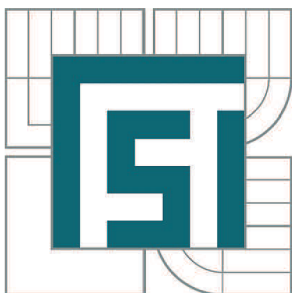


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A  
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND  
ROBOTICS

## LINEÁRNÍ JEDNOTKA S HYDRAULICKÝM POHONEM PRO ROBOT S PARALELNÍ KINEMATICKOU STRUKTUROU

HYDRAULIC LINEAR DRIVE FOR PARALELL KINEMATICS STRUCTURES OF ROBOTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JIŘÍ PAVLICA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. RADEK KNOFLÍČEK, Dr.

BRNO 2014





Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2013/2014

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jiří Pavlica

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

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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:

**Lineární jednotka s hydraulickým pohonem pro robot s paralelní kinematickou strukturou**

v anglickém jazyce:

**Hydraulic linear drive for parallel kinematics structures of robots**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

1. Úvod do konstrukce a aplikace průmyslových robotů s paralelní kinematickou strukturou (PKS)
  - rozdíly mezi sériovou a PKS
2. Návrh konstrukce lineární jednotky s hydraulickým pohonem s těmito základními technickými parametry:
  - největší tlačná a tažná síla 1000 N
  - největší přídržná (statická) síla 500 N
  - zdvih 500 mm
  - přímočará rychlost při zátěži / naprázdno: 25 / 100 mm/sec.
  - hnací lineární hydromotor se vstupním tlakem 8 MPa
3. Potřebné výpočty konstrukčního návrhu jednotky (dimenzování pohonu a pohonné jednotky, návrh hydraulického obvodu apod.)
4. Sestavní výkresy a vybrané dílenské výkresy
5. Závěr a vyhodnocení vlastností nové konstrukce lineární jednotky
6. Ideový návrh robotu s PKS s touto jednotkou (3, 4, 5 a 6 ramen)

Cíle diplomové práce:

Cílem je získat přehled o rozdílech mezi sériovou a PKS robotů, které jsou novým typem v robotice. Na základě historického vývoje je možné uvést jejich základní principy konstrukce a aplikace, schémata a vyobrazení.

Konstrukční návrh lineární jednotky je základním stavebním uzlem pro PKS robotu se třemi až šesti rameny (tripody až hexapody).

Seznam odborné literatury:

1. Merlet J. P.: Paralell robots, Kluwer academic publishers, London, 2000, ISBN 0-7923-6308-6
2. Skařupa J., Mostýn V.: Teorie průmyslových robotů, VIENALA Košuce, 2001, ISBN 80-88922-35-6
3. Valášek M.: Mechatronika, Vydavatelství ČVUT Praha, 1996, ISBN 80-01-01276-X
4. Knoflíček R., Plšek L.: Paralelní kinematické struktury výrobních strojů a průmyslových robotů, přednáška projektu Erasmus, FSI VUT Brno, 2006

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 6.11.2013

L.S.

---

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

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Diplomová práce se zabývá návrhem lineární jednotky s hydraulickým pohonem pro robot s paralelní kinematickou strukturou. V teoretické části se práce věnuje historickému vývoji paralelních kinematických struktur, jejich konstrukčním návrhům, jednotlivým konstrukčním prvkům a porovnání paralelní kinematiky se sériovou. Hlavním cílem praktické části je zhotovení konstrukčního návrhu hydraulického pohonu, hydraulického obvodu, vytvoření 3D modelu v příslušném softwaru a vypracování výkresové dokumentace pro určené díly.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Lineární hydraulická jednotka, robot, paralelní kinematické struktury, senzor polohy, hexapod.

## **ABSTRACT**

This thesis describes the design of linear units with hydraulic drive for the robot with parallel kinematic structure. The theoretical part deals with the historical development of parallel kinematic structures, its design proposals for individual structural elements and a comparison of parallel and serial kinematics. The main aim of the work is developing design of hydraulic drive, hydraulic circuit, creating a 3D model using Solid Edge software, and the development of design documentation for the designated parts.

## **KEYWORDS**

Linear hydraulic unit, robot, parallel kinematics structures, position sensor, hexapod.



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

PAVLICA, J. *Lineární jednotka s hydraulickým pohonem pro robot s paralelní kinematickou strukturou*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 76 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr..



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2014

.....

Jiří Pavlica





## PODĚKOVÁNÍ


Děkuji doc. Ing. Radku Knoflíčkovi, Dr. za vedení mé práce, jeho vstřícnost a poskytnutí cenných rad a připomínek. Mé poděkování patří i manželce za její vytrvalou podporu a ohleduplnost.



## Obsah

<b>1 Úvod</b> .....	<b>15</b>
<b>2 Definice základních pojmů [4]</b> .....	<b>16</b>
<b>3 Historický vývoj robotů [1], [2], [3]</b> .....	<b>18</b>
3.1 Historie paralelních mechanismů [4],[5],[8].....	19
3.2 První simulátory s paralelní kinematikou [4], [5], [8] .....	21
<b>4 Klasifikace robotů a jejich struktur [9]</b> .....	<b>22</b>
<b>5 Porovnání sériových a paralelních kinematik</b> .....	<b>25</b>
5.1 Sériová kinematika [4].....	25
5.1.1 Stavba.....	25
5.1.2 Principiální nevýhody [4] .....	25
5.2 Paralelní kinematika [4, 12].....	26
5.2.1 Stavba.....	26
5.2.2 Principiální výhody a nevýhody [4, 12].....	27
5.3 Porovnání vlastnosti sériových a paralelních struktur .....	27
<b>6 Analýzy konstrukcí paralelních kinematik</b> .....	<b>29</b>
6.1 Hodnotící kritéria [4] .....	29
6.1.1 Počet stupňů volnosti [4] .....	29
6.1.2 Počet a uspořádání kloubových bodů na bázi a platformě [4] .....	30
6.1.3 Druh, počet a uspořádání kloubů ve vodícím řetězci [4] .....	31
6.1.4 Počet a uspořádání ramen [4].....	32
6.1.5 Druh a umístění pohonu [4] .....	33
6.2 Komponenty pro paralelní kinematické struktury [14].....	34
6.2.1 Klouby [14].....	34
6.2.2 Ramena [4, 14].....	36
<b>7 Přehled technologických operací využívaných paralelními kinematikami v oblasti výrobních strojů, průmyslových robotů a manipulátorů [4]</b> .....	<b>38</b>
<b>8 Návrh lineární jednotky s hydraulickým pohonem</b> .....	<b>39</b>
8.1 Volba odměřovací jednotky .....	39
8.1.1 Lineární senzor LTX1500M .....	40
8.1.2 Lineární senzor ICS100 .....	41
8.1.3 Lineární senzor BTL7 .....	43
8.2 Párové porovnání .....	45
8.3 Výpočet pístnice [21].....	45
8.4 Výpočet pístu .....	50
8.5 Výpočet tloušťky stěny válce.....	51
8.6 Návrh vstupních a výstupních otvorů .....	52
8.7 Hydraulická těsnění .....	54


8.7.1	Pístní těsnění .....	55
8.7.2	Vodící pásy pístu .....	56
8.7.3	Pístnicové těsnění .....	57
8.7.4	Vodící pás pístnice .....	58
8.7.5	Stírací kroužky pístnice .....	59
8.7.6	Statické těsnění .....	60
8.8	Hydraulický obvod .....	61
8.8.1	Hydraulický agregát .....	61
8.8.2	Hydraulická kapalina .....	62
8.8.3	Prvky řízení a regulace hydraulického obvodu .....	63
8.9	Konstrukce navržené lineární jednotky .....	63
<b>9</b>	<b>Ekonomické zhodnocení.....</b>	<b>65</b>
<b>10</b>	<b>Ideový návrh robotu s PKS.....</b>	<b>66</b>
<b>11</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>67</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....</b>	<b>69</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN .....</b>	<b>73</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>74</b>
	<b>SEZNAM TABULEK.....</b>	<b>75</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>75</b>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 15
	Diplomová práce	

## 1 Úvod

Diplomová práce se zabývá návrhem lineární jednotky s hydraulickým pohonem pro robot s paralelní kinematickou strukturou. Hlavním cílem teoretické části práce je získat a poskytnout přehled o konstrukci a aplikaci průmyslových robotů. Dílčím cílem této části je mimo jiné prezentovat rozdíly mezi sériovou a paralelní kinematickou strukturou robotů. Práce je členěna do jedenácti kapitol, přičemž se prvních sedm kapitol věnuje teoretické části, která je východiskem pro část praktickou. Praktickou část tvoří celkem čtyři kapitoly. Jednotlivé kapitoly teoretické části se zabývají definicemi základních pojmů z dané problematiky, historickým vývojem robotů, klasifikací robotů a jejich struktur, porovnáním sériových a paralelních kinematik, analýzami konstrukcí paralelních kinematik, přehledem technologických operací využívaných paralelními kinematikami v oblasti výrobních strojů a průmyslových robotů a manipulátorů.

Praktická část diplomové práce je členěna do tří kapitol, které se věnují vlastnímu návrhu lineární jednotky s hydraulickým pohonem využitelné v konstrukci paralelních kinematických struktur, jejímu ekonomickému zhodnocení a prezentaci ideového návrhu robotu s navrženou lineární jednotkou. Ve stěžejní kapitole, která se věnuje vlastnímu návrhu lineární jednotky, jsou prezentovány jednotlivé konstrukční postupy a výpočty. Součástí práce je i výkresová dokumentace pro výrobu vybraných dílů a jejich 3D model.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 16
	Diplomová práce	

## 2 Definice základních pojmů [4]

**Báze** je člen mechanismu, nekonající žádný pohyb. Podle definice mechanismu tvoří tedy rám mechanismu, nebo-li pevnou základnu, nebo jen základnu.

**Hybridní kinematika** je tvořena uzavřenými i otevřenými kinematickými řetězci, popř. jeden hnací člen je unášen jiným hnacím členem.

**Kinematika** je nauka o pohybu. V předkládané práci se tímto pojmem rozumí zejména pohon a hnací ústrojí sloužící ke změnám nebo k přenosu pohybu a sil. Kinematika je tvořena minimálně třemi členy, přičemž jedním z nich musí být základna.

**Kinematická dvojice** je tvořena dvěma vzájemně pohyblivě vázanými členy, resp. tyto členy jsou spojeny tak, že pohyblivost mezi nimi je omezena.

**Kinematický řetězec** je spojení několika členů pomocí kinematických dvojic. Je definován strukturou kinematiky, tedy počtem, druhem a uspořádáním členů kinematiky. Kinematické řetězce se dělí na otevřené, uzavřené nebo smíšené. Dále je lze dělit na jednoduché či složené. V poslední řadě je lze klasifikovat na rovinné, sférické nebo prostorové.

**Kinematický řetězec otevřený** je řetězec, jehož některé členy jsou připojeny pouze jednou kinematickou dvojicí.


**Kinematický řetězec uzavřený** vznikne tak, že každý člen řetězce je připojen nejméně dvěma kinematickými dvojicemi.

**Kloub** je technické provedení kinematické dvojice.

**Koncový efektor** tvoří koncový člen mechanismu, který slouží k manipulaci s nástrojem nebo obrobkem.


**Paralelní kinematika** je složena ze dvou a více sériových kinematických řetězců. Tento mechanismus je tvořen bází, nejméně dvěma vzájemně nezávislými vodícími řetězci a platformou. Nejvýstižnější označení pro paralelní kinematiku je mechanismus s paralelní kinematickou strukturou.

**Platforma** je také označována jako pohyblivá plošina nebo jen plošina, která je polohována nebo orientována vzhledem k bázi prostřednictvím vodících řetězců.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 17
	Diplomová práce	

**Počet stupňů volnosti mechanismu** je mírou pohyblivosti mechanismu. Slouží k určení počtu složek pohybu (translací a rotací), které je koncový efektor mechanismus schopen realizovat.

**Sériová kinematika** je kinematický mechanismus s otevřeným kinematickým řetězcem skládající se z báze, platformy a jednoho vodícího řetězce.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 18
	Diplomová práce	

### 3 Historický vývoj robotů [1], [2], [3]

Jak si ulehčit práci? To je otázka, kterou si lidé kladli v průběhu celých generací. Jedním ze způsobů řešení této otázky je přenést práci na jiné lidi. Realizace tohoto způsob je nechvalně známá zejména z dob otrokářství, kdy byli lidé pro práci často zneužíváni. Ale i v běžném systému byla po celá staletí většina lidstva odsouzena k tvrdé a vyčerpávající fyzické práci. Po celodenní dřině mohl člověk utéci do světa fantazie, ve kterém mohl snít o světě strojů a bytostí, které za něj danou práci odváděly. V dnešní době se využívá lidské pracovní síly pouze na obtížnou práci, kterou nelze nahradit automaticky pracujícím strojním zařízením.

Disciplínou, která pomáhá člověku ulehčit si práci a zvýšit produktivitu práce, je robotika. K ulehčení práce a zvýšení produktivity práce lze dospět za pomoci využití technických prostředků jako výsledků rozumové a duševní činnosti celých generací vynálezců, konstruktérů a techniků. S rozvojem společnosti se začaly výše zmiňované sny uskutečňovat. Za jedno z nejstarších zařízení, které člověku ulehčovalo práci a zvyšovalo jeho produktivitu, je považován tkalcovský stroj.



**Obr. 3.1: Tkalcovský stroj [1]**

Cesta k novodobým robotům vedla přes automaty. Snaha člověka vyrobit zařízení, podobající se nám lidem, provázela a zřejmě bude provázet člověka i nadále. Z minulosti je známá mechanická napodobenina „člověka“ od švýcarských mistrů Piera a Henry Drozů z 18. století. Jejich automatický písničkář dokázal napsat pár vět a věrně napodoboval člověka. Po věku mechaniky přispěla k vývoji robotiky elektrotechnika. Bylo potřeba vyřešit celý komplex dílčích částí: výrobu elektřiny, její distribuci a využívání.





Obr. 3.2: Automatický písář [2]

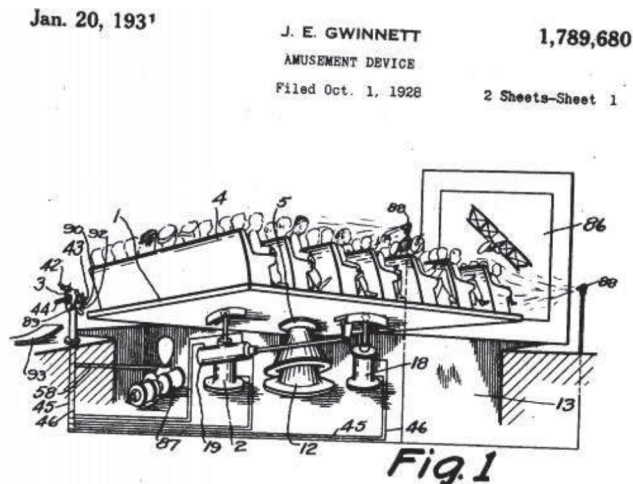
Za velký mezník v robotice je považován rok 1920, kdy se poprvé objevilo slovo „robot“. Karel Čapek ve své hře R.U.R. označoval robotem uměle myslící stroje bez náznaku duševního života. Slovo robot se tak stalo nejvýznamnějším českým slovem a vrylo se do podvědomí lidem na celém světě.

Přesná definice slova není úplně ucelená, lze ale přijmout definici vyslovenou Prof. Ing. Ivanem M. Havlem CSc.: "**Robot je automatický, nebo počítačem řízený integrovaný systém, schopný autonomní, cílově orientované interakce s přirozeným prostředím podle instrukcí od člověka. Tato interakce spočívá ve vnímání a rozpoznávání tohoto prostředí a v manipulování s předměty, popř. v pohybování se v tomto prostředí.**" [3]

### 3.1 Historie paralelních mechanismů [4],[5],[8]

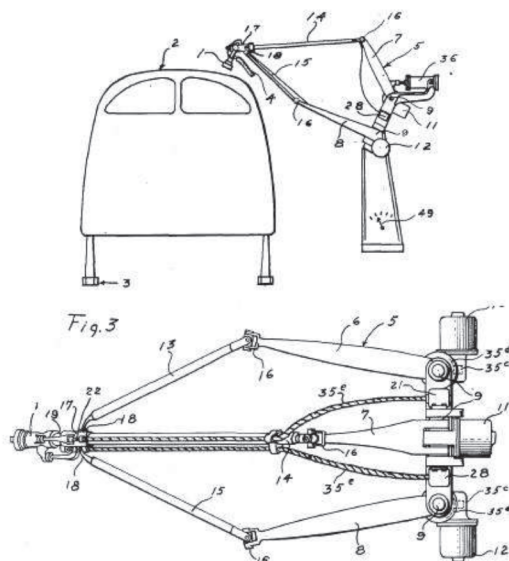
V dnešní době se nedá s určitostí tvrdit, kdy vznikl pojem paralelní kinematika. Podíváme-li se na písemné práce, které se touto problematikou zabývaly, dostaneme se až do roku 1645, kdy se paralelními mechanismy zabýval Christopher Wren. Později, v roce 1813, se jí věnoval Caughy a další.

Avšak snaha poprvé použít paralelní mechanismus v praxi se datuje k roku 1928. V té době si James E. Gwinnett přihlásil k patentování pohyblivou plošinu, která měla sloužit v zábavním průmyslu. Plošina byla uprostřed uložena na sférickém kloubu a pohyb byl vyvozován třemi lineárními pneumaty. Nikde není však doloženo, zda vůbec došlo k jejímu sestavení.



Obr. 3.3: První patentovaný sférický paralelní mechanismus [6]

První paralelní robot navrhl Willard L. V. Pollard za spoluúčasti syna Willard L. G. Pollarda, který později roku 1934 nechal tento mechanismus patentovat. Pollardův paralelní mechanismus byl s určitě částí průlomový, protože byl první, který byl navržen pro využití v oblasti výrobních strojů. Robot byl určen k nanášení nátěrových hmot na karoserie automobilů (viz obr. 3.4). Měl 5 stupňů volnosti a koncový efektor (stříkácí hlavice) byl s bázi spojen pomocí třech vodících řetězců. Každý z řetězců byl tvořen rameny uprostřed spojených rotačním kloubem. Dvě ze tří ramen byla ke koncovému efektoru připojena pomocí kulového kloubu a třetí pomocí univerzálního kloubu. Celý robot byl poháněn pohony uloženými na bázi. Přestože byl celý mechanismus navržen i včetně elektrického řídicího systému, robot nebyl nikdy sestaven.



Obr. 3.4: Robot s paralelním mechanismem pro nanášení nátěrových hmot [7]

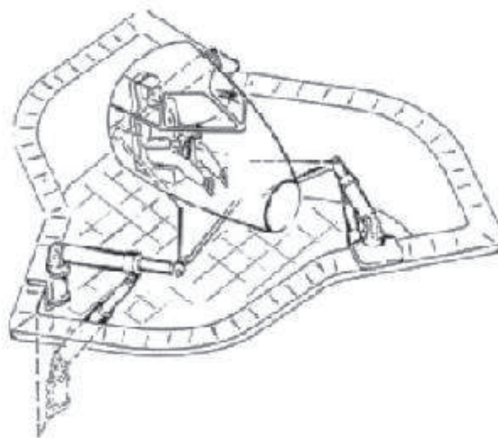


O několik let později, v roce 1947, se zabýval paralelními mechanismy dr. Eric Gough, který však zvolil jiné uspořádání ramen. Ramena byla uspořádána do octahedronu (osmistěnu), a to z důvodu zvětšení rozsahu pohybu. Délka ramen byla zpočátku nastavována ručně, ale později bylo řízení předěláno na digitální. Roku 2001 byl paralelní mechanismus převezen do Vědeckého muzea v Anglii.

Přesto, že se v té době (okolo roku 1947) ještě paralelní mechanismy u obráběcích strojů nevyužívaly, byl Dr. Gough právě tím, kdo položil základy pro jejich využití v tomto odvětví. Tato myšlenka byla později vyslovena ve Stewartově spise.

### 3.2 První simulátory s paralelní kinematikou [4], [5], [8]

Jak již bylo naznačeno v předešlé kapitole, rok 1965 byl významným v historii paralelních kinematik, a to z toho důvodu, že se objevil Stewartův spis, ve kterém se autor zmiňuje jednak o myšlence využití pohyblivé plošiny jako leteckého simulátoru (tento nebyl nikdy postaven), tak i o jejím využití pro vrtací a frézovací operace, čímž nastínil jednu z budoucích možností využití hexapodu. Ve spisu autor popisuje pohyblivou plošinu (obr. 3.5) se šesti stupni volnosti. Může se zdát, že je to shodný mechanismus jako u dr. Cougha, ale rozdíl je v tom, že uspořádání není octahedrální. Přesto se octahedrální hexapody občas označují jako Stewartova plošina.



Obr. 3.5: Stewartův letecký simulátor [4]

V šedesátých letech navrhl a postavil letecký simulátor také inženýr Klaus Cappel. Simulátor sloužil jako cvičná pilotní kabina. Tento princip se využívá i v současnosti. Inženýr Cappel při návrhu využil octohedrální uspořádání dle dr. Cougha.

Od té doby nacházely paralelní kinematické mechanismy uplatnění zejména v oblasti leteckých simulátorů pro pilotní výcvik a zkoušení nového vybavení. Simulátory se později využívaly také u lodí, vozidel, zábavních atrakcí nebo raketoplánu NASA.

## 4 Klasifikace robotů a jejich struktur [9]

Tato kapitola se věnuje obecnému rozdělení robotů dle jednotlivých kritérií, a dále jejich bližší specifikaci. Jelikož je těchto kritérií velké množství uvedeme jen ty nejdůležitější.

Klasifikace, dle základních kritérií:

- Počet stupňů volnosti
  - Univerzální robot – má 6 stupňů volnosti, jednoznačně vymezuje polohu a orientaci objektu v kartézském souřadném systému
  - Redundantní robot – má více než 6 stupňů volnosti, větší volnost pro pohyb ve stísněném prostoru a v obcházení překážek
  - Deficitní robot – má méně než 6 stupňů volnosti (např. SCARA robot, se 3-4 stupni volnosti, využívaný pro montáž prvků v rovině)
- Kinematická struktura
  - Sériové roboty – s otevřeným kinematickým řetězcem
  - Paralelní roboty – s uzavřeným kinematickým řetězcem
  - Hybridní roboty – kombinující oba typy řetězců



Obr. 4.1: Sériový robot [10]



Obr. 4.2: Paralelní robot [4]



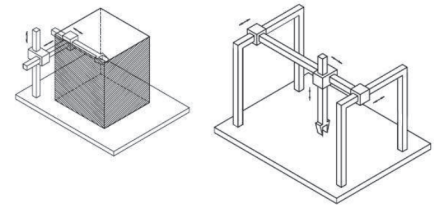
Obr. 4.3: Hybridní robot [9]

- Podle druhu pohonu
  - Elektrické – v dnešní době často využívány
  - Hydraulické – v případě požadavku na velkou nosnost nebo při požadavku na bezpečnost provozu ve výbušných prostředích
  - Pneumatické – Pro vyvozování vysokých rychlostí



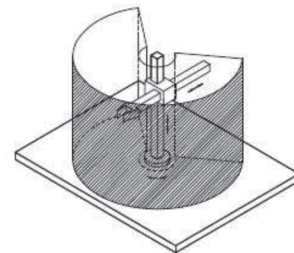
- Podle geometrie pracovního prostoru [11]

- Kartézský – velmi dobrá tuhost nosné konstrukce, shodná přesnost v celém pracovním prostoru. Kinematika TTT



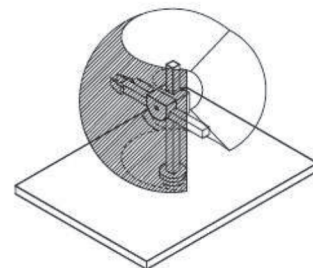
Obr. 4.4: Kartézský pracovní prostor [11]

- Cylindrický – dobrá tuhost nosné konstrukce, pracovní prostor je část dutého válce, využívá se zejména pro přepravu předmětů. Kinematika RRT



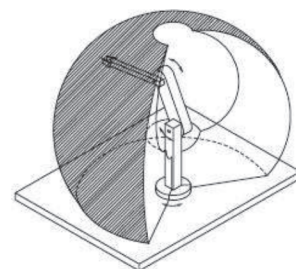
Obr. 4.5: Cylindrický pracovní prostor [11]

- Sférický – pracovní prostor je část duté koule, má menší tuhost, než dva výše uvedené geometrické případy, využívá se především pro obrábění. Kinematika RRT



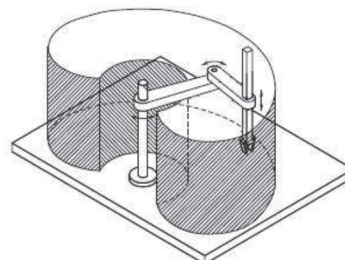
Obr. 4.6: Sférický pracovní prostor [11]

- Angulární – Pracovní prostor anuloid, největší přesnost blízko os. Kinematika RRT



Obr. 4.7: Sférický pracovní prostor [11]

- SCARA – Rotace umístěny tak aby jejich osy byly rovnoběžné (rozdíl od anuloidu), vysoká tuhost, vhodný pro vertikální montážní úkoly. Kinematika RRT



Obr. 4.8: Angulární pracovní prostor [11]

- Podle vykonávaných činností
  - Průmyslové roboty – využívané při činnostech s výrobou různých produktů
  - Servisní roboty – využívané při obslužných činnostech, v průmyslu nebo službách
- Podle kompaktnosti konstrukce
  - Univerzální – univerzalita je zde myšlena z důvodu možného nasazení pro velkou třídu úloh z hlediska pružnosti jejich změny
  - Modulární – modulárnost je založena na takovém principu, kdy každá polohovací jednotka je samostatně zcela funkční a pomocí typorozměrových vyráběných sad polohovacích jednotek lze složit požadovanou strukturu



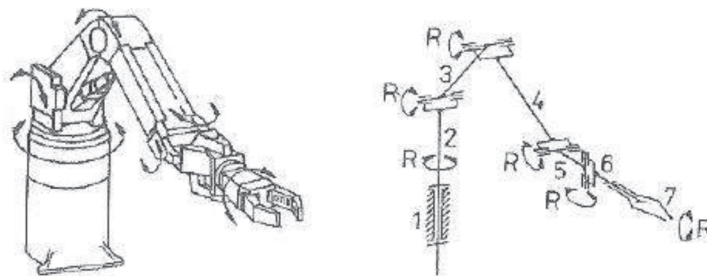


## 5 Porovnání sériových a paralelních kinematik

### 5.1 Sériová kinematika [4]

#### 5.1.1 Stavba

Sériové kinematické struktury nachází uplatnění nejen v oblasti výrobních strojů, ale i jako výrobní roboty a manipulátory. Hlavním charakteristickým znakem sériové kinematiky je její postupné, sériové uspořádání kinematických dvojic (viz. obr. 5.1.), díky čemuž je výsledný pohyb tvořen pohybem všech předešlých dvojic. V konstrukci robotu je vždy používána kinematická dvojice o jednom stupni volnosti, tedy KD rotační nebo translační. Tyto KD se mohou posouvat nebo otáčet nezávisle na sobě. Prvky zmíněného mechanismu tvoří otevřený kinematický řetězec.



Obr. 5.1: Průmyslový robot se sériovým uspořádáním [4]

#### 5.1.2 Principiální nevýhody [4]

Výkonné parametry dnešních strojů se sériovou kinematikou jsou dány vývojem a výzkumem trvajícím několik desítek let. Se stále se zvyšujícími požadavky na produktivitu, flexibilitu a rychlost pohybů se tyto parametry přibližují hranici možnosti těchto strojů. Uvedené parametry lze spatřovat zejména v následujících aspektech:

- ohybové zatížení stroje
- vysoké pohybující se hmotnosti
- omezená dynamika os
- sčítání chyb polohy a přesnosti v jednotlivých osách
- vysoké požadavky na přesnosti
- nízký počet opakujících se stavebních dílů

## 5.2 Paralelní kinematika [4, 12]

### 5.2.1 Stavba

Hlavním charakteristickým znakem paralelní kinematiky je její paralelní uspořádání ramen. Existuje velké množství uspořádání, z toho důvodu bude stavba konstrukce představena na jednom z nejtypičtějších z nich, tzv. Hexapodu (viz. obr. 5.2.).

Hexapod je mechanismus, kde šest paralelně uspořádaných ramen spojuje bázi s platformou pomocí sférických a kardanových kloubů. Toto konstrukční řešení u mechanismu eliminuje veškeré torzní a ohybové namáhání. Díky tomuto uspořádání má platforma 6 stupňů volnosti, což jí umožňuje posouvání v osách  $x$ ,  $y$ ,  $z$  a rotaci kolem těchto os. Výsledný pohyb je dán činností všech ramen, tj. spojitou změnou délky. Z toho vyplývá, že pohyb jednoho ramene ovlivňuje polohu všech ostatních. Jedná se tedy o tzv. nelineární prostorový systém nerespektující princip superpozice dílčích pohybů. Výše popsané chování je typické pro všechny mechanismy s paralelní kinematickou strukturou.



Obr. 5.2: Hexapod - Micos [13]



### 5.2.2 Principiální výhody a nevýhody [4, 12]

Mezi hlavní výhody paralelních kinematických struktur patří:

- vysoká pracovní rychlost a zrychlení
- nízké hmotnosti pohybujících se částí
- vysoká přesnost
- komponenty mají vysokou opakovatelnost v rámci stroje
- minimální namáhání stroje ohybovými momenty

Stejně jako u všech konstrukcí, vyskytují se i u hexapodů určité problémy. Většina z nich již byla v minulosti vyřešena, nicméně některým je nutné věnovat pozornost a snažit se nalézt vhodné řešení, respektive zdokonalit řešení stávající:

Jedná se o:

- Tření - má za následek axiální vychýlení ramen, což má dopad na přesnost polohování a opakovatelnou přesnost.
- Délka ramen - dlouhá ramena jsou v důsledku působení tlakového a tahového zatížení náchylná k rozměrové nestálosti. Proto délka ramen ovlivňuje přesnost stroje.
- Tepelná dilatace - v závislosti na rychlosti vřetene stoupá i dynamický a tepelný přírůstek.
- Kalibrace - přesnost u mechanismu není závislá jen na délkách ramen, ale také na geometrických charakteristikách. Je tedy velmi obtížné sjednotit a specifikovat všechny parametry.

### 5.3 Porovnání vlastností sériových a paralelních struktur

Vzhledem k velkému množství různých uspořádání zejména u mechanismu s paralelní kinematickou strukturou, není možné jednotlivé mechanismy mezi sebou porovnávat. Z toho důvodu je níže uveden (v tab 5.1) přehled souhrnných vlastností sériových a paralelních struktur.

Vlastnosti	Paralelní kinematický mechanismus	Sériový kinematický mechanismus
Tuhost	Vysoká (zejména jen tah a tlak)	Nízká (zejména ohybové namáhání)
Rychlost a zrychlení stroje	Vysoké	Průměrné
Šíření chyb	Chyby jsou průměrem nashromážděných chyb v jednotlivých osách	Hromadění chyb v jednotlivých osách
Hmotnost pohybujících se částí	Nízká (pohybují se jen ramena a vřeteno)	Vysoká (dochází ke sčítání za sebou jdoucích KD)
Řízení (regulace)	Komplikované (celý mechanismus musí být regulován jako celek)	Snadné (každou osu lze regulovat jednotlivě)
Kalibrace	Komplikovaná (celková kalibrace je složitá, jelikož jednotlivé části se navzájem ovlivňují)	Jednoduchá
Kinematika	Inverzní kinematika, transformace souřadnic je zcela nutná	Jednoduchá (přímá kinematika)
Vazba mezi osami	Osy spojené a vazba je nelineární	Jen malé vazby
Výroba a montáž	Jednoduchá (prvky lze jednoduše nahradit)	Složitá (nákladná, časově náročná)
Flexibilita	Vysoká (zaměnitelné díly)	Malá

Tab. 1 Porovnání sériových a paralelních kinematických struktur [4], [12]

## 6 Analýzy konstrukcí paralelních kinematik

V kapitole číslo 4 je uvedeno obecné rozdělení robotů dle jednotlivých kritérií. V následující kapitole se bude práce věnovat již analýze konstrukčního uspořádání paralelních kinematik. Dále zde budou popsány i jednotlivé komponenty potřebné při konstrukci PKS. Vzhledem k tomu, že je analýza konstrukcí paralelních kinematik velmi obsáhlá, bude pozornost věnována jen nejdůležitějším uspořádáním a kritériím, dle kterých se paralelní kinematiky dělí.

### 6.1 Hodnotící kritéria [4]

Při stavbě paralelních mechanismů je velké množství variant vzájemného uspořádání různých komponentů. Z toho důvodu se lze zabývat jen některými z nich. Mezi hlavní charakteristické znaky těchto konstrukcí patří:


- počet stupňů volnosti,
- počet a uspořádání kloubových bodů na bázi a platformě,
- druh, počet a uspořádání kloubů ve vodícím řetězci,
- počet a uspořádání ramen,
- druh a umístění pohonu.

#### 6.1.1 Počet stupňů volnosti [4]

Stupně volnosti, jejichž anglický název je „degree of freedom (DOF)“, poskytují hlavní informaci o pohyblivosti mechanismu. Vyšetřování DOF mechanismu se provádí jak u sériových, tak i u paralelních kinematik. Je základním krokem při kinematickém a dynamickém vyšetřování mechanismu. Pro určení polohy pohyblivé plošiny v prostoru je zapotřebí 6 stupňů volnosti. Jedná se o tři translace podél os X, Y, Z a tři rotace kolem os X, Y, Z. Pro výpočet stupňů volnosti se v literatuře uvádějí následující vzorce:

- vzorec 6.1 označovaný jako Grüblerův vzorec

$$F = \lambda \cdot (n - g - 1) + \sum_{i=1}^g f_i \quad (6.1)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 30
	Diplomová práce	

- vzorec 6.2 označovaný jako modifikovaný Grüblerův vzorec

$$F = \lambda \cdot (n - 1) - \sum_{i=1}^g (\lambda - f_i) \quad (6.2)$$

Výše uvedené rovnice nejsou použitelné pro všechny paralelní konstrukce. Neberou v úvahu geometrické vztahy mezi klouby, z tohoto důvodu je nejvhodnější použít následující Grüblerův vzorec:

$$F = \lambda \cdot (n - g - 1) - \sum_{i=1}^g f_i - f_{id} + s \quad (6.3)$$

Jednotlivé veličiny představují:

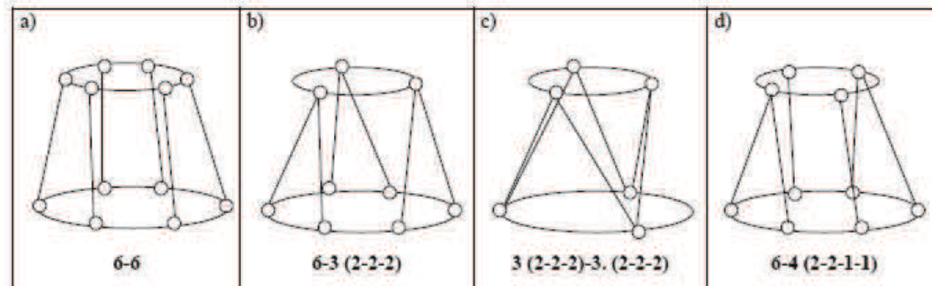
- F = počet stupňů volnosti
- $\lambda$  = počet stupňů volnosti, nutné pro určení polohy platformy  
(pro prostorový mechanismus  $\lambda = 6$ , pro rovinný mechanismus  $\lambda = 3$ )
- n = počet členů mechanismu (včetně rámu)
- g = počet kloubů (tzv. kinematických dvojic)
- $f_i$  = stupně volnosti kloubu i
- $f_{id}$  = počet identických stupňů volnosti
- s = počet pasivních vazeb

### 6.1.2 Počet a uspořádání kloubových bodů na bázi a platformě [4]

Mezi další charakteristické znaky patří počet kloubových bodů na bázi  $m$ , na platformě  $n$  a počet vodících řetězců spojujících bázi a platformu  $l$ . Z toho je možné usuzovat, že lze rozlišit tři následující možnosti (viz. obr. 6.1.):

- $m = n = 1$
- $m = 1$ , ale  $m > n$  nebo  $n = 1$  ale,  $m < n$
- $m = n$ , ale  $l > n$

U v současnosti nejčastěji používaných konstrukcí (hexapod a tripod) je počet kloubových bodů a počet vodících řetězců shodný (viz. obr. 6.1. a). Vyskytne-li se konstrukce, kde není tento počet shodný (kde je menší počet kloubových bodů), jedná se většinou o konstrukci experimentální nebo konstrukci pro speciální využití. Jde o případ, kdy jsou k jednomu kloubovému bodu připojena dvě nebo více ramen. Zmíněný kloub je velmi složité technicky realizovat, a navíc jeho vlastnosti jsou podstatně horší než u "klasických" kloubů.



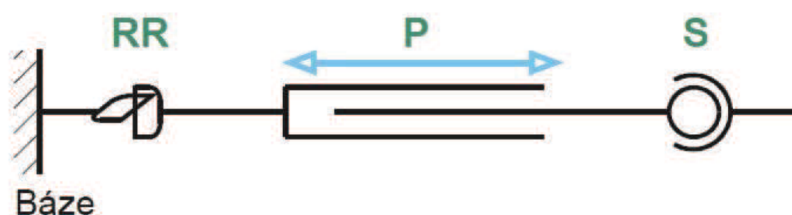
Obr. 6.1: Uspořádání kloubových bodů a ramen [4]

### 6.1.3 Druh, počet a uspořádání kloubů ve vodícím řetězci [4]


V následující podkapitole je popisována přímo konstrukce paralelních mechanismů. Při konstrukci PM se využívají následné kinematické dvojice (KD), které jsou označovány:

- P - prizmatická KD (translace KD bez rotace kolem vlastní osy), 1 DOF
- R - rotační KD, 1 DOF
- S - sférická KD, 3 DOF
- C - cylindrická KD, 2 DOF
- RR - tzv. Kardanuv kloub, 2 DOF

Při konstrukci kinematického řetězce (viz. obr. 6.2.) je možné jednotlivé kinematické dvojice libovolně kombinovat. Dále lze u jednotlivých vodících řetězců volit různé uspořádání za sebou jdoucích kinematických dvojic. V praxi se však těchto vlastností nevyužívá. Zvolené uspořádání a typ KD výrazně ovlivňují výsledné vlastnosti (tuhost, velikost pracovního prostoru a pohyblivost) celé konstrukce. Na obr. 6.3 je uveden typický kinematický řetězec, který je využíván u nejrozšířenějších dvou typů konstrukcí PM. Jedná se o hexapody a tripody, kde jsou řetězce složeny ze tří KD, z toho jedna KD (nejčastěji prizmatická nebo rotační) bývá řízená, tzn. tvoří pohon.



Obr. 6.2: RRPS vodící řetězec [4]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 32
	Diplomová práce	

Jednotlivé vodící řetězce se označují v závislosti na pořadí ve směru od báze k platformě. KD jejíž pohyb je řízený, je v označení podtržena. Vodícímu řetězci na obr. 6.1 tedy odpovídá značení RRPS. Před toto označení se ještě uvádí číslice, která určuje počet vodících řetězců v konstrukci PM. Označení zmiňovaného hexapodu by bylo následující - 6 RRPS.

#### 6.1.4 Počet a uspořádání ramen [4]

Jak již bylo v práci uvedeno, paralelní mechanismus je složen minimálně ze 2 vodících řetězců (tzv. ramen). Co se maximálního počtu ramen týče, teoreticky není maximum vodících řetězců nijak omezeno. V současné době se v praxi nejčastěji využívá konstrukce s šesti rameny. Označení pro daný počet vodících řetězců je v praxi následující:

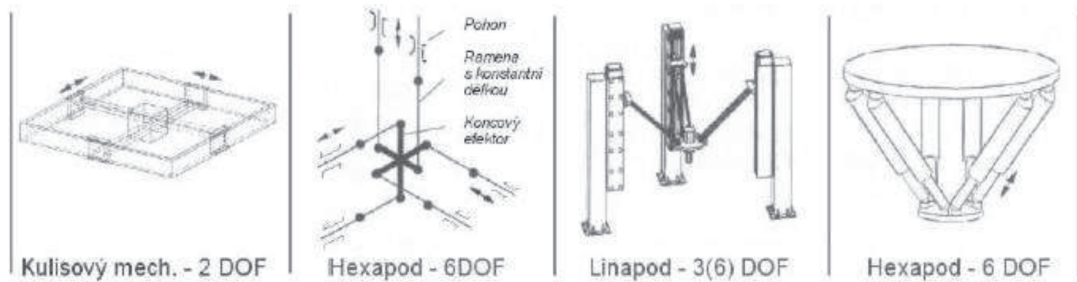
- bipody - 2 ramena
- tripody - 3 ramena
- tetrapody - 4 ramena
- pentapody - 5 ramen
- hexapody - 6 ramen

Pokud hodnotíme PKS z hlediska uspořádání ramen, tj. posuvových os, je PKS možné rozdělit na následující druhy:

- **Posuvové osy navzájem ortogonálně uspořádány** - jedná se o PK, kde je souřadný systém stroje shodný se souřadným systémem součásti. Pokud nejsou osy spolu spřaženy, pak se jedna osa může pohybovat, aniž by přitom ovlivnila polohu nebo pohyb další osy. Tento typ mechanismu se může pohybovat pouze v rovině. Naopak kinematika se spřaženými posuvovými osami se od předchozího typu liší pohybem v prostoru.
- **Posuvové osy mají geometricky paralelní uspořádání** - pro uvedený druh je typické využívání tzv. spojnic. Posuvové osy jsou nepohyblivé a většinou jsou přímo součástí rámu.
- **Posuvové osy navzájem neortogonálně uspořádány** - u tohoto typu jsou osy spřaženy. Jedná se o již mnohokrát zmiňovaný hexapod.



Obr. 6.3: Uspořádání posuvových os - 1. část [4]

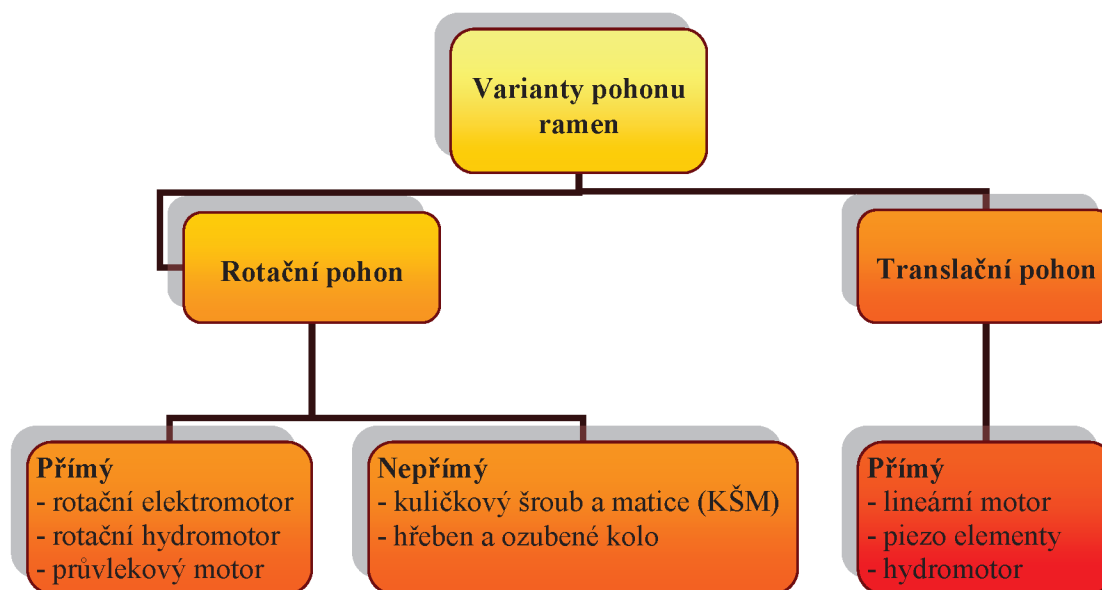


Obr. 6.3: Uspořádání posuvových os - 2. část [4]

### 6.1.5 Druh a umístění pohonu [4]

Pohyb ramen, rotací nebo translací vyvozuje v každém vodícím řetězci poháněná KD, tzv. akční člen vodícího řetězce. Tento akční člen je schopen za pomoci zpětné vazby plynule řídit vysunutí, rotaci, rychlost a zrychlení ramen.

U PM je třeba zvolit vhodnou volbu umístění pohonu ve vodícím řetězci (viz. obr. 6.4). Teoreticky je možné umístit akční člen buď na bázi, nebo doprostřed, či na konec kinematického řetězce. Z praktického hlediska jsou vyhovující první dva návrhy tj. pohon na bázi nebo integrovaný do ramene. Ostatní aplikace pohonu jsou nevhodné, protože musí nést svou vlastní hmotnost.



Obr. 6.4: Varianty pro pohánění ramen [4].

## 6.2 Komponenty pro paralelní kinematické struktury [14]

Klouby a ramena jsou u konstrukce PKS jedny z nejdůležitějších komponentů. Jsou považovány za rozhodující prvky, které se nejvýznamněji podílejí na dosahované přesnosti stroje. Klouby obecně nejsou zcela novou záležitostí, byly používány už dříve např. v automobilovém a zemědělském průmyslu. Avšak v konstrukci PKS jsou na tyto klouby kladené velmi vysoké požadavky, a to zejména na tuhost, statickou únosnost, vysokou přesnost, nízkou hmotnost, malé opotřebení, dlouhou životnost a úhlové rozsahy. Všechny tyto požadavky vedly postupně k vývoji tří druhů kloubů.

### 6.2.1 Klouby [14]

**Kulové klouby se třemi stupni volnosti** (viz obr. 6.5) využívají valivého vedení, kde jsou jako valivá tělíska použity malé kuličky, které způsobují nízké hodnoty Hertzova tlaku mezi vnějším pouzdem, kuličkami a spodní kulovou plochou. Tyto podmínky jsou dosažitelné jen při velmi vysoké geometrické přesnosti kontaktních kulových ploch.



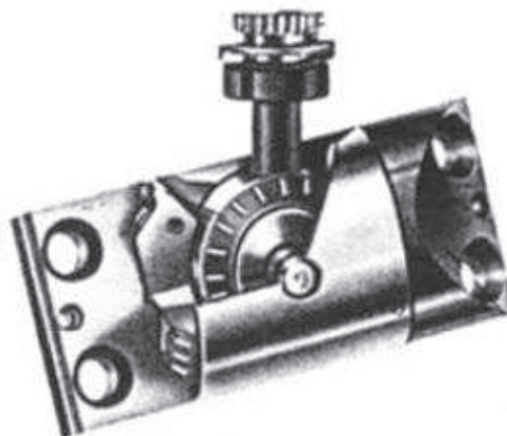


U kulových kloubů je velkou předností jejich vysoká tuhost a únosnost i přesto, že mají pouze bodový kontakt, což je potřeba při použití např. u frézovacích strojů. Samozřejmostí je také dokonalé utěsnění kloubu nutné k dosažení dlouhé životnosti.




Obr. 6.5a: Kulový kloub společnosti INA [15] Obr. 6.5b: Kulový kloub společnosti Hephaist Seiko[15]

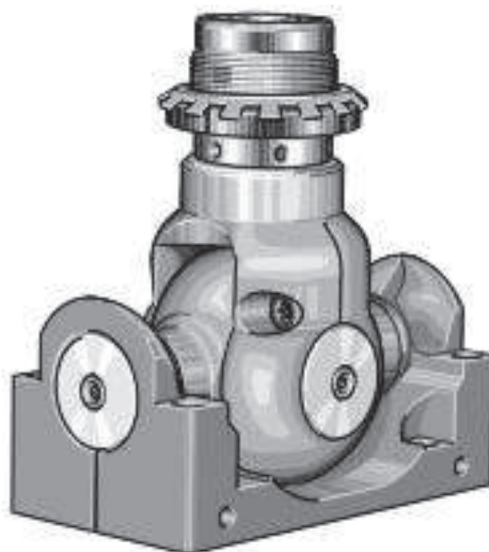
**Univerzální klouby se dvěma nebo třemi stupni volnosti** (viz obr. 6.6) se vyznačují nízkou hmotností a velkými geometrickými rozsahy. Zmíněné vlastnosti jsou vhodné pro aplikaci u manipulačních zařízení, která jsou vystavena vysokým zrychlením a rychlostem ve velkých pracovních prostorech. Naopak jejich nevýhodou je snížení tuhosti oproti kulovým kloubům z důvodu menší opěrné plochy valivých tělísek a použití jehlových ložisek.



Obr. 6.6: Univerzální kloub společnosti INA [4]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 36
	Diplomová práce	

**Kardanovy klouby** (viz obr. 6.7) jsou používány k přenosu krouticích momentů. Vzhledem k požadavku na vysokou tuhost byl náboj těchto kloubů optimalizován metodou konečných prvků pro tahové a tlakové zatížení. U kardanových kloubů jsou využívána radiálně-axiální jehlová ložiska, která jsou dokonale těsněna a poskytují nejvyšší dosahované tuhosti. Kardanovy klouby spojují výhody dvou předešlých kloubů. Při vysoké tuhosti umožňují klouby velké úhlové rozsahy.

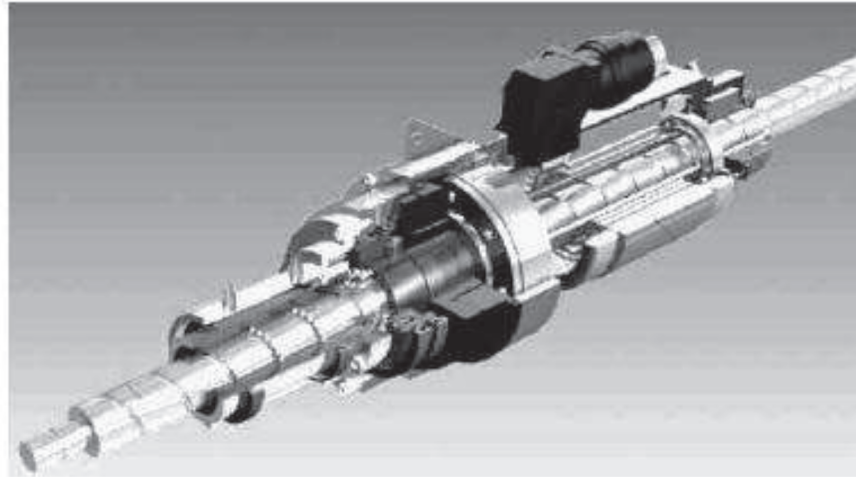


Obr. 6.7: Kardanův kloub společnosti INA [16]

### 6.2.2 Ramena [4, 14]

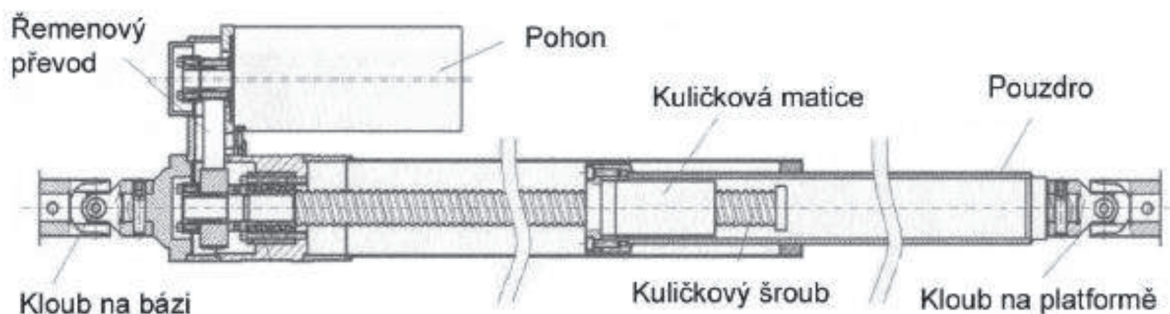
Podobně jako je tomu u kloubů, i na ramena je kladena spousta požadavků. Největší požadavky jsou kladeny zejména na přenášení sil z platformy na bázi. Principiálně se dělí ramena na vzpěry s proměnlivou a pevnou délkou.

**Ramena s proměnlivou délkou** slouží ke změně vzdálenosti mezi středem otáčení kloubu na bázi a kloubu na platformě. Jednou z možností, jak dosáhnout požadované změny, je využít průvlekový motor (viz obr. 6.8), který umožňuje dosáhnout vyššího zrychlení, vyšší posuvové rychlosti a přesnosti polohování. U zmíněných motorů je rotující matice přímo spojena s dutou kotvou motoru a není již potřeba dalších převodů. Tato varianta také poskytuje menší zástavbový prostor.



Obr. 6.8: Průvlekový motor [4]

Další možností k dosažení požadované změny vzdálenosti je spojení pomocí kuličkového šroubu (viz obr. 6.9) přes převod se servopohonem. Nevýhodou tohoto způsobu spojení je, že provozní otáčky šroubu jsou často v blízkosti oblasti kritických otáček.




Obr. 6.9: Spojení kuličkovým šroubem [4]

**Ramena s pevnou délkou** jsou označována také jako spojnice. U těchto ramen se vlastnosti přizpůsobují nárokům kladeným na ramena paralelních mechanismů. Rozhodující parametry jsou délková tuhost a tuhost na vzpěr.

U obou uvedených variant ramen je důležité ověřovat jak statické, tak i dynamické chování, a to z důvodu možného vybuzení vlastního kmitání, které má za následek ohybové namáhání ramen.

Shrneme-li poznatky z kapitoly 6.2, je zřejmé, že při návrhu konstrukce je nutné zohlednit následující kritéria: **přesnost polohy, zrychlení, rychlost, pracovní prostor, zatížení.**

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 38
	Diplomová práce	

## 7 Přehled technologických operací využívaných paralelními kinematikami v oblasti výrobních strojů, průmyslových robotů a manipulátorů [4]

V dnešní době se využívá velké množství konstrukcí, kde je uplatněna paralelní kinematika. S paralelními kinematikami je možné se setkat především v oblasti obrábění, průmyslových robotů, manipulátorů, tvářecích strojů a měřících přístrojů.

### 1) Obráběcí stroje a obráběcí centra

- frézování a vrtání: Urane SX, HOH 600
- obrábění laserovým paprskem: Hexadiode, Georg V (hybridní kinematika)
- vysokorychlostní obrábění: Ulyses (Flatronic), Quickstep HS 500
- soustružení: V 100 (Index-Werke)

### 2) Průmyslové roboty a manipulátory se uplatnily při:

#### a) technologických operacích

- bodovém svařování
- laserovém svařování
- obrábění vodním paprskem
- odjehlování
- tvarové broušení

#### b) manipulačních operacích

- polohování vzorků pod mikroskopy
- polohování obrobků
- ukládání SMD součástek na plošné spoje
- polohování optických prvků
- polohování plošin simulátorů

#### c) montážních operacích

- delta robot (Festo)

### 3) Tvářecí stroje

- Firma IWU Chemnitz - HexaBend vyvinula několik prototypů, které našly uplatnění zejména v tvářecích linkách pro ohýbání a volné tváření.

### 4) Měřicí stroje

- V této oblasti se PM uplatňují jako nosiče detektorů pro prostorové snímání rozměrů polotovaru i hotových výrobků (JSC Lapik - TM 1000), a také jako měřicí přístroje (např. Goughův octohedrání hexapod pro zkoumání vlastností pneumatik).

## 8 Návrh lineární jednotky s hydraulickým pohonem

V následující části diplomové práce bude postupně navržena lineární jednotka s hydraulickým pohonem s těmito základními parametry:

- největší tlačná a tažná síla 1000 N
- největší přídržná (statická) síla 500 N
- zdvih 500 mm
- přímočará rychlost při zátěži / naprázdno: 25 / 100 mm/sec.
- hnací lineární hydromotor se vstupním tlakem 8 MPa

Návrh lineární jednotky bude realizován nejprve návrhem rozměrů pístu a pístnice, a to podle zvoleného způsobu odměřování polohy (odměřovací jednotky) a dle kontroly pístnice na vzpěr. Dále bude proveden výpočet pro určení tloušťky stěny válce, následovat bude konstrukce předního a zadního víka. Předním víkem bude vedena pístnice, v zadním víku bude uchycena odměřovací jednotka. Během těchto prací bude zvoleno i vhodné řešení utěsnění jednotlivých dílů (pístu a pístnice). Součástí bude i tvorba 3D modelu pohonu a výkresové dokumentace pro vybrané díly.

Následně bude v práci uveden návrh hydraulického obvodu, poté ekonomické zhodnocení a na závěr ideový návrh robotu s paralelní kinematickou strukturou za použití navrhované lineární jednotky.

### 8.1 Volba odměřovací jednotky

V počátku návrhu hydromotoru bude nejprve volen vhodný způsob odměřování, vhodná odměřovací jednotka, a to z důvodu následného návrhu pístnice.

Pro odměřování je volen tyčový magnetostrikční lineární senzor, který umožňuje bezkontaktní absolutní měření polohy.

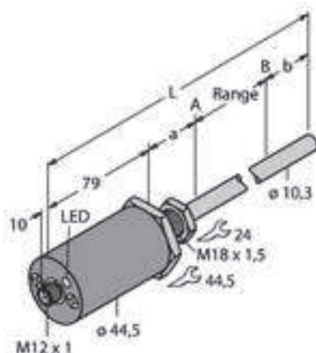
Mezi hlavní výhody těchto senzorů patří:

- velký měřicí rozsah
- rozlišovací schopnost (opakovatelnost)
- linearita - maximální odchylka od pomyslné rovné čáry, která spojuje nulový bod měřicího rozsahu s koncovým bodem
- jednoduchá montáž
- žádné opotřebení a údržba

Konkrétní snímač bude vybrán z následujících 3 variant a to porovnáním jejich hlavních výhod viz výše.

### 8.1.1 Lineární senzor LTX1500M

Senzor LTX1500M pochází od výrobce Turck/Kuebler a je určen pro snímání polohy v hydraulických válcích. Senzor je robustní a velice přesný. V případě výpadku napájení si pamatuje informaci o poloze. Po výpadku není potřeba provádět znovu nastavení.



Obr. 8.1: Lineární senzor LTX1500M [17]

Typ senzoru	LTX1500M-R10-SSi-2-GAF1-X3-H1161
Způsob montáže	Závit M18x1,5
Opakovatelnost	$\leq \pm 0,005$ mm
Chyba linearity	$\leq 0,01\%$
Hystereze	$\leq 0,025$ mm
Napájecí napětí	Max. 30VDC
Odolnost vůči tlaku	340 barů
Stupeň krytí	IP 68

Tab. 2 Parametry senzoru LTX1500M [17]

### Magnet senzoru LTX1500M

K tomuto senzoru existuje několik druhů různých magnetů, ze kterých je možné si vybrat. Magnety mají různá montážní uchycení. Je zvolen typ CM-R10.



Obr. 8.2: Magnet CM-R10 [18]



### 8.1.2 Lineární senzor ICS100

Tyčový magnetostrikční lineární senzor je od výrobce Penny+Giles. Je možné si vybrat ze dvou montážních provedení (interní nebo externí).

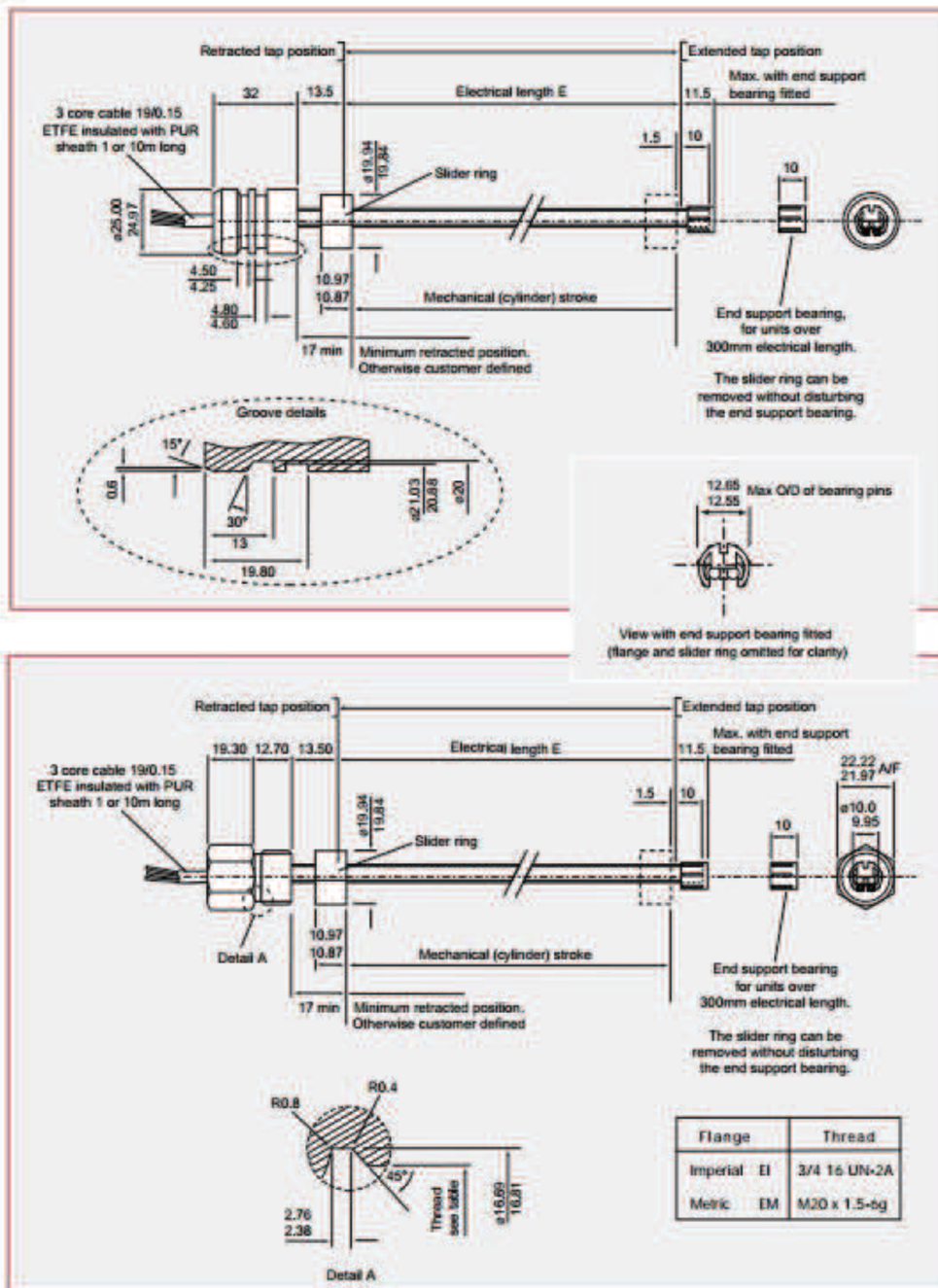


Obr. 8.3: Lineární senzor ICS100 [19]

Typ senzoru	ICS 100/IN/500/H/01
Způsob montáže	Závit M20x1,5
Opakovatelnost	$\leq \pm 0,01$ mm
Chyba linearity	$\leq 0,15\%$
Hystereze	$\leq 0,01$ mm
Napájecí napětí	Max. 74VDC
Odolnost vůči tlaku	500 barů
Stupeň krytí	IP 68

Tab. 3 Parametry senzoru ICS100 [19]





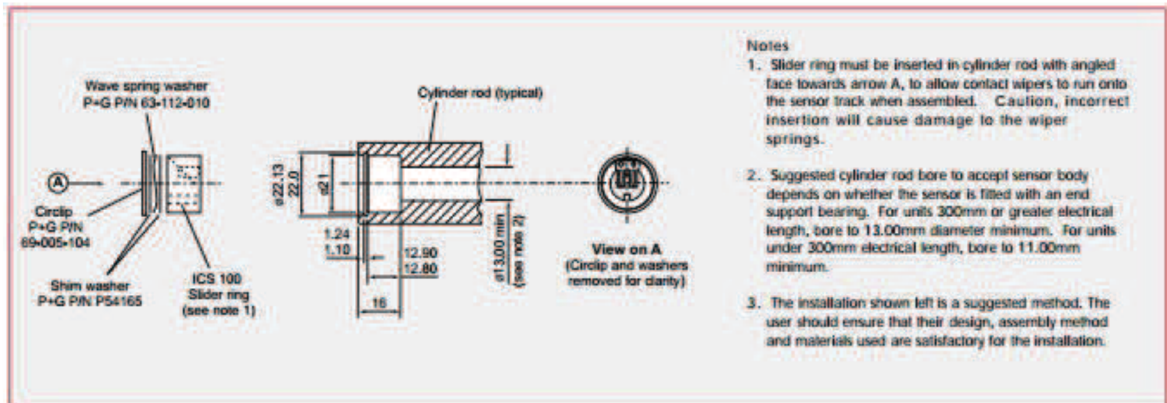
Obr. 8.4: Rozměry senzoru ICS100 [19]





### Magnet senzoru ICS100

Magnet musí být uchycen dle návodu. Uchycení je řešeno pomocí pojistného kroužku.



Obr. 8.5: Magnet senzoru ICS 100 [19]

### 8.1.3 Lineární senzor BTL7

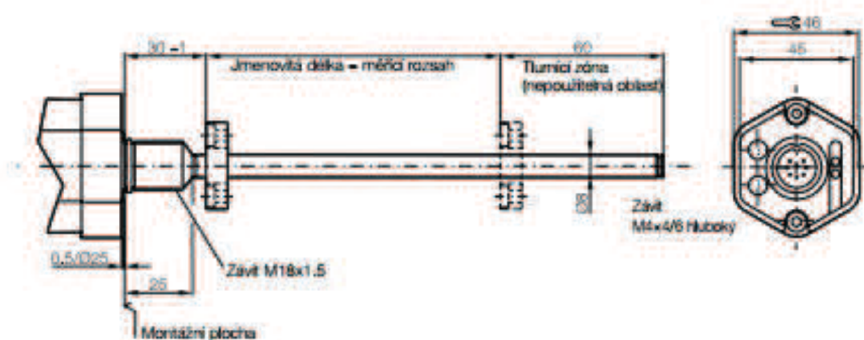
Poslední porovnávaný senzor od firmy Balluff CZ s.r.o. je robustní odměřovací, vhodný i do extrémních podmínek. Senzor je určen zejména pro aplikace s hydraulickým pohonem.



Obr. 8.6: Lineární senzor BTL7 [20]

Typ senzoru	BTL7 – G110-M0600-B-S32
Způsob montáže	Závit M18x1,5
Opakovatelnost	$\leq \pm 0,002$ mm
Chyba linearity	$\leq 0,01\%$
Hystereze	$\leq 0,005$ mm
Napájecí napětí	Max. 28VDC
Odolnost vůči tlaku	250 barů pro tyč 8mm
Stupeň krytí	IP 68

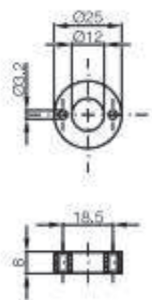
Tab. 4 Parametry senzoru ICS100 [20]



Obr. 8.7: Rozměry senzoru BTL7 [20]

### Magnet senzoru BTL7

K senzoru BTL7 je možné vybrat magnet z několika variant. Magnety mají různé montážní uchycení. Byl zvolen typ BTL-P-1012-4R.



Obr. 8.8: Magnet senzoru BTL7 [20]

## 8.2 Párové porovnání

Pro výběr nejvhodnějšího senzoru bude použito párového porovnání za pomoci kardiální metody.

Parametr	Váha	Ocenění			Syntéza		
		LTX1500M	ICS100	BTL7	LTX1500M	ICS100	BTL7
Způsob montáže	20	1 x závit	1 x závit	1 x závit	100	100	100
		5	5	5			
Opakovatelnost	40	0,005 mm	0,01 mm	0,002 mm	160	80	200
		4	2	5			
Průměr magnetu	30	25,4 mm	22 mm	25	60	150	90
		2	5	3			
Proudový odběr	20	max. 30 V	max. 74 V	max. 28 V	60	40	100
		3	2	5			
Velikost senzoru	20	79 x 44,5	32 x 25	71 x 45	40	100	60
		2	5	3			
<b>Celkem</b>					<b>420</b>	<b>470</b>	<b>550</b>

Tab. 5 Párové porovnání senzorů

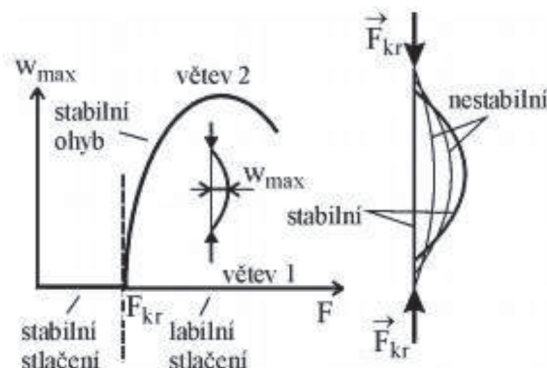
Z Tab. 5 je patrné, že pro potřeby odměřování polohy pístu je nejvhodnější senzor BTL7 od firmy Balluff CZ s.r.o, avšak z důvodu velmi malého zástavbového prostoru, který umožní navrhnout lineární jednotku v co nejmenších rozměrech (nižší hmotnost), je volen senzor ICS100 od firmy Penny+Giles.

## 8.3 Výpočet pístitnice [21]

Pístitnice bude vyrobena z oceli 42CrMo4 (podle ČSN podobná oceli 15 143) [22] a bude dimenzována na maximální zatížení s kontrolou na vzpěrnou stabilitu. Pístitnice bude dutá s průměrem dutiny 13 mm, a to s ohledem na zvolený způsob odměřování.

Pokud relativně tenkou tyč (kdy je poměr charakteristického rozměru příčného průřezu k délce prutu malý) namáháme tlakem, dojde v určitém okamžiku u tyče k jejímu prohnutí.

Podstatnou deformací se stane ohyb, přičemž se v průběhu zatěžování mění charakter zatěžování. Při zatěžování menšími silami je podstatné stlačování a nepodstatný ohyb. Naopak při větších silách je pohyb podstatný a stlačování je nepodstatné. Rozhraní těchto dvou stavů je označováno jako mezní stav vzpěrné stability.



Obr. 8.9: Charakter deformace v průběhu zatěžování [21]

Na obrázku 8.9 lze vidět, že existuje kritická síla vzpěru  $F_{kr}$  vymežující tyto intervaly:

- $F < F_{kr}$  - prut se pouze stlačuje a průhyb je nulový
- $F > F_{kr}$  - prut se buď jen stlačuje, a poté je v labilní rovnováze (viz obr. 8.9 větev 1), nebo se jen ohýbá, a poté je v rovnováze stabilní (viz obr. 8.9 větev 2)
- $F = F_{kr}$  - stabilní stlačování se mění na labilní a stabilním se stává ohýbání, tzv. bod rozdělení (bifurkace) rovnováhy.

Bod rozdělení rovnováhy je mezní stav vzpěrné stability ideálně namáhaného ideálního prutu.

Pro kritickou sílu je v literatuře [21] uveden následující vztah:

$$F_{kr} = \alpha^2 \frac{E \cdot J}{l^2} \quad [\text{N}] \quad (8.1)$$

Kde:  $E$  = modul pružnosti materiálu (oceli)

$l$  = délka volného prutu

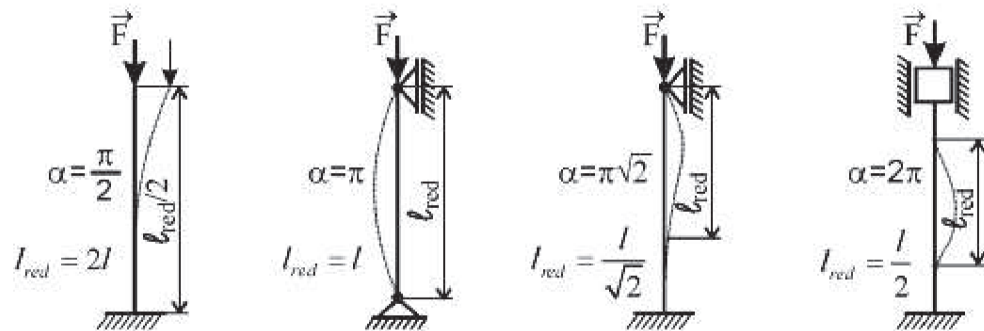
$J$  = kvadratický moment, v tomto případě je jeho velikost dle vztahu:

$$J = \frac{\pi \cdot (D_{vnp}^4 - d^4)}{64} \quad [\text{mm}^4], \quad (8.2)$$

kde vnější průměr pístnice  $D_{vnp}$  bude hledanou hodnotou.



Veličina  $\alpha$  je dána způsobem uložení prutu (mechanismu) viz obr. 8.10. Pro potřeby paralelní kinematiky bude lineární jednotka uložena na obou koncích rotačně. Jedná se tedy o variantu uložení vyznačenou na obr. 8.10 (druhá zleva), kde  $\alpha = \pi$ .



Obr. 8.10: Určení koeficientu  $\alpha$  [21]

Bezpečnost vůči meznímu stavu vzpěrné stability je dána poměrem kritické a pracovní (tlačné) síly. Obvykle se volí v intervalu 3 až 5. V tomto případě byla volena hodnota  $k_v = 4$ .

$$k_v = \frac{F_{kr}}{F_{tl}} \quad [-] \quad (8.3)$$

Napětí v bodě rozdělení rovnováhy má velikost:

$$\sigma_{kr} = \frac{F_{kr}}{S} = \alpha^2 \frac{E \cdot J}{l^2 \cdot S} = \alpha^2 \frac{E}{\lambda^2} \quad [\text{MPa}] \quad (8.4)$$

kde,

$$\lambda = \frac{l}{\sqrt{\frac{J}{S_n}}} \quad [-] \quad (8.5)$$

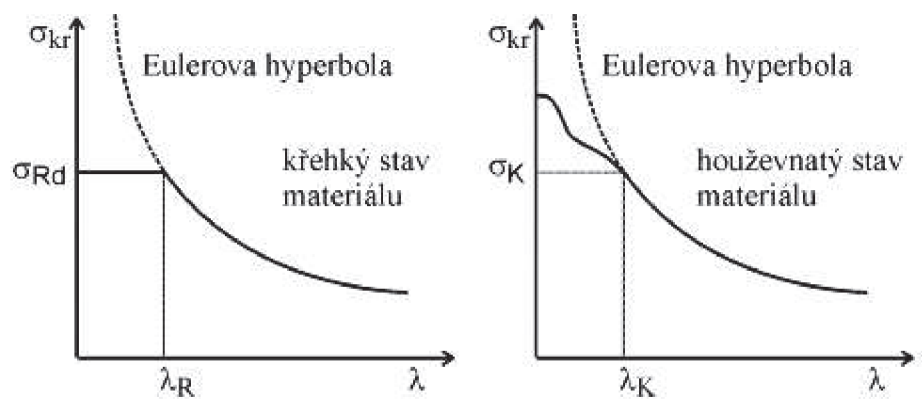
je tzv. štíhlost prutu, kde  $S_n$  je plocha namáhaného průřezu.

$$S_n = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{vnp}^2 - d^2) \quad [\text{mm}^2] \quad (8.6)$$

Závislost kritického tlakového napětí  $\sigma_{kr}$  na štíhlosti prutu  $\lambda$  je hyperbolou vyššího stupně tzv. Eulerova hyperbola. Odvozený vztah (8.1) pro kritickou sílu platí, je-li  $\sigma_{kr}$  menší než mez lineárního chování materiálu, tedy mez kluzu  $\sigma_k$ . Rovnosti obou těchto hodnot, tedy  $\sigma_{kr} = \sigma_k$ , odpovídá kritická štíhlost prutu  $\lambda_k$ .

$$\sigma_{kr} = \sigma_k = \alpha^2 \frac{E}{\lambda^2} \quad [\text{MPa}] \quad (8.7)$$

$$\lambda_k = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_k}} \quad [-] \quad (8.8)$$



Obr. 8.11: Eulerova hyperbola [21]

Z Eulerovy hyperboly plyne tato skutečnost: Aby platil vztah (8.1) pro kritickou sílu, musí být splněna podmínka  $\lambda > \lambda_k$ .

Dosazením do rovnice (8.1) pro výpočet kritické síly ze vztahů (8.2) a (8.3) získáme rovnici, ze které vyjádříme hledaný rozměr vnějšího průměru pístnice.

$$F_{ul} \cdot k_v = \alpha^2 \frac{E \cdot \pi \cdot (D_{vnp} - d)^4}{64 l^2} \Rightarrow D_{vnp} = \sqrt[4]{\frac{F_{ul} \cdot k_v \cdot l^2 \cdot 64}{\alpha^2 \cdot E \cdot \pi} + d^4} \quad (8.9)$$



Dále do této rovnice dosadíme hodnoty ze zadání.  $F_{tl} = 1000$  N,  $E = 210\,000$  MPa,  $l_a = 600$  mm (Při výpočtu je k zadanému zdvihu připočteno 100 mm. Zatím není dáno, jak budou k pístnici připojeny další komponenty.) a získáme hledanou hodnotu.

$$D_{Vnp} = \sqrt[4]{\frac{1000 \cdot 4 \cdot 600^2 \cdot 64}{\pi^2 \cdot E \cdot \pi} + 13^4} = 14,37 \text{ mm}$$

S ohledem na vnitřní průměr  $d$  a na dostupnost normovaného polotovaru byl zvolen průměr  $D_{Vnp} = 20$  mm.

Dále bude provedena kontrola podle Eulerovy hyperboly, pro ověření správnosti použitého kritéria, pomocí určení a porovnání štíhlosti poměru  $\lambda$ .

$$\lambda = \frac{l_a}{\sqrt{\frac{J}{S_n}}} = 100,61$$

$$\lambda_k = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_k}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{210000}{204,75}} = 32,03$$

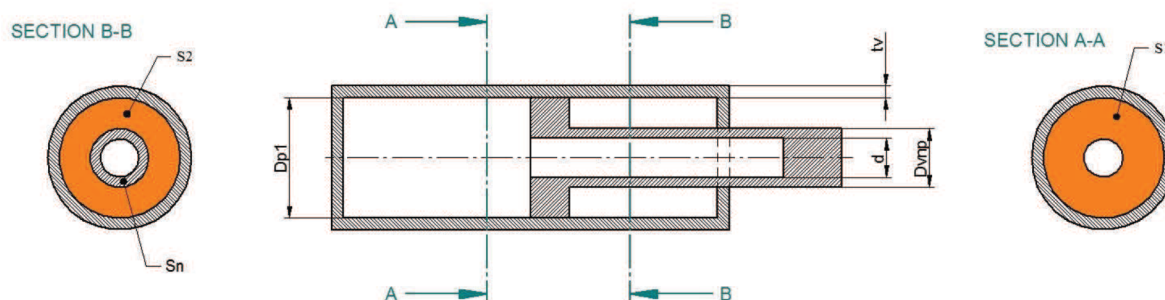
Z výsledků plyne, že  $\lambda > \lambda_k$ . Použitý vzorec (8.1) pro výpočet kritické síly tedy platí, protože se hodnota vyskytuje v oblasti, kdy nastane mezní stav vzpěrné stability dříve než mezní stav pružnosti.

## 8.4 Výpočet pístu

Při výpočtu základních rozměrů pístu se bude vycházet z následujícího vzorce:

$$\text{Obecně: } p = \frac{F}{S} \quad [\text{MPa}] \quad (8.10)$$

Jak lze vidět na obr. 8.12, je plocha  $S_1 > S_2$ , proto je potřeba stanovit nejprve velikost plochy  $S_2$ , jelikož tato plocha bude menší, tudíž tlak na tuto plochu vyvolá menší sílu. Právě z tohoto důvodu se bude při výpočtu počítat právě s plochou  $S_2$ , aby byla dodržena tažná síla ze zadání 1000 N.



Obr. 8.12: Hydromotor\_základní rozměry

$$\text{Po dosazení: } S_2 = \frac{F_d}{p_v} = \frac{1000}{8} = 125 \text{ mm}^2 \quad (8.11)$$

kde:  $S_2$  = plocha za pístem  
 $p_v$  = vstupní tlak

Pro výpočet průměru pístu  $D_{p1}$  bude použit vzorec pro mezikruží.

$$\text{Obecně: } S = \pi \cdot \frac{D_{p1}^2 - D_{vp}^2}{4} \quad [\text{mm}^2] \quad (8.12)$$



Po úpravách vzorce (8.12) a dosazení známých hodnot je získán vzorec pro výpočet  $D_{pl}$  ve tvaru:

$$D_{pl} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_2}{\pi} + D_{vnp}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 125}{\pi} + 20^2} = 23,64 \text{ mm} \quad (9.13)$$

Průměr  $D_{pl}$  činí 23,64 mm, ale z důvodu zabudování magnetu lineárního snímače (viz obr. 8.5) do pístu, bude hodnota  $D_{pl} = 32 \text{ mm}$ .

### 8.5 Výpočet tloušťky stěny válce

Při výpočtu tloušťky stěny válce bude postupováno dle harmonizované normy EN 13445 – NETOPENÉ TLAKOVÉ NÁDOBY, kde je uveden vztah:

Obecně: 
$$t_v = \frac{p_v \cdot D_{pl}}{2 \cdot \sigma_d \cdot z - p_v} \quad [\text{mm}] \quad (8.14)$$

Kde:  $\sigma_d$  = dovolené napětí

$z$  = součinitel svarového spoje

Všechny hodnoty kromě  $z$  a  $\sigma_d$  jsou známy, ale jelikož nebude v konstrukci hydromotoru využita technologie svařování, je součinitel svarového spoje  $z=1$ . Pro určení hodnoty  $\sigma_d$  bude použit vzorec [21]:

$$\sigma_d = \frac{\sigma_k}{k} = \frac{355}{1,5} = 236,7 \text{ MPa} \quad (8.15)$$

Materiálem pro válec je zvolena ocel ČSN 11 523, pro kterou odpovídá hodnota  $\sigma_k = 355 \text{ MPa}$ . [23]

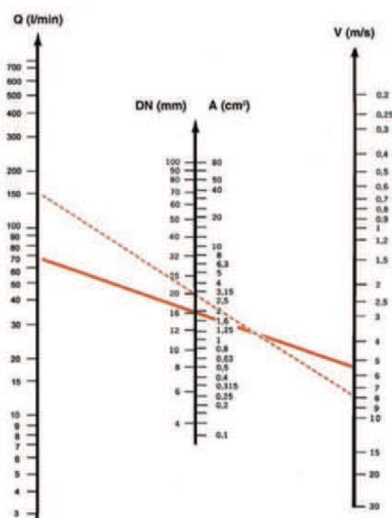
Po dosazení již známých hodnot do vzorce (8.14) získáme minimální tloušťku stěny válce:

$$t_v = \frac{p_v \cdot D_{pl}}{2 \cdot \sigma_d \cdot z - p_v} = \frac{8 \cdot 32}{2 \cdot 236,7 \cdot 1 - 8} = 0,55 \text{ mm} \quad (8.16)$$

Pro bezpečný chod hydromotoru tedy stačí tloušťka stěny válce 0,55 mm, avšak vzhledem k plánovanému využití závitu pro připojení přírub a také z hlediska technologie výroby, bude zvolen válec s tloušťkou stěny 5 mm.

## 8.6 Návrh vstupních a výstupních otvorů

Pro určení velikosti vstupních a výstupních otvorů, které výrazně ovlivňují rychlost vysouvání a zasouvání pístu, bude využito nomogramu jmenovité světlosti hadice [24]. Tento nomogram (viz obr. 8.13) je návodem, jak jednoduše určit jmenovitou světlost (DN).



Obr. 8.13: Nomogram jmenovité světlosti potrubí [24]

Jak lze vidět z obr. 8.13 pro určení jmenovité světlosti je zapotřebí znát průtok  $Q$  [l/min] a rychlost  $v$  [m/s]. Rychlost  $v = 0,1 \text{ m/s}$ . Jedná se o rychlost na prázdno, která je uvedena v zadání a je vyšší než rychlost při zátěži. Pro výpočet průtoku bude využito následujícího vzorce:

$$Q = \frac{V}{t_z} \quad [\text{l/min}] \quad (8.17)$$



Kde :  $V$  = objem pohonu

$t_z$  = čas zdvihu

Objem pohonu, lze spočítat následovně:

$$V = l_z \cdot \pi \cdot \frac{D_{pl}^2}{4} = 0,5 \cdot \pi \cdot \frac{0,032^2}{4} = 0,402 l \quad (8.18)$$

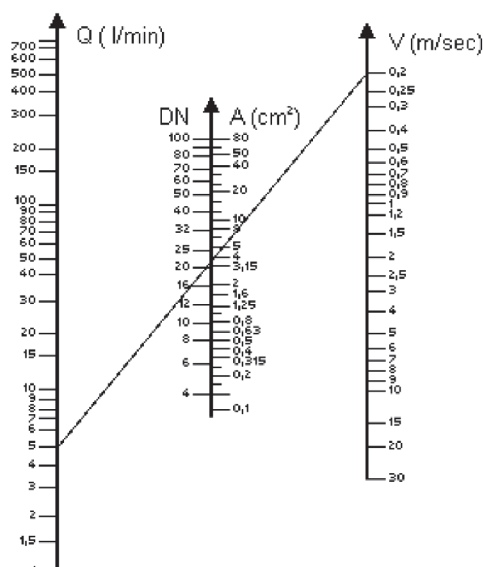
Jako poslední neznámá veličina, potřebná pro určení průtoku  $Q$ , je čas zdvihu, který lze zjistit následovně:

$$t_z = \frac{l_z}{v} = \frac{0,5}{0,1} = 5 s = 0,083 \text{ min} \quad (8.19)$$


Dosazením do rovnice (8.17) pro výpočet průtoku ze vztahů (8.18) a (8.19) získáme rovnici, ze které vyjádříme hledaný průtok.

$$Q = \frac{V}{t_z} = \frac{0,402}{0,083} = 4,84 \text{ l/min} \quad (8.20)$$

Nyní se vypočítané hodnoty průtoku  $Q$  a rychlosti  $v$  zanesou do nomogramu. Pokud dané hodnoty nejsou na stupnici, bere se vždy nejbližší vyšší hodnota.



Obr. 8.14: Nomogram jmenovité světlosti k navrhovanému hydromotoru

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 54
	Diplomová práce	

Po zanesení hodnot do nomogramu (viz obr. 8.14) výsledná přímka protíná prostřední stupnici skrz určitou hodnotu. Opět se bere nejbližší vyšší hodnota, z čehož vychází, že je volen otvor vstupu a výstupu DN 25.

## 8.7 Hydraulická těsnění

Nedílnou součástí v návrhu hydromotoru je volba vhodných těsnících prvků jednotlivých dílů. V tomto případě jsou těsnící prvky vyráběny firmou HENNLICH s.r.o. Litoměřice.

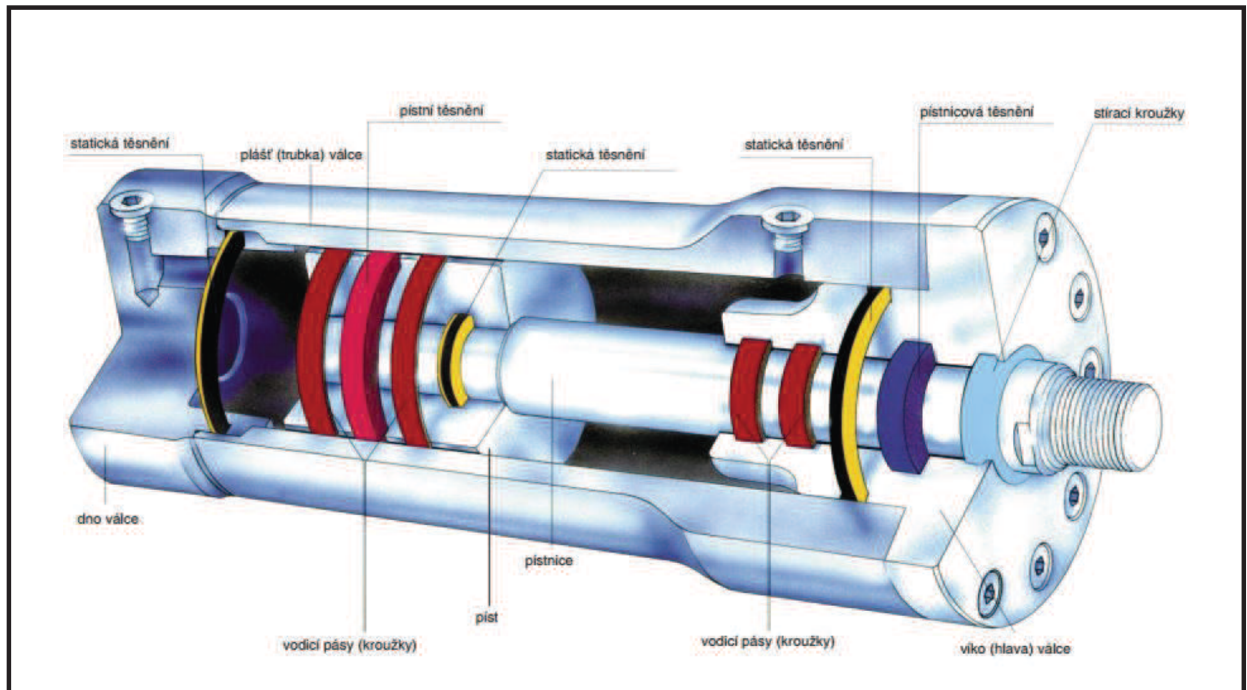
Při volbě těsnění je nezbytné řídit se následujícími hlavními kritérii dynamických těsnění:

- tlakem - v tomto případě 8 MPa = 80 Bar
- rychlostí - dána v zadání 0,1 m/sec
- teplotou
- těsněným médiem

Funkce a provozní bezpečnost hydraulických válců podstatně závisí na zvolených těsnících vedeních a prvcích. Hlavní požadavky jsou:

- těsnost
- dlouhá životnost
- nízké tření - minimální otěr
- dobrá elasticita při nízkých i vysokých teplotách
- spolehlivost
- snášenlivost s tlakovými kapalinami
- jednoduchá montáž

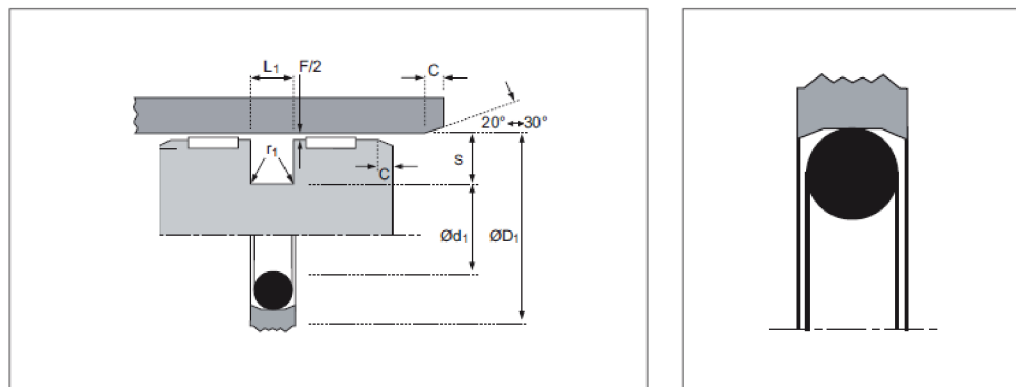
Těsnící prvky se obecně dělí dle funkcí na vodící, statické, stírací, pístní a pístnicová, jak lze vidět na obr. 8.15.



Obr. 8.15: Těsnící prvky – přehled [25]

### 8.7.1 Pístní těsnění

Při volbě pístního těsnění je potřeba rozlišovat mezi hydraulickými válci jednočinnými a dvojčinnými. V tomto případě se jedná o dvojčinný hydraulický válec, kde je kladen důraz na odolnost vůči průsaku. Těmto podmínkám odpovídá typ těsnění s označením K 764 [26]. Typ K 764 (viz obr. 8.16) je kompaktní pístní těsnění, které disponuje vylepšenými vlastnostmi při přechodném jednostraném namáhání tlakem, je necitlivé vůči částicím nečistot a má vynikající odolnost vůči opotřebení. Těsnění je složeno z polyuretanového profilovaného kroužku vysoce odolného proti opotřebení a O-kroužku jako předepínacího prvku.



Obr. 8.16: Těsnění pístu K 764 [26]

Rozměry zvoleného těsnění K 764 – 32 x 24,5 x 3,2 [26]:

Vnější průměr	= 32 mm
Vnitřní průměr	= 24,5 mm
Šířka	= 3,2 mm

Maximální tlak, rychlost a teplota:

Tlak	$\leq 250$ bar
Rychlost	$\leq 0,5$ m/s
Teplotní rozsah	$-30$ °C + 100 °C

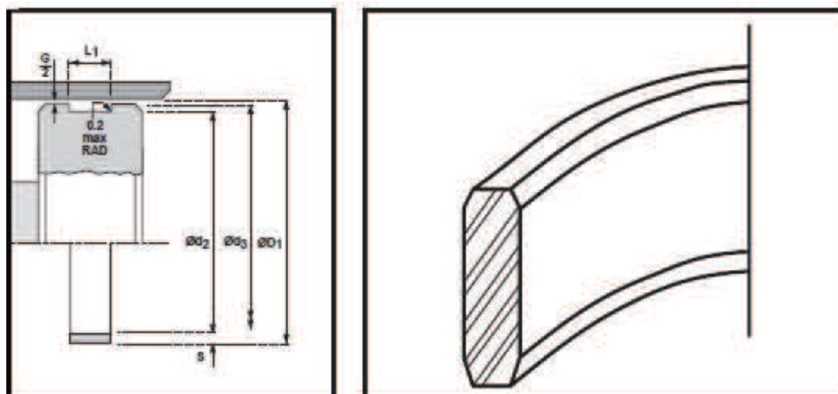
Předepsané drsnosti povrchu:

Kluzné plochy	0,1 – 0,4 $\mu$ m
Statické plochy	max. 1,6 $\mu$ m
Čelní plochy	max. 3,2 $\mu$ m

Další nezbytné parametry, jako jsou tolerance pro zástavbové prostory, zástavbová zkosení a poloměry potřebné při konstrukčním návrhu, jsou uvedeny v **Příloze 1**.

### 8.7.2 Vodící pásy pístu

Vodící pásy pístu slouží v hydromotoru pro vedení pístu a tím zabraňují vzájemnému kontaktu pístu s trubkou válce. Pro vedení pístu jsou voleny dva vodící pásy (před a za těsnění pístu) z polytetrafluorethylenu (PTFE) a bronzu typu F 87 [27]. Tento vodící pás se zvláště dobře osvědčil v hydraulice. Dovoluje jednoduchou montáž a má nepatrné tření. V podstatě se z vodícího pásu navinutím na píst stává kruhové těsnění – viz Obr. 8.17.



Obr. 8.17: Vodící pás pístu F 87 [27]



Rozměry zvoleného vodícího pásu F 87 – 5,6 x 2,5 píst 32:

Vnější průměr	= 32 mm
Vnitřní průměr	= 27 mm
Šířka	= 5,6 mm

Předepsané drsnosti povrchu:

Kluzné plochy	0,1 – 0,4 $\mu\text{m}$ (dle zvoleného těsnění)
Statické plochy	max. 3,2 $\mu\text{m}$

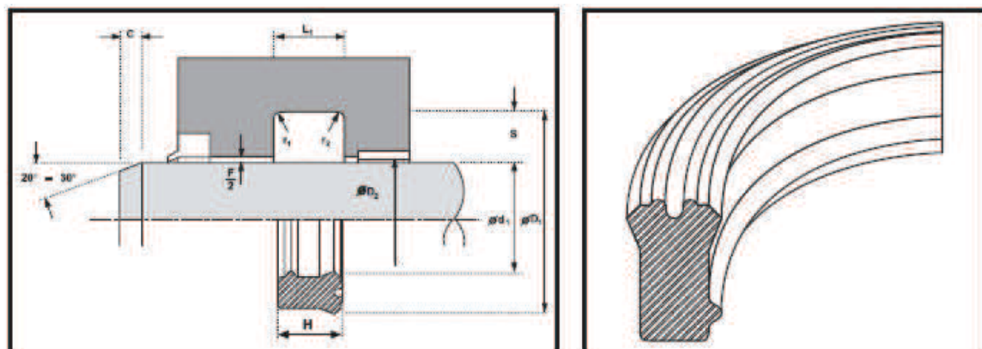
Doporučené technické podmínky:

Rychlost	$\leq 5$ m/s
Teplotní rozsah	-60 °C + 200 °C

Další parametry, jako jsou tolerance rozměru pro zástavbové prostory potřebné při konstrukčním návrhu nebo přehled fyzikálních vlastností, jsou uvedeny v **Příloze 2**.

### 8.7.3 Pístnicové těsnění

Při volbě těsnění se vychází ze základních technických parametrů, tj. tlaku, teploty a rychlosti. Na správně zvoleném těsnění a vedení závisí funkce a provozní jistota hydraulického válce. V tomto případě je zvolen typ těsnění s označením S 610 [28]. Těsnění je vyrobeno z materiálu HYTHANE. Jedná se o speciální plast, který je vysoce odolný proti opotřebení, tepelně vysoce zatížitelný a ohebný. Tento typ těsnění se vyznačuje vysokou těsností i při nízkém tlaku.



Obr. 8.18: Pístnicové těsnění S 610 [28]

Rozměry zvoleného těsnění S 610 – 20 x 26 x 5,5 [28]:

Vnější průměr	= 26 mm
Vnitřní průměr	= 20 mm
Šířka	= 5,5 mm

Maximální tlak, rychlost a teplota:

Tlak	$\leq 350$ bar
Rychlost	$\leq 0,5$ m/s
Teplotní rozsah	$-40$ °C + $100$ °C

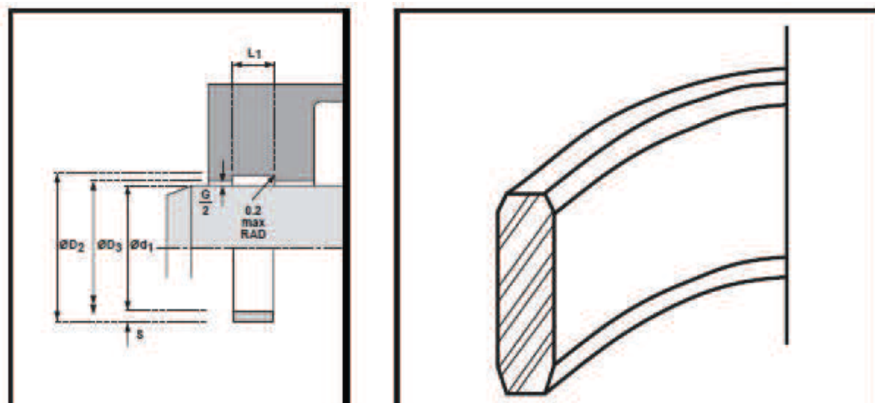
Předepsané drsnosti povrchu:

Kluzné plochy	0,1 – 0,4 $\mu\text{m}$
Statické plochy	max. 1,6 $\mu\text{m}$
Čelní plochy	max. 3,2 $\mu\text{m}$

Další nezbytné parametry, jako jsou tolerance pro zástavbové prostory, zástavbová zkosení a poloměry potřebné při konstrukčním návrhu, jsou uvedeny v **Příloze 3**.

#### 8.7.4 Vodící pás pístnice

Vodící pás pístnice slouží v hydromotoru pro vedení pístnice, čímž zabraňuje vzájemnému kontaktu pístnice s víkem válce. Pro vedení pístnice je zvolen totožný vodící pás jako pro píst, tj. typ F 87 [27]. Tento vodící pás se zvláště dobře osvědčil v hydraulice. Dovoluje jednoduchou montáž a má nepatrné tření.



Obr. 8.19: Vodící pás pístnice F 87 [27]





Rozměry zvoleného vodícího pásu F 87 – 4 x 1,55 pístnice 20:

Vnější průměr	= 23,1 mm
Vnitřní průměr	= 20 mm
Šířka	= 4 mm

Předepsané drsnosti povrchu:

Kluzné plochy	0,1 – 0,4 $\mu\text{m}$ (dle zvoleného těsnění)
Statické plochy	max. 3,2 $\mu\text{m}$

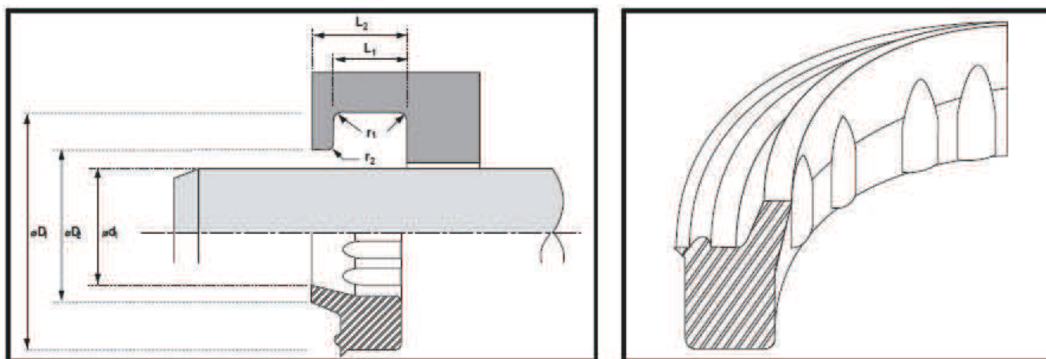
Doporučené technické podmínky:

Rychlost	$\leq 5$ m/s
Teplotní rozsah	-60 °C + 200 °C

Další parametry, jako jsou tolerance pro zástavbové prostory potřebné při konstrukčním návrhu nebo přehled fyzikálních vlastností, jsou uvedeny v **Příloze 2**.

#### 8.7.5. Stírací kroužky pístnice

Stírací kroužky patří v hydraulických válcích k velmi důležitým prvkům. Slouží k ochraně vnitřní plochy válce před vnikáním nečistot a vlhkosti z venku. Jejich vliv bývá často podceňován, ačkoli jejich správná funkce je základem pro dlouhou životnost těsnících a vodících prvků. V tomto případě je zvolen stírací kroužek typu A 831 [29]. Provedení vnějšího průměru tohoto kroužku zajišťuje pevné usazení v drážce a zabraňuje vnikání již zmiňovaných nečistot a vlhkosti. Výstupky na vnitřním průměru zajišťují ideální pozici kroužku v radiálním směru. Stírací kroužek je vyroben s polyuretanu.



Obr. 8.20: Stírací kroužek A 831 [29]

Rozměry zvoleného stíracího kroužku A 831 – 20 x 28,6 x 5,3/7 [29]:

Vnější průměr	= 28,6 mm
Vnitřní průměr	= 20 mm
Šířka	= 7 mm

Maximální tlak, rychlost a teplota:

Tlak	-
Rychlost	$\leq 0,4$ m/s
Teplotní rozsah	$-30$ °C + 100 °C

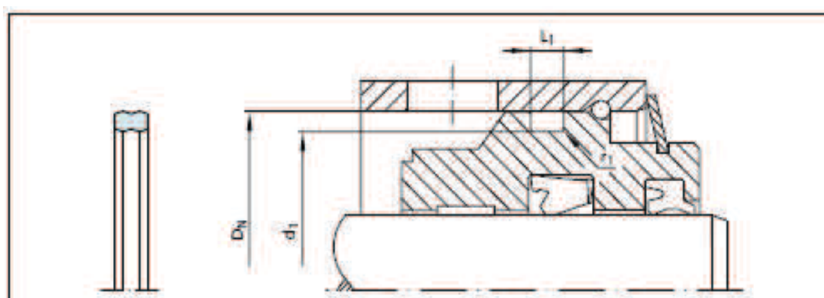
Předepsané drsnosti povrchu:

Kluzné plochy	0,1 – 0,4 $\mu$ m
Statické plochy	max. 1,6 $\mu$ m
Čelní plochy	max. 3,2 $\mu$ m

Další nezbytné parametry, jako jsou tolerance pro zástavbové prostory a zástavbová poloměry potřebné při konstrukčním návrhu, jsou uvedeny v **Příloze 4**.

### 8.7.6 Statické těsnění

Jelikož firma HENNLICH s.r.o. nenabízí statické těsnění, které by bylo vhodné pro navrhovaný hydromotor, bylo zvoleno statické těsnění od firmy Trelleborg Sealing Solutions Czech, s. r. o. Rakovník. Jedná se o statické dvojčinné těsnění s označením Dualseal [30]. Využitím uvedeného těsnění lze nahradit O-kroužek. Těsnění Dualseal je vyrobeno z polyuretanu, který zajišťuje zvýšenou odolnost vůči opotřebení, delší životnost a odolnost proti extruzi. Jedná se o statické těsnění aktivované tlakem kapaliny.



Obr. 8.21: Statické těsnění Dualseal [30]



Rozměry zvoleného statického těsnění Dualseal - DU0000428 [30]:

Vnější průměr	= 42,8 mm
Vnitřní průměr	= 38 mm
Šířka	= 6,8 mm

Maximální tlak, rychlost a teplota:

Tlak	$\leq 300$ bar
Rychlost	-
Teplotní rozsah	-max. 60 °C

Předepsané drsnosti povrchu:

Povrch zástavby	$\leq 1,6$ $\mu\text{m}$
-----------------	--------------------------

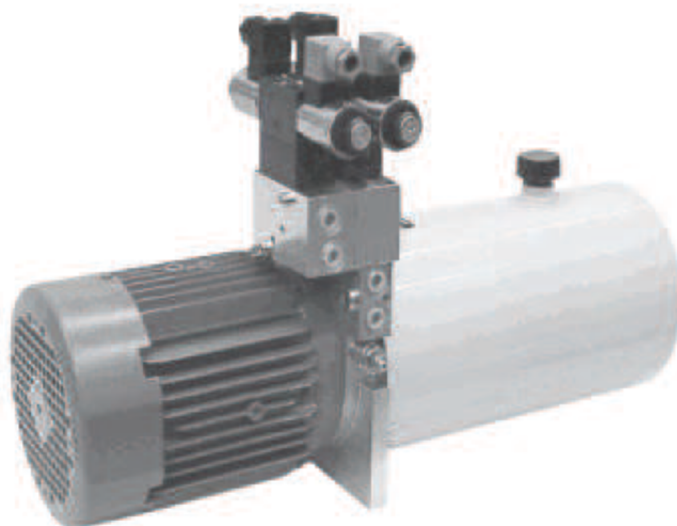
Další nezbytné parametry, jako jsou tolerance pro zástavbové prostory a zástavbové poloměry potřebné při konstrukčním návrhu, jsou uvedeny v **Příloze 5**.

## 8.8 Hydraulický obvod

Při návrhu hydraulického obvodu je potřeba nejprve stanovit zdroj hydraulického oleje, od kterého se bude dále odvíjet i návrh vhodné hydraulické kapaliny. Následně pak budou navrženy všechny další komponenty pro řízení a regulaci. Všechny zmíněné prvky jsou znázorněny ve schématu hydraulického obvodu jedné pohonné jednotky. Schéma je umístěno na konci diplomové práce.

### 8.8.1 Hydraulický agregát

Jako zdroj hydraulického oleje bude zvolena jedna z využitelných variant hydraulického agregátu od firmy HYDRAULIKA BRNO - Jan Ryba s označením **H440 Z – 220 – D – 4 – M – 42 – H – 11** [31]. Tato varianta je zvolena pro pohon jednoho navrhovaného hydromotoru. Pro různé varianty paralelní kinematiky, např. se třemi nebo šesti rameny, by se musel vybrat jiný hydraulický agregát odpovídající navrhované konstrukci PM.



**Obr. 8.22: Hydraulický agregát [31]**

Technické parametry hydraulického agregátu H440 Z – 220 – D – 4 – M – 42 – H – 11:

Tlak na výstupu čerpadla	210 bar
Průtok	5,9 l/min
Příkon	2,2 kW
Hydraulická kapalina	dle DIN 51524
Teplota kapaliny	min. -20 °C až max. 70 °C

### 8.8.2 Hydraulická kapalina

Hydraulická kapalina bude zvolena dle doporučení uvedeného v technických parametrech hydraulického agregátu, a to podle normy DIN 51524. Této normě odpovídá hydraulická kapalina HLP 46 [32]. Jedná se o hydraulický olej s vysokou stabilitou a ochranou proti korozi. Zvolená kapalina se vyznačuje těmito parametry:

Hustota při 15 °C	879 kg/m <sup>3</sup>
Viskozita při 40 °C	46 mm <sup>2</sup> /s
Bod tuhnutí	-24°C
Bod vzplanutí	240°C

### 8.8.3 Prvky řízení a regulace hydraulického obvodu

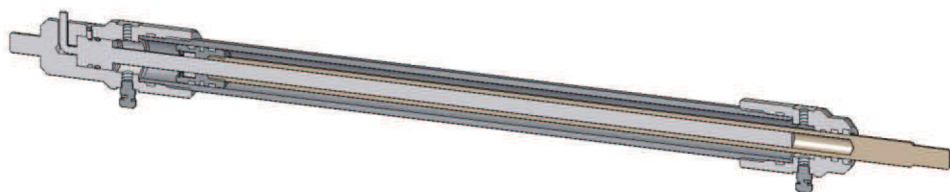
V předchozích kapitolách byl vybrán vhodný hydraulický agregát, hydraulická kapalina a za pomoci nomogramu byly určeny velikosti vstupních a výstupních otvorů (DN 25). Avšak při modelování jednotlivých částí pohonu bylo zjištěno, že velikost DN 25 je příliš velká, což by mělo za následek velký nárůst celé pohonné jednotky, a tím i zvýšení hmotnosti. Proto byl vstupní a výstupní otvor zmenšen a zároveň byly do obvodu zařazeny škrťací ventily, pomocí nichž je možné regulovat rychlost zasouvání a vysouvání pístu. Škrťací ventily jsou zařazeny paralelně se stabilizátory tlakového spádu. Takto zapojené dvojice ventilů tvoří regulační škrťací ventil. **Stabilizátory tlakového spádu udržují na škrťacích ventilech stálý tlakový spád, který je nezávislý na vnějším zatížení.**

Mezi další prvky hydraulického obvodu budou patřit: pojistný přepouštěcí ventil pro ochranu při případném přetížení obvodu, průtokoměr, rozvaděče, jednosměrné ventily, filtr a nádrž s hydraulickým olejem.


Navržený hydraulický obvod je vyobrazen v příloze.

### 8.9 Konstrukce navržené lineární jednotky

Po zvolení vhodného lineárního senzoru, provedení všech potřebných výpočtů a návrhu vhodného způsobu zatěsnění jednotlivých částí lineární jednotky, byl vytvořen odpovídající 3D model lineární jednotky v programu Solid Edge. Na obr. 8.23 lze vidět finální podobu navrhované lineární jednotky s hydraulickým pohonem.



Obr. 8.23: Lineární jednotka

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 64
	Diplomová práce	

Hlavní částí lineární jednotky je válec z oceli ČSN 11 523. Polotovarem je bežešvá trubka tl. 5 mm, která je na obou koncích opatřena osazením a závity M42, které jsou nezbytné pro připojení horní a spodní příruby. Ve spodní přírubě je zabudován a zatěsněn lineární senzor ICS 100. Příruba je dále opatřena statickým těsněním, jehož úkolem je zatěsnění spoje s válcem. V přírubě jsou zhotoveny otvory pro odvzdušňovací ventil. Jejich funkcí je mimo to také přívod hydraulické kapaliny. Spodní příruba je navíc opatřena závitem M16, který je důležitý pro připojení dalších prvků. Horní příruba je taktéž opatřena statickým těsněním a příslušnými otvory pro odvzdušňovací ventil a přívod hydraulické kapaliny. Dále je zde implementováno těsnění pro zatěsnění pístnice.

Uvnitř válce je píst, ve kterém je otvor pro zabudování magnetu lineárního senzoru pojištěného pomocí pojistného kroužku a přítlačných prvků. Píst je osazen dvěma vodícími pásy a pístním těsněním. Dále je částí pístu vyvrtán otvor pro lineární senzor. V pístu je zhotoven závit M18 pro připojení pístnice. Pístnice je vyrobena z oceli ČSN 15 143, je spojena s pístem pomocí závitu M18 a je v ní vyvrtán otvor pro lineární senzor. Na konci je opatřena osazením a závitem M16 pro připojení dalších prvků.

## 9 Ekonomické zhodnocení

Dříve než bude provedeno ekonomické zhodnocení, je třeba si uvědomit, že toto zhodnocení se bude zabývat výrobou jedné lineární jednotky a pořízením příslušných hydraulických prvků pro její pohon. Proto bude následující ekonomické zhodnocení spíše orientační. Výsledná cena bude v porovnání s cenou celého robotu s PKS včetně jeho řídicího systému podstatně nižší.

Ve zhodnocení budou zahrnuty pouze ceny jednotlivých dílů a prvků dané lineární jednotky a jejího pohonu. V podrobném ekonomickém zhodnocení, které by mělo určit co nejpřesnější cenu, by muselo být zahrnuto mnoho dalších faktorů, jako jsou konstrukční práce konstruktéra, výroba jednotlivých dílů, výrobní časy, montáž apod. Dále by podrobné ekonomické zhodnocení zahrnovalo i zajištění ES prohlášení o shodě a s tím související označení CE, neboť zařízení bez těchto náležitostí je v dnešní době neprodejná. Takto podrobné ekonomické zhodnocení však není primárním zadáním této diplomové práce.

V následující tabulce (viz Tab. 6) je uveden přehled cen jednotlivých dílů a prvků pro konstrukci lineární jednotky s hydraulickým pohonem.

<b>Materiál/součást</b>	<b>Cena bez DPH</b>
Lineární senzor ICS 100	18 000 Kč
Magnet senzoru ICS 100	600 Kč
Hutní materiál	500 Kč
Armatury, spojovací materiál	400 Kč
Těsnění pístu, pístnice a válce	280 Kč
Hydraulický agregát	40 000 Kč
Proporcionální servoventil 4WSE2EM	50 000 Kč
Škrtkové regulační ventily VRUF 90C	3 000 Kč
<b>Cena celkem</b>	<b>112 780 Kč</b>

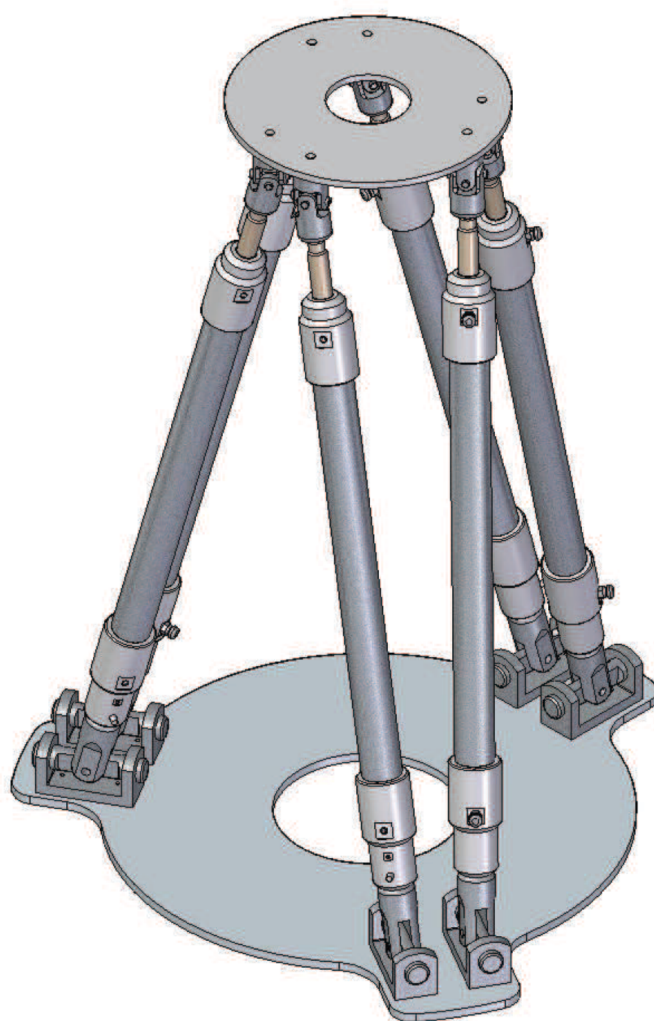
Tab. 6 Přehled cen jednotlivých dílů pro pořízení jedné lineární jednotky

Z tabulky je zřejmé, že celkové pořizovací náklady na jednu lineární jednotku jsou přibližně 112 780 Kč bez DPH. Cenu nejvíce ovlivňuje hydraulický agregát se servoventilem, a poté lineární senzor. Jak již bylo uvedeno, v ceně není zahrnuta výroba, montáž, certifikace a další potřebné náležitosti. V případě, že by byla uvedena lineární jednotka použita v konstrukci robotu s PKS, např. Hexapodu, bylo by zapotřebí šest takových lineárních jednotek. Výsledná cena Hexapodu by činila přibližně 676 680 Kč bez DPH.



## 10 Ideový návrh robotu s PKS

Ideový návrh ukazuje jednu z možností využití navrhované lineární jednotky u robotů s PKS. Nejedná se však o návrh robota s PKS, nýbrž pouze o ukázkou možnosti využití navrhované lineární jednotky u robota s PKS. Samotný návrh robota s PKS by obnášel další náležitosti, jako jsou podrobný kinematický a dynamický rozbor, nutné výpočty pro celkové dimenzování konstrukce, návrh kloubů pro spojení lineární jednotky s bází a platformou a také návrh samotné báze a platformy.



Obr. 10.1: Ideový návrh robotu s PKS

U vyobrazeného ideového návrhu robotu s PKS jsou pro názornost použity kardanovy klouby, jejichž funkcí je spojení lineární jednotky s bází a platformou. Při použití těchto kloubů je nutné, aby jeden ze dvou kloubů lineární jednotky umožňoval rotaci kolem vlastní osy. Nezbytné rotace lze dosáhnout použitím axiálních ložisek. Pokud by lineární jednotce rotace nebyla umožněna, docházelo by k nežádoucím rotacím pístu ve válci, což by způsobovalo namáhání těsnících prvků a jejich následné poškození.






## 11 Závěr

Diplomová práce byla rozdělena do dvou hlavních částí. První z nich byla teoretická, která se zabývala konstrukcemi s paralelní kinematickou strukturou, jejich historickým vývojem a konstrukční analýzou. Druhá část práce se věnovala konstrukčnímu návrhu lineární jednotky s hydraulickým pohonem pro robot s paralelní kinematikou.

Hlavním cílem teoretické části diplomové práce bylo poskytnout přehled o mechanismech s paralelní kinematikou. Obsahem této části byl popis historického vývoje paralelních mechanismů a simulátorů s paralelní kinematikou, dále se práce zabývala jednotlivými případy využití těchto mechanismů a simulátorů v praxi. Další část práce se věnovala klasifikaci robotů a jejich struktur dle základních kritérií jako jsou: počet stupňů volnosti, kinematická struktura, druh pohonu a zejména dle geometrie pracovního prostoru. Následně bylo provedeno porovnání sériové a paralelní kinematiky, na jehož základě byly vyhodnoceny jejich výhody a nevýhody. Z porovnání vyplynulo, že paralelní kinematika se vyznačuje vysokou tuhostí a dynamikou, naopak nevýhodou jsou vysoké nároky na řízení a omezená velikost pracovního prostoru. Další kapitola teoretické části práce se zabývala analýzou konstrukcí paralelních kinematik a konstrukcí jednotlivých komponentů, jako jsou klouby a ramena. V poslední části byl uveden přehled technologických operací využívaných paralelními kinematikami v oblasti výrobních strojů, průmyslových robotů a manipulatorů.

Ve praktické části diplomové práce byl proveden již zmiňovaný návrh lineární jednotky s hydraulickým pohonem. Před vypracováním samotného návrhu byl definován typ konstrukce. V tomto případě se jednalo o hydraulický válec osazený a opatřený závity pro připojení přírub. Poté byl za pomoci párového porovnání tří možných variant vybrán vhodný lineární senzor pro odměřování polohy. Od zvoleného senzoru se dále odvíjely potřebné vnitřní rozměry pístnice a pístu hydromotoru. Pro určení minimálního vnějšího rozměru pístnice byla provedena kontrola na vzpěr dle Eulerova kritéria a následně byl rozměr přizpůsoben pro další komponenty, jako jsou: vodící pás, stírací kroužek a těsnění. Dále byl určen vnější rozměr pístu, který byl přizpůsoben velikosti magnetu lineárního senzoru a také vhodným těsnícím a vodícím prvům. Následoval výpočet minimální tloušťky stěny válce. Získaná hodnota byla poté upravena, a to z toho důvodu, aby bylo možné zhotovit připojovací závity pro spodní a horní přírubu. Jako další byl proveden návrh vstupních a výstupních otvorů pro hydraulickou kapalinu za pomoci nomogramu. Tyto otvory byly později změněny (ze zástavbových důvodů) a pro dodržení požadované rychlosti vysouvání bude tlak v případě použití upraven pomocí regulačních škrtících ventilů. Následně byl proveden návrh hydraulického obvodu, který spočíval ve výběru vhodného hydraulického agregátu. Dle zvoleného agregátu byla vybrána vhodná hydraulická kapalina a také byly určeny prvky řízení a regulace hydraulického obvodu. Schéma hydraulického obvodu jedné posuvné lineární jednotky je vyobrazeno na konci práce. V návaznosti na předchozí kapitoly bylo přistoupeno k modelování hydromotoru, vypracování výkresové dokumentace pro vybrané díly a poté popsána konstrukce hydromotoru.

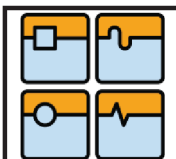
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 68
	Diplomová práce	

Na závěr bylo provedeno orientační ekonomické zhodnocení jedné lineární jednotky, ve kterém jsou zahrnuty ceny pouze za jednotlivé díly a komponenty. Nejsou zde zahrnuty ceny konstrukční, výrobní a montážní. Výsledná pořizovací cena činí 112 780 Kč.

V poslední kapitole je šest navržených lineárních jednotek sestaveno do podoby hexapodu, jakožto ideového návrhu robotu s paralelní kinematickou strukturou. Nejedná se však o návrh robotu. Samotný návrh robotu s PKS by obnášel další náležitosti, jako jsou podrobný kinematický a dynamický rozbor, nutné výpočty pro celkové dimenzování konstrukce, návrh kloubů pro spojení lineární jednotky s bází a platformou, a také návrh samotné báze a platformy.


## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ŠOLC, František. *Robotika od historie po současnost*. [online]. 2012 [cit. 2014 -01-25]. Dostupné z WWW: < <http://www.elektroprumysl.cz/automatizace-rizeni-a-regulace/robotika-od-historie-po-soucasnost-3> >
- [2] ŠOLC František a Luděk ŽALUD. *Historie a současnost robotiky*. [online]. 2011 [cit. 2014 -01-25]. Dostupné z WWW: < <http://www.oblohanadlani.eu/odborne-clanky/historie-a-soucasnost-robotiky.html> >
- [3] KOLÍBAL, Zdeněk a Radek KNOFLÍČEK. *Robotické systémy vyšších generací: Studijní opora*. Brno: VUT v Brně, 2005.
- [4] KNOFLÍČEK, Radek a Ladislav PLŠEK. *Paralelní kinematické struktury výrobních strojů a průmyslových robotů*. VUT (Brno), 2006. 43 s. Přednáška Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky.
- [5] BONEV, Ilian. *The True Origins of Parallel Robots*. [online]. 2003 [cit. 2014-01-26]. Dostupné z WWW: <<http://www.parallelic.org/Reviews/Review007.html> >.
- [6] GWINNETT, James E. *Amusement device* [Patent] Patent number 1789680  
Dostupné z WWW: < <http://www.freepatentsonline.com/1789680.pdf> >
- [7] POLLARD, Willard L.V. *Spray paint robot patents* [Patent] Paten number 2286571  
Dostupné z WWW: < <http://cyberneticzoo.com/early-industrial-robots/1934-78-spray-paint-robot-patents-pollard-jr-pollard-roselund-and-devilbiss-comp-american/> >
- [8] KNOFLÍČEK, Radek. *Historie hexapodů*. MM spektrum [online]. 2003. [cit. 2014-01-26]. Dostupné z WWW: < <http://www.mmspektrum.com/clanek/historie-hexapodu.html>>.
- [9] SKAŘUPA, Jiří. *Průmyslové roboty a manipulatory* Ostrava, První vydání 2007, Ediční středisko VŠB – TUO, 260 s. ISBN 978-80-248-1522-0

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 70
	Diplomová práce	

- [10] SCHARRENBACH, Ralf. *Nejsilnější robot na světě*. MM spektrum [online]. 2008. [cit. 2014-01-27]. Dostupné z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/nejsilnejši-robot-na-svete.html> >.
- [11] SICILIANO, Bruno; SCIAVICCO, Lorenzo; VILLANI, Luigi; ORIOLO, Giuseppe. *Robotics- Modeling, Planning and Kontrol*. Springer - Verlag London Limited, 2009. 644 s. ISBN 978-1-84628-642-1
- [12] POPPEOVÁ, Viera; BULEJ, Vladimír; REJDA, Rudolf. *Sériové, paralelní a hybridní kinematické struktury výrobních strojů a robotů* [online]. 2010. 8 s. [cit. 2014-03-17]. The13th International Scientific Conference. Dostupné z WWW: <[http://www.sjf.tuke.sk/kmae/TaIPvPP/2010/index.files/clanky%20PDF/POPPEOVA\\_BULEJ\\_REJDA.pdf](http://www.sjf.tuke.sk/kmae/TaIPvPP/2010/index.files/clanky%20PDF/POPPEOVA_BULEJ_REJDA.pdf) >.
- [13] Direct industry. *Micos* [online]. [cit. 2014-03-17]. Dostupné z WWW: <<http://www.directindustry.com/prod/micos/6-axis-parallel-kinematics-hexapod-micro-positioning-systems-7412-29336.html> >.
- [14] HANÁČEK, Luděk. *Komponenty pro paralelní kinematické struktury*. MM spektrum [online]. 2002, 4. [cit. 2014-26-03]. Dostupné z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/komponenty-pro-paralelni-kinematicke-struktury.html> >.
- [15] MERLET, Jean-Pierre. *Parallel Robots*. Francie: Springer, 2006. 383 s. ISBN 0-7923-6308-6.
- [16] INA. *Components for parallel kinematics, catalog* [online]. [cit. 2014-26-03]. Dostupné z WWW: <<http://www.promshop.info/cataloguespdf/mai66deus.pdf> >
- [17] Turck/Kuebler. *Magnetické lineární senzory* [online]. 2014. [cit. 2014-03-06]. Dostupné z WWW: <<http://pdb.turck.de/cz/DE/product/000000310003ac490001003a> >.
- [18] Turck/Kuebler. *Magnetické lineární senzory* [online]. 2014. [cit. 2014-03-07]. Dostupné z WWW: <[http://pdb.turck.de/media/\\_cz/Anlagen/Datei\\_EDB/edb\\_1543047\\_ces\\_cz.pdf](http://pdb.turck.de/media/_cz/Anlagen/Datei_EDB/edb_1543047_ces_cz.pdf) >.

- [19] Penny + Giles Controls. *Linear Positron Sensors* [online]. 2012. [cit. 2014-03-07]. Dostupné z WWW: < <http://www.pennyandgiles.com/Products/Linear-Position-Sensors/In-Cylinder-Linear-Displacement-Sensor-ICS100.aspx> >.
- [20] BALLUFF s.r.o. *Lineární odměřování polohy* [online]. 2011. [cit. 2014-03-07]. Dostupné z WWW: < [http://www.senzory.cz/download/katalogy/BTL-BIW/BTL\\_tycove\\_0911\\_CZ\\_web.pdf](http://www.senzory.cz/download/katalogy/BTL-BIW/BTL_tycove_0911_CZ_web.pdf) >.
- [21] Strojírenství. *Pružnost a pevnost* [online]. 2010, 138 s. [cit. 2014-03-08]. Dostupné z WWW: < <http://www.laduna.borec.cz/3.%20Pruznost%20a%20pevnost.pdf> >.
- [22] HYDRAULICS s.r.o. *Chromové tyče*. [online]. 2009. [cit. 2014-03-09]. Dostupné z WWW: < [http://www.hydraulics.cz/Chromove\\_tyce\\_str8-15.pdf](http://www.hydraulics.cz/Chromove_tyce_str8-15.pdf) >.
- [23] DRASTÍK, František a kolektiv. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. Ostrava: Montanex, 1999. 727 s. ISBN 80-85780-95-X.
- [24] J.S.C. BRNO s.r.o. *Katalog výrobků*. [online]. 2012. [cit. 2014-04-08]. Dostupné z WWW: < <http://www.jsc-brno.cz/www/prilohy/Katalog/jsc-katalog-2012-hydr.pdf> >.
- [25] HENNLICH s.r.o. *Schéma hydraulického válce*. [online]. 2014. [cit. 2014-04-14]. Dostupné z WWW: < [http://www.hennlich.cz/uploads/V%C3%A1lec\\_web.pdf](http://www.hennlich.cz/uploads/V%C3%A1lec_web.pdf) >.
- [26] HENNLICH s.r.o. *Pístní těsnění*. [online]. 2014. [cit. 2014-04-14]. Dostupné z WWW: < <http://www.hennlich.cz/produkty/tesneni-hydraulicka-tesneni-pistni-tesneni-242.html> >.
- [27] HENNLICH s.r.o. *Vodící pásy*. [online]. 2014. [cit. 2014-04-15]. Dostupné z WWW: < <http://www.hennlich.cz/produkty/tesneni-vodici-pasy-347.html> >.
- [28] HENNLICH s.r.o. *Pístnicová těsnění*. [online]. 2014. [cit. 2014-04-15]. Dostupné z WWW: < <http://www.hennlich.cz/produkty/tesneni-hydraulicka-tesneni-pistnicova-tesneni-243.html> >.
- [29] HENNLICH s.r.o. *Stírací kroužky*. [online]. 2014. [cit. 2014-04-15]. Dostupné z WWW: < <http://www.hennlich.cz/produkty/tesneni-hydraulicka-tesneni-stiraci-krouzky-346.html> >.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 72
	Diplomová práce	

- [30] Trelleborg Sealing Solutions Czech, s. r. o. *Statická těsnění*. [online]. 2014. [cit. 2014-04-15]. Dostupné z WWW:  
< [http://www.tss.trelleborg.com/cz/cz/products\\_2/staticseals/static-seals.html](http://www.tss.trelleborg.com/cz/cz/products_2/staticseals/static-seals.html) >.
- [31] HYDRAULIKA BRNO – Jan Ryba. *Hydraulický agregát*. [online]. 2013. [cit. 2014-04-28]. Dostupné z WWW:  
< <https://docs.google.com/viewer?url=http://www.hydraulics-brno.cz/wp-content/uploads/H4.pdf> >.
- [32] STARTOL s.r.o. *Hydraulický olej*. [online]. 2014. [cit. 2014-04-28]. Dostupné z WWW:  
< <http://www.startol.de/apps/WebObjects/Startol.woa/wa/En/detailLubr?prd=1000395> >.

**SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN**

$F$	[-]	počet stupňů volnosti
$\lambda$	[-]	počet stupňů volnosti, nutné pro určení polohy platformy
$n$	[-]	počet členů mechanismu (včetně rámu)
$g$	[-]	počet kloubů (tzv. kinematických dvojic)
$f_i$	[-]	stupně volnosti kloubu $i$
$f_{id}$	[-]	počet identických <sup>33</sup> stupňů volnosti
$s$	[-]	počet pasivních vazeb
$F_{kr}$	[N]	kritická síla
$E$	[MPa]	modul pružnosti
$J$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment k ose
$l$	[mm]	délka volného prutu
$k_v$	[-]	bezpečnost vůči meznímu stavu vzpěrné stability
$F_{tl}$	[N]	tlačná síla
$l_a$	[mm]	délka namáhané pístnice
$\sigma_{kr}$	[MPa]	kritické tlakové napětí
$\lambda$	[-]	štíhlost prutu
$\sigma_k$	[MPa]	mez kluzu
$\lambda_k$	[-]	kritická štíhlost prutu
$d$	[mm]	vnitřní průměr pístnice
$D_{vnp}$	[mm]	vnější průměr pístnice
$S_n$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha namáhaného průřezu
$p_v$	[MPa]	vstupní tlak
$S_1$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha před pístem
$S_2$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha za pístem
$D_{p1}$	[mm]	průměr pístu
$t_v$	[mm]	tloušťka stěny válce
$\sigma_d$	[MPa]	dovolené napětí v tahu
$z$	[-]	součinitel svarového spoje
$l_z$	[mm]	délka zdvihu
$Q$	[l/min]	průtok
$V$	[l]	objem pohonu
$t_z$	[min]	čas zdvihu

## SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 3.1: Tkalcovský stroj [1]  
Obr. 3.2: Automatický písáň [2]  
Obr. 3.3: První patentovaný sférický paralelní mechanismus [6]  
Obr. 3.4: Robot s paralelním mechanismem pro nanášení nátěrových hmot [7]  
Obr. 3.5: Stewartův letecký simulátor [4]  
Obr. 4.1: Sériový robot [10]  
Obr. 4.2: Paralelní robot [4]  
Obr. 4.3: Hybridní robot [9]  
Obr. 4.4: Kartézský pracovní prostor [11]  
Obr. 4.5: Cylindrický pracovní prostor [11]  
Obr. 4.6: Sférický pracovní prostor [11]  
Obr. 4.7: Sférický pracovní prostor [11]  
Obr. 4.8: Angulární pracovní prostor [11]  
Obr. 5.1: Průmyslový robot se sériovým uspořádáním [4]  
Obr. 5.2: Hexapod - Micos [13]  
Obr. 6.1: Uspořádání kloubových bodů a ramen [4]  
Obr. 6.2: RRPS vodící řetězec [4]  
Obr. 6.3: Uspořádání posuvových os - 1. část [4]  
Obr. 6.3: Uspořádání posuvových os - 2. část [4]  
Obr. 6.4: Varianty pro pohánění ramen [4].  
Obr. 6.5a: Kulový kloub společnosti INA [15]  
Obr. 6.5b: Kulový kloub společnosti Hephaist Seiko[15]  
Obr. 6.6: Univerzální kloub společnosti INA [4]  
Obr. 6.7: Kardanův kloub společnosti INA [16]  
Obr. 6.8: Průvlekový motor [4]  
Obr. 6.9: Spojení kuličkovým šroubem [4]  
Obr. 8.1: Lineární senzor LTX1500M [17]  
Obr. 8.2: Magnet CM-R10 [18]  
Obr. 8.3: Lineární senzor ICS100 [19]  
Obr. 8.4: Rozměry senzoru ICS100 [19]  
Obr. 8.5: Magnet senzoru ICS 100 [19]  
Obr. 8.6: Lineární senzor BTL7 [20]  
Obr. 8.7: Rozměry senzoru BTL7 [20]  
Obr. 8.8: Magnet senzoru BTL7 [20]  
Obr. 8.9: Charakter deformace v průběhu zatěžování [21]  
Obr. 8.10: Určení koeficientu  $\alpha$  [21]  
Obr. 8.11: Eulerova hyperbola [21]  
Obr. 8.12: Hydromotor\_ základní rozměry



- Obr. 8.13: Nomogram jmenovité světlosti potrubí [24]  
Obr. 8.14: Nomogram jmenovité světlosti k navrhovanému hydromotoru  
Obr. 8.15: Těsnící prvky – přehled [25]  
Obr. 8.16: Těsnění pístu K 764 [26]  
Obr. 8.17: Vodící pás pístu F 87 [27]  
Obr. 8.18: Pístnicové těsnění S 610 [28]  
Obr. 8.19: Vodící pás pístnice F 87 [27]  
Obr. 8.20: Stírací kroužek A 831 [29]  
Obr. 8.21: Statické těsnění Dualseal [30]  
Obr. 8.22: Hydraulický agregát [31]  
Obr. 8.23: Lineární jednotka  
Obr. 10.1: Ideový návrh robotu s PKS

## SEZNAM TABULEK

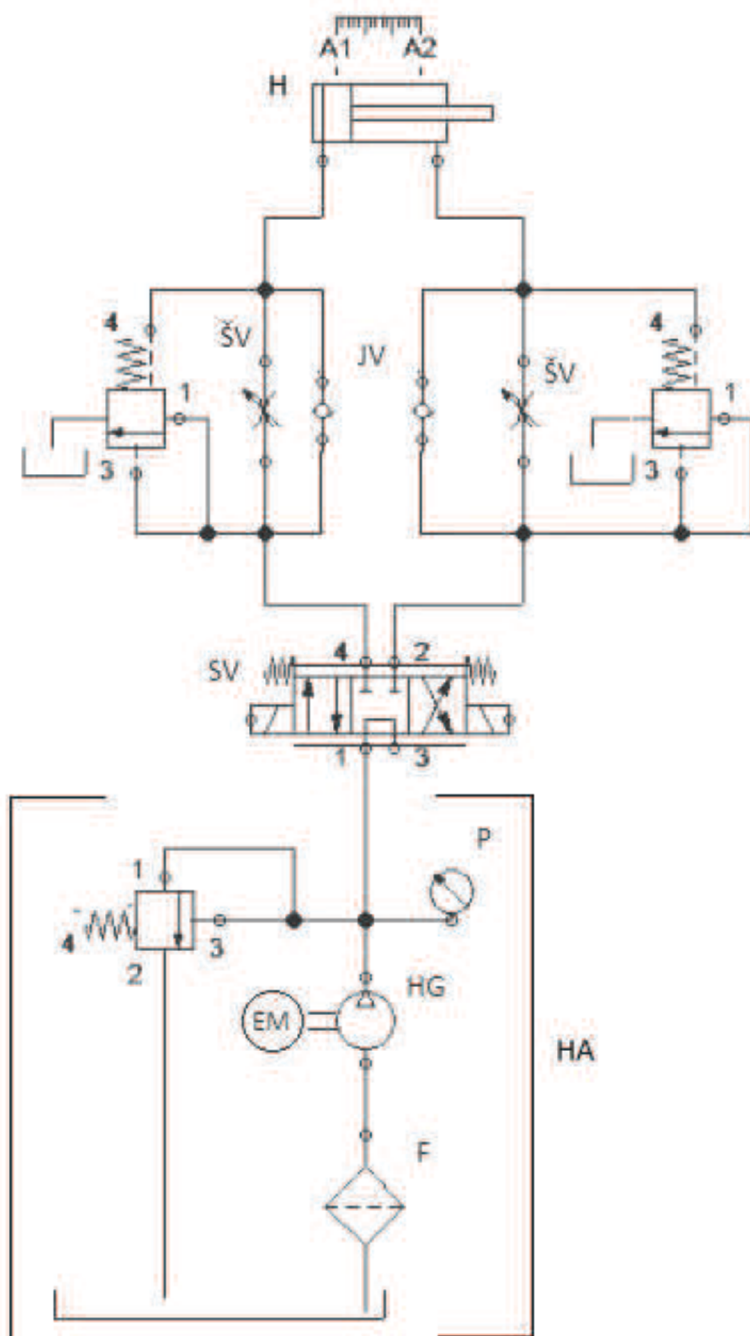
- Tab. 1 Porovnání sériových a paralelních kinematických struktur [4], [12]  
Tab. 2 Parametry senzoru LTX1500M [17]  
Tab. 3 Parametry senzoru ICS100 [19]  
Tab. 4 Parametry senzoru ICS100 [20]  
Tab. 5 Párové porovnání senzorů  
Tab. 6 Přehled cen jednotlivých dílů pro pořízení jedné lineární jednotky

## SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1. - pístní těsnění  
Příloha 2. - vodící pásy  
Příloha 3. - pístnicová těsnění  
Příloha 4. - stírací kroužky  
Příloha 5. - těsnění statická



### Schéma hydraulického obvodu jedné posuvné lineární jednotky



HA - hydraulický agregát

F - filtr

EM - elektromotor

HG - hydrogenerátor

P - průtokoměr

SV - servoventil

JV - jednosměrné ventily

ŠV - škrťací regulační ventily

H - hydromotor