou potřebnou pro vlastní lisování. [6]

3 ÚVOD DO SYSTÉMŮ HYDROMECHANICKÉHO PŘENOSU VÝKONU

3.1 Základní principy

Podstatou hydromechanického přenosu výkonu je přeměna mechanické energie na energii pracovní kapaliny, k čemuž dochází ve zdroji hydraulické energie – hydrogenerátoru, přesun kapaliny ke spotřebiči a následná přeměna energie ve spotřebiči – hydromotoru zpět na mechanickou energii. V hydromechanických systémech je pracovní kapalinou nejčastěji minerální olej. Hydromechanické systémy se dělí na systémy hydrostatické a hydrodynamické. Rozdíl mezi hydrostatickým a hydrodynamickým přenosem výkonu je v převládající složce přenášené energie. U hydrostatických převládá potenciální (tlaková) energie kapaliny, u hydrodynamických je to kinetická (rychlostní) energie kapaliny. U obou způsobů se však vyskytují vždy obě složky energie pracovní kapaliny, proto je nutné i u hydrostatických systémů brát v potaz nejen efekt fyzikálních zákonů hydrostatiky, ale také hydrodynamiky. V dalším textu budou řešeny výhradně hydrostatické principy, proto není potřeba nadále rozlišovat mezi hydrostatickými a hydrodynamickými systémy a bude používán pouze výraz hydraulické (systémy, převody, zařízení ...).

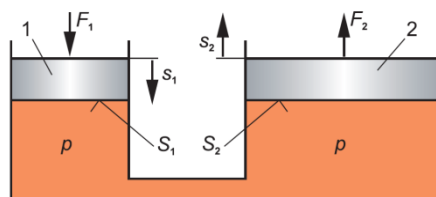
Základním fyzikálním zákonem, na kterém je hydrostatický přenos založen, je Pascalův zákon: „Působí-li na kapalinu v klidu vnější síla F přes plochu S , je vyvozen tlak p , který je ve všech místech kapaliny shodný a tento tlak působí ve všech směrech.“ Velikost tlaku je přímo úměrná velikosti síly a nepřímo úměrná ploše, přes kterou síla na kapalinu působí.



Obr. 5 – Pascalův zákon [6]

Tohoto zákona využívá již základní hydrostatický mechanismus, který tvoří dva hydraulicky spojené válce s písty o různých průměrech. Síla F_1 na píst 1 vyvolá plochou pístu S_1 v kapalině tlak p , který zpětně na ploše S_2 pístu 2 vyvolá sílu F_2 , přičemž poměr sil je stejný, jako poměr ploch. Naopak poměr zdvihů je opačný, než poměr ploch. Výše uvedené samozřejmě platí pouze v případě, že je píst 2 schopen zachytit silovou reakci odpovídající nejméně síle F_2 . Tento hydrostatický mechanismus je analogií elementárního mechanického mechanismu – páky.

$$p = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \quad (2)$$



Obr. 6 – Hydrostatický mechanismus [6]

Základními zákony popisujícími chování kapaliny v pohybu jsou rovnice kontinuity průtoku a Bernoulliho rovnice o zachování energie. První jmenovaná vyjadřuje závislost rychlosti proudění kapaliny na průtočném průřezu za konstantního průtoku a druhá říká, že součet jednotlivých složek energie proudící kapaliny je konstantní. Kinetická složka je ale závislá na rychlosti proudění, nikoliv na průtoku. V případě snížení průtočného průřezu při konstantním průtoku tak naroste rychlost proudění, čím naroste kinetická energie kapaliny a následně dle Bernoulliho rovnice poklesne potenciální energie kapaliny. Podíl kinetické energie je však u hydrostatických mechanismů používaných v technické praxi zcela zanedbatelný.

Dosud bylo zmíněno chování platné pouze pro ideální kapalinu, která nevykazuje tření. Ve skutečné kapalině však dochází ke tření jak uvnitř kapaliny, tak na rozhraní kapaliny a jejího vedení. Tření způsobuje snížení energie kapaliny v průběhu jejího pohybu a toto snížení energie se projeví jako snížení tlaku, neboť průtok je v rámci uzavřené smyčky vždy konstantní a rychlost proudění je závislá pouze na průtoku a průřezu. Právě rychlost proudění je ale jedním z parametrů určující ztráty, proto je důležité se jí zabývat i u hydrostatických systémů. Tyto ztráty už jsou, na rozdíl od efektu Bernoulliho rovnice, z pohledu hydrostatických mechanismů nezanedbatelné a je s nimi potřeba počítat při návrhu hydraulického systému. Většina takto ztracené tlakové energie se navíc promění v teplo, jehož vznik musí být také zohledněn.

Dalším důležitým jevem je druh proudění, které se rozlišuje na laminární a turbulentní. Zatímco laminární proudění je uspořádané – kapalina se pohybuje rovnoběžně s osou proudění po vrstvách o různé rychlosti. Rychlost roste od okraje proudu po střed. Pokud je rychlost proudění kapaliny vyšší než kritická rychlost, změní se proudění na turbulentní, při kterém dochází k neuspořádanému pohybu, který má za následek výrazné tlakové ztráty a také další parazitní jevy (hluk, vibrace), proto k němu nesmí v systémech dlouhodobě docházet. Kritická rychlost, při které dochází ke změně z laminárního na turbulentní proudění, je závislá na viskozitě kapaliny a průřezu vedení.

Na potenciální energii kapaliny v hydraulických obvodech se podílí také její podsložka vzniklá účinkem tíhy samotné kapaliny. Její velikost je však natolik nepodstatná, že není při výpočtech vůbec uvažována. Dále je vhodné zde uvést, že veškeré tlaky dále zmíněny v textu jsou tlaky relativní, tedy vztažené k tlaku okolní atmosféry, který je na relativní stupnici samozřejmě považován za nulový. V technické praxi jsou pak s ohledem na běžně používané řady jednotek zavedeny pomocné jednotky pro dvě hlavní veličiny, a to tlak a průtok. Pro tlak se využívá jednotka bar, která v základních jednotkách SI odpovídá

$$1 \text{ bar} = 100000 \text{ Pa} \quad (3)$$

Objem je uváděn v jednotkách l/min, které odpovídají

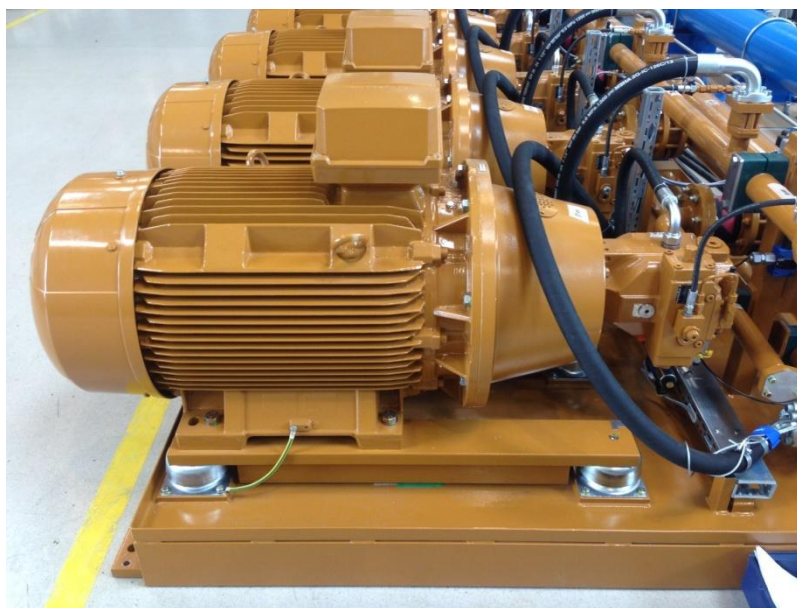
$$1 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 1,6 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (4)$$

v základních jednotkách SI.

Výkon hydraulického zařízení je roven součinu rozdílu tlaků a průtoku. Analogicky ztrátový výkon je roven součinu úbytku tlaku a průtoku. [6]

3.2 Vlastnosti hydraulických zařízení

Hydraulická zařízení mají řadu specifických vlastností, kvůli kterým jsou pro řadu aplikací jen obtížně nahraditelné. Mezi nejdůležitější vlastnosti patří výkonová hustota, tedy poměr velikosti zařízení a přenášeného výkonu. Pro ilustraci je na obr. 7 fotografie sestavy asynchronního elektromotoru o jmenovitém výkonu $P_n = 110 \text{ kW}$ a axiálního pístového hydrogenerátoru, jehož hydraulický výkon při maximálním geometrickém objemu $V_g = 125 \text{ cm}^3/\text{ot}$ a jmenovitém tlaku $p = 350 \text{ bar}$ odpovídá $P = 110 \text{ kW}$.



Obr. 7 – Srovnání velikostí

Další vlastnosti jsou možnost rozběhu pod plným zatížením, velký rozsah pracovní rychlosti, snadná realizovatelnost ochrany proti přetížení a velmi dobrá regulovatelnost, kterou je navíc možné realizovat zcela bez přítomnosti elektrického nebo elektronického systému, což může být pro některé specifické aplikace vhodné nebo nutné. Velkou výhodou proti mechanickým i elektrickým systémům přenosu je možnost akumulace energie. Pro složitější systémy je pak možné s výhodou použít jeden zdroj hydraulické energie pro více spotřebičů. Takto lze také jednoduše centralizovat chlazení systému, protože hydraulická kapalina nejen přenáší energii, ale také hydraulické prvky chladí. Funkcí kapaliny

je také jednotlivé prvky systému mazat, musí být proto vhodnou filtrací zajištěna její mechanická čistota. Filtraci je rovněž možné provádět centrálně.

Zdroj hydraulické energie je se spotřebiči spojen vedením, které je tvořeno převážně trubkami, popřípadě hadicemi. Způsob vedení hydraulické energie může být z konstrukčního hlediska další výhodou oproti mechanickému způsobu přenosu energie. Pokud je vedení vhodně dimenzováno, mohou do něj být umísťovány například pravoúhlé spoje, aniž by se znatelně zvýšil odpor vedení. U mechanických systémů takový spoj většinou znamená nutnost přidání dalšího převodu, který se svou účinností projeví na celkové účinnosti stroje.

Mezi zdrojem a spotřebiči jsou umístěny také regulační prvky. Ty pomoci principů, které budou dále vysvětleny, ovlivňují směr a rychlost proudění kapaliny, a mohou se tak podílet například na polohové nebo silové regulaci připojeného hydromotoru. Regulace může být prováděna také přímo na zdroji nebo spotřebiči.

Hydraulické systémy se dělí na systémy pro průmyslové a mobilní aplikace. Průmyslovými aplikacemi se myslí stacionární aplikace např. v hutnictví, automobilovém průmyslu nebo energetice. Tyto aplikace jsou charakteristické rozsáhlými systémy a vysokými nároky na dynamiku a přesnost pohonů. Zdrojem mechanické energie pro hydrogenerátory jsou zpravidla elektromotory. Mobilními aplikacemi se mají na mysli stavební, zemědělské nebo těžební pohyblivé stroje, kde je hydraulický systém poháněn spalovacím motorem a je využit jak pro pojezd stroje, tak pro jeho pracovní funkce. U mobilních aplikací je naopak snaha o kompaktní řešení, přičemž nároky na regulaci jsou výrazně nižší, protože se většinou jedná o nezpětnovazebné systémy a regulátorem je přímo uživatel. Pokud nebude v dalším textu uvedeno jinak, budou se veškeré informace týkat hydraulických systémů pro průmyslové aplikace.

Podstatnou nevýhodou hydraulických systémů je jejich účinnost. Již účinnost samotných prvků, ve kterých dochází k přeměně mechanické energie na hydraulickou (hydrogenerátory) nebo z hydraulické energie na mechanickou (hydromotory), je nižší, než účinnost obdobných elektrických zařízení. Celková účinnost hydraulického systému je pak dále podstatně snížena regulačními prvky – principem činnosti velké části z nich je totiž maření hydraulické energie její přeměnou v teplo. Účinnost hydraulických systémů je v současné době vzhledem k narůstajícímu tlaku na efektivní využívání energetických zdrojů důležitým tématem, kterým se zabývá většina společností vyrábějící hydraulické komponenty a systémy. Stejně tak je jedním z hlavních cílů této práce nalezení řešení, které bude efektivně využívat energii na svém vstupu. [6]

3.3 Součásti hydraulických systémů

3.3.1 Hydrogenerátory

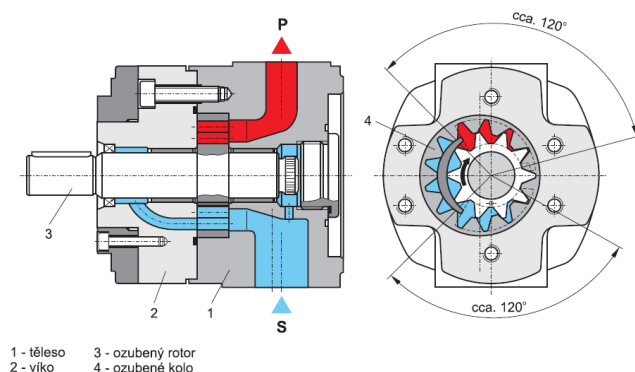
Hydrogenerátory převádějí mechanickou energii připojeného elektromotoru na tlakovou energii pracovní kapaliny. Je využíváno několik mechanických koncepcí hydrogenerátorů, které se od sebe liší zejména velikostí pracovního tlaku, průtoku a účinnosti. Hydrogenerátory se dále rozlišují na konstantní (neregulační) a regulační, a také na dvoukvadrantové a čtyřkvadrantové. V minulosti se využívaly výhradně elektromotory připojené přímo k elektrické síti a veškerá regulace zdroje tlaku, pokud byla potřeba, se prováděla s využitím regulace na straně hydrogenerátoru. S masivním rozšířením

regulovaných elektropohonů v uplynulém desetiletí se začalo využívat výhod těchto zařízení i v hydraulických systémech a zavádění otáčkově řízených hydrogenerátorů by se dalo jednoznačně nazvat aktuálním trendem v průmyslové hydraulice. Hlavní motivací je snížení nákladů na provoz hydraulických zařízení a zjednodušení jejich koncepce.

Jedním z parametrů specifikujících hydrogenerátor bez ohledu na koncepci je geometrický objem V_g . Jedná se o objem kapaliny přečerpané za jednu otáčku rotoru hydrogenerátoru. Hydrogenerátory pracují na objemovém principu, a proto je geometrický objem nezávislý na otáčkách. Geometrický objem tedy slouží jako jakýsi převod mezi vstupními otáčkami hydrogenerátoru a výstupním průtokem pracovní kapaliny, a zároveň jako vztah mezi výstupním tlakem pracovní kapaliny a pro něj potřebným krouticím momentem na vstupu hydrogenerátoru.

Na rozdíl od konstantních hydrogenerátorů umožňují regulační hydrogenerátory svůj geometrický objem spojitě měnit, a to od nulového po maximální, popřípadě od záporného maximálního po kladný maximální (při zachování smyslu otáčení hydrogenerátoru je tedy možné dosáhnout opačného směru průtoku pracovní kapaliny). Nastavení geometrického objemu může být ovládáno nebo řízeno mechanicky, hydraulicky nebo elektronicky. Lze takto realizovat například regulaci konstantního tlaku v hydraulickém systému, kdy hydrogenerátor přizpůsobuje změnou svého geometrického objemu při konstantních otáčkách dodávku kapaliny do obvodu aktuální spotřebě.

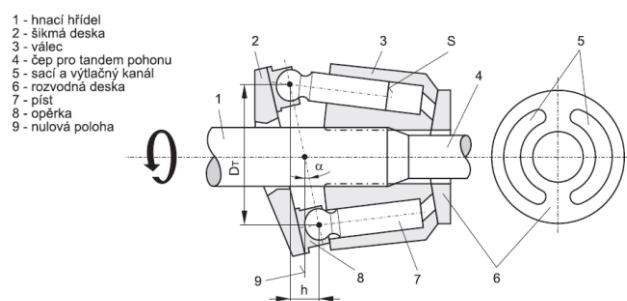
Dvoukvadrantové hydrogenerátory mají jednoznačně určenou sací a výtlačnou stranu a můžou čerpat coby hydrogenerátor pouze z nízkotlaké na vysokotlakou stranu nebo jako hydromotor brzdít kapalinu z vysokotlaké na nízkotlakou stranu. Nízkotlaká strana je navržena s ohledem na minimalizaci odporů v sání hydrogenerátoru. Případné odpory by mohly způsobit jev zvaný kavitace, kdy se v kapalině vlivem lokálního výskytu podtlaku vytvoří bubliny vakua, které se následně vyplní parou kapaliny. Zánik těchto bublin má pak za následek vznik rázových vln, které jsou schopny poškodit materiál hydrogenerátoru. Naopak vysokotlaká strana je navržena s ohledem na odolání výstupnímu tlaku. Čtyřkvadrantové hydrogenerátory mají obě své strany navrženy jako vysokotlaké, mohou tedy čerpat a brzdít v obou směrech. Pro zamezení kavitace je ale nutné aktuálně sací stranu vždy plnit (přeplňovat), například pomocným čerpadlem.



Obr. 8 – Zubový hydrogenerátor s vnitřním ozubením [6]

Dále budou v této práci zmíněny hydrogenerátory zubové a axiální pístové. Zubové hydrogenerátory existují v provedení s vnějším a s vnitřním ozubením. Tyto verze se liší zejména maximálními tlaky, které jsou vyšší v případě varianty s vnitřním ozubením. Obecně se jedná o hydrogenerátory jednoduché konstrukce s nízkou cenou, které ale existují pouze jako konstantní a dvoukvadrantové.

Naopak axiální pístové hydrogenerátory jsou mechanicky složitá zařízení a představují vrchol nabídky hydrogenerátorů, co se týče parametrů a funkce. Tyto hydrogenerátory se mohou vyskytovat v dvou- i čtyřkvadrantové verzi a také jak konstantní tak regulační verzi. Vynikají vysokou účinností a šíří nabídky podtypů. V případě regulačních verzí může být přímo hydrogenerátor osazen hydraulicko-mechanickým nebo elektronickým regulátorem, který může zajišťovat například regulaci tlakové úrovně v systému nebo výkonovou regulaci výstupu hydrogenerátoru.



Obr. 9 – Axiální pístový hydrogenerátor s šikmou deskou [6]

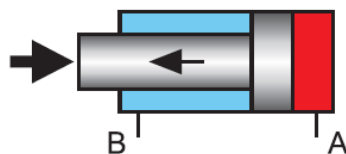
V hydrogenerátoru se projevují zejména dva zdroje energetických ztrát, a to ztráty objemové a hydraulicko-mechanické. Objemové ztráty vznikají průsakem pracovní kapaliny z tlakových prostor hydrogenerátoru zpět do nízkotlakých prostor. Míra průsaku je z části závislá na rozdílu tlaků mezi vstupem a výstupem hydrogenerátoru a projevuje se tak, že objem hydrogenerátorem vytlačený je menší, než objem nasátý. V technické praxi se objemové ztráty udávají relativně v procentech jako objemová (volumetrická) účinnost, která odpovídá poměru mezi vytlačeným a nasátým objemem kapaliny při jmenovitém pracovním tlaku a průtoku při jmenovitých otáčkách hydrogenerátoru. Při nižším pracovním tlaku je objemová účinnost vyšší. Naopak při nižším průtoku hydrogenerátorem (snížení otáček regulovaným elektromotorem nebo snížení geometrického objemu regulačním hydrogenerátorem) se absolutní velikost průsaků nezmění a v poměrném vyjádření pak představují mnohem větší podíl, tedy i objemová účinnost hydrogenerátoru je snížena.

Hydraulicko-mechanické ztráty jsou způsobeny mechanickým třením mezi jednotlivými součástmi hydrogenerátoru, mezi součástmi a pracovní kapalinou a uvnitř kapaliny. Tyto ztráty způsobují nárůst krouticího momentu, který je potřeba k vyvození rozdílu tlaku mezi sáním a výtlakem hydrogenerátoru. Ztráty jsou závislé na rychlosti otáčení rotoru hydrogenerátoru. V katalogových údajích se i tyto ztráty udávají v procentech a určují podíl vstupního mechanického momentu, který je hydrogenerátorem měněn na nárůst tlaku pracovní kapaliny, v celkovém vstupním mechanickém momentu při jmenovité rychlosti otáčení rotoru

hydrogenerátoru a jmenovitým nárůstu tlaku na hydrogenerátoru. Při nižší rychlosti jsou ztráty menší. Pokud ale hydrogenerátor vyžaduje nižší krouticí moment (snížením nárůstu tlaku na něm nebo zmenšením jeho geometrického objemu v případě regulačního čerpadla) při nezměněné rychlosti otáčení, absolutní velikost hydraulicko-mechanických ztrát se nezmění, ale jejich podíl na celkovém momentu dodávaném hydrogenerátoru se zvýší a hydraulicko-mechanická účinnost se sníží. [6]

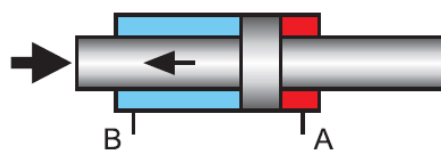
3.3.2 Hydromotory

Hydromotory představují opak hydrogenerátorů, jsou to tedy prvky, které mění tlakovou energii pracovní kapaliny zpět na mechanickou energii. Tvoří dvě nezávislé skupiny, a to hydromotory přímočaré a hydromotory rotační. Rotační hydromotory lze velmi stručně popsat jako obdobu čtyřkvadrantových hydrogenerátorů bez i s možností regulace geometrického objemu. Vzhledem k přímému požadavku uživatele na přímočarý pohyb se nemá dle mého názoru vůbec smysl zabývat možnou aplikací rotačního hydromotoru, neboť by to znamenalo nutnost použití přídatného mechanického převodu, čímž by se vytratil smysl použití hydraulického způsobu přenosu, a to odolnost proti oscilačnímu zatížení a z něj plynoucímu mechanickému opotřebení. Dále se tedy budu zabývat popisem pouze přímočarých hydromotorů.



Obr. 10 – Přímocharý hydromotor diferenciální [6]

Přímocharý (nebo také lineární) hydromotor se skládá z pevné a pohyblivé části. U standardního řešení je pevná část tvořená válcem s víky na koncích. Skrz přípoje, které jsou obvykle ve víkách, se přivádí pracovní kapalina. Pohyblivou část tvoří píst, který se pohybuje uvnitř válce mezi víky, a k pístu připojená pístní tyč. Píst rozděluje vnitřní prostor válce na dvě komory, jejichž objem se mění v závislosti na poloze pístu. Pístní tyč prochází ven skrz jedno nebo obě víka a přenáší sílu z pístu na připojené zařízení. Tyč má na jednom nebo obou svých koncích obvykle vnější nebo vnitřní závit, který umožní mechanické připojení tyče s poháněným mechanismem. Pokud vychází z hydromotoru pístní tyč pouze na jednu stranu, nazývá se takový válec diferenciální. Tento název vychází z faktu, že se plocha pístu, na kterou působí pracovní kapalina v jedné a ve druhé komoře, se liší. Rozdíl ploch je roven průřezu pístní tyče, neboť o ten je pracovní plocha na té straně pístu, ze které pístnice vychází, menší. Vzhledem k tomu, že plocha pístu je převodním faktorem mezi tlakem a silou a mezi průtokem kapaliny a rychlostí pohybu pístu (a pístní tyče), je při návrhu diferenciálního válce nutné tento rozdíl zohlednit. Pokud vychází pístní tyč z hydromotoru na obě strany, je nazýván jako stejnoplochý, popřípadě hydromotor s průběžnou pístní tyčí. Tento hydromotor je zpravidla jednodušší na návrh a na řízení, jeho aplikace je ale často limitována mechanickou zástavbou zařízení.



Obr. 11 – Přímočarý hydromotor s průběžnou pístní tyčí [6]

Dále se přímočaré hydromotory dělí na jednočinné a dvojčinné, podle toho, kolik stran pístu je využito pro přívod kapaliny. Jednočinný válec je ale schopen výhradně dvoukvadrantové operace, proto není jeho použití pro popisovanou aplikaci možné a nebudu se jím dále zabývat.

Z pohledu konstrukčního provedení jsou nejčastějšími typy hydromotor svorníkové konstrukce a hydromotor se šroubovanými přírubami. Obecně jsou druhé jmenované vhodnější pro aplikace vyžadující větší mechanickou a hydraulickou zátěž. Co do parametrů je hydromotor zadán zejména průměry pístu, pístní tyče a zdvihem pístu ve válci.

Bez ohledu na konstrukci hydromotoru je nutné zajistit, aby byl hydromotor mechanicky zatěžován pouze v tlaku nebo v tahu, v žádném případě nesmí na pístní tyč působit radiální síla – lineární hydromotor tedy nemůže, pokud k tomu není zvláště uzpůsoben, fungovat zároveň jako lineární vedení. Radiální zatížení způsobí významné snížení životnosti některých částí hydromotoru. Dle konstrukčního řešení připojeného zařízení je nutné vybrat vhodný způsob připojení pevné a pohyblivé části hydromotoru k tomuto zařízení, který dovolí na válec přenášet pouze axiální složky síly. Obecně lze říci, že pokud není možné zajistit rovnoběžnost pohybu poháněného zařízení a pohybu hydromotoru, což v praxi už z důvodu výrobních a montážních odchylek většinou možné není, měl by být hydromotor na obou svých mechanických přípojkách vybaven sférickými vazbami, které neumožní přenos radiální zátěže na hydromotor.

Hydromotory mohou být vybaveny řadou doplňkových prvků, například tlumenými dorazy a spínači koncových poloh pístu, které jsou vhodné zvláště pro neregulované aplikace, pro regulované aplikace je pak nezbytné, dle regulované veličiny, spojitě odměřování polohy pístu a/nebo tlakové snímače v jedné nebo obou komorách hydromotoru.

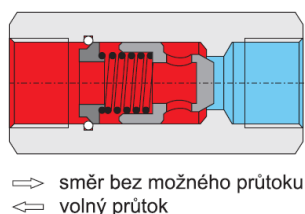
V technické praxi jsou komory válce zpravidla označovány písmeny A a B, kdy přívod kapaliny do komory A způsobí vysouvání hydromotoru (kladný směr), a naopak přívod do komory B způsobí jeho zasouvání (záporný směr). [6]

3.3.3 Ovládací a regulační prvky

Ovládací a regulační prvky v hydraulických systémech mají většinou charakter ventilů, které svou činností různými způsoby ovlivňují tok pracovní kapaliny. Z pohledu ovládání se ventily dělí na spínané a spojitě ovládané, z pohledu funkce potom na směrové, tlakové a průtokové. Dalším možným dělením je druh ovládacího signálu, ten může být mechanický, hydraulický nebo elektrický. Vzhledem k předpokladu přítomnosti elektronického řídicího systému v popisované aplikaci budou dále popisovány pouze prvky ovládané elektrickým signálem. Samostatně stojící kategorií ventilů jsou pak ventily uzavírací.

3.3.3.1 Uzavírací ventily

Uzavírací ventily jsou používány pro hrazení průtoku kapaliny. Nejrozšířenějším zástupcem jsou ventily zpětné. Tyto ventily jsou dvoucestné sedlové, průtok tedy uzavírají bez průsaku. Uvnitř ventilu je uzavírací element (kulička, kuželka), který z jedné strany dosedá na těsnicí sedlo. Průtok kapaliny ve směru, ve kterém element dosedá na sedlo, není umožněn, protože tlak kapaliny na vstupu do ventilu element k sedlu přitlačuje. V opačném směru je průtok umožněn, protože tok kapaliny naopak element od sedla vzdálí a tím se otevře průtočný profil. Ventil je obvykle vybaven pružinou, která element k sedlu přitlačuje. Je tak vytvořeno předpětí, které přes plochu uzavíracího elementu odpovídá otevíracímu tlaku. Tohoto tlakového rozdílu mezi vstupem a výstupem ventilu je nutné dosáhnout, aby se ventil v průtočném směru otevřel. Ventil je konstruován tak, aby otevírací tlak (a tedy i tlaková ztráta na ventilu) byl závislý na průtoku ventilem co možná nejméně. [6]

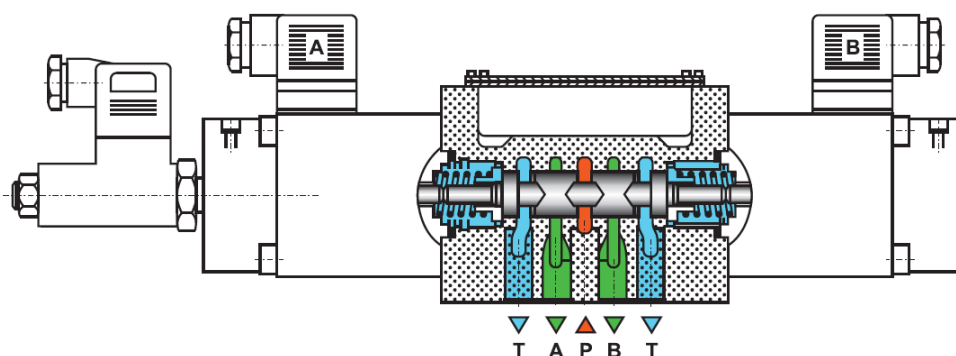


Obr. 12 – Zpětný ventil

3.3.3.2 Směrové ventily

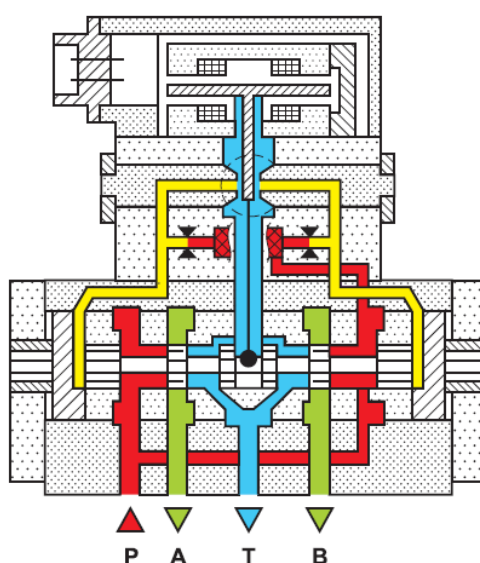
Směrové ventily pro použití s dvojčinnými hydromotory jsou zpravidla šoupátkové čtyřcestné, umožňují tedy ovlivňovat tok kapaliny mezi čtyřmi přípoji. Dva z přípojů jsou spojeny s komorami hydromotoru A a B (tyto přípoje mohou být z pohledu toku kapaliny vstupní nebo výstupní, dle aktuálního stavu ventilu), dalším je vstup tlakové kapaliny do ventilu (označován P = pressure) a posledním je výstup kapaliny zpět do nízkotlaké části zdroje, kterou je obvykle beztlaká nádrž (označován T = tank). Šoupátko ve své střední poloze od sebe izoluje všechny přípoje (pro specifické aplikace toto nemusí být dodrženo), při vychýlení jedním (kladným) směrem propojí kanál P s kanálem A a kanál T s kanálem B (tlaková kapalina teče do komory A hydromotoru), při vychýlení opačným (záporným) směrem pak propojí kanál P s kanálem B a kanál T s kanálem A (tlaková kapalina teče do komory B hydromotoru). Spínaným směrovým ventilem lze tedy ovládat směr pohybu hydromotoru, spojitě ovládaným směrovým ventilem pak směr, rychlost a sílu pohybu hydromotoru. Průtok ventilem však není závislý pouze na poloze šoupátka (tedy otevření ventilu), ale také na takzvaném tlakovém spádu, tedy na rozdílu tlaků na vstupu a výstupu z ventilu. Pro řízení průtoku je tedy potřeba nadřazeného řídicího systému. Směrové ventily jsou z pohledu parametrů specifikovány jmenovitou velikostí (ta odpovídá světlosti kanálů uvnitř ventilů) a v rámci ní pak velikostí šoupátka, která udává jmenovitý průtok při jmenovitém tlakovém spádu a maximálním otevřením šoupátka. [6]

Pro regulované aplikace je tedy nezbytné využít spojitě ovládanou variantu. Tyto se dále dělí na dvě skupiny, a to proporcionální směrové ventily a servoventily.



Obr. 13 – Proporcionální směrový rozvaděč se snímáním polohy šoupátka

Proporcionální ventily se hodí zejména pro nezpětnovazebné aplikace, kde je ventil použit pro umožnění plynulých rozjezdů a dojezdů pohonu, popřípadě chod různou, avšak zpětnovazebně neregulovanou, rychlostí, nebo pro zpětnovazebné aplikace s nízkou dynamikou. Poloha šoupátka je u proporcionálních ventilů ovládána pomocí cívek přímo elektrickým signálem (větší jmenovité velikosti proporcionálních ventilů jsou dvojstupňové, tedy menší elektricky ovládané řídicí šoupátko ovládá hydraulický hlavní šoupátko, ale toto není případ popisované aplikace), jehož proudová hodnota je v řádu jednotek A. Zpoždění při skokové změně ovládacího signálu z 0 na 100 % je u jednostupňových proporcionálních ventilů přibližně 50 ms a frekvenční omezení vstupního signálu se pohybuje okolo 50 Hz. Charakteristickým znakem proporcionálního ventilu je malý výkonový úbytek, jednoduchá konstrukce a takzvané pozitivní krytí, což znamená, že je ventil ve své střední poloze zcela uzavřen (při zanedbání minimálního parazitního průtoku, který je však vzhledem ke konstrukci šoupátkového ventilu neodstranitelný). Tato vlastnost způsobí značné pásmo necitlivosti okolo nulové polohy šoupátka, což má za následek nepřesnění regulace. [2], [7]



Obr. 14 – Servoventil

Servoventily se vyznačují výrazně složitější mechanickou a hydraulickou konstrukcí. Zatímco u proporčních ventilů je elektricky ovládáno přímo hlavní šoupátko, v případě servoventilů se elektricky pomocí elektromagnetu a kotvy tvaru „T“ ovládá miniaturní hydraulicko-mechanický zpětnovazebný zesilovač principu „tryska-klapka“, jehož hydraulický výstup ovládá šoupátko. Hydraulicko-mechanický zesilovač vyžaduje na svém vstupu proud pouze v řádu jednotek až desítek mA. Zesilováním signálu na hydraulicko-mechanické straně je zajištěna vyšší dynamika než v případě zesilování elektrického, a to reakce na skok vstupního signálu okolo 10 ms a použitelnost až do frekvence vstupního signálu okolo 250 Hz. Servoventily se využívají pro aplikace s požadavkem na vysokou kvalitu regulace. Oproti proporčním ventilům však vykazují výrazně větší úbytek výkonu mezi hydrogenerátorem a hydromotorem a obsahují šoupátka s tzv. negativním krytím, což znamená, že šoupátko ve své nulové poloze záměrně zcela neuzavírá kanály ventilu. To sice způsobí jistý průtok kapaliny ventilem i při střední poloze šoupátka, ale na druhou stranu je tato vlastnost značným přínosem pro kvalitu regulace – ventil neprojevuje necitlivost okolo střední polohy a jsou proto umožněny i velmi malé akční zásahy, které jsou nutné například pro dosažení přesné polohy hydromotoru. Z tohoto důvodu není možné použití servoventilů (obecně ventilů se šoupátkem s negativním krytím) v systémech bez zpětnovazebné regulační smyčky – průtok ventilem při střední (nulové) poloze jeho šoupátka může zejména v kombinaci s diferenciálním hydromotorem způsobit pohyb hydromotoru a je tedy potřeba použít zpětnovazebnou regulační smyčku, aby zajistila vhodnou nenulovou polohu šoupátka, pokud má hydromotor držet polohu. [2], [7]

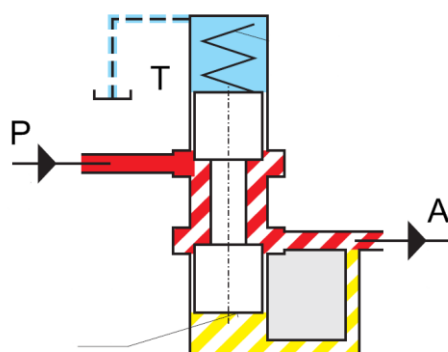
Pro středně dynamicky náročné aplikace existuje ještě třetí řešení, někdy nesprávně zařazované do kategorie servoventilů, které spojuje některé vlastnosti výše popsaných koncepcí. Tyto ventily jsou v praxi nazývány jako regulační, což není zcela technicky správně, neboť regulačním ventilem je každý spojitě ovládaný ventil, nicméně se mi nepodařilo zjistit vhodnější název, a proto se budu držet zavedených konvencí. Regulační ventily zpravidla obsahují, stejně jako servoventily, šoupátko s negativním krytím a velkým tlakovým úbytkem. Po dynamické stránce regulační ventily vykazují zpoždění při skokové změně vstupního signálu z 0 na 100 % okolo 20 ms a frekvenčně jsou omezeny hodnotou přibližně 200 Hz. Koncepčně jsou ale regulační ventily bližší proporčním ventilům, čemuž odpovídá i jejich cena. Z pohledu úbytku výkonu se ale výrazně blíží servoventilům, kdy úbytek na šoupátku je stejný, ale servoventil spotřebovává další hydraulickou energii hydraulicko-mechanickým zesilovačem. [2], [7]

3.3.3.3 Tlakové ventily

Tato skupina ventilů se dělí na tlakové ventily redukční a pojistné.

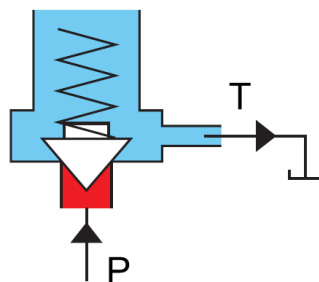
Redukční ventily jsou nejčastěji třicestné šoupátkové, s přípoji P, T a A. Redukční ventil dle svého nastavení zajišťuje tlakovou úroveň na svém výstupu A. Nastavená úroveň může být pouze nižší, než tlaková úroveň vstupu P. Ventil je vybaven tlakovou zpětnou vazbou z výstupu A, která ovládá šoupátko. Tlaková úroveň na výstupu A je tak udržována otvíráním šoupátka, které umožní průtok kapaliny ze vstupu ventilu P. Pokud dojde ke zvýšení úrovně na výstupu A ze zdroje jiného, než vstup P (například změnou zátěže na připojeném hydromotoru), přebytečná kapalina způsobující nárůst tlaku je vypuštěna do výstupu T. Tlakovou

úroveň výstupu je možné dle typu nastavit mechanicky, hydraulicky nebo elektricky. [6]



Obr. 15 – Redukční ventil

Pojistné ventily jsou dvoucestné sedlové ventily s přípoji P a T. Sedlové ventily se vyznačují nulovým průtokem v zavřeném stavu. Pokud dojde na vstupu ventilu k nárůstu tlaku nad nastavenou úroveň, je ventil přes hydraulickou přímou vazbu otevřen a pracovní kapalina protéká na jeho výstup. Otvírací tlakovou úroveň je možné dle typu nastavit mechanicky, hydraulicky nebo elektricky. Pojistné ventily jsou nejčastěji používány jako ochrana proti tlakovému přetížení hydraulického systému, kdy je ventil umístěn mezi chráněným místem obvodu a nízkotlakou nádrží zdroje tlakové energie. V případě zvýšení tlaku nad nastavenou úroveň se tak ventil otevře, vytvoří zkrat a umožní odtok přebytečné kapaliny způsobující nežádoucí tlak zpět do nízkotlaké části zdroje.



Obr. 16 – Pojistný ventil

3.3.3.4 Průtokové ventily

Na rozdíl od směrových ventilů, které samy o sobě průtok pouze ovládají, ale bez nadřazeného řídicího systému jej nejsou schopny řídit, jsou průtokové ventily vybaveny vnitřními zpětnými vazbami a jsou tedy samy schopny zajistit (v rámci fyzikálních omezení) konstantní průtok bez ohledu na tlakový spád přítomný na ventilu. Pro tuto aplikaci však nejsou využitelné a jsou proto zmíněny pouze pro ucelenost přehledu.

3.3.4 Hydraulické akumulátory

Jsou to prvky hydraulických systémů, které umožňují krátko- i dlouhodobou akumulaci tlakové hydraulické energie. Vzhledem k tomu, že je hydraulická kapalina velmi málo stlačitelná, je nutné pro uložení energie využít pomocného média. Tím bývá nejčastěji plyn, v minulosti se využívala také potenciální energie pružiny nebo závaží. Akumulátorů se využívá například jako zásoby energie pro záložní pohon v případě výpadku primárního zdroje energie, pro zrovnoměnění výkonu zdroje a příkonu spotřebičů (krátkodobé nabíjení výkonným zdrojem a dlouhodobý běh spotřebiče nízkého výkonu nebo naopak pokrytí krátkodobého vysokého výkonu spotřebiče dlouhodobým během zdroje nízkého výkonu) nebo pro stabilizaci tlakové úrovně v případě výkyvů průtoku, a to jak na straně zdroje, tak na straně spotřebiče.

Akumulátor je vybrán o určitém objemu V_0 a následně naplněn plynem na určitý tlak p_0 (v praxi se většinou používá hodnota $0,9 \cdot p_1$) dle objemu pracovní kapaliny ΔV , který má být uložen, a tlakové úrovně p_1 , pro kterou má být uložený objem ΔV k dispozici. Tlak v akumulátoru ale s odebraným množstvím pracovní kapaliny klesá, aby tedy byl k dispozici objem kapaliny ΔV o tlaku p_1 , musí se akumulátor naplnit tlakem p_2 . Rozdíl objemu uložené kapaliny ΔV pak odpovídá objemu kapaliny V_2 při tlaku p_2 a objemu V_1 při tlaku p_1 . Poměr celkového objemu akumulátoru V_0 a využitelného objemu pro pracovní kapalinu závisí na rozdílu tlaků p_1 a p_2 , ale většinou je roven přibližně 10:1. Z výše popsaného plynou dvě nevýhody použití akumulátorů: použití akumulátoru znamená nutnost zvýšení systémového tlaku a zároveň znemožní změnu úrovně systémového tlaku při běhu systému dle aktuální potřeby spotřebičů (pokud nejsou akumulátory vybaveny možností změny plnicího tlaku plynu). [6]

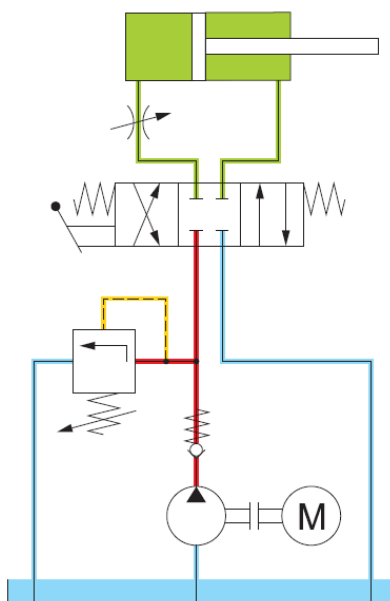
3.3.5 Příslušenství

V hydraulických systémech se vyskytuje ještě velké množství různých periferních prvků, jejich ucelený přehled a popis je ale nad rámec a smysl této práce. V dalším textu budou tedy popsány pouze konkrétní prvky použité v nadrženém řešení.

3.4 Typy hydraulických obvodů

Hydraulické obvody jsou bez ohledu na svůj účel rozděleny do dvou skupin dle způsobu propojení zdroje se spotřebičem. Tyto skupiny jsou otevřený a uzavřený hydraulický obvod. Dříve byly tyto dva typy zapojení úzce spjaty s principy regulace, které jsou popsány v další kapitole. Vzhledem k aktuálním trendům v hydraulických systémech ale přiřazení zapojení k principu regulace už není tak striktní, takže budou rozdělení podle obou jmenovaných kritérií popsány zvlášť.

3.4.1 Otevřený obvod



Obr. 17 – Příklad otevřeného obvodu [6]

Charakteristickým rysem otevřeného obvodu je spojení zdroje (hydrogenerátoru s příslušenstvím) se spotřebičem (zde je spotřebičem myšlen nejen hydromotor, ale také jemu příslušné regulační prvky) pomocí dvou větví – tlakové P a odpadní T. Větve během různých režimů systému nemění svou funkci, tlakovou větví teče vždy tlaková kapalina od zdroje ke spotřebiči a odpadní větví se kapalina vrací zpět k nízkotlaké části zdroje, což je obvykle beztlaková nádrž, ve které je aktivně udržován vhodný stav kapaliny (chlazení, filtrace), a která slouží jako zásobník kapaliny pro další využití hydrogenerátorem. Propojení stran A a B hydromotoru spotřebiče s tlakovou větví P a odpadní T, a tím pádem směr a velikost průtoku kapaliny do a z hydromotoru pak určuje až regulační prvek, který je součástí každého nezávisle pracujícího spotřebiče.

Popsaná topologie umožňuje jednoduše realizovat připojení několika nezávisle pracujících spotřebičů na jediný zdroj, což je v otevřených obvodech častou praxí. Všechny spotřebiče sdílejí tlakovou i odpadní větev, větve jsou tedy jakousi sběrnici. Zdroj pro otevřený obvod může být buď neregulovaný (konstantní), nebo regulovaný.

Konstantní zdroj využívá neustále plného průtoku hydrogenerátoru. Nadbytečná kapalina vytlačená hydrogenerátorem, která by v obvodu způsobila vyšší úroveň tlaku, než jaká je požadována, je pojistným ventilem vracena do nádrže. Kapalina ale přes pojistný ventil protéká s úbytkem tlaku odpovídajícím rozdílu mezi tlakem v tlakové větvi (tedy výstupu hydrogenerátoru) a tlakem v nádrži. V případě nulového odběru kapaliny ze strany spotřebičů pak pojistným ventilem protéká veškerý průtok hydrogenerátoru. Ten tedy odebírá neustále svůj plný výkon bez ohledu na aktuální spotřebu pracovní kapaliny a tedy aktuální výkon připojených spotřebičů.

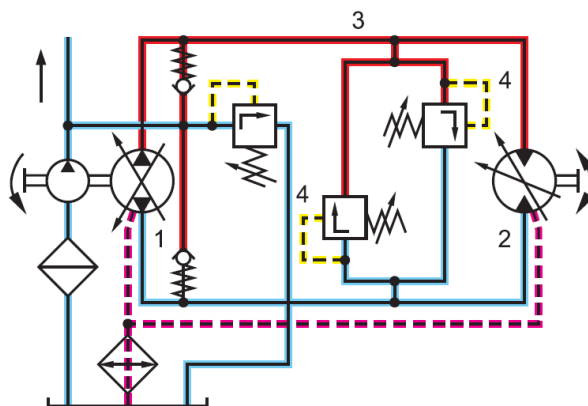
Regulovaný zdroj dodává pouze potřebné množství kapaliny pro chod spotřebičů. Regulace je realizována proměnnou dodávkou hydrogenerátoru

(proměnné otáčky motoru nebo použití regulačního čerpadla s proměnným geometrickým objemem), která se pomocí hydraulické nebo elektrické (popř. elektronické) regulace přizpůsobí aktuální spotřebě a do systému je pak doplňováno jen takové množství pracovní kapaliny, které je nutné k udržení nastavené tlakové úrovně. Při návrhu regulovaného zdroje je nutné zohlednit dynamiku připojených spotřebičů. Například čas plného otevření směrového servoventilu se pohybuje okolo 10 ms, za tuto dobu se tedy množství odebírané spotřebičem může zvýšit z nulového na maximální. Pokud regulovaný zdroj nestihne dostatečně rychle zvýšit svou dodávku, poklesne systémový tlak a činnost spotřebiče tím může být negativně ovlivněna. Tento problém lze řešit například akumulátorem spolu se zvýšením úrovně systémového tlaku, což zajistí zdroji více času na reakci, aniž by byla ovlivněna práce spotřebiče. Další možností je zavedení komunikace mezi spotřebiči a zdrojem, díky které by zdroj věděl o přicházející průtokové špičce s předstihem, což je ale možné jen ve specifických aplikacích.

Tlakovou úroveň systému je možné bez ohledu na použitý typ zdroje (konstantní, regulovaný) měnit například v závislosti na potřebě jednotlivých spotřebičů. Vždy je ale nutné pokrýt potřebu tlakově nejnáročnějšího spotřebiče a ty méně náročné tak musejí tlak přesahující své požadavky zbytečně mařit na regulačních prvcích. Proměnná tlaková úroveň ale zkomplikuje využití akumulátorů v systému.

Výhodou tohoto zapojení je tedy možnost centralizace zdroje hydraulické energie, nevýhodou jsou ale s tím spojené kompromisy z pohledu energetického. [6], [8]

3.4.2 Uzavřený obvod



Obr. 18 – Příklad uzavřeného obvodu včetně periferního obvodu [6]

V zapojení uzavřeného obvodu se také nacházejí dvě hlavní větve pro přenos pracovní kapaliny, jejich funkce z pohledu úrovně tlaku a směru toku se však mění v průběhu činnosti zařízení. Větve jsou přímo připojeny k jednotlivým stranám spotřebiče a jedná se tedy o pracovní větve A a B. Ke zdroji (1 na obr. 18) tak může být připojen jen jeden nezávisle pracující spotřebič (2 na obr. 18). Tento způsob zapojení je určen primárně pro rotační hydromotory. Mezi hydrogenerátorem a rotačním hydromotorem nejsou přítomny regulační prvky, pokud má být pohon regulovatelný, je nutné využití regulovaného hydromotoru

(primární řízení) a/nebo regulovaného rotačního hydromotoru (sekundární řízení).

Hydrogenerátory pro tyto aplikace jsou čtyřkvadrantové a zpravidla regulační – mechanický vstup hydrogenerátoru je poháněn konstantní rychlostí otáčení a regulátor mění geometrický objem hydrogenerátoru tak, aby rotační hydromotor dosáhl požadovaných otáček, popřípadě krouticího momentu. V případě použití hydrogenerátoru s možností obousměrného nastavení geometrického objemu je možná reverzace smyslu otáčení rotačního hydromotoru bez nutnosti reverzace smyslu otáčení pohonu hydrogenerátoru. Obvod nikdy není zcela uzavřen, vždy musí být v systému přítomna pomocná nádrž, která sbírá parazitní průtok netěsnostmi hydrogenerátoru a rotačního hydromotoru a záměrně způsobený únik jistého množství kapaliny z aktuálně nízkotlaké nebo vysokotlaké větve (dle konfigurace obvodu). Dále je v obvodu přítomen pomocný hydrogenerátor, jehož úkolem je přepínat vstup hydrogenerátoru kapalinou z pomocné nádrže. Kapalina protečená pomocnou nádrží je také většinou ochlazená a přefiltrována. Obdobně je možné použít také přímočarý hydromotor s průchozí pístní tyčí, kterým také kapalina, byť jen zdánlivě, protéká, neboť vstupní a výstupní objem hydromotoru se rovnají.

Výhodou uzavřeného obvodu je energetická účinnost – nedochází k významnému úbytku výkonu na regulačním prvku a zdroj poskytuje jen takový průtok a tlak (tedy výkon), jaký je potřeba pro žádanou činnost spotřebiče. Nevýhodou je pak samozřejmě možnost připojení jediného nezávislého spotřebiče k jednomu zdroji.

Rozšířením uzavřeného obvodu je pak polouzavřený obvod, který umožňuje využití diferenciálního přímočarého hydromotoru. Rozšíření obnáší přídavné hydraulické komponenty, které obstarají kompenzaci rozdílného objemu pracovní kapaliny v jedné a druhé komoře hydromotoru. [6], [8]

3.5 Principy regulace hydraulických pohonů

Dalším možným pohledem na hydraulické systémy je princip regulace průtoku a tlaku (a tím rychlosti a síly hydromotoru), který je využíván.

3.5.1 Regulace škrcením

Tento princip regulace je založen na zmaření přebytečné energie na regulačním prvku. Každý hydraulický regulační prvek je v zásadě jeden nebo sestava několika nastavitelných škrticích ventilů. Za předpokladu zdrojového tlaku p_p (pump = hydrogenerátor), pracovního tlaku p_A na A straně hydromotoru s pracovní plochou A_A a požadované rychlosti v , je potřeba nastavit škrticí prvek tak, aby rozdíl tlaků na vstupu a výstupu škrticího prvku způsobil průtok škrticím prvkem Q , který odpovídá rychlosti pohybu hydromotoru v . Pracovní tlak p_A je určen zátěží F a pracovní plochou A_A . Výstupní výkon hydromotoru a ztrátový výkon na regulačním prvku jsou pak

$$P_{HM} = F * v = p_A * Q \quad (5)$$

a

$$P_{ztrátový} = (p_p - p_A) * Q \quad (6)$$

Regulace škrcením je spjata s otevřenými hydraulickými obvody, kdy směrový spojitě ovládaný ventil polohou svého šoupátka určuje směr průtoku a míru škrcení mezi větvemi P a T zdroje a větvemi A a B spotřebiče. Takovýto ventil ovládá nejen průtok do hydromotoru, ale synchronně také průtok z hydromotoru, a tím udržuje aktuálně nepracovní stranu hydromotoru předepnutou. To má, jak bude dále podrobněji popsáno, pozitivní efekt na kvalitu regulace pohonu. Obecně lze pomocí regulace škrcením v hydraulických systémech dosáhnout té nejvyšší dynamiky a přesnosti regulace. Kvalita obou zmíněných vlastností je ale úměrná velikosti ztrátového výkonu na regulačním prvku, respektive jeho poměru s výstupním výkonem hydromotoru. Dosažení kvality regulace tímto způsobem je tedy přímo spojeno se snížením energetické účinnosti systému.

Pomocí regulačního prvku je možné pomocí teoreticky jednokvadrantového hydrogenerátoru (v praxi dvoukvadrantového, jednokvadrantové se v hydraulických systémech běžně nevyskytují) napájet hydromotor, který je schopen práce ve čtyřkvadrantovém režimu. [2]

3.5.2 Regulace změnou objemu

Na rozdíl od regulace škrcením je regulace změnou objemu založena na přímé úpravě dodávky zdroje, popřípadě na přímé úpravě objemových poměrů na straně spotřebiče. Na zdrojové straně může být dodávka ovlivněna změnou geometrického objemu hydrogenerátoru při jeho konstantních otáčkách, změnou otáček při konstantním geometrickém objemu, nebo změnou obou veličin pro dosažení velkého rozsahu výstupního průtoku. Na straně spotřebiče je pak možná, v případě rotačních hydromotoru, změna geometrického objemu, která způsobí změnu výstupních otáček při konstantním průtoku rotačním hydromotorem.

Tento princip regulace probíhá prakticky bez výkonových úbytků, mezi zdrojem a spotřebičem je přenášeno jen tolik výkonu, kolik je potřeba na výstupu hydromotoru (a samozřejmě pokrytí ztrát jednotlivých prvků).

Objemové regulace je využíváno v uzavřených hydraulických obvodech a v regulovaných zdrojích otevřených hydraulických obvodů. V minulosti, kdy nebylo běžné použití otáčkově řízených elektrických pohonů, se využívala převážně regulace změnou geometrického objemu. Takto bylo možné realizovat regulaci průtoku (a tím rychlosti hydromotoru) a tlaku, pro přímou regulaci polohy nebo síly hydromotoru ale nenabízejí regulovatelní hydrogenerátory dostatečnou dynamiku a přesnost. S nástupem moderních otáčkově řízených elektrických pohonů se ale v posledních letech tato situace v technické praxi změnila a přední výrobci hydraulických komponent přišli s myšlenkou využití elektrických servopohonů pro pohon hydrogenerátorů. Kvalita regulace se takto posunula na úroveň proporcionálních směrových ventilů, ale energetická účinnost přímého pohonu bez škrcení zůstala zachována.

Pro dvoukvadrantové aplikace (například zvedání a spouštění břemene) je možné využít objemové řízení i v otevřeném obvodu. Výstup z hydrogenerátoru je přímo spojen s pracovní komorou jednočinného hydromotoru. Při zvedání břemene hydrogenerátor dodává do hydromotoru požadovaný objem kapaliny (pohon), při spouštění pak hydrogenerátor zpětným chodem řízeně odpouští

kapalinu z hydromotoru zpět do nádrže (brzdění). V případě vícekvadrantové aplikace je nutné využít uzavřeného obvodu. [6]

3.6 Řízení polohy hydraulických pohonů

Řízení polohy je u hydraulických pohonů obvykle realizováno jaká vlečná regulace. Cílová poloha pohybu nevstupuje jako žádaná hodnota přímo do regulátoru, ale do pomocných bloků. Na základě počáteční a cílové pozice, zadané rychlosti pohybu a zadaného zrychlení a zpomalení se vygeneruje rychlostní profil, tedy závislost rychlosti na čase. Ten má tvar lichoběžníku, jehož obsah odpovídá rozdílu poloh, tedy dráze, která se má urazit. Dále se provede integrace rychlostního profilu, jejíž výsledek je profil polohový, tedy průběh polohy v čase. Regulátoru je pak v průběhu regulace coby žádaná poloha předkládána hodnota z polohového profilu dle aktuálního času od začátku polohování. Regulátor tak sleduje zadaný polohový profil. Takto je možné bez podřízeného rychlostního regulátoru provádět polohování přibližně zadanou rychlostí a se zadaným zrychlením a zpomalením. Regulátor polohy má několik specifických vlastností, které vycházejí z vlastností hydraulických pohonů.

Struktura zpětnovazebního regulátoru vždy obsahuje P složku, jejíž zesílení je v jednotkách s^{-1} , protože vstupem do regulátoru je vlečná chyba polohy v mm a výstupem nutná korekce k odstranění této chyby ve formě rychlosti mm/s. Pokud to aplikace vyžaduje, například pokud je dynamika zvoleného ventilu nižší, než dynamika hydromotoru, je použita také D složka, jejíž výstup je vybaven setrvačností prvního řádu. Pro přesné dosažení polohy je možné využít také I složku, která umožní dočasně zvýšit zásah regulátoru při přesném polohování na konci pohybu. Aby I složka negativně neovlivňovala přenos regulátoru při dynamických dějích, je aktivována pouze za předpokladu, že se skutečná hodnota regulované veličiny (polohy) nachází v určité blízkosti žádané hodnoty, a naopak aktuální rychlosti polohování je menší než stanovený limit. Tím je zaručeno, že se integrační složka zapíná až v okamžiku, kdy je dokončeno polohování zadanou rychlostí a je už pouze potřeba odstranit trvalou regulační odchylku. Dále je nastaven rozsah požadované přesnosti. Jakmile je vlečná chyba menší, než tento rozsah, je zastaven proces integrace chyby a aktuální zásah integrační složky je uložen (takto je kompenzováno např. negativní krytí šoupátka ventilu). Tento zásah je na výstupu regulátoru přítomen, dokud se nezahájí nové polohování. V okamžiku zahájení nového polohování je zásah integrační složky vynulován a integrační složka začne znova fungovat až v závěru polohování.

Pokud aplikace vyžaduje přesné dodržování rychlosti polohování, je použita další zpětnovazebná smyčka, a to podřízený rychlostní PI regulátor, který je zařazen za výstup polohového regulátoru.

Dalším důležitým prvkem polohového regulátoru je dopředná vazba rychlosti. Pro její zavedení je využito skutečnosti, že je znám rychlostní profil, který, za předpokladu jeho přesného provedení, dovede hydromotor do cílové polohy, a dále skutečnosti, že výstupní veličina polohového regulátoru je také rychlost. Část okamžité hodnoty rychlostního profilu je tedy přičtena k výstupu regulátoru, což má za následek snížení vlečné chyby v průběhu rychlého polohování, aniž by bylo zvýšeno zesílení zpětnovazebné části regulátoru a tím pádem snížena stabilita systému. Naopak může být zesílení P složky při užití dopředné vazby sníženo, protože již P složka nemusí svým výstupem schopna

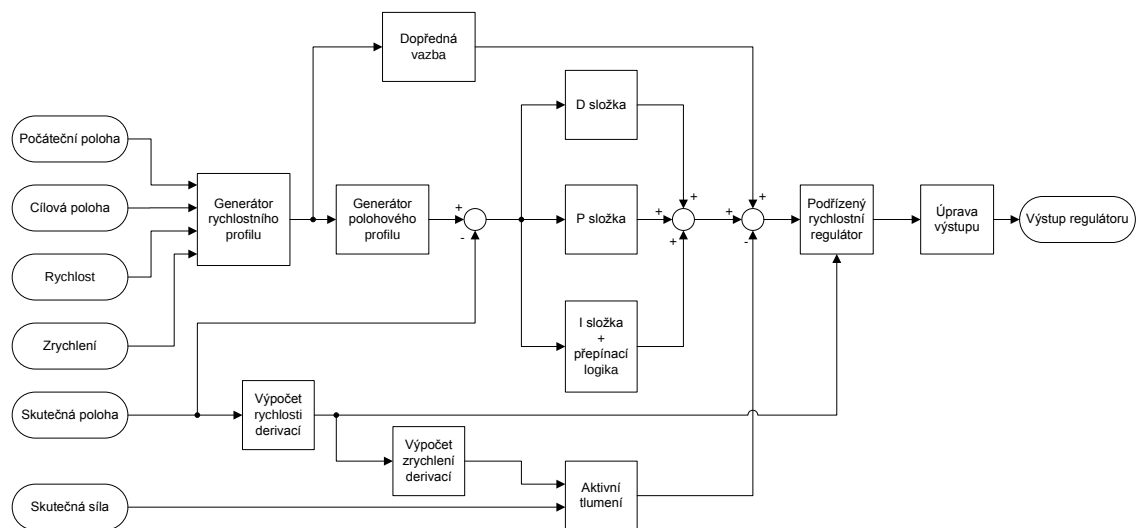
zajišťovat realizaci změny žádané hodnoty, ale pouze kompenzovat efekt poruchové veličiny (změna zátěže hydromotoru).

Každý hydromotor je z pohledu přenosu řízení mezi průtokem coby vstupem a rychlostí pohybu coby výstupem přenosu proporcionální soustava se setrvačností druhého řádu. Ta je dána zesílením (v případě hydromotoru je to plocha pístu), frekvencí a tlumením. Přenos mezi rychlostí a polohou hydromotoru je pak integrační člen bez setrvačnosti. Pokud je vlastní frekvence příliš nízká a projevuje se negativně při regulovaných pohybech hydromotoru, je možné použít takzvané aktivní tlumení, jinak zvané jako stavová zpětná vazba. Touto vazbou je skutečná hodnota zrychlení, která je vypočtena dvojitou časovou derivací zpětné vazby polohy hydromotoru nebo ze síly, kterou hydromotor působí. Síla může být měřena přímo siloměrným zařízením nebo vypočtena z tlaků kapaliny v hydromotoru. Hodnota zrychlení je poté zesílena zvolenou konstantou a odečtena od zásahu regulátoru. Takto je možné aktivně předcházet kmitání hydromotoru a zvýšit zesílení polohového regulátoru. Předpokladem pro použití aktivního tlumení je dostatečně dynamický regulační prvek.

Na výstupu regulátoru je obvykle blok úpravy výstupu. Tento blok má nejprve za úkol zásah regulátoru ve formě rychlosti přepočítat na otevření ventilu, poté hodnotu upravit dle směru pohybu a případně provést linearizaci výstupu. Přepočet je pouze lineární úpravou, kdy je aktuální rychlostní zásah přepočítán na odpovídající otevření ventilu na základě znalosti maximální rychlosti při plném otevření ventilu. Tato úprava usnadní ladění regulátoru, neboť se v zesílení nemusí zahrnout zde provedený přepočet. Úprava zásahu dle směru je důležitá pro diferenciální hydromotor, kterých je v hydraulických pohonech většina. Diferenciální hydromotor vzhledem k odlišnosti svých ploch potřebuje rozdílný průtok podle směru pohybu pro dosažení stejné rychlosti pohybu. Poslední fází je linearizace výstupu, která se používá v případě, kdy je použit ventil s nelineární zavilostí otevření na jmenovitém průtoku. Výstupem tohoto bloku je tedy žádané otevření ventilu v rozsahu -100 až 100 %.

Otevření ventilu je poté přepočteno na elektrický signál dle použitého rozsahu a tento signál je odeslán do ventilu. Naprostá většina směrových spojitě ovládaných ventilů je vybavena integrovaným zesilovačem, analogovým regulátorem a odměřováním polohy šoupátka. Analogový regulátor řídí polohu šoupátka dle žádané hodnoty otevření a skutečné hodnoty polohy šoupátka. Jeho výstup je připojen k zesilovači, jehož výstupem je elektrický proud, kterým je napájena cívka ventilu. Zesilovač také obsahuje regulační smyčku, a to pro řízení hodnoty výstupního proudu.

Hydraulické regulátory polohy mají tedy obdobnou strukturu jako regulátory polohy pro elektrické pohony (vlečné polohování a kaskáda regulátorů poloha-rychlost-proud), jsou ale vybaveny několika funkcemi specifickými pro hydraulické systémy (aktivní tlumení, vypínání I složky, směrově závislé zesílení). [2], [7], [12]



Obr. 19 – Blokové schéma polohového regulátoru

4 VLASTNÍ ŘEŠENÍ

4.1 Popis stávajícího řešení

V současné době uživatel používá hydromotor svorníkového typu o rozměrech 80/36-300, kde první hodnota udává průměr pístu, druhá průměr pístní tyče a třetí zdvih pístu ve válci. Hydromotor je z pohledu mechanického připojení vybaven sférickou vazbou na uzavřeném konci pevné části a také na konci pístní tyče. Vazba na pevné části je spojena pomocí konzole k základové upínací desce. Vzdálenost středu sférické vazby na pístní tyči od roviny základové upínací desky při hydromotoru orientovaném svisle a zcela zasunutém je 735 mm. V souvislosti se zvýšením výkonových parametrů zregulované pohonu lze očekávat nárůst této hodnoty, dle zadání uživatele má být tento nárůst co možná nejmenší. Hydromotor není vybaven měřením tlaku nebo polohy pístu. Jmenovitý tlak hydromotoru je $p_n = 210$ bar. Pracovní tlak zdroje pracovní kapaliny, který není vybaven regulací a pracuje tedy stále na svůj jmenovitý výkon, je dle informací uživatele v závislosti na konkrétním testu nastaven maximálně na $p_p = 150$ bar. Maximální síla, kterou je schopen hydromotor působit na připojenou soustavu je v ustáleném stavu, kdy nedochází k tlakovým úbytkům způsobeným průtokem kapaliny a celý podíl tlaku zdroje je využit jako pracovní tlak uvnitř hydromotoru, je

$$F_A = p_p * S_A = 75,3 \text{ kN} \quad (7)$$

v kladném směru a

$$F_B = p_p * S_B = 60,1 \text{ kN} \quad (8)$$

v záporném směru.

Regulační a ovládací prvky hydromotoru jsou proporcionální redukční ventil a spínaný směrový čtyřcestný ventil. Prvním jmenovaným je spojitě nastaven tlak, kterým je hydromotor napájen, a druhým je pak určeno, do které z komor hydromotoru je tento tlak připojen. Druhá komora je pak spojena s nádrží zdroje a není nijak aktivně předepnuta. Pohon není vybaven žádnou vnitřní zpětnou vazbou (kromě hydraulické vazby redukčního ventilu), je to tedy pouze dopředný člen v rámci regulační smyčky nadřazeného systému. Tímto řešením není možné ovládat nebo dokonce řídit rychlost hydromotoru. Řešení s přepínaným směrovým ventilem a bez předepnutí nepracovní strany hydromotoru je funkční pouze při velkých silách, v okolí změny směru působení síly ale není schopno stabilní funkce. Pohon jako celek tedy vykazuje necitlivost okolo nulové hodnoty síly.

4.2 Návrh hydromotoru

Vzhledem k mechanické zástavbě hydromotoru a omezení nárůstu stavební délky hydromotoru, která je dána uživatelem, bohužel není možné použít hydromotor s průchozí pístní tyčí, který by byl vhodný z důvodů symetrického čtyřkvadrantového režimu, ve kterém má pohon pracovat. Hydromotor má být vybaven spojitým odměřováním polohy pístu, které se instaluje do neprůchozího

víka hydromotoru. To způsobí výrazné prodloužení délky hydromotoru, pokud má být hydromotor na neprůchozím víku vybaven naklápěcím závěsným okem (tedy sférickou vazbou). Proto byl zvolen hydromotor vybavený závěsnými čepy na stranách. Tyto čepy ale zajišťují pouze rotační vazbu, součástí upínací konzole válce musí být druhá rotační vazba s osou kolmou na osu čepů. Spojení dvou rotačních vazeb – Kardanův závěs – již zajistí sférickou vazbu a zamezí přenosu radiálních sil na hydromotor. Navržený závěs byl nad rámec této práce z mechanického hlediska zkontrolován vzhledem k namáhání.

V hydraulické praxi je používáno několik přístupů ke stanovení vhodné velikosti hydromotoru. Volba přístupu je závislá na tom, které veličiny jsou zadány. Často je například při návrhu pohonu již stanovena úroveň tlaku v systému, což je pak samozřejmě nutné při výběru hydromotoru zohlednit. Pro tuto aplikaci bude tlak systému zvolen až na základě návrhu pohonu, takže může být hydromotor navržen bez tohoto omezení, které může znamenat nutnost jistých kompromisů. Hydromotor by měl být navržen s ohledem na dvě kritéria – statické parametry systému, tedy síla z ní vycházející pracovní tlak, a dynamické parametry systému, tedy rychlost a zrychlení pohybu. V praxi je bohužel často druhá skupina parametrů opomíjena, respektive je hydromotor navržen pouze z pohledu statického a až zpětně je k hydromotoru navržen zbytek pohonu. I toto je pak zdrojem kompromisů při návrhu pohonu.

S rostoucími rozměry hydromotoru (průměry pístu a pístní tyče, ne zdvih pístu) klesá nutný pracovní tlak pro vyvození stejné síly a zároveň roste vlastní frekvence hydromotoru, což je obojí příznivým jevem. Naopak ale rostou rozměry zástavby a také průtok kapaliny, který je potřeba zajistit pro dosažení požadované rychlosti pohonu. I tato volba je tedy vždy kompromisem.

Podle druhu provozu a zátěže byl zvolen diferenciální přímočarý hydromotor se šroubovanými přírubami a jmenovitým pracovním tlakem 250 bar, konkrétně řada Bosch Rexroth CDH1. Pro dlouhodobý bezproblémový provoz je vhodné, aby pracovní tlak dosahoval nejvýše přibližně tři čtvrtiny jmenovitého tlaku hydromotoru. Hydromotory CDH1 jsou vyráběny ve dvou poměrech ploch pístu A_A (plná plocha pístu) a A_B (plocha pístu ze strany pístní tyče, tzv. mezikružlí), a to 1,96:1 a 1,46:1. Tento poměr je udáván jako bezrozměrná hodnota α . Vzhledem k symetrickému zatížení je volen nižší z poměrů, tedy $\alpha = 1,46$. Hydromotor byl navržen o rozměrech $D = 80$ mm průměr pístu a $d = 45$ mm průměr pístní tyče. Zdvih hydromotoru byl dle nutného rozsahu přímočarého pohybu zvolen na $H = 300$ mm. Pracovní plochy hydromotoru jsou $A_A = 5026$ mm² a $A_B = 3436$ mm². Při jmenovitém tlaku $p_n = 250$ bar působí hydromotor dle katalogových údajů silou $F_A = 125,65$ kN (kladný směr) a $F_B = 85,9$ kN (záporný směr). Tento hydromotor je tedy schopen splnit požadovanou sílu $F = 50$ kN s dostatečnou bezpečností. V katalogu jsou rovněž uvedeny průtoky pro dosažení rychlosti $v = 0,1$ m/s, což je shodou okolností maximální rychlost navrhovaného pohonu. Hodnoty jsou $Q_A = 30,2$ l/min a $Q_B = 20,7$ l/min. [5] Pracovní tlaky pro maximální zátěž jsou vypočteny následovně:

$$p_A = \frac{F}{S_A} = 99,5 \text{ bar} \quad (9)$$

a

$$p_B = \frac{F}{S_B} = 145,5 \text{ bar} \quad (10)$$

Při výpočtu pracovních tlaků není do zátěže zahrnuta tíha součásti, která bude k hydromotoru připojena. Tato tíha se liší dle typu zkoušené soustavy, vždy má ale její přítomnost vzhledem k nesymetrii hydromotoru pozitivní vliv na návrh aplikace, neboť snižuje negativní zátěž a zvyšuje pozitivní zátěž a tím pádem zmenší rozdíl mezi pracovními tlaky. Je tedy zavedeno toto zjednodušení, protože musí být aplikace navržena na negativní zátěž, která s sebou nese vyšší pracovní tlak, který je přidanou zátěží snížen.

Ze statického pohledu je ještě potřeba zkontrolovat odolnost hydromotoru vůči namáhání vzpěrem. Výpočet je proveden Eulerovou metodou. Vzhledem k zavazbení válce je vzpěrná délka stanovena na $L_K = 845 \text{ mm}$. Osou pístní tyče je v její části vyvrtán otvor o průměru $D_{otv} = 12 \text{ mm}$ kvůli instalaci odměřovacího systému. Modul pružnosti oceli je $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$. Toto je potřeba zahrnout při výpočtu kvadratického momentu průřezu pístnice. [5]

$$I = \frac{(d^4 - D_{otv}^4) \cdot \pi}{64} = 200570,3 \text{ mm}^4 \quad (11)$$

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_K^2} = 581,3 \text{ kN} \quad (12)$$

Dle vypočtené kritické síly F_{krit} a známé pracovní síly F je stanovena bezpečnost vůči namáhání vzpěrem

$$k_{vz} = \frac{F_{krit}}{F} = 11,6 \quad (13)$$

Nyní je možné zkontrolovat volbu válce z dynamického hlediska. Jak již bylo zmíněno, přímočarý hydromotor je z pohledu přenosu průtoku na rychlost pohybu proporcionální soustava se setrvačností druhého řádu se zesílením $K = 1/A$ a poměrným tlumením v rozsahu $\xi = (0;1)$. [3] Kontrola z dynamického hlediska se provádí porovnáním vlastní frekvence hydromotoru s frekvencí, při které je pohon provozován. Pokud je hydromotor provozován ve frekvenční oblasti nacházející se pod vlastní frekvencí, bude se hydromotor chovat jako tuhé těleso a nebude tak ovlivňovat dynamiku celého pohonu. Při výpočtu vlastní frekvence hydromotoru je na hydromotor se zátěží nahlíženo jako na soustavu hmota – pružina – tlumič, která je typickým reprezentantem proporcionální soustavy se setrvačností druhého řádu, tedy tlumeně kmitavou soustavou. Nejprve je vypočtena tuhost sloupce kapaliny na jedné a druhé straně pístu, ze které je potom vypočtena vlastní frekvence. Vlastní frekvence závisí na poloze pístu, je proto vypočtena nejprve nejnejpříznivější poloha. Dále je nutné určit hmotnost připojenou k pístu. Ta je zvolena na hodnotu $m = 250 \text{ kg}$, což je střed rozsahu hmotnosti připojené součásti. Stejná hodnota je použita také v pozdějších simulacích. Z výpočtu je patrný také negativní vliv délky přívodu mezi regulačním prvkem a hydromotorem. Délku přívodů je možné minimalizovat instalací regulačního prvku přímo na hydromotor,

což je u regulovaných pohonů častou praxí. Zde to bohužel neumožňuje zástavba hydromotoru.

Nejprve musí být vypočtena nejnepříznivější pozice pístu z pohledu vlastní frekvence. Vlastní frekvence je závislá na tuhosti sloupce kapaliny, která roste s průřezem sloupce a klesá s jeho délkou, je tedy potřeba najít minimum této závislosti. Předpokládaná délka vedení mezi regulačním prvkem a hydromotorem je $l_v = 2$ m a vnitřní průměr vedení je $d_v = 19$ mm. Objem jedné větve vedení je pak

$$V_V = \frac{\pi * d_v^2}{4} * l_v = 0,5 * 10^{-3} m^3 \quad (14)$$

Kritická pozice pístu hydromotoru je

$$h_k = \frac{\frac{A_B * H}{\sqrt{A_B^3}} + \frac{V_V}{\sqrt{A_B^3}} - \frac{V_V}{\sqrt{A_A^3}}}{\frac{1}{\sqrt{A_A}} + \frac{1}{\sqrt{A_B}}} = 203,5 \text{ mm} \quad (15)$$

Vlastní frekvence pak odpovídá

$$f_0 = \sqrt{\frac{\frac{E_0 * A_A^2}{V_1 * m} + \frac{E_0 * A_B^2}{V_2 * m}}{2 * \pi}} = 64,2 \text{ Hz} \quad (16)$$

kde V_1 a V_2 je součet objemu pracovní kapaliny v hydromotoru a ve vedení na jedné a druhé straně pístu při pozici pístu h_k . E_0 je modul pružnosti pracovní kapaliny, tedy minerálního oleje. Tato hodnota je závislá na tlaku pracovní kapaliny a pro tyto výpočty se obvykle uvažuje hodnota při tlaku 100 bar, která je $E_0 = 1400$ N/mm². Zde je patrný přínos směrového regulačního ventilu založeného na škrcení. Tím, že je škrcen nejen přítok, ale vždy také odtok z hydromotoru, je nepracovní strana vždy předepnuta, a naopak na pracovní straně hydromotoru je nutný tlak nejen pro překonání externí síly, ale také tohoto předepnutí nepracovní strany, takže i tlak na pracovní straně je takto zvýšen. Vysoká úroveň tlaku na obou stranách hydromotoru má pozitivní dopad na vlastní frekvenci. Vlastní frekvence vypočtená s použitím této hodnoty modulu pružnosti pracovní kapaliny je tedy platná pouze pro aplikace s využitím škrtícího regulačního prvku. Pro přímé spojení hydromotoru s hydrogenerátorem lze očekávat podstatně nižší hodnotu vlastní frekvence. V situaci, kdy bude zátěž hydromotoru vytvářet pouze připojená součást a nepracovní strana hydromotoru bude nuceně předepnuta tlakem 5 bar, budou moduly pružnosti pracovní kapaliny přibližně $E_{0A} = 400$ N/mm² a $E_{0B} = 200$ N/mm², odpovídá vlastní frekvenci $f_0 = 29,8$ Hz. [7]

Ze zkušeností v praktických aplikacích jsou zavedeny orientační hodnoty vlastní frekvence hydromotoru, která zajistí dostatečné dynamické vlastnosti dle typu aplikace. Pro obecné aplikace ve strojírenství je to $f_0 = 15$ Hz a pro aplikace s vysokou dynamikou pak $f_0 = 30$ Hz. Pro zde popisovanou aplikaci, jejíž dynamická náročnost by se dala označit jako střední, by pak měl zvolený hydromotor dle uvedených orientačních hodnot poskytnout dostatečnou odezvu, byť bude vlastní frekvence pohonu pravděpodobně nižší, neboť ve výpočtu není zahrnuta objemová

pružnost přívodů k hydromotoru. Tyto budou z části pohyblivé, tedy hadice, které vykazují nezanedbatelný objemový nárůst, obvykle v řádu jednotek procent při pracovním tlaku, a tím pádem zvyšují poddajnost systému. [7]

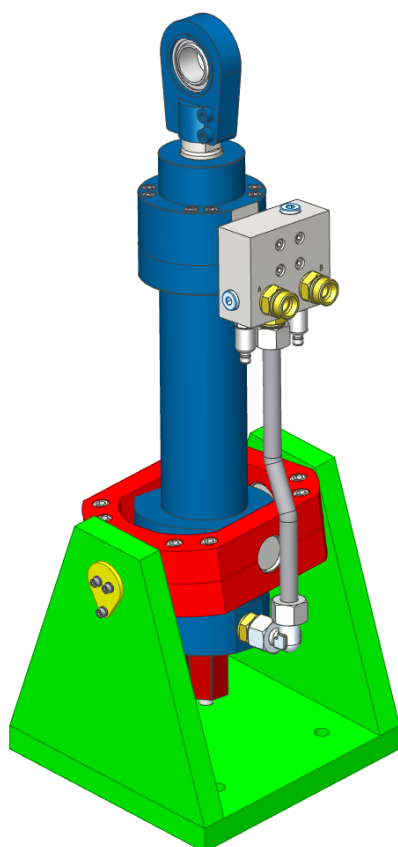
Důležitou součástí přímočarého motoru jsou těsnicí prvky, jejichž úkolem je vyplnit mezery mezi vzájemně se pohybujícími součástmi hydromotoru tak, aby průsak pracovní kapaliny přes tyto mezery byl co možná nejmenší, ale aby zároveň nebylo způsobeno příliš velké tření při pohybu. Tento požadavek platí zcela obecně pro všechny hydromotory bez ohledu na aplikaci. Pro zpětnovazební aplikace je pak důležitá jiná vlastnost, a to rozdíl mezi statickým a dynamickým třením, tedy odporem hydromotoru vůči pohybu. Odpor hydromotoru se značně liší v závislosti na tom, zda pohyblivá část hydromotoru stojí (popř. se pohybuje velmi nízkou rychlostí), nebo se pohybuje rychlostí vyšší než tzv. přechodová rychlost. U standardních hydromotorů je odpor při pohybu přibližně poloviční, než odpor při stání. Pokud se však polohovací rychlost pohonu pohybuje v blízkosti přechodové rychlosti, což je časté např. při snaze odstranit trvalou regulační odchylku, dochází k opakovanému přechodu mezi oblastí statického a dynamického tření a zpět – tento jev se v praxi nazývá „stick-slip“. Toto má za následek značnou nelinearitu v přenosu hydromotoru, a tedy neplynulý chod až nemožnost dosažení polohy v rámci stanovené přesnosti. Volbou vhodných těsnicích elementů lze snížit rozdíl mezi hodnotou statického a dynamického tření a následně snížit negativní vliv popsání jevu. [6]

Hydromotor je vybaven přípojným blokem, který umožňuje instalaci snímačů tlaku se sníženým rizikem jejich mechanického poškození a zároveň zjednodušuje připojení přívodů k hydromotoru.

Zvoleny byly tlakové snímače Bosch Rexroth HM20 s proudovým výstupem 4-20 mA a měřicím rozsahem 0-250 bar. Snímače jsou založeny na tenzometrickém měření deformace tenké kovové membrány. Nelinearita přenosu snímače je < 0,5 % a setrvačnost < 1 ms. Tento typ tlakového snímače je standardem pro všechny průmyslové aplikace. Zapojení snímače přes proudovou smyčku zajišťuje větší odolnost vůči rušení.

Pro odměřování polohy pístu byl vybrán bezkontaktní systém absolutního odměřování MTS Temposonics RH, který je založen na magnetorestriktivním principu. Verze RH se vyznačuje měřicím profilem ve tvaru tyče, která prochází skrz k tomuto účelu vytvořený otvor v normálně neprůchozím víku hydromotoru. Takto je tyč umístěna uvnitř slepého otvoru v pístní tyči a pístu je přimontován magnetický kroužek, jehož pozice vůči měřicí tyči je vyhodnocována. Rozlišení snímače je 0,5 μm . Výstupním rozhraní snímače byla zvolena sběrnice SSI, což je standardním rozhraním pro připojení polohové zpětné vazby hydraulických regulátorů Bosch Rexroth. SSI je synchronní sériová sběrnice založená na protokolu RS 422 pro dvoubodové spoje, nejčastěji používaná právě pro absolutní snímače polohy. [15]

Hydromotor osazený rozvodným blokem, snímači tlaku, snímačem polohy a Kardanovým závěsem je zobrazen na obr 20.



Obr. 20 – Navržený přímočarý hydromotor včetně periférií

4.3 Návrh regulační části pohonu

V této části budou navrženy dvě řešení regulační části pohonu z hydraulického i elektronického pohledu. První řešení je založeno na principu řízení průtoku škrcením. K tomuto řešení budou navrženy dvě verze tlakového zdroje – konstantní a regulovaný. Druhé řešení regulační části obnáší objemový princip řízení průtoku. Toto řešení již tlakový zdroj zahrnuje, protože přímo ten je regulačním prvkem. Pro navržená řešení a zvolený modelový pracovní cyklus budou provedeny simulace, na základě jejichž výsledků budou navržená řešení srovnána po stránce kvality regulace a energetické náročnosti. Popis je pouze na projekční úrovni, detailněji bude zpracováno až vybrané řešení.

4.3.1 Návrh řešení pro princip řízení škrcením

Tento princip regulace hydraulického pohonu by se dal označit za soudobé standardní řešení. Hydraulickým regulačním prvkem je směrový regulační ventil řízený digitálním regulátorem přizpůsobeným pro hydraulické pohony.

4.3.1.1 Výběr regulačního ventilu

Pro řízení průtoku byl zvolen směrový regulační ventil Bosch Rexroth 4WRPEH. Tyto ventily jsou vhodné pro dynamicky středně náročné aplikace se zpětnovazebním řízením. Vzhledem k šoupátku typu servo se ventil vyznačuje jmenovitým tlakovým spádem $\Delta p_n = 35$ bar na jednu řídicí hranu při jmenovitém

průtoku Q_n . Ty jsou ve ventilu celkem čtyři a zajišťují všechny kombinace spojení, tzv. přímé spojení P->A a B->T a křížené spojení P->B a A->T. Vždy jsou tedy v činnosti pouze dvě ze čtyř řídicích hran.

Ventily pro tyto aplikace by měly být navrženy tak, aby výkonový úbytek při maximálním výkonu tvořil přibližně 20-40 % (dle typu aplikace) celkového hydraulického výkonu. Ventil je nejprve předběžně vybrán, poté je vypočtena potřebná úroveň systémového tlaku pro dosažení žádaných parametrů pohybu při maximálním otevření ventilu v jednotlivých kvadrantech. Dle potřeby nejnáročnějšího kvadrantu z pohledu tlaku pak může být určena potřebná úroveň systémového tlaku. Kvadranty jsou pak zpětně zkontrolovány na tlakový úbytek při zvoleném systémovém tlaku.

Tlaková úroveň v jednotlivých kvadrantech bude zvolena při maximální rychlosti a maximální zátěži. K této situaci ve skutečném provozu docházet nebude, maximální zátěž bude dosažena až na konci dráhy, kdy již pohon zastaví, a naopak při maximální rychlosti, tedy než započne pohon zpomalovat, bude velikost zátěže rovna přibližně 85 % maximální zátěže (dle modelového pracovního cyklu). Touto skutečností je ve vypočtených výsledcích zahrnuta určitá rezerva (okolo 15 %). Optimalizaci návrhu je potom možné provést například pomocí simulace. Je ale vhodné, aby byla přibližně 10% výkonová rezerva zachována z důvodů výkyvu zdrojového tlaku v závislosti na průtoku v systému.

Dle maximálních průtoků $Q_A = 30,2 \text{ l/min}$ a $Q_B = 20,6 \text{ l/min}$ byl zvolen ventil se šoupátkem o jmenovitém průtoku $Q_n = 40 \text{ l/min}$. Přepočet tlakového úbytku na jiný než nominální průtok je proveden dle vzorce

$$\frac{\Delta p_n}{\Delta p_x} = \frac{Q_n^2}{Q_x^2} \quad (17)$$

V kvadrantu č. 1 se hydromotor pohybuje pozitivním směrem a působí silou v pozitivním směru. Hydromotor tedy připojenou soustavu pohání. Ventil připojí systémový tlak na stranu A hydromotoru a naopak stranu B připojí do odpadní větve, která má tlakovou úroveň $p_0 = 0 \text{ bar}$. Pracovní tlak na straně A hydromotoru je

$$p_A = 99,5 \text{ bar} \quad (18)$$

tlakový úbytek na vstupní hraně ventilu je

$$\Delta p_1 = \Delta p_n * \frac{Q_1^2}{Q_n^2} = 19,9 \text{ bar} \quad (19)$$

Ještě je potřeba překonat odpor vzniklý úbytkem tlaku na výstupní hraně ventilu. Velikost tohoto odporu odpovídá síle, kterou vyvodí úbytek tlaku na výstupní hraně na ploše A_B pístu. Pro překonání této síly je potřeba na straně A hydromotoru přidat tlak, který na ploše pístu A_A vyvodí sílu stejné velikosti opačného směru. Tento přidaný tlak je roven

$$\Delta p_{2B \rightarrow A} = \frac{A_B}{A_A} * \Delta p_2 = \frac{A_B}{A_A} * \Delta p_n * \frac{Q_2^2}{Q_n^2} = 6,4 \text{ bar} \quad (20)$$

Potřebný zdrojový tlak p_p je roven součtu těchto tří tlaků, tedy

$$p_{p_1} = p_A + \Delta p_1 + \Delta p_{2B \rightarrow A} = 125,8 \text{ bar} \quad (21)$$

Ve 3. kvadrantu směřuje rychlost i síla negativním směrem, opět jde tedy o pohonný kvadrant. Zdrojový tlak je tedy připojen ke straně B hydromotoru a naopak strana A je připojena do odpadní větve. Výpočty jsou provedeny analogicky:

$$p_{p_3} = p_A + \Delta p_1 + \Delta p_{2B \rightarrow A} = 183,9 \text{ bar} \quad (22)$$

Na kvadranty 2 a 4 je potřeba nahlížet odlišně, protože se jedná o brzdný režim. Nejprve bude vyhodnocen kvadrant č. 2, kde je rychlost negativní a síla pozitivní – hydromotor je tedy zasouván vnější silou. Ventil připojí stranu A hydromotoru, ve které externí síla vyvozuje tlak p_A , k odpadní větvi. Šoupátko musí být nastaveno tak, aby zajistilo průtok Q_A při tlakovém spádu odpovídajícímu rozdílu tlaku v hydromotoru p_A a v odpadní větvi p_0 . Tedy

$$\Delta p_1 = p_A - p_0 = p_A - 0 = p_A \quad (23)$$

Zároveň ventil spojí B stranu hydromotoru k tlakovému zdroji. Na B straně hydromotoru nesmí dojít ke snížení tlaku pod nulovou úroveň. Přítomnost podtlaku je v hydraulických systémech obecně nežádoucí jev, komponenty nejsou stavěny na z něj plynoucí zátěž a dále může mít podtlak za následek výše popsany kavitační jev. Systémový tlak tedy musí zajistit průtok Q_B přes nastavené šoupátko s úbytkem Δp_2 . Ventil mění polohou šoupátka jmenovitý průtok (definovaná hodnota odpovídá plnému otevření). Jmenovitý průtok při otevření šoupátka Q_2 musí být následující:

$$Q_{n_{O_2}} = \sqrt{\frac{\Delta p_n}{\Delta p_1}} * Q_A = \sqrt{\frac{\Delta p_n}{p_A}} * Q_A = 17,9 \text{ l/min} \quad (24)$$

Při ventilu nastaveném tak, aby jeho jmenovitý průtok byl $Q_{n_{O_2}}$, je úbytek tlaku pro naplnění odlehčené strany hydromotoru takový:

$$\Delta p_2 = \Delta p_n * \frac{Q_2^2}{Q_{n_{O_2}}^2} = 46,5 \text{ bar} < p_{p_2} \quad (25)$$

Zdrojový tlak musí mít tedy pro naplnění odlehčené strany hydromotoru minimálně tuto hodnotu.

Kvadrant 4 je vypočten obdobně:

$$Q_{n_{O_4}} = \sqrt{\frac{\Delta p_n}{\Delta p_2}} * Q_B = \sqrt{\frac{\Delta p_n}{p_B}} * Q_B = 10,1 \text{ l/min} \quad (26)$$

$$\Delta p_1 = \Delta p_n * \frac{Q_1^2}{Q_{n_{O_4}}^2} = 311,4 \text{ bar} < p_{p_4} \quad (27)$$

Z uvedených výpočtů je zřejmý velký rozdíl mezi zdrojovým tlakem potřebným pro kladný a záporný směr pohybu. Tento rozdíl lze snížit použitím ventilu s nesymetrickým šoupátkem, který je primárně určen pro hydromotory s poměrem ploch $\alpha = 2$ (resp. skutečná hodnota 1,96). V aplikacích, jako je tato, může být jeho použití výhodné i v případě hydromotoru s $\alpha = 1,5$ (resp. 1,46). Nesymetrické šoupátko má nominální průtok Q_n ve směru B vždy poloviční, než ve směru A. Při plném otevření ventilu je to tedy $Q_{nA} = 40$ l/min a $Q_{nB} = 20$ l/min. Při použití tohoto šoupátka by byly potřebné zdrojové tlaky následující (vypočteno s využitím obdobných vzorců):

$$p_{p_1} = 144,8 \text{ bar} \quad (28)$$

$$p_{p_3} = 211,8 \text{ bar} \quad (29)$$

$$p_{p_2} = 185,9 \text{ bar} \quad (30)$$

$$p_{p_4} = 77,9 \text{ bar} \quad (31)$$

Při tomto řešení je naopak zřejmé vzájemné přiblížení potřebných tlakových úrovní. Úroveň zdrojového tlaku byla zvolena dle předchozího na $p_p = 220$ bar, aby byl zajištěn dostatečný zdrojový tlak i při maximálním průtoku, při kterém se v největší míře projeví odpory na vedení. Pro velmi náročné aplikace na kvalitu regulace, které vyžadují použití servoventilů, je nutné zajištění co nejstabilnějšího tlaku ve zdrojové a odpadní větvi, resp. jeho rozdílu. Změna rozdílu tlaku na vstupech regulačního prvku má totiž podobný účinek jako změna zesílení regulátoru. Tento problém může být vyřešen například instalací stabilizačních akumulátorů do tlakové a do odpadní větve, a to nejlépe bezprostředně k ventilu. Toto zajistí udržení stálé úrovně tlaku na vstupu do ventilu bez ohledu na průtok. Vzhledem k záměru měnit tlakovou úroveň dle potřeb aktuálně zkoušené soustavy je ale podobné využití akumulátoru nevhodné, zároveň ale vzhledem k dynamické náročnosti aplikace není pravděpodobné, že by bylo nutné.

Na základě zvoleného zdrojového tlaku je možné nyní zjistit tlakové úbytky na ventilu v jednotlivých kvadrantech, respektive podíl úbytku tlaku z rozdílu zdrojového a odpadního tlaku. Pro pohonné kvadranty je součet úbytků na dvou hranách šoupátka (úbytek na hraně spojené s odlehčenou stranou hydromotoru je přepočítán dle poměru ploch na úbytek na pracovní straně hydromotoru) vždy podělen rozdílem zdrojového p_p a odpadního tlaku p_0 .

$$i_1 = \frac{\Delta p_1 + \Delta p_{2B \rightarrow A}}{p_p - p_0} * 100 = 20,6 \% \quad (32)$$

Obdobně

$$i_3 = \frac{\Delta p_2 + \Delta p_{1A \rightarrow B}}{p_p - p_0} * 100 = 30,1 \% \quad (33)$$

Pro brzdící kvadranty je to úbytku tlaku zahrnut pouze úbytek na hraně spojené se zdrojem tlaku.

$$i_2 = \frac{\Delta p_2}{p_p - p_0} * 100 = 84,5 \% \quad (34)$$

Obdobně

$$i_1 = \frac{\Delta p_1}{p_p - p_0} * 100 = 35,4 \% \quad (35)$$

Lze tedy říci, že z pohledu podílu úbytku tlaku z celkového tlaku v systému je ventil zvolen v doporučeném rozsahu.

Vlastní frekvence zvoleného ventilu je dle katalogových údajů $f_{0V} = 75$ Hz. Vzhledem k blízkosti vlastní frekvence hydromotoru f_{0HM} a ventilu f_{0V} je pro vyčíslení vlastní frekvence celého obvodu využit empirický vzorec

$$f_{0sys} = \frac{f_{0V} * f_{0HM}}{f_{0V} + f_{0HM}} = 34,6 \% \quad (36)$$

Tato hodnota stále převyšuje doporučenou hodnotu vlastní frekvence. Vlastní frekvence pohonu by tedy neměla znatelně negativně projevit na funkci pohonu. [7]

4.3.1.2 Výběr elektronické části regulovaného pohonu

Pro řízení polohy je zvolen pohybový digitální regulátor Bosch Rexroth IndraMotion MLC-H 25. Tento regulátor je výsledkem implementace výše popsaných algoritmů pro řízení hydraulických pohonů na platformu průmyslového PLC. Velikost 25 umožňuje řízení čtyř nezávislých os a zároveň poskytuje otevřené PLC dle normy IEC 61131-3, kde mohou být naprogramovány periferní funkce. Jednotlivé moduly vstupů a výstupu mohou být umístěny do bezprostřední blízkosti PLC, kde mechanické spojení s PLC zajistí také elektrické propojení, nebo do nezávislých umístění, kde je nutné je s PLC propojit pomocí kabelů. Pro komunikaci mezi PLC a vzdálenými moduly je využita buď interní sběrnice PLC (jako v případě přímo připojených modulů) nebo některá z univerzálních sběrnic, např. EtherNet/IP nebo Sercos III (real-time sběrnice na základě Ethernetu, nativně používaná v produktech Bosch Rexroth). Je tedy možné v blízkosti každého z pohonů instalovat rozvodné místo obsahující vzdálené moduly PLC, které bude s PLC spojeno pouze pomocí komunikačního rozhraní, a veškeré vybavení samotného pohonu (ventil, snímače), které vyžaduje větší množství vodičů, bude realizováno pouze na vzdálenost jednotek metrů mezi rozvodným místem a vlastním pohonem. S nadřazeným systémem pak bude PLC spojeno pomocí sběrnice EtherNet/IP. [9]

4.3.1.3 Návrh konstantního tlakového zdroje

Konstantní tlakový zdroj se skládá z asynchronního čtyřpólového elektromotoru bez možnosti regulace otáček a konstantního hydrogenerátoru s vnitřním ozubením. Tyto hydrogenerátory vynikají velmi dobrou účinností, jednoduchou konstrukcí (a tedy i nízkou cenou) a nízkým hlukem výměnou za nemožnost regulace geometrického objemu, jsou tedy vhodné pro použití v konstantních zdrojích. Vybrán byl typ Bosch Rexroth PGH, který umožňuje

jmenovitý tlak $p_n = 315$ bar. Tlaková úroveň v systému je zajištěna pojistným ventilem, který odpouští nadbytečné množství pracovní kapaliny zpět do nádrže. Otevírací tlak ventilu (a tedy tlakovou úroveň v systému) je možné spojitě nastavit elektrickým signálem. Energetická účinnost tohoto typu zdroje je samozřejmě velmi nízká, obzvláště v aplikaci, která využívá plnou dodávku zdroje jen zřídka. Toto řešení je zde uvedeno pouze pro účely srovnání a pro představu, jaká by byla účinnost zařízení pouhým povýšením stávajícího řešení zdroje na nové parametry zařízení.

Předpokládaná maximální spotřeba zařízení při souběhu tří pohonů je $Q_{max} = 40$ l/min. Dle nominálních otáček čtyřpólových asynchronních motorů předpokládaného výkonu $n = 1465$ ot/min bylo zvoleno čerpadlo s $V_g = 32$ cm³/ot, které při předpokládané objemové účinnosti $\eta_V = 0,95$ zajistí dodávku

$$Q = n * V_g * \eta_V = 44,5 \text{ l/min} \quad (37)$$

Krouticí moment potřebný pro vyvinutí tlaku $p_p = 220$ bar a hydraulicko-mechanické účinnosti $\eta_{HM} = 0,9$ je

$$M = \frac{p_p * V_g}{\eta_{HM}} = 124,6 \text{ Nm} \quad (38)$$

Potřebný výkon elektromotoru je tedy

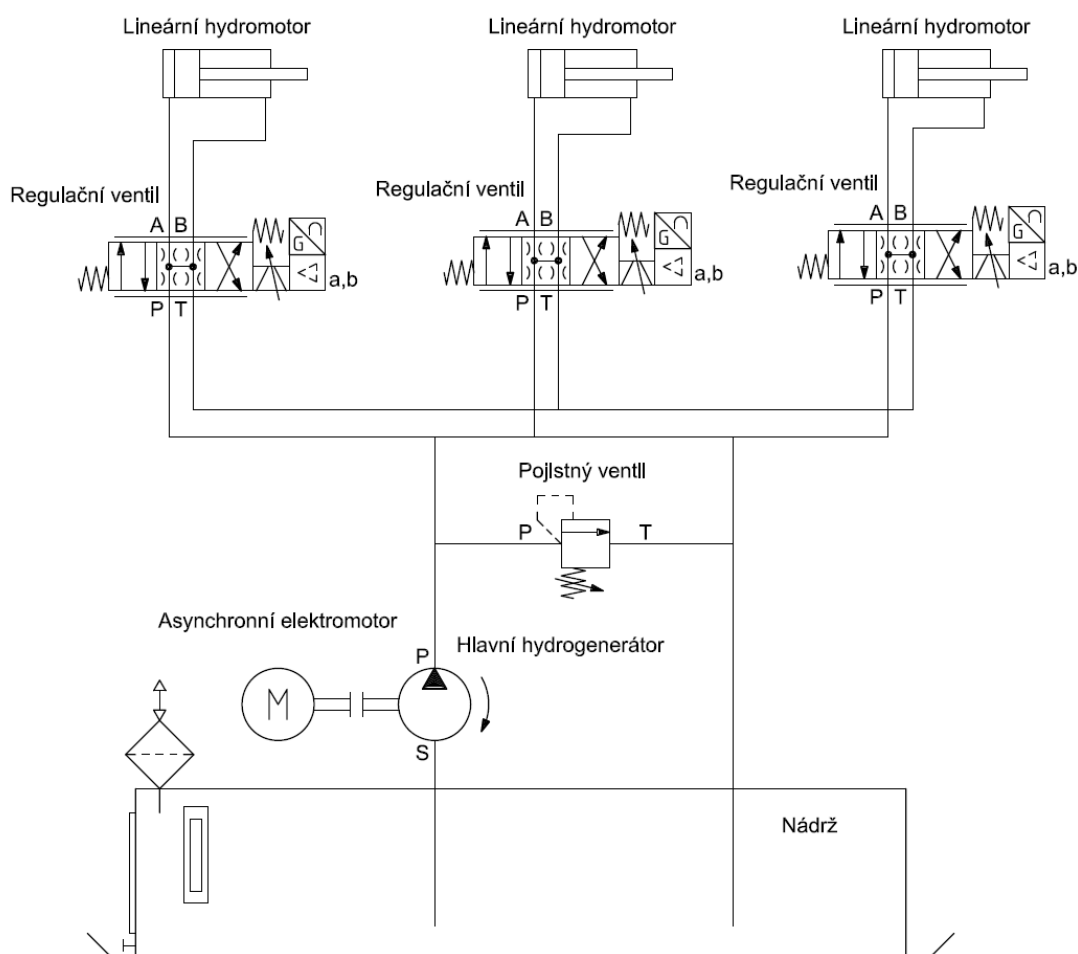
$$P = n * M = 19,1 \text{ kW} \quad (39)$$

Vzhledem trvalému provozu na tento výkon by měl být zvolen elektromotor se jmenovitým výkonem vyšším, než je vypočtený výkon, tedy elektromotor o jmenovitém výkonu $P_n = 22$ kW.

Zdroj tlaku musí být vybaven řadou periferních prvků, které zajišťují a kontrolují vhodné podmínky provozu zdroje tlaku. Nemají ale přímý vliv na hlavní funkci zdroje, proto budou zmíněny pouze stručně. Jedná se o chladicí a filtrační okruh, měření hladiny pracovní kapaliny a měření teploty pracovní kapaliny. Chladicí a filtrační okruh obsahuje nezávislý nízkotlaký hydrogenerátor, tepelný výměník olej-vzduch se spínaným nuceným průtokem vzduchu a odpadní filtr. Tímto okruhem je nasávána navrácená kapalina z odpadní větve pracovního obvodu, je ochlazená a vyčištěna, a poté vrácena do nádrže do blízkosti sání hlavního hydrogenerátoru. Na výtlaku hlavního hydrogenerátoru je umístěn tlakový filtr. Ten zajistí čistotu kapaliny pro regulační ventily, které jsou velmi citlivé na nečistoty.

Ovládání zdroje pracovní kapaliny bude naprogramováno na otevřené části PLC poskytujícího digitální regulátor hydraulických pohonů MLC-H 25, přičemž hlavní rozvaděč se samotným PLC bude umístěn v blízkosti zdroje pracovní kapaliny. PLC obstarává hlídání provozních veličin (teplota a hladina pracovní kapaliny v nádrži, zanesení filtrů), ovládání nuceného průtoku vzduchu výměníkem dle teploty kapaliny a zejména provoz hlavního hydrogenerátoru a nastavení tlakové úrovně. Dle informací poskytnutých od jednotlivých zkušebních zařízení přes sběrnici EtherNet/IP je vyhodnocen maximální tlak, jenž je potřeba k dosažení parametrů pohybu pro aktuálně zadané zkoušky, a tento tlak je

nastaven na pojistném ventilu. Je samozřejmě potřeba respektovat maximum z požadavků od tří připojených zkušebních zařízení. [4], [6], [8]



Obr. 21 – Zjednodušené schéma řešení s regulačními ventily a konstantním zdrojem

4.3.1.4 Návrh regulovaného zdroje

Regulovaný zdroj je tvořen opět čtyřpólovým asynchronním elektromotorem bez regulace otáček a axiálním pístovým čerpadlem s proměnným geometrickým objemem. Zvolen byl systém Bosch Rexroth SYDFE, což je kombinace axiálního pístového hydrogenerátoru Bosch Rexroth A10VSO (jmenovitý tlak $p_n = 280$ bar) a elektronického regulátoru, který přes regulační ventil integrovaný v hydrogenerátoru ovládá přímočarý hydromotor integrovaný v hydrogenerátoru mechanicky spojený s tzv. šikmou deskou. Změnou úhlu šikmé desky se realizuje nastavení geometrického objemu hydrogenerátoru. Zpětnou vazbou pro tento regulátor je tlak na výstupu hydrogenerátoru, úhel naklonění šikmé desky a poloha šoupátka regulačního ventilu. Vybrána byla konkrétně verze SYDFEE, která obnáší analogový regulátor s analogovým vstupem žádané hodnoty.

Předpokládaná maximální spotřeba zařízení při souběhu tří pohonů je, stejně jako v minulém případě, $Q_{max} = 40$ l/min. Hydrogenerátory řady A10VSO jsou k dispozici mj. s maximálním nastavitelným $V_{gmax} = 45$ cm³/ot, což při

otáčkách elektromotoru $n = 1465 \text{ ot/min}$ a objemové účinnosti $\eta_V = 0,95$ znamená maximální dodávku

$$Q_{max} = n * V_{g_{max}} * \eta_V = 62,6 \text{ l/min} \quad (40)$$

Pro pokrytí maximální spotřeby bude hydrogenerátor nastaven na geometrický objem

$$V_g = \frac{Q_{max}}{n * \eta_V} = 29 \text{ cm}^3/\text{ot} \quad (41)$$

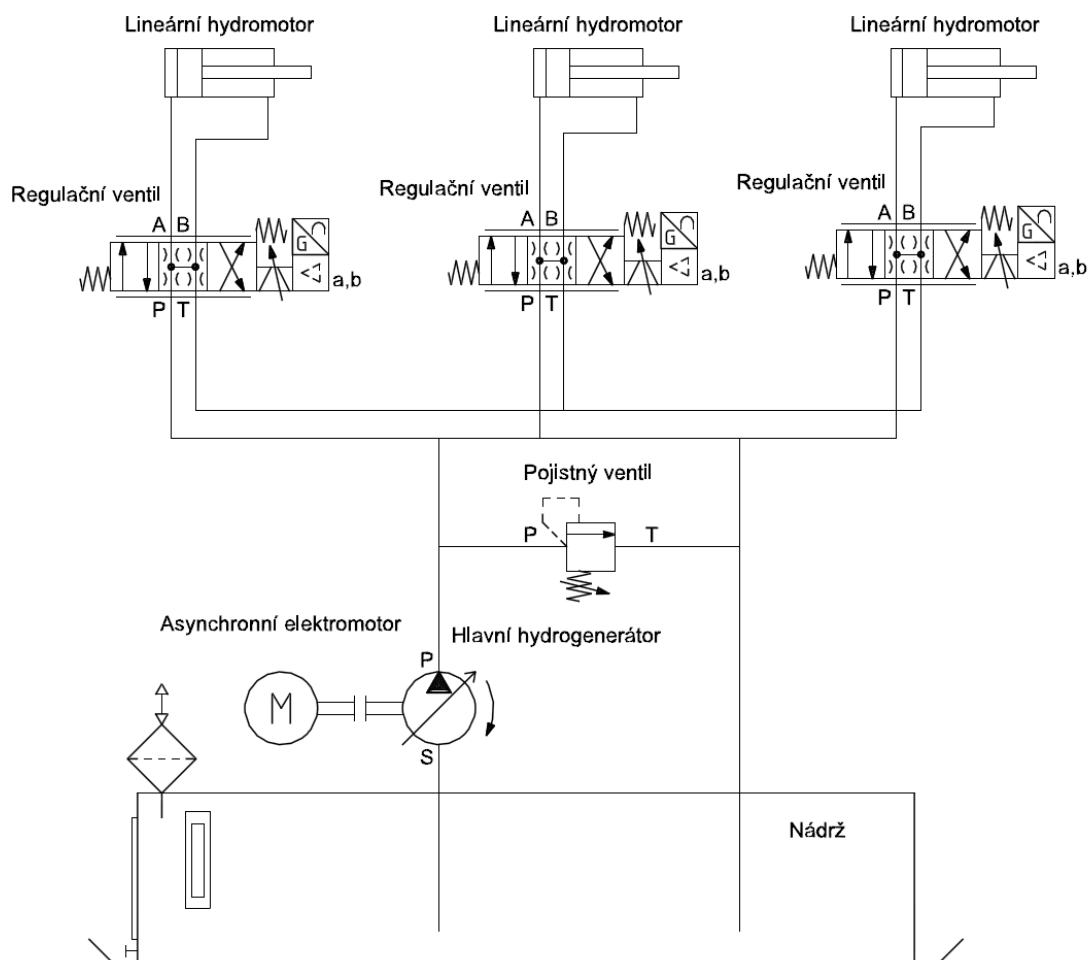
Potřebný krouticí moment při tomto nastavení, tlaku $p_p = 220 \text{ bar}$ a hydraulicko-mechanické účinnosti $\eta_{HM} = 0,9$ je

$$M = \frac{p_p * V_g}{\eta_{HM}} = 112,8 \text{ Nm} \quad (42)$$

Tento moment bude ale vyžadován pouze v době maximální spotřeby. V případě nižší spotřeby je hydrogenerátor nastaven na nižší geometrický objem a úměrně s geometrickým objemem klesá také moment potřebný pro vyvinutí stejného tlaku na výstupu hydrogenerátoru. Jmenovitý moment elektromotoru tedy může být nižší s tím, že bude elektromotor v okamžicích maximální spotřeby krátkodobě momentově přetěžován (asynchronní motory vynikají momentovou přetížitelností až 200% po dobu jednotek sekund). Dle úrovně středního momentu po dobu pracovního cyklu bude pravděpodobně možné zvolit elektromotor se jmenovitým výkonem $P_n = 15 \text{ kW}$ nebo $P_n = 11 \text{ kW}$.

Periferní prvky jsou obdobné, jako u předchozího řešení. Pojistný ventil je zde také přítomen, ale již neslouží pro nastavení hladiny pracovního tlaku (ta je zajištěna přímo hydrogenerátorem), pouze chrání pracovní obvody proti poškození vlivem vysokého tlaku vzniklého například poruchou regulace hydrogenerátoru nebo přetížením některého z pohonů. Jeho otevírací tlak je tedy nastaven na úroveň o 10-20 % vyšší, než je maximální pracovní tlak systému. Další odlišností je výrazně nižší výkon chladicího systému, protože je eliminován podstatný zdroj ztrátového výkonu a tedy parazitního tepla, a to přepad z tlakové větve přes pojistný ventil, který je veškerý přebytečný výkon hydrogenerátoru mařen v teplo.

Ovládání zdroje je řešeno obdobně, jako u výše uvedeného řešení. Jediným podstatným rozdílem je způsob nastavení tlakové úrovně, který zde probíhá předáním příslušné hodnoty regulátoru hydrogenerátoru. [4], [6], [8]



Obr. 22 – Zjednodušené schéma řešení s regulačními ventily a regulovaným zdrojem

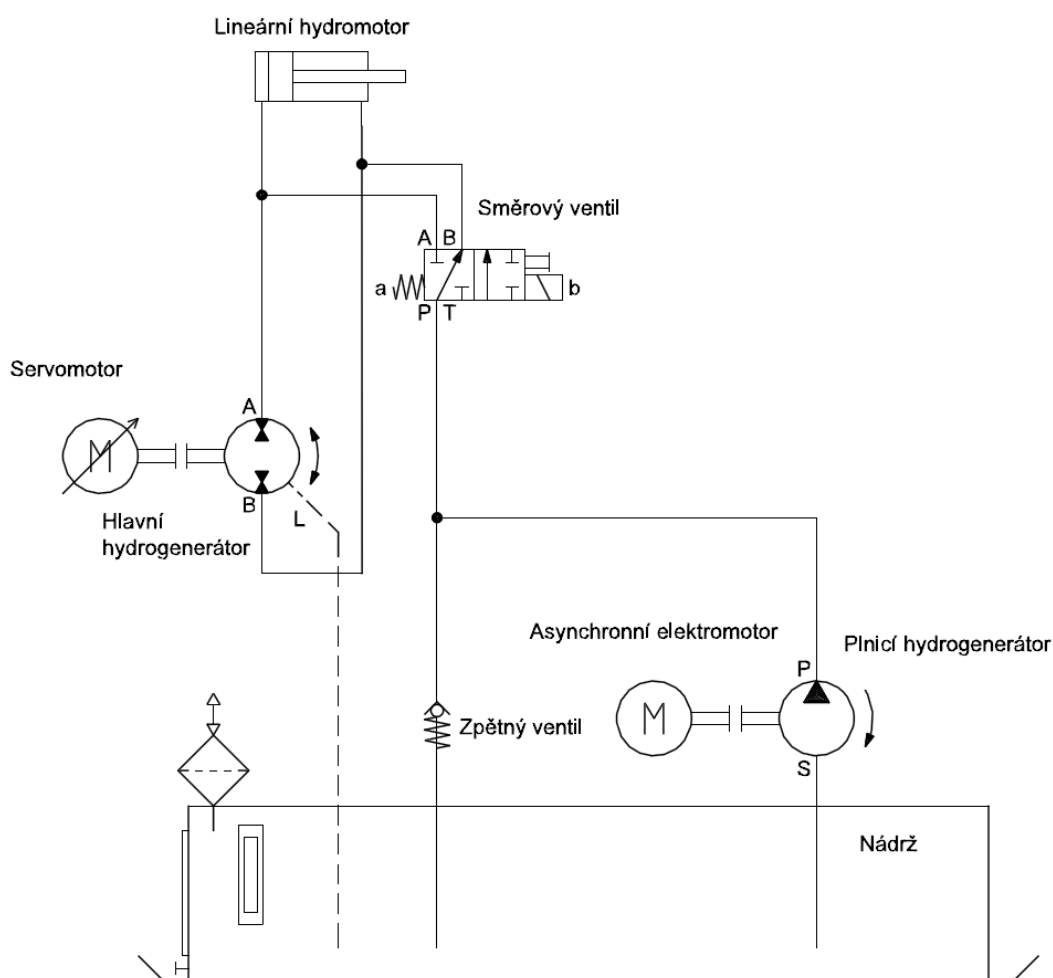
4.3.2 Návrh řešení pro objemové řízení

Tento způsob řízení hydraulických pohonů vyžaduje, aby byl každý nezávisle řízený spotřebič (hydrogenerátor) vybaven vlastním zdrojem pracovní kapaliny, protože přímo ten je regulátorem pohonu. To s sebou z pohledu uživatele přináší několik podstatných rozdílů ve srovnání se systémem s centrálním zdrojem pracovní kapaliny. Nevýhodou je zejména vyšší pořizovací cena (tlakový zdroj včetně veškerých periférií musí být pořízen pro každý pohon), výhodou je možnost přizpůsobení se odpovídajícího zdroje aktuální potřebě každému z pohonů, díky čemuž lze očekávat výrazně vyšší energetickou účinnost a tím pádem nižší provozní náklady. Další výhodou oproti ventilovému řešení je, že při brzdění není spotřebovávána externí energie. Energie přijatá pohonem při brzdění je mařena v brzděném odporu pohonu nebo může být využita jiným pohonem.

4.3.2.1 Výběr hydraulických komponent

Aby bylo možné provozovat objemové řízení pohonu, který má být schopen čtyřkvadrantového pracovního režimu, je nutné využít uzavřeného hydraulického obvodu. Toto má vliv nejen na volbu hlavních komponent zdroje pracovní kapaliny, ale také na nutnost přítomnosti pomocného obvodu, jak bude vysvětleno

dále. Navržený zdroj kapaliny se skládá zejména z konstantního axiálního pístového hydrogenerátoru pro uzavřený obvod Bosch Rexroth A10FZG a synchronního servomotoru Bosch Rexroth IndraDyn. Vybraný hydrogenerátor je navržen zvláště pro aplikace s otáčkovým řízením, je odolný vůči častému zastavení a rozběhům a vůči dlouhodobému udržování tlakové úrovně (tedy síly na výstupu hydromotoru) bez pohybu hydromotoru. Synchronní servomotor se pak vyznačuje vysokou dynamikou, díky které je možné z pohledu kvality regulace přiblížit otáčkově řízený hydraulický pohon k pohonu řízenému pomocí škrcení, tedy ventilovou technikou.



Obr. 23 – Zjednodušené schéma řešení s objemovým řízením

Každý z přípojků hydrogenerátoru (v případě hydrogenerátoru pro uzavřený obvod již nelze rozlišit, který přípoj je sací, a který výtlačný, proto jsou označeny A a B) je připojen přímo k jedné z pracovních komor hydromotoru. Vzhledem ke konfiguraci hydraulického obvodu je ale nutné vyřešit několik problémů. Diferenciální hydromotor znamená nutnost kompenzovat objem pístní tyče, o který se liší objem pracovní kapaliny v hydromotoru mezi jeho koncovými polohami. Hydromotor pro uzavřený obvod vyžaduje, aby ten z jeho přípojků, který aktuálně slouží jako sací, byl přepínán a aby tak nedocházelo ke vzniku podtlaku

a z něj vyplývajících nežádoucích kavitačních vlivů. Naopak je potřeba v systému zachovat beztlaký potenciál, ke kterému lze připojit skříň hydrogenerátoru, kde je shromažďována pracovní kapalina, která vytéká z tlakových prostor hydrogenerátoru skrz netěsnosti, a které musí být umožněn odtok z hydrogenerátoru s co nejnižším odporem (pro axiální pístový hydrogenerátor maximální přípustný odpor odpovídá obvykle tlaku 2 bar). Z uvedeného vyplývá, že systém musí zahrnovat také pomocný otevřený obvod, který bude zahrnovat sběr průsaku z hlavního hydrogenerátoru, vytvoření tlakového předpětí v nízkotlaké větvi a kompenzaci objemu pracovní kapaliny v nízkotlaké větvi. Pomocný obvod je nutné dle pracovního kvadrantu připojovat k té větvi pracovního obvodu, která je aktuálně nízkotlaká.

Navrženo bylo řešení dle schématu na obr. 23. Pomocný (v dalším textu označován také jako plnicí) okruh je vybaven zubovým hydrogenerátorem s vnitřním ozubením poháněným asynchronním motorem bez regulace otáček. Jím vytlačená pracovní kapalina je ochlazena, vyčištěna a v případě potřeby doplňována přes třicestný šoupátkový směrový ventil se spínaným ovládáním do nízkotlaké větve. Ventil je ovládán elektrickým signálem z řídicího systému dle pracovního kvadrantu. Pokud do nízkotlaké větve není potřeba kapalinu doplňovat, nebo pokud je v ní naopak kapaliny nadbytek, je přebytečná kapalina z dodávky pomocného hydrogenerátoru a z nízkotlaké větve pracovního obvodu odpouštěna přes zpětný ventil do nádrže, která sbírá také průsak z hlavního hydrogenerátoru a která slouží jako zdroj pracovní kapaliny pro pomocný hydrogenerátor. Předpětím, tedy otvíracím tlakem, zpětného ventilu je zajištěna stálá tlaková úroveň v pomocném obvodu a tedy i k ní připojené pracovní větvi.

V prvním a druhém kvadrantu je větev A vysokotlakou větví a B nízkotlakou větví. Při vysouvání hydromotoru (1. kvadrant) hlavní hydrogenerátor nasává kapalinu z větve B a vytlačuje ji do větve A. Hydromotor se vysouvá rychlostí úměrnou pracovní ploše pístu A_A a průtoku hydrogenerátoru, který je dán jeho geometrickým objemem a rychlosti otáčení elektromotoru, který jej pohání. Síla hydromotoru pak odpovídá ploše pístu A_A a tlaku ve větvi A. Kapalina z B komory hydromotoru je pohybem hydromotoru vytlačována do větve B, která je přes směrový ventil připojena k plnicímu okruhu. Kapalina vytlačená z komory B je nasávána hlavním hydrogenerátorem. Její průtok je ale v důsledku rozdílu objemů komor hydromotoru nižší, než průtok hlavním hydrogenerátorem. Rozdíl je pokryt z plnicího okruhu. Průtok pomocným hydrogenerátorem tedy musí pokrýt největší možný rozdíl mezi průtokem do komory A a z komory B hydromotoru. K největšímu rozdílu dochází při maximální rychlosti pohybu hydromotoru.

Při zasouvání hydromotoru a vnější síle působící stejným směrem (síla hydromotoru pak působí proti směru jeho pohybu – 2. kvadrant) hlavní hydrogenerátor v brzděném režimu řídí průtok z vysokotlaké větve A do nízkotlaké větve B. Rychlost pohybu hydromotoru opět odpovídá geometrickému objemu a rychlosti otáčení hlavního hydrogenerátoru a síla způsobuje přes plochu pístu A_A tlak v komoře A. Komora B hydromotoru je plněna kapalinou přečerpanou hlavním hydrogenerátorem. Její přebytek (průtok z komory A je větší než průtok do komory B) a dodávka pomocného hydrogenerátoru odtéká přes zpětný ventil do nádrže.

Ve 3. a 4. kvadrantu je větev B vysokotlakou větví a větev A nízkotlakou. Při zasouvání hydromotoru proti vnější síle (3. kvadrant) čerpá hlavní hydromotor

kapalinu z větve A do větve B. Rychlost pohybu je určena dodávkou hlavního hydrogenerátoru a síla tlakem v komoře B. Pohybem hydromotoru je kapalina z komory A vytlačována ven z hydromotoru a nasávána hlavním hydrogenerátorem. Její nadbytek (průtok do B je menší než průtok z A) se spolu s dodávkou pomocného hydrogenerátoru vrací do nádrže přes zpětný ventil.

Při brzděném vysouvání hydromotoru (4. kvadrant) je průtok z komory B hydromotoru řízen otáčkami hlavního hydrogenerátoru, vnější síla způsobuje tlak v komoře B. Komora A je plněna kapalinou přečerpanou hlavním hydrogenerátorem doplněnou o část dodávky pomocného hydrogenerátoru.

Pracovní kvadrant hydromotoru je určen ze směru pohybu a ze síly hydromotoru, která je v řídicím systému vypočtena ze změřených tlaků v komorách A a B hydromotoru.

Velikost hydrogenerátoru byla zvolena tak, aby při svých maximálních přípustných otáčkách, které jsou $n_{max} = 3100 \text{ ot/min}$, svým průtokem s rezervou okolo 10 % pokryl průtok potřebný při maximální rychlosti pohybu hydromotoru. Vybrána byla tedy velikost 10 s geometrickým objemem $V_g = 10,6 \text{ cm}^3/\text{ot}$. Pro pokrytí průtoku $Q_A = 30,2 \text{ l/min}$ při objemové účinnosti hydrogenerátoru $\eta_V = 0,95$ je nutné, aby rychlost otáčení hydrogenerátoru byla

$$n_A = \frac{Q_A}{V_g * \eta_V} = 2995 \text{ ot/min} \quad (43)$$

což je 96,6 % maximální rychlosti otáčení hydrogenerátoru.

Při $Q_B = 20,7 \text{ l/min}$ je pak rychlost otáčení

$$n_B = \frac{Q_B}{V_g * \eta_V} = 2045 \text{ ot/min} \quad (44)$$

Krouticí moment elektromotoru pro pokrytí pracovních tlaků $p_A = 99,5 \text{ bar}$ a $p_B = 145,5 \text{ bar}$ (tlaky ze stejného důvodu jako při návrhu komponent při řízení škrcením zahrnují pouze vnější sílu, nikoliv hmotnost připojené součásti) je při hydraulicko-mechanické účinnosti $\eta_{HM} = 0,9$ následující:

$$M_{Astat} = \frac{p_A * V_g}{\eta_{HM}} = 18,7 \text{ Nm} \quad (45)$$

a

$$M_{Bstat} = \frac{p_B * V_g}{\eta_{HM}} = 28,1 \text{ Nm} \quad (46)$$

Vybraný elektromotor musí být schopen poskytovat tento krouticí moment trvale, protože situace, kdy je nutné držet polohu při odolávání maximální vnější síly, může trvat až několik hodin. V této situaci se hydrogenerátor otáčí rychlostí pouze pro pokrytí svých průsaků při pracovním tlaku (pro návrh uvažováno $n = 100 \text{ rpm}$), ke svému otáčení ale vyžaduje moment odpovídající tomuto tlaku. Krátkodobě pak musí být elektromotor schopen dosáhnout momentu M_{Astat} při rychlosti otáčení n_A a momentu M_{Bstat} při rychlosti otáčení n_B . Za předpokladu instalace nuceného vzduchového chlazení elektromotoru byl vybrán typ MSK070E-

0300. Křivky maximálního a trvalého momentu v závislosti na otáčkách jsou zobrazeny na obr. 24. Maximální moment elektromotoru $M_{max} = 65 \text{ Nm}$ poskytuje dostatečnou rezervu pro zrychlení na maximální otáčky za stanovený čas. Hodnota momentu potřebného pro zrychlení je

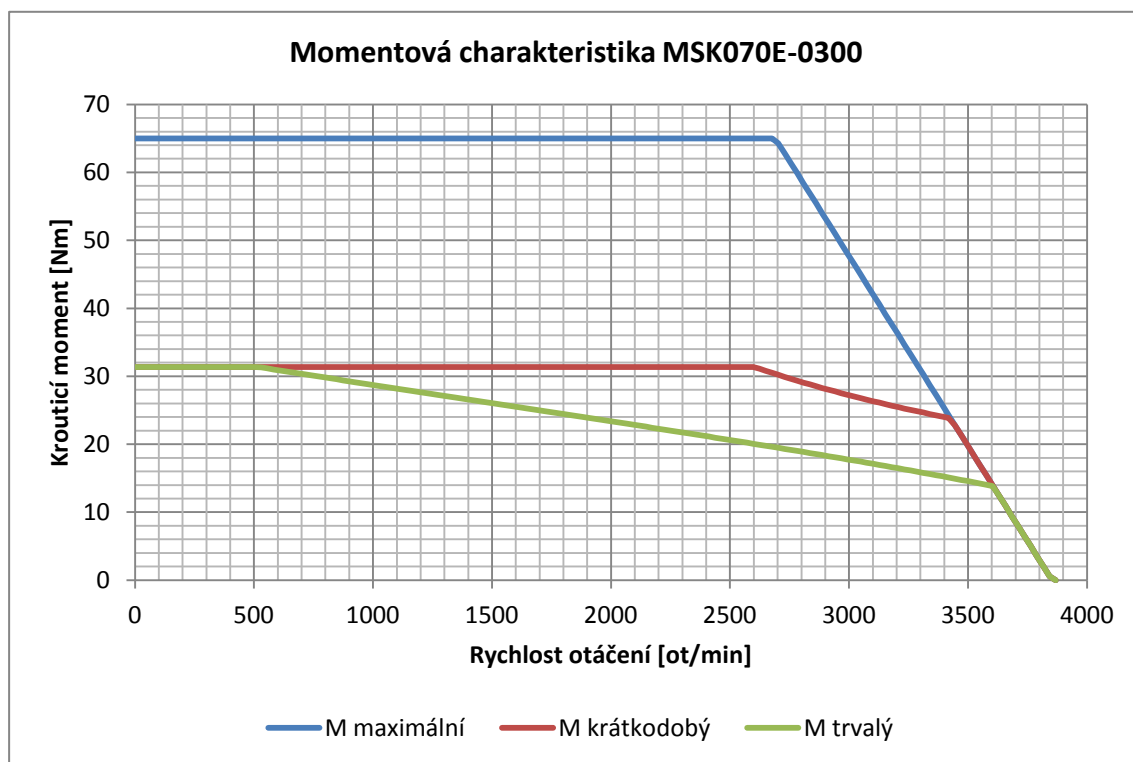
$$M_{A_{dyn}} = \varepsilon * J = \frac{\Delta n_A}{\Delta t} * (J_{motor} + J_{HG} + J_{spojka}) = 17,6 \text{ Nm} \quad (47)$$

a

$$M_{B_{dyn}} = \varepsilon * J = \frac{\Delta n_B}{\Delta t} * (J_{motor} + J_{HG} + J_{spojka}) = 12 \text{ Nm} \quad (48)$$

Celková hodnota momentu při zrychlení je potom

$$M_{max} = \max(M_{A_{stat}} + M_{A_{dyn}}; M_{B_{stat}} + M_{B_{dyn}}) = 40,1 \text{ Nm} \quad (49)$$



Obr. 24 – Momentová charakteristika servomotoru [11]

Pro řízení elektromotoru je zvolen měnič frekvence pro servomotory řady Bosch Rexroth IndraDrive HCS02. Vzhledem k momentové konstantě zvoleného elektromotoru $K_M = 1,64 \text{ Nm/A}$ jsou efektivní hodnoty potřebného proudu elektromotoru

$$I_{stat} = \frac{M_{B_{stat}}}{K_M} = 17,1 \text{ A} \quad (50)$$

a

$$I_{max} = \frac{M_{Bstat} + M_{Bdyn}}{K_M} = 24,5 \text{ A} \quad (51)$$

Těchto hodnot dosahuje velikost měniče W0054, který schopen trvalého efektivního proudu $I_{stat} = 20,6 \text{ A}$ a maximálního efektivního proudu $I_{max} = 54 \text{ A}$. Maximální efektivní proud je u řady měničů HSC02 využitelný po dobu $t = 0,5 \text{ s}$, což je vzhledem k době zrychlení dostačující.

Vzhledem k neexistenci empirického aparátu a složitosti navrženého řešení z pohledu přenosu řízení (člen se setrvačností vysokého řádu) je z pohledu dynamického obtížné výpočetně určit, zda bude takto navržený zdroj svými dynamickými vlastnostmi negativně ovlivňovat funkci celého hydraulického pohonu. Toto ověření bude provedeno pomocí simulace. [4], [8], [10], [11], [13]

4.3.2.2 Výběr elektronické části regulovaného pohonu

Pro řízení takto navrženého pohonu by teoreticky dostačoval navržený měnič frekvence, protože je schopen nejen rychlostního, ale také nadřazeného polohového řízení, a to pomocí vlečného polohování. Struktura polohového regulátoru je ale přizpůsobena elektromechanickým pohonům, které jsou vybaveny dostatečně tuhou vazbou mezi elektromotorem a břemenem. Regulátor tak postrádá funkce, které napomáhají k pokrytí charakteristických projevů hydraulických pohonů. Je tedy využito taktéž řešení na základě IndraMotion MLC-H. Jednou jednotkou lze zajistit polohové řízení všech tří nezávislých pohonů a zároveň obstarat řízení a ovládání periferních komponent všech tří tlakových zdrojů. Výstupem z MLC-H již nebude analogový signál pro ovládání ventilu, ale žádaná hodnota otáček elektromotoru příslušného pohonu. Tato hodnota se bude měničům předávat, stejně jako veškerá další komunikace, po sběrnici Sercos III, kterou jsou standardně vybavena všechna PLC i měniče firmy Bosch Rexroth. Zpětná vazba o poloze a tlacích bude stejně jako v případě použití ventilové techniky zavedena do MLC-H, otáčková zpětná vazba z elektromotoru pak bude zavedena do příslušného měniče frekvence. Ten vykonává rychlostní a proudovou regulační smyčku, což je analogie k případné podřízené rychlostní regulační smyčce polohového regulátoru a k regulačním smyčkám polohy šoupátka a výstupního proudu zesilovače, které probíhají v integrované elektronice regulačního ventilu. Na MLC-H se tedy využije standardní polohový regulátor pro hydraulické pohony, ke kterému budou naprogramovány funkce specifické pro tuto aplikaci. Těmi jsou zejména výpočet síly z výstupních hodnot tlakových snímačů, určení pracovního kvadrantu ze směru pohybu a směru síly, ovládání směrového ventilu, který připojuje jednu z pracovních větví k plnicímu okruhu podle vyhodnoceného kvadrantu, a úprava výstupu regulátoru. Standardním výstupem polohového regulátoru v MLC-H je procentuelní podíl z maximální rychlosti pohonu, která je při použití s ventilem přepočtena na úroveň analogového signálu dle typu ventilu. V rámci naprogramované úpravy výstupu regulátoru tak musí být procentuelní hodnota přepočtena na rychlost otáčení elektromotoru a navíc zkorigována dle kvadrantu pohybu. Pro čtyřkvadrantový pohon není dostačující korekce dle směru, protože např. při druhém kvadrantu, kdy dochází k brzděnému zasouvání, je sice směr pohybu záporný, ale řízen je odtok kapaliny z komory A hydromotoru, zásah tedy musí být obdobný jako při poháněném vysouvání. Naopak při čtvrtém kvadrantu, kdy dochází k brzděnému

vysouvání, se sice pohon pohybuje pozitivním směrem, ale řízen je průtok z B komory hydromotoru, je tedy nutná korekce výstupu regulátoru daná poměrem ploch hydromotoru. [9] [10]

4.4 Srovnání navržených řešení

Pro provedení simulace navržených řešení je použit simulační software Bosch Rexroth Simster, který je vyvíjen přímo společností Bosch Rexroth pro ověřování správnosti návrhu řešení praktických aplikací. Jedná se o grafické simulační prostředí, které disponuje širokou knihovnou objektů od elementárních (matematické funkce, přenosové členy) přes obecné modely hydraulických, mechanických a elektrických prvků po modely konkrétních produktů Bosch Rexroth, pro které byla provedena verifikace srovnáním s chováním skutečných komponent.

Většina komponent použitých ve zde navržených řešeních je k dispozici ve formě verifikovaných modelů, výjimkou je PLC a na něm běžící regulátor IndraDrive MLC-H. Jeho struktura je ale známá a proto je možné jeho model s určitým zjednodušením vytvořit. Zjednodušení bylo provedeno zejména z pohledu spojitosti jeho fungování, kdy skutečný regulátor pracuje vzhledem ke své digitální koncepci jako diskretní prvek, ale je namodelován jako spojitě pracující. PLC ale pracuje se vzorkovací frekvencí 1000 Hz a samotný regulátor s frekvencí 500 Hz, takže by toto zjednodušení nemělo znamenat podstatný rozdíl mezi simulací a reálnou aplikací. Dále jsou zjednodušeny jednotlivé snímače veličin, které jsou modelovány jako ideální proporcionální člen. [9]

Naladění polohových regulátorů pro simulace bylo provedeno pouze ručně, protože již tento způsob ladění přinesl dostatečnou dynamiku a přesnost regulace. Pro obě navržená řešení pohonu je využit P regulátor s dopřednou vazbou a I složkou, která je aktivována pro účel přesného doregulování. V případě řešení s regulačním ventilem bylo použito také podřízené rychlostní smyčky ve formě PI regulátoru, která je značným přínosem při proměnné zátěži. To totiž způsobí změnu závislosti rychlosti hydromotoru na poloze šoupátka regulačního ventilu. V případě rychlostního a proudového regulátoru v měniči frekvence pak bylo použito výrobcem uvedené doporučené nastavení. Sofistikovanější naladění regulátorů bude provedeno až při případné realizaci zde navrženého pohonu.

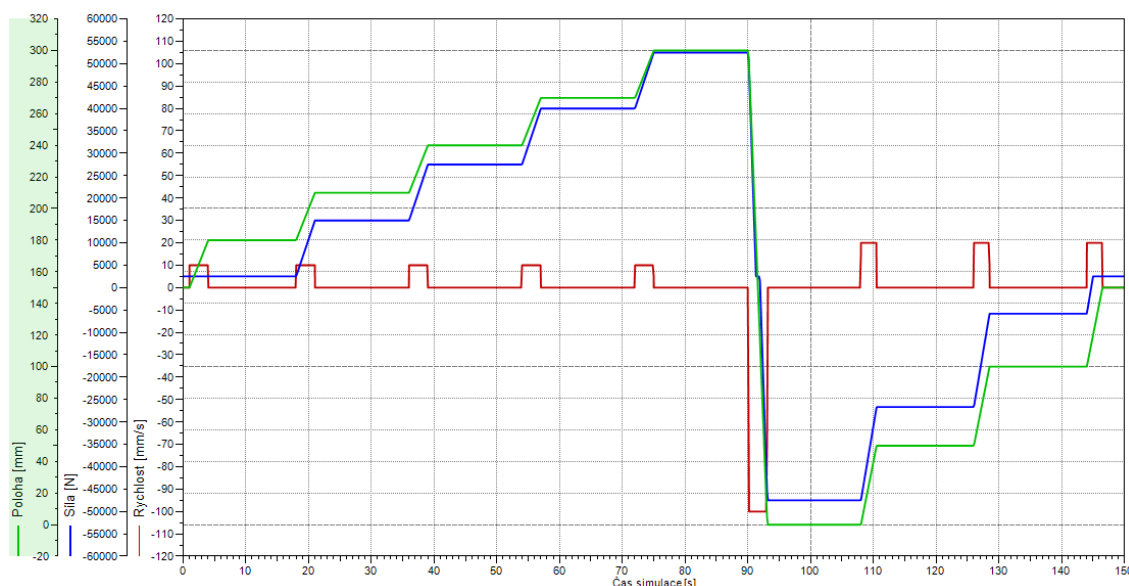
4.4.1 Modelový pracovní cyklus

Modelový pracovní cyklus byl zvolen tak, aby reprezentoval charakter provozu testovacího zařízení. Jeho délka je 150 s, hmotnost připojené součásti 250 kg a využívá se plný zdvih hydromotoru. Síla od zátěže je v krajních polohách 50 kN, tedy maximum. Síla začne působit ve vzdálenosti 30 mm od střední polohy, která je zároveň polohou počáteční. Hydromotor nejprve několika pomalými pohyby (10 mm/s) s prodlevou mezi nimi dosáhne vysunuté koncové polohy, poté se maximální rychlostí zasune a opět několika pohyby, tentokrát rychlostí 20 mm/s, prokládanými prodlevou se vrátí do střední polohy. Ve skutečném provozu pak pracovní cykly rozhodně nebudou dynamičtější, naopak intervaly, kdy hydromotor pouze drží polohu za působení vnější síly, budou místo jednotek sekund až v hodinách. Modelový pracovní cyklus (průběh polohy, rychlosti a zátěže v čase) je zobrazen na obr. č. 25. Pro simulaci tří pohonů s jedním tlakovým

zdrojem jsou pracovní cykly všech pohonů stejné a jsou vůči sobě posunuty tak, aby nedocházelo k současné potřebě maximální rychlosti na dvou nebo dokonce třech pohonech (tento pracovní stav je dle uživatele nepravděpodobný a zařízení na něj nemá být dle jeho přání dimenzováno), ale aby zároveň docházelo k současnému pohybu více pohonů (nejhůře tedy zároveň maximální rychlosti na jednom pohonu a nízkou rychlostí na druhých dvou).

Pro posouzení kvality regulace je použit alternativní cyklus, jehož délka je pouze 20 s. Počáteční polohou je opět střední poloha hydromotoru. Hydromotor nejprve dosáhne své vysunuté koncové polohy, poté projede celý svůj zdvih v obou směrech a poté se vrátí zpět do počáteční, tedy středové polohy. Všechny pohyby jsou provedeny s maximální rychlostí a zrychlením. Mezi pohyby je vždy několikasekundová prodleva, aby bylo možné posoudit trvalou regulační odchylku. Ostatní parametry soustavy (hmotnost, síla) jsou stejné, jako v prvním cyklu.

Ve všech simulacích je záměrně použit hydromotor se zdvihem 310 mm. Využívá se ale pouze rozsah zdvihu mezi polohami pístu 5 a 305 mm. Tato úprava zajistí, že přesnost regulace nebude ovlivněna dosedem pístu na koncovou polohu, ale naopak nezpůsobí podstatnou změnu vlastností pohonu.



Obr. 25 – Modelový pracovní cyklus

4.4.2 Posouzení kvality regulace

Pomocí alternativního cyklu bylo posouzeno, zda jsou navržené pohony schopny splnit požadované parametry (rychlost, zrychlení, přesnost regulace), zvláště pak verze s objemovou regulací, která nebyla předem výpočtetně zkontrolována.

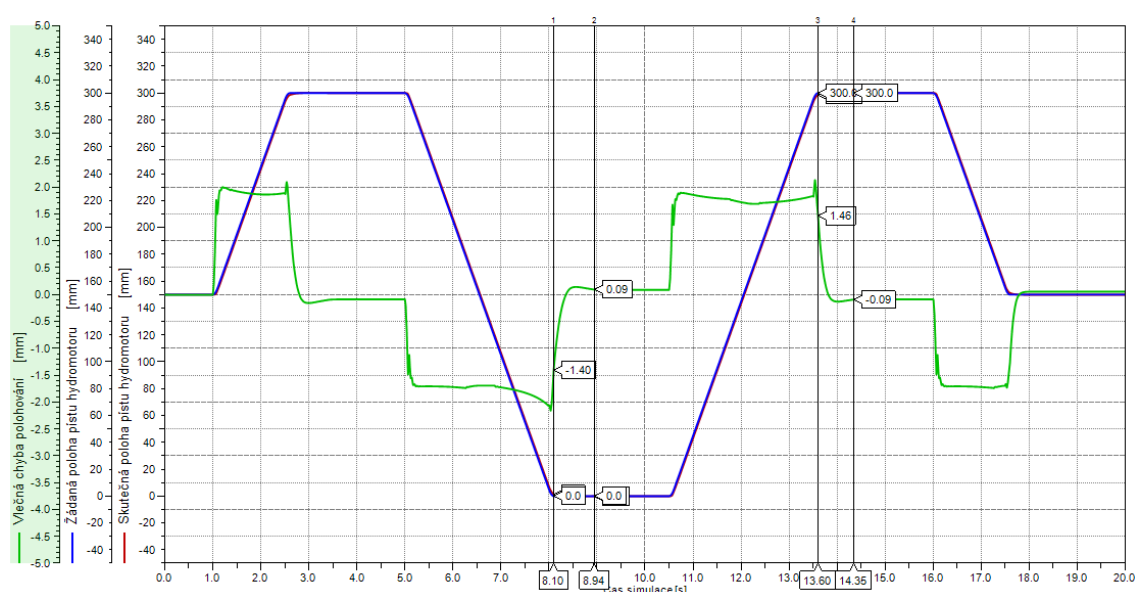
V případě řešení s regulačním ventilem pak byla zkontrolována volba tlakové úrovně. Dle simulace byla vypočtená tlaková úroveň zbytečně vysoká (dle otevření ventilu v průběhu cyklu) a proto byla snížena na $p_p = 200$ bar. V souladu s tím je pak možné použití elektromotoru s nižším jmenovitým výkonem.

Dle výsledků simulace jsou obě navržená řešení schopny vykonávat vlečné polohování s vlečnou chybou okolo 2 mm, což je vzhledem k aplikaci zcela dostatečné. U řešení s objemovým řízením je patrný prudký nárůst vlečné chyby

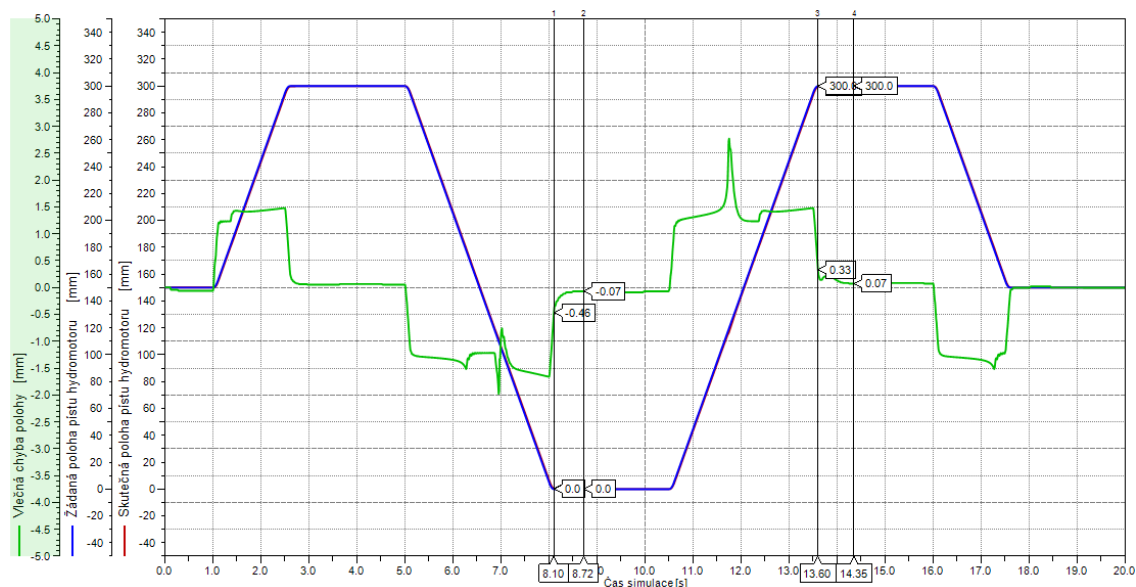
při změně směru silového působení na hydromotor. Ten je způsoben přestavením směrového ventilu, který určuje nízkotlakou větev. Regulátor pohonu je ale schopen tento nárůst chyby rychle eliminovat a velikost chyby opět stabilizovat. Je otázkou, jak moc by byl tento projev patrný v praktické aplikaci.

Stejně tak přesnost regulace v případě obou navržených řešení splňuje zadání, a to dosažení polohy s přesností 0,1 mm. Toho dosahují obě navržená řešení regulace pohonu do 1 s od okamžiku, kdy dosáhne žádaná poloha dle pohybového profilu cílové polohy. Je ale pravděpodobné, že minimálně v případě ventilového pohonu by bylo možné vhodnějším naladěním regulátoru dosáhnout kratšího času.

Průběhy žádané polohy, skutečné polohy a vlečné chyby jsou zobrazeny na obr. č. 26, respektive na obr. č. 27.



Obr. 26 – Průběh polohování při alternativním cyklu, řízení škrcením



Obr. 27 – Průběh polohování při alternativním cyklu, objemové řízení

4.4.3 Posouzení energetické účinnosti

Účinnost jednotlivých řešení je vypočtena jako poměr mezi mechanickou energií vydanou hydromotorem (popřípadě hydromotory) na jeho výstupu a mechanickou energií dodanou na vstup hydrogenerátoru. Zde vypočtené účinnosti nezahrnují část energie potřebnou pro periferní obvody (chlazení, filtrace, doplňování kapaliny). Lze ale předpokládat, že tato složka energie nebude mít zásadní vliv na spotřebu celého zařízení.

4.4.3.1 Řízení škrcením a neregulovaný zdroj

Energetická účinnost řešení s neregulovaným zdrojem je dle očekávání velmi nízká. Energie spotřebovaná hydrogenerátorem je za modelový cyklus $E_{vstup} = 2484$ kWs. To přibližně odpovídá konstantnímu běhu hydrogenerátoru při parametrech $p_p = 200$ bar, $V_g = 32$ cm³/ot, $n = 1465$ ot/min a $\eta_{HM} = 90$ %.

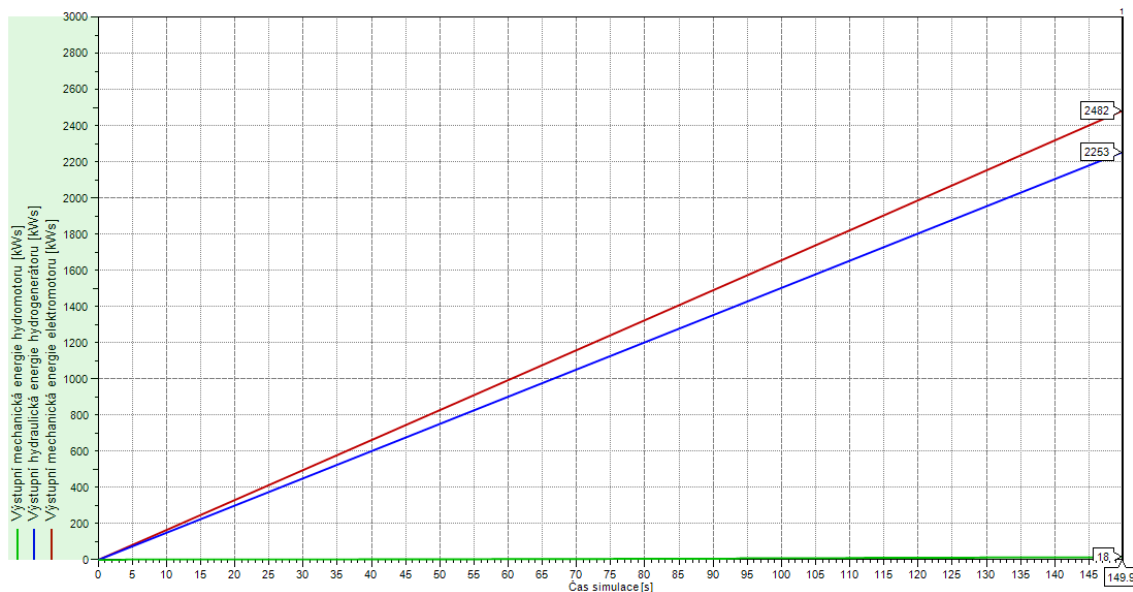
$$M = \frac{p_p * V_g}{\eta_{HM}} = 113,2 \text{ Nm} \quad (52)$$

$$E_{vstup} = P_{vstup} * t = M * n * t = 2605 \text{ kWs} \quad (53)$$

Součet energií vydaných hydromotory v průběhu cyklu je potom $E_{výstup} = 18,4$ kWs.

Účinnost je pak

$$\eta_1 = \frac{E_{výstup}}{E_{vstup}} * 100 = 0,75 \% \quad (54)$$



Obr. 28 – Energie při modelovém pracovním cyklu, řízení škrcením a konstantní zdroj

Extrémně nízká účinnost je dána zejména neregulovaným zdrojem, který způsobí nutnost přebytkovou hydraulickou energii mařit na pojistném ventilu, kterým je dána tlaková úroveň v systému. Další podstatnou složkou zmařené

energie je výkonová ztráta na regulačním prvku, nutnost dodávat hydromotoru energii i při brzdění (plnění odlehčené strany hydromotoru) a průsak regulačními ventily při střední poloze šoupátka.

4.4.3.2 Řízení škrcením a regulovaný zdroj

Vzhledem k charakteru aplikace, kdy se pohony pohybují jen malou část pracovního cyklu, je přínos regulovaného tlakového zdroje z pohledu energetické účinnosti výrazně nižší, než je při jeho nasazení v průmyslových aplikacích obvyklé. Regulovaný zdroj totiž podstatnou část cyklu pouze udržuje tlak v obvodu tím, že kompenzuje své vlastní průsaky a průsaky regulačních ventilu. Je tedy nastaven na velmi malý geometrický objem ($V_g = 0,59 \text{ cm}^3/\text{ot}$), ze kterého vyplývá nízký krouticí moment potřebný pro vyvození nárůstu tlaku, a to

$$M_{tlak} = p_p * V_g = 1,9 \text{ Nm} \quad (55)$$

Celkový krouticí moment potřebný pro funkci hydrogenerátoru je ale výrazně vyšší ($M_{celk} = 12,6 \text{ Nm}$ z výsledků simulace), hydraulicko-mechanické ztráty jsou totiž dány rychlostí otáčení, která je stále $n = 1465 \text{ ot/min}$. Z toho vyplývá, že hydraulicko-mechanická účinnost hydrogenerátoru po většinu cyklu je

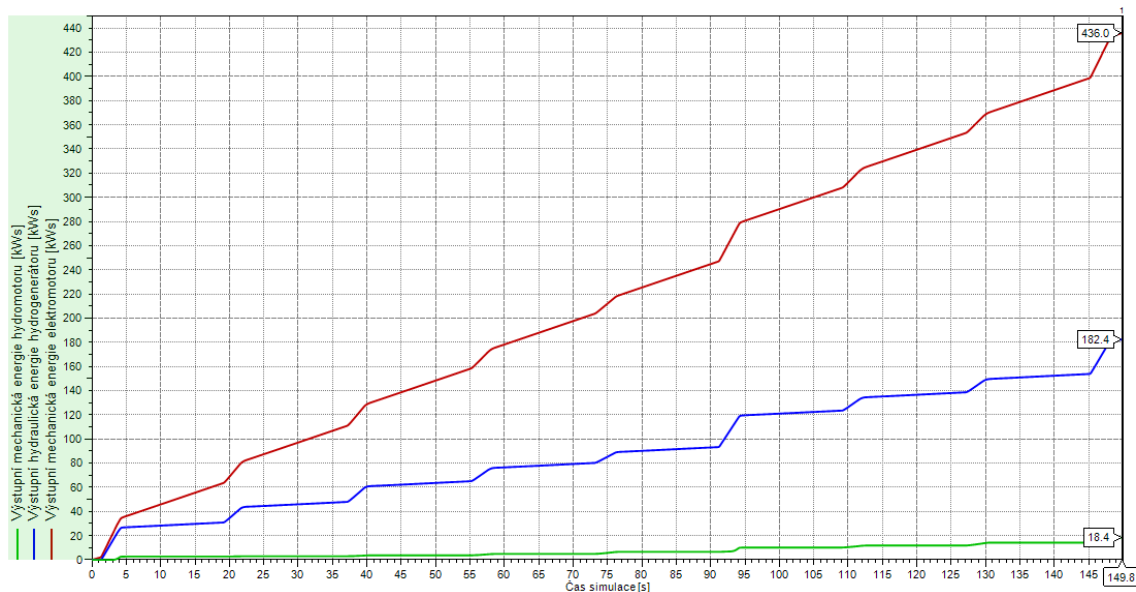
$$\eta_{HM} = \frac{M_{tlak}}{M_{celk}} * 100 = 15 \% \quad (56)$$

Spotřebovaná energie hydrogenerátorem za modelový cyklus je $E_{vstup} = 436 \text{ kWs}$. Výstupní energie je stejná jako v předchozím případě, tedy $E_{výstup} = 18,4 \text{ kWs}$. Účinnost tohoto řešení je tedy

$$\eta_2 = \frac{E_{výstup}}{E_{vstup}} * 100 = 4,2 \% \quad (57)$$

Zlepšení účinnosti ve srovnání s předchozím řešením je způsobeno regulovaným tlakovým zdrojem, ostatní příčiny neúčinnosti jsou shodné s předchozím řešením.

Alternativou k tomuto řešení by mohl být regulovaný tlakový zdroj s využitím otáčkově řízeného pohonu konstantního hydrogenerátoru, přičemž by hydrogenerátor přizpůsoboval svou rychlost otáčení spotřebě systému. Účinnost tohoto řešení by byla obdobná, neboť průsaky hydrogenerátoru nejsou závislé na rychlosti otáčení a tedy na průtoku hydrogenerátorem, a v pracovním režimu krytí ztrát za účelem udržení tlaku v systému by byla naopak objemová účinnost hydrogenerátoru velmi nízká.



Obr. 29 – Energie při modelovém pracovním cyklu, řízení škrcením a regulovaný zdroj

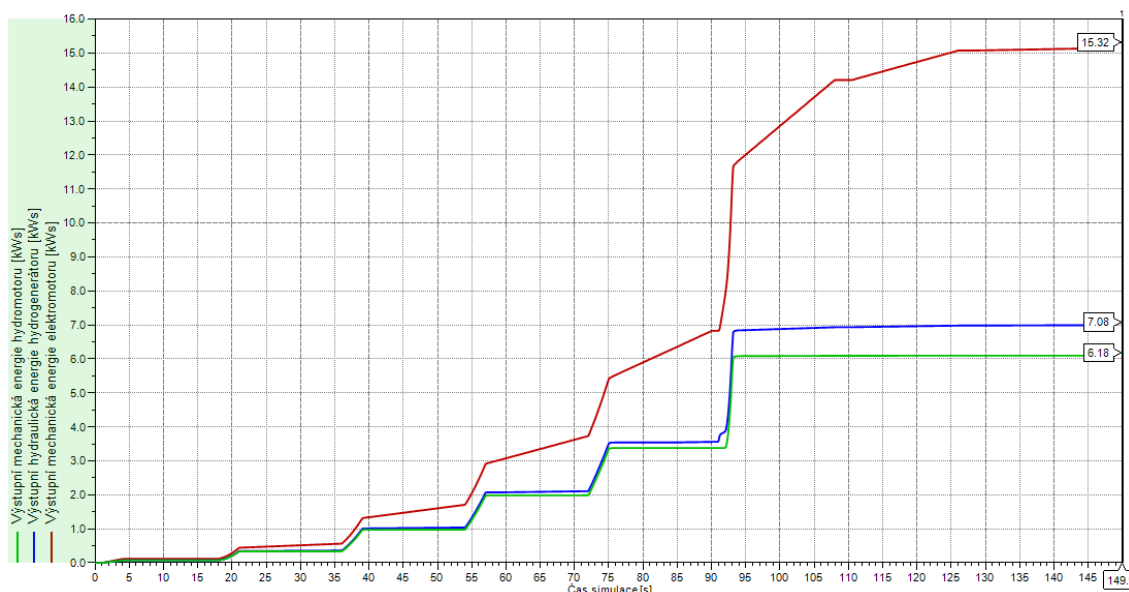
4.4.3.3 Řízení změnou objemu

Účinnost řešení, kdy má každý z pohonů svůj vlastní zdroj a pohon je řízen přímo změnou dodávky zdroje, je podle očekávání výrazně vyšší. I zde je ale celková účinnost zařízení výrazně snížena těmi úseky pracovního cyklu, kdy hydromotor bez pohybu pouze odolává působení síly. Tlakový zdroj v tomto režimu nízkou rychlostí otáčení pouze pokrývá své vnitřní průsaky, jeho výkon je ale nezanedbatelný (krouticí moment je dán velikostí síly) a objemová účinnost hydrogenerátoru je nízká. Na rozdíl od předchozích řešení zde ale nejsou přítomny ztráty na regulačním prvku, neboť se zde regulační prvek založený na škrcení nenachází, a není potřeba dodávat energii při brzděném režimu.

Zde posuzovaná energetická účinnost je vyhodnocena pro jeden pohon, neboť jsou na sobě jednotlivé pohony energeticky nezávislé. V průběhu modelového cyklu spotřebuje hydrogenerátor mechanickou energii o velikosti $E_{vstup} = 15,3$ kW·s. Výstupní mechanická energie odpovídá třetině výstupní energie z předchozích řešení (ta zahrnovala tři pohony), a je tedy $E_{výstup} = 6,2$ kW·s. Energetická účinnost je potom

$$\eta_3 = \frac{E_{výstup}}{E_{vstup}} * 100 = 40,5 \% \quad (58)$$

Z obr. 29 je patrný malý rozdíl mezi výstupní mechanickou energií hydromotoru a výstupní hydraulickou energií hydrogenerátoru, a naopak velký rozdíl mezi výstupní hydraulickou energií hydrogenerátoru a vstupní mechanickou energií hydrogenerátoru. Podstatná část neúčinnosti celého systému je tedy tvořena neúčinností vlastního hydrogenerátoru.



Obr. 30 – Energie při modelovém pracovním cyklu, objemové řízení

Zvolený hydrogenerátor je z nové produktové řady hydrogenerátorů, která je zaměřena na otáčkově řízené aplikace. Jedním z proklamovaných zlepšení v této řadě je výrazně vyšší účinnost hydrogenerátoru v režimu udržování tlaku (tedy udržování síly na hydromotoru). Je tedy pravděpodobné, že skutečná účinnost hydrogenerátoru a tím i celého pohonu bude vyšší, než účinnost zde uvedená, která je vypočítána pomocí standardního modelu účinnosti hydrogenerátoru (popsán v kapitole 3.3.1).

Ve vyhodnocení účinnosti hydraulického pohonu jako celku zde není zahrnuta účinnost elektromotoru, který mění v provozech běžně dostupnou elektrickou energii na energii mechanickou. Ta je v případě asynchronních motorů připojených přímo k elektrické síti pracujících při svých jmenovitých parametrech (obě řešení se společným tlakovým zdrojem) přibližně 90-95 %, její vliv na celkovou (ne)účinnost je tedy velmi malý. V případě synchronního elektromotoru použitému v kombinaci s měničem frekvence (řešení s nezávislými zdroji) je ale účinnost obecně nižší ($\approx 85\%$). Elektromotor navíc podstatnou část cyklu pracuje při velmi nízkých otáčkách (udržování tlaku), kde je účinnost soustavy měnič-elektromotor dále snížena. Vlivem tohoto lze tedy naopak očekávat snížení celkové účinnosti pohonu.

4.4.4 Výsledek srovnání

Na základě výstupů simulací bylo dosaženo závěru, že je pohon řízený změnou objemu schopen dosáhnout kvality regulace požadované uživatelem, a že je jeho energetická účinnost přibližně desetkrát vyšší, než účinnost standardního řešení. Přes svou vyšší cenu (každý pohon potřebuje nezávislý zdroj) tak bylo toto řešení zvoleno coby nejvhodnější a bude dále detailněji popsáno.

4.5 Návrh tlakového zdroje pro objemové řízení

Tlakový zdroj pro přímé spojení s hydromotorem, který byl výše projekčně navržen a poté zvolen coby vhodné řešení, zde bude detailně navržen včetně

periferního hydraulického obvodu. Bude také zpracována možná podoba pohonu z mechanického pohledu.

4.5.1 Hydraulické řešení zdroje

Navržený hydraulický obvod je zobrazen na schématu v příloze č. 1. Jednotlivé prvky na schématu jsou označeny čísla pozic, které budou zde v textu uvedeny vždy v závorce. Hlavními částmi obvodu jsou hydrogenerátor a hydromotor. Hlavní hydrogenerátor (10) je poháněn servomotorem (11). Hydromotor (15) je vybaven snímači tlaku (16, 17) a odměřováním polohy pístu (18). Pracovní větve A a B hlavního obvodu procházejí přes rozvodný blok, na kterém je umístěn směrový ventil (12) a pojistné ventily pro každou z pracovních větví (13, 14). Pojistné ventily umožňují mechanicky nastavit tlak, při jehož dosažení se ventil otevře a spojí danou pracovní větev s beztlakým prostorem nádrže. Takto je možné nezávisle na řídicím systému omezit tlak v pracovní větvi a tím pádem i sílu, kterou může působit hydromotor. Směrový ventil pak slouží k připojení jedné z pracovních větví k plnicímu obvodu, který je do rozvodného bloku také připojen. Plnicí okruh je zpět do nádrže připojen přes zpětný ventil (9), který zajišťuje tlakovou úroveň. Plnicí okruh je dále rozšířen o prvky, které zajišťují filtraci a chlazení pracovní kapaliny. Pro chlazení byl vybrán výměník olej-vzduch KTR PIK 200 (7), který zároveň plní i funkci držáku plnicího hydrogenerátoru (5) a jeho elektromotoru (6). Výměník je zapojen na výtlak plnicího hydrogenerátoru. Mezi výměník a rozvodný blok je zařazen tlakový filtr Bosch Rexroth 50LEN0040 (8) s filtrační vložkou dle DIN 24550 a jemností filtrace 10 μm , což je dostatečné pro prvky zařazené v obvodu. Filtr je vybaven dvoustupňovou elektrickou detekcí zanesení. Základ plnicího obvodu tvoří standardizovaná hliníková nádrž jmenovité velikosti 20 l (1). Nádrž slouží jako zdroj kapaliny pro plnicí okruh, shromažďování průsaků hlavního hydrogenerátoru, kompenzaci objemu pracovní kapaliny odpovídajícímu objemu pístní tyče hydromotoru a pro přepad pracovní kapaliny v případě otevření jednoho z pojistných ventilů. Hladina pracovní kapaliny a její teplota je monitorována pomocí jednotky Bosch Rexroth ABZMS-40 (4), která obsahuje spojitě měření teploty a dvoupolohový plovákový spínač.

Maximální průtok, kterým je potřeba doplňovat hlavní obvod, je dán zejména rozdílem průtoků hydromotoru při maximální rychlosti pohybu, a to

$$Q_{\text{rozdíl}} = Q_A - Q_B = 9,5 \text{ l/min} \quad (59)$$

Zvolen byl zubový hydrogenerátor s vnitřním ozubením Bosch Rexroth PGF2 s $V_g = 11 \text{ cm}^3/\text{ot}$, který při jmenovitých otáčkách čtyřpólového elektromotoru $n = 1440 \text{ ot/min}$ a předpokládané objemové účinnosti $\eta_V = 0,95$ poskytne

$$Q_{\text{plnění}} = V_g * n * \eta_V = 15 \text{ l/min} \quad (60)$$

Tento průtok zajistí jak kompenzaci rozdílu průtoků, tak dostatečný filtrační účinek.

Vzhledem k nízkému tlaku ($p = 5 \text{ bar}$) bude převažující složkou momentové potřeby hydrogenerátoru krytí hydraulicko-mechanických ztrát. Pro tyto případy mají tyto hydrogenerátory přímo udán potřebný výkon elektromotor pro provoz

při tlaku $p < 10$ bar. Ten je v případě zvoleného hydrogenerátoru $P_n = 0,75$ kW. [4], [8]

4.5.2 Tepelné poměry zdroje

Absence výkonových ztrát na regulačním prvku je přínosem i ve směru snížení množství parazitního tepla, kterým je hydraulický systém zatížen. Zbylými zdroji tepla jsou pak zejména zpětný ventil, kterým se udržuje tlaková úroveň v plnicím okruhu, a ztráty hlavního hydrogenerátoru. Teplo se vlivem proudění pracovní kapaliny obvodem soustředí do nádrže, kde je potřeba vyřešit jeho odvod do okolního prostředí. Část odvedené energie zajistí přímo komponenty systému (zejména nádrž) svým povrchem, zbytek lze vyřešit pomocí nucené výměny tepla s okolím, tedy pomocí přídatného chladicího prvku – výměníku.

Předpokládaný průměrný průtok zpětným ventilem v průběhu cyklu odpovídá dodávce plnicího hydrogenerátoru. Tyto dvě hodnoty se liší pouze v případě, že dochází k pohybu hydromotoru a zpětným ventilem tak protéká větší (hydromotor se zasouvá, průtok kapaliny z hydromotoru je větší než průtok kapaliny do hydromotoru), popř. menší (opačná situace) množství pracovní kapaliny. Pohyb hydromotoru ale tvoří menší část cyklu (přibližně 26 s), proto je předpokládaný průměrný průtok stejný, jako dodávka plnicího hydrogenerátoru. Tlakový úbytek pak odpovídá jmenovitému otevíracímu tlaku zpětného ventilu. Tepelné ztráty jsou tedy

$$P_{ztráty_{zp.ventil}} = Q_{plnění} \cdot p_{zp.ventil} = 0,125 \text{ kW} \quad (61)$$

Průměrný ztrátový výkon hlavního hydrogenerátoru byl stanoven z výsledků simulace. Hodnota byla vypočtena jako podíl energie zmařené na hydrogenerátoru a délky trvání simulace. Tato hodnota je

$$P_{ztráty_{HG}} = \frac{E_{vstup} - E_{hydraulická}}{t} = 0,06 \text{ kW} \quad (62)$$

Další zdroje tepla jsou pak například samotné proudění kapaliny všemi prvky hydraulického obvodu a průsaky netěsnostmi hydromotoru (oboje tvoří neúčinnost mezi hydraulickou energií a výstupní mechanickou energií). Tyto ztráty by ale neměly mít co do velikosti zdaleka takový význam jako výše zmíněné.

Chladicí účinek nádrže a výměníku je závislý zejména na rozdílu teplot médií, mezi kterými probíhá přenos tepla. V případě výměníku je pak důležitý ještě průtok těchto médií. Průtok pracovní kapaliny je dán parametry plnicího hydrogenerátoru a průtok vzduchu je dán geometrií a rychlostí otáčení ventilátoru, který je součástí výměníku. Jeho výrobce předpokládá rychlost otáčení $n = 1500$ ot/min a pro tuto rychlost také udává katalogové hodnoty.

Měrný chladicí výkon nádrže je

$$P_{nádržměrný} = 0,0055 \text{ kW/}^{\circ}\text{C} \quad (63)$$

a měrný chladicí výkon výměníku při $Q = 15$ l/min je

$$P_{\text{výměník}_{\text{měrný}}} = 0,017 \text{ kW/}^{\circ}\text{C} \quad (64)$$

Za předpokladu převahy zmíněných dvou zdrojů tepla a dvou zařízení zajišťujících jeho odvod je tepelná rovnice zdroje

$$P_{\text{ztráty}_{\text{zp.ventil}}} + P_{\text{ztráty}_{\text{HG}}} = (P_{\text{nádrž}_{\text{měrný}}} + P_{\text{výměník}_{\text{měrný}}}) * \Delta T \quad (65)$$

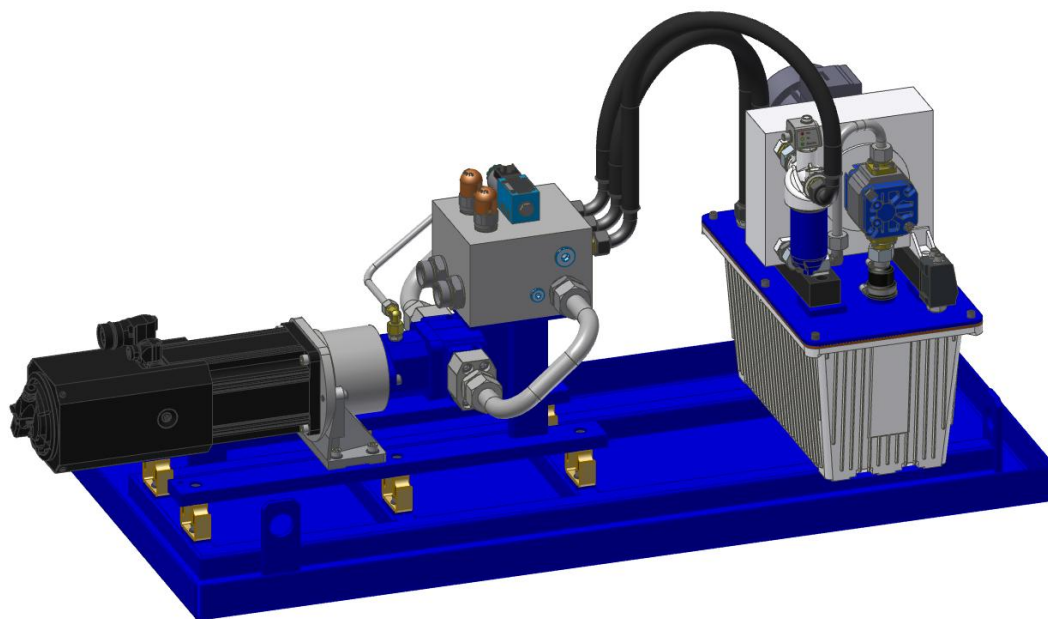
Z tohoto lze určit rozdíl teplot, na kterém se systém v průběhu pracovního cyklu ustálí, a to

$$\Delta T = \frac{P_{\text{ztráty}_{\text{zp.ventil}}} + P_{\text{ztráty}_{\text{HG}}}}{P_{\text{nádrž}_{\text{měrný}}} + P_{\text{výměník}_{\text{měrný}}}} = 8,2 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (66)$$

což po teplotní stránce zajistí při předpokládané teplotě okolí 20-30 °C bezproblémovou funkci celého pohonu. [8]

4.5.3 Konstrukční řešení zdroje

Všechny části navrženého zařízení jsou umístěny na ocelovém rámu vybaveném okapovou vanou, která zajistí sběr pracovní kapaliny uniklé např. při montáži, údržbě nebo při vzniku vnější netěsnosti systému. Na rámu je pak uložena jednotka hlavního hydrogenerátoru, jejíž součástí je i rozvodný blok, a nádrž s plnicím hydrogenerátorem, tepelným výměníkem a filtračním zařízením. Oba hydrogenerátory jsou uloženy pomocí tlumicích elementů, které podstatně sníží přenos vibrací do rámu a zajistí tak nižší hlučnost celého pohonu. Z tohoto důvodu je nutné použít pro hydraulické spojení plnicího obvodu a rozvodného bloku pohyblivé přípoje, tedy hadice.



Obr. 31 – Navržená podoba tlakového zdroje

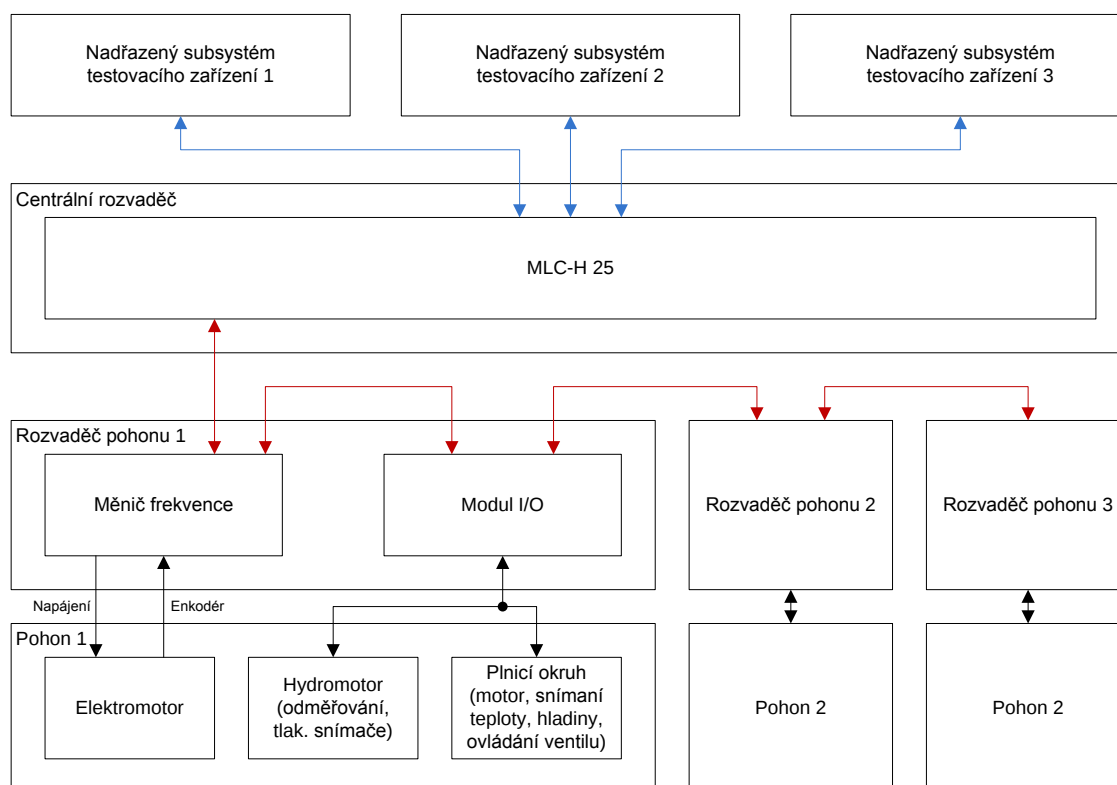
Návrh pohonu z hydraulického i mechanického pohledu byl proveden dle normy ISO 4413. Jedná se zejména o použití pojistných ventilů pro zajištění bezpečného provozu, dále potom použití filtračního a chladicího zařízení, výběr hydromotoru a konstrukci pohonu. [1]

Navržená podoba tlakového zdroje je zobrazena na obr. 31.

4.5.4 Elektronické řešení zdroje

Část elektronického systému je společná pro více pohonů, v této kapitole tedy bude popsáno řešení celého systému obsahujícího tři pohony. Z pohledu elektrické instalace tvoří systém čtyři rozvaděče, a to jeden centrální a tři rozvaděče pro jednotlivé pohony.

Centrální rozvaděč obsahuje systém Bosch Rexroth IndraMotion MLC-H 25, ke kterému jsou přes sběrnici EtherNet/IP (modře na obr. 32) připojeny nadřazené subsystémy jednotlivých zkušebních stavů. Komunikace bude popsána v další kapitole. Kromě MLC jsou v centrálním rozvaděči pouze periferní prvky typu jištění a zdroj napájecího napětí pro MLC.



Obr. 32 – Blokové schéma řídicího systému

V každém rozvaděči pohonu je pak umístěn měnič frekvence a vzdálený vstupně výstupní (I/O) modul systému MLC. Oba zmíněné prvky jsou k systému MLC připojeny přes sběrnici Sercos III (červeně na obr. 32), která podporuje sběrniceovou topologii, takže je možné k nadřazenému prvku připojit pouze jeden podřízený a následující podřízené prvky vždy k předchozímu podřízenému. Takto je zajištěno, že je každý rozvaděč pohonu s centrálním rozvaděčem spojen pouze jediným kabelem. Tyto rozvaděče jsou pak nezávisle připojeny k elektrické síti a mají vlastní jištění a zdroje pro elektronické komponenty. Všechny komponenty

pohonu jsou připojeny do tohoto rozvaděče. Do I/O modulu je připojeno odměřování, tlakové snímače, směrový ventil a komponenty plnicího zařízení (stav filtru, teploty a výšky hladiny pracovní kapaliny, stykač motoru plnicího hydrogenerátoru). K měniči frekvence, který je k elektrické síti připojen přes filtr, je přes výstupní tlumivku připojen elektromotor hlavního hydrogenerátoru. Dále je k měniči připojen integrovaný enkodér elektromotoru a také elektromotor nuceného chlazení, kterým je elektromotor vybaven. Použití filtru a tlumivky je doporučením ze strany výrobce. [9], [10]

Blokové schéma systému je znázorněno na obr. 32. Schémata rozvaděčů pohonů a pohonů 2 a 3 jsou totožná s rozvaděčem pohonu a pohonem 1, proto jsem zakreslena pouze jedním blokem.

4.5.5 Popis komunikace

Vzhledem ke struktuře systému, kdy je pro řízení všech hydraulických pohonů použit jeden elektronický komponent (MLC), který ale dostává pokyny ze třech různých zdrojů (nadřazené subsystémy každého zkušebního stavu), bylo zvoleno, že z pohledu komunikace po sběrnici EtherNet/IP bude MLC nadřazeným prvkem a k němu připojené zdroje pokynů budou podřazenými prvky. Tato volba nemá vliv na směr toku informací – je obousměrný. MLC si s nadřazenými subsystémy jednotlivých zkušebních stavů vyměňuje datové objekty, jejichž struktura je smluvená a nastavená/naprogramovaná na obou stranách. Výměna probíhá buď cyklicky (pravidelná komunikace), nebo acyklicky, což se týká informací přenášených jednorázově (např. změna parametrů regulátorů, nastavení silového omezení) nebo s velmi nízkou frekvencí (př. zapnutí plnicího hydrogenerátoru, zanesení filtru). Pravidelná výměna obnáší zejména informace k polohování (cílová poloha, rychlost, zrychlení, zahájení polohování, dosažení polohy) a informace ke stavu pohonu (výskyt chyb, reset chyb). Obdobně probíhá komunikace mezi MLC a měniči frekvence po Sercos III. [9], [10]

5 ZÁVĚR

Práce popisuje systematický návrh regulovaného hydraulického pohonu pro specifickou aplikaci, a to z komplexního pohledu od mechanické stránky přes hydraulickou až po elektronickou. Hlavním cílem práce bylo zajištění dostatečné úrovně kvality regulace pro tuto aplikaci dle zadání a požadavků uživatele. S ohledem na všeobecný požadavek dnešní doby na energeticky úsporná řešení strojů a zařízení byla v rámci práce řešena rovněž účinnost hydraulického pohonu.

Po úvodu, kde je formulována aplikace, je čtenář seznámen se základními principy hydraulických systémů, jejich komponentami a možnostmi řízení. Dále je navrženo několik možných řešení, jejichž funkce z pohledu kvality regulace a energetické účinnosti je srovnána. Práce zdaleka nevyčerpává všechny možnosti realizace, kterých je v hydraulických systémech celá řada, zabývá se pouze zvolenými záměrně kontrastními řešeními – jednoduché (a také „zastaralé“), složitější (aktuálně „standardní“ a „zavedené“) a pokrokové (se snahou nekonvenčního řešení dle aktuálně přicházejících trendů). Zvolené řešení je pak dále rozpracováno a popsáno.

Práce se nezabývá detailním popisem jednotlivých uzlů zvoleného řešení, ale navrhuje koncepci hydraulického systému sestaveného pomocí standardních a funkčně osvědčených komponentů.

Podstatným výstupem práce je potvrzení předpokladu, že standardní koncepce hydraulických systémů nevynikají vysokou účinností, a vzhledem narůstající důležitosti této vlastnosti nejen v průmyslu je potřeba při návrhu hydraulických systémů využít nových možností, které přineslo spojení sofistikovaných elektrických a hydraulických zařízení.

Problematikou energetické účinnosti hydraulických systémů, které jsou stále pro řadu aplikací nenahraditelné, bych se chtěl zabývat ve svém dalším studiu a pokusit se navrhnout obecnou metodiku pro návrh energeticky účinných systémů. Nejprve je ale potřeba podrobně jak teoreticky tak experimentálně prozkoumat energetickou účinnost a její závislost na pracovním režimu jednotlivých prvků, a to zejména frekvenčně řízených elektropohonů a hydrogenerátorů, ke kterým je obecně od výrobců dostupné velmi malé množství informací, zvláště pak jsou-li provozovány při jiných než jmenovitých parametrech.

6 LITERATURA

- [1] ČSN EN ISO 4413. *Hydraulika – všeobecná pravidla a bezpečnostní požadavky na hydraulické systémy a jejich součásti*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [2] *Electrohydraulic Proportional and Control Systems*. Ditzingen: OMEGON Fachliteratur, 1999. ISBN 0-7680-0538-8.
- [3] NOSKIEVIČ, Petr. *Modelování a identifikace systémů*. Ostrava: Montanex, 1999. ISBN 80-722-5030-2.
- [4] *Product catalog Industrial hydraulics – Part 1: Pumps*. Lohr: Bosch Rexroth, 2013.
- [5] *Product catalog Industrial hydraulics – Part 3: Cylinders*. Lohr: Bosch Rexroth, 2013.
- [6] *Příručka hydrauliky, Svazek 1 – Základy hydraulických systémů a základní hydraulické komponenty*. Brno: Bosch Rexroth, 2005. ISBN 978-3-9814879-0-9.
- [7] *Příručka hydrauliky, Svazek 2 – Proporcionální a servoventilová technika*. Lohr: Mannesmann Rexroth, 1991. ISBN 3-8023-0898-0.
- [8] *Příručka hydrauliky, Svazek 3 – Projektování a konstrukce hydraulických zařízení*. Lohr: Mannesmann Rexroth, 1988. ISBN 3-8023-02664.
- [9] *Rexroth HydraulicDrive 13VRS Central Controller Functional Description – Application Description*. Lohr: Bosch Rexroth, 2013.
- [10] *Rexroth IndraDrive Drive Systems with HMOV1/02 HMS01/02, HMD01, HCS02/03 – Project planning manual*. Lohr: Bosch Rexroth, 2013.
- [11] *Rexroth IndraDyn S MSK Synchronous Motors – Project planning manual*. Lohr: Bosch Rexroth, 2013.
- [12] SOUČEK Pavel. *Elektrohydraulické servomechanizmy*. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1992. ISBN 80-01-00376-0.
- [13] SOUČEK, Pavel. *Servomechanizmy ve výrobních strojích*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02902-6.
- [14] ŠVARC, Ivan. *Automatické řízení*. Brno: CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4398-3.
- [15] *Temposonics: R-Serie Catalog* [online]. MTS Sensor Technologie, 2014 [cit. 2015-05-26]. Dostupné z: http://www.mtssensor.de/fileadmin/medien/downloads/datasheets/rserie_katalog_e.pdf

7 PŘÍLOHY

- 1) Hydraulické schéma navrženého systému