



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

**KONSTRUKČNÍ NÁVRH HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU
ROBOTICKÉHO EXOSKELETONU**

DESIGN OF A HYDRAULIC PRESSURE SYSTEM OF A POWERED EXOSKELETON

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Tomeček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Bc. Michal Tomeček
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.
Akademický rok:	2020/21

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:

Konstrukční návrh hydraulického systému robotického exoskeletonu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Úkolem diplomanta je vypracování návrhu nové konstrukce robotického exoskeletonu za použití volně dostupných informací v tomto odvětví tak, aby byla vytvořena nová kvalita s přidanou hodnotou. Nedílnou součástí je provedení návrhů možných konstrukčních variant, uvažující vývoj a aplikaci jednotlivých klíčových strojních komponent (zmenšení rozměrů pohonu, konstrukční materiály, atd.). V poslední fázi plnění cílů zadání student vypracuje počítačový nebo reálný model exoskeletonu a provede zátěžový test.

Cíle diplomové práce:

Rešerše v oblasti robotických protéz a exoskeletů.

Kritické zhodnocení konstrukce a aplikace v současnosti používaných robotických protéz a exoskeletů.

Návrh nejméně dvou variant konstrukčního řešení.

Vyhodnocení variant z technického a ekonomického hlediska multikriteriálním hodnocením.

Podrobný konstrukční návrh vybrané varianty.

Potřebné výpočty, schémata obvodů.

Vypracování výkresové dokumentace, 3D CAD model (sestava, podsestava, nejméně 5 dílenských výkresů).

Simulace funkce nové konstrukce.

Zpracování zátěžového testu nové konstrukce během její aplikace.

Analýza rizik nové konstrukce.

Kritické vyhodnocení dosažených výsledků DP.

Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.

KOLÍBAL, Zdeněk. Roboty a robotizované výrobní technologie. První vydání. Brno: Vysoké učení technické v Brně - nakladatelství VUTIUM, 2016. ISBN 978-80-214-4828-5.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.


Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21.

V Brně, dne 13.10.2020





doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu



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

ABSTRAKT

Hlavním cílem této diplomové práce je navrhnout hydraulický systém pro pohon robotického exoskeletu. Nejprve se práce zabývá průzkumem volně dostupných řešení exoskeletů, následně je provedena systémová analýza hydraulických prvků systému a jejich užití pro tuto aplikaci. V druhé půlce práce je poté věnována samotnému návrhu hydraulického systému a konstrukčnímu návrhu nového řešení, které je následně otestováno zátěžovou simulací v programu Autodesk Inventor. V závěru práce je provedena analýza rizik a kritické zhodnocení dosažených výsledků diplomové práce.

ABSTRACT

The main goal of this diploma thesis is to design a hydraulic system for robotic exoskeleton actuation. In the first part of the thesis a list of available sources of exoskeleton designs, is presented, followed by a thorough systematic analysis of hydraulic system elements and their use for this application, is made. The second part of the thesis consists of the hydraulic system design, as well the mechanical design for the hydraulic system which is subsequently tested structurally in the Autodesk Inventor software. The last part of the thesis consists of risk analysis and critical evaluation of thesis' results.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hydraulický systém, exoskeleton, robotický, konstrukce

KEYWORDS

Hydraulic system, exoskeleton, powered, design

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TOMEČEK, Michal. *Konstrukční návrh hydraulického systému robotického exoskeletonu*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/137229>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat mému vedoucímu práce doc. Ing. Radkovi Knoflíčkovi, Dr. za cenné rady a za to, že to se mnou nevzdal. Dále bych chtěl poděkovat všem těm, kteří mě v posledních letech podpořili, bez Vás by tato práce nespátřila světlo světa. A v poslední řadě velké díky patří panu Brandonu Christopheru McCartneymu za jeho duševní podporu.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Radka Knoflíčka, Dr. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 13. 8. 2021

.....

Tomeček Michal

OBSAH

1	ÚVOD	11
2	PŘEDSTAVENÍ WEARABLE ROBOTS	12
2.1	Exoskeletony	13
2.2	Historie	15
2.2.1	Vojenské a průmyslové zaměření	15
2.2.2	Lehké exosuity	16
	Exosuit architektura	17
2.2.3	BLEEX	19
2.2.4	Ekso (eLEGS)	21
2.2.5	HAL	22
2.3	Těžký exoskeleton	23
	Rayethon XOS 2 "	23
3	SYSTÉMOVÝ ROZBOR PRVKŮ HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU	24
3.1	Základní principy	24
3.2	Vlastnosti hydraulických zařízení	26
3.3	Součásti hydraulických systémů	27
3.3.1	Hydrogenerátory	27
3.3.2	Hydromotory	29
3.3.3	Ovládací a regulační prvky	31
3.3.4	Příslušenství	34
3.4	Typy hydraulických obvodů	35
3.4.1	Otevřený obvod	35
3.4.2	Uzavřený obvod	36
3.5	Principy regulace hydraulických pohonů	37
3.5.1	Regulace škrcením	37
3.5.2	Regulace změnou objemu	38
3.6	Řízení polohy hydraulických pohonů	38
4	ANALÝZA CÍLŮ PRÁCE	40
4.1	Definice problému	40
4.1.1	Analýza problému	40
4.1.2	Návrh pohonu exoskeletonu	42
4.1.3	Návrh mechanického kloubu exoskeletonu	44
4.1.4	Návrh hydraulického obvodu systému	45
5	VÝPOČTOVÁ ČÁST PRÁCE	48
5.1	Výpočet hydromotoru exoskeletu	48
5.2	Výpočet hydrogenerátoru	51
6	KONSTRUKČNÍ NÁVRH	55
7	ZHODNOCENÍ A DISKUZE	63
8	ZÁVĚR	77
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	79
10	SEZNAM OBRÁZKŮ	83
11	SEZNAM TABULEK	85

12	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	87
13	SEZNAM PŘÍLOH.....	89

1 ÚVOD

Pro člověka chůze patří mezi jeho přirozené chování a pohyb, při níž se v těle zaktivuje velké množství svalů a kloubů. V případě, že nějaký sval či kloub nesplňuje svou funkci, dochází u člověka k omezení pohybu někdy až kompletnímu znehybnění. V takovýchto případech je zapotřebí rehabilitace a pro tyto účely se nově rozvíjí odvětví robotických exoskeletů, které mohou tuto rehabilitaci značně zpříjemnit a zkrátit.

Robotické exoskelety (taktéž známy jako *wearable robots*) jsou komplexní zařízení, které propojují odvětví mechaniky, elektroniky a biologie v jednom, kdy v této práci bude věnována pozornost všem těmto odvětvím. Každý systém uvnitř exoskeletu vyžaduje pečlivý návrh tak, aby bylo možné vytvořit navzájem kompatibilní soustavu. Exoskelety následně dělíme na skupiny *hard exoskeleton* a *soft exosuits*. V libovolném případě se jedná o využití exoskeletu za účelem zvýšení efektivity a výkonu uživatele.

Tato práce se bude zabývat návrhem a otestováním konstrukce exoskeletu a návrhem hydraulického systému pro jeho funkci. Nosná konstrukce exoskeletu je navržena z hliníkových profilů, kolenního, hlezenního kloubu, chodidla a bederní opory s rozvaděčem pro upevnění hydraulických a elektronických prvků.

Motivací pro tuto práci byl fakt, že je toto odvětví pouze v zárodcích a možnosti pro zkoumání jsou prozatím takřka neomezené. Dále pak motivací byl můj vlastní zájem v tomto odvětví a také získání cenných zkušeností při návrhu takovéto konstrukce, pevnostních výpočtech a všech potřebných činnostech souvisejících s vypracováním této práce.

2 PŘEDSTAVENÍ WEARABLE ROBOTS

Wearable robots (dále jen WRs) jsou mechanické konstrukce určené k nošení lidským uživatelem. Jedná se tedy o propojení člověka se strojem, kdy se stroj snaží, co nejpřesněji napodobit pohyb uživatele. Aby byl uživatel schopen nosit takto navržený stroj, je nutné, aby byl řádně navržen z pohledu biomechaniky, mechaniky, elektroniky a dalších odpovídajících technologických odvětví spojených s vývojem. WRs je možné rozdělit do podskupin, kam patří tvrdé exoskelety a lehké exoskelety. V obou případech je tento stroj nošen za účelem zvýšení výkonu uživatele, nebo také za účelem náhrady chybějící končetiny.

Tato strojní koncepce umožňuje propojení a integraci dvou samostatných systémů člověk-robot. Účelem tohoto spojení pro výrobní proces je schopnost lidského uživatele nahradit funkcionalitu již existujících strojních konceptů v obtížném prostředí pro manipulaci, nebo v případech, kde je nutná flexibilita pracovníka.



Obr. 1)Wearable robots [1]

U těchto technologií je apelováno především na co nejnižší invazivnost do lidského systému. Tento fakt spojený s velice specifickými rozměry a požadavky na uživatele, tzn. exoskelet je “ušíť” na míru uživatele, a vytváří produkt, jenž má za úkol optimálně zlepšit funkčnost či pohybové schopnosti pouze daného uživatele. V dnešní době téměř o 100 let později, oproti původním koncepcím, které obsahovaly spíše posilovače dolních končetin, se setkáváme s několika verzemi aktivních končetinových protéz. Tyto aktivní exoskelety jsou převážně stále v předváděcích fázích či testování. Mnohé z nich jsou stále ještě vyvíjeny v laboratořích, kde jsou podrobeny různým testovacím procesům. Wearable robots jsou tím pádem stále v zárodcích, kde je zapotřebí mnohých inovací všech možných technických odvětví – např. kinematika, dynamika, materiálové vědy, energetika či řízení PLC.

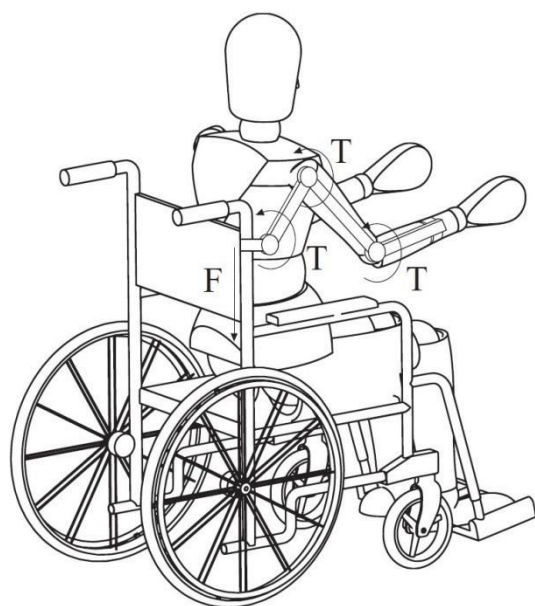
Následující klasifikace zohledňují funkce vykonávané ve spolupráci s člověkem:

- posilující robotické exoskelety. Původně nazývané *extenders* (Kazerooni, 1990), byly definovány jako skupiny robotů, které rozšiřují sílu lidské končetiny mimo své přirozené schopnosti při zachování lidského řízení. Mezi jedinečné designové aspekty extenderů patří primárně kladený důraz na konstrukci, jež připomíná strukturu lidské anatomie
- Ortopedický robot. Ortéza je mechanické konstrukce, která je podobná anatomii lidské končetiny. Jejím cílem je obnovit ztracené nebo slabé funkce, např. nemoci nebo neurologické poruchy.
- Protetický robot. Protéza je nositelné robotické elektromechanické zařízení pro nahrazení ztracené končetiny po amputaci. Ovládání, snímání a kontrolu zajišťuje inteligentní technologie. [4]

2.1 Exoskelety

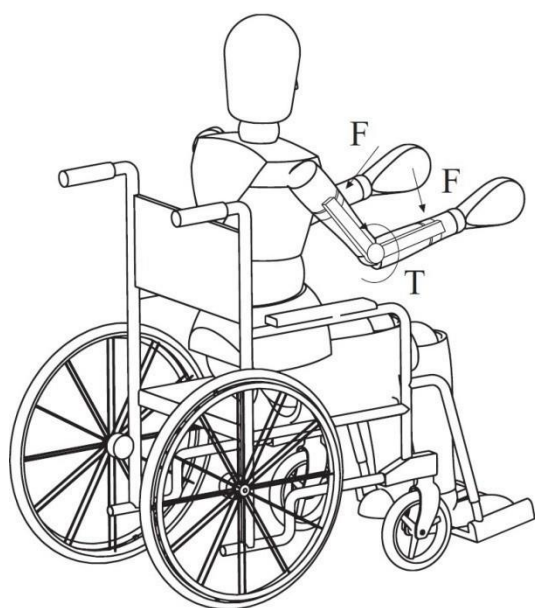
Exoskelety jsou komplexní robotické konstrukce, jež nachází uplatnění zejména ve vojenských oblastech či v rehabilitačním prostředí. Velice důležitým designovým prvkem exoskeletů je jeho schopnost simulovat kinematické a dynamické řetězce lidských končetin a kloubů. Díky tomuto požadavku na konstrukci exoskeletů je zapotřebí vysoká přesnost mezi jednotlivými řetězci, ať už se jedná čistě o mechanické vlastnosti nebo komunikaci s řídicí jednotkou. Tato interakce člověka a exoskeletu tvoří přímou fyzickou konfiguraci master-slave, kde lidský operátor je master a exoskelet slave. Druhou konfigurací je konfigurace nepřímá a zde se jedná o dálkové řízení robotického exoskeletu Souhra exoskeletu a končetinou uživatele je dosažena buďto užitím částečného nebo komplexního propojení. Aplikace a požadavky uživatele určují finální koncept propojení.

U komplexního spojení sledujeme záměr zvýšit uživatelskou sílu. Tyto aplikace vyžadují komplexní mechanickou konstrukci, která funguje spíše jako samostatné zařízení, které nese sebe samo a uživatel pocítuje pouze částečně dopad reakčních sil konstrukce. K přenosu energie mezi končetinami uživatele a robotem slouží pohony jednotlivých končetin exoskeletu a odpovídající sensorika. [3]



Obr. 2) Komplexní propojení [3]

U exoskeletových ortéz, tj. exoskeleton jako funkční náhrada lidských končetin, je využito principu částečného propojení. Uživatelovy končetiny slouží k přenosu sil a energií od exoskeletu. Tyto ortézy jsou především využívány k náhradě funkčnosti lidské končetiny. V těchto případech je částečné spojení exoskeletu neuzemněné, tedy síla je používána pouze mezi exoskeletem a končetinou.



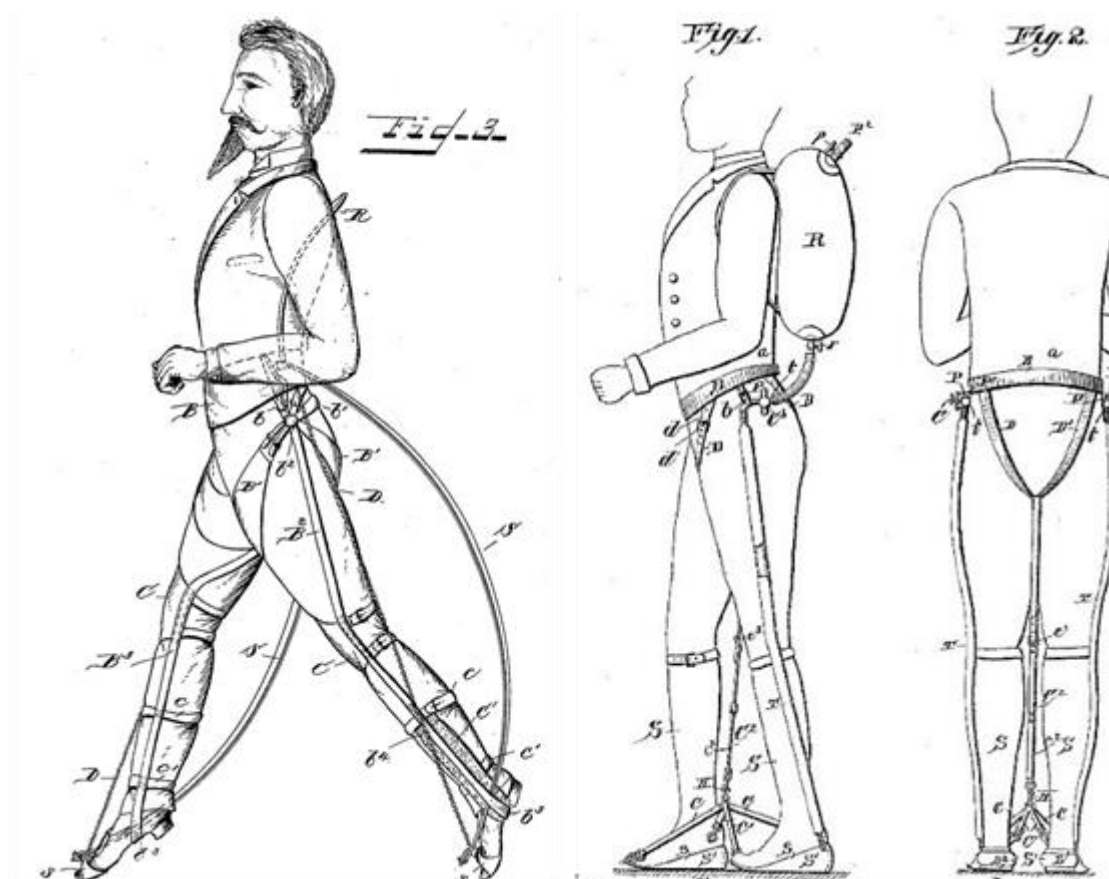
Obr. 3) Částečné propojení [3]

Robotické exoskelety fungující na principu částečného propojení vyžadují vysokou úroveň kinematického propojení s uživatelem. Interakce uživatelova kloubu a kloubu exoskeletu musí být bezproblémová, aby bylo možné předejít hlavnímu problému vznikajícím z tohoto nesouladu – poškození pohybové funkčnosti uživatele.

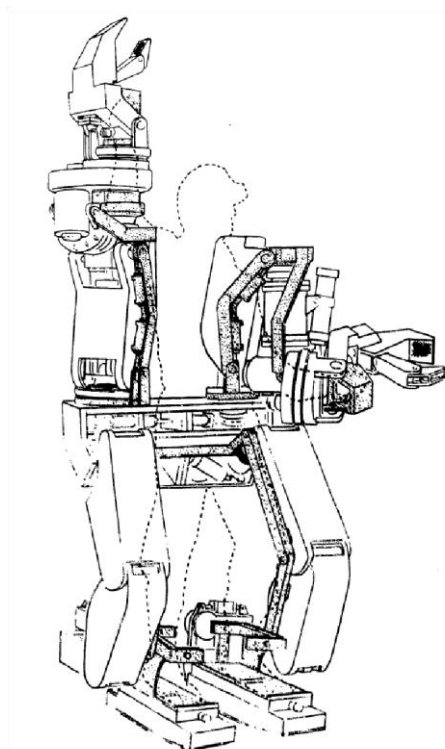
2.2 Historie

2.2.1 Vojenské a průmyslové zaměření

Nejstarší exoskeleton, jako asistenční zařízení pro chůzi, skákání a běh, byl vyvinut v roce 1890. Tvůrcem tohoto exoskeletonu byl ruský vynálezce Nicholas Yagn. První prototypy používaly k podpoře uživatele dlouhé listové pružiny, které byly vedeny paralelně ke končetinám za účelem zvýšit schopnosti běhání vojáků ruské armády. Další prototypy ukazují návrhy, kde bylo využito naplněných vaků se stlačeným plynem či kapalinou. Ačkoliv byl tento Yagnův mechanismus patentován, neexistují dokumenty, které by nasvědčovaly tomu, že by tento přístroj byl někdy zkonstruován. I tak slouží tento patent, jako první koncepční návrh využití poháněného exoskeletonu za pomoci pneumatického či hydraulického ústrojí.



Obr. 4) Yagnův oblek s pružinami [12], bblek se stlačeným plynem [13]



Obr. 5) Hardiman [15]

Roku 1980 se vědci z Los Alamos National Laboratory snažili vytvořit oblek s názvem *Pitman*, plně poháněný exoskeleton pro účely americké armády. Ten se bohužel nikdy nedostal na světlo světa.

Další koncepce pro exoskelet schopný manipulace s materiálem se uchopil roku 1996 H. Kazerooni. Tento návrh využívá oblek s 8 pasivními (3 pro každou nohu a 1 pro každou ruku) a 18 elektricky poháněnými klouby (4 pro nohu a 5 pro ruku) s plnou kontrolou řízení. Podle dostupných informací byly paže a nohy zřejmě realizovány a testovány samostatně.

2.2.2 Lehké exosuity

Exoskeleton boots

Z důvodu, že exoskeletony mají disponovat vlastním zdrojem energie, se jejich vynálezci často potýkají s problematikou váhy a přenosnosti. Vědecký tým z North Carolina State University se této oblasti věnoval hlouběji a přišel s novou koncepcí – Exoskeleton boots. Jedná se o lehkou konstrukci, která funguje na bázi pasivní energie. Uživatel při chůzi vynaloží menší množství energie, a to vše díky jednoduchému systému pružino-západkového mechanismu.

Výzkumný tým pod vedením Gregory Sawickiho postavil funkční mechanismus paralelní s lidskou fyziologií. Tato koncepce využívala mechaniky lidského chodidla, kdy při chůzi dopředu se noha zhoupne a potenciální energie pružnosti se uloží převážně do Achillovy šlachy stojné nohy. Tato energie se uvolní, když chodidlo stojné nohy tlačí do země a pata se zvedne při pohybu těla dopředu. Tento jev by se dal přirovnat ke katapultu v kotníku. Aby bylo

možné využít tuto nashromážděnou energii, je zapotřebí, aby lýtkový sval byl schopen odolat zvýšenému natažení svalů. Jedná se takto o jistou neefektivitu svalové filozofie.

Výzkumný tým posléze navrhnul a postavil rám exoskeletové boty z uhlíkových vláken. K zadní straně rámu byla připojena pružina, těsně pod kolenní jamkou, kde je napojena k mechanické spojce. V moment, kdy se začne Achillova šlacha protahovat, spojka se dostane do záběru a pružina napodobuje funkci šlacha a pomáhá uchovat energii. Zařízení pomáhá pouze při normální rychlosti chůze po rovném povrchu. Momentálně se pracuje na zvýšení rozsahu jeho používání. [28]



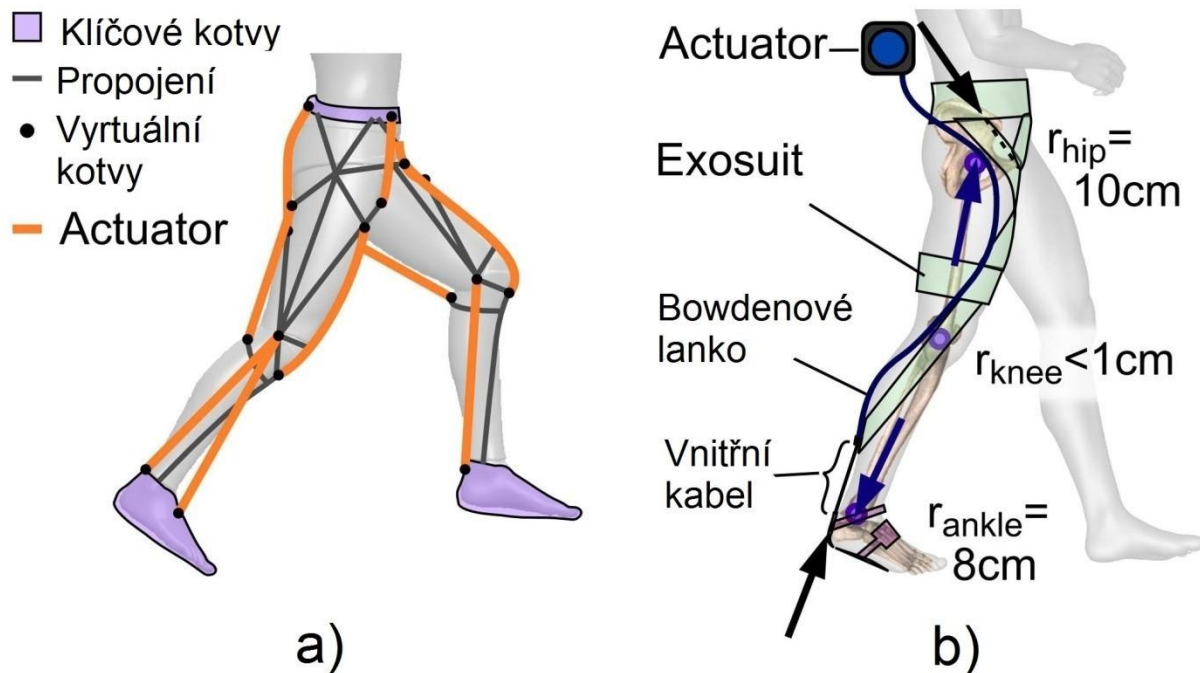
Obr. 6) Exoskeleton boots [28]

Exosuit architektura

Tyto exoskelety se vyznačují lehkostí své konstrukce, a to převážně díky jejich integraci oděvu ze strukturovaných textilií, které fungují jako tělesné úchyty. Textilie následně přenáší část zatížení přes tělo. Exosuity mají hlavní koncepci v tom umožnit uživateli bezpečně přichytit exoskelet k uživateli a za relativního pohodlí, umožnit přenášet pracovní sílu těla skrze textilie. Pro tyto účely je textilie navržena tak, aby biologicky odpovídala nejvhodnějšímu umístění na těle pro tvorbu momentu v kloubech. K tomuto se využívá tvorby tzv. virtuálních kotevních bodů (obr. 7), kde se definují klíčové části těla, jež jsou vhodné pro podporu zatížení a mají vysokou tuhost, např. nohy a pánve.

Dřívější exosuity fungovaly na bázi pneumatických pohonů, které byly orientovány pro klouby v sagitální rovině. Těmto pohonům se říká *monoarticular architecture* (jednokloubová architektura), jelikož každý akční člen podporuje pouze jeden kloub v jednom směru pohybu. [4]

Další variantou architektury návrhu exosuitu je vytvoření multiarticular architecture (vícekloubová architektura), které usměrňují vznikající silové odpory na tělo mezi pohony a klíčové prvky exosuitu. Díky tomuto navržení jsou vznikající odpory přetvořeny na prospěšné momenty v oblastech aktivních kloubů.



Obr. 7) Vedení bowdenového lanka [4]

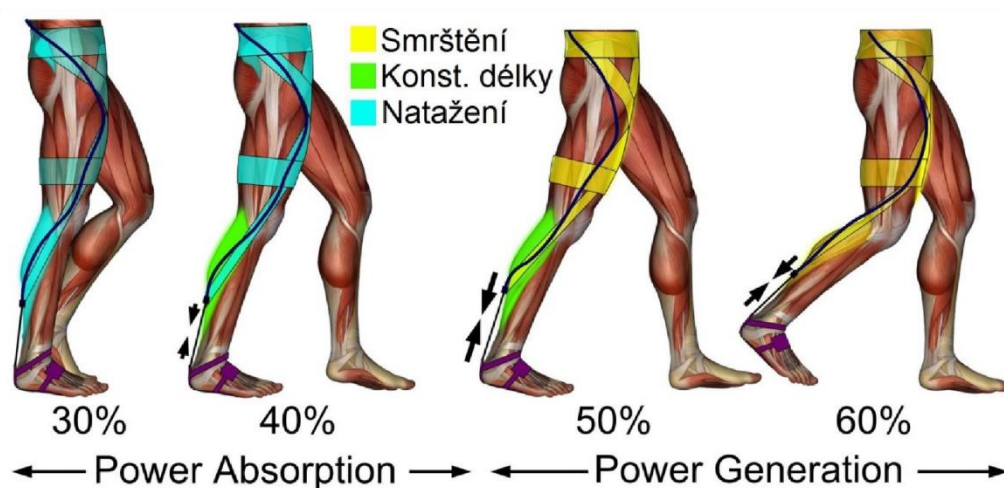
Vyspělejší exosuit je zobrazen na obr. 8). Jedná se o exosuit, který je poháněn převodovými motory a bowdenovými lanky. Tyto kabely jsou schopny efektivně přenášet síly mezi pohonem a jednotlivými částmi exoskeletu. Exosuit je připevněn k uživateli na specifických místech – pata, kosti kyčelní pánve. Dále pak obr. 8) znázorňuje síly v sagitální rovině, kde:

- černé šipky znázorňují silové působení exosuitu v důsledku jeho užívání,
- modré šipky znázorňují reakční silové působení ve středech kloubů, kde slouží jako kostní podpora



Obr. 8) Soft clothing-like exosuit s Bowdenovými lanky[6]

Obr. 9 zobrazuje, jak multikloubní *exosuit* využívá momenty na boku a kotníku současně s hlavními svaly během cyklu chůze. Během této fáze chůze lýtkové svaly a šlachy tlačí tělo nahoru a dopředu, kyčelní svaly a vazy dodávají noze moment směrem dopředu. *Exosuit* absorbuje a přenáší energii následujícím způsobem: pohony působí na nataženou pevnou délku materiálu, ten tahovými silami vykonává pohyb končetiny a tkáň pod oblekem se naopak smršťuje při pohybu dopředu. Po fázi absorpce energie, se oblek elasticky zatahuje a vrací energii zpátky do těla. [4]



Obr. 9) Svaly ve fázi chůze [4]

2.2.3 BLEEX

Berkeley lower extremity exoskeleton je nositelný robot představený roku 2004 jako projekt Kalifornské univerzity v Berkeley, *Human Engineering and Robotics Laboratory*. BLEEX je přitom určený jako podpora pro vojáky, hasiče, zásahové jednotky při katastrofách, nebo pro pracovníky, kteří manipulují s velkými zátěžemi, jako např. potraviny, zásobování a

komunikační rozhraní. BLEEX by měl těmto skupinám pomoci univerzálně manipulovat s dlouhodobým zatížením do 34 kg. Zbytek zátěže nese samotný uživatel exoskeletu a dále exoskelet dopomáhá uživateli k základním lidským pohybovým úkonům, jako jsou dřepy, ohýbání, zdolání strmých cest, a to vše včetně schopnosti nést výše zmíněná velká břemena.



Obr. 10) BLEEX [5]

Cílem projektu BLEEX bylo vytvořit exoskelet, který bude mít vlastní přenositelný zdroj energie a bude podporovat člověka zvýšením jeho síly a vytrvalosti. Tyto požadavky byly dosaženy, aniž by došlo k obětování ergonomie, obratnosti a lehké a odolné konstrukce. [5]

2.2.4 Ekso (eLEGS)

Tento exoskeleton vytvořený spol. Ekso Bionics má za cíl zaujmout především paraplegiky svou schopností podpory vzpřímeného pohybu. Pro nemocnice a rehabilitační centra byl vytvořen i komerční model, kterým společnost doufá v rozšíření této technologie mezi širší populaci.



Obr. 11) Ekso (eLEGS) [18]

Rám exoskeletu je sestaven z karbonového rámu, který je navržen tak, aby co nejvíc napodoboval lidskou kostru. Pohon exoskeletu je zajištěn čtyřmi elektrickými motory. Jsou poháněny baterií, která se nachází na zádech exoskeletu. Exoskelet obsahuje 15 senzorů, které mají se spojením s počítačem mají za cíl simulovat nervový systém uživatele. [18]

2.2.5 HAL

Zkratka HAL pochází z anglického spojení *Hybrid Assistive Limbs*. HAL je klasifikován jako Cybernoid a bionický oblek. Cybernoid je hybridní systém pro rozšíření schopností člověka za pomoci robotických končetin na bázi kybernetických technologií. Tyto končetiny jsou řízeny myoelektrickými signály, jako u skutečných končetin. Bioelektrické signály obsahují *myoelectricity*, užitečné a spolehlivé informace pro řízení lidského pohybu. Nositel získá fyzickou podporu přímo z nervového systému použitím bioelektrických signálů, které lze mnohem snadněji realizovat manuálním řízením, stejně jako je joystick.

HAL 5 je postaven z niklu, molybdenu a speciálně navrženého duralu (slitina hliníku), který se užívá u letounů Zero z druhé světové války. Rám je sestaven pro podporu těla nositele, pohonných jednotek (aktuátory a motory) instalované na klouby kyčlí, kolen, ramen, loktů a senzorů pro zachycení bioelektrických signálů na povrchu kůže, úhlových senzorů, senzorů pro rovnováhu, baterie (nikl-hydridové a lithiové) a počítače pro řízení systému. [17]



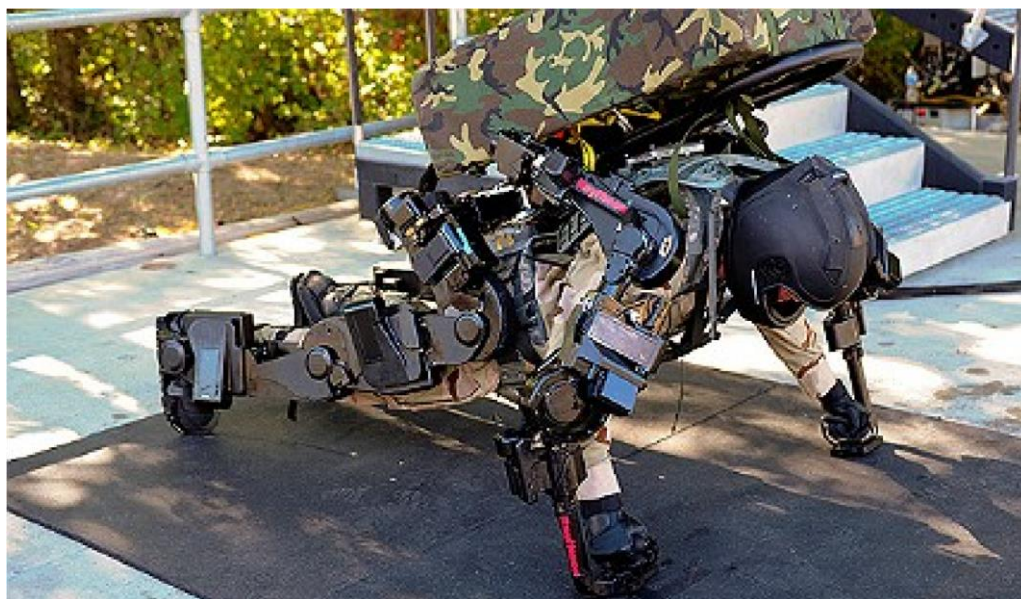
Obr. 12) Vývojové modely HAL – Model v.3 (vlevo) [17], Model v.5 (vpravo) [17]

2.3 Těžký exoskeleton

Rayethon XOS 2

Společnost Rayethon dostala za úkol od americké armády sestrojít full body exoskeleton

XOS 2, který bude moci ovládat i nevytrénovaný člověk (civilista) za účelem zvedání či pokládání těžkých břemen bez zvýšené únavy uživatele. Tento požadavek měl být dosažen při zachování lehké konstrukce exoskeletu. Tento bionický exoskelet má sloužit nejenom jako pasivní opora uživatele, ale má i napodobovat funkci myoelektrických končetinových náhrad, kdy snímače rozmístěné po těle zaznamenávají pohyby končetin. Snímače následně tyto signály zachytí, následně zesílí a vyšle pohybový rozkaz do pohonů končetin.



Obr. 13) Rayethon XOS 2 [1]

Exoskeleton XOS2 používá k pohonu jednotlivých končetin hydraulické systémy s elektromotory. Senzorika slouží k určení potřebných poloh a sil v končetinách. Počítačové procesory jsou umístěny na každý kloub obleku. Společnost Rayethon má dále v plánu vyvinout batoh s palivovými články, jež by sloužil jako zdroj energie pro XOS 2 na 8 hodin.

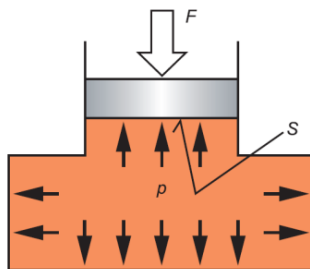
3 SYSTÉMOVÝ ROZBOR PRVKŮ HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU

3.1 Základní principy

U hydromechanického přenosu výkonu je hlavní podstatou přeměna energie mechanické na energii pracovní kapaliny. Tento děj probíhá ve zdroji hydraulické energie stroje – hydrogenerátoru. Zde dochází k přesuvu kapaliny ke spotřebiči, ve kterém proběhne následná přeměna energie zpětně na mechanickou.

V hydraulických pracovních systémech nejčastěji používáme k přenosu energie minerální oleje. Tyto systémy se pak dělí na systémy, dle typu přenosu výkonu na hydrostatické a hydrodynamické. Hlavním rozdílem mezi těmito dvěma systémy je v převládající složce přenášené energie. Hydrostatické systémy používají k přenosu energii potenciální (tlakovou), kdežto u hydrodynamických systémů je hlavní složkou energie kinetická (rychlostní). V obou systémech se tyto složky energie objevují vždy společně, proto je nutné při navrhování hydraulických systémů brát v potaz jak zákony hydrostaticky, tak i hydrodynamiky. Jelikož se tato diplomová práce zabývá převážně hydrostatickým systémem, tak bude v této práci nadále zanedbáváno rozlišování hydrostatických a hydrodynamických systémů a bude užíván pouze výraz hydraulický (systém, obvod...).

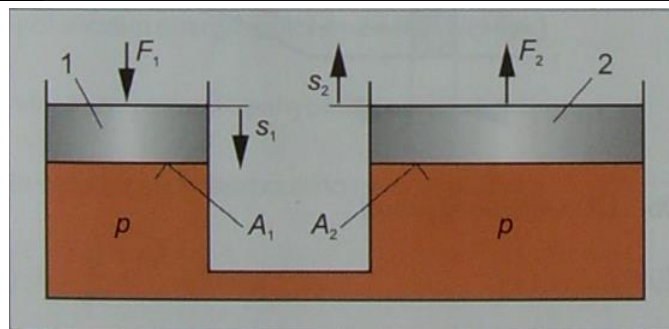
Základním fyzikálním zákonem, na kterém je hydrostatický přenos založen, je Pascalův zákon: „Působí-li na kapalinu v klidu vnější síla F přes plochu S , je vyvozen tlak p , který je ve všech místech kapaliny shodný a tento tlak působí ve všech směrech.“ Velikost tlaku je přímo úměrná velikosti síly a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



Obr. 14) Pascalův zákon [6]

Tento zákon se uvádí na základním hydrostatickém mechanismu, který je tvořen dvěma spojenými válci s písty o různých průměrech. V tomto mechanismu působí síla F_1 na píst 1, o ploše A_1 , která vyvolá tlak p . Tento tlak p pak následně působí na píst 2, o ploše A_2 , a vyvolá tím sílu F_2 . Poměr těchto sil je v poměru s plochami pístů stejný. Uvedený mechanismus je teoretickou analogií existujícího základního mechanismu, a to páky.

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (1)$$



Obr. 15) 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, tím 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.

Zatím v této práci byla uvažována ideální kapalina, u níž zanedbáváme její tření. Ve skutečné kapalině však dochází ke tření uvnitř kapaliny. Tření kapaliny má za následek energetické ztráty v průběhu proudění kapaliny. Jelikož se v pracovních částech obvodu hydraulických systémů kapalina pohybuje, musíme uvážit tuto energetickou ztrátu, která se projeví jako ztráta tlakové energie. Ta závisí na celkovém průtoku kapaliny v obvodu, která se mění v závislosti na průřezu a rychlosti proudění. Jelikož musíme s třecími ztrátami počítat a tyto ztráty jsou převážně závislé na rychlosti proudění kapaliny, je tedy nutné se zabývat i rychlostí proudění v hydrostatickém systému. Dalším faktorem, jak se tato ztrátová energie tření projevuje, je teplo, u kterého také zvažujeme jeho dopad při návrhu hydraulického systému.

Jelikož jsme zmínili rychlost proudění v systému, je nutné se zabývat i typem proudění probíhajícím v hydraulickém systému. Tato proudění dělíme na laminární proudění a turbulentní. Laminární proudění se vyznačuje pohybem kapaliny rovnoběžně s osou proudění po vrstvách, které mají různé rychlosti. Tyto rychlosti rostou směrem ke středu průtočného vedení. Jestliže dojde k překročení kritické rychlosti proudění kapalin, dochází ke změně proudění na turbulentní. U turbulentního proudění dochází k nežádoucím jevům, jako je např. hluk a vibrace, dále pak ztráty tlakové energie. Při návrhu hydraulického systému je důležité dbát a předcházet vznikům turbulentního proudění a zabránit jeho delšímu výskytu. Tohoto dosáhneme pečlivým vybráním průtočné kapaliny (viskozita) a průtočného vedení (průřez).

Veškeré doposud zmíněné tlaky, jsou tlaky relativní (vztažené k tlaku okolní atmosféry). Proto pak v technické praxi vidáme běžně užívané dvě jednotky – **bar** a **l/min**, které se používají pro označení jednotek tlaku a průtoku. 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, dále pak velký rozsah pracovních rychlostí, výborná regulovatelnost hydraulického obvodu, kterou je možné navrhnout bez užití elektronických prvků, což u specifických aplikací může být velice žádoucí. U hydraulických systémů je taktéž jednodušší navrhnout systém s kvalitní ochrannou proti přetížení. Na rozdíl od mechanických či elektrických systémů je možné u hydraulických systémů jednoduše nahromadit velké množství energie v poměru s velikostí celého systému. Jelikož jsou hydraulické systémy takto výkonné, je tedy možné použít jeden zdroj energie pro vícero spotřebičů, což v praxi znamená i zjednodušení chlazení celého pracovního systému, jelikož hydraulická kapalina slouží nejenom jako hlavní pracovní médium, ale zároveň i jednotlivé hydraulické prvky systému chladí.

V hydraulických systémech je důležitou funkcí kapaliny jednotlivé prvky systému mazat. Z tohoto důvodu je nutné, aby návrh systému uvážil řádnou filtraci kapaliny, nejlépe takovou, která je prováděna centrálně. Vedení hydraulické kapaliny, které umožňuje kapalině se dostat se ze zdroje hydraulické energie ke spotřebiči, je převážně zhotoveno z potrubí či ohebných hadic, které volíme dle aplikace. Správným návrhem vedení je i možné umístit do obvodu prvky (např. pravoúhlé spoje), které by v mechanických obvodech vyžadovaly další díly a převody. Dále pak v hydraulických systémech používáme různé prvky, které slouží k regulaci průtoku či směru průtoku kapaliny. Ty budou popsány v práci později.

Dle aplikace navržených hydraulických systémů dělíme jednotlivé systémy na systémy průmyslové nebo mobilní. Průmyslovými aplikacemi myslíme aplikace, které jsou převážně stacionární, můžeme je tedy nalézt např. v hutnictví, automobilovém průmyslu či energetice. Vyznačují se svou rozsáhlostí, vysokými nároky na dynamické zatížení a přesnost pohonů. Zdrojem mechanické energie pro hydrogenerátory bývají převážně elektromotory. Mobilní aplikace můžeme potkat např. ve stavebnictví či zemědělství. Jedná se tedy z většiny o pohyblivé stroje, kde je hydraulický systém poháněn spalovacím motorem, zde slouží jako pohon hydraulické funkce stroje a pojezdu stroje. Je zde kladen důraz na kompaktnost řešení v uvážení s celkovou aplikací stroje. Nároky na regulaci u těchto aplikací bývají nižší, protože se jedná o nezpětnovazebné systémy a regulátorem je přímo uživatel.

Jednou z hlavních nevýhod hydraulických systémů bývá jejich celková účinnost. Už u samotných prvků, kde dochází k přeměně mechanické energie na hydraulickou (hydrogenerátory) nebo z hydraulické energie na mechanickou (hydromotory), sledujeme nižší účinnost, než je tomu u podobných elektrických zařízení. Následně je účinnost systému dále snížena užitím regulačních prvků v obvodu. To převážně z důvodu maření hydraulické energie zdroje na tepelnou energii. Díky těmto faktorům je jedním z hlavních cílů práce navrhnout kompaktní řešení hydraulického systému exoskeletu, které bude mít malou celkovou váhu pro uživatele, ale zároveň bude plně přenosné a napájené z baterie. [6]

3.3 Součásti hydraulických systémů

3.3.1 Hydrogenerátory

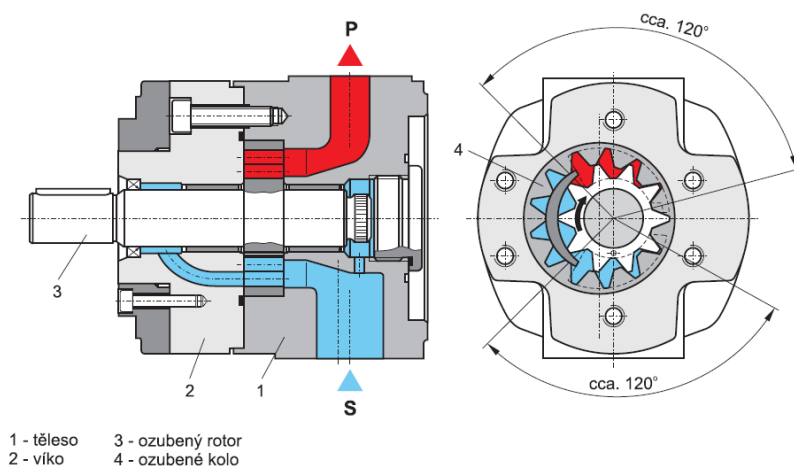
Hydrogenerátory převádějí mechanickou energii připojeného elektromotoru na tlakovou energii pracovní kapaliny. Existuje několik různých hydrogenerátorů, které od sebe rozlišujeme na základě jejich pracovního tlaku, velikosti, průtoku a účinnosti. Dále je pak dělíme na hydrogenerátory, která můžeme regulovat a hydrogenerátory konstantní. Ty se pak dále dělí na dvou-kvadrantové a čtyř-kvadrantové. Stojí za zmínku, že trendem poslední doby je řízení hydrogenerátorů za pomoci regulovaných elektropohonů. Tímto spojením se dá zjednodušit mnoho průmyslových aplikací a snížit náklady na provoz.

Nejdůležitějším parametrem, který používáme k specifikaci hydrogenerátoru, 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. [6]

Hlavním rozdílem mezi hydrogenerátory konstantním a regulačními je schopnost regulačních hydrogenerátorů spojitě měnit svůj geometrický objem. Můžeme jej měnit 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. Tato technologie se používá k vytvoření konstantního tlaku v hydraulickém obvodu, kdy za konstantních otáček mění hydrogenerátor svůj objem na základě spotřeby systému.

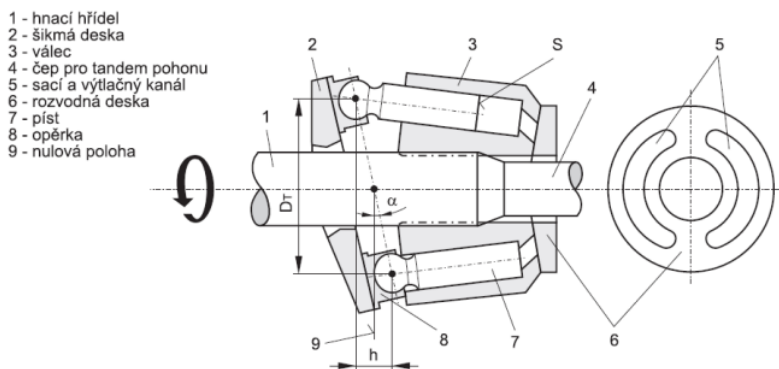
Dvou-kvadrantové hydrogenerátory se vyznačují jejich jednoznačně danou sací a výtlačnou stranou, a tím pádem mohou čerpat kapalinu pouze z vysokotlaké strany na nízkotlakou stranu. Kvůli tomu je u těchto hydrogenerátorů nízkotlaká strana navržena tak, aby se minimalizoval sací odpor, jinak by tento odpor mohl způsobit kavitace uvnitř hydrogenerátoru. Kavítace je jev, 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. Oproti tomu u vysokotlaké strany hydrogenerátoru je dbáno na odolnost vůči výstupním tlakům vycházejícím z této strany.

Čtyř-kvadrantové hydrogenerátory se liší od dvou-kvadrantových svou schopností čerpat a brzdit v obou směrech, protože obě dvě strany hydrogenerátoru jsou navrženy jako vysokotlaké. Abychom u těchto hydrogenerátorů zamezili kavitaci, je nutné přeplňovat sací stranu, např. za použití pomocného hydrogenerátoru.



Obr. 16) Zubový hydrogenerátor s vnitřním ozubením [6]

Dalším dělením hydrogenerátorů je dělení na hydrogenerátory zubové a pístové. Zubové hydrogenerátory se vyrábí v provedení s vnějším a vnitřním ozubením. Hlavní rozdíl mezi nimi je v jejich maximálních dosažitelných tlacích, kdy varianta s vnitřním ozubením dosahuje vyšších tlaků. Obecně jsou zubové generátory konstrukčně jednoduché a cenově dostupné. Jsou dostupné pouze jako konstantní a dvoukvadrantové. Axiální hydrogenerátory jsou naproti tomu mechanicky velice složitá zařízení a dosahují špičky, co se týče jejich parametrů a funkcionality. Vyrábí se jak ve dvoukvadrantové, tak i čtyř-kvadrantové verzi. Taktéž se vyrábí regulační a konstantní axiální hydrogenerátory. Vyznačují se svou vysokou účinností a různorodou nabídkou druhů těchto hydrogenerátorů pro různé aplikace.



Obr. 17) Axiální pístový hydrogenerátor s šikmou deskou [6]

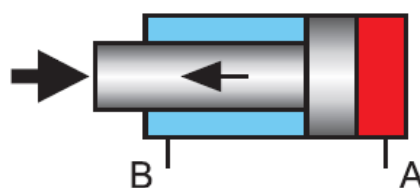
V hydrogenerátoru se projevují zejména dva zdroje energetických ztrát, a to ztráty objemové a hydraulicko-mechanické. Objemové ztráty vznikají průsakem pracovní kapaliny z tlakových prostor hydrogenerátoru zpět do nízkotlakých prostor. Míra průsaku je z části závislá na rozdílu tlaků mezi vstupem a výstupem 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.

Dále pak sledujeme u hydraulických systémů jejich hydraulicko-mechanické ztráty, které jsou způsobeny mechanickým třením mezi prvky hydraulického systému a pracovní kapalinou. Toto vzniká i uvnitř samotné kapaliny při jejím proudění. Kvůli těmto ztrátám je nutné zvýšit točivý moment, abychom byli schopni navodit tlakový rozdíl mezi sáním a výtlačkem hydrogenerátoru. U výrobců hydrogenerátorů se většinou tyto ztráty udávají v procentech a určují podíl vstupního mech. momentu, který je hydrogenerátorem měněn na nárůst tlaku pracovní kapaliny při jmenovitých otáčkách rotoru hydrogenerátoru a vstupním mechanickém momentu. Tento nárůst tlaku pracovní kapaliny poté považujeme za jmenovitý nárůst tlaku. U nižších rychlostí proudění dosahujeme menších ztrát účinnosti. Jestliže je v průběhu operování s hydrogenerátorem jeho činnost regulována a je vyžadován nižší točivý moment (snížením nárůstu tlaku na něm nebo zmenšením jeho geometrického objemu v případě regulačního čerpadla) bez změny absolutní rychlosti otáčení, dojde k tomu, že velikost hydraulicko-mechanických ztrát se nezmění, ale celková hydraulicko-mech. účinnost se sníží. [6]

3.3.2 Hydromotory

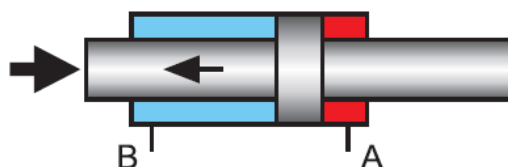
Hydromotory vykonávají opačnou činnost hydrogenerátorů, tedy mění hydraulickou energii na energii mechanickou. Dělíme je hlavně na hydromotory lineární a hydromotory rotační. Rotační hydromotory lze velmi stručně popsat jako obdobu čtyř-kvadrantových hydrogenerátorů bez i s možností regulace geometrického objemu. Jelikož v této práci bude užito hydromotoru lineárního a není tedy důvod se zabývat tímto odvětvím hydromotorů a jejich aplikacemi, neboť by to vyžadovalo neefektivní a nekompaktní mechanickou konstrukci.



Obr. 18) Přímočarý hydromotor diferenciální [6]

Přímočarý (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 rozděljuje 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, nazýváme tyto válce diferenciální. Název diferenciální vychází z toho faktu, že se plocha pístu, na kterou působí pracovní kapalina v jedné a v druhé komoře hydromotoru, 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. U hydromotorů, jež mají pístnici na obou stranách, nazýváme lineární hydromotory stejnoplochémi. Tyto hydromotory jsou zpravidla jednodušší na návrh a jejich následné řízení. Bohužel jejich užití je často limitováno prostorovým omezením na strojích.



Obr. 19) Přímočarý hydromotor s průběžnou pístní tyčí [6]

Dalším dělením přímočarých hydromotorů je na hydromotory jednočinné a dvojčinné, v závislosti na tom, kolik stran pístu válce je využito pro přívod kapaliny. Jelikož je jednočinný válec schopen pouze dvou-kvadrantové operace, není jeho využití v této práci možné.

Nejčastějším typem konstrukce hydromotorů jsou svorníkové konstrukce a následně šroubované příruby. Hydromotory se šroubovanými přírubami lépe zvládají větší mechanické a hydraulické zatížení oproti hydromotorům se svorníkovou konstrukcí. V případě jakékoliv konstrukce hydromotoru, je nutné zajistit, aby byl hydromotor zatěžován mechanicky pouze na tlak nebo tah. Působení radiální síly na pístní tyč není dovolené z důvodu možného poškození hydromotoru a hydraulického obvodu.

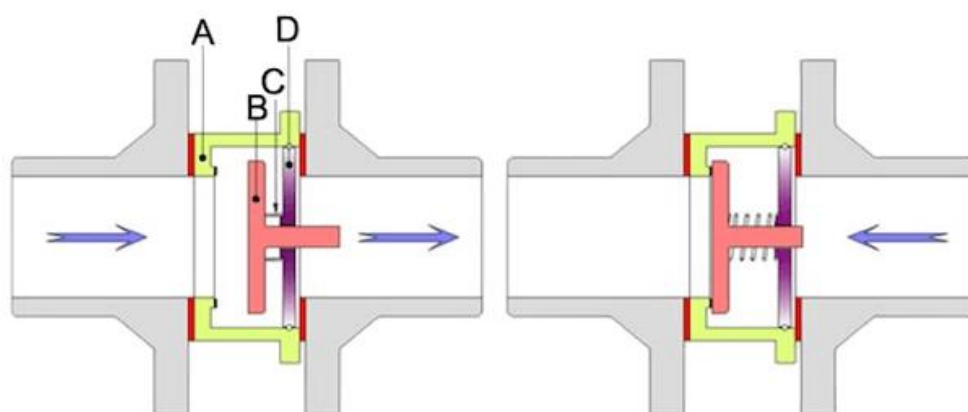
V technické praxi jsou komory válce zpravidla označovány písmeny A a B, kdy přívod kapaliny do komory A způsobí extenzi válce hydromotoru (kladný směr) a naopak přívod kapaliny do komory B způsobí kompresi válce. [6]

3.3.3 Ovládací a regulační prvky

K ovládnání a regulaci hydraulických systémů se zpravidla používají prvky hydraulických systémů známé jako ventily, které svou činností a různorodou konstrukcí ovlivňují tok pracovní kapaliny. Ovládnání ventilů se dělí na ventily spínané a ventily spojitě ovládané, a jejich funkčnost na ventily směrové, tlakové a průtokové. Řízení těchto ventilů může být dosaženo třemi způsoby – mechanicky, hydraulicky nebo elektricky.

Uzavírací (zpětné) ventily

Tyto ventily slouží k omezení průtoku pracovní kapaliny. Nejrozšířenějším zástupcem jsou ventily zpětné. Zpětné ventily jsou dvoucestné, sedlové a jsou schopny uzavřít průtok bez zpětného prosakování kapaliny. Uvnitř ventilu se nachází uzavírací element (kulička, kuželka), který z jedné strany dosedá na těsnící sedlo. Díky tomuto je průtok kapaliny znemožněn ve směru, kde element dosedá na sedlo, protože je přitlačován proudící kapalinou na vstupu ventilu. Opačný směr průtoku je možný, protože proudící kapalina v tomto případě element od sedla oddaluje, a je tím pádem otevřený průtočný profil. Velice častou výbavou zpětných ventilů bývá pružina, která uzavírací element k sedlu přitlačuje. Je tak vytvořeno předpětí, které přes plochu uzavíracího elementu odpovídá otvíracímu tlaku. Tohoto tlakového rozdílu mezi vstupem a výstupem ventilu je nutné dosáhnout, aby se ventil v průtočném směru otevřel. Ventil je konstruován tak, aby otvírací tlak (a tedy i tlaková ztráta na ventilu) byl závislý na průtoku ventilem co možná nejméně. [6]



Obr. 20) Zpětný ventil

Směrové ventily (rozváděče)

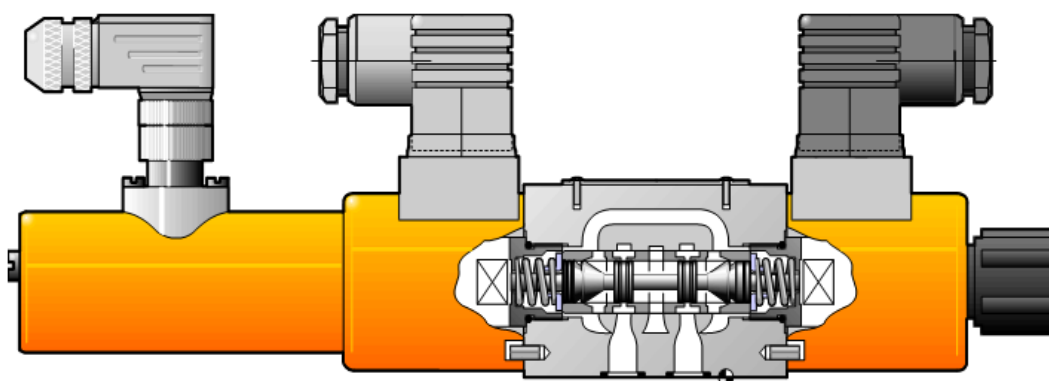
U dvojčinných hydromotorů používáme k řízení směru toku kapaliny zpravidla ventily šoupátkové čtyřcestné. Tyto ventily jsou navrženy tak, aby kapalina mohla téct čtyřmi různými porty. Dva porty jsou navedeny na komory hydromotoru A B (tyto porty jsou uváděny dle toku kapaliny jako vstupní či výstupní na základě aktuální polohy ventilu). Dalším portem je vstup tlakové kapaliny do ventilu (označuje se obecně jako port P – pressure) a posledním portem je výstup kapaliny zpět do nízkotlaké části zdroje, kterou bývá většinou beztlaká nádrž (označován jako port 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).

Směrový ventil je tedy schopen řídit směr toku kapaliny v obvodu, kdežto spojitě řízené směrové ventily umožňují řídit nejenom tok kapaliny, ale i rychlost a sílu hydromotoru. Výsledný průtok ventilem se tedy odvíjí nejenom na poloze šoupátka, ale i na tzv. tlakovém spádu, což je rozdíl tlaků kapaliny na vstupu a výstupu z ventilu. Pro řízení průtoku je tedy nutné mít v hydraulickém systému ještě nadřazený řídicí systém.

Směrové ventily jsou definovány převážně těmito parametry – jmenovitá velikost (tj. světlost kanálů uvnitř ventilu), velikost šoupátka, která udává jmenovitý průtok při jmenovitém tlakovém spádu a maximální otevření šoupátka. [6]

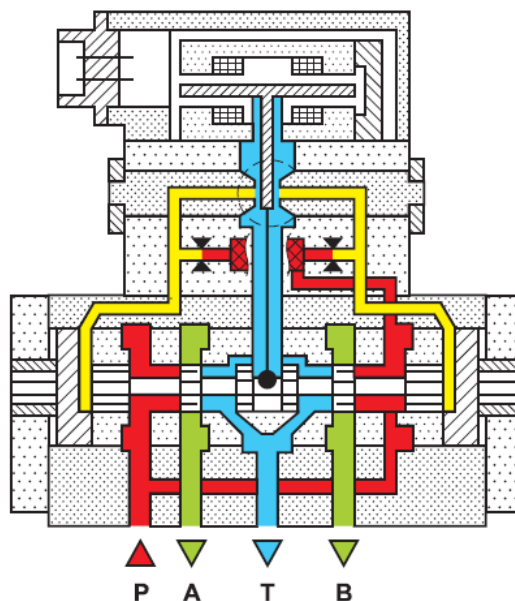
Spojitě řízené směrové ventily se následně dělí na dvě podskupiny – ventily proporcionální a servoventily.



Obr. 21) Proportionální směrový rozvaděč se snímáním polohy šoupátka [18]

Proportionální ventily jsou využívány zejména v aplikacích, kde není zapotřebí zpětné vazby. Takovéto aplikace vyžadují servoventily s pozitivním krytím ((ventil je v prostřední poloze zcela uzavřen, neuvažujeme-li parazitní průtok šoupátkové konstrukce), které umožní regulaci rychlosti. U aplikací, kde je zapotřebí zpětné vazby, se proporcionální ventily dají taktéž využít, ale je vhodné v tomto případě zvolit proporcionální ventil s nulovým či negativním krytím pro regulaci polohy a tlaku.

Tyto ventily mají šoupátko ovládané za pomoci elektrického signálu napájené cívky, kde hodnoty proudu dosahují řády ampérů. Největší překážkou elektricky řízených proporcionálních ventilů bývají skokové rozjezdy, které mívají prodlevu až 50 ms a dochází zde i k omezení frekvence vstupního signálu. Proportionální ventily jsou známé kvůli jejich malému výkonovému úbytku, jednoduché konstrukci a pozitivnímu krytí. [7]



Obr. 22) Servoventil [7]

Servoventily mají oproti proporčním ventilům výrazně složitější mechanickou a hydraulickou konstrukci. Tyto ventily se vyznačují výrazným rozdílem v elektrickém řízení polohy šoupátka. U proporčních ventilů je řízeno elektricky pouze hlavní šoupátko, kdežto u servoventilů je řízen celý vnitřní hydraulicko-mechanický zesilovač se zpětnou vazbou (servomotor), který následně ovládá šoupátko.

Hydraulicko-mechanický zesilovač potřebuje k funkci vstupní proud v řádech mA, a díky tomu je snížena prodleva skokového řízení rychlosti na 10 ms. Frekvence vstupního signálu je také ovlivněna a jsme schopni servoventilem rozpoznat až 250 Hz.

Servoventily se převážně používají v aplikacích, kde je zapotřebí vysoká kvalita regulace hydraulického obvodu. Na rozdíl od proporčních ventilů, ale dosahují podstatně vyššího úbytku výkonu mezi hydrogenerátorem a hydromotorem. Servoventily s negativním krytím není možné používat v systémech bez další zpětnovazební regulační smyčky, jelikož by mohlo dojít např. v kombinaci s diferenciálním hydromotorem k jeho posuvu mimo požadovanou funkci. [7]

Tlakové ventily

Tlakové ventily dělíme na ventily redukční a pojistné. Redukční ventily jsou nejčastěji třicestné šoupátkové, s přípoji P, T a A. Na tlakovém výstupu A ventil zajišťuje požadovaný výstupní tlak, který musí být menší, než vstupní tlak P. Dále je pak ventil vybaven tlakovou zpětnou vazbou směrem z výstupu A, která slouží k ovládní šoupátka. Díky této zpětné vazbě je ventil schopen udržovat požadovanou úroveň tlaku na výstupu A, případným průtokem z portu P. Jestliže dojde ke zvýšení tlakové úrovně výstupu A, způsobem jiným než průtokem z P, je přebytečná kapalina odpuštěna výstupem T. Úroveň výstupu je možné nastavit třemi způsoby – mechanicky, hydraulicky, elektricky. [6]

Pojistné ventily jsou dvoucestné sedlové ventily s porty P a T. Sedlové ventily se vyznačují nulovým průtokem v zavřeném stavu. Jestliže dojde na vstupním portu ke zvýšení tlaku nad požadovanou úroveň, ventil se otevře skrze přímou hydraulickou vazbu a pracovní kapalina má umožněný průtok výstupním portem. Tlakovou úroveň ventilu můžeme nastavit mechanicky, hydraulicky nebo elektricky. Tyto ventily jsou nejčastěji používány k ochraně vůči tlakovému přetížení hydraulického systému, kdy je ventil umístěn mezi chráněným místem obvodu a nízkotlakou nádrží zdroje tlakové energie. V situacích, kdy dojde k překročení hodnoty požadovaného tlaku ve ventilu, se ventil otevře a dojde k odtoku přebytečné kapaliny zpátky do nízkotlaké části zdroje.

Průtokové ventily

Průtokové ventily jsou využívány k udržení konstantního průtoku v obvodu bez ohledu na tlakový spád. Mají v sobě zahrnutou zpětnou vazbu právě pro tyto účely oproti směrovým ventilům. Pro účely návrhu hydraulického systému exoskeletu využity nebudou.

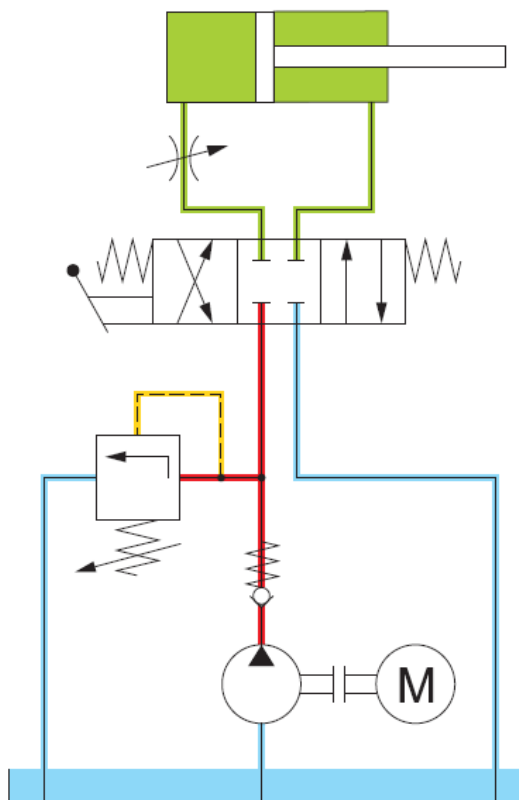
3.3.4 Příslušenství

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 navrženém řešení.

3.4 Typy hydraulických obvodů

Hydraulické obvody dělíme na dvě skupiny – uzavřený a otevřený obvod, na základě toho, jaký způsob propojení zdroje se spotřebičem volíme. V dřívějších dobách byly tyto druhy obvodu úzce spjaty s principy regulace, které jsou popsány v následujících kapitolách.

3.4.1 Otevřený obvod



Obr. 23) Příklad otevřeného obvodu [6]

Otevřený obvod se vyznačuje spojením zdroje (hydrogenerátor s příslušenstvím) se spotřebičem (uvažujeme jak veškeré hydromotory, tak regulační prvky obvodu) pomocí dvou větví – tlakové P a odpadní T. Tyto větve mají v případě otevřeného obvodu ustálenou funkci, tedy tlakovou větví vždy teče tlaková kapalina od zdroje ke spotřebiči a odpadní větví se kapalina vrací zpět k nízkotlaké části zdroje. Nízkotlakou částí zdroje bývá většinou beztlaká nádrž, kde udržujeme požadovaný stav kapaliny za pomoci chlazení a filtrace. Tato nádrž následně slouží jako zásobník kapaliny pro další využití hydrogenerátorem. Hydromotor v otevřeném obvodu má většinou propojeny strany A a B s oběma větvemi P a T, které vychází z hydrogenerátoru, tedy směr a velikost průtoku je určena až regulačními prvky obvodu, které jsou součástí jakéhokoliv nezávisle pracujícího spotřebiče.

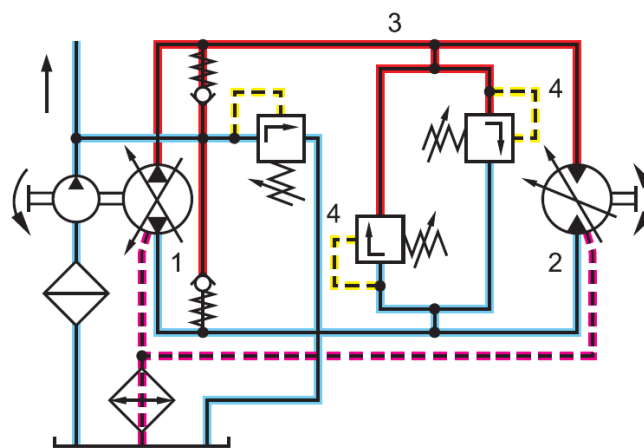
U otevřených obvodech je častou praxí současné zapojení několika nezávisle na sobě pracujících spotřebičů, na jeden zdroj. Tím pádem všechny spotřebiče sdílí tlakovou i odpadní větev a chovají se jako sběrnice obvodu. Zdroje energie, které používáme v otevřených obvodech, jsou neregulované (konstantní) nebo regulované.

Průtok hydrogenerátoru se u konstantního zdroje využívá neustále. Veškerá nadbytečná kapalina vytlačena hydrogenerátorem, která by způsobila zvýšení úrovně tlaku nad požadovanou úroveň, je vypouštěna za pomoci pojistného ventilu zpět do nádrže. Tato kapalina protéká přes pojistný ventil s úbytkem tlaku, který odpovídá rozdílu jednotlivých tlaků mezi tlakovou větví (výstupem hydrogenerátoru) a tlakem v nádrži. Jestliže je vyžadováno v pracovním cyklu, aby hydromotor či jiné spotřebiče měly nulový odběr kapaliny, je zapotřebí v obvodu mít pojistný ventil, kterým bude kapalina odtékat v rozsahu plného průtoku hydrogenerátoru.

Regulovaný zdroj dodává do obvodu pouze takové množství kapaliny, jaké je vyžadováno pro chod spotřebičů. Hlavní regulace průtoku je realizována tedy už vně hydrogenerátoru (změna otáček motoru, či geometrického objemu hydrogenerátoru). Následná regulace systému probíhá za pomoci hydraulických či elektrických regulátorů, které se přizpůsobí aktuální spotřebě spotřebičů a do systému je následně dopouštěno pouze takové množství pracovní kapaliny, aby byla dodržena požadovaná tlaková úroveň.

Jelikož se konstantní zdroj nehodí pro aplikaci, kterou se zabývá tato diplomová práce, je nutné zvažovat i dopad dynamických faktorů připojených spotřebičů, které dokážou hluboce ovlivnit pracovní cyklus regulovaného zdroje. Například čas plného otevření směrového servoventilu bývá okolo 10 ms. Během této doby musí být zdroj schopen poskytnout požadované množství kapaliny do obvodu, jinak dojde k poklesu tlaku obvodu a funkce hydromotoru může být negativně ovlivněna. Průběh pracovního cyklu hydromotoru musí být u exoskeletu bezproblémový a plynulý, proto bude v této práci s podobnými dopady počítáno při návrhu hydraulického obvodu. [6]

3.4.2 Uzavřený obvod



Obr. 24) Příklad uzavřeného obvodu včetně periferního obvodu [6]

Uzavřené obvody mají podobně jako otevřené obvody dvě hlavní větve, kterými proudí kapalina. Jejich funkce se však mění v závislosti na pracovním cyklu z pohledu tlakové úrovně a směru toku. Větve jsou napojeny přímo na jednotlivé strany spotřebiče a jedná se tedy o pracovní větve A a B. Kvůli tomuto zapojení je možné mít pouze jeden nezávisle pracující spotřebič napojený na zdroj. Tento způsob zapojení se nejčastěji používá pro rotační hydromotory.

V takovémto zapojení nejsou mezi hydromotorem a hydrogenerátorem zapojeny regulační prvky a pro regulaci pohonu je nutné využití regulovaného hydrogenerátoru (primární řízení) nebo regulovaného rotačního hydromotoru (sekundární řízení).

Hydrogenerátory pro tyto aplikace jsou čtyř-kvadrantové a zpravidla regulační-mechanický vstup hydrogenerátoru je poháněn za konstantních otáček a regulátor mění geometrický objem hydrogenerátoru tak, aby rotační hydromotor nabyl požadovaných otáček či točivého momentu. Jestliže uvažujeme užití hydrogenerátoru s možností obousměrného nastavení geometrického objemu, je možné obrátit smysl otáčení rotačního hydromotoru bez nutnosti reverzace smyslu otáčení pohonu hydrogenerátoru. Takový obvod není nikdy kompletně uzavřen a musí být v obvodu přítomna další pomocná nádrž, za účelem sběru parazitního průtoku netěsnostmi hydrogenerátoru a rotačního hydromotoru a záměrný únik námi požadovaného množství kapaliny z nízkotlaké/vysokotlaké větve dle aktuální konfigurace obvodu. Taktéž je nutné v obvodu mít pomocný hydrogenerátor, jehož funkce dlí v přepřínování vstupu hlavního hydrogenerátoru kapalinou z pomocné nádrže. Tato kapalina bývá většinou taktéž přefiltrována a chlazena. Podobný případ nastává, užíjeme-li v uzavřeném obvodu přímočarý hydromotor s průchozí pístní tyčí, kde dochází k úniku kapaliny, ačkoliv jsou jeho vstupní a výstupní objemy stejné.

Hlavní výhodou uzavřeného hydraulického obvodu je jeho energetická účinnost. Regulační prvky nezpůsobují významné úbytky na výkonu, a tak je zdroj zatěžován pouze dle nutnosti spotřebiče. Hlavní nevýhodou je právě zmiňovaná možnost zapojení pouze jediného nezávislého spotřebiče do obvodu. Jestliže je požadováno navýšení spotřebičů, je možné využít druhý napojený polo uzavřený obvod, kde je využito diferenciálního přímočarého hydromotoru a dalších regulačních prvků. [6], [8]

3.5 Principy regulace hydraulických pohonů

Dalším faktorem, jež je nutno zvážit při návrhu hydraulických systému je nutnost regulace rychlosti a síly hydromotoru, tedy průtoku a tlaku v části obvodu před a za hydromotorem.

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 škrticím prvek tak, aby rozdíl tlaků na vstupu a výstupu škrticímho prvku způsobil průtok škrticím prvkem Q , který odpovídá rychlosti pohybu hydromotoru v .

Regulaci škrcením vidáme většinou u otevřených hydraulických obvodů, kdy směrový spojitě řízený ventil polohou svého šoupátka určuje směr průtoku a míru škrcení mezi větvemi P a T zdroje a větvemi A a B spotřebiče. Tímto způsobem je možné ovlivnit průtok hydromotoru vstupní i výstupní. Ventil takto předepne nepracovní stranu hydromotoru. Toto předepnutí má velice pozitivní dopad na regulaci pohonu, což bude později popsáno podrobněji.

Regulace škrcením je nutnou regulací hydraulického systému, zdali je požadována vysoká dynamika a přesnost regulace systému. Obě tyto vlastnosti jsou závislé na velikosti ztrátového výkonu regulačního prvku, respektive jeho poměru s výstupním výkonem hydromotoru. Dosažení kvality regulace za užití regulace škrcením má za následek snížení energetické účinnosti systému.

3.5.2 Regulace změnou objemu

Regulace změnou objemu využívá k regulaci samotný zdroj nebo hydromotor. Zdrojová strana můžeme ovlivnit dodávku kapaliny změnou geometrického objemu hydrogenerátoru při jeho konstantních otáčkách, změnou otáček při konstantním geometrickém objemu nebo změnou obou veličin. Na straně spotřebiče je změna dodávky možná pouze v případě rotačního hydromotoru a to změnou jeho geometrického objemu. Tato regulace probíhá prakticky bez výkonových úbytků, protože přenos výkonu mezi oběma stranami obvodu je určeno požadavkem hydromotoru a případnými ztrátami prvky hydraulického systému.

S objemovou regulací se spíše setkáváme u uzavřených obvodů anebo v regulovaných zdrojích otevřených obvodů. V moderní době díky schopností řídit elektrické pohony otáčkami motoru se hydraulický průmysl vyvinul a zaměřil se na inkorporaci servopohonů do hydraulických systémů s úmyslem řídit hydrogenerátory s velkou přesností. Tímto propojením se úroveň regulace dostala na úroveň regulace proporcionálními směrovými ventily, kdy je zachována celková energetická účinnost přímého pohonu bez regulace škrcením. [6]

3.6 Řízení polohy hydraulických pohonů

Řízení polohy u hydraulických pohonů je v praxi známo jako vlečné regulace. Jedná se o regulaci, kdy se regulovaná veličina mění v závislosti na jiné fyzikální veličině a reaguje na ni – vleče se za ní. V tomto případě se poloha mění v závislosti na rychlosti pohybu a zadané akcelerace. Tím se vygeneruje rychlostní profil hydromotoru, který v návaznosti na počáteční a koncovou polohu hydromotoru získá svou finální charakteristiku, a to tedy závislost rychlosti na čase. Tato závislost má tvar lichoběžníku, jehož obsah je definován jako dráha, kterou musí hydromotor urazit během pracovního cyklu. Následně je provedena integrace rychlostního profilu, čímž získáme profil polohový a tím průběh polohy v čase. Řídícímu prvku jsou následně předány tyto informace, ten je následně vyhodnocuje a určuje přesnou polohu hydromotoru. Tento způsob umožňuje určit polohu hydromotoru bez nutnosti mít v obvodu podřízený rychlostní regulátor.

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} , z důvodu vstupu vlečné chyby do regulátoru, která vstupuje v jednotkách mm a na výstupu je provedena nutná korekce na mm/s. Jestliže to aplikace vyžaduje, třeba v případě nižší dynamiky zvoleného ventilu oproti dynamice hydromotoru, užíváme taktéž D složku uvnitř regulátoru, jejíž výstup je vybaven setrvačností prvního řádu. Pro zpřesnění získání polohy využíváme také i I složku regulátoru, která dočasně zvyšuje zásah regulátoru při přesném polohování na konci pohybu. Je nutné se vyvarovat možnému negativnímu působení I složky při dynamických dějích. Toho docílíme tak, že při těchto dějích aktivujeme I složku pouze v případě, že se skutečná hodnota regulované veličiny – polohy, nachází v zvoleném rozsahu žádané hodnoty. Tímto zaručíme, že se integrační složka zapne až v okamžiku, kdy je dokončeno polohování zadanou rychlostí a zbývá pouze odstranit trvalou regulační odchylku.

Dalším prvkem regulace polohy je nastavení požadované přesnosti. V momentně, kdy je vlečná chyba menší než tento rozsah, dojde k zastavení procesu integrace chyby a uloží se do paměti aktuální zásah integrační složky (je možné takto kompenzovat např. negativní krytí šoupátka ventilu). Tento zásah je na výstupu regulátoru přítomen, do doby, než započne nové polohování. V okamžiku, kdy započne nové polohování, je zásah integrační složky vynulován

a její funkce pokračuje, až opětovně dosáhneme konce polohování. V případě, kdy aplikace vyžaduje přesné dodržování rychlosti polohování, je použita další zpětnovazební smyčka – podřízený PI regulátor, který je zařazen za výstup polohového regulátoru.

4 ANALÝZA CÍLŮ PRÁCE

4.1 Definice problému

Hlavním cílem práce je navrhnout funkční hydraulický systém pro pohon spodní končetiny poháněného robotického exoskeletu. Multikriteriální volbou bude určen výsledný návrh hydromotoru a mechanického řešení kolenního kloubu na základě zvoleného materiálu. Hydrogenerátor a motor potřebný pro pohon navrhovaného hydrogenerátoru budou zvoleny na základě výpočtu v kapitole *Výpočty*. Pro nutné výpočty jsou zvoleny tyto požadavky:

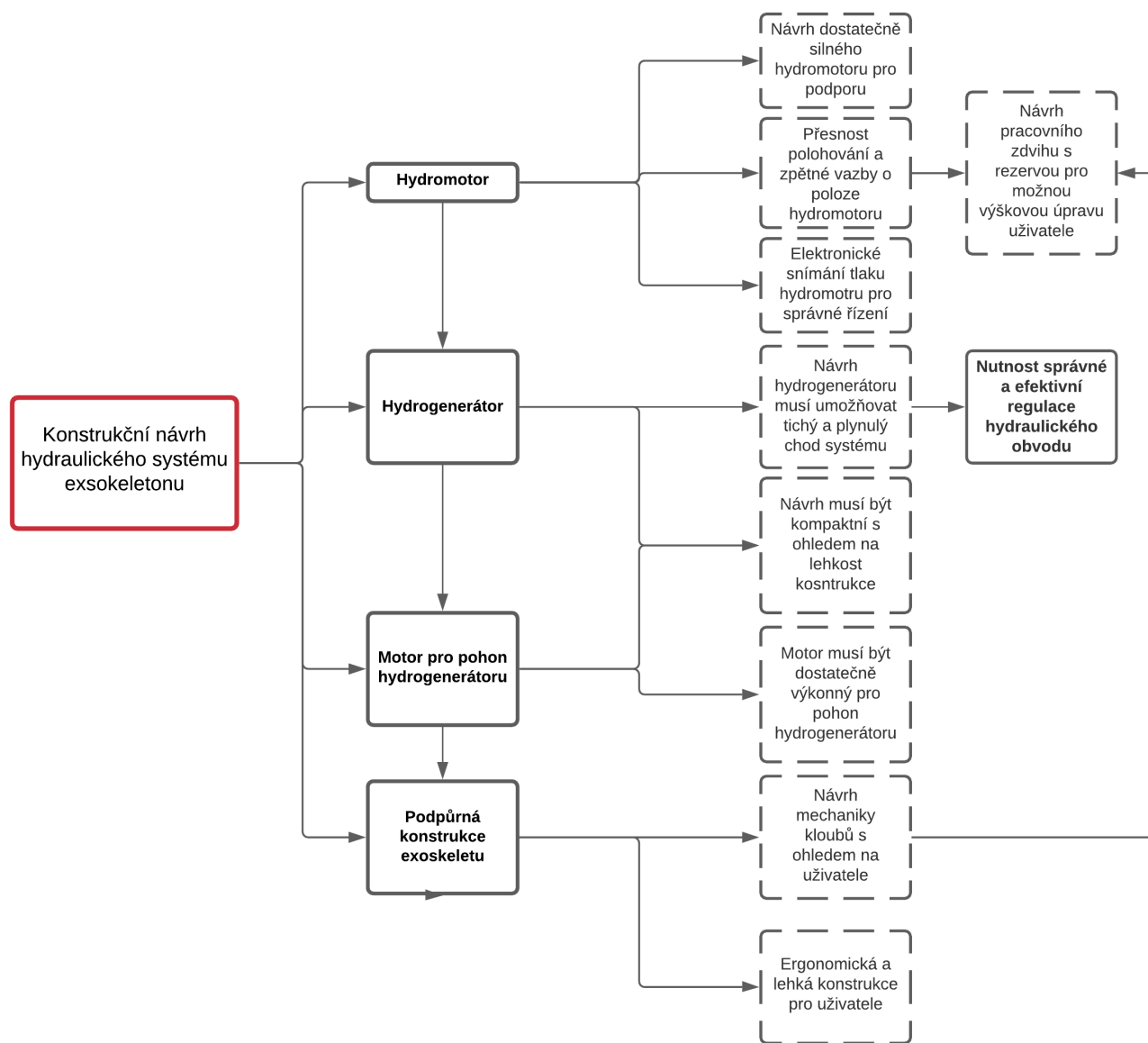
- Pracovní úhel ramen (úhel mezi stehenní a lýtkovou výztuhou) alespoň 75° s možností dorzální flexe hlezenního kloubu pro přesnější napodobení kosterní soustavy stehno – koleno – lýtko při dřepu
- Dosažitelná přesnost polohování 1 mm na koncích ramen (stehenních a lýtkových profilů)
- Pracovní nosnost exoskeletu 20 kg nad rámec podpory vlastní hmotnosti exoskeletu a hmotnosti uživatele
- Exoskelet bude řešen jako podpora kinematické soustavy kyčel – stehno – koleno – lýtko - chodidlo

4.1.1 Analýza problému

Rozměry ramen budou v obou případech omezeny velikostí uživatele a zvoleného hydromotoru – jeho pracovním zdvihem. Proto volím rozměry koncového uživatele, jakožto hodnotu průměrného dospělého muže – **175 cm výška a 85 kg celková hmotnost** jedince. Dosažitelná přesnost polohování definuje výslednou tuhost ramen a tím i jejich příčný průřez. Jelikož je volena přesnost polohování 1 mm, tak není zapotřebí vybírat snímač polohy hydromotoru s odchylkou přesnější než 0,01mm, což už je v dnešním průmyslu standard elektronických snímačů. Pro správnou funkcionalitu exoskeletu je potřeba zajistit správné snímání těchto veličin:

- Tlak média v hydraulickém obvodu
- Poloha pístu hydromotoru
- Silové zatížení hydromotoru

Pro usnadnění návrhu a lepší vizualizaci problematiky konstrukce hydraulického systému exoskeletu byla vytvořena myšlenková mapa. Tato mapa umožňuje zaměřit se na zvolené cílové aspekty konstrukce, a tím tak předcházet neúplnosti řešení.



Obr. 25) Myšlenková mapa návrhu hydraulického systému exoskeletu

4.1.2 Návrh pohonu exoskeletu

Hydromotor navrhovaného exoskeletu je stěžejním prvkem celé soustavy. Umožňuje uživateli podporu při chůzi a vstávání s nosnou zátěží a jeho vlastní hmotností. Hlavními parametry pro výběr jsou kompaktnost konstrukce, celkové zatížení exoskeletu, spolehlivost komponent v pracovním cyklu, obtížnost samotné konstrukce a uchycení, potřebné nároky na přesné řízení hydraulického obvodu a jeho okamžitou odezvu a ve finále cena.

Pro volbu pohonu, který převádí energii tlakovou na mechanickou, jsou navrženy tyto dvě varianty:

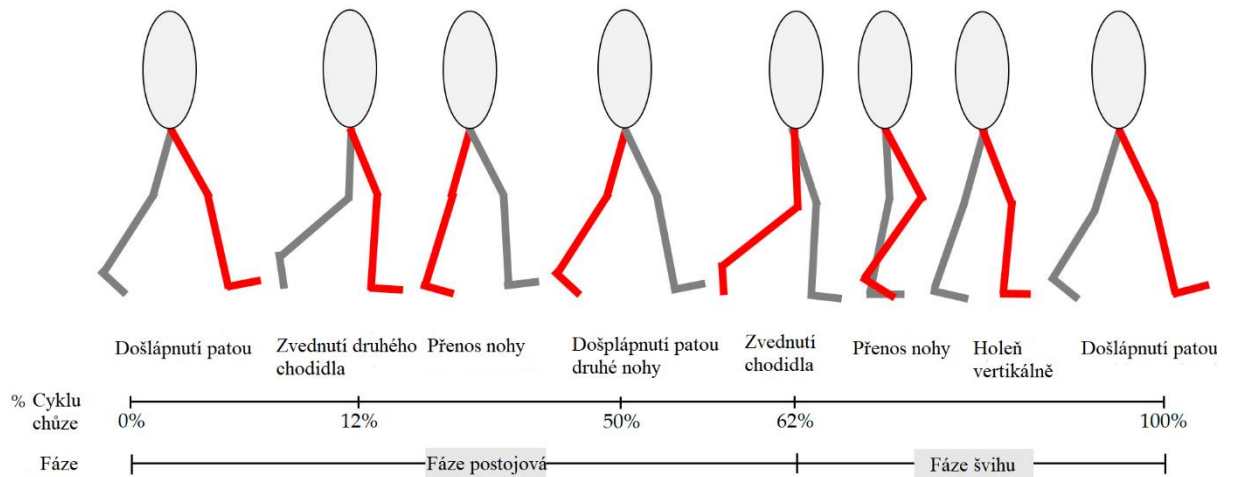
- varianta 1 se sestává z kinematického řetězce kyčel – stehno – koleno – lýtko – kotník a funkčním členem je pouze jeden lineární hydromotor uchycen v oblasti kyčle a spojen s lýtkovou výztuhou exoskeletu.
- Varianta 2 se sestává ze stejného kinematického řetězce jako varianta 1, ale hydromotory jsou použity dva hydromotory. První hydromotor je upnut v oblasti kyčle a spojen s lýtkovou výztuhou. Druhý hydromotor je uchycen v holenním profilu exoskeletu a je spojen s chodidlem exoskeletu. Jednalo by se tak o dva hydromotory s malým pracovním zdvihem.

V následující tabulce bude vyhodnocena výhodnější varianta pro konstrukci za použití bodového systému.

Parametr	Váha	Varianta 1	Varianta 2
Kompaktnost konstrukce	20	3	5
Zatížení konstrukce	20	5	4
Spolehlivost	15	4	2
Obtížnost konstrukce	10	3	2
Obtížnost řízení	15	4	5
Cena	10	5	3
Vyhodnocení		360	335

Tab 1) Multikriteriální metoda pro návrh systému hydromotoru

Nejdůležitějšími parametry pro volbu hydromotoru byla kompaktnost konstrukce a její zatížení komponenty. Obě varianty nehrají velkou roli při zatížení konstrukce samotnými válci, ale u varianty 2 by bylo nutné rozšířit exoskelet o další prvky upnutí a složitější kloubový mechanismus. A ačkoliv by dva válce umožnily kompaktnější uložení (podél výztuh) z hlediska bezpečnosti uživatele, celkový dopad na konstrukci a řešení systému by nebyl pro samotný návrh efektivní volbou.



Obr. 26) Cyklus chůze člověka – dělení na fázi postojovou a fázi švihu [10]

Analýza lidského cyklu chůze je důležitým aspektem při návrhu robotického exoskeletu. Během tohoto cyklu je možné získat bližší požadavky potřebné k návrhu pohonu exoskeletu. Na obr. 23) je možné vidět, jak se dělí cyklus chůze na dvě rozdílné fáze chůze – fázi postojovou a fázi švihu. Začátkem fáze postojové je došlápnutí paty a v tento moment začíná exoskelet podporovat váhu svého uživatele a jeho břemene. Tato fáze zabírá 60 % cyklu chůze. Během fáze švihu se exoskelet pohybuje dle uživatele, tedy je nutné, aby v této fázi docházelo k řízení síly hydraulického systému. Během fáze švihu dochází k největšímu úhlovému zrychlení kolenního kloubu. [10]

Z obr. 26) je možné usoudit, že při lidské chůzi stojíme pouze na jedné noze 60% času. Tedy je nutné, aby navržený hydromotor a noha exoskeletu byla schopna udržet o 20% větší cyklické zatížení a o 60% větší než je zatížení požadované.

4.1.3 Návrh mechanického kloubu exoskeletu

U návrhu kolenního a hlezenního kloubu exoskeletu je nutné zvážit pohybovou funkci reálných kloubů. Tento mechanismus musí funkci těchto kloubů nahrazovat v exoskeletu s ohledem na splnění kinematických požadavků kloubu a uživatele. Je tedy nutné, aby návrh kloubu vycházel z koncepcí biomechanického kloubu.

Volba materiálu pro výsledný návrh kloubu bude určena na základě těchto parametrů – mez pevnosti materiálu, mez kluzu materiálu, měrnou hustotu materiálu a průměrná cena. Pro výběr výsledného návrhu jsou zváženy tři materiály – ocel, hliník a uhlíková vlákna.

Uhlíková vlákna jsou známa svou velice vysokou mezí pevnosti v řádech GPa (konstrukce obsahující uhlíková nanovlákna mají mez pevnosti kolem 7 GPa), která v poměru s jejich výbornou hustotou materiálu $1,72 \text{ kg/dm}^3$ dosahují výborných výsledků pro zvážení konstrukce exoskeletu. Bohužel jejich cena se pohybuje v řádech několika stovek korun za kg (500-700 Kč/kg), a proto jsou zavržena z ekonomických důvodů.

Aby byla zajištěna správná funkčnost exoskeletu, je nutné, aby zvolený materiál dosahoval dobrého poměru mezi mezí pevnosti a kluzu, a zároveň měl nízkou hodnotu měrné hustoty materiálu. Z těchto důvodů se dá očekávat, že hliníkové materiály budou dosahovat lepších parametrů pro konstrukci kloubního mechanismu.

Materiál a značka	Ocel 11375	Ocel 17240	Hliník EN AW 5083	Hliník EN AW 6082	Hliník EN AW 7075
Složení	S235JR	X5CrNi18-10	AlMg4,5Mn0,7	AlSi1MgMn	AlZn5,5MgCu
R_m (MPa)	363 - 441	520 - 720	270	310	455
R_e (MPa)	196	250	125	255	385
ρ (kg/dm³)	7,85	7,9	2,66	2,7	2,8
Cena (kč/kg)	~54	~153	~135	~160	~155
Hodnocení	3	2	2	3	4

Tab 2) Multikriteriální vyhodnocení materiálu mechanického kloubu

4.1.4 Návrh hydraulického obvodu systému

Na základě provedené rešerše v oblasti hydraulicky poháněných exoskeletů, bylo usouzeno, že prozatím bylo využíváno pouze jednosměrných konstantních regulátorů zdroje kapaliny. Právě protože hydrogenerátor fungoval jednosměrně, tak se funkce exoskeletu rozdělila na dva módy – pasivní a aktivní. V případě aktivního módu pohonu se otáčkami hydrogenerátoru plnil objem hydromotoru a docházelo tím ke vzpřímení operátora a břemene, které nesl. V případě pasivního módu, kdy operátor chtěl s exoskeletem podřepnout, muselo dojít k propuštění průtoku druhou cestou směrového rozvaděče. K zasunutí hydromotoru tedy docházelo silou operátora, zatímco hydraulický agregát běžel v plném provozu. V takovémto případě jsou hydraulické systémy komplikované, účinnost je výrazně snížena a dochází během funkce exoskeletu k velkému hluku, vibracím a úniku kapaliny.

V této práci je navrženo řešení využívající regulovatelného zdroje kapaliny využívajícího obousměrného regulovatelného hydrogenerátoru. Takovýto hydraulický systém musí nutně obsahovat hydraulický zámek, dva zpětné ventily, dva pojistné ventily a nádrž pro olej a redukční ventily na paralelních výstupech větve A pro usměrnění tlakového průtoku obou paralelních větví.

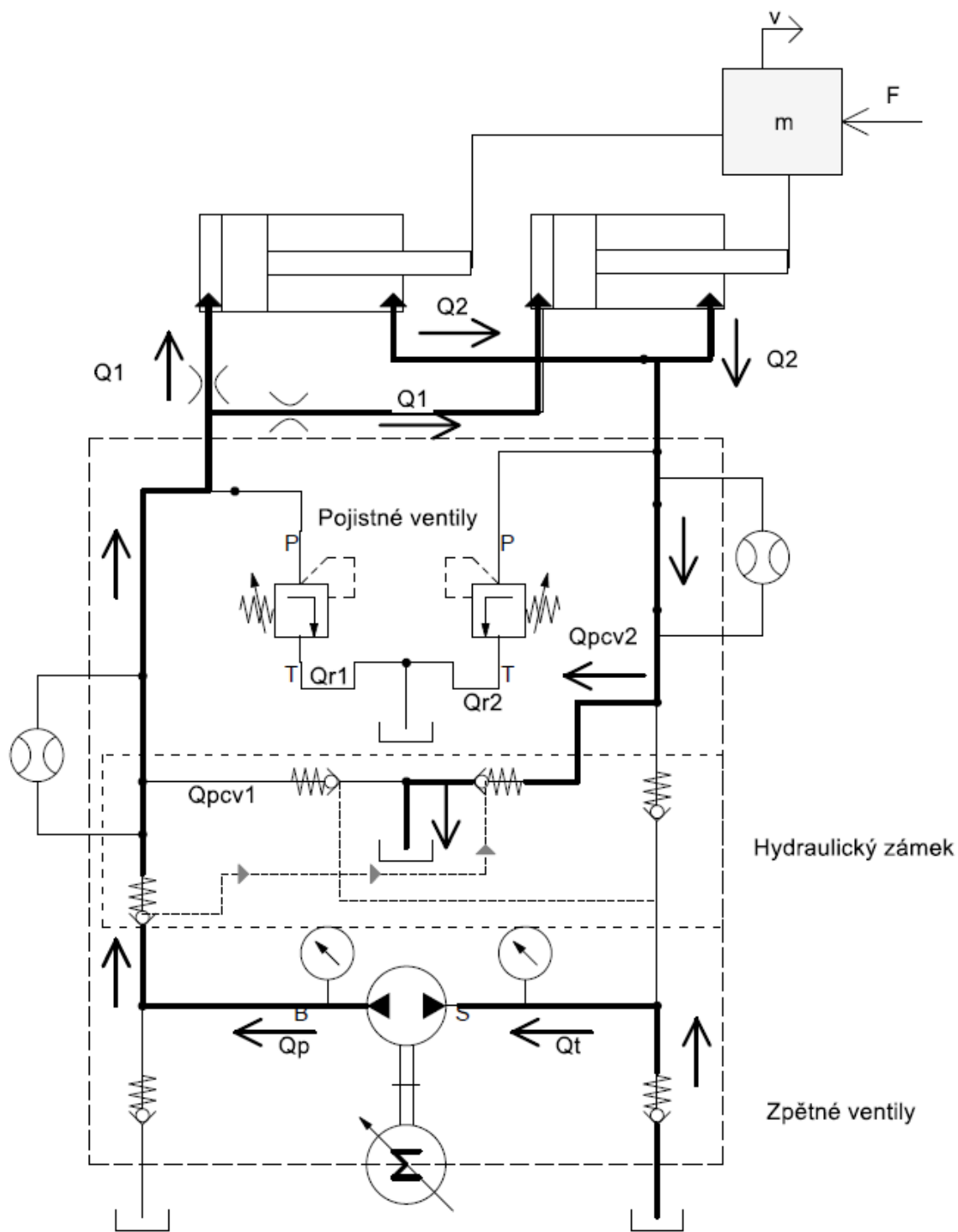
Do hydromotoru proudí kapaliny průtokem Q_1 a vytéká do odpadní větve průtokem Q_2 . Pojistné ventily, které budou umístěny před hydromotor, budou nastaveny tak, aby přebytečnou tlakovou kapalinu vypustily do nádrže, kdy průtoky pro tuto funkci musí být $Q_{PV1} > Q_1$ a $Q_{PV2} > Q_2$. Pro celkovou bezpečnost systému budou tyto pojistné ventily nastaveny tak, aby jejich vnitřní pracovní tlak nepřekročil 35 barů.

Hydrogenerátorem teče přírodní větví A kapalina pod tlakem P_1 , což vede k lineárnímu posuvu hydromotoru směrem vpřed. Průtoky Q_T a Q_P jsou nasávány hydrogenerátorem z nádrže. Jelikož pro mechanický pohon je využíváno diferenciálních hydromotorů, znamená to, že průtoky Q_1 a Q_2 jsou rozdílné, proto dokáže hydraulický zámek kompenzovat tuto změnu v průtoku. Toto umístění hydraulického zámku má za důsledek mnohem plynulejší pohyb hydromotoru, menší hluk a vibrace systému. [27]

Tlak P_1 je nastaven na řízeném pojistném ventilu ve větvi B, což znamená, že $Q_2 = Q_{RPV2}$. Při přepuštění řízeným ventilem Q_{RPV2} protéká zpět do nádrže. Dále jsou umístěné zpětné ventily na větvích A a B mezi hydrogenerátorem a hydromotorem, aby nedošlo k náhodnému průtoku z hydromotoru do hydrogenerátoru bez regulace. Hlavní výhodou takto navrženého systému je ten fakt, že kapalina cirkuluje v obvodu simulující uzavřený obvod, ačkoliv se jedná o obvod otevřený. To vede k zjednodušení hydraulického systému, snížení vibrací a hluku, menšímu úniku kapaliny k zjednodušení následného nadřazeného řízení. Řešení a návrh nadřazeného řídicího systému by už bylo nad rámec této práce a proto nebude dále hlouběji řešeno.

V momentě, kdy není hydrogenerátor poháněn, může hydromotor udržovat konstantní polohu díky zpětnému ventilu a jeho nastavení. Hydraulický obvod by v ideálním případě byl řešen za pomoci kombinace správně navrženého hydraulického bloku a vnitřního systému hydraulického power packu.

Jelikož jsou konce každé nohy exoskeletu spřaženy bederní částí, je možné uvažovat, že imperfekce zapojených hydromotorů budou



Obr. 27) Schéma navrženého hydraulického systému

Zdroj tlaku musí být vybaven řadou periferních prvků, které zajišťují a kontrolují vhodné podmínky provozu zdroje tlaku. Tyto prvky nemají přímý dopad na funkci hydraulického systému, a proto budou zmíněny pouze v krátkosti. Zdroj tlaku potřebuje pro svou správnou dlouhodobou funkci chladicí a filtrační prvky, prvky k měření hladiny pracovní kapaliny a měření její teploty. Jsou to většinou samostatné systémy, které je možné zakoupit od

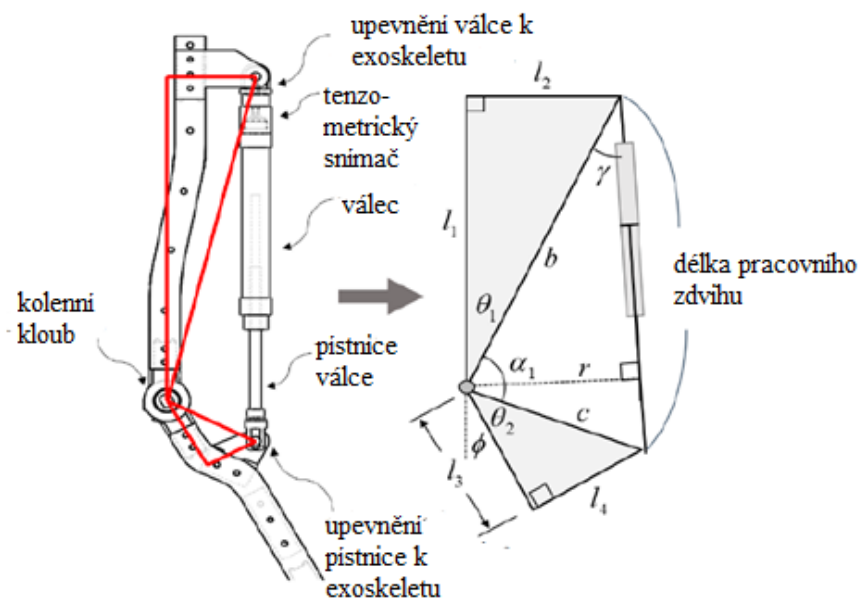
různých výrobců. Tyto chladicí a filtrační systémy vytvoří svůj vlastní lokalizovaný okruh. Probíhá zde nasávání vrácené kapaliny z odpadní větve pracovního obvodu, následně je ochlazena a přefiltrována. Kapalina je poté přivedena do blízkosti sání hlavního hydrogenerátoru. Jako posledním nezbytným prvkem je tlakový filtr umístěný na výtlaku hlavního hydrogenerátoru a ten zajišťuje čistotu kapaliny pro regulační ventily, které jsou velmi citlivé na nečistoty.

5 VÝPOČTOVÁ ČÁST PRÁCE

5.1 Výpočtový návrh hydromotoru exoskeletu

Na základě rešerše předchozích aplikací hydromotoru pro pohon exoskeletu [10], [22] kde se nevyužívá hydromotoru s průchozí pístní tyčí, bude i v této práci vybrán diferenciální hydromotor z důvodů asymetrického čtyř-kvadrantového režimu, ve kterém by pohon měl pracovat.

Pro tuto aplikaci bude hydromotor navržen dle výpočtu hledané veličiny pracovního zdvihu válce v [10], načež bude aplikován stejný postup pro nosný profil exoskeletu navržený v této práci a k němu vypočítaná hodnota pracovního zdvihu hydromotoru.



Obr. 28) Kinematický rozbor systému [10]

	$l_{zdvih} = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + l_3^2 + l_4^2 + bc \cos(\alpha_1 - \phi)}$	(2)
--	---	-----

Z rovnice (2) je vytvořena Tab. 3), kde je zaznamenán průběh hledané veličiny pracovního zdvihu válce (tj. určující je rozdíl nejnižší a nejvyšší hodnoty). Vstupní hodnoty jednotlivých segmentů kinematického systému byly zvoleny dle podpůrné namodelované konstrukce. Vstupní hodnoty jsou $l_1 = 310$ mm, $l_2 = 75$ mm, $l_3 = 195$ mm, $l_4 = 45$ mm.

0.35	0.39	0.353	0.27	0.242	0.313	0.38
0.369	0.292	0.238	0.29	0.368	0.387	0.331
0.243	0.269	0.352	0.39	0.351	0.269	0.243
0.331	0.387	0.368	0.29	0.238	0.292	0.369
0.38	0.313	0.242	0.27	0.353	0.389	0.35
0.254	0.253	0.333	0.387	0.367	0.289	0.238
0.311	0.379	0.38	0.312	0.242	0.272	0.272
0.387	0.334	0.253	0.253	0.334	0.387	
0.271	0.242	0.312	0.38	0.379	0.31	
0.289	0.367	0.387	0.333	0.252	0.254	

Tab 3) Výpočet pracovního zdvihu navrhovaného válce v metrech

	$Zdvih\ pístu = 0,39\ m - 0,238\ m = 0,152\ m$	(3)
--	--	-----

Z výpočtu vychází, že pracovní zdvih hydromotoru musí být alespoň 152 mm, kdy uvažujeme mediánový úhel natočení kolenního kloubu průměrného dospělého jedince. [10] Tato hodnota je pro návrh tedy pouze limitní a při návrhu bude uvažována možnost překročení tohoto vypočteného zdvihu válce. Taktéž je nutné zohlednit koncový nástavec hydromotoru s okem pro uchycení na čep, které má délku 27 mm. Proto volím lineární hydromotor značky SMC CHN-C-20-185-H7NF-LSC s pracovním zdvihem 185 mm. Jeho charakteristické údaje jsou vypsány v tabulce 4.

Parametr	Značka	Hodnota
Průměr pístu	D_p	20 mm
Průměr pístnice	$d_{pístnice}$	10 mm
Pracovní zdvih válce	l_{zdvih}	160 mm
Hmotnost	m_{HM}	0,27 kg
Max. pracovní tlak válce	p_{HM}	7 MPa

Tab 4) Parametry vybraného hydromotoru

- Elektronický snímač polohy,
- oba konce hydromotoru mají upevnění na závěsné oko,
- dvojčinný, diferenciální

Tento hydromotor byl zvolen pro své výborné vlastnosti, které umožní udržet tento konstrukční návrh kompaktní a lehký. Pracovní cyklus exoskeletu umožňuje hydromotoru ukotvení v dvou bodech, které budou sloužit jako rotační vazby pro ukotvení obou konců hydromotoru – v oku hydromotoru a konec pístnice.

Pro dlouhodobý provoz je vhodné, aby pracovní tlak hydromotoru dosahoval nejvýše tří čtvrtin jmenovitého tlaku hydromotoru, ale tato podmínka je uvažována u dlouhodobě zatížených hydromotorů, což v této aplikaci není nutné. Katalogová teoretická hodnota silového výkonu válce je, pro stranu bez pístnice při tlaku 3MPa, $F_a = 942 \text{ N}$ a na straně s pístnicí $F_b = 705 \text{ N}$. Dle katalogových hodnot je tedy podmínka tlakového zatížení válce splněna s obrovskou rezervou v uvážení s navrhovaným zatížením, které je v rozmezí 20–40 kg, tedy $F_p = 200 \div 400 \text{ N}$.

Pracovní tlaky pro maximální zátěž jsou vypočteny následovně:

	$p_A = \frac{F}{S_{PA}} = \frac{F}{(D_p^2)} = 0,75 \text{ MPa}$	(4)
--	---	-----

	$p_B = \frac{F}{S_{PB}} = \frac{F}{(D_p^2 - d_{pístnice}^2)} = 1 \text{ MPa}$	(5)
--	---	-----

Je nutné ještě zkontrolovat odolnost hydromotoru staticky na namáhání proti vzpěru kvůli celkové bezpečnosti, ačkoliv zvolený hydromotor je katalogově výrazně silnější než aplikace vyžaduje. Výpočet je proveden Eulerovou metodou. Délka válce vůči poloze vazby je stanovena na $L_k = 321 \text{ mm}$. Model pružnosti oceli je $E = 2,1 * 10^5 \text{ N/mm}^2$.

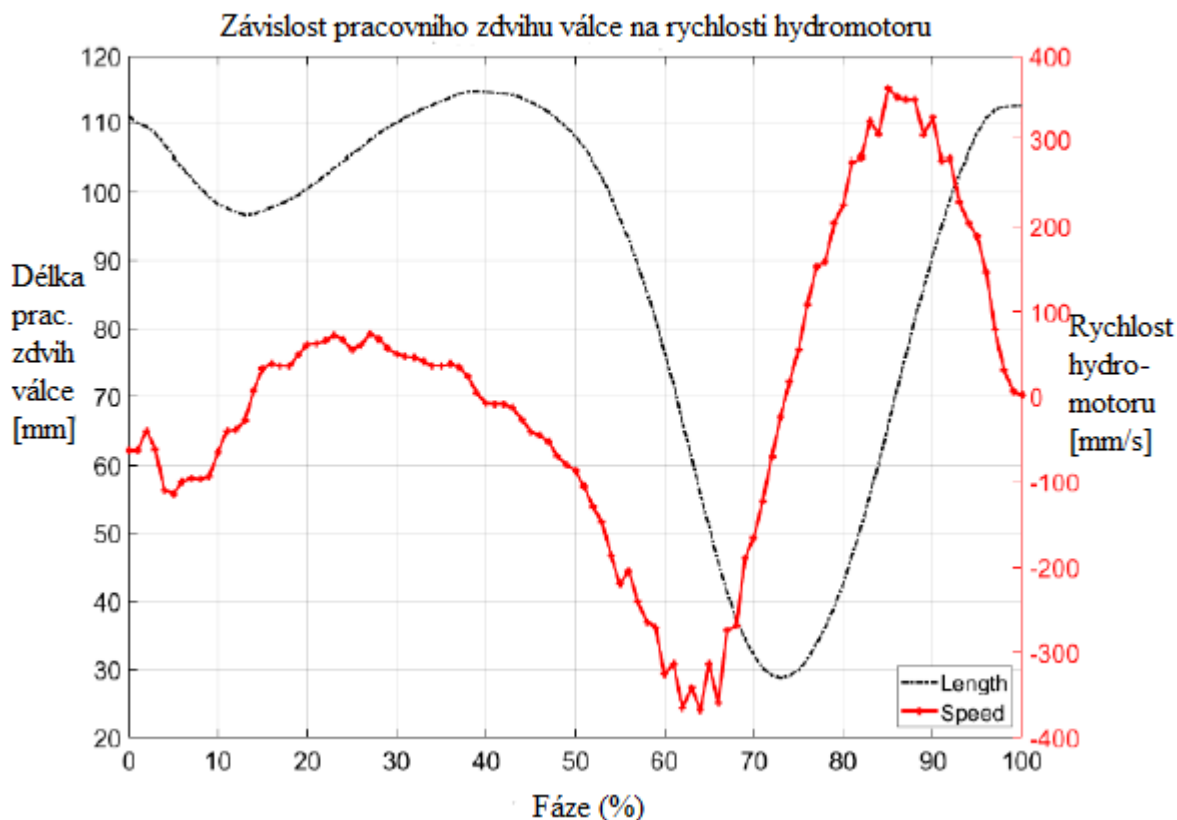
	$I = \frac{D_p^4 * \pi}{64} = 6836,11 \text{ mm}^4$	(6)
--	---	-----

	$F_{krit} = \frac{\pi^2 * E * I}{L_k^2} = 137,5 \text{ kN}$	(7)
--	---	-----

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

	$k_{vzpěr} = \frac{F_{krit}}{F_p} = 458,35$	(8)
--	---	-----

K snímání silového zatížení hydromotoru byl zvolen tenzometrický snímač od firmy OMEGA LCM302-500N.



Obr. 29) Závislost rychlosti hydromotoru vůči fázi cyklu chůze a délce pracovního zdvihu hydromotoru [10]

V obr. 25), je změřena nutná rychlost hydromotoru v_p pro průměrného dospělého jedince, která se pohybuje v rozmezí 0,32 m/s při expanzi až -0,35 m/s při kompresi. Z této hodnoty jsme schopni navrhnout odpovídající hydrogenerátor.

5.2 Výpočet hydrogenerátoru

Regulovaný zdroj bude pro tuto aplikaci tvořen kompaktním axiálním pístovým generátorem s proměnným geometrickým objemem. Jako jmenovitý tlak systému volím $p_n = 3 \text{ MPa}$. Tento tlak je zvolen, aby byl schopen pokryt pracovní tlak hydromotorů a zároveň ztráty způsobené navrženým hydraulickým obvodem.

Nutný průtok hydrogenerátoru při expanzi pístů, kde $v_{PA} = 0,32 \text{ m/s}$ a $S_{PA} = D_p^2 = 400 \text{ mm}^2$: Veškeré výpočty průtoku jsou vynásobeny koeficientem dva, kvůli paralelnímu zapojení hydraulických válců.

	$Q_{ga} = v_{PA} * S_{PA} * 2 = 12,064 \text{ l/min}$	(9)
--	---	------------

Nutný průtok hydrogenerátoru při kompresi pístů, kde $v_{PB} = 0,35 \text{ m/s}$ a $S_{PB} = D_p^2 - d_{pístnice}^2 = 400 \text{ mm}^2$:

	$Q_{gb} = v_{PB} * S_{PB} * 2 = 9,896 \text{ l/min}$	(10)
--	--	-------------

Maximální hydraulický výkon dodávaný hydrogenerátorem:

	$P_{HGMax} = \frac{(p_n * 10^3) * Q_{HG}}{60000} = \frac{3000 * 18,87}{60000} = 0,944 \text{ kW}$	(11)
--	---	------

Hydraulický výkon potřebný pro pohon hydromotoru:

	$P_{HG} = \frac{(p_n * 10^3) * Q_{ga}}{60000} = \frac{3000 * 12,064}{60000} = 0,601 \text{ kW}$	(12)
--	---	------

Na základě výpočtů v (9) a (10) vybírám hydraulický power pack TFH-630-U-PCV od společnosti Takako, která se zaměřuje na výrobu kompaktních hydraulických mikropohonů s vlastní nádrží pro olej. Součástí tohoto power packu je tedy hydrogenerátor, vlastní hydraulický obvod a již zmíněná nádrž pro olej.

Parametry hydraulického power packu:

Parametr	Značka	Hodnota
Jmenovité otáčky	n_{HG}	3000 ot./min
Max. průtok	Q_{HG}	18,87 l/min
Hmotnost	m_{HG}	6,5 kg
Max. pracovní tlak	p_{HG}	21 MPa
Max. geometrický objem	V_{HGmax}	6,29 cm ³
Max. točivý moment	M_{K_M}	21 Nm
Celková účinnost	η_{HG}	0,87
Objemová účinnost	η_V	0,93

Tab 5) Parametry vybraného hydraulického power packu

- Dvousměrný axiální pístový hydrogenerátor
- Možnost užití v otevřených a uzavřených smyčkách

Pro pokrytí maximální spotřeby bude generátor nastaven na geometrický objem:

	$V_{HG} = \frac{Q_{ga}}{n_{HG} * \eta_V} = 4,32 \text{ cm}^3$	(13)
--	---	------

Potřebný točivý moment při tomto nastavení, tlaku $p_n = 3 \text{ MPa}$, a hydraulicko-mechanické účinnosti $\eta_{HM} = 0,9$:

	$M_{HG} = \frac{(p_n * 10) * V_{HG}}{\eta_{HM}} = 0,144 \text{ Nm}$	(14)
--	---	------

Zvolený minerální olej pro hydraulický systém je od značky ENEOS typ SUPER HYRANDO SE-P 32, jakožto doporučený olej pro zvolený hydraulický power pack.

5.3 Výpočet potřebného elektromotoru

V praxi se nyní pro kompaktní aplikace poháněných exoskeletů používají převážně BLDC motory. Tento fakt vyplývá z toho, že BLDC motory jsou malé a výkonné elektromotory pro pohon strojů, které mají za účel být mobilními zařízeními bez možnosti stacionárního či dobíjecího zdroje energie. [10], [11], [22]

Vzhledem k trvalému provozu elektromotoru a možnému skokovému průběhu funkce hydrogenerátoru je zapotřebí zvolit elektromotor, který bude mít jmenovitý výkon vyšší než výkon vypočtený.

Nutný výkon elektromotoru pro získání max. výkonu hydrogenerátoru:

$$P_{EM} = \frac{P_{HGMax}}{n_{HG}} = \frac{0,601}{0,87} = 0,69 \text{ kW} \quad (15)$$

Na základě výpočtu v rovnici (14) a (15) vybírám bezkartáčový stejnosměrný (dále BLDC) motor DB80L048030-A. Zvolený elektromotor má tyto parametry:

Parametr	Značka	Hodnota
Jmenovité otáčky	n_{EM}	3000 ot./min
Jmenovitý výkon	P_{EM}	706 W
Jmenovitý proud	I_{EM}	18,75 A
Hmotnost	m_{EM}	2,6 kg
Max. točivý moment	M_{EMmax}	6,5 Nm
Jmenovitý točivý moment	M_{EM}	2,25 Nm
Cena	-	210,4 €

Tab 6) Parametry vybraného elektromotoru

Jako posledním nutným prvkem pro funkci hydrogenerátoru s elektromotorem je nutné vybrat zdroj energie. Na základě průzkumu trhu a volně dostupných baterií, bylo určeno, že nejdostupnějším a nejpraktičtějším zdrojem přenosné energie jsou lithiové baterie pro elektrokola či elektrické koloběžky. Z volně dostupných nabídek byly vybrány dvě varianty a posouzeny jejich parametry:

Varianty	Varianta 1 Baterie Silverfish	Varianta 2 Baterie Apache Power R7
Typ baterie:	Li-Ion	Li-Ion
Kapacita	18 Ah	12,8 Ah
Výdrž baterie s elektromotorem	57 minut	40 minut
Vstupní napětí	48 V	48 V
Rozměry	360 x 135 x 90 mm	360 x 90 x 90 mm
Hmotnost	5,2 kg	3,1 kg
Cena	10 269	11 990
Hodnocení	3	4

Tab 7) Parametry vybraných baterií exoskeletu

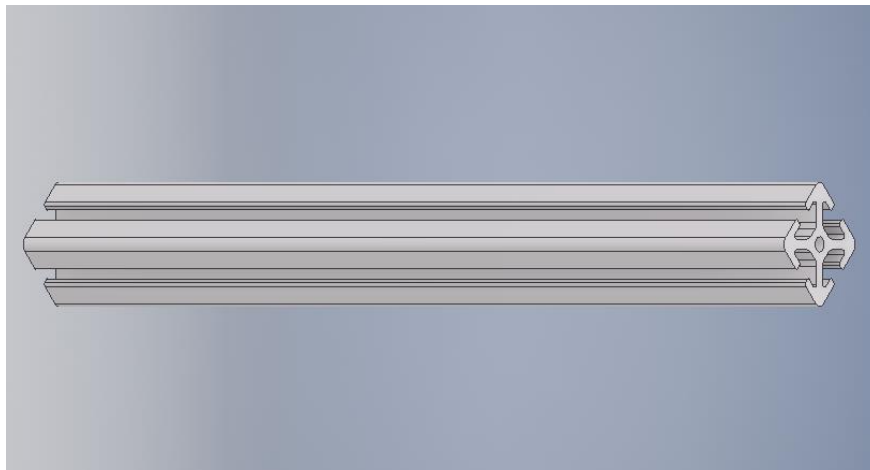
Na základě hodnocení z Tab 6) byla vybrána jako zdroj energie baterie Apache Power R7, zejména kvůli svým menším rozměrům a váze.

6 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

V této kapitole je rozebrán konstrukční proces nové konstrukce exoskeletu, na základě vybraných variant v kapitole 4. Návrh dále vyplývá z provedených výpočtů v kapitole 5. V této kapitole jsou popsány jednotlivé hlavní komponenty navržené konstrukce exoskeletu.

6.1 Návrh struktury konstrukce exoskeletu

Celková struktura konstrukce by měla být navržena takovým způsobem, aby odpovídala požadavkům zadaným v kapitole 4. Velikost konstrukce a podpůrných profilových výztuh je odvozena od velikosti válce a průměrného jedince. Jelikož je dán požadavek na lehkost konstrukce, lehkou a přístupnou možnost úprav a možné osazení sensorickými prvky, jsou zvoleny segmenty délky 300 mm s možností prodloužení na 300 +100 mm za použití



Obr. 30) Detail nosného profilu

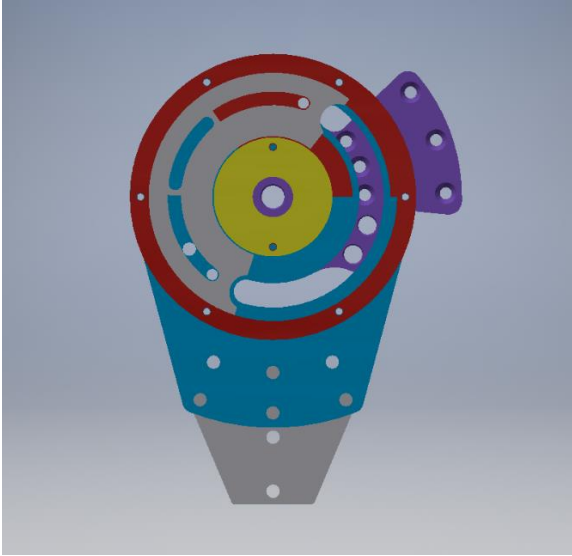
Konstrukce by měla obsahovat nosné profily a prvky, mechanické klouby v kolenní a hlezenní části konstrukce, chodidla a hydraulického rozvaděče, kam bude možno upevnit hydraulický power pack s náležitými hydraulickými prvky systému a elektromotorem. Nosné profily a prvky musí být navrženy tak, aby byly schopny unést váhu exoskeletu, váhu uživatele a váhu hydraulického systému. Dále je zapotřebí, aby nosná konstrukce byla výškově nastavitelná pro zvýšenou ergonomii uživatele. Výšková nastavitelnost může být řešena buďto teleskopickým profilem, nebo kombinací dutého profilu a zásuvného nosného prvku s fixací v požadované pozici. Nosné profily musí být navrženy tak, aby na ně bylo snadné připojit akční členy, případně sensoriku. Klouby musí splňovat zadané požadavky definované v kapitole 4.4 a musí být z odpovídajícího materiálu.

Chodidlo je připojeno k exoskeletu za pomoci hlezenního kloubu, jenž funguje na stejném principu jako kloub kolenní, ale využívá druhé možné konfigurace lamel. Chodidlo musí splňovat tu funkci, kdy je možné na něj připevnit botu uživatele a tu zafixovat. Rozměry chodidla mohou být navrženy jako fixní podstavec o průměrné velikosti, nebo délkově nastavitelné za užití kombinace popruhů a pojížděcích nástavců.

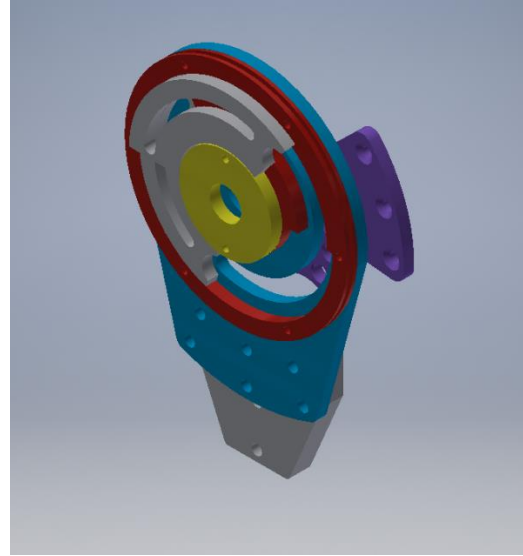
6.2 Návrh konstrukce kloubu

Návrh mechanického kloubu vyžaduje, aby návrh vycházel z funkčnosti reálného kloubu tak, aby mechanický kloub dosahoval stejných, nebo podobných rozsahů jako kloub reálný. Na základě mechanismů biomechanického kloubu navržených v [10], [11] a [12], byl navržen kloubový mechanismus, který bude zahrnovat funkci kloubu kolenního a hlezenního.

Navrhovaný kloub je sestaven z pěti hlavních částí. Těmi jsou kloubový disk, držák čepu, schod disku, pohybové lamely a kryt pro axiální ložisko.

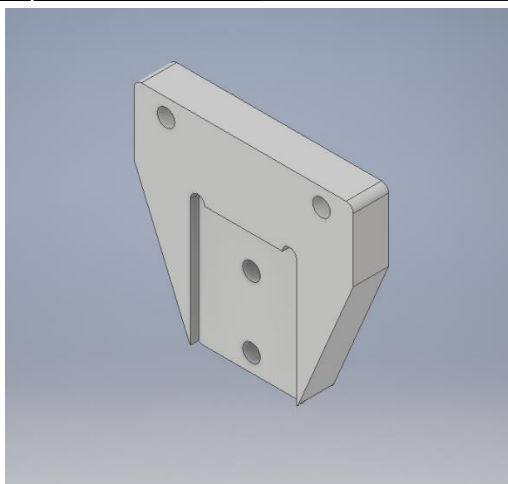


Obr. 31) Přední pohled mechanického kloub

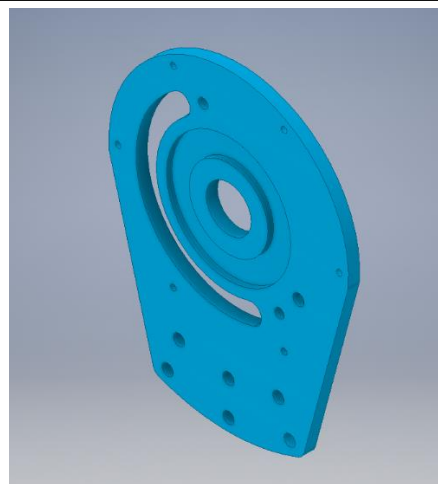


Obr. 32) Izometrická projekce mechanického kloubu

Kloubový disk má navrhnutý otvory pro připevnění držáku profilu. K držáku profilu je možné připevnit nosnou lýtkovou výztuhu exoskeletu. Vnitřní díra kolenního disku je určena pro umístění ložiska a případné hřídele pro jiný typ pohonu či enkodéru. Pohybová drážka je vytvořena tak, aby se v ní mohl plynule hýbat čep velikosti 8 mm. Maximální možná hodnota natočení je 160° , kterou lze změnit volbou konfigurace lamel. Na kloubový disk je následně upevněn držák čepu a mezi obě části je vloženo axiální ložisko do navrhnutých vybrání.

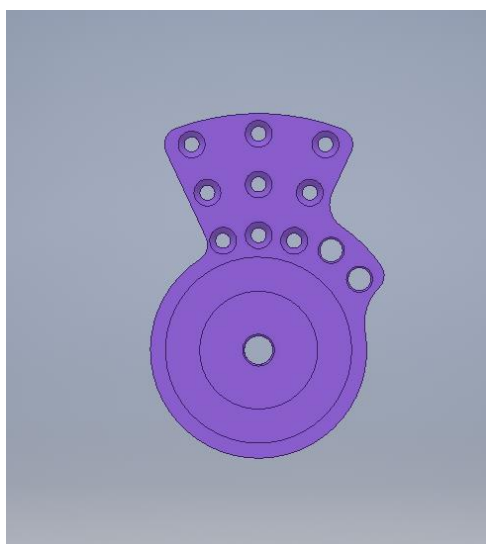


Obr. 33) Izometrická projekce držáku profilu

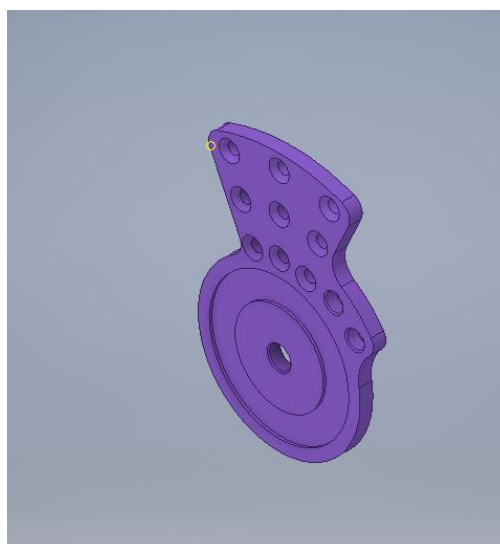


Obr. 34) Izometrická projekce kolenního disku

Držák čepu je navržen tak, aby splňoval dvě hlavní funkce. Těmi jsou upevnění stehenního nosného profilu a aretace pohybového čepu. Upevnění stehenní výztuhy má na držáku čepu navrženo tři různé polohy z možných ergonomických potřeb uživatele. Aretovaný čep je vložen do drážky na kolenním disku, která zajistí dodržení pohybového úhlu. Podobně, jako je tomu u kloubového disku, je zde vybrání pro axiální ložisko, pro zajištění volnějšího pohybu mezi jednotlivými komponenty.

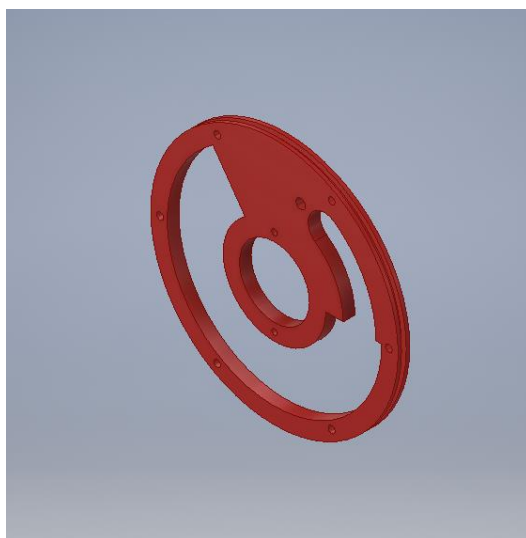


Obr. 35) Přední pohled držáku čepu



Obr. 36) Izometrická projekce držáku čepu

Kolenní schod disku je přišroubován z vnější strany ke kloubovému disku a do vnitřní díry je udělán otvor pro hřídel s ložiskem. V schodu jsou vyfrézovány otvory pro zafixování lamely a drážka pro umístění lamely.

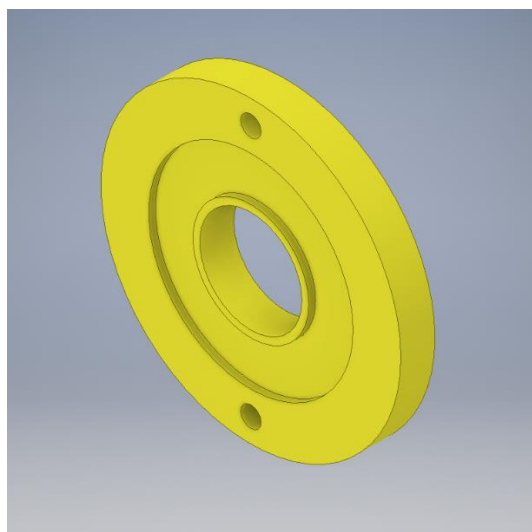


Obr. 37) Izometrická projekce kolenního schodu

Lamela je umístěna na vnější straně kloubu. První lamela se vkládá přímo do drážky ve schodu disku a druhé lamela se dle konfigurace kloubu umístí na kryt ložiska. Lamela má vyfrézovanou drážku pro aretaci čepu, která zajišťuje fixaci úhlu.



Obr. 38) Přední pohled na lamelu



Obr. 39) Izometrická projekce ložiskového krytu

6.3 Návrh konstrukce uložení hydraulického systému exoskeletu

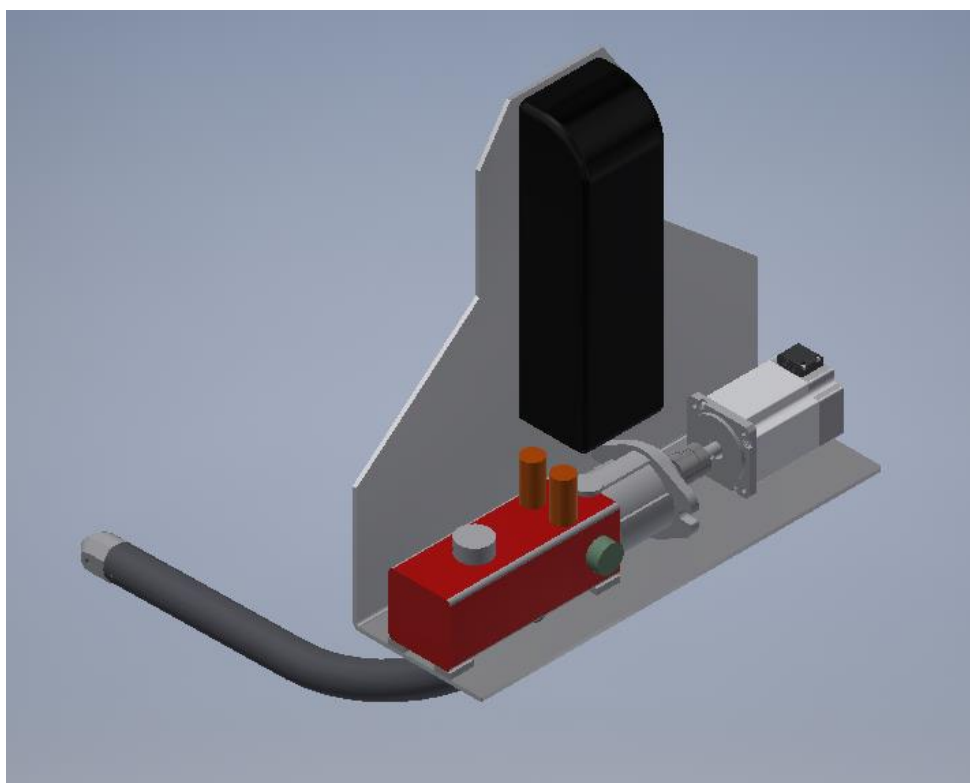
Nosný profil hydraulického agregátu je navržen z polotovaru přesně trubky o profilu 40x2,0. Profil je zavěšen na lícovaných šroubech značky Norelem 07534-10x16 (M8), které jsou

zasazeny do kloubové hlavice s vnějším závitem od firmy SKF. Do konců trubky jsou vloženy a sešroubovány koncovky z tyčového polotovaru 40x40x60, do kterého jsou udělány závity na smontování s výše zmíněnými konstrukčními prvky.



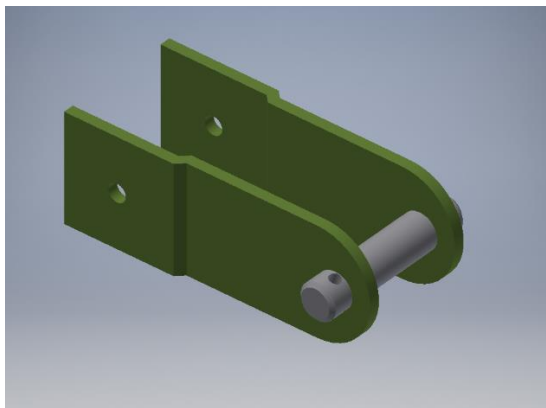
Obr. 40) Nosný profil hydraulického agregátu

Hydraulický systém je připevněn k nosnému plechu 650x520x5 s ohnutím pro uložení hydraulického systému. Nosný plech je ergonomicky zastřížen k upevnění zádoových popruhů. Celý plech by bylo vhodné následně zakrytovat pro reálnou aplikaci kvůli bezpečnosti operátora. Točivý moment elektromotoru je přenášěn na hydrogenerátor elastomernou momentovou spojkou od firmy R+W (dodavatel REM-technik), která dobře absorbují vibrace a jsou elektricky izolované. Celková hmotnost hydraulického systému s nosným plechem je 20,7 kg. Do této hmotnosti je započítána i teoretická hmotnost hydraulického bloku s regulačními prvky, jehož model bohužel nebylo možné získat v rámci této práce.

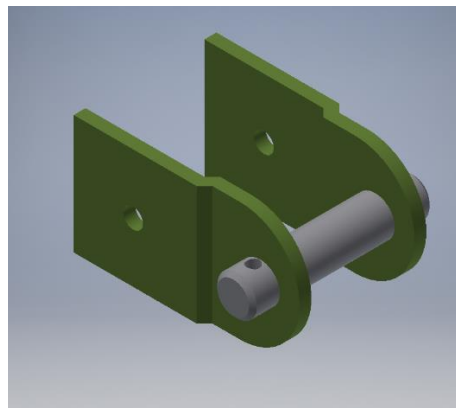


Obr. 41) Izometrická projekce upevnění hydraulického systému

Držáky hydromotoru byly navrženy z plechů 100x30x3 pro stehenní část nosného profilu a 60x30x3 pro lýtkovou část. Do držáků byly vyfrézovány díry pro upevnění k nosnému profilu a pro upevnění kolíkového čepu hydromotoru.

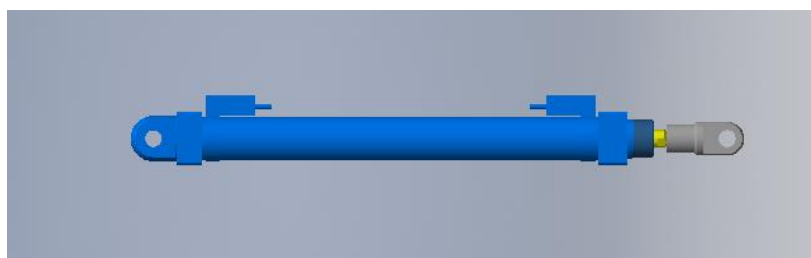


Obr. 42) Stehenní držák čepu hydromotoru

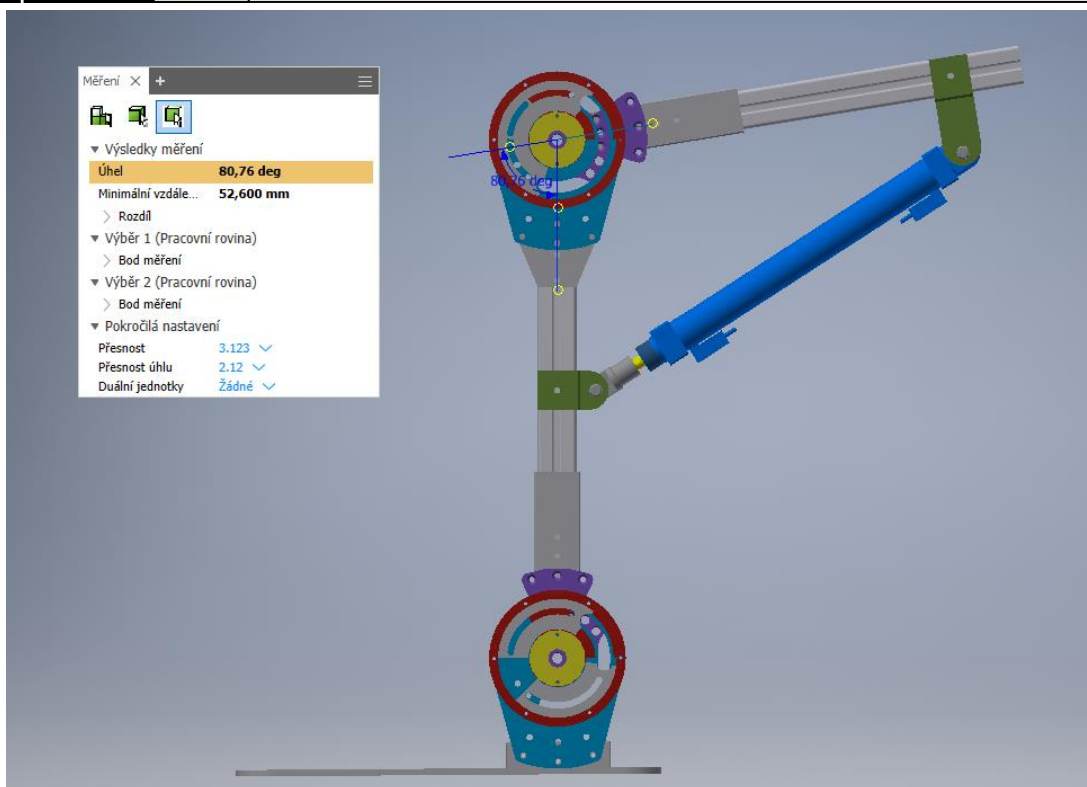


Obr. 43) Lýtkový držák čepu hydromotoru

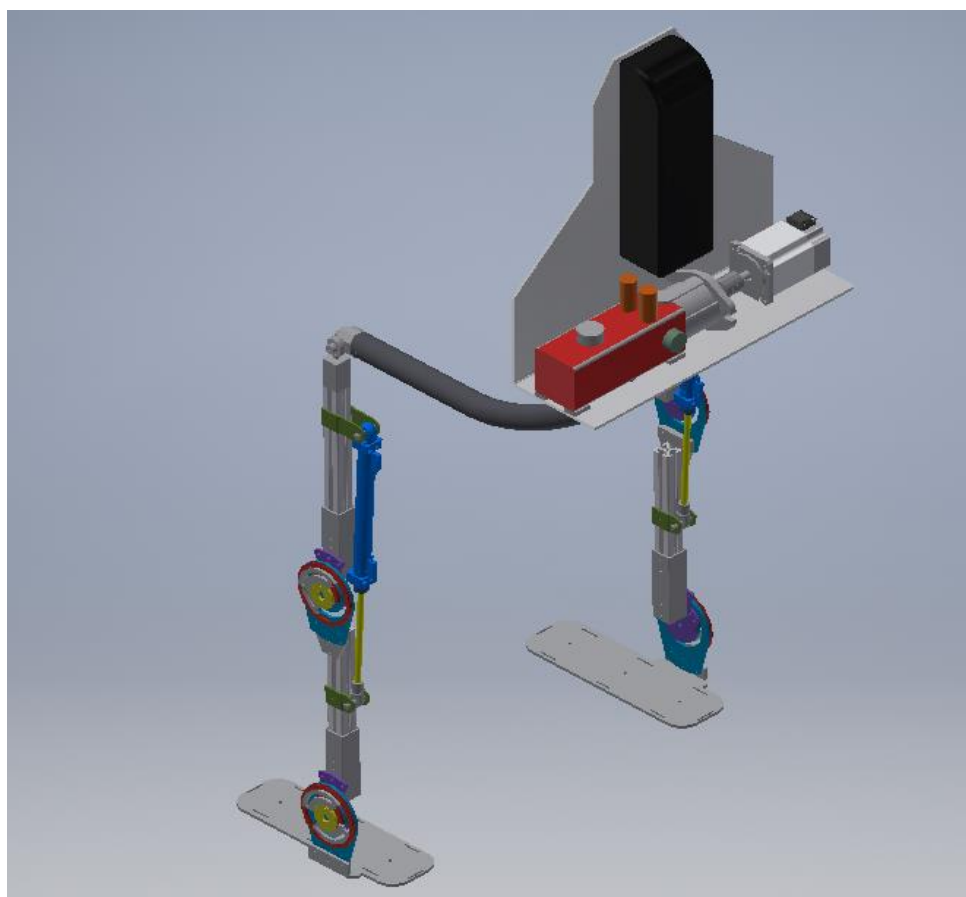
Hydromotor je navržen tak, aby bylo možné jej přichytit na obou stranách závěsnými oky. Díky tomuto uložení ve dvou rotačních vazbách jsme schopni dosáhnout požadovaného úhlu natočení nohy exoskeletu. Díky navržené konstrukci bylo dosaženo požadovaného natočení nohy exoskeletu 75°. Z důvodu bezpečnosti operátora byl výsledný úhel navýšen o 5° stupňů, kdy v kombinaci s natočením chodidla v hlezenním kloubu by mělo být možné dosáhnout plného podřepnutí pro zvednutí břemene.



Obr. 44) Navržený hydromotor



Obr. 45) Kinematická analýza nohy exoskeletu



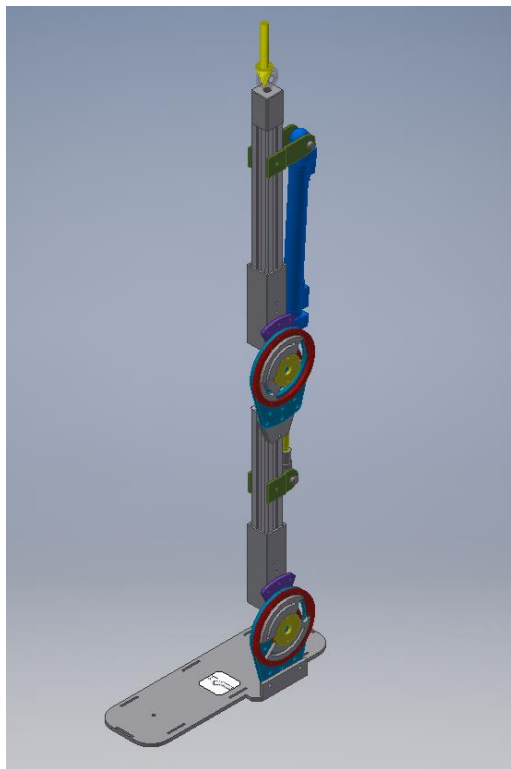
Obr. 46) Izometrická projekce exoskeletu

7 PEVNOSTNÍ ANALÝZA

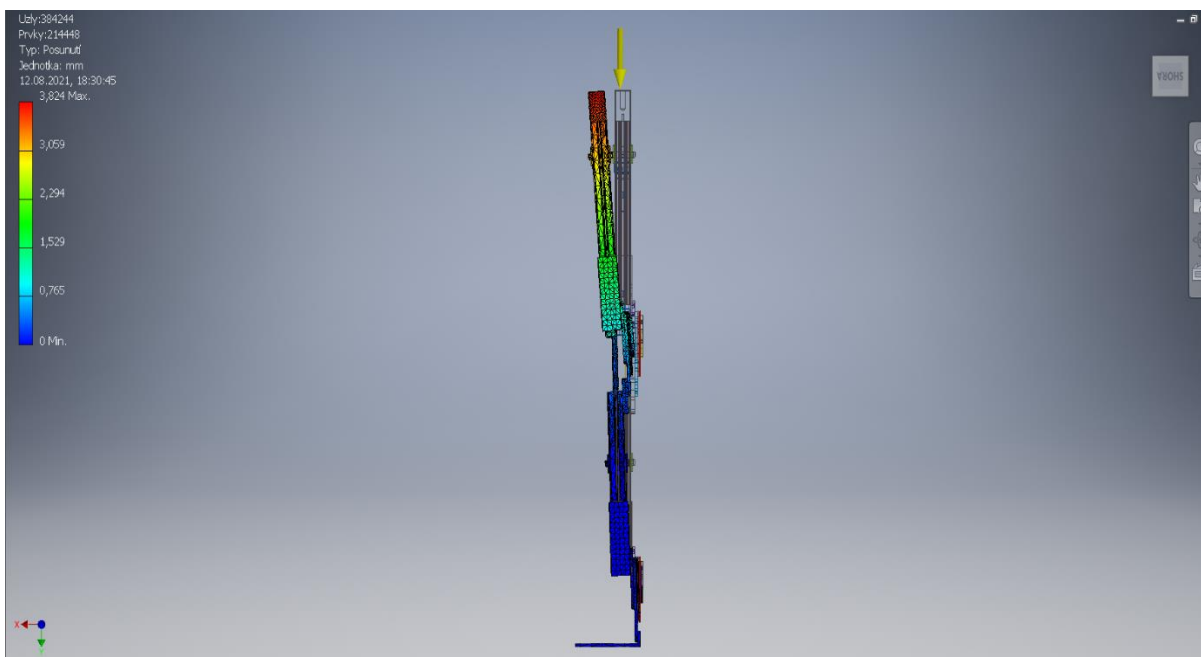
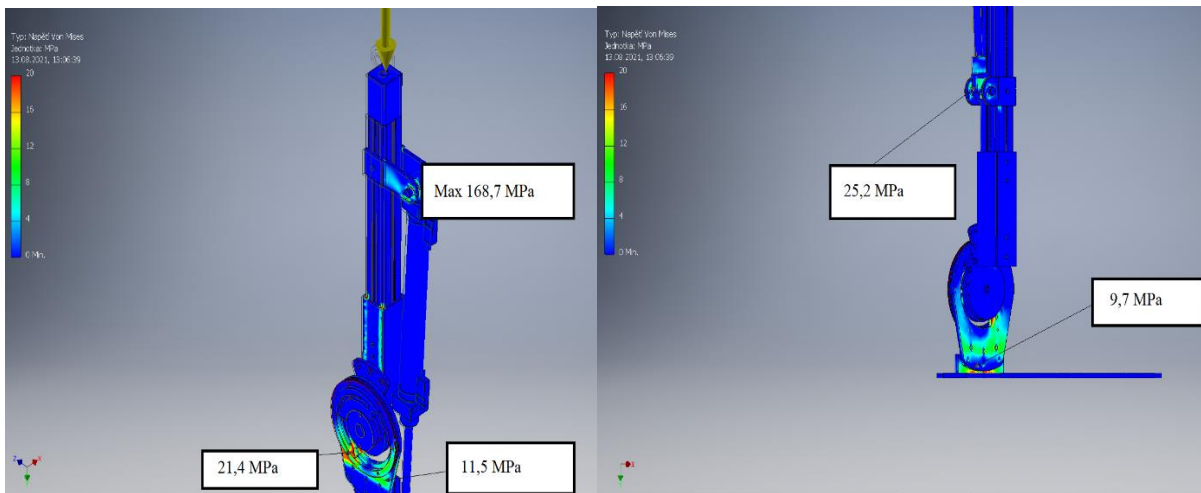
Exoskelety jako takové jsou zařízení, která symbioticky spolupracují s lidským uživatelem. Je tedy nutné, aby tato zařízení dodržovala veškeré zásady bezpečnosti. Proto bude v této kapitole provedena pevnostní analýza klíčových nosných komponent exoskeletu – nohy exoskeletu a nosné trubky upevnění hydraulického systému, na nichž bude provedena analýza kritických bodů. Pevnostní analýza bude provedena za pomoci softwaru Autodesk Inventor 2019. U jednotlivých komponent bude zkoumáno maximální ekvivalentní napětí Von Mises, maximální deformace a minimální bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti.

7.1 Analýza nohy exoskeletu

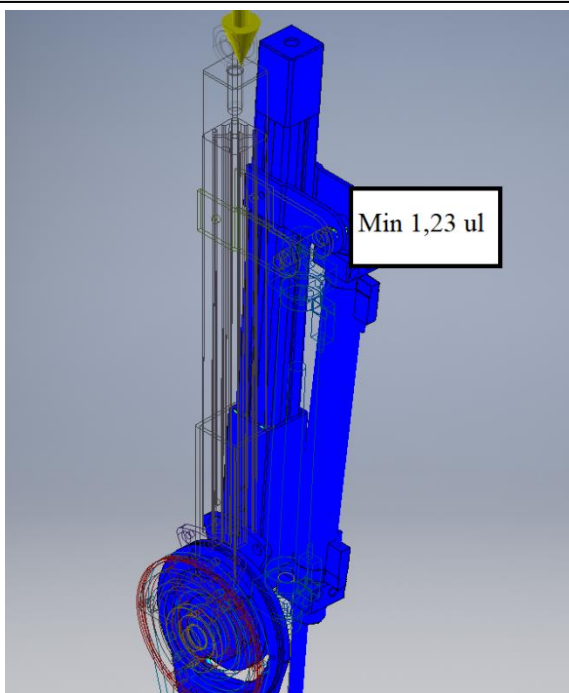
Analýza nohy exoskeletu je nejdůležitějším členem simulace funkce exoskeletu, protože jedním z hlavních požadavků je schopnost exoskeletu unést břemeno o jisté hmotnosti. Tento požadavek přímo koreluje s pevnostní analýzou. Pro simulaci bylo zvoleno bodové zatížení 600 N, které by mělo odpovídat maximálnímu možnému zatížení jedné nohy exoskeletu v kombinaci s rozdělenou hmotností hydraulického systému.



Obr. 47) a) Zatížení a vazba exoskeletu



Obr. 48) a) Analýza napětí v stehenní části; b) analýza napětí v lýtkové části; c) analýza maximální deformace nohy exoskeletu



Obr. 49) Minimální bezpečnost nohy exoskeletu vůči MSP

Na základě získaných dat z pevnostní analýzy nohy exoskeletu je možné usoudit, že i přes všechna očekávání je nejkritičtější bodem konstrukce vrchní čep hydromotoru. Dalšími kritickými body jsou dle očekávání upevňovací plochy jednotlivých kloubů.

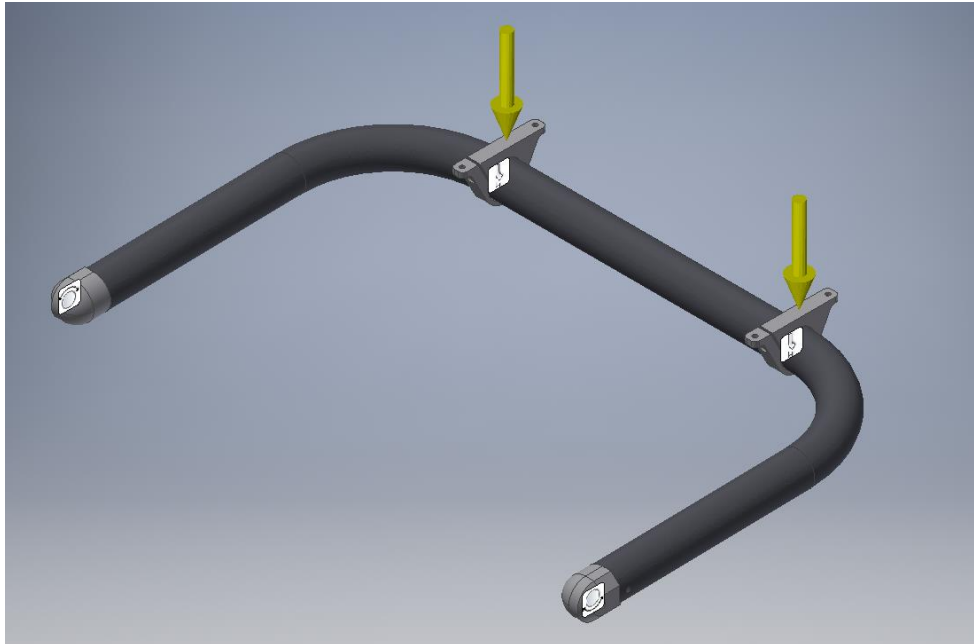
Jelikož mezní napětí v oblastech kloubů dosahují maximálně 25 MPa, není třeba uvažovat o změně konstrukce z důvodu vysoké pevnosti zvoleného materiálu konstrukčních prvků kloubu. Zvolený doporučený čep od firmy SMC vykazuje hodnoty napětí 168,7 MPa a bezpečnost vůči MSP 1,23. Bylo by tedy vhodné zvážit jeho dlouhodobé cyklické zatížení a v praxi otestovat. S největší pravděpodobností by bylo nutné navrhovaný čep vyměnit za čep z pevnějšího materiálu.

Parametr	Hodnota
Max. napětí Von Mises	168,7 MPa
Max. deformace	3,82 mm
Min. bezpečnost vůči MSP	1,23

Tab 8) Výsledky MKP nohy exoskeletu

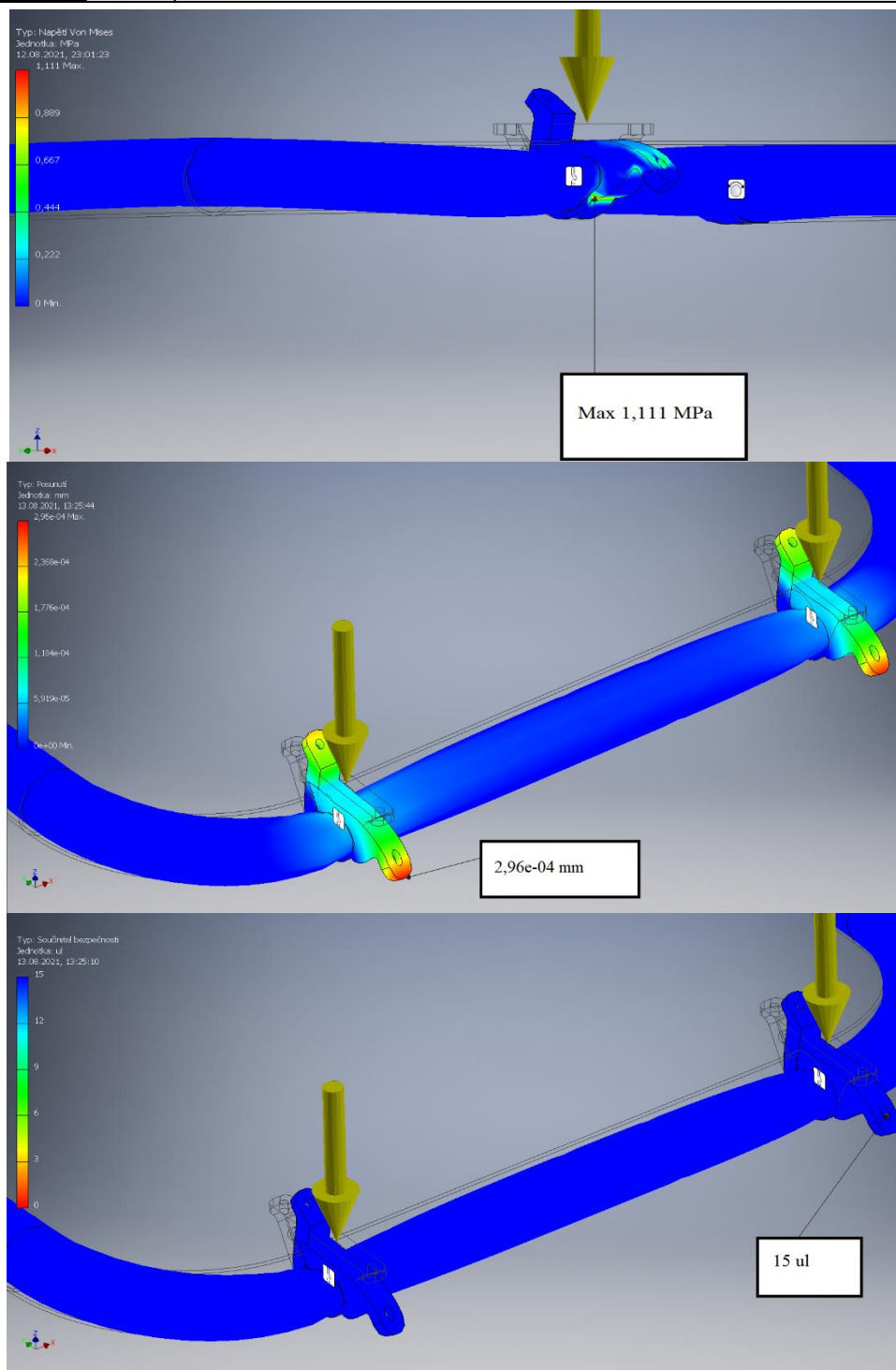
7.2 Analýza nosné trubky

Analýza nosné trubky bederního upevnění hydraulického systému je provedena z důvodu celkové bezpečnosti exoskeletu. Navržená trubka musí po celé své délce vykazovat žádoucí hodnoty bezpečnosti vůči MSP a nízké hodnoty deformace. Jestliže by navržená trubka podléhala velké deformaci zvýšila by se razantně pravděpodobnost možného úrazu operátora.



Obr. 50) Zatížení a vazby nosné trubky

Jako zatížení byla zvolena síla o velikosti 150 N působící v bodech upevnění nosného plechu k držákům trubky. Toto zatížení by mělo pokrýt veškeré možné případy silového působení na nosnou trubku.



Obr. 51) a) Analýza napětí nosné trubky; b) analýza deformace nosné trubky; c) analýza bezpečnosti vůči MSP nosné trubky

Parametr	Hodnota
Max. napětí Von Mises	1,111 MPa
Max. deformace	2,96e-04 mm
Min. bezpečnost vůči MSP	15

Tab 9) Výsledky MKP nosné trubky

Na základě výsledků pevnostní analýzy nosné trubky je možné usoudit, že navržená trubka splňuje veškeré požadavky.

8 ANALÝZA RIZIK

Analýza rizik je konstrukční nástroj, ke kterému je potřeba přistupovat velice odpovědně. Slouží k systematické analýze a vyhodnocení rizik na strojním zařízení. Dokument jako takový je tedy vyžadován přímo strojními směrnici a umožňuje v případě nutnosti plný náhled do konstrukce stroje a jeho funkčních zabezpečení.

Hodnocení každého rizika vyžaduje provedení řady kroků, které musí být provedeny stejně u každého rizika. Jedná se o definování účelu hodnocení, identifikace nebezpečí, sběr informací, posouzení následků a pravděpodobností jejich vzniku až po vyhodnocení závažnosti výsledků. Základní podmínkou těchto kroků je dostatečná transparentnost jednotlivých kroků jak pro uživatele výsledků hodnocení, tak i pro ty, jichž se následky rizik mohou dotknout.

Cílem analýzy rizik je omezení všech rizik nebo vyloučit nebezpečí, která tato rizika mohou způsobit, a to v průběhu celého životního cyklu stroje či zařízení. Pro každou analýzu rizik musí být uvedeny nástroje, kterými jsme tohoto vyhodnocení dosáhly, tedy popis příslušných strojních zařízení. [23]

P – pravděpodobnost vzniku a existence nebezpečí

Nahodilá	1
Nepravděpodobná	2
Pravděpodobná	3
Velmi pravděpodobná	4
Trvalá	5

N – možné následky ohrožení

Poškození zdraví bez pracovní neschopnosti	1
Absenční úraz (s pracovní neschopností)	2
Vážnější úraz vyžadující hospitalizaci	3
Těžký úraz a úraz s trvalými následky	4
Smrtelný úraz	5

H – názor hodnotitelů

Zanedbatelný vliv na míru nebezpečí a ohrožení	1
Malý vliv na míru nebezpečí a ohrožení	2
Větší, zanedbatelný vliv na míru ohrožení a nebezpečí	3
Velký a významný vliv na míru ohrožení a nebezpečí	4
Více významných a nepříznivých vlivů na závažnost a následky ohrožení a nebezpečí	5

Obr. 52) Kritéria vyhodnocení rizik dle metody PNH [23]

Celkové hodnocení rizika lze pak následovně po stanovení jednotlivých činitelů získat součinem, jehož výsledkem je pak ukazatel míry rizika – R.

Rizikový stupeň	R	Míra rizika
I.	> 100	Nepřijatelné riziko
II.	$51 \div 100$	Nežádoucí riziko
III.	$11 \div 50$	Mírné riziko
IV.	$3 \div 10$	Akceptovatelné riziko
V.	< 3	Bezvýznamné riziko

Obr. 53) Vyhodnocení celkového ukazatele míry rizika R [23]

8.1 ČSN EN ISO 12100

Analýza rizik v této práci bude řešena podle normy ČSN EN ISO 12100:2011 a jejími dodatky, které se zabývají bezpečností strojních zařízení, všeobecnými zásadami pro konstrukci strojů a následným posuzováním rizik a jejich snížením.

V této normě je popsána základní terminologie, zásady a metodologie pro dosažení bezpečnosti při konstrukci strojního zařízení. V normě je posléze popsáno, jak dopomoci konstruktérům snížit případná rizika při návrhu zařízení s využitím zásad posouzení a snižování rizika. Dále jsou v normě popsány postupy pro identifikaci nebezpečí a pro odhad a hodnocení rizik v relevantních fázích životního cyklu strojního zařízení. V poslední části jsou popsány postupy, jak docílit vyloučení nebezpečí, či která opatření konstruktér může přijmout, aby dosáhl dostatečného snížení rizika.

V normě ČSN EN ISO 12100 jsou zahrnuty tyto kroky k určení a popsání jednotlivých rizik:

- určení mezních hodnot strojního zařízení
- identifikace nebezpečí
- odhad rizika pro každou nebezpečnou situaci
- zhodnocení rizika a rozhodnutí o zavedení bezpečnostních opatření pro snížení rizika.

8.1.1 Popis strojního zařízení

Navržená aplikace strojního zařízení je určena k podpůrné funkci člověka. Toho je dosaženo konstrukcí exoskeletu poháněného hydraulickým systémem. Operátor pracuje v přímém kontaktu se strojním zařízením.

8.1.2 Určení mezních hodnot strojního zařízení – vymezení používání

Pracovní režimy strojního zařízení je automatický, když je zapnutý přívod energie do elektromotoru. Použití strojního zařízení je vymezeno na určené testovací oblasti, kde jsou zajištěny odpovídající bezpečnostní normy a směrnice pro provoz elektricky napájeného mobilního strojního zařízení.

8.1.3 Určení mezních hodnot strojního zařízení – očekávané úrovně zácvičku jednotlivých uživatelů

- Operátor – osoba poučená, seznámena s pracovními postupy a zacházením se strojním zařízením a jeho možnými zbytkovými riziky. Doporučeno technické vzdělání.
- Servisní technik – osoba znalá, tzn. osoba s odpovídajícím technickým vzděláním, odbornou přípravou, nebo zkušenostmi s provozem tohoto zařízení. Tato osoba musí být schopna rozeznat případná rizika zařízení a předejít nebezpečím z nich plynoucí. Nutná způsobilost v oblasti elektrotechniky.

8.1.4 Ochranné a pracovní prostředky

- Operátor
 - pracovní oděv
 - pracovní obuv s ocelovou špičkou
- Servisní technik
 - pracovní oděv
 - pracovní obuv s ocelovou špičkou
 - ochranné brýle
 - ochranné rukavice

8.1.5 Dodávky energií

- Elektrická energie – Li-Ion baterie napájení DC 48 V,
- stlačená kapalina – minerální olej ENEOS SUPER HYRANDO SE-P 32, chlazený, filtrovaný, tlak 2 MPa.

8.1.6 Vymezení životnosti zařízení

Předpokládaná životnost zařízení jsou 4 roky.

8.1.7 Kontrola strojního zařízení

- Před nasazením popruhů exoskeletu je nutná vizuální kontrola popruhů a jejich řádné pohyblivosti.
- Před zapnutím dodávky elektrické energie do zařízení je nutná kontrola všech hydraulických prvků zařízení.
- Kontrola čistoty kapaliny nejméně jednou za pět pracovních cyklů baterie (cca jeden pracovní den)
- Kontrola splnění minimálních požadavků podle nařízení vlády č. 378/2001 Sb. Nejméně jednou za 12 měsíců.

8.1.8 Identifikace nebezpečí, vyhodnocení míry rizika, stanovení bezpečnostního opatření a určení zbytkového rizika

V této práci je pro posouzení rizika strojního zařízení zvolena třístupňová metoda. K vyhodnocení závažnosti rizik bude použito polokvantitativní metody PNH s bodovým vyhodnocením. Tato metoda vychází z definovaných výhod disciplíny (dodržení) postupu při procesu, kdy nezáleží na absolutní přesnosti získaného ohodnocení. Kvantitativním seskupením

skóre jednotlivých kvalitativních klasifikačních kategorií získáváme objektivní dopad na zkoumané úrovně. Ke snížení rizika jsou použity technické normy.

Identifikace nebezpečí	Nebezpečí	Bezpečnostní opatření	Zbytkové riziko	Normy
Instalace a montáž	Nebezpečí stlačení nebo rozdrčení části těla	Připojení k pracovním médiím se provede za pomoci tomu určených přípojovacích prostředků. Musí být dodrženy pokyny v návodu k zařízení kapitole instalace a montáž. Tyto úkony mohou být prováděny pouze osobami s odborným vzděláním a odpovídajícím zaškolením.	ANO	ČSN EN ISO 12100:2011
	Nebezpečí vystříknutí natlakované kapaliny			
Uvedení do provozu	Nebezpečí stlačení nebo rozdrčení části těla	Před uvedením strojního zařízení do provozu musí být zkontrolováno, že se v bezprostředním okolí exoskeletu nenachází nepovolané osoby. Musí být dodrženy pokyny v návodu k zařízení Uvedení do provozu. Tyto úkony mohou být prováděny pouze osobami s odborným vzděláním a odpovídajícím zaškolením.	ANO	ČSN EN ISO 12100:2011
	Nebezpečí vystříknutí natlakované kapaliny			
Údržba a servis	Nebezpečí stlačení nebo rozdrčení části těla	Musí být vypnuty a zajištěny všechny odpovídající prvky od přívodu všech energií. Musí být vypnuty a zajištěny všechny odpovídající prvky od přívodů všech energií. Musí být dodrženy pokyny v návodu k zařízení v kapitole Údržba. Tyto úkony mohou být prováděny pouze osobami s odborným vzděláním a odpovídajícím zaškolením.	ANO	ČSN EN ISO 12100:2011
	Nebezpečí vystříknutí natlakované kapaliny			

Likvidace	Nebezpečí stlačení nebo rozdrčení části těla	Musí být vypnuty a zajištěny všechny odpovídající prvky od přívodu všech energií. Musí být vypnuty a zajištěny všechny odpovídající prvky od přívodů všech energií Strojní zařízení musí být roztrženo na jednotlivé části a odborně zlikvidováno podle místních předpisů a směrnic. Tyto úkony mohou být prováděny pouze osobami s odborným vzděláním a odpovídajícím zaškolením.	ANO	ČSN EN ISO 12100:2011
-----------	--	--	-----	-----------------------

Tab 10) Identifikace jednotlivých druhů nebezpečí v životním cyklu exoskeletu

8.1.9 Identifikace nebezpečí v jednotlivých fázích života zařízení při běžném provozu

Identifikace nebezpečí	Nebezpečí	Vyhodnocení závažnosti			Míra rizika R	Bezpečnostní opatření	Zbytkové riziko	Normy
		P	N	H				
Mechanická nebezpečí								
Hydraulicky ovládané pohyby	Nebezpečí stlačení podporované dolní končetiny	4	3	4	48	Ochranný kryt výztuh exoskeletu	ANO	ČSN EN ISO 12100:2011
Elektricky ovládané pohyby	Nebezpečí vniknutí textilie	2	3	3	18	Ochranný kryt bederní části exoskeletu	ANO	ČSN EN ISO 12100:2011
Pohyb mechanického kloubu	Nebezpečí vniknutí textilie	3	2	2	12	Distance profilu od mechanického kloubu Ochranný kryt mechanického kloubu	NE	ČSN EN ISO 12100:2011
Pohyb mechanického kloubu	Nebezpečí skřípnutí části těla	3	3	3	27	Všechny osoby, operující s tímto strojním zařízením ve všech fázích života musí být seznámeny s návodem k použití zařízení. Za splnění požadavků na provoz zařízení odpovídá operátor strojního zařízení.	NE	ČSN EN ISO 12100:2011
Elektrická nebezpečí vyvolána:								

Dotykem osob s živými částmi (přímý dotyk)	Zásah elektrickým proudem	2	3	4	24	Kryty živých částí jsou odnímatelné pouze za pomoci nástroje v souladu s 6.2, ČSN EN 60204-1 V návodu k použití zařízení je uvedeno, že práce na el. Částech strojního zařízení smí provádět pouze pracovník s příslušnou elektrotechnickou kvalifikací	NE	ČSN EN 60204-1
Dotykem osob s živými částmi, které se staly živými v důsledku vadných podmínek či zacházení (nepřímý dotyk)	Zásah elektrickým proudem	1	3	4	12	Elektrické části stroje jsou provedeny v souladu s aplikovatelnými požadavky čl. 6.3, ČSN EN 60204-1	NE	ČSN EN 60204-1
Elektrostatickými jevy	Požár, Vystříknutí natlakované kapaliny	2	3	3	18	Všechny kovové části jsou vodivě spojeny a uzemněny dle odpovídajících nařízení a směrnic.	NE	ČSN EN ISO 12100:2011 ČSN EN 60204-1 ČSN EN ISO 4413:2011
Tepelná nebezpečí vedoucí k:								
Popálení, opaření či jiné zranění při kontaktu osob s předměty nebo materiály o velmi vysoké teplotě, plameny nebo výbuchy a také vyzařováním tepelných zdrojů	-	-	-	-	-	-	-	-
Poškození zdraví horkým nebo studeným pracovním prostředím	Vystříknutí natlakované kapaliny před řádným chlazením	1	2	2	4	Materiály těsnění a utěšňovacích prostředků musí být kompatibilní s použitou tekutinou, sousedními materiály a jejich pracovními podmínkami a prostředím dle normy ČSN EN ISO 4413:2011	NE	ČSN EN ISO 4413:2011
Nebezpečí vytvářená materiály a látkami (a jejich součástmi) používanými u strojního zařízení:								

Nebezpečí požáru či výbuchu	Požár, výbuch	1	3	5	15	Nebezpečí vzniku požáru při zkratu v bederní části zařízení – nutnost splnění všech aplikovatelných požadavků ČSN EN 60204-1	NE	ČSN EN 60204-1
Nebezpečí kontaktu se škodlivými kapalinami, plyny, mlhami, parami a prachy nebo jejich inhalací	Únik kapaliny z hydr. obvodu, vystříknutí natlakovanou kapalinou	2	2	3	12	Materiály těsnění a utěšňovacích prostředků musí být kompatibilní s použitou tekutinou, sousedními materiály a jejich pracovními podmínkami a prostředím dle normy ČSN EN ISO 4413:2011	NE	ČSN EN ISO 4413:2011
Nebezpečí vniknutí kapaliny do elektrické části zařízení	Únik kapaliny z hydr. obvodu, vystříknutí natlakovanou kapalinou, zásah elektrickým proudem	1	4	5	20	Materiály těsnění a utěšňovacích prostředků musí být kompatibilní s použitou tekutinou, sousedními materiály a jejich pracovními podmínkami a prostředím dle normy ČSN EN ISO 4413:2011	NE	ČSN EN ISO 4413:2011
Nebezpečí spojená se zanedbáním ergonomických zásad při konstrukci strojního zařízení:								
Nebezpečí dlouhodobého vlivu nesprávného anatomického upnutí v oblasti dolní končetiny	Omezení mobility operátora, ortopedické zranění operátora	3	4	3	36	Konstrukce stroje musí být provedena v souladu s požadavky ČSN EN ISO 12100:2011 a ČSN EN 614-1. Konstrukce stroje musí odpovídat požadavkům dohlížejíčího lékařského odborníka.		ČSN EN ISO 12100:2011 ČSN e
Nebezpečí dlouhodobého vlivu nesprávného anatomického upnutí bederní části zařízení	Omezení mobility operátora, úraz operátora	3	4	3	36	Konstrukce stroje musí být provedena v souladu s požadavky ČSN EN ISO 12100:2011 a ČSN EN 614-1. Konstrukce stroje musí odpovídat požadavkům dohlížejíčího lékařského odborníka.		ČSN EN ISO 12100:2011

Nebezpečí spojená se zanedbáním stanovených požadavků na manipulaci se zařízením:								
Nepoužívání osobních ochranných pracovních prostředků	Úraz operátora, povrchové zranění operátora	2	1	2	4	Operátor musí být seznámen s návodem k použití stroje a s kapitolou Ochranné a pracovní prostředky	ANO	ČSN EN ISO 12100:2011
Nesprávné upnutí výztuh exoskeletu	Úraz operátora, povrchové zranění operátora	3	2	3	18	Všechny osoby, operující s tímto strojním zařízením ve všech fázích života musí být seznámeny s návodem k použití zařízení. Za splnění požadavků na provoz zařízení odpovídá operátor strojního zařízení.	ANO	ČSN EN ISO 12100:2011
	Lidská chyba	Nebezpečí nastávající u mechanických či elektrických nebezpečí	3	2	2		12	ANO
Nebezpečí způsobená kombinací více faktorů nebezpečí:								
Neočekávané spuštění aktivního módu hydromotoru/ neočekávané překročení rychlosti hydromotoru	Nebezpečí nastávající u mechanických či elektrických nebezpečí	1	3	4	12	Hydraulické prvky zařízení musí mít bezpečnostní nadřazenou regulaci	NE	ČSN EN ISO 12100:2011 ČSN EN ISO 4413:2011
Sepnutí aktivního módu hydromotoru působením vnějších vlivů na hydraulické prvky		1	3	4	12		NE	ČSN EN ISO 12100:2011 ČSN EN ISO 4413:2011
Sepnutí aktivního módu hydromotoru působením vnějších vlivů na elektrické prvky		2	3	4	24	Elektrické prvky zařízení musí mít stupeň krytí alespoň IP 65	NE	ČSN EN ISO 12100:2011 ČSN EN ISO 4413:2011

Tab 11) Identifikace nebezpečí v jednotlivých fázích života zařízení při běžném provozu

9 KRITICKÉ ZHODNOCENÍ DOSAŽENÝCH VÝSLEDKŮ DIPLOMOVÉ PRÁCE A DOPORUČENÍ PRO PRAXI

Konstrukční návrh exoskeletu věřím, že je vhodný pro možné testování v laboratořích a vývoji. Na základě získaných hodnot kinematické analýzy modelu v modeláři a pevnostní analýzy lze usoudit, že konstrukce je dostatečně silná pro asistenci operátora s břemenem a zároveň dostatečně lehká a přenosná, aby možný vývoj měl význam do budoucnosti. Svým způsobem se jedná o jednoúčelový stroj, a proto odhaduji, že by se v opravdovém provedení vyskytly drobné chyby, co se týče montáže a pohyblivosti prvků, nicméně ty mohou být vyřešeny s relativní jednoduchostí, když vezmeme v potaz modulární konstrukci exoskeletu.

Za největší výhodu navržené konstrukce vidím již zmíněnou modularitu exoskeletu. Možnosti navrženého mechanického kloubu jsou pohybově podstatně rozsáhlejší než navržený hydraulický pohon exoskeletu. Navržený kloub s hydraulickým systémem má prostor pro možný rozšíření další akademickou prací. Tento prostor spočívá například v návrhu efektivní regulace hydraulického systému anebo návrhem účelově specifického axiálního pístového hydrogenerátoru, aby nebylo zapotřebí dodávaného hydraulického power packu.

Největším problémem konstrukčního návrhu považuji volbu správného elektromotoru. Je velice pravděpodobné, že hydraulický systém bude šokově přetěžovat elektromotor v častých intervalech na základě možného výkonu elektromotoru. Volně dostupný trh ve výkonnějších BLDC elektromotorech je velice omezený a spíše by se muselo jednat o specifický požadavek na výrobce. Takovýto požadavek by byl cenově velice náročný v poměru se zbytkem prototypové konstrukce exoskeletu, kde nejdražší komponenty jsou v tomto okamžiku přenosná baterie a hydraulický power pack.

Věřím, že práce je vypracována systematicky, jelikož bylo postupováno na základě důkladné rešerše exoskeletů a jejich pohonů. Tato rešerše následně vedla k propojení mnoha technických konceptů z mnoha vědních oborů k finálnímu návrhu exoskeletu.

10 ZÁVĚR

Hlavním cílem diplomové práce bylo navrhnout hydraulický systém pro pohon exoskeletu a jeho následný konstrukční návrh. V první části práce byla provedena rešerše současného stavu poznání v oblasti exoskeletů. Byl popsán vývoj exoskeletů a nejmodernějších funkčních prototypů. S tím byly taktéž představeny velké společnosti, které se vývojem exoskeletů zabývají. V další kapitole byl proveden systémový rozbor hydraulických prvků. Bylo zde zmíněno nejzákladnějších principů hydraulických zákonů a nejpoužívanějších prvků v hydraulických systémech.

Další kapitola se zabývala obecným návrhem jednotlivých částí exoskeletu a nutných požadavků pro funkci exoskeletu. K tomu bylo použito myšlenkové mapy, která následně sloužila jako vzor konstrukčního postupu hydraulického systému pro pohon exoskeletu. Dále byly navrženy možné varianty konstrukce a z nich vybrána výsledná varianta za použití multikriteriální volby. Bylo navrženo hydraulické schéma pro řádnou funkci pohonu. V další kapitole byly provedeny řádné výpočty potřebných hydraulických prvků pro pohon exoskeletu. Poté byl zvolen odpovídající elektromotor s přenosným zdrojem energie na základě výpočtů.

V kapitole č. 6 začíná konstrukční návrh exoskeletu. V této kapitole jsou popsány nejdůležitější dílce exoskeletu a zvolené konstrukční operace, které byly provedeny pro nutnou funkčnost exoskeletu. Konstrukce byla provedena s cílem splnit zadané požadavky, které by umožnily realizovat konstrukci v testovacím prostředí laboratoře. Při konstrukci byl kladen důraz hlavně na mechanickou funkci a bezpečnost operátora. Bezpečnost zařízení byla zajištěna vhodnou konstrukcí a volbou materiálu. Konstrukce byla pevnostně analyzována za použití metody konečných prvků v programu Autodesk Inventor. Výsledky pevnostní analýzy poukazují na to, že konstrukce zařízení byla navržena správně až na kritické body v závěsných čepích hydromotoru, které vyžadují hlubší analýzu. Na konec práce byla provedena analýza rizik jednotlivých životních etap navrženého zařízení dle normy ČSN EN ISO 12100:2011.

Výsledkem diplomové práce je konstrukční model exoskeletu vypracovaný v softwaru Autodesk Inventor 2019. U vybraných komponent byla vytvořena výkresová dokumentace.

11 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KEAY, Andra. Exoskeletons: New and old. *Robohub* [online]. [cit. 2021-8-12]. Dostupné z: <http://robohub.org/exoskeletons-new-and-older/>
- [2] VÍTEČKOVÁ, S., P. KUTÍLEK a M. JIŘINA. Exoskelety dolních končetin: současný stav a výzvy do budoucna [online]. Nám. Sítná 3105, Kladno, 2017 [cit. 2020-12-12]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/315075196_Exoskelety_dolnich_koncetin_soucasny_stav_a_vyzvy_do_budoucna. Akademická práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta biomedicínského inženýrství.
- [3] TOMÁŠEK, Lukáš. *Exo-skeletony a jejich aplikace pro dolní končetiny*. Plzeň, 2015. Bakalářská práce. Západočeská univerzita v Plzni Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Čermák, CSc.
- [4] Asbeck, A.T.; De Rossi, S.M.M.; Galiana, I.; Ye Ding; Walsh, C.J., "Stronger, Smarter, Softer: NextGeneration Wearable Robots," *Robotics & Automation Magazine, IEEE*, vol.21, no.4, pp.22-33, Dec. 2014
- [5] *Berkeley Robotics and Human Engineering Laboratory* [online]. [cit. 2021-8-12]. Dostupné z: <https://bleex.me.berkeley.edu/>
- [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] ROBENEK, Vít. *Návrh energeticky úsporného hydraulického systému pro silové zatěžování pohonných soustav vozidel*. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Pavel Houška, Ph.D.
- [10] LEE, Dongyoung, Buchun SONG, Sang Yong PARK a Yoon Su BAEK. Development and Control of an Electro-Hydraulic Actuator System for an Exoskeleton Robot. *Applied Sciences* [online]. 2019, 9(20), 17 [cit. 2021-7-29]. ISSN 2076-3417. Dostupné z: [doi:10.3390/app9204295](https://doi.org/10.3390/app9204295)
- [11] ARAMI, Arash, Kamiar AMINIAN, David FORCHELET a Philippe RENAUD. *Implantable and wearable measurement system for smart knee prosthesis*. In: 2014 IEEE Biomedical Circuits and Systems Conference (BioCAS) Proceedings [online]. IEEE, 2014, 2014, s. 240-243 [cit. 8.2.2020]. DOI: 10.1109/BioCAS.2014.6981707. ISBN 978-1-4799-2346-5. Dostupné z: <http://ieeexplore.ieee.org/document/6981707/>
- [12] THANGAVEL, Pavithra, S. VIDHYA, Junhua LI, Effie CHEW, Anastasios BEZERIANOS a Haoyong YU. *Biomechanical effects of robot assisted walking on knee joint kinematics and muscle activation pattern*. In: 2017 International Conference on Rehabilitation Robotics (ICORR) [online]. IEEE, 2017, 2017, s. 252-257 [cit. 8.5.2020]. DOI:

- 10.1109/ICORR.2017.8009255. ISBN 978-1-5386-2296-4. Dostupné z:
<https://ieeexplore.ieee.org/document/8009255/>
- [13] JHAWAR, Vaibhav. *Design of a Knee Exoskeleton for Gait Assistance*. 2018. PhD Thesis. Arizona State University.
- [14] T-PROM. *Mechanické vlastnosti ocelí* [online] T-PROM s.r.o ©2009 [cit. 20. 5.2020]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>
- [15] Strojmetal aluminium forging. *Tabulka slitin* [online] Strojmetal aluminium forging s.r.o. [cit. 20. 5.2020] Dostupné z: <https://www.strojmetal.cz/tabulka-slitin>
- [16] LabReportXVI.[online].[cit.2020-06-24]. Dostupné z:
<http://www.metropolismag.com/Point-of-View/December-2011/Lab-Report-XVI/>
- [17] HAL: Hybrid Assistive Limb based on Cybernics [online]. [cit. 2021-07-24] Dostupné z:
http://sanlab.kz.tsukuba.ac.jp/sonota/ISSR_Sankai.pdf
- [18] MALÝ, Přemysl. PROPORCIONÁLNÍ TECHNIKA V HYDRAULICE. Slide Player [online]. [cit. 2021-8-4]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/2874291/>
- [19] YAGN, NICHOLAS. *Apparatus for facilitating walking*. Uděleno 1890-01-28. Dostupné z: <https://patents.google.com/patent/US420179A/en>
- [20] YAGN, NICHOLAS. *Apparatus for facilitating walking*. Uděleno 1890-11-18.
<https://patents.google.com/patent/US440684>
- [21] [online]. [cit. 2020-07-24]. Dostupné z: <http://stage.eksobionics.com/ekso>
- [22] MICHALEC, Libor. Průmyslové exoskeletony pomáhají při práci. *Automatizace HW* [online]. [cit. 2021-8-12]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/prumyslove-exoskeletony-pomahaji-pri-praci.html>
- [23] OMASTA, Milan. *Pevnostní analýza protézy dolní končetiny*. Brno, 2009. Diplomová práce. Fakulta strojního inženýrství ústav konstruování. Vedoucí práce Ing. Paloušek Ph.D.
- [24] LIU, Fang, Wen-ming CHENG a Jian-bing SHAO. *Structure Optimization and Finite Element Analysis of the Human Body Exoskeletons Lower Limb Power*. GE, Shuzhi Sam, Oussama KHATIB, John-John CABIBIHAN, Reid SIMMONS a Mary-Anne WILLIAMS, ed. Social Robotics [online]. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2012, 2012, s. 631-640 [cit. 8.5.2020]. Lecture Notes in Computer Science. DOI: 10.1007/978-3-642-34103-8_64. ISBN 978-3-642-34102-1. Dostupné z: http://link.springer.com/10.1007/978-3-642-34103-8_64
- [25] KIM, Hongchul, Young JUNE SHIN a Jung KIM. Design and locomotion control of a hydraulic lower extremity exoskeleton for mobility augmentation. *Mechatronics* [online]. 2017, **46**, 32-45 [cit. 2021-8-12]. ISSN 09574158. Dostupné z:
doi:10.1016/j.mechatronics.2017.06.009
- [26] KOUDELKA, Ctirad a Václav VRÁNA. RIZIKA A JEJICH ANALÝZA. *Vysoká škola báňská* [online]. Ostrava [cit. 2021-8-12]. Dostupné z:
<https://fei1.vsb.cz/kat420/vyuka/Magisterske%20nav/prednasky/web/RIZIKA.pdf>
- [27] AHN, Kyoung Kwan, Doan Ngoc Chi NAM a Maolin JIN. Adaptive Backstepping Control of an Electrohydraulic Actuator. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* [online]. 2014, **19**(3), 987-995 [cit. 2021-8-12]. ISSN 1083-4435. Dostupné z:
doi:10.1109/TMECH.2013.2265312

- [28] CASTELVECCHI, Davide. Exoskeleton boots improve on evolution. *Nature* [online]. [cit. 2021-8-12]. ISSN 0028-0836. Dostupné z: doi:10.1038/nature.2015.17237
- [29] ČSN EN ISO 12100:2010 *Bezpečnost strojních zařízení - Všeobecné zásady pro konstrukci - Posouzení rizika a snižování rizika*. 4. vydání. Praha: Výzkumný ústav bezpečnosti práce Praha, 2011.
- [30] Posouzení rizika pro konstrukci strojních zařízení - 1. díl. *ElektroPrůmysl* [online]. 2016 [cit. 2021-8-13]. Dostupné z: <https://www.elektroprumysl.cz/legislativa/posouzeni-rizika-pro-konstrukci-strojnich-zarizeni-1-dil>

12 SEZNAM OBRÁZKŮ

OBR. 1) WEARABLE ROBOTS [1].....	12
OBR. 2) KOMPLEXNÍ PROPOJENÍ [3]	14
OBR. 3) ČÁSTEČNÉ PROPOJENÍ [3].....	14
OBR. 4) YAGNŮV OBLEK S PRUŽINAMI [12], OBLEK SE STLAČENÝM PLYNEM [13].....	15
OBR. 5) HARDIMAN [15].....	16
OBR. 6) EXOSKELETON BOOTS [28]	17
OBR. 7) VEDENÍ BOVDENOVÉHO LANKA [4].....	18
OBR. 8) SOFT CLOTHING-LIKE EXOSUIT S BOVDENOVÝMI LANKY[6]..	19
OBR. 9) SVALY VE FÁZI CHŮZE [4].....	19
OBR. 10) BLEEX [5]	20
OBR. 11) EKSO (ELEGS) [18].....	21
OBR. 12) VÝVOJOVÉ MODELY HAL- MODEL V.3 (VLEVO) [17], MODEL V.5 (VPRAVO) [17].....	22
OBR. 13) RAYETHON XOS 2 [1].....	23
OBR. 14) PASCALŮV ZÁKON [6].....	24
OBR. 15) HYDROSTATICKÝ MECHANISMUS [6]	25
OBR. 16) ZUBOVÝ HYDROGENERÁTOR S VNITŘNÍM OZUBENÍM [6].....	28
OBR. 17) AXIÁLNÍ PÍSTOVÝ HYDROGENERÁTOR S ŠIKMOU DESKOU [6]	28
OBR. 18) PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR DIFERENCIÁLNÍ [6].....	29
OBR. 19) PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR S PRŮBĚŽNOU PÍSTNÍ TYČÍ [6]....	30
OBR. 20) ZPĚTNÝ VENTIL	31
OBR. 21) PROPORCIONÁLNÍ SMĚROVÝ ROZVADĚČ SE SNÍMÁNÍM POLOHY ŠOUPÁTKA [18].....	32
OBR. 22) SERVOVENTIL [7].....	33
OBR. 23) PŘÍKLAD OTEVŘENÉHO OBVODU [6]	35
OBR. 24) PŘÍKLAD UZAVŘENÉHO OBVODU VČETNĚ PERIFERNÍHO OBVODU [6].....	36
OBR. 25) MYŠLENKOVÁ MAPA NÁVRHU HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU EXOSKELETU	41
OBR. 26) CYKLUS CHŮZE ČLOVĚKA – DĚLENÍ NA FÁZI POSTOJOVOU A FÁZI ŠVIHU [10]	43
OBR. 27) SCHÉMA NAVRŽENÉHO HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU	46
OBR. 28) KINEMATICKÝ ROZBOR SYSTÉMU [10]	48

OBR. 29) ZÁVISLOST RYCHLOSTI HYDROMOTORU VŮČI FÁZI CYKLU CHŮZE A DÉLCE PRACOVNÍHO ZDVIHU HYDROMOTORU [10]	51
OBR. 30) DETAIL NOSNÉHO PROFILU	55
OBR. 31) PŘEDNÍ POHLED MECHANICKÉHO KLOUB	56
OBR. 32) IZOMETRICKÁ PROJEKCE MECHANICKÉHO KLOUBU	56
OBR. 33) IZOMETRICKÁ PROJEKCE DRŽÁKU PROFILU	57
OBR. 34) IZOMETRICKÁ PROJEKCE KOLENNÍHO DISKU	57
OBR. 35) PŘEDNÍ POHLED DRŽÁKU ČEPU	57
OBR. 36) IZOMETRICKÁ PROJEKCE DRŽÁKU ČEPU	57
OBR. 37) IZOMETRICKÁ PROJEKCE KOLENNÍHO SCHODU	58
OBR. 38) PŘEDNÍ POHLED NA LAMELU	58
OBR. 39) IZOMETRICKÁ PROJEKCE LOŽISKOVÉHO KRYTU	58
OBR. 40) NOSNÝ PROFIL HYDRAULICKÉHO AGREGÁTU	59
OBR. 41) IZOMETRICKÁ PROJEKCE UPEVNĚNÍ HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU	60
OBR. 42) STEHENNÍ DRŽÁK ČEPU HYDROMOTORU	60
OBR. 43) LÝTKOVÝ DRŽÁK ČEPU HYDROMOTORU	60
OBR. 44) NAVRŽENÝ HYDROMOTOR	60
OBR. 45) KINEMATICKÁ ANALÝZA NOHY EXOSKELETU	61
OBR. 46) IZOMETRICKÁ PROJEKCE EXOSKELETU	61
OBR. 47) A) ZATÍŽENÍ A VAZBA EXOSKELETU	63
OBR. 48) A) ANALÝZA NAPĚTÍ V STEHENNÍ ČÁSTI; B) ANALÝZA NAPĚTÍ V LÝTKOVÉ ČÁSTI; C) ANALÝZA MAXIMÁLNÍ DEFORMACE NOHY EXOSKELETU	64
OBR. 49) MINIMÁLNÍ BEZPEČNOST NOHY EXOSKELETU VŮČI MSP	65
OBR. 50) ZATÍŽENÍ A VAZBY NOSNÉ TRUBKY	66
OBR. 51) A) ANALÝZA NAPĚTÍ NOSNÉ TRUBKY; B) ANALÝZA DEFORMACE NOSNÉ TRUBKY; C) ANALÝZA BEZPEČNOSTI VŮČI MSP NOSNÉ TRUBKY	67
OBR. 52) KRITÉRIA VYHODNOCENÍ RIZIK DLE METODY PNH [23]	68
OBR. 53) VYHODNOCENÍ CELKOVÉHO UKAZATELE MÍRY RIZIKA R [23] 69	

13 SEZNAM TABULEK

TAB 1) MULTIKRITERIÁLNÍ METODA PRO NÁVRH SYSTÉMU HYDROMOTORU.....	42
TAB 2) MULTIKRITERIÁLNÍ VYHODNOCENÍ MATERIÁLU MECHANICKÉHO KLOUBU	44
TAB 3) VÝPOČET PRACOVNÍHO ZDVIHU NAVRHOVANÉHO VÁLCE V METRECH	49
TAB 4) PARAMETRY VYBRANÉHO HYDROMOTORU	49
TAB 5) PARAMETRY VYBRANÉHO HYDRAULICKÉHO POWER PACKU52	
TAB 6) PARAMETRY VYBRANÉHO ELEKTROMOTORU.....	53
TAB 7) PARAMETRY VYBRANÝCH BATERIÍ EXOSKELETU.....	54
TAB 8) VÝSLEDKY MKP NOHY EXOSKELETU	65
TAB 9) VÝSLEDKY MKP NOSNÉ TRUBKY.....	67
TAB 10) IDENTIFIKACE JEDNOTLIVÝCH DRUHŮ NEBEZPEČÍ V ŽIVOTNÍM CYKLU EXOSKELETU	72
TAB 11) IDENTIFIKACE NEBEZPEČÍ V JEDNOTLIVÝCH FÁZÍCH ŽIVOTA ZAŘÍZENÍ PŘI BĚŽNÉM PROVOZU.....	75

14 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
WR	Wearable robots	[-]
PLC	Programmable logic controller	[-]
p	Tlak	[Pa], [bar]
F	Síla	[N]
A	Plocha	[m ²]
V_g	Geometrický objem	[m ³]
Q	Průtok	[m ³], [l / min]
R_m	Mez pevnosti	[Pa]
R_e	Mez kluzu	[Pa]
ρ	Hustota	[kg/dm ³]
l_{zdvih}	Délka pracovního zdvihu hydromotoru	[m]
l_1	Vzdálenost upevnění vrchní části hydromotoru k profilu od osy rotace kloubu	[m]
l_2	Vzdálenost upevnění čepu vrchní části hydromotoru k držáku od osy rotace kloubu	[m]
l_3	Vzdálenost upevnění spodní části hydromotoru k profilu od osy rotace kloubu	[m]
l_4	Vzdálenost upevnění spodní části hydromotoru k držáku od osy rotace kloubu	[m]
α_1	Úhel mezi jednotlivými konci hydromotoru a osou rotace kloubu	[°], [rad]
ϕ	Proměnný úhel mezi koncem hydromotoru, výztuhou exoskeletu a osou rotace kloubu	[°], [rad]
D_p	Průměr pístu hydromotoru	[m]
$d_{pístnice}$	Průměr pístnice hydromotoru	[m]
m_{HM}	Hmotnost hydromotoru	[kg]
p_{HM}	Maximální pracovní tlak hydromotoru	[Pa], [bar]
F_a	Pracovní síla na straně hydromotoru bez pístnice	[N]
F_b	Pracovní síla na straně hydromotoru s pístnicí	[N]
p_a	Pracovní tlak na straně hydromotoru bez pístnice	[Pa], [bar]
p_b	Pracovní tlak na straně hydromotoru s pístnicí	[Pa], [bar]
I	Kvadratický moment plochy pístu hydromotoru	[m ⁴]
F_{krit}	Kritická síla působící na hydromotor	[N]
F_p	Zátěžná síla hydromotoru	[N]
S_{PA}	Plocha pístu hydromotoru	[m ²]
S_{PB}	Plocha pístu hydromotoru s pístnicí	[m ²]

E	Modul pružnosti	[Pa]
L_K	Vzdálenost mezi jednotlivými čepy hydromotoru	[m]
$k_{vzpěr}$	Bezpečnost vůči vzpěru hydromotoru	[-]
v_{PA}	Pracovní rychlost hydromotoru na straně pístu bez pístnice	[m/s]
v_{PB}	Pracovní rychlost hydromotoru na straně pístu s pístnicí	[m/s]
Q_{ga}	Nutný pracovní průtok hydromotoru na straně pístu bez pístnice	[m ³], [l / min]
Q_{gb}	Nutný pracovní průtok hydromotoru na straně pístu s pístnicí	[m ³], [l / min]
P_{HGMax}	Maximální hydraulický výkon dodávaný hydrogenerátorem	[W]
p_n	Zvolený pracovní tlak systému	[Pa]
Q_{HG}	Maximální průtok hydrogenerátoru	[m ³], [l / min]
P_{HG}	Potřebný hydraulický výkon dodávaný hydrogenerátorem	[W]
n_{HG}	Jmenovité otáčky hydrogenerátoru	[ot/min]
m_{HG}	Hmotnost hydrogenerátoru	[kg]
p_{HG}	Maximální pracovní tlak hydrogenerátoru	[Pa]
V_{HGmax}	Maximální geometrický objem hydrogenerátoru	[m ³]
M_{K_M}	Maximální točivý moment hydrogenerátoru	[N · m]
η_{HG}	Celková účinnost hydrogenerátoru	[-]
η_V	Objemová účinnost hydrogenerátoru	[-]
V_{HG}	Nastavený geometrický objem hydrogenerátoru	[m ³]
M_{HG}	Potřebný točivý moment hydrogenerátoru	[N · m]
n_{EM}	Jmenovité otáčky elektromotoru	[ot/min]
P_{EM}	Jmenovitý výkon elektromotoru	[W]
I_{EM}	Jmenovitý proud elektromotoru	[A]
m_{EM}	Hmotnost elektromotoru	[kg]
M_{EMmax}	Maximální točivý moment elektromotoru	[N · m]
M_{EM}	Jmenovitý točivý moment	[N · m]

15 SEZNAM PŘÍLOH