



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. PAVEL VINTR

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. RADEK KNOFLÍČEK, Dr.

BRNO 2013



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2012/2013

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Pavel VINTR

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 2012/2013.

V Brně, dne 24.9.2012

L.S.

---

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

---

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

## **ABSTRAKT**

Tato diplomová práce se zabývá zejména návrhem lineární jednotky s hydraulickým pohonem pro robot s paralelní kinematickou strukturou. Jedním z cílů je získání přehledu o rozdílech vlastností koncepce a konstrukce mezi sériovou a paralelní kinematickou strukturou (PKS) u průmyslových robotů, jakožto nového druhu technických objektů v robotice. Dále je cílem vytvořením původního konstrukčního návrhu lineární jednotky, jakožto základního konstrukčně-montážního a provozního uzlu robotu s PKS, dle zadaných vstupních hodnot, jako jsou síla, tlak, rychlost a zdvih, důležitých pro návrh lineárního hydraulického pohonu.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

lineární hydraulická jednotka, paralelní kinematická struktura (PKS), snímač polohy, proporcionální ventil

## **ABSTRACT**

This Master thesis deals with the design of linear unit with hydraulic actuator for the robot with parallel kinematic structure. One of the objectives is to get an overview of the differences related to characteristics of design and construction between serial and parallel kinematic structure (PKS) of the industrial robots, as a new type of technical objects in robotics. In addition the aim is to create an original structural design of linear unit, as the basic constructional assembly and operational node of robot with PKS, according to the specified input values, such as power, pressure, speed and stroke, important for the design of linear hydraulic actuator.

## **KEYWORDS**

linear hydraulic unit, parallel kinematic structure (PKS), position sensor, proportional valve



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

VINTR, P. *Lineární jednotka s hydraulickým pohonem pro robot s paralelní kinematickou strukturou*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 139 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.





## **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 25. května 2013

.....  
Pavel VINTR



## **PODĚKOVÁNÍ**


Hlavní poděkování patří zejména doc. Ing. Radku Knoflíčkovi, Dr. za vždy vstřícný a osobní přístup při konzultacích diplomové práce. Rodičům a známým za podporu nejrůznějšího druhu. Celému VUT v Brně za umožnění studia a také sobě za vytrvalost.



**OBSAH**

<b>1. Úvod.....</b>	<b>15</b>
<b>2. Základní pojmy .....</b>	<b>16</b>
<b>3. Historie vývoje .....</b>	<b>17</b>
3.1. <i>První simulátory s paralelní kinematičkou strukturou .....</i>	<i>20</i>
<b>4. Definice robotů .....</b>	<b>21</b>
4.1. <i>Rozdělení robotů a jejich struktur [2].....</i>	<i>24</i>
4.1.1. Počet stupňů volnosti.....	24
4.1.2. Podle kinematičké struktury (viz. 4.4).....	24
4.1.3. Podle druhu pohonu .....	24
4.1.4. Podle geometrie obsluhovaného pracovního prostoru.....	25
4.2. <i>Struktury a ústrojí průmyslových robotů.....</i>	<i>26</i>
4.3. <i>Kinematičké struktury průmyslových robotů .....</i>	<i>27</i>
4.3.1. Základní kinematičké dvojice .....	27
4.4. <i>Otevřený, uzavřený a smíšený kinematičký řetězec.....</i>	<i>28</i>
4.5. <i>Sériová vs. paralelní kinematika .....</i>	<i>30</i>
4.5.1. Sériová kinematika .....	30
4.5.2. Paralelní kinematika.....	31
4.6. <i>Porovnání vlastností strojů se sériovou a paralelní konstrukcí.....</i>	<i>34</i>
4.7. <i>Uplatnění paralelních kinematik v praxi .....</i>	<i>35</i>
4.7.1. Technologické operace využívané paralelními kinematikami [1] .....	36
4.8. <i>Rozbor konstrukcí paralelních kinematik .....</i>	<i>37</i>
4.8.1. Společné charakteristické znaky nejužívanějších konstrukcí .....	37
4.8.2. Základní stavební prvky PM [1] .....	45
4.9. <i>Způsob přesného řízení lineárního hydraulického pohonu.....</i>	<i>47</i>
<b>5. Dílčí závěr.....</b>	<b>49</b>
<b>6. Návrh lineární jednotky s hydraulickým pohonem.....</b>	<b>50</b>
6.1. <i>Volba snímače polohy .....</i>	<i>50</i>
6.1.1. Lineární senzor EDS.....	51
6.1.2. Lineární senzor MicroPulse BTL7 .....	52
6.1.3. Lineární senzor Temposonics EH.....	53
6.2. <i>Výpočtu minimálního průměru pístu a tloušťky stěny válce .....</i>	<i>55</i>
6.2.1. Výpočtu minimálního průměru pístu .....	55

6.3.	<i>Kontrola pístnice na vzpěr.....</i>	57
6.4.	<i>Návrh vstupních/výstupních otvorů .....</i>	59
6.5.	<i>Volba těsnění pohonu .....</i>	61
6.5.1.	Těsnění pístnice .....	61
6.5.2.	Těsnění pístu.....	64
6.5.3.	Ostatní těsnění.....	66
6.6.	<i>Výběr proporcionálního servoventilu .....</i>	68
6.6.1.	Proporcionální ventil typu 4WRPEH .....	68
6.6.2.	Proporcionální ventil typu 4WSE2EM.....	69
6.6.3.	Proporcionální ventil typu 4WREQ.....	69
6.6.4.	Výběr typu proporcionálního ventilu .....	70
6.6.5.	Vybraná varianta proporcionálního ventilu 4WSE2EM .....	71
6.7.	<i>Model lineárního pohonu .....</i>	72
6.7.1.	Popis konstrukce lineárního pohonu .....	73
6.7.2.	Odvzdušňovací šrouby .....	74
6.7.3.	Uchycení pohonu k bázi.....	75
6.8.	<i>Kontrola celého lineárního pohonu na vzpěr .....</i>	77
<b>7.</b>	<b>Návrh hydraulického obvodu .....</b>	<b>79</b>
<b>8.</b>	<b>Kontrola vybraného dílce pomocí MKP .....</b>	<b>81</b>
8.1.	<i>Kontrola válce .....</i>	81
<b>9.</b>	<b>Systémová analýza rizik strojního zařízení [31].....</b>	<b>84</b>
9.1.	<i>Blokový diagram strojního zařízení.....</i>	84
9.2.	<i>Zdroje relevantních nebezpečí spojených s konstrukcí [31] .....</i>	85
9.3.	<i>Určení mezních hodnot strojního zařízení [31] .....</i>	86
9.4.	<i>Identifikace významných nebezpečí [31] .....</i>	86
9.5.	<i>Odhad rizik [31].....</i>	87
<b>10.</b>	<b>Ekonomické zhodnocení .....</b>	<b>89</b>
<b>11.</b>	<b>Ideový návrh robotu s PKS .....</b>	<b>91</b>
<b>12.</b>	<b>Závěr a vyhodnocení vlastností lineární jednotky .....</b>	<b>93</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.....</b>	<b>99</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>101</b>
	<b>PŘÍLOHY .....</b>	<b>103</b>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 15
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## 1. Úvod

Cílem této diplomové práce je získání přehledu o rozdílech mezi sériovou a paralelní kinematickou strukturou robotů. Náplní rešeršní části práce budou kapitoly, které danou problematiku osvětlí. Práce zahrnuje první historické události v oblasti paralelních kinematik, definici a rozdělení robotů dle různých kritérií. Dále obsahem práce budou kinematické struktury, jejich stavební prvky (kinematické dvojice) a typy. Nahlédneme do průmyslových aplikací, kde se stroje s paralelní kinematickou strukturou uplatňují.

Hlavním úkolem této práce je navržení lineární jednotky s hydraulickým pohonem pro robot s paralelní kinematickou strukturou. Postup návrhu bude zpracováván systematicky od prvních výpočtů, které nastíní rozměry pohonu. Práce se nevyhne kontrole na vzpěr. Součástí práce bude volba komponent, které jsou nutné pro funkci toho lineárního pohonu. Po provedení výpočtů bude následovat návrh modelu, hydraulické schéma obvodu jedné větve, ekonomické zhodnocení, analýza rizik a ideový návrh robotu s paralelní kinematickou strukturou, kde bude navržený pohon využit.

Na závěr bude provedeno vyhodnocení vlastností lineární jednotky.

## 2. Základní pojmy

Tato kapitola se bude zabývat základními pojmy, které patří do problematiky průmyslových robotů. Je jasné, že nelze vyjmenovat všechny pojmy a tak budou na začátku uvedeny jen ty, které jsou považovány za základní, a zbytek pojmů bude vždy osvětleno v kapitole, do které zasahuje.

*Tab. 1 Základní pojmy [1]*

Pojem	Význam
<b>Báze / Rám</b>	Část mechanismu, která je nepohyblivá a většinou spojená se zemí.
<b>Kinematická dvojice (vazba)</b>	Dva různé členy spojené vazbou, která definuje jejich vzájemný omezený pohyb.
<b>Kinematický řetězec</b>	Soustava několika členů spojených pomocí kinematických dvojic.
<b>Kinematický řetězec otevřený</b>	Jedná se o řetězec, kde jsou členy připojeny pouze jednou kinematickou dvojicí
<b>Kinematický řetězec uzavřený</b>	Jedná se o řetězec, kde každý člen je připojen nejméně dvěma kinematickými dvojicemi
<b>Kloub</b>	Technické provedení kinematické dvojice.
<b>Koncový efektor</b>	Koncový člen mechanismu nesený platformou, popřípadě je sám platformou.
<b>Mechanismus</b>	Zařízení pro transformaci pohybu, či přenosu sil. Zařízení je tvořeno z těles, které jsou vůči sobě pohyblivé, z nichž jedno těleso je nepohyblivé (rám).
<b>Operační prostor</b>	Prostor, do kterého zasahuje robot, nějakou svou částí při pohybu.
<b>Platforma</b>	Pohyblivá část stroje s PKS, jedná se o koncový člen, který nese pracovní prvky.
<b>Počet stupňů volnosti (DOF)</b>	Udává počet dovolených pohybů koncového bodu v prostoru, popř. v rovině.
<b>Pracovní prostor</b>	Prostor, ve kterém se pohybuje pracovní část robotu.



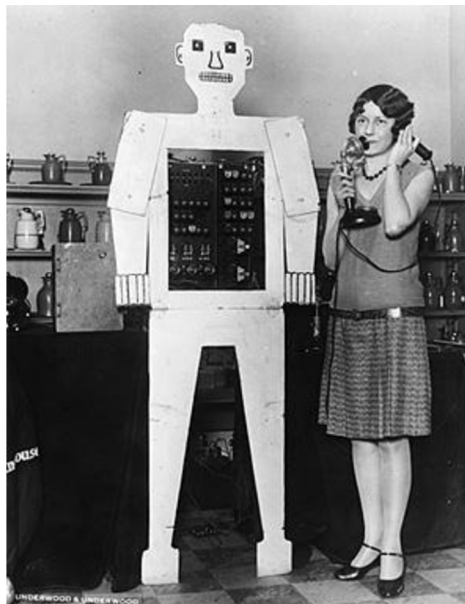


### 3. Historie vývoje

Může se zdát, že historie paralelních mechanismů není nijak dlouhá, avšak opak je pravdou. Prvními teoretickými úvahami týkajícími se paralelních mechanismů se lidé zabývali ještě dříve, než samotné slovo robot vzniklo. Jako první se dle literatury zabýval úvahami Christopher Wren v roce 1645, následoval Cauchy v roce 1813, jenž studoval tuhost „kloubového octahedronu“ a mnoho dalších následovalo [1].

Jako významný historický bod se stal rok 1920, kdy v Čapkově hře R.U.R. zazněl samotný pojem robot. Tato hra navodila i řadu filozofických souvislostí a díky značné vzrůstající popularitě a rozšíření generovala další počiny a fantazii lidí [2].

Značná popularita se projevila na hospodářských a technických výstavách ve 20. a 30. letech 20.století, kdy na světové výstavě v New Yorku byl vystaven robot „Televox“ (Obr. 1), kterého navrhl Američan Roy.J. Wensley. Tento robot vykonával pouze jednoduché pohyby. Berme v potaz, že s dnešními roboty neměl samozřejmě nic společného protože neměl řídicí systém a prostředky umožňující jeho naprogramování [2].

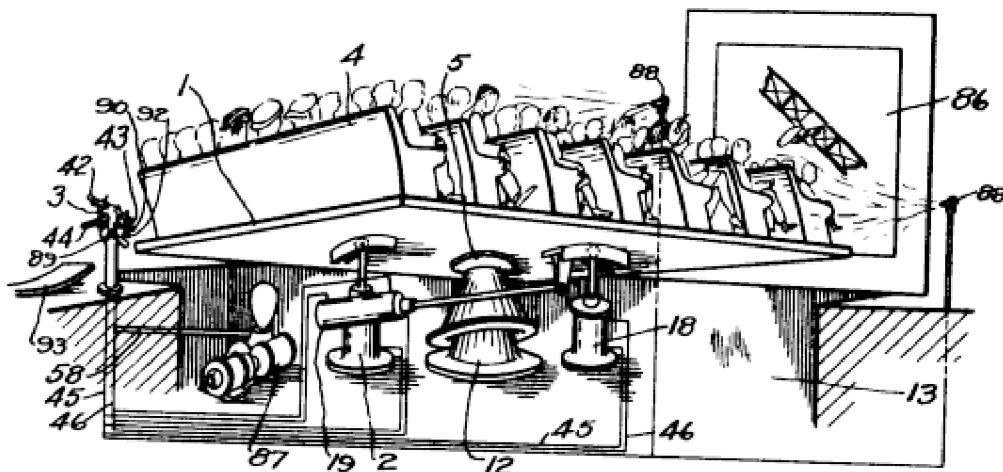


**Obr. 1 Robot Televox [3]**

Po Čapkově dílu R.U.R. vznikaly další díla jako např. „Já robot“ od Asimovova, vydané v roce 1942 jenž byla součástí sbírky povídek. Téma robotů se dostávalo nejen do knižní, ale i filmové tvorby a od této doby již slovo „Robot“ nezmizelo a dostalo se do podvědomí odborné, později i laické veřejnosti [2].

Souběžně také vznikaly mechanismy s paralelním uspořádáním. První dochovaná zmínka o použití paralelního mechanismu se datuje na rok 1928,

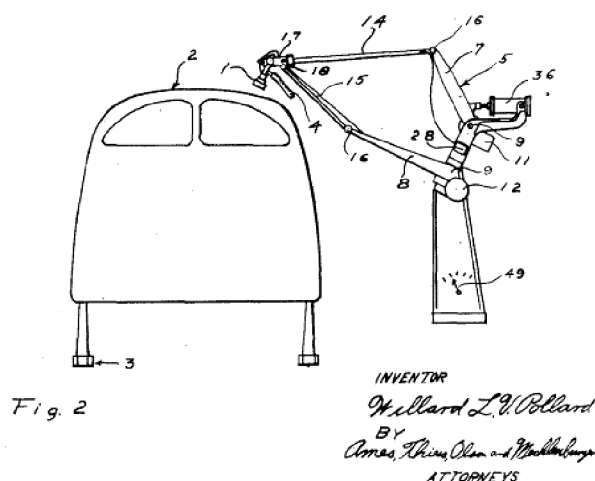
konkrétně měsíce října, kdy si James E. Gwinnett přihlásil k patentu pohyblivou plošinu, která jako první využívala paralelní mechanismus. Pro tuto plošinu byl obecně známý pojem oxymoron, tzv. „pohyblivá plošina“. Měla být uplatněna v zábavním průmyslu. Tato plošina byla patentována roku 1931 a to jako první prostorový paralelní mechanismus.



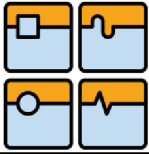
**Obr. 2 První prostorový paralelní mechanismus [1]**

Z obrázku je zřejmé, že její mechanické ústrojí tvořené sférickou paralelní kinematikou je uprostřed uloženo na sférickém kloubu. Naklápění kolem příčné a podélné osy zajišťují dva vzduchové válce a třetí natáčí plošinu kolem osy kolmé.

O několik let později, přesně 22. Dubna 1938 podal W.L.V. Pollard a kol., návrh na patent robotu určený ke stříkání karoserií aut, nátěrovými hmotami [4].



**Obr. 3 Schéma nanášení nátěrových hmot robotem [4]**



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

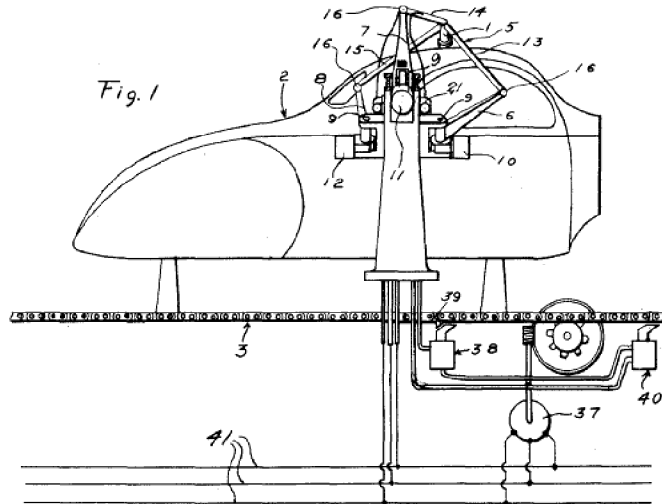
June 16, 1942.

W. L. V. POLLARD

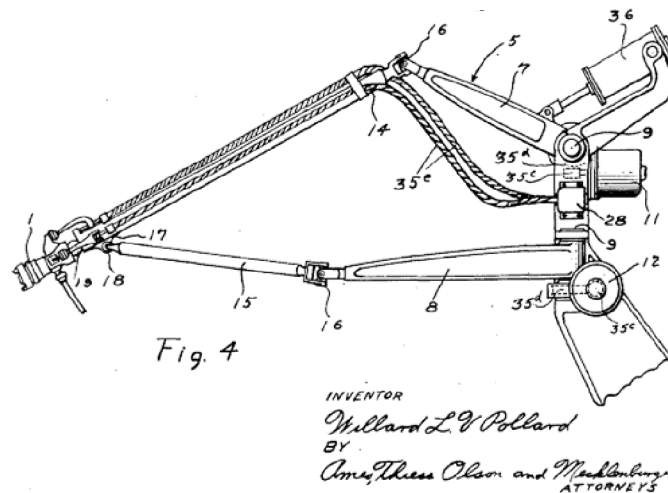
2,286,571

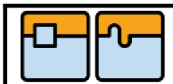
POSITION CONTROLLING APPARATUS

Original Filed April 22, 1938 4 Sheets-Sheet 1

**Obr. 4 Schéma stříkací jednotky s vertikálním posuvem [4]**

Jeho koncepce měla 5 stupňů volnosti. Dva vodící řetězce nebyly připojeny přímo s koncovým efektem, ale se spojnicí třetího řetězce prostřednictvím sférického kloubu. Koncový efektor byl tedy napojen jen na spojnicí vertikálně se kývajícího ramene prostřednictvím univerzálního kloubu. V tomto případě je koncový efektor stříkací hlavice. Každý vodící řetězec byl tvořen ramenem a spojnicí. Oba tyto prvky byly spojeny univerzálním kloubem. Každé rameno bylo natáčeno pomocí pohonu uchyceného na bázi.

**Obr. 5 Návrh patentovaného Robotu [4]**

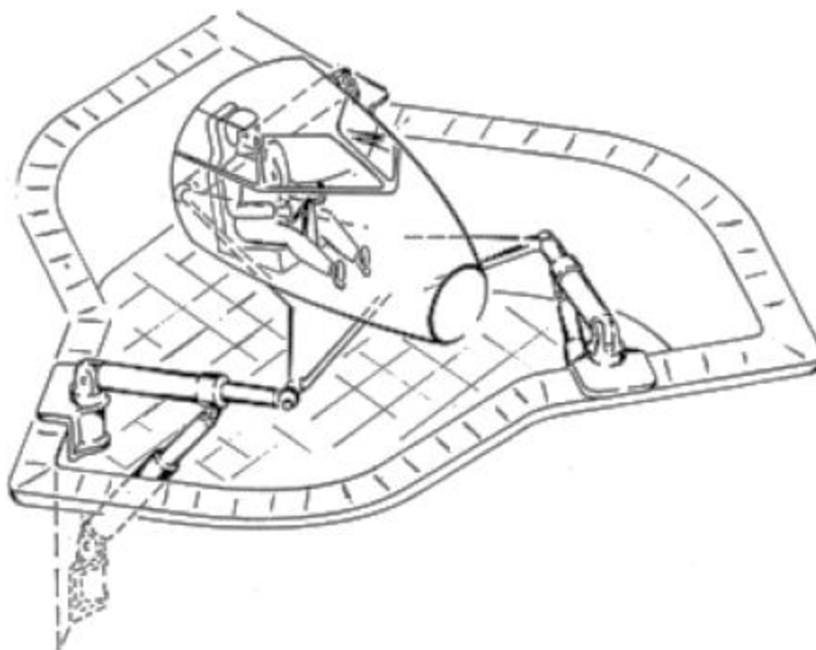
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 20
	<b>DIPLOMOVÁ PRÁCE</b>	

Celkově měl Robot čtyři motory. Po jednom motoru bylo užito na pohon ramen. Těmito motory docházelo k určení polohy koncového efektoru v prostoru. Poslední, čtvrtý motor, byl užit pro orientaci stříkací hlavice a byl umístěn na koncovém efektoru společně se stříkací hlavicí [1].

Nakonec byl návrh patentován 16. června 1942 pod názvem POSITION-CONTROLLING APPARATUS s patentovým číslem US2286571 [4]. Avšak paralelní robot nebyl nikdy postaven [1].

### **3.1. První simulátory s paralelní kinematickou strukturou**

Rok 1965 je v historii paralelních kinematik významný, protože v tomto roce se objevil Stewartův spis, kde bylo popsáno použití pohyblivé plošiny u leteckého simulátoru. Tato plošina měla šest stupňů volnosti.



*Obr. 6 Stewartův letecký simulátor [1]*

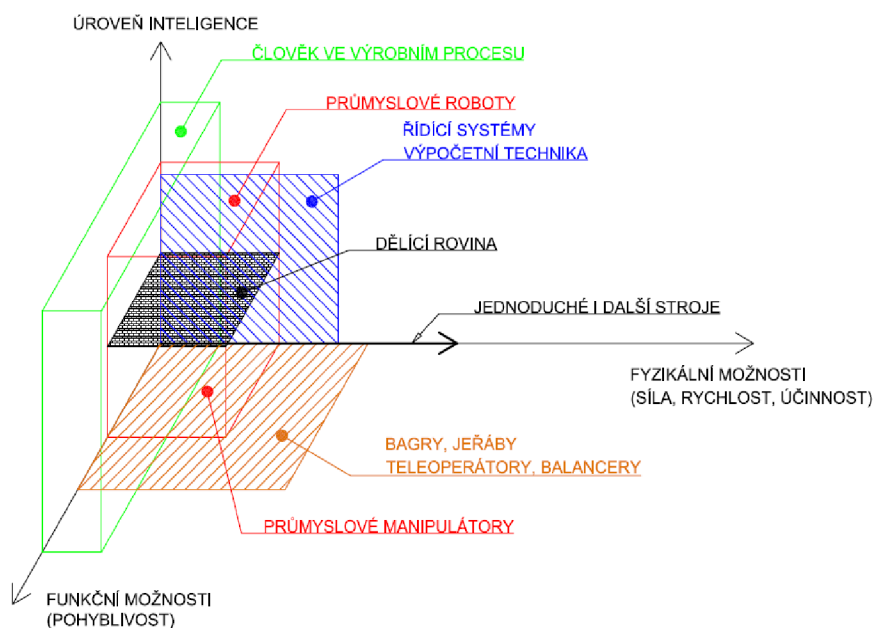
#### 4. Definice robotů

Pokud chceme obecně porovnávat vlastnosti stroje s člověkem ve výrobním procesu, musíme si stanovit určité hodnotící kategorie. Například to mohou být fyzické a funkční možnosti, dále pak úroveň intelektu. [5]

*Tab. 2 Hodnotící kategorie pro porovnání vlastností stroje s člověkem [5]*

Kategorie	Druh
Fyzické možnosti	Síla
	Rychlost
	Schopnost nepřetržité práce
	Spolehlivost atd.
Funkční možnosti	Přizpůsobivost
	Univerzálnost
	Možnost přemísťování v prostoru
	Manipulovatelnost
Úroveň intelektu	Vnímání
	Chápání
	Rozhodování
	Paměť
	Logika

Pro znázornění těchto kategorií byl vytvořen prostorový diagram, ze kterého budou zřejmé fyzické a funkční možnosti dále pak úroveň intelektu jak stroje, tak i člověka (viz. Obr. 7). Berme v potaz, že znázornění člověka je schematické a provedené se zaměřením na výrobní proces [5].




**Obr. 7 Schematické porovnání člověka a stroje ve výrobním procesu**

Ze schématu lze vidět člověka s vysokou úrovní intelektu potřebného pro daný výrobní proces, s vysokou pohyblivostí, avšak oproti ostatním s nízkými fyzikálními možnostmi. Pokud chtěl člověk podávat větší výkony musel svoji slabou stránku (fyzikální možnosti) zvýšit a to jej od pradávna nutilo vymýšlet stále důmyslnější stroje, které by potřebné rozšíření fyzikálních možností zajistily. [5]

Pokud budeme brát v potaz pouze osu funkčních a fyzikálních možností bude se jednat o stroje s nulovou úrovní inteligence. Do této kategorie patří stroje, které jsou bezprostředně ovládány člověkem, či pohyby člověka kopírují. Jedná se například o stavební stroje, jako jsou bagry, jeřáby, dále balancéry či teleoperátory. Teleoperátory slouží k opakování pohybů člověka, které jsou snímány a na základě informací ze snímačů je teleoperátor schopen pohyby člověka napodobit. [5]

Jestliže vynecháme osu funkčních možností, bude se jednat o zařízení, které nemají možnost pohybu, ale jsou schopny s vysokou účinností řešit logické operace. Do této kategorie spadá výpočetní technika a řídicí systémy. [5]

Prolnutím všech tří os se dostáváme do oblasti průmyslových robotů a manipulátorů. Hranice kdy můžeme říci, zda se již jedná o průmyslový robot a ne manipulátor je velice nesnadno určitelná, takže dělící rovina na Obr. 7 je jen pomyslná hodnota. Podíl na neurčitosti má zejména prolínání vlastností robotů a

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 23
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

manipulátorů jako je hlavně úroveň intelektu daná řídicími systémy a jejich propracovaností. [5]

Jako na vše má každý jiný názor, tak i na pojem robot existuje mnoho definic, z nichž mnohdy některé nevystihují správnou podstatu pojmu, popř. jej špatně pochopili či vyjádřili. Protože se tato práce zabývá hlavně průmyslovými roboty a manipulátory, bude brána v potaz definice dle prof. P. N. Beljanina ve znění:

*„Průmyslový robot je autonomně fungující stroj-automat, který je určen k reprodukci některých pohybových a duševních funkcí člověka při provádění pomocných a základních výrobních operací bez bezprostřední účasti člověka a který je k tomuto účelu vybaven některými jeho schopnostmi (sluchem, zrakem, hmatem, pamětí a podobně), schopností samo výuky, samoorganizace a adaptace, tj. přizpůsobivost k danému prostředí“ [5].*

#### 4.1. Rozdělení robotů a jejich struktur [2]

Jak název kapitoly napovídá, v této části bude řešeno rozdělení robotů dle kritérií, které slouží k odlišení jednotlivých typů průmyslových robotů a manipulátorů. Kritérií je mnoho, a proto budou uvedena jen ty základní.

##### 4.1.1. Počet stupňů volnosti

- |                      |  |
|----------------------|--|
| a) Universální robot | Vyznačuje se 6 stupni volnosti, jednoznačně určuje polohu a orientaci manipulovaného objektu |
| b) Redundantní robot | Má více jak 6 stupňů volnosti, které využije zejména při obsluze míst za překážkou.          |
| c) Deficitní robot   | Má naopak méně jak 6 stupňů volnosti a umožňuje montáž prvků v rovině                        |

##### 4.1.2. Podle kinematické struktury (viz. 4.4)

- |                     |   |
|---------------------|---|
| a) Sériové roboty   | S otevřeným kinematickým řetězcem       |
| b) Paralelní roboty | S uzavřeným kinematickým řetězcem       |
| c) Hybridní roboty  | Kombinující otevřený a uzavřený řetězec |



Obr. 8 Průmyslový robot KR 5 SCARA R350 [6]



Obr. 9 Průmyslový robot Fanuc M-3iA [7]

##### 4.1.3. Podle druhu pohonu

- Elektrický pohon
- Hydraulický pohon
- Pneumatický

Současný trend vývoje zaměřený na enviromentalismus udal, že nejpoužívanější jsou v dnešní době elektrické pohony pro většinu aplikací. Nevýhodou elektrických pohonů jsou rostoucí rozměry se zvyšujícím se výkonem, a





tak se výkonné pohony stávají nepraktickými. Pokud chceme dosáhnout vysokých výkonů s ohledem na rozměry, přichází v potaz hydraulické pohony. Další alternativou k elektrickým pohonům jsou pneumatické pohony využívané pro aplikace s vysokou rychlostí.

#### 4.1.4. Podle geometrie obsluhovaného pracovního prostoru

##### a) Kartézský (pravoúhlý) pracovní prostor

- Vzniká spojením tří translačních kinematických dvojic.

##### b) Cylindrický (válcový) pracovní prostor

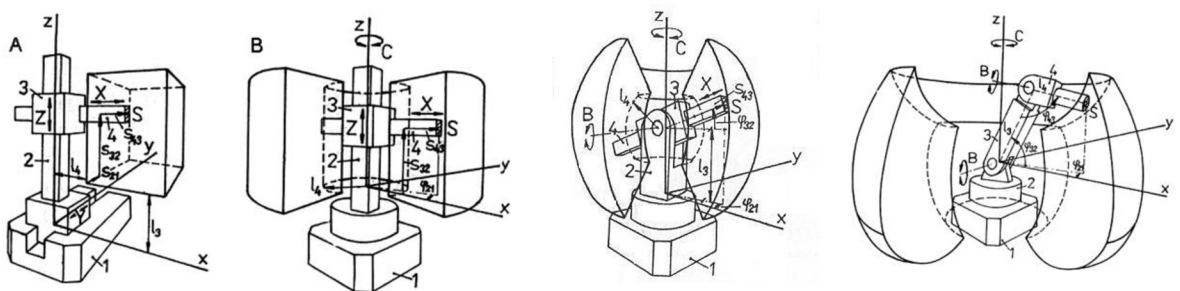
- Vzniká spojením jedné rotační a dvou translačních kinematických dvojic.

##### c) Sférický (kulový) pracovní prostor

- Vzniká spojením dvou rotačních a jedné translační kinematické dvojice.

##### d) Angulární (torusový) pracovní prostor

- Vzniká spojením tří rotačních kinematických dvojic.



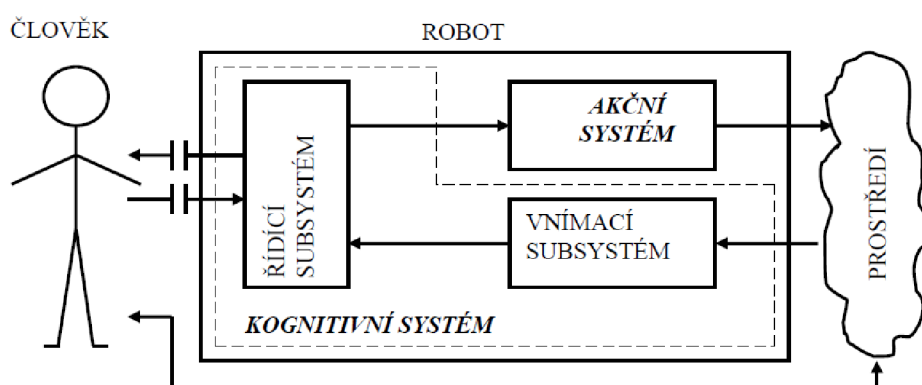
Obr. 10 Přehled geometrií pracovních prostorů [8]

## 4.2. Struktury a ústrojí průmyslových robotů

Celou strukturu průmyslového robotu můžeme rozložit do základního blokového diagramu, který je dán hlavními subsystémy.

Jimiž jsou subsystémy:

- Akční (motorický) subsystém.
- Řídicí a rozhodovací subsystém.
- Vnímací (senzorický) subsystém.



**Obr. 11 Základní subsystémy PRaM [9]**

Vnímací subsystém má za úkol zprostředkovávat vazbu s prostředím. Pro řídicí systém musí být tyto vazby specifikované, a to formou různých složek fyzikálního charakteru. Ty se liší tím, jaká veličina je sledována. Vnímací systém je složen zejména z čidel (senzorů), které mohou podávat vnitřní informace o stavu systému, ale i vnější informace z pracovního prostředí [9].

Řídicí a rozhodovací subsystém můžeme považovat za centrum „duševní činnosti“ robotu. Informace, které zaznamená vnímací subsystém, jsou v rozhodovacím subsystému uloženy do paměti a dále pracovány a využívány pro plánování a rozhodování o úkolech, které mají být prováděny. Tento podsystém se rozkládá na zařízení pro vytvoření programu, zapamatování programu, následné reprodukci a vykonání programu [9].

Z Obr. 11 je zřejmé, že kognitivní systém je tvořen vnímacím a řídicím subsystémem. Pokud bychom hovořili o inteligentních robotech, mají navíc subsystém supervizoru, který je nadřazen všem subsystémům, jenž supervizor koordinuje a usměrňuje [9].

Akční podsystém (nebo díky rovnováze s kognitivním systémem, jen systém) slouží k ovlivňování prostředí, na které působí tak, že dochází k jeho změnám. Podle



druhu aktivity, kterou vykazuje, lze rozlišit různé důležité složky tohoto systému [9]. Protože se tato práce převážně zajímá o stacionární roboty, nebudou probírána lokomoční ústrojí umožňující pohyb robotu jako celku.

Jednotlivé subsystémy a systémy vždy spolu vzájemně spolupracují, často se fyzicky prolínají a tvoří tedy oddělené skupiny. Z toho důvodu je nutné pohlížet komplexně na teoretickou a technickou robotiku ve smyslu zabezpečení i jejich rovnováhy v oblasti výzkumu a vývoje v rámci jednotné disciplíny ROBOTIKY [9].

### 4.3. Kinematické struktury průmyslových robotů

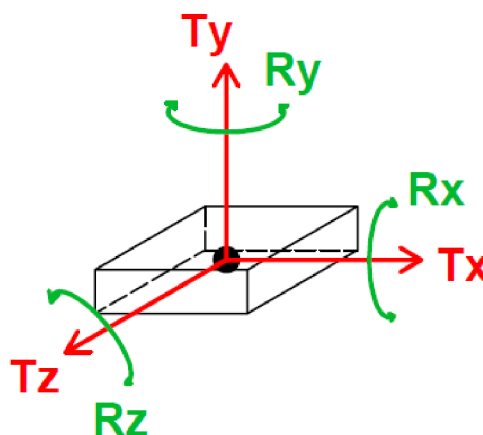
Kapitola pojednává o kinematických strukturách, o kinematických dvojicích, pomocí kterých se vytváří kinematické řetězce. Dále jsou uvedeny základní rozdíly mezi sériovou a paralelní kinematickou strukturou.

#### 4.3.1. Základní kinematické dvojice

V oblasti průmyslových robotů a manipulátorů se využívají kinematické dvojice rotační, translační (posuvná), šroubová a sférická. Pro speciální aplikace mohou být užity i další pro roboty atypické vazby.

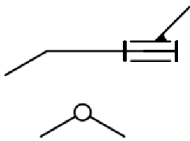
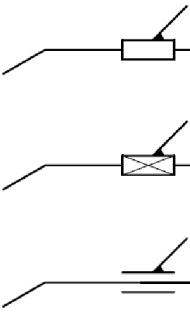
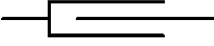
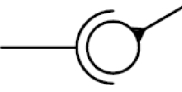
Podle toho, ke které ose souřadného systému se pohyb uskutečňuje, musí být základní značka doplněna indexem jako např.:  $R_x, R_y, R_z, T_x, T_y, T_z$ . Jestliže, chceme určit polohu tělesa v prostoru, potřebujeme 6 nezávislých souřadnic.

Třída dvojice udává počet stupňů volnosti, které užitím dané vazby odebereme tělesu.



Obr. 12 Značení pohybů tělesa v prostoru

Tab. 3 Základní kinematické dvojice v oblasti PRaM

Kinematická dvojice	Počet stupňů volnosti (DOF)	Značení	Třída dvojice	Zobrazení
Rotační	1°	R	5	
Posuvná (translační)	1°	T	5	
Válcová	2°	C	4	
Sférická	3°	S	3	

#### 4.4. Otevřený, uzavřený a smíšený kinematický řetězec

Užijeme-li několik vazeb (kinematických dvojic) pro spojení více těles vznikne nám kinematický řetězec. Tento řetězec můžeme pak dále rozdělit na otevřený anebo uzavřený, dle toho jak jsou jeho členy propojeny k rámu (jednou či více vazbami). Další typ kinematického řetězce získáme kombinací otevřeného a uzavřeného. Tento typ nazýváme spíšený (hybridní) kinematický řetězec, který je zejména využíván u nestacionárních robotů, které jsou složeny z pohyblivého základu (pohyblivého pomocí kol, pásů, aj.), který je brán jako uzavřený řetězec, na kterém je namontován akční člen, provádějící úkony, a který je popsitelný jako otevřený řetězec.



Tab. 4 Typy kinematických řetězců

Typ řetězce	Typ kinematiky	Schéma řetězce
Otevřený	Sériová	
Uzavřený	Paralelní	
Smíšený (hybridní)	Speciální	

Otevřený řetězec není ukončený zpět na bázi. Tento řetězec je typický pro valnou většinu robotů či manipulátorů využívanou v praxi. Pokud je koncový člen uchycen zpět na bázi, dostáváme uzavřený (paralelní) řetězec. Tento řetězec se v dnešní době využívá zejména u manipulátorů a částečně obráběcích strojů. Kombinací obou předchozích vznikne hybridní řetězec. Řetězec využívaný zejména u nestacionárních (mobilních) robotů, které nesou samotné rameno (otevřený řetězec).

Výše jsou řetězce uvedeny jen schematicky, ve skutečnosti ještě přibudou pohony veškerých vazeb, a to se promítne do složitosti celého řetězce.

Různých morfologií dosáhneme kombinacemi vazeb (Tab. 3), takže rozmanitost je obrovská. Návod jakou kombinaci použít není, ale mohou pomoci různá kritéria, které rozhodování ulehčí. Je jasné, že jich je mnoho a každý preferuje jiné. Některá kritéria možno vidět na Obr. 13.

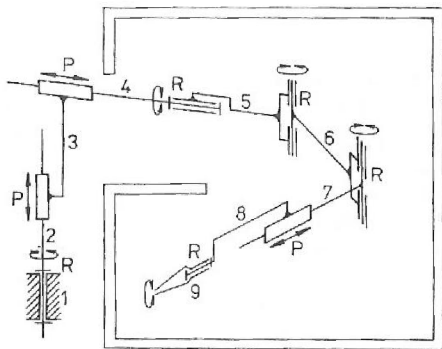
Morfologie robotu	Přesnost polohování	Rychlost pohybů
Počet stupňů volnosti	Způsob řízení a komunikace s okolím	Typ pohonu jednotlivých os
Tvar a rozsah pracovního prostoru	<div style="border: 1px solid black; border-radius: 50%; padding: 10px; text-align: center;"> <b>Použitelná kritéria</b> </div>	Hmotnost výsledné konstrukce
Tvar a rozsah operačního prostoru		Hmotnost břemene
Požadovaná dráha těžiště při manipulaci s objektem	Výsledná orientace manipulovaného objektu	Způsob namáhání celého kinematického řetězce (ohyb, tah/tlak)

Obr. 13 Použitelná rozhodovací kritéria

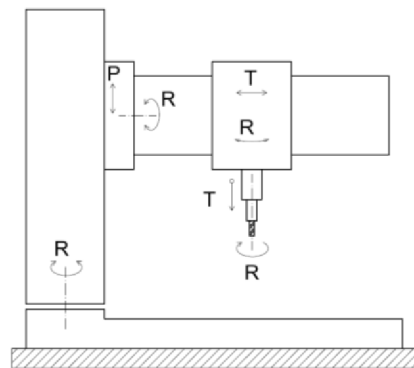
## 4.5. Sériová vs. paralelní kinematika

### 4.5.1. Sériová kinematika

Sériové kinematické struktury díky své důležitosti nejen v oblasti výrobních strojů, ale i manipulátorů, zaujímají nezaměnitelnou úlohu ve výrobním procesu. Zejména pak v mezioperačních manipulacích. Charakteristický znak pro sériovou kinematiku je jeho postupné uspořádání kinematických dvojic.



Obr. 14 Sériové uspořádání ramen průmyslového robotu [8]



Obr. 15 Sériové uspořádání stroje

Obě vyobrazená uspořádání (Obr. 14, Obr. 15) se řadí do kategorie otevřené kinematiky (Tab. 4). Výsledný pohyb se skládá z několika po sobě jdoucích pohybů. Tyto pohyby jsou elementární a většinou tvořeny translací a rotací. Každý pohyb má svůj pohon, tudíž se může uskutečnit nezávisle na ostatních pohybech.

Značnou nevýhodou sériových uspořádání je ta, že každá rotační či translační osa musí unést všechny předchozí, a tím vzrůstají nároky na dimenzování. Dále je celá konstrukce namáhána převážně na ohyb a krut. Takto celá konstrukce nabyde

na hmotnosti a vzrostou nároky na pohony. Vysoká hmotnost se dále negativně podepíše na celkové tuhosti a dynamice soustavy.

### ***Nevýhody vycházející z konstrukce***

Výkonové parametry dnešních výrobních strojů se sériovou kinematikou jsou výsledkem postupného vývoje a výzkumu. Se stále rostoucími požadavky na výkon, snížení pracovních a mezioperační časů, které se promítají do výsledné produktivity a flexibility, se přibližujeme k limitním hranicím těchto strojů. Hranice mohou být dány například v těchto aspektech [1]:

- Ohybové zatížení stroje,
- vysoká hmotnost,
- omezená dynamika,
- sčítání elementárních chyb,
- vysoké požadavky na přesnost jednotlivých dílů,
- nízký počet opakujících se stavebních dílů. [1]

Toto jsou nevýhody, jejichž vliv může být v budoucnu jen snižován, ale nikdy odstraněn. Přispívají k tomu novější materiály, např. různé kompozity na bázi uhlíkových vláken. Zatím však výroba je velice nákladná vzhledem k ceně materiálu.


### **4.5.2. Paralelní kinematika**

Jako náhradu sériových kinematik začali výrobci představovat stroje využívající paralelních kinematik. Doposud byl rozvoj omezen a to zejména z důvodu složitého řízení, které nezvládala výpočetní technika a řídicí systémy. Avšak v dnešní době jsou již na trhu vysoce výkonná výpočetní centra, která jsou schopna „uřídít“ stroje s paralelní kinematikou. Je samozřejmé, že se ceny těchto center drží ve vysokých cenových kategoriích, tudíž se stroje s PKS vyskytují jen zřídka.

Předpokládá se, že v brzké budoucnosti se ceny sníží a na trhu se začnou velice často vyskytovat stroje s PKS.

Pod pojmem paralelní kinematika se rozumí v oblasti výrobních strojů, průmyslových robotů a manipulátorů mechanismus s těmito charakteristikami [1]:

- a) Paralelní kinematika je tvořena bází, platformou a vodícími řetězci.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 32
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- b) Platformu podpírají alespoň dva vodící řetězce, přičemž každý z těchto řetězců obsahuje alespoň jeden jednoduchý akční člen – jednoduchý akční člen je takový, který umožňuje pohyb s 1 DOF.
- c) Počet akčních členů je stejný jako počet stupňů volnosti koncového efektoru.
- d) Pohyblivost mechanismu je nulová v případě, že akční členy jsou zablokovány proti pohybu.

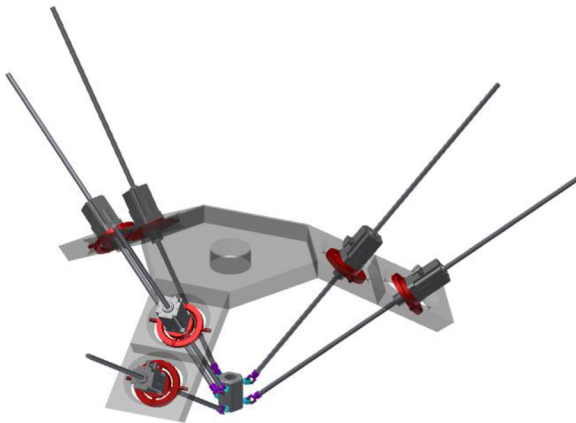
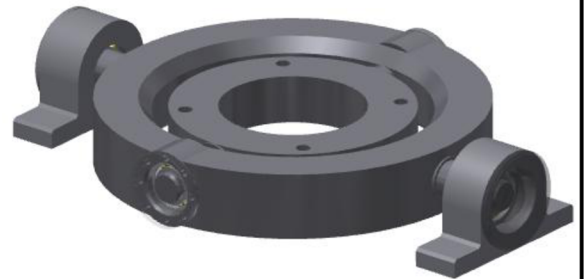
***Dle počtu vodících řetězců se dají definovat tyto paralelní mechanismy [1]:***

- a) *Plně paralelní mechanismus*: Jedná se o paralelní mechanismus s  $n$  DOF koncového efektoru připojeného k základně  $n$  nezávislých vodících řetězců, kde každý má jeden jednoduchý akční člen.
- b) *Hybridní paralelní mechanismus*: je paralelní mechanismus s  $n$  DOF koncového efektoru připojeného k základně  $m$  ( $m < n$ ) samostatnými vodícími řetězci, kde každý má jeden nebo více akčních členů.

Stroje s PKS využívají k polohování platformy několika nezávislých vodících řetězců, které jsou zejména tvořeny pomocí rotačních a translačních pohybů. Tyto řetězce jsou uchyceny např. pomocí kardanových kloubů k bázi, která tvoří vlastní nepohyblivý rám stroje. Výsledný pohyb se skládá ze souběžného řízení a kontroly všech vodících řetězců. Typickou strukturou je tzv. Hexapod.

Hexapod je mechanismus, kde šest paralelně uspořádaných ramen proměnné délky spojují bázi s platformou. Veškerá spojení mezi rameny a bázi jsou realizovány pomocí kardanových kloubů. Tímto uspořádáním docílíme toho, že lze platformu polohovat v 6 DOF, tj. posun v osách  $x, y, z$  a rotace kolem těchto os, lze značit  $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ . Výsledný pohyb, jak již bylo mnohokrát zmíněno, vzniká souběžnou změnou délky ramen. Posun jednoho ramene ovlivňuje úhlovou prostorovou polohu všech ostatních. Tento princip se uplatňuje u všech paralelních kinematik [1].



*Obr. 16 Možná koncepce báze Hexapodu**Obr. 17 Atypický kardanový kloub*

### ***Nevýhody vycházející z konstrukce***

Stejně jako sériové kinematické struktury, tak i paralelní mají své konstrukční problémy. Pokud se podíváme na stavbu Hexapodu, tj. robotu s šesti rameny, tak najdeme uzly, které zásadně ovlivňují přesnost (polohování, opakovatelné přesnosti) celého systému, zejména jimi jsou kardanové či kulové klouby. Tyto konstrukční prvky se musí řešit i z hlediska tření. Na ostatní prvky, jimiž jsou ramena spojující bázi a platformu, se pohlíží z hlediska délky, tepelné dilatace aj.


### ***Základní problémy v konstrukci Hexapodu***

#### **Tření:**

Tření je zásadní problém a vzniká hlavně v kulových kloubech. Koeficient tření je +/- 0,8 což způsobuje značné axiální vychýlení ramen. Toto má vliv na přesnost polohování, nemluvě o opakovatelné přesnosti. Tento deficit lze snižovat různými povrchovými úpravami. Uplatnilo se užití keramického nátěru spolu se speciálním lubrikantem. Takto se dá koeficient tření snížit až na hodnotu 0,2. [1]

#### **Délka ramen:**

Jak je již známo z mechaniky, dlouhé díly s malým průměrem jsou náchylné k rozměrové nestálosti při zatížení tahem či tlakem. Je nutné kontrolovat, zda k tomuto stavu nedojde. Avšak i když tento stav nenastává, délka ramen významně ovlivňuje přesnost stroje. Tento problém vzrůstá s rostoucí délkou. [1]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 34
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

### **Tepelné dilatace:**

Při provozu se celá konstrukce zahřívá a mezi jednotlivými díly se mění vůle. Tento problém se netýká jen paralelní kinematiky, ale i sériové. S přírůstkem rychlosti včetně dramaticky stoupá i dynamický tepelný přírůstek. Toto je v dnešní době řešeno real-time snímači, které snímají aktuální teplotu. Na základě těchto informací řídicí systém provede automatickou kompenzaci vzniklé chyby. [1]

### **Přesnost chodu kardanových kloubů:**

Jako prvek pro uchycení pohonu k bázi se současným umožněním jeho naklápění je důležité zaměřit se právě na kardanový závěs, jehož vlastnosti se promítají do výsledné přesnosti polohování z nemalé míry. Hraje zde roli vůle v chodu ložisek, které jsou celkem čtyři, ale i tuhost jeho konstrukce, která se může pod zátěží prohýbat.

## **4.6. Porovnání vlastností strojů se sériovou a paralelní konstrukcí**


Jako vše i sériová a paralelní konstrukce má svoje výhody a nevýhody. Pro posouzení, která konstrukce je výhodnější, musejí být určena porovnávací kritéria, na jejichž základě můžeme obě kinematické struktury porovnávat. Každá z konstrukcí vyniká v něčem jiném, a co v dnešní době je bráno jako nedostatek, může být v budoucnu odstraněno novými technologiemi či materiály.

**Tab. 5 Porovnání strojů se sériovou a paralelní kinematikou**

Vlastnost	Sériová konstrukce	Paralelní konstrukce	V budoucnu redukovatelné?
<b>Přesnost polohování</b>	Vyšší: Dobře se dají kompenzovat chyby	Nižší: Složitější kompenzace chyb vzhledem k HW	ANO
<b>Dynamika (při podobných parametrech stroje)</b>	Nižší: Konstrukce stroje je robustnější,	Vyšší: Konstrukce stroje kompaktnější,	ANO
<b>Tuhost</b>	Nižší: Osy namáhány na ohyb/kрут	Vyšší: Osy namáhány tahem/ tlakem	NE
<b>Dosažitelná rychlost, zrychlení</b>	Nižší: Dáno hmotností	Vyšší: Dáno hmotností	NE
<b>Hmotnost konstrukce</b>	Vyšší	Nižší	NE
<b>Hmotnost břemene (při podobných parametrech)</b>	Nižší: Zatěžováno na ohyb, kрут	Vyšší: Zatěžováno tah, tlak	NE
<b>Stavebnicová konstrukce</b>	ANO	Spíše NE	MOŽNÁ
<b>Pracovní rozsah (v závislosti na velikosti)</b>	Vyšší	Nižší	NE
<b>Náročnost řízení na HW</b>	Malá	Velká	ANO
<b>Výroba a montáž</b>	Poměrně složitá	Jednoduchá	NE

#### 4.7. Uplatnění paralelních kinematik v praxi

V devadesátých letech dvacátého století se začalo výrazněji zkoumat v oblasti strojů s PM, a to zejména díky vzrůstajícímu zájmu a pozornosti věnované veřejností, firmami, výzkumníky těmto systémům. Tento zájem vzrůstal spolu s rozvojem dosahovaných výkonů počítačové techniky, jejíž kapacity již stačily pro úspěšné řízení těchto strojů. Takový zájem byl vzbuzován díky předpokladu vysoké tuhosti těchto strojů (dáno způsobem namáhání) na základě teoretických podkladů. Avšak s dále vzrůstajícími poznatky se zjistilo, že tuhost paralelních mechanismů oproti sériovým je sice vyšší, ale ne o tolik, jak se předpokládalo. Tato skutečnost zapříčinila, že se tyto stroje masivně nevyskytují v praxi. Výjimkou však je nejen řada

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 36
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

prototypů a experimentů, ale našly se i stroje, které se začaly sériově vyrábět pro různé výrobní operace [1].

#### **4.7.1. Technologické operace využívané paralelními kinematikami [1]**

Rozmanitost variant konstrukcí umožňuje velmi široké uplatnění. Můžeme se s těmito konstrukcemi setkat u obráběcích a měřících strojů, průmyslových robotů, manipulátorů a dalších polohovacích zařízení. Je uveden přehled užívaných strojů.

##### **1) Obráběcí stroje a obráběcí centra:**

- Frézování a vrtání (Ingersoll – HOH 600, Heckert – Kinematic SKM 400)
- Laserové paprskové obrábění (ZFS Uni Stuttgart – Hexadiode)
- Vysokorychlostní obrábění (Flatronic – Ulyses, Kraus & Mauser – Quickstep HS 500)
- Soustružení ( Index-Werke – V 100)

##### **2) Měřící stroje:**

- Nosiče detektorů pro prostorové snímání rozměrů polotovarů i hotových výrobků (JSC Lapík – TM 1000)
- Měřící stroje – umístění snímačů tahu/tlaku, je možné počítat sílu a krouticí moment působící na pohyblivou plošinu


##### **3) Průmyslové roboty a manipulátory**

###### *a) Technologické operace:*

- Bodové svařování (Fanuc Robotics – F200i)
- Laserové svařování (NEOS Robotics – Tricept 805)
- Obrábění vodním paprskem (Fooke – Triomaxx)
- Odjehlování odlitků (Mailand – Dragonfly)
- Opracování dřeva (Reichenbacher – Peegasus)
- Tvarové broušení (University of Illinois – Ultrasonic Grinder)

###### *b) Manipulační operace:*

- Polohování vzorků pod mikroskopy (Hexel – Hexabot, Physik Instrumente – M850)
- Polohování obrobku a jako upínací přípravek
- Ukládání SDM součástí na plošné spoje

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 37
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- Polohování optických prvků – např. kamer (Uni Laval – Agle Eye)
- Polohování plošin simulátorů (CAE-Flight simulators AH-1, S-70)

c) *Montážní operace*

- Festo – Delta robot, SMT Tricept – TR600

**4) Další výrobní technické prostředky:**

- Koncové efektory (CERT – Robothand)
- Tzv. přídavné hexapody s vysokootáčkovým vřetenem – instalací na poslední osu u rozměrnějších strojů se sériovou kinematikou zvyšují výrobní výkony těchto strojů při obrábění obecných tvarových ploch (Francois Wildenberg – Hexapode CMW 300)
- Tele-manipulátory – pracují jako robotická paže ovládána na základě principu master-slave.

**4.8. Rozbor konstrukcí paralelních kinematik**

Pokud chceme udělat pokrok v oboru, je nutné poučit se s předchozích chyb. To však není snadné. Je vhodné stávající konstrukci rozebrat na základní prvky, ze kterých je celá konstrukce složena. Avšak pokud bychom chtěli rozebrat všechny varianty konstrukcí, bylo by to náročné, tak je vhodnější se zaměřit na nejpoužívanější varianty a najít kritéria, které mají dané konstrukce společné.

**4.8.1. Společné charakteristické znaky nejužívanějších konstrukcí**

Účelem této části kapitoly bude vyjmenování a následné probrání společných znaků. Společných znaků je mnoho, ale mezi hlavní patří [1]:

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

**Stupně volnost [1]**

Jako u sériových kinematik i u paralelních je první krok při řešení kinematického a dynamického mechanismu analýza celkového počtu stupňů volnosti (*také i* *DOF* – *z angl. Degree of freedom*). Tato hodnota nám dává informaci o pohyblivosti mechanismu v prostoru. Jak již bylo zmíněno výše (viz. kapitola 4.3.1)

pro jednoznačné určení polohy v prostoru tělesa je zapotřebí 6 DOF. Pro výpočet počtu stupňů volnosti se v literatuře setkáváme se vzorci:

$$F = \underbrace{\lambda \cdot (n - g - 1)}_{\text{Celkový počet DOF všech členů kromě kloubů a rámu}} + \underbrace{\sum_{i=1}^g f_i}_{\text{součet DOF všech kloubů}} \quad (4.1)$$

Celkový počet DOF všech členů kromě kloubů a rámu      součet DOF všech kloubů

$$F = \underbrace{\lambda \cdot (n - 1)}_{\text{Celkový počet DOF všech členů kromě rámu}} - \underbrace{\sum_{i=1}^g (\lambda - f_i)}_{\text{součet DOF odebíraných všemi klouby}} \quad (4.2)$$

Celkový počet DOF všech členů kromě rámu      součet DOF odebíraných všemi klouby

Princip výpočtu pro oba vzorce je shodný. Jak je vidět dochází pouze ke změně znamének, která má za následek změnu veličiny počítané v rámci sumy. Ze vzorce (4.1) získáme ze sumy součet DOF všech kloubů. Kdežto ve vztahu (4.2) sčítáme DOF odebrané jednotlivými klouby.

Význam členů v rovnicích (4-1), (4-2):

- $F$       Počet stupňů volnosti mechanismu
- $\lambda$       Počet stupňů volnosti tělesa, pro těleso v prostoru  $\lambda = 6$  a pro plošný prvek  $\lambda = 3$
- $n$       Počet členů mechanismu včetně rámu
- $g$       Počet kloubů (kinematických dvojic)
- $f_i$       Počet stupňů volnosti  $i$ -teho kloubu (kinematické dvojice)
- $(\lambda - f_i)$       Počet stupňů volnosti odebraných kloubem  $i$ , představuje třídu kinematické dvojice.

Vzorce (4.1) je označován jako Grüblerův vzorec. Z tohoto vzorce získáme úpravou vzorec (4.2) a ten je tak nazýván modifikovaný Grüblerův vzorec. Při užití těchto rovnic musí být dán pozor na to, že nejsou platné pro všechny paralelní konstrukce! To je dáno tím, že tyto rovnice neberou v úvahu geometrické vztahy mezi klouby. Zaručený vzorec, pro výpočet jakékoli paralelní konstrukce, je rozšířený Grüblerův vzorec.



Jeho tvar je následující:

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

Z jeho tvaru je zřejmé, že jeho základem je Grüblerův vzorec (4-1), který je dále rozšířen o člen  $f_{id}$  a  $s$ .

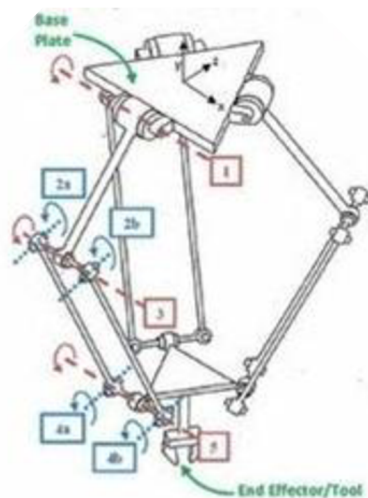
*Význam těchto členů je následující:*

$f_{id}$  Počet identických stupňů volnosti

$s$  Počet pasivních vazeb

Identické stupně volnosti – jedná se o stupně volnosti, které sice umožňují pohyb poháněného členu, ale nemají přímý vliv na polohu či orientaci koncového efektoru. Tyto pohyby je možno nazývat vlastní pohyby.

Pasivní vazby – jsou dány zvláštními polohami os kloubů, zvláštními rozměry kloubů, nebo nadbytečnými podmínkami tuhosti, z toho důvodu se o nich někdy hovoří jako o geometrických předpokladech.



$$n = 17$$

$$g = 21$$

$$\sum_{i=1}^g f_i = 21$$

$$f_{id} = 0$$

$$s = 6$$

**Obr. 18 Delta robot (3 DOF) [10]**

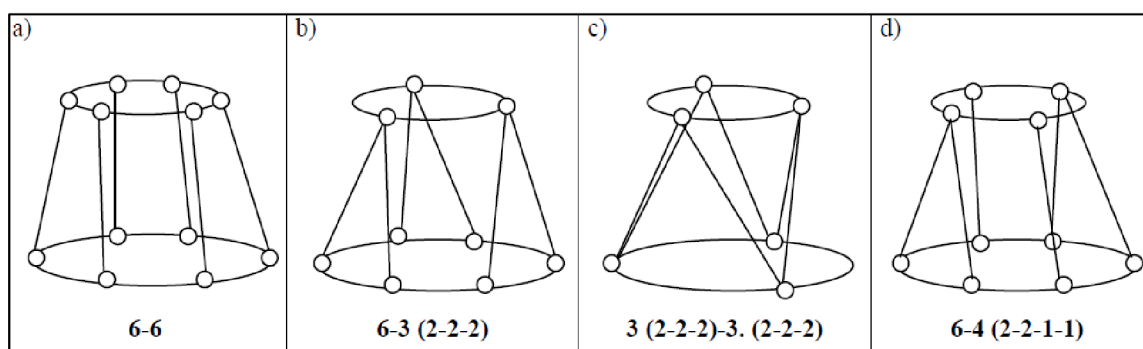
Dosazením do rovnice (4.3) pak DOF:

$$F = 6 \cdot (17 - 21 - 1) + 21 - 0 + 6 = 3$$

### **Počet a uspořádání kloubových bodů na bázi a na platformě [1]**

Další charakteristický znak je počet kloubových bodů na bázi  $m$ , počet kloubových bodů na platformě  $n$  a počet vodících řetězců spojujících bázi a platformu značeno  $l$ . Máme následující tři možnosti kombinací, jak mohou být uspořádány kloubové body:

- $m = n = l$  (viz Obr. 19 a))
- $m = l$ , ale  $m > n$  nebo  $n = l$  ale,  $m < n$  (viz Obr. 19 b), d))
- $m = n$ , ale  $l > n$  (viz Obr. 19 c))



**Obr. 19 Možné uspořádání kloubových bodů [1]**

Z doposud známých koncepcí hexapodů se tvůrci přiklání spíše k variantě  $m = n = l$ , která znamená, že počet kloubových bodů a ramen je shodný. Varianty, kdy počet kloubových bodů je od počtu ramen různý, jsou méně časté. Většinou se jedná o experimentální konstrukce určené pro speciální využití a se specifickými výhodami (např. usnadnění výpočtu transformací souřadnic v reálném čase a to díky danému uspořádání) nebo se může jednat o konstrukce akademického charakteru sloužící například jako zjednodušený matematický model.

Případy, kdy je počet kloubů různý oproti počtu ramen, jsou dány tím, že více ramen spráhneme do jednoho kloubu. Umístit více pohonů do jednoho kloubu je však náročné a navíc se zhoršují vlastnosti takového kloubu oproti kloubu, na kterém je umístěn pouze jeden pohon.

Pro zaznamenání uspořádání kloubových bodů se využívá číselné označení ve tvaru:  $m(PSRvJK) - n(PSRvJK)$ , kde  $PSRvJK$  je počet spřažených ramen v jednom kloubu. Příklady možno vidět na Obr. 19.

Při rozboru případu  $3 \cdot (2 - 2 - 2) - 3 \cdot (2 - 2 - 2)$  z Obr. 19 c) můžeme říci, že na bázi jsou tři kloubové body a do každého z nich jsou umístěny dva pohony, stejně tak tomu je i na platformě.



**Druh, počet a pořadí kloubů ve vodícím řetězci [1]**

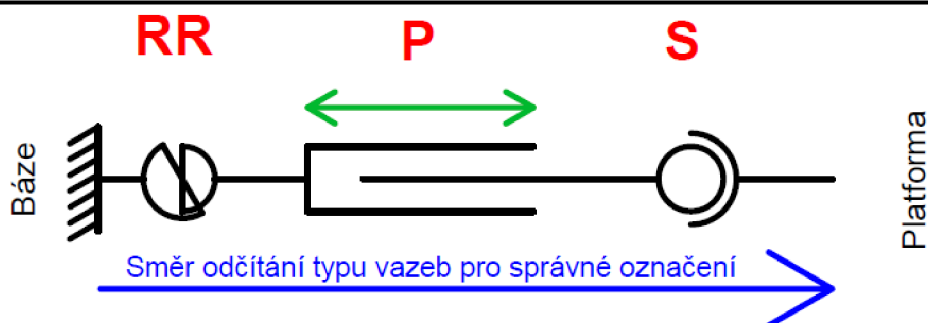
Jedná se o kritérium, které na rozdíl od předchozího nám již přímo popisuje konstrukci vodících řetězců. Pro konstrukci vodících řetězců jsou vhodné pouze některé kinematické dvojice (dále KD). Typy, označení a stupně volnosti KD užívaných u paralelních kinematik jsou vypsány v Tab. 6.

**Tab. 6 Kinematické dvojice používané v konstrukci paralelních mechanismů**

Označení	Typ KD	DOF
P	Prizmatická (translační KD bez rotace kolem vlastní osy)	1
R	Rotační	1
S	Sférická	3
C	Cylindrická	2
U či RR	Univerzální kloub (Kardanový), ale z důvodu, že je složen ze dvou rotací pootočených o 90° je častěji a přesněji označován RR.	2

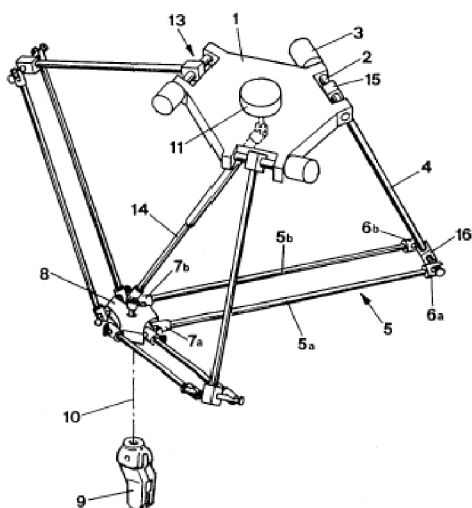
Při sestavování jednotlivých kinematických řetězců je možné kinematické dvojice (*viz. Tab. 6*) dle libosti kombinovat. Není ani nutné, aby všechny kinematické řetězce užitě na jedné konstrukci, měli stejné, stejně uspořádané KD, ale takové konstrukce nejsou obvykle realizovány. To jak uspořádáme a jaké zvolíme KD, významně ovlivní vlastnosti jednotlivých kinematických řetězců a následně celého mechanismu. Ovlivnění se týká velikosti a tvaru pracovního prostoru, celkovou tuhost mechanismu a pohyblivost danou počtem DOF či jině.

V konstrukci tripodů či hexapodů se nejčastěji využívá vodící řetězec skládající se ze tří KD. Jedna ze tří KD je řízená a tvoří pohon. Nejčastěji je poháněna prizmatická či rotační KD. Typické, nejčastější uspořádání je možno vidět na *Obr. 20*. Pro správný popis vodícího řetězce se odčítají vazby ve směru od báze k platformě, tedy  $RR\underline{P}S$  (vazba rotační – rotační – prizmatická – sférická). Podtržení pod  $\underline{P}$  značí, že právě tato vazba je řízená a tvoří vlastní pohon tohoto vodícího řetězce. Toto označení se může ještě dále rozšířit o číslici říkající z kolika takových řetězců je celá konstrukce složena a zařazenou na začátek, jako například pro tripod by byla zařazena číslice  $3RR\underline{P}S$  (má tři vodící řetězce) či pro hexapod by popis byl  $6RR\underline{P}S$  (má 6 vodících řetězců).

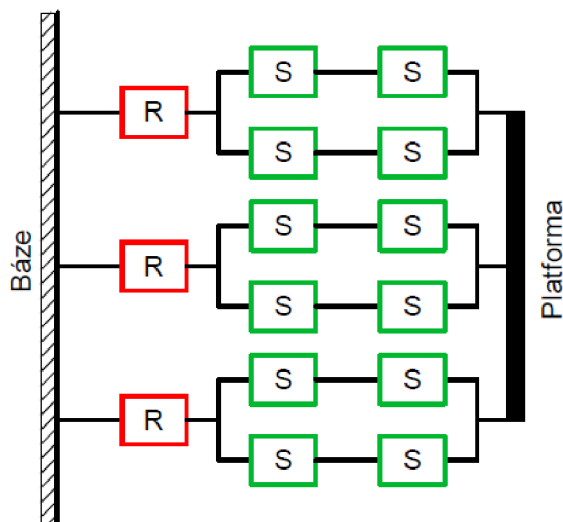


**Obr. 20** Nejběžnější uspořádání KD ve vodícím řetězci

Pro co možná nejlepší popis je vhodné užít nejen textový tvar (6RRPS), ale i grafický tvar s popisem a uspořádáním kloubových bodů. Z takového popisu pak čitatel získá dostatek informací, aby si již vytvořil představu o celkové konstrukci mechanismu a další výhodou je, že se takto dají popsat složitá uspořádání.



**Obr. 21** Schematické znázornění Delta robotu [11]



**Obr. 22** Schéma uspořádání kloubů Delta robotu

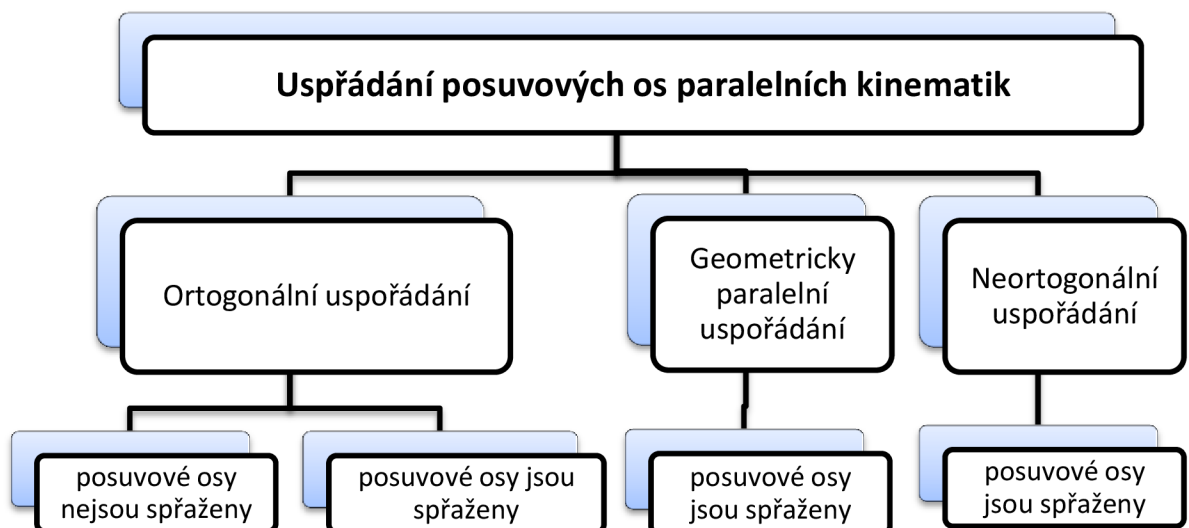
Na obrázcích *Obr. 21* a *Obr. 22* můžete vidět rozdíl mezi schématem znázornění a schématem uspořádání kloubů Delta robotu.

**Počet a uspořádání ramen [1]**

Z dřívějších poznatků v oblasti PM víme, že abychom mohli hovořit o paralelním mechanismu, musí být konstrukce složena z minimálně 2 vodících řetězců (ramen). Maximální počet sice omezen není, ale v praxi se uplatnily konstrukce o na nejvýš 6 vodících řetězcích. Nejčastěji jsou PM označovány podle počtu ramen:

- Bipody (2 ramena)
- Tripody (3 ramena)
- Tetrapody (4 ramena)
- Pentapody (5 ramen)
- Hexapody (6 ramen)

V případě hodnocení paralelních kinematik z hlediska geometrického uspořádání ramen (posuvných os) jsme schopni určit tyto druhy.

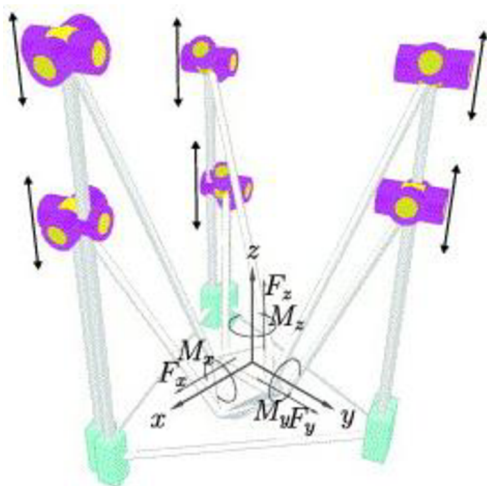


**Obr. 23 Uspořádání posuvových os PK [1]**

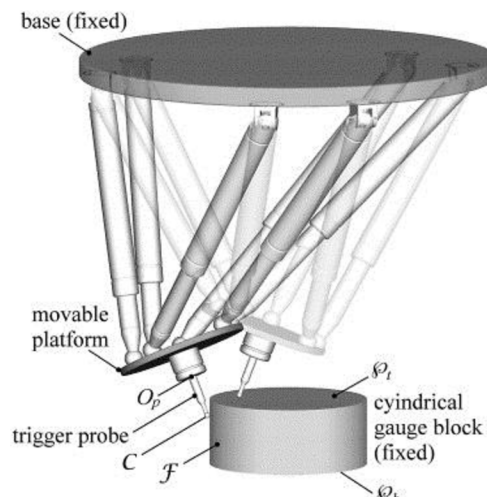
V případě **ortogonálního uspořádání**, kde posuvové osy nejsou spřaženy, se jedná o pohyb rovinný, a každá osa se může pohybovat, aniž by vyvolávala pohyb jiné osy nebo aby pohyb jiných os ovlivňovala. Posuvové osy spřažené v rámci ortogonálního uspořádání umožňují, na rozdíl od předchozích, prostorový pohyb.

**Geometricky paralelní uspořádání**, u něž jsou posuvové osy spřaženy, je typické používání tzv. spojnic. Spojnice jsou pasivními prvky (tj. pasivní ramena) přenášející posuvový pohyb na koncový efektor. Posuvové osy jsou většinou pevně uloženy vzhledem k rámu stroje nebo tvoří jeho část. Poslední **neortogonální uspořádání** je podobné předchozímu a to tak, že i zde jsou posuvové osy spojeny.

Za nejpoužívanější v oblasti OS a PRaM jsou považovány typy geometricky paralelní (viz. Obr. 24) a neortogonální uspořádání posuvových os (viz. Obr. 25).



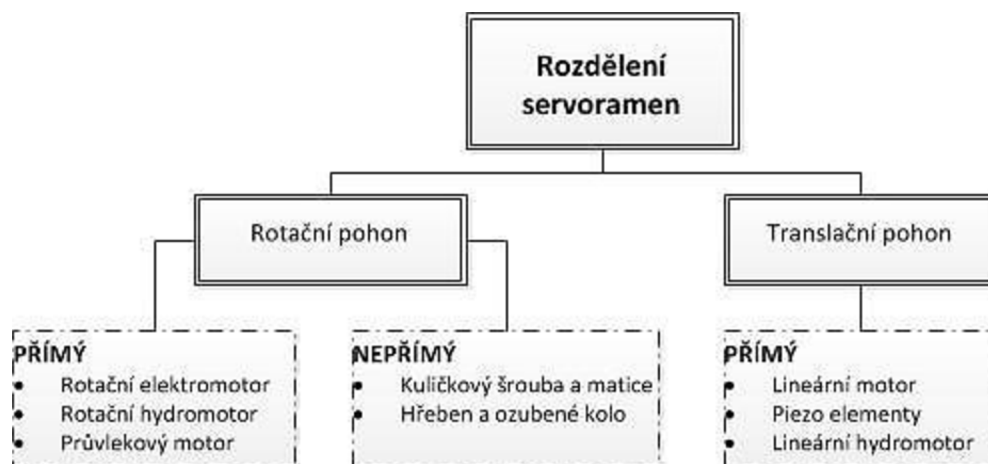
Obr. 24 Linapod (6-DOF) [12]



Obr. 25 Hexapod manipulator [13]

### Druh a umístění pohonu [1]

Každý vodící řetězec musí mít jednu poháněnou KD, která se vysouvá, či rotuje. Tato dvojice představuje akční člen tohoto vodícího řetězce. Akční člen je pomocí zpětné vazby schopen plynule řídit polohu (vysunutím nebo rotací), rychlost a zrychlení ramena. Celé rameno včetně akčního členu je považováno za jeden konstrukční celek, a je možno nazývat servorameno či servovzpěru.



Obr. 26 Rozdělení servoramén [1]

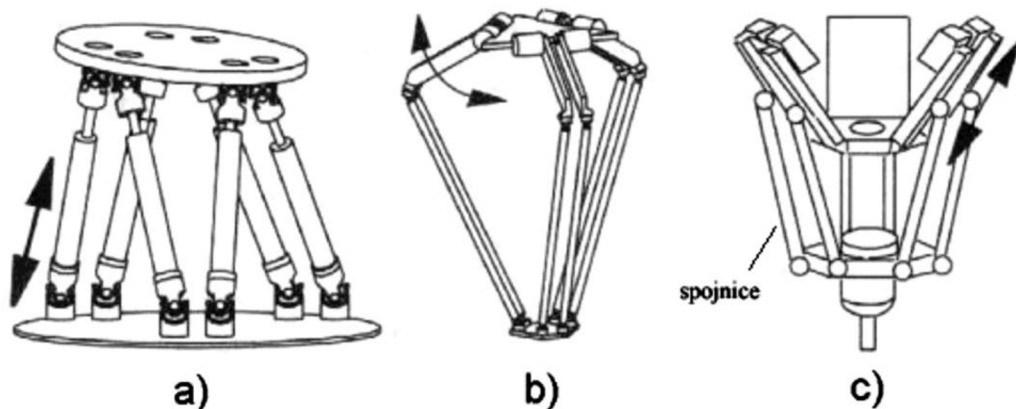
Každý typ pohonu má své specifika, jež se hodí pro jinou aplikaci. Dále je nutné navrhnout umístění pohonu ve vodícím řetězci. V rámci paralelních mechanismů máme tři možnosti umístění akčního členu a to na začátek (na bázi), doprostřed anebo na konec kinematického řetězce. Z praktického hlediska nemá význam umístit akční člen na konec, protože by musel nést sám sebe a to by mělo



negativní vliv na celkovou hmotnost, která ovlivňuje celkovou dynamiku. Zejména se užívají koncepce s akčními členy na bázi a integrovanými do ramena.

V praxi se zatím nejvíce osvědčily tři varianty:

- Pohyblivý lineární typ – obecný hexapod, vodící řetězec nejčastěji  $RRPS$
- Rotační typ – Hexa a Delta koncepce, vodící řetězec nejčastěji  $RRRS$
- Pevný lineární typ – vodící řetězec nejčastěji  $PRRS$  (u tohoto typu je typické užití pasivních, délkově neproměnlivých ramen)



Obr. 27 Možnosti uspořádání pohonů [1]

#### 4.8.2. Základní stavební prvky PM [1]

Samozřejmostí analýzy konstrukcí jsou i základní stavební prvky paralelních mechanismů. Mezi ně patří následující:

- Báze – tvoří rám stroje
- Ramena – rameno samotné + akční člen
- Klouby – umožňující naklánění pohyblivých prvků
- Platforma – koncový člen, nesoucí pracovní prvky.

Báze a platforma nemají konkrétní podobu, protože tyto prvky bývají navrhovány dle konkrétních požadavků kladených na konstrukci stroje. Nejedná se tedy o typové prvky, které budou probrány v této práci. Mezi typové prvky patří hlavně ramena a klouby. Tyto prvky zásadním způsobem ovlivňují parametry celého mechanismu, kterými jsou: velikost pracovního prostoru, úhel natočení platformy a směr působení sil v mechanismu, to je dáno jejich uspořádáním.

### Klouby [1]

O tom jakých pracovních přesností stroj dosáhne rozhodují významnou měrou klouby, které svojí geometrickou nepřesností způsobují odchylku od matematického modelu. Zkráceně by se dalo říci, že klouby přenáší sílu z platformy na bázi.

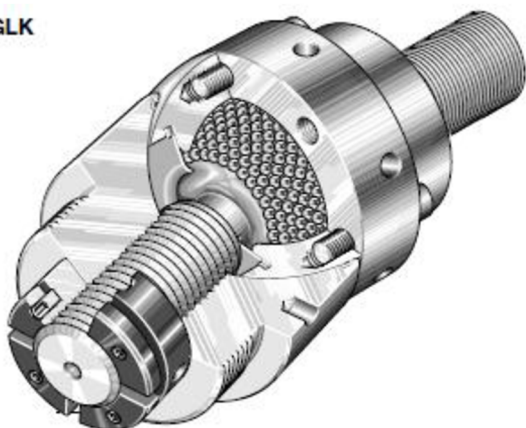
#### Požadavky kladené na klouby:

- Všechny osy natáčení jednoho kloubu se kříží v jednom bodě.
- Kloub při zatížení podléhá malým deformacím (nutná vysoká tuhost).
- Co největší dosažitelný úhel natočení.
- Dostatečná dynamická tuhost.
- Klouby předepnuty, pro zajištění chodu bez vůle a zvýšení tuhosti (zvyšuje tření a tím vzniká nežádoucí oteplování, a s tím spjaté zvýšené opotřebení).

Zatím u PM neexistuje výpočet, kterým by se zjistila životnost kloubu. Životnost se prozatím určuje srovnáním podobných vodících jednotek. Zkoumání vlastností kloubů je složité a jedná se o samostatnou vědní disciplínu.

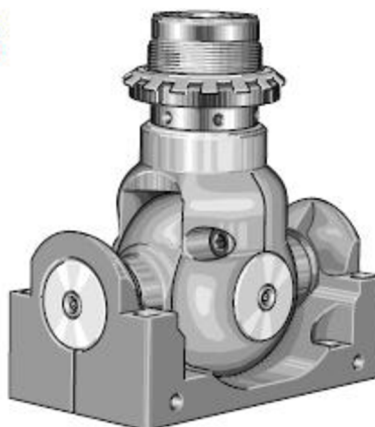
Jako klouby pro PM se často využívají klouby „normalizované“ užívané i u jiných strojů (možno vidět na Obr. 66). Existují ale i typy, které jsou navrženy speciálně pro paralelní mechanismy. Například firma SCHAEFFLER, která tyto speciální klouby vyrábí.

GLK



**Obr. 28 Kuličkový kloub GLK [14]**

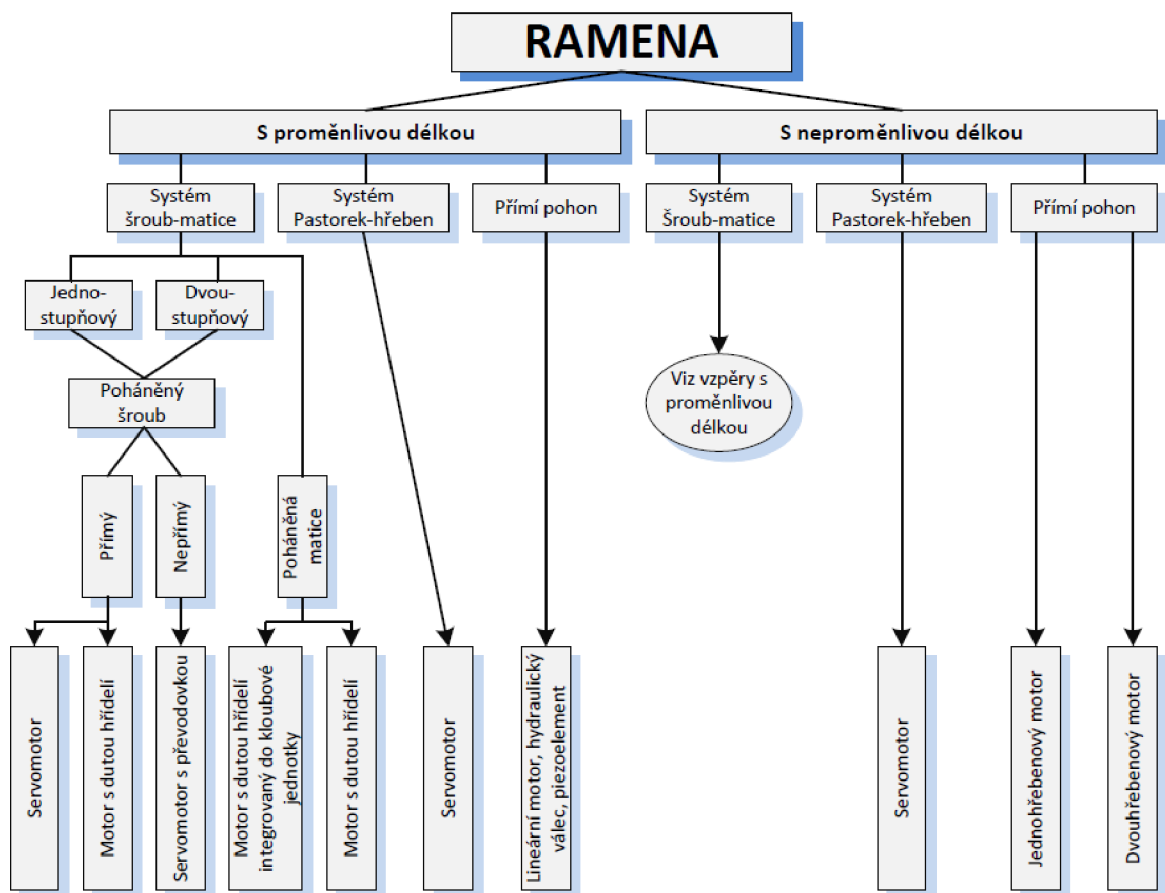
GLK 2  
GLK 3



**Obr. 29 Univerzální kloub GLK 2 [14]**

**Ramena [1]**

Obdobně jako klouby i ramena se podílí na přenosu síly od platformy na bázi. Díky paralelnímu uspořádání ramen má celý mechanismus vysokou celkovou tuhost. Tento fakt rozhoduje o pracovní přesnosti stroje s paralelní kinematickou strukturou. Na obrázku Obr. 30 je vyobrazeno rozdělení ramen dle provedení a dle druhu pohonu. Dále významnou měrou ovlivňují konstrukci ramen měřicí systémy.



**Obr. 30** Možnosti provedení ramen s ohledem na druh pohonu [1]

**4.9. Způsob přesného řízení lineárního hydraulického pohonu**

Obvyklá dosažitelná přesnost polohování v závislosti na použitých světlostech a v případě proporcionálního servo-ventilu je:

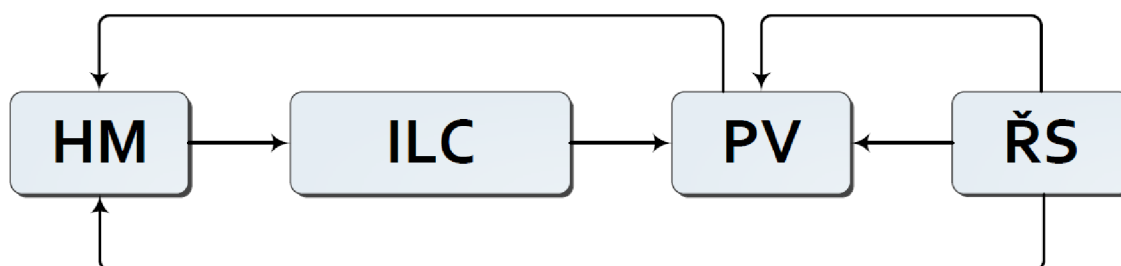
$$\Delta_{pol} = \pm 0,1 \text{ mm}$$

Lze dosáhnout i vyšších přesností, ale za cenu značného navýšení nákladů, z důvodu využití speciálních senzorů polohy, který má přesnost o řád vyšší než proporcionální servo-ventil.

Potom je možné dosáhnout přesnosti polohování:

$$\Delta_{pol} = \pm 0,05 \text{ mm}$$


Důležitou podmínkou pro přesné řízení je mít ventil přímo integrován na hydraulickém válci, aby byla minimalizována délka potrubí ke spotřebiči (samotnému hydraulickému válci). Na Obr. 31 možno vidět blokové schéma hydromotoru s přesným polohováním.



**Obr. 31 Blokové schéma hydromotoru s přesným polohováním**

Kde: **HM** = hydromotor lineární  
**ILC** = inkrementální lineární snímač  
**PV** = proporcionální ventil  
**ŘS** = řídicí systém




	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 49
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## 5. Dílčí závěr

V první části této práce byl vytvořen celkový pohled na problematiku paralelních mechanismů, nejprve bylo nutné probrat základní pojmy. V úvodu byla probrána oblast historie, která položila základ pro další rozvoj PM, následně muselo být zjištěno, jak lze definovat roboty, k tomu sloužila stejnojmenná kapitola, která se zabírala rozdělením robotů, kinematickými strukturami. Tato práce dále pojednává o typech kinematických řetězců, rozdílem, výhodami a nevýhodami sériové a paralelní kinematiky. Je považováno za neméně důležité nahlédnout do průmyslových oblastí, kde se již s úspěšností využívají PM pro různé technologické operace. Jedno z posledních zpracovaných témat v úvodní části bylo najít společných charakteristických znaků nejužívanějších konstrukcí PM.

Po vyřešení úvodní části bude následovat návrh hydraulického lineárního pohonu určeného pro robot s paralelní kinematickou strukturou. Pro funkci pohonu bude nutné zvolit proporcionální ventil, který bude dostávat informace o poloze ze snímače polohy umístěného v pohonu samotném. Součástí práce bude návrh hydraulického obvodu jedné větve, výkresová dokumentace sestavy, vybraných dílů, ekonomické zhodnocení návrhu, nástin analýzy rizik, ideový návrh robou s PKS využívající tuto jednotku. Celá práce bude zakončena závěrem a vyhodnocení vlastností lineární jednotky.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 50
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## 6. Návrh lineární jednotky s hydraulickým pohonem

V této kapitole bude proveden postup vedoucí k návržení lineární jednotky s hydraulickým pohonem, jsou určeny tyto parametry: průměr pístnice a pístu, tloušťka stěny válce, a to s ohledem na zadané vstupní parametry, které jsou uvedeny níže

### **Vstupní parametry:**

- Největší tlačná a tažná síla 1000 N
- Největší přídržná (statická) síla 500 N
- Zdvih 500 mm
- Přímočará rychlost při zátěži/naprázdko 25 / 100mm/s
- Hnací lineární hydromotor se vstupním tlakem 8 MPa (80 bar)

V této jednotce bude implementováno odměřování polohy pro získání údaje o délce vysunutí pístnice, na jejímž základě bude pohon proporcionálním ventilem polohován. Po vypočítání základních parametrů bude provedena kontrola, prozatím samotné pístnice na vzpěr. Poté budou dořešeny další prvky nezbytné pro celkovou funkčnost lineárního hydraulického pohonu, kterými jsou veškeré těsnící prvky, dále návrh předpokládaného uložení lineárního pohonu k bázi v rámci využití na stroji.

Po návrhu tohoto uložení bude zkontrolován celý pohon na vzpěr. Tento výpočet bude obdobný, jako předchozí kontrola vzpěru, ale bude zde již zohledněno uložení celého pohonu, tudíž výpočet bude více odpovídající skutečnosti.

Následně bude vytvořen 3D model pohonu, popsána celková konstrukce, a provedeny další části zadání diplomové práce.

### **6.1. Volba snímače polohy**

Volba snímače je uvedena před samotným návrhem pohonu a to z důvodu, že bude významnou měrou ovlivňovat celkový rozměr pístnice a tím celého lineárního pohonu. Pro odměřování polohy tohoto typu, tj. odměřování polohy pístnice, jsou velice vhodné a hojně využívané tyčové snímače.

Při volbě bude uvažováno několik typů. Odměřování bude hodnoceno z hlediska odolnosti vůči vnějšímu tlaku od hydraulické kapaliny, dosažitelné opakovatelnosti, co nejkompaktnějších zástavbových rozměrů, celkové složitosti zabudování a celkového měřicího rozsahu.



### 6.1.1. Lineární senzor EDS

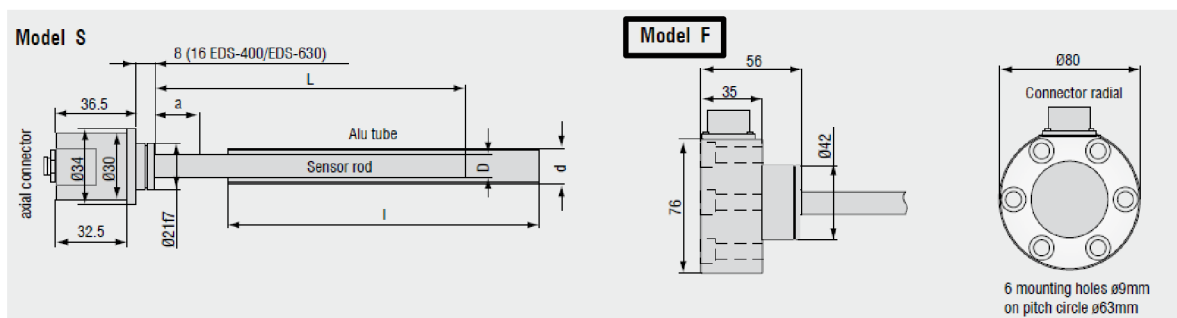
První porovnávaný senzor od firmy Micro-Epsilon je vhodný pro měření polohy hydraulických válců do délky 630 mm. Jako snímaný element je použita hliníková trubka zabudovaná do pístní tyče. Senzor se snímaným elementem není v kontaktu a tak nedochází ke vzájemnému opotřebení.



Obr. 32 Lineární senzor EDS [15]

Tab. 7 Parametry senzoru EDS [15]

Typová řada	EDS-630-F-SR-I
Přípevnění	6x díra pro šroub
Odolnost proti tlaku u 8mm tyčinky	450 bar
Rozlišení systému	0,315mm
Výstupní napětí	4 – 20mA
Pracovní teplota	–40 až + 85°C
Proudový odběr	18 – 30VDC



Obr. 33 Rozměry senzoru EDS [15]

### 6.1.2. Lineární senzor MicroPulse BTL7

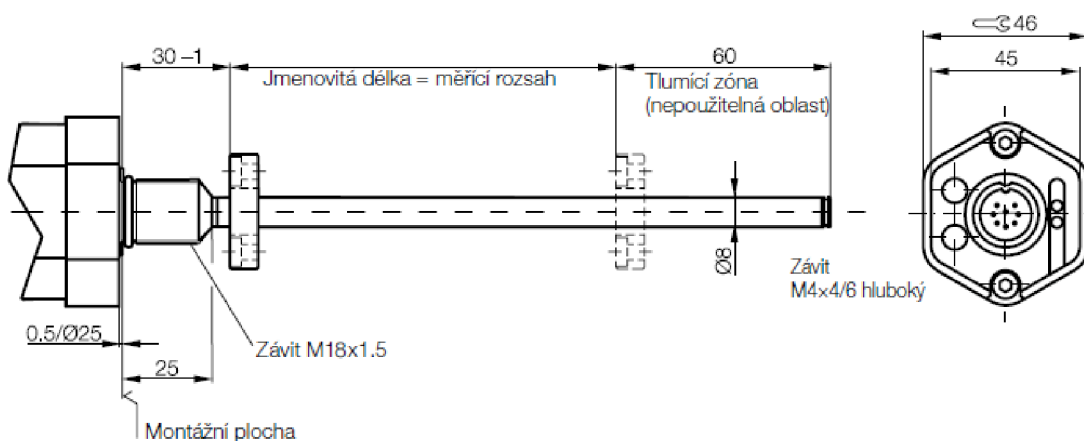
Tento uvažovaný senzor, jehož výrobcem je firma Balluff CZ s.r.o. [16], je magnetostrikční lineární snímač polohy, který je vhodný pro optimální řízení chodu s vysokou dynamičností.



Obr. 34 Senzor MicroPulse BTL7 [17]

Tab. 8 Parametry senzoru BTL7 [17]

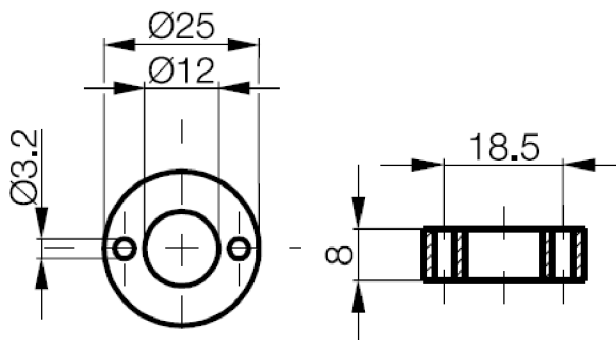
Typová řada	BTL7 – G110-M0600-B-S32 tyčová
Přípevnění	Závit M18x1.5
Odolnost proti talku u 8mm tyčinky	250 bar při zabudování v hydraulickém válci
Rozlišení systému	$\leq 0.33 \text{ mV}$
Hystereze	$\leq 5 \mu\text{m}$
Výstupní napětí	$-10 \dots 10\text{VDC}$ a $10 \dots -10\text{VDC}$
Opakovatelnost	Rozlišení systému/min. $2 \mu\text{m}$ , tj. $0.16 \mu\text{m}$
Pracovní teplota	$-40 \dots +85^\circ\text{C}$
Proudový odběr	$20 \dots 28 \text{ VDC}$



Obr. 35 Rozměry BTL7 [17]

**Magnet snímače BTL**

Permanentní magnet senzoru slouží jako ukazatel polohy (snímaný objekt).  
Volen magnet typu BTL-P-1012-4R-PA.



Obr. 36 Rozměry magnetu senzoru BTL [17]

**6.1.3. Lineární senzor Temposonics EH**

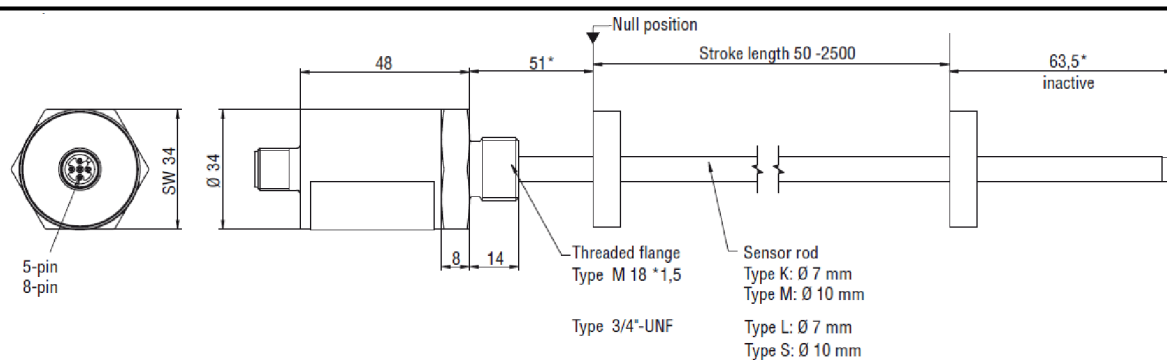
Stejně jako u předchozího se jedná o magnetostrikční senzor. Výrobce tohoto snímače je firma Alpha International s.r.o.



Obr. 37 Senzor Temposonics EH [18]

Tab. 9 Parametry senzoru EH [18]

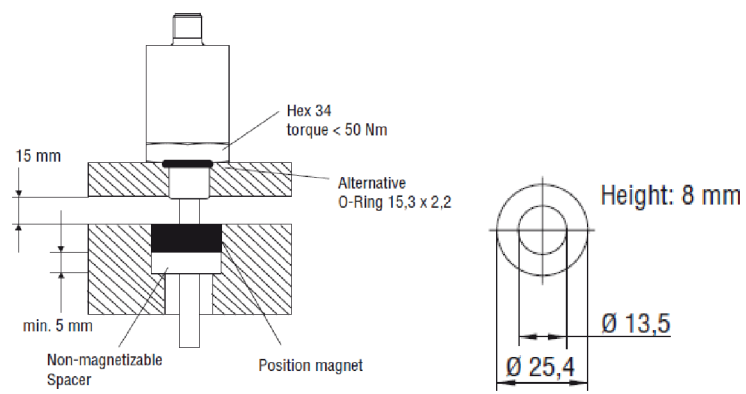
Typová řada	Temposonics EH – Typ K
Přípevnění	Závit M18x1.5
Odolnost proti talku u 8mm tyčinky	530 bar při zabudování v hydraulickém válci
Rozlišení systému	Start/stop: 0,1 / 0,01 / 0,005mm
Výstupní napětí	0 – 10VDC a 10 – 0VDC
Opakovatelnost	6 μm
Pracovní teplota	–40 ... + 75°C
Proudový odběr	24 VDC



**Obr. 38 Rozměry senzoru EH [18]**

### Magnet senzoru EH

V případě užití magnetu pro tento senzor je nutné počítat se zabudováním nemagnetického vymezovače. Číslo voleného magnetu 400 533.



**Obr. 39 Zabudování magnetu do magnetického materiálu a rozměry magnetu [18]**

### Párové porovnání

Párovým porovnáním vyberu vhodnou variantu. Konkrétně bude provedena metoda kardinální.

**Tab. 10 Párové porovnání senzorů**

Parametr	Váha	Ocenění			Syntéza		
		EDS	BTL7	EH	EDS	BTL7	EH
Opakovatelnost	40	x	0,16μm	6μm	80	200	120
		2	5	3			
Složitost zabudování	30	6xš roub	1xš roub	1xš roub	90	150	150
		3	5	5			
Průměr snímače	20	12mm	8mm	7mm	40	80	100
		2	4	5			
Proudový odběr	20	max 30 V	max 28 V	max 24 V	60	80	100
		3	4	5			
<b>Celkem</b>					<b>270</b>	<b>510</b>	<b>470</b>

Dle Tab. 10 bude použit snímač BTL7, který má nejvyšší hodnotu. Tj. daným kritériím nejlépe vyhovuje.



## 6.2. Výpočtu minimálního průměru pístu a tloušťky stěny válce

Pro určení minimálního průměru pístu je zřejmé, že výpočet bude proveden ze síly tlačné a tlaku. Navíc je bráno v potaz zabudování senzoru polohy. Pro snímání byl použit magnetostrikční lineární senzor pohybu, který je svoji stavbou velice vhodný pro měření polohy pístu. Materiál pístní tyče dle ČSN 16 532.4 vhodný pro vysoce namáhané strojní součásti. Materiál válce a dalších kovových částí dle ČSN 11 550.0 vhodný pro vysokotlaká hydraulická zařízení [19].

Vstupní hodnoty výpočtu:

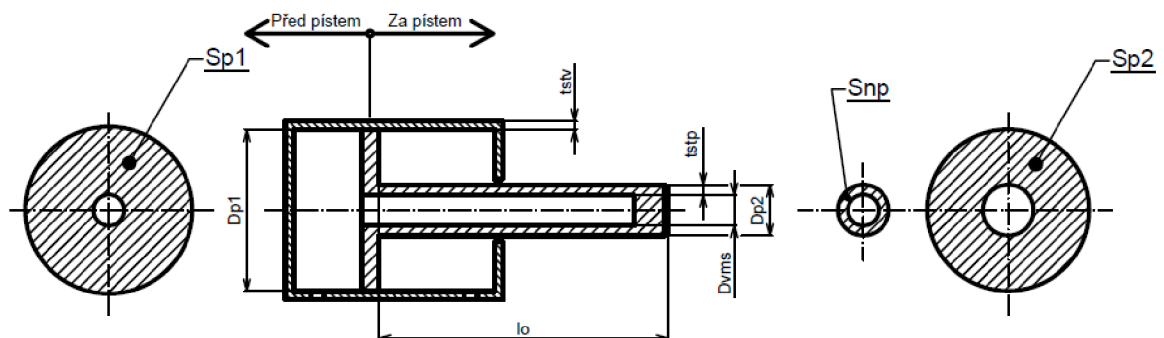
$F_{tl} = 1000 \text{ N}$	Síla tlačná
$F_{st} = 500 \text{ N}$	Síla statická (přidrzná)
$l_{zdvih} = 0,5 \text{ m}$	Délka zdvihu
$p_{vs} = 8 \text{ MPa}$	Vstupní tlak

### 6.2.1. Výpočtu minimálního průměru pístu

Výpočet vychází ze známého vzorce pro výpočet tlaku:

$$\text{Obecně: } p = \frac{F}{S} \quad (6.1)$$

Z rovnice (6.1) je vyjádřena plocha, kterou musí mít píst minimálně, pro dodržení vstupních hodnot. Z Obr. 40 je zřejmé, že  $S_{p1} > S_{p2}$  a proto byla použita k výpočtu právě plochu  $S_{p2}$ , aby byla dodržena tažná síla 1000 N.



Obr. 40 Schéma pístu

$$\text{Po úpravách } S_{p2} = \frac{F_{tl}}{p_{vs}} = \frac{1000 \text{ N}}{8 \text{ MPa}} = 1,25 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (6.2)$$

Kde:  $S_{p2} [\text{m}^2]$  - Plocha za pístem

Pro výpočet průměru válce  $D_{p1}$  musel být použit vzorec pro mezikruží.

$$\text{Obecně: } S = \pi \cdot \frac{D_{p1}^2 - D_{p2}^2}{4} \quad (6.3)$$

Úpravou vzorce (6.3) získáme vzorec pro výpočet  $D_{p1}$  ve tvaru:

$$D_{p1} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{p2}}{\pi} + D_{p2}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,25 \cdot 10^{-4} \text{m}^2}{\pi} + 0,02^2} \cong 0,024 \text{m} \quad (6.4)$$

Kde:  $D_{p1}$  [m] - Průměr před pístem  
 $D_{p2}$  [m] - Průměr za pístem

Hodnota  $D_{p2} = 20 \text{mm}$  navržena, dle normovaného polotovaru s ohledem na vnitřní průměr  $D_{vms}$ . Průměr  $D_{p1}$  vyšel  $24 \text{mm}$ , ale z důvodu zabudování magnetu snímače (viz. Obr. 36) hodnota  $D_{p1} = 30 \text{mm}$ , tím se zvětší celková tlačná síla, kterou lze však řídit změnou vstupního tlaku.

Výsledkem je tloušťka stěny pístnice:

$$t_{stp} = \frac{D_{p2} - D_{vms}}{2} = \frac{20 \text{mm} - 12 \text{mm}}{2} = 4 \text{mm} \quad (6.5)$$

Pro výpočet minimální tloušťky stěny válce bylo užito vzorce pro tenkostěnné nádoby ze zdroje [20], jen veličiny byly přeznačeny pro tento výpočet:

$$\text{Obecně } t_{stv} = \frac{p_{vs} \cdot D_{p1}}{2 \cdot \sigma_d \cdot z - p_{vs}} \quad (6.6)$$

Kde:  $\sigma_d$  [MPa] - Dovolené namáhání materiálu  
 $z$  [-] - Součinitel svarového spoje

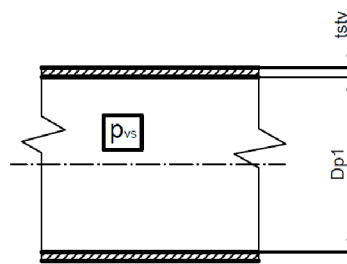
Doposud jsou známé všechny hodnoty, krom  $z$  a  $\sigma_d$ . Protože válec nebude vyroben technologií svařování je součinitel svarového spoje  $z = 1$ . Pro určení  $\sigma_d$  byl využit předpoklad, že pohon bude namáhán tlakem či tahem. Potom dle [21](str. 26) platí vztah:

$$\text{Pro TAH: } 0,45 \cdot R_e \leq \sigma_d \leq 0,60 \cdot R_e \quad (6.7)$$

$$\text{Volím: } \sigma_d = 0,50 \cdot R_e = 0,50 \cdot 295 \text{MPa} = 147,5 \text{MPa} \quad (6.8)$$

Kde:  $R_e$  [MPa] - Mez kluzu, určena dle [19]



**Obr. 41 Výpočet stěny válce**

Nyní dosazením do vzorce (6.6) získáme minimální tloušťku stěny válce:

$$t_{stv} = \frac{p_{vs} \cdot D_{p1}}{2 \cdot \sigma_d \cdot z - p_{vs}} = \frac{8 \text{MPa} \cdot 30 \text{mm}}{2 \cdot 147,5 \text{MPa} \cdot 1 - 8 \text{MPa}} \cong 0,84 \text{mm} \quad (6.9)$$

Tloušťka stěny válce s ohledem na bezpečnost a technologii výroby (válec soustružen z bezešvé trubky) je volena  $t_{stv} = 3 \text{mm}$ .

### 6.3. Kontrola pístnice na vzpěr

Po prvním návrhu rozměrů pístnice je nutné provést její kontrolu na vzpěr. Postup výpočtu bude proveden dle přednášek absolvovaných v akademickém roce 2010/2011 (zimní semestr, 3. ročník, 1. stupeň) v rámci předmětu Dopravní a manipulační zařízení, jehož garantem je Ústav automobilního a dopravního inženýrství.

Zdvih je zadán  $l_{zdvih} = 500 \text{mm}$ , ale při výpočtu je počítáno se zdvihem  $l_0 = l_{zdvih} + 150 \text{mm} = 650 \text{mm}$  a to z důvodu, že zatím nebylo navrženo, jak se k pístní tyči pohonu připojí další elementy.

V prvním kroku budou určeny vlastnosti namáhaného prutu ( $I_{min}, S_{np}$ ) a štíhlost  $\lambda_s$  prutu. Toto je nutné, abychom určily, zda je prut namáhán v oblasti prostého tlaku, nepružného vzpěru nebo pružného vzpěru.

Minimální poloměr setrvačnosti průřezu prutu určím dle:

$$\text{Obecně: } i = \sqrt{\frac{I_{min}}{S_{np}}} \quad (6.10)$$

Kde:  $I_{min} [m^4]$  - kvadratický modul průřezu  
 $S_{np} [m^2]$  - plocha namáhaného průřezu, možno vidět na Obr. 40  
 $i [m]$  - minimální poloměr setrvačnosti

Pro vyjádření kvadratického modulu průřezu bude použit známý vzorec pro mezikruží [21]:

$$I_{min} = \frac{\pi}{64} \cdot (D_{p2}^4 - D_{vms}^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (0,02^4 m - 0,012^4 m) \cong 6800 \text{ mm}^4 \quad (6.11)$$

Vyjádření plochy namáhaného průřezu je dáno podobným vzorcem [21]:

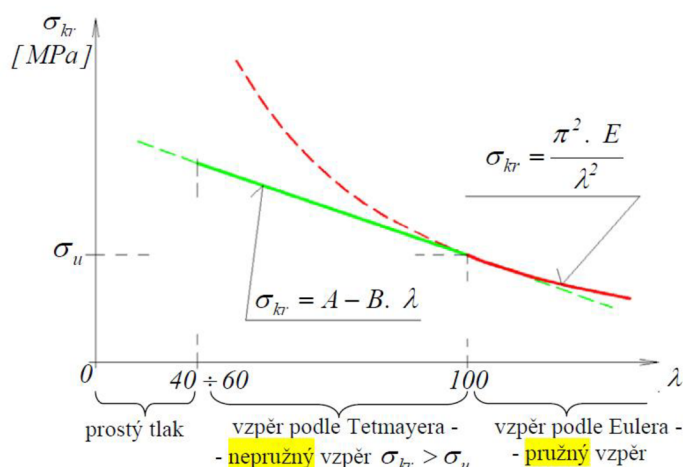
$$S_{np} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{p2}^2 - D_{vms}^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,02^2 m - 0,012^2 m) \cong 201 \text{ mm}^2 \quad (6.12)$$

Po dosazení do vzorce (6.6) hodnoty  $I_{min}$  a  $S_{np}$ :

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{S_{np}}} = \sqrt{\frac{6800 \text{ mm}^4}{201 \text{ mm}^2}} \cong 5,83 \text{ mm} \quad (6.13)$$

Štíhlost prutu určena dle poměru délky a poloměru setrvačnosti:

$$\lambda_s = \frac{l_0}{i} = \frac{0,65 m}{0,00583 m} \cong 112 \quad (6.14)$$



**Obr. 42 Rozlišení namáhání štíhlých prutů tlakovou silou**

Na základě hodnoty štíhlosti prutu, vychází z Obr. 42, že se jedná o vzpěr podle Eulera, tj. pružný vzpěr. Proto bude použit Eulerův vzorec, na jehož základě bude přes sílu zjištěna bezpečnost, která bude následně vyhodnocena.

$$\text{Eulerův vztah: } \sigma_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda_s^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}}{112^2} \cong 165 \text{ MPa} \quad (6.15)$$

Kde:  $\sigma_{kr} [\text{MPa}]$  - kritické napětí z hlediska vzpěru  
 $E [\text{MPa}]$  - modul pružnosti v tahu/tlaku  
 $\lambda [-]$  - štíhlost prutu

Z Eulerova vztahu je vyjádřena síla  $F_{kr}$ , kterou následně porovnám se silou  $F_{tl}$ . Jejich poměrem získám bezpečnost. Při výpočtu vzpěru někdy nazývaná bezpečnost dle Eulera  $k_e$ .



Pro získání z  $\sigma_{kr}$  sílu  $F_{kr}$  užití vzorec:

$$\text{Platí vztah: } \sigma_{kr} = \frac{F_{kr}}{S_{np}} \quad (6.16)$$

Úpravou získám vztah:

$$F_{kr} = \sigma_{kr} \cdot S_{np} = 165 \text{ MPa} \cdot 201 \text{ mm}^2 = 33220 \text{ N} \quad (6.17)$$

Podmínka vhodnosti prutu:

$$F_{tl} < \frac{F_{kr}}{k_e} \Rightarrow k_e = \frac{F_{kr}}{F_{tl}} = \frac{33220 \text{ N}}{1000 \text{ N}} \cong 33 \quad (6.18)$$

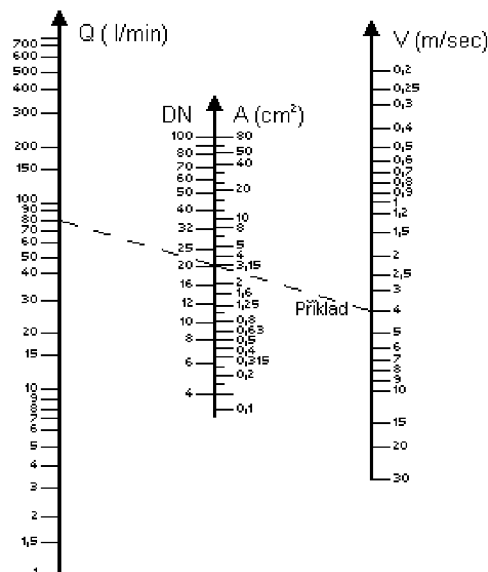
Kde:  $F_{kr} [N]$  -kritická síla  
 $F_{tl} [N]$  -tlačná síla  
 $S_{np} [m^2]$  -plocha namáhaného průřezu  
 $k_e [-]$  -bezpečnost dle Eulera

Vzhledem k vypočítané hodnotě bezpečnosti nedojde k vybočení prutu (pístní tyče).

Po detailnějším navržení lineárního pohonu, tj. po navržení přesnějších rozměrů celé sestavy lineárního pohonu ovlivněnou šířkami materiálu, ale i těsnících prvků bude zkontrolován na vzpěr lineární pohon jako celek.

#### 6.4. Návrh vstupních/výstupních otvorů

Velikost vstupních či výstupních otvorů bude mít vliv na dosažitelnou rychlost vysouvání/zasouvání pístní tyče. Pro určení potřebného rozměru bude vycházeno z nomogramu umožňujícího provádění výpočtů pomocí geometrických konstrukcí a čtením přímo z tohoto diagramu. V tomto případě nomogram pro hydraulické oleje.



Obr. 43 Obecný nomogram pro hydraulické oleje [22]

Z Obr. 43 je zřejmé, které hodnoty jsou potřebné pro sestavení konkrétního nomogramu, na jehož základě budou zvoleny vstupní a výstupní otvory.

Z průměru  $D_{p1}$  určím plochu a při maximální délce zdvihu, tj.  $l_{zdvih} = 500mm$  je získán celkový objem pohonu  $V_c$ :

$$V_c = l_{zdvih} \cdot \pi \cdot \frac{D_{p1}^2}{4} = 0,5m \cdot \pi \cdot \frac{0,03^2m}{4} = 0,353l \quad (6.19)$$

Při výpočtu bude brána v potaz rychlost vysouvání na prázdno, protože je vyšší a její hodnota je:  $v_n = 0,1m/s$

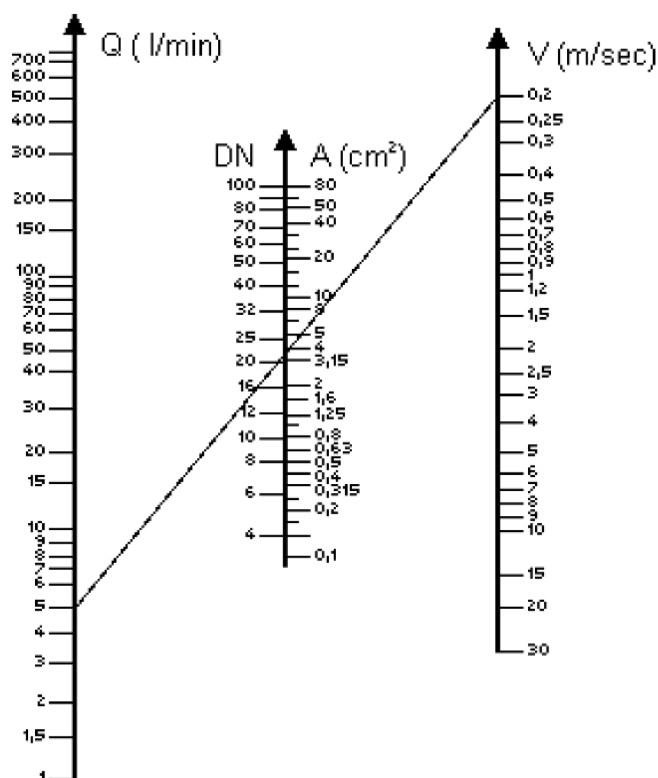
Ještě chybí pro vyjádření hodnoty průtoku  $Q_m$  čas zdvihu, který zjistíme:

$$t_{zdvih} = \frac{l_{zdvih}}{v_n} = \frac{0,5m}{0,1m/s} = 5s = 0,083min \quad (6.20)$$

Nyní průtok je dán:

$$Q_m = \frac{V_c}{t_{zdvih}} = \frac{0,353l}{0,083min} = 4,241l/min \quad (6.21)$$

Z Obr. 43 jsou viditelné meze hodnot nomogramu a rychlost  $v_n$  je mimo, tudíž je volen na nejbližší vyšší hodnotu, tj.  $v_n = 0,2m/s$ . Průtok také zaokrouhlíme na nejbližší vyšší hodnotu, tj.  $Q_m = 5l/min$ .



Obr. 44 Konkrétní nomogram pro určení průměru otvorů

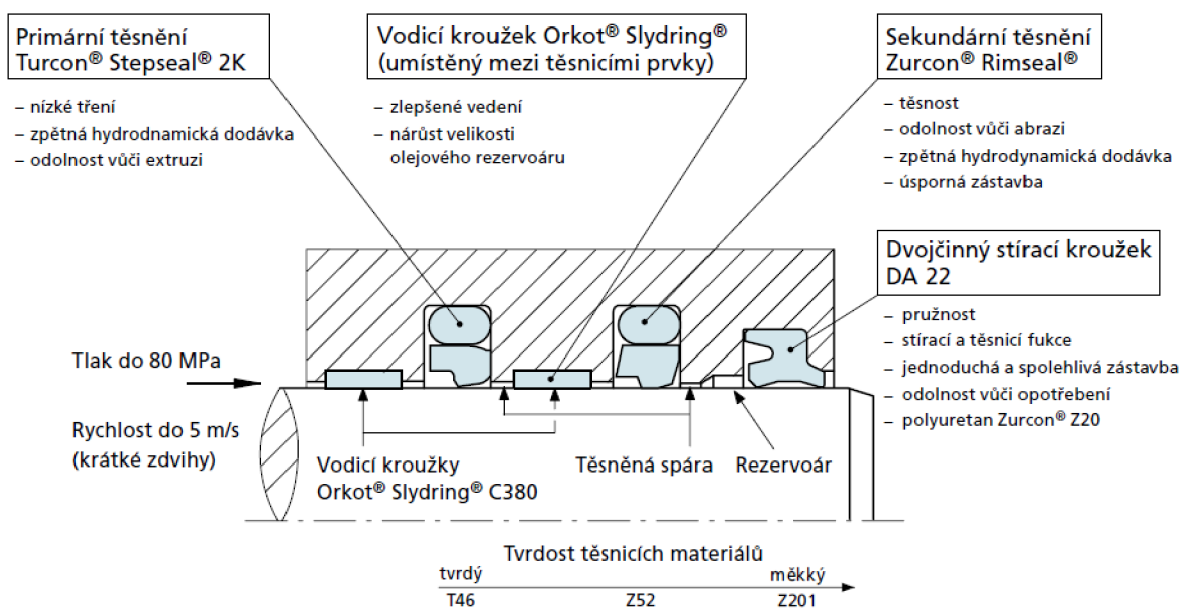
Na základě Obr. 44 volím otvor vstupu a výstupu nejbližší vyšší DN 25.



## 6.5. Volba těsnění pohonu

Těsnění pístu, pístnice, stírací a vodící kroužky jsou nezbytnou součástí pro správnou funkci lineárních hydromotorů. Pro tuto aplikaci jsou veškeré prvky těsnícího systému voleny od firmy TSS Trelleborg. Těsnění pístnice zabraňují úniku kapaliny z pracovního prostředí hydromotoru do okolního prostředí. Těsnění pístu zabraňuje průchodu kapaliny z jednoho pracovního prostoru do druhého přes větší průměr pístu [23].

Neustále se zvyšující požadavky na ochranu životního prostředí vedly k těsnícím systémům zálohovaným, u kterých není těsnící funkce ponechána pouze na jednom těsnění, ale jednotlivé těsnící prvky jsou uspořádány v tandemovém provedení [23].



Obr. 45 Zálohovaný těsnící systém pístnice [23]

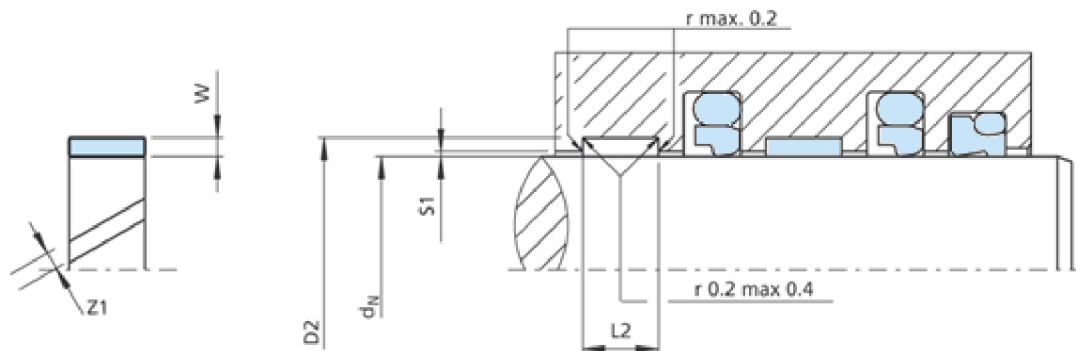
Tento způsob těsnění bude použit při těsnění pístnice, tj. mezi prostorem za pístem a okolím, kde by při průsaku došlo k znečištění okolí. V případě těsnění pístu bude užit standardní způsob těsnění a to interakce stíracího, vodícího kroužku a užití samotného těsnícího prvku.

### 6.5.1. Těsnění pístnice

Již z předchozích úvah, je dáno, že bude užit zálohovaný těsnící systém pístnice (viz. Obr. 45), proto nyní následuje volba těchto prvků.

### Vodící kroužky Orkot Slydring pro pístnice

Vodící kroužky zabraňují kontaktu kov/kov mezi pístem či pístnicí a protipovrchem a zároveň zachycují radiální zatížení. Tento vodící kroužek je vhodný pro vysoké radiální zatížení, tlumí vibrace a dobře pohlcuje cizí částice [24]. Místo kroužku C380 byl zvolen totožný kroužek s označením POTBW



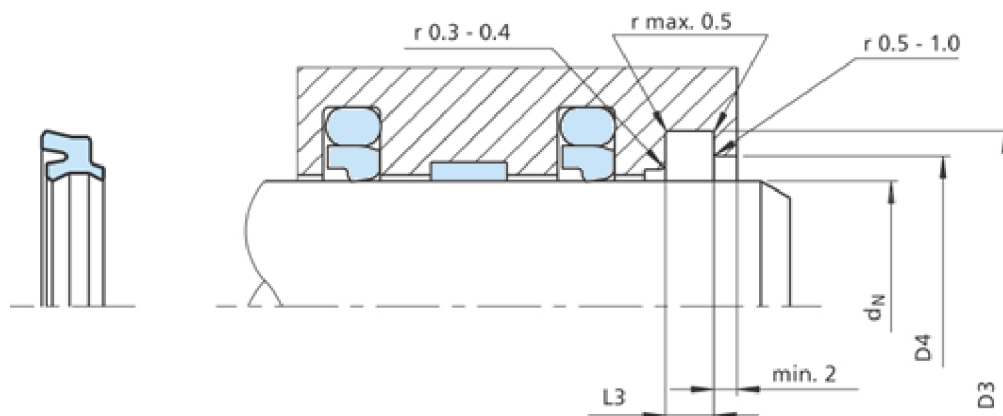
Obr. 46 Rozměry vodícího kroužku [24]

Tab. 11 Parametry vodícího kroužku Orkot Slydring pro pístnice [24]

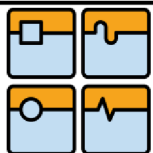
Číslo položky	GR4300200 – POTBW
Průměr pístnice $d_N$ f8/h9	20,0 mm
Průměr drážky $D_2$ H8	23,1 mm
Šířka drážky $L_2 + 0,2$	4,0 mm
Šířka kroužku $W$	1,55 mm
Mezera kroužku $z_1$	3,0 mm

### Stírací kroužek pístnice

Byl zvolen stírací kroužek dvojčinný Zurcon Scraper DA22. Jedná se o polyuretanový stírací kroužek s těsnicím a stíracím břitem.



Obr. 47 Rozměry stíracího kroužku Zurcon DA22 [24]

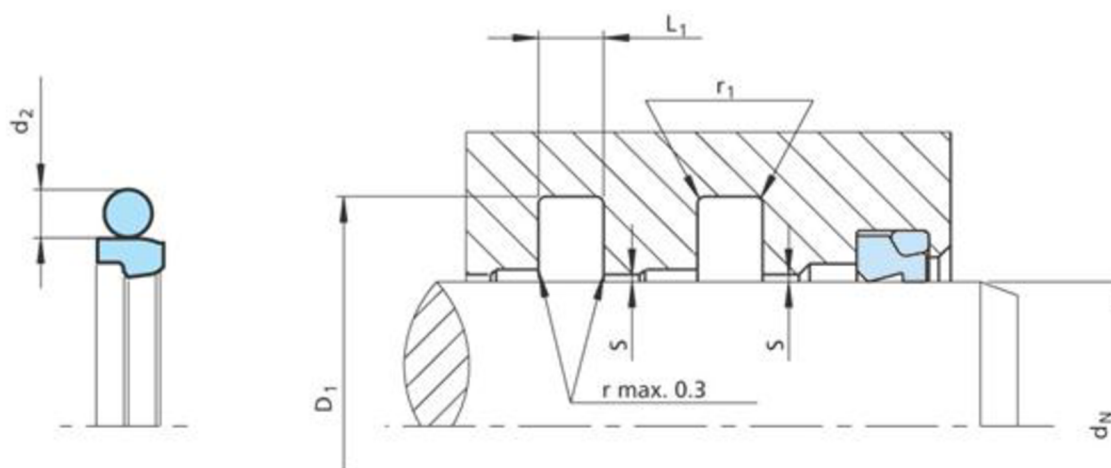


Tab. 12 Parametry stíracího kroužku [24]

Číslo položky	WD2200200 – Z201
Průměr pístnice $d_N$ f8/h9	20,0 mm
Průměr drážky $D_3$ H9	26,0 mm
Šířka drážky $L_3 + 0, 1$	4,0 mm
Průměr vrtání $D_4$ H11	22,5 mm

### Primární těsnění pístnice

Bylo zvoleno primární těsnění Turcon Stepseal 2K, protože dle Obr. 45 je vhodné pro zálohovaný těsnicí systém. Jedná se o jednočinné těsnění pístu předepnuté pomocí O-kroužku, určené pro dynamické aplikace. Vysoká těsnicí účinnost, nízké tření bez „stick-slip“ efektu a minimální síla potřebná pro přechod z klidu do pohybu [24].



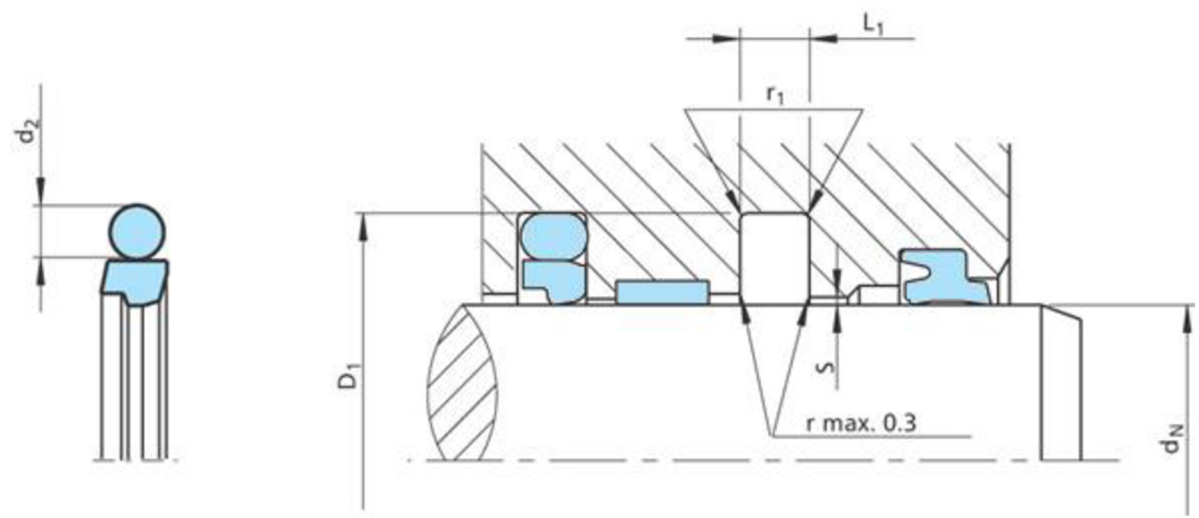
Obr. 48 Rozměry primárního kroužku Turcon [24]

Tab. 13 Parametry těsnění Turcon Stepseal 2K [23]

Číslo položky	RSK100200 – T46N
Průměr pístnice $d_N$ f8/h9	20,0 mm
Průměr drážky $D_1$ H9	27,3 mm
Šířka drážky $L_1 + 0, 2$	3,2 mm
Radiální vůle $S_{max}$	0,40 mm
O-kroužek velikost	21,89x2,62mm
O-kroužek číslo položky	ORAR00118

**Sekundární těsnění pístnice**

Pro systém těsnění zálohování je užít dvou těsnění první, primární je již zvoleno, nyní bude zvoleno sekundární (pojišťovací) těsnění. Bylo voleno sekundární těsnění označováno Zurcon Rimseal, toto těsnění má stejné rozměry jako těsnění primární (voleno Turcon Stepseal 2K) jen je měkčí, tím je zaručeno dokonalé těsnění [24].



Obr. 49 Rozměry těsnění Zurcon Rimseal [24]

Tab. 14 Parametry těsnění Zurcon Rimseal [23]

Číslo položky	RR1500200 – Z52N
Průměr pístnice $d_N f8/h9$	20,0 mm
Průměr drážky $D_1 H9$	27,3 mm
Šířka drážky $L_1 + 0,2$	3,2 mm
Radiální vůle $S_{max}$	0,40 mm
O-kroužek velikost	21,89x2,62mm
O-kroužek číslo položky	ORAR00118

**6.5.2. Těsnění pístu**

Těsnění pístu, jak již dříve bylo zmíněno, je voleno od firmy TSS Trelleborg, systém těsnění pístu se bude skládat ze dvou vodicích a jednoho těsnícího kroužku. Kroužek stírací není potřebné implementovat z důvodu, že píst není přímo v kontaktu s okolím, tj. nečistoty zvenčí zachytí již stírací kroužek pístnice.



**Volba těsnícího prvku**

Dle [25], Tabulka 1 Kritéria pro výběr těsnění pístu, možno vidět na Obr. 50 bylo zvoleno těsnění Turcon Glyd Rind T z materiálu Turcon T46.



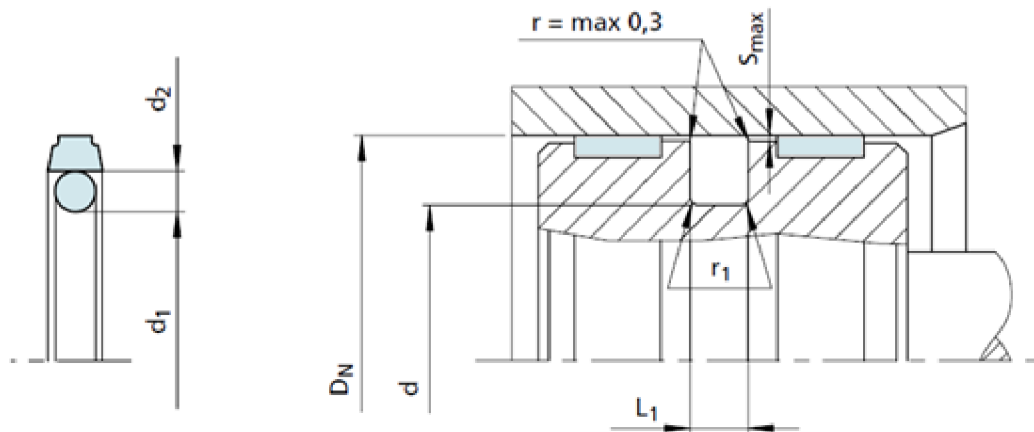


Tabulka I Kritéria pro výběr těsnění pístu

Těsnění	Applikace, zatížení					Funkce	Norma	Rozsah průměrů	Technické údaje*			Standardní materiály těsnících prvků			
	Typ	Strana	Oblast použití	Lhké	Střední				Těžké	Rozsah pracovních teplot**	Maximální pracovní rychlost		Maximální pracovní tlak		
Je nečistěná				Dvojčinná	ISO/DIN	[mm]	[°C]	[m/s]	[MPa]						
Turcon® Glyd Ring® T 	1	Mobilní hydraulika	●	●	●	●	7425/1	8-2700	-45 až +200	15	60	Turcon® T46			
		Standardní válce	●	●	●						60	Turcon® T29			
		Obráběcí stroje	●	●	●						20	Turcon® T05			
		Vstrikovací lisý	●	●	●						8-2300	-45 až +100	2	80	Zurcon® Z51
		Lisý	●	●	●										
		Automobilní průmysl	●	●	●										
Turcon® Glyd Ring® 	23	Mobilní hydraulika	●	●	●	●	7425/1	8-2700	-45 až +200	15	60	Turcon® T46			
		Obráběcí stroje	●	●	●						60	Turcon® T29			
		Vstrikovací lisý	●	●	●						20	Turcon®			

Obr. 50 Výřez z tabulky pro výběr těsnění pístu [25]

Těsnění Turcon Glyd Ring T z materiálu Turcon T46 je dvojčinné těsnění s elastomerovým předepínacím prvkem. Těsnění má velmi dobrou statickou těsnost, nízké tření, žádný „stick-slip“ efekt, jednoduchý tvar drážky, vhodnost pro nové ekologické hydraulické kapaliny [25].



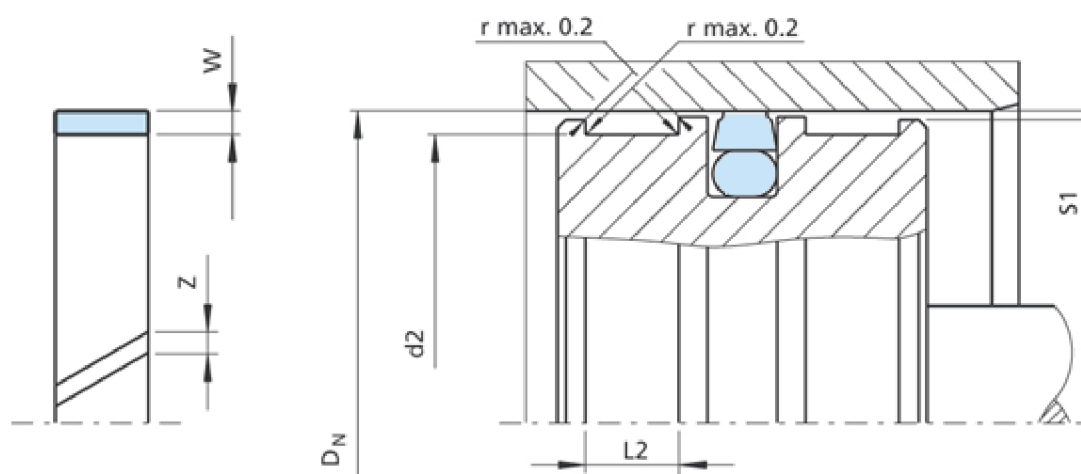
Obr. 51 Rozměry těsnění Turcon Glyd Ring T

Tab. 15 Parametry těsnění Turcon Glyd Ring T [25]

Číslo položky	PT0100300 – T46N
Průměr vrtání $D_N H9$	30,0 mm
Průměr drážky $d_1 h9$	22,5 mm
Šířka drážky $L_1 + 0,2$	3,2 mm
Radiální vůle $S_{max}$	0,60 mm
O-kroužek velikost	21,89x2,62mm
O-kroužek číslo položky	ORAR00118

### Volba vodícího kroužku

Volen vodící kroužek HIMOD SLYDRING, vhodný pro vedení pístů. Materiál kroužku HiMod HM061 vyznačující se příznivým poměrem cena/výkon, vysoká pevnost v tlaku, vysoká odolnost vůči opotřebení, není nasávkavý vodou (do 0,2%) a má vysokou tuhost [26].



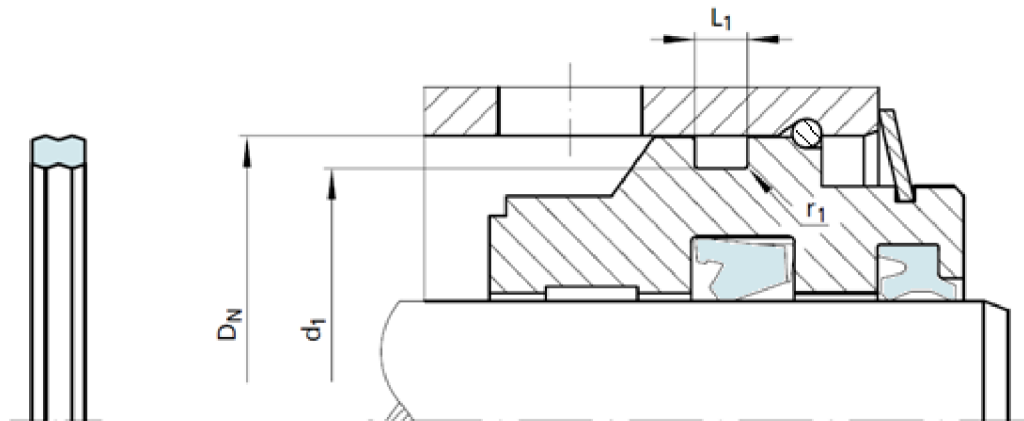
Obr. 52 Rozměry vodícího kroužku HiMod [26]

Tab. 16 Parametry vodícího kroužku HiMod [26]

Číslo položky	GP6500300 – HM061
Průměr pístitnice $D_N$ H9	30,0 mm
Průměr drážky $d_2$ h8	25,0 mm
Šířka drážky $L_2 + 0,2$	5,6 mm
Šířka kroužku $W$	2,5 mm
Mezera kroužku $z$	3,0 mm

### 6.5.3. Ostatní těsnění

Mezi ostatní těsnění jsou řazena těsnění ta, která zamezují úniku kapaliny z prostoru pístitnice v rámci přírub, mezi kterými by mohlo docházet k průsaku hydraulické kapaliny. Jako těsnící prvek, bylo užito těsnění statické firmy TSS Trelleborg [23] názvu Zurcon DUALSEAL a s označením DU000300-Z20. Výrobce uvádí, že toto těsnění je vysoce účinnou náhradou za kombinaci O-kroužku s opěrným kroužkem. Hlavní výhoda spočívá v odolnosti vůči přetáčení v drážce, stabilita při pulzujícím tlaku a vynikající odolnost vůči vniknutí nečistot [27].



Obr. 53 Rozměry statického těsnění Dualseal [27]

Tab. 17 Parametry statického těsnění [27]

Číslo položky	GP6500300 – HM061
Průměr pístnice $D_N$ H8	30,0 mm
Průměr drážky $d_1$ h9	25,1 mm
Šířka drážky $L + 0,2$	4,4 mm

Pro dokonalé utěsnění nepohybujících se částí celého pohonu budou užita různá průmyslová akrylátová těsnění Loctite. Mezi části, které budou takto utěsněny, patří zejména šroubové spoje a plošné spoje. Jaký druh tmelu bude užít pro konkrétní součást je uvedeno v Tab. 18.

Tab. 18 Těsnící lepidla/tmely [28]

Těsněný prvek	Typ lepidla/tmelu	Cena Kč bez DPH
Veškeré šroubové spoje	Loctite 542 – 50 ml	784.00
Plošné spoje přírub a snímače	Loctite 518 – 300 ml	2456.00

Veškeré informace o vlastnostech, přípravě povrchů, montáži, demontáži a hlavně bezpečnostních pomůckách při práci s těmito lepidly/tmely jsou k nalezení v přílohách této diplomové práce (**Příloha 1 a Příloha 2**) a také archivované na přiloženém CD nosiči.

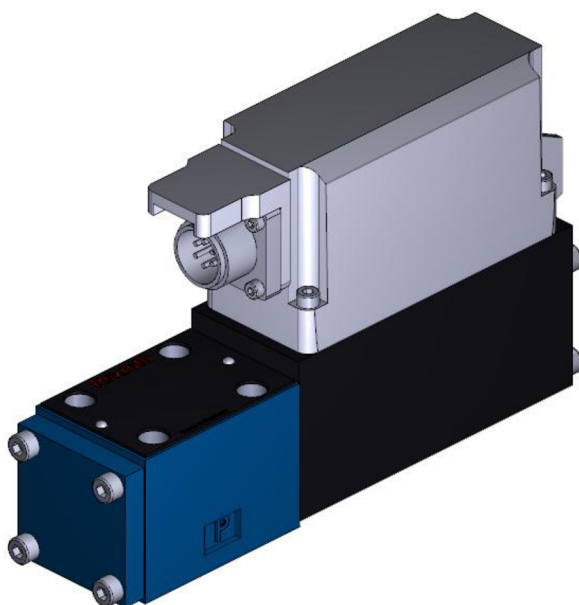
## 6.6. Výběr proporcionálního servoventilu

Při výběru proporcionálního ventilu bylo z důvodu nepříliš hlubokých znalostí v oblasti přesného řízení hydraulických lineárních pohonů přistoupeno ke konzultacím ohledně volby vhodného rozváděče s odborníky firmy Bosh Rexroth s.r.o., kteří jakožto specialisté mají vynikající znalosti a zkušenosti s těmito aplikacemi.

V prvních krocích jsou vytipovány tři proporcionální servoventily, které jsou pro přesné řízení lineárních hydromotorů určených pro stroje s PKS vhodné. Předpokladem vhodnosti ventilu je zejména polohová vazba elektronická, či mechanická, která zabraňuje rozkmitání šoupátka ventilu a tím i celého hydraulického lineárního pohonu, jehož kmitání je nežádoucí a mohlo by vést k zničení celého hydraulického pohonu.

### 6.6.1. Proporcionální ventil typu 4WRPEH

Jedná se o 4 cestný, 4 polohový proporcionální ventil přímo řízený servo solenoidem, s kontrolou polohy pístu. Šoupátko proporcionálního ventilu je jednostranně ovládané s elektrickou zpětnou vazbou, která je velice důležitá. Nevýhodou elektronické polohové vazby je větší zatížení řídicího systému, který sleduje a při jeho výpadku by mohla být ztracena jeho funkce.



*Obr. 54 Proporcionální ventil 4WRPEH firmy Bosh Rexroth s.r.o.*



### 6.6.2. Proporcionální ventil typu 4WSE2EM

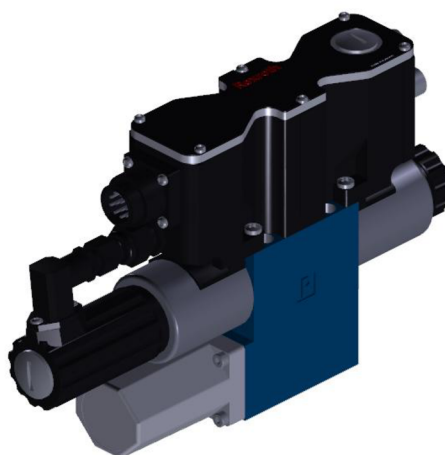
Jedná se 4 cestný, 3 polohový přímo řízený servo-ventil s kontrolou polohy, síly nebo rychlosti. Proporcionální ventil je dvoustupňový s mechanickou polohovou vazbou, která je na rozdíl od elektrické výhodnější v tom, že pracuje nezávisle na řídicím systému a při jejím výpadku tedy neztrácí svoji funkci a nemůže tedy dojít k rozkmitání celé soustavy hydraulického pohonu. Hlavní výhodou tohoto proporcionálního ventilu je jeho kompaktnost (malá hmotnost) a zabudovaná elektronika.



*Obr. 55 Proporcionální ventil typu 4WSE2EM firmy Bosh Rexroth s.r.o.*

### 6.6.3. Proporcionální ventil typu 4WREQ

Proporcionální ventil tohoto typu je 4 cestný, 3 polohový přímo řízený s integrovanou elektronickou kontrolou tlaku, síly a průtoku. Již z jeho stavby je viditelné, že ze všech zmíněných proporcionálních ventilů je nejsložitější kvůli integrované elektronice a mnohým snímačům tlaku, síly a průtoku.



*Obr. 56 Proporcionální ventil typu 4WREQ firmy Bosh Rexroth s.r.o.*

#### 6.6.4. Výběr typu proporcionálního ventilu

Všechny výše uvedené proporcionální ventily jsou vhodné pro řízení lineárních hydromotorů, avšak každý má své výhody a nevýhody. V Tab. 19 jsou uvedeny jejich základní vlastnosti a na základě zaznamenaných údajů v Tab. 19 bude vybrán použitý proporcionální ventil pro řízení navrhovaného lineárního hydraulického pohonu.

**Tab. 19 Základní vlastnosti vybraných ventilů**

Vlastnost	Typ proporcionálního ventilu		
	4WRPEH	4WSE2EM	4WREQ
Elektrická polohová vazba	ANO	NE	ANO
Mechanická polohová vazba	NE	ANO	NE
Kontrola polohy	ANO	ANO	NE
Kontrola síly	NE	ANO	ANO
Kontrola rychlosti	NE	ANO	NE
Kontrola tlaku	NE	ANO	ANO
Kontrola průtoku	NE	NE	ANO
Hmotnost [kg]	2,7	1,1	3,6
Cena [Kč bez DPH]	37.000	50.000	92.000

S ohledem na zadání DP, kde byla zadána tlačná (tažná) síla lineárního hydraulického pohonu, bude řízenou veličinou právě tato síla, popřípadě změna hodnoty průtoku stlačeného oleje za účelem regulace rychlosti vysouvání a zasouvání pístnice. Na základě tohoto požadavku vyhovuje proporcionální ventil 4WSE2EM (viz. Obr. 55) a 4WREQ (viz. Obr. 56).

Neopomenutelná výhoda proporcionálního ventilu 4WREQ spočívá v množství zabudovaných snímačů (tlaku, síly a průtoku), které zlepšují již tak vysokou úroveň stability dodávky hydraulické kapaliny, což zvyšuje celkovou rychlost ustálení šoupátka proporcionálního ventilu v požadované poloze. Tím lze dosáhnout vyšší přesnosti polohování, avšak na úkor podstatného zvýšení pořizovacích nákladů za proporcionální ventil 4WREQ. Za další nedostatek by se dala považovat trojnásobná hmotnost oproti proporcionálnímu ventilu 4WSE2EM.

Na základě předchozích úvah bude pro řízení navrhované lineární hydraulické jednotky použit proporcionální ventil 4WSE2EM, ale pokud by zákazník požadoval vyšší rychlost ustálení šoupátka, než nabízí vybraný proporcionální ventil, bylo by doporučeno využít proporcionální ventil 4WREQ.

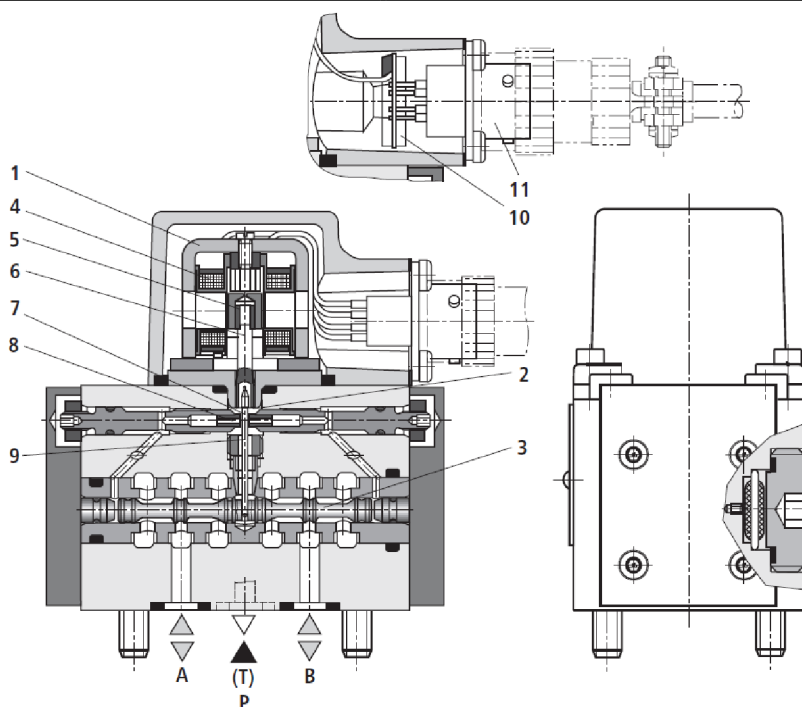


### 6.6.5. Vybraná varianta proporčního ventilu 4WSE2EM

Předmětný proporční ventil je označován kódem: **4WSE2EM6-2X/5B9ET210K17DV** v Tab. 20 je uveden význam označení. Přesné charakteristiky ventilu, včetně parametrů hlavních, hydraulických a elektrických, jsou k nalezení v **Příloze 3**, která je součástí této práce a je též k nalezení na přiloženém CD nosiči.

**Tab. 20 Význam označení ventilu 4WSE2EM (Příloha 3)**

Význam označení		
Typ produktu	<b>4WSE2E</b>	2-stupňový servoventil s integrovanou elektronikou
Zpětná vazba	<b>M</b>	Mechanická zpětná vazba
Nominální velikost	<b>6</b>	Nominální velikost 6, Připojení ISO 4401, Kód 4401-03-02-0-94
Plnění	<b>5</b>	5 L/min, Diferenciální tlak ventilu = 70 Bar
Elektrická kontrola	<b>9</b>	Řídicí hodnota +/- 10 V
Řídicí olej	<b>ET</b>	Vnitřní dodávka, vnitřní odpad
Vstupní tlak	<b>210</b>	Rozsah od 10 do 210 bar
Elektrické připojení	<b>K17</b>	Konektor komponenty VG 95 328
Překrytí	<b>D</b>	0 až 0.5% Pozitivní
Těsnění	<b>V</b>	FKM těsnění, kompatibilní s minerálním olejem (HL, HLP) dle DIN 51 524, další použitelná média na vyžádání



#### **Pozice:**

- 1 - Momentový motor
- 2 - Hydraulický zesilovač
- 3 - Šoupátko
- 4 - cívky
- 5 - armatura
- 6 - trubka
- 7 - deska klapky
- 8 - kontrolní trysky
- 9 - pružina
- 10 - řídicí elektronika
- 11 - kolíkový konektor

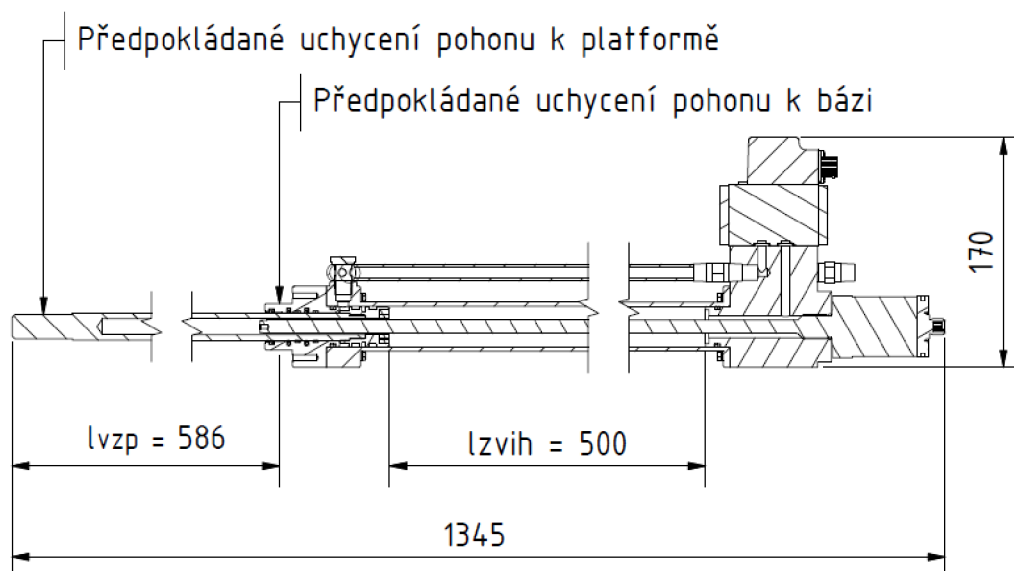
**Obr. 57 Sestava proporčního ventilu (Příloha 3)**

### 6.7. Model lineárního pohonu

Na základě výpočtů v rámci předchozích kapitol, provedené volby těsnících prvků, bylo provedeno vytvoření modelu celé lineární jednotky. Tento model zobrazuje celý lineární pohon i s proporčním ventilem. Takto je již dána celková velikost konstrukce celé jednotky.



**Obr. 58 Model celé lineární hydraulické jednotky**



**Obr. 59 Základní rozměry lineární hydraulické jednotky**

V kapitole 6.4 byl proveden návrh vstupních a výstupních otvorů DN 25, tento parametr byl šel s ohledem na konstrukci splnit obtížně. Pokud by byl tento parametr dodržen, mělo by to za následek zbytečně velký nárůst rozměru celého lineárního pohonu a s tím spjaté hmotnosti. Tato skutečnost vyplynula až při modelaci samotného pohonu.

Pro dosažení zadané rychlosti vysouvání pístnice, bude v rámci řízení zvýšen tlak na výstupu z ventilu a tím bude rychlost vysouvání/zasouvání dodržena.

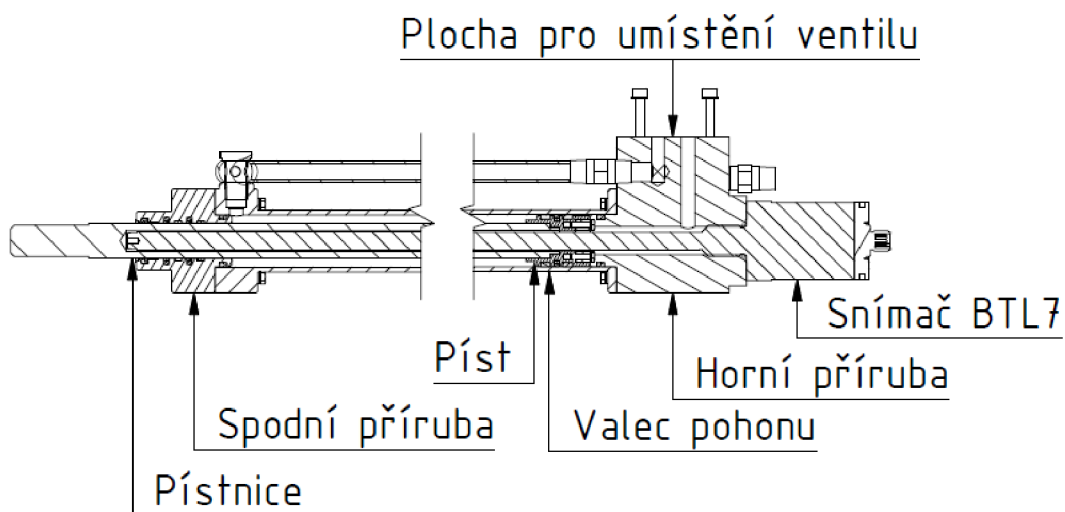
Na Obr. 59 jsou uvedeny pouze rozměry orientační, pro získání představy o celkové velikosti pohonu. Detailní rozměry a požadavky na povrch jsou uvedeny v příložené výkresové dokumentaci.





### 6.7.1. Popis konstrukce lineárního pohonu

Při návrhu celkové konstrukce byly užity vypočtené rozměry a dále byla snaha zohlednit technologičnost výroby. Na obrázku Obr. 60 jsou viditelné základní komponenty, z kterých se pohon jako celek skládá.



**Obr. 60** Popis součástí lineárního pohonu

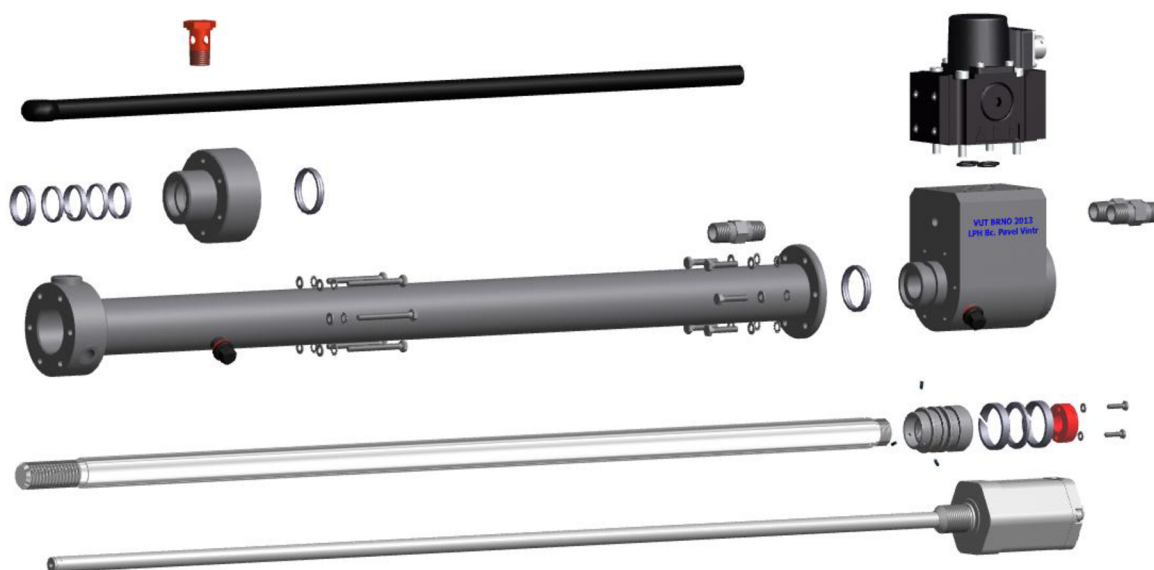
Hlavní částí lineárního pohonu je válec pohonu, který tvoří vlastní tělo. Je vyroben z materiálu ČSN 11 550.0 a polotovarem je bezešvá trubka tl. 4 mm na obou koncích s navařenými přírubami válce (tento materiál je užit na všechny kovové součásti, kromě pístnice). K tomuto válci jsou z obou stran připevněny příruby (horní a spodní). V každé z těchto přírub jsou implementována těsnění. Těsnění obou přírub se liší počtem a typem. To je dáno zejména tím, že horní přírubou nevede pístnice, tj. pohybující se součást, která požadavky na těsnost zvyšuje, ale pouze snímač, který je přes závit a pryžové těsnění přišroubován k horní přírubě.

Spodní příruba obsahuje zálohovaný těsnící systém (možno vidět na Obr. 45). Tento zálohovaný systém zvyšuje bezpečnost úniku tlakového oleje do okolí pohonu.

Uvnitř válce je umístěn píst, který je osazen dvěma vodicími a jedním těsnícím kroužkem. Dále je do pístu vestavěn magnet snímače připevněný dvěma šrouby. Do válce je vsazena pístní tyč, materiálu ČSN 16 532.4, která je se šroubována přes závit M18x1 a nakonec pojištěna třemi kolíky  $\varnothing 2 \times 5 \text{ mm}$ . Poměrnou částí pístu je vrtán

otvor pro snímač BTL 7. Konec pístnice bude osazen závitem pro připojení k dalším prvkům.

Rozvod hydraulického oleje bude zajištěn proporcionálním ventilem od firmy Bosh Rexroth s.r.o.. Jeho umístění je vidět na Obr. 60. Cesty pro hydraulický olej budou vyvrtány přírubami, pouze přívod od horní příruby ke spodní bude realizován ocelovou trubkou.

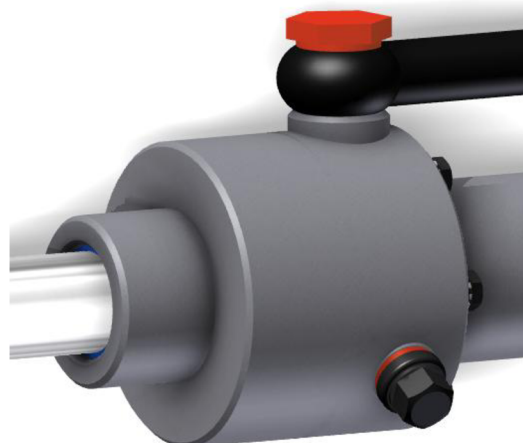


*Obr. 61 Komponenty lineárního hydraulického pohonu*

### 6.7.2. Odvzdušňovací šrouby

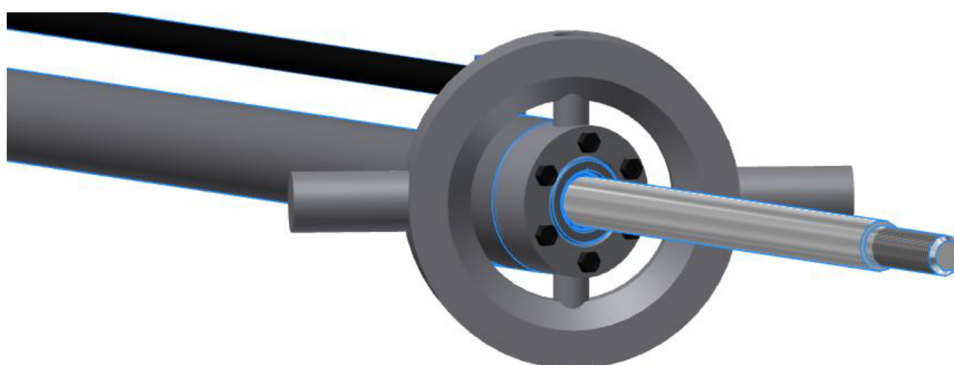
Odvzdušňovací šrouby lineárního pohonu slouží, jak již název napovídá, k odvzdušnění prostoru před a za pístem. Odvzdušnění je podstatné z důvodu, že pro případ kdyby byl v obvodu přítomen vzduch, docházelo by při zvyšování tlaku k syčení oleje atmosférickým vzduchem ve formě malých bublinek. Toto by mělo za následek především vznik trhavých pohybů a snížení funkčnosti a provozuschopnosti pohonné jednotky a také následně zhoršené vlastnosti oleje a vznikala by emulze.

Na samotném lineárním pohonu jsou celkem dva odvzdušňovací šrouby. Jeden je umístěn na válci u spodní příruby a druhý je umístěn přímo na horní přírubě a můžeme je vidět na Obr. 62 a Obr. 63.

*Obr. 62 Odvzdušňovací šroub č. 1**Obr. 63 Odvzdušňovací šroub č. 2*

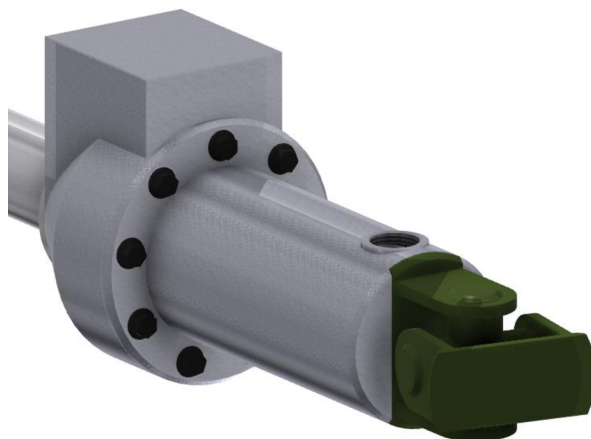
### 6.7.3. Uchycení pohonu k bázi

Způsob uchycení tohoto pohonu k bázi byl realizován pomocí kardanového kloubu za spodní náboj. Na Obr. 64 je vyobrazen pouze nástin tohoto kloubu. Podrobnější vyobrazení možno nalézt na Obr. 17. Kardanový kloub je často používán v rámci strojů s PKS, a to zejména z důvodu, že umožňuje spřáhnout dvě rotace do jednoho konstrukčního celku (tento kloub není nic jiného než dvě sloučené rotační vazby navzájem posunuté o 90°).

*Obr. 64 Uchycení pohonu k bázi za spodní přírubu*

Dále by mohlo být využito uchycení za horní náboj, resp. kryt snímače. Toto uspořádání je možno vidět na Obr. 65. Takové to uchycení by bylo vhodné v případě, kdy by byl zvolen proporcionální ventil 4WREQ (možno vidět na Obr. 56), který je těžší a bylo by vhodnější co možná nejvíce eliminovat pohybující se hmoty a zejména setrvačné síly vznikající od pohybu hmotného proporcionálního ventilu 4WREQ.

V případě takového řešení by musela být příruba modifikována a snímač BTL 7 obstarán robustním krytem, který by byl schopen vznikající síly přenášet přes kardanový kloub na bázi, jakožto rám stroje.



**Obr. 65 Uchycení pohonu k bázi za horní přírubu**

Pro uchycení pístnice lineárního pohonu, k platformě by v tomto případě mohl být využit otočný kloub s jehlovým ložiskem. Nevýhoda spočívá v aplikaci na stroj s PKS, ke které není tento kloub primárně určen. Přesnost chodu by musela být zjištěna metodou MKP.



**Obr. 66 Kardanový kloub [29]**



### 6.8. Kontrola celého lineárního pohonu na vzpěr

V kapitole 6.3 byla provedena kontrola pístnice samotné na vzpěr. Nyní je již známo, jak bude celý lineární pohon ukotven k bázi a platformě. Může být tedy provedena kontrola celého lineárního pohonu na vzpěr.

Kotvení lineárního pohonu je předpokládáno na obou koncích kloubově viz Obr. 67 případ 2. Takto vypočítaná hodnota bezpečnosti bude více odpovídat realitě, a bude tedy přesnější. Výpočet bude proveden dle přednášek předmětu **Hydraulické a pneumatické mechanismy**, jehož garantem je doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.

ZPŮSOB ZATÍŽENÍ DLE EULERA				
	1	2	3	4
VYOBRAZENÍ	HORNÍ STRANA VOLNÁ DOLNÍ VETKNUTÁ	OBA KONCE JAKO KLouBOVĚ UCHYCENY	HORNÍ STRANA JAKO KLouB DOLNÍ VETKNUTÁ	OBA KONCE VETKNUTY
	$s_k = 2l$	$s_k = l$	$s_k = l \cdot \sqrt{\frac{1}{2}}$	$s_k = \frac{l}{2}$
ZPŮSOB UPEVNĚNÍ VÁLCŮ A PÍSTNIC				

Obr. 67 Způsob zatížení dle EULERA

Na rozdíl od kontroly na vzpěr v kapitole 6.3 bude výpočet proveden jiným postupem, ale výsledek je předpokládán takový, že bezpečnost bude stejná nebo vyšší nikoli nižší. Tento úsudek byl založen na tom, že v případě vzpěru v kapitole 6.3, byla délka namáhaného prutu  $l_0 = 650 \text{ mm}$ , kdežto dle návrhu je délka prutu  $l_{vzp} = 585 \text{ mm}$ , možno vidět na Obr. 59.

Redukovaná délka prutu dle Obr. 67:

$$s_k = l_{vzp} = 585 \text{ mm}$$

Kritická síla je dána vztahem:

$$F_{kr2} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{s_k^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 6800 \text{ mm}^4}{(585 \text{ mm})^2} \cong 41180 \text{ N} \quad (6.22)$$

Kde:  $F_{kr2}[N]$  - kritická síla  
 $E[\text{MPa}]$  - modul pružnosti v tahu/tlaku  
 $I_{min}[\text{mm}^4]$  - kvadratický modul průřezu  
 $s_k[m]$  - redukovaná délka prutu (válce a vysunutě pístnice)

Pak bezpečnost pohonu dle Eulera při plně vysunutém stavu:

$$k_{e2} = \frac{F_{kr2}}{F_{tl}} = \frac{41180 \text{ N}}{1000 \text{ N}} \cong 41 \quad (6.23)$$

Kde:  $F_{tl}[N]$  - tlačná síla (zadaná)

Vzhledem k vypočítané hodnotě nedojde k vybočení lineárního pohonu. Tento výsledek jen potvrzuje předpoklad uvedený na začátku.

## 7. Návrh hydraulického obvodu

Celý hydraulický obvod je složen z prvků, které musí zajistit dosažení příslušných parametrů. Jeden z hlavních prvků, vybraných v kapitole 6.6, je proporcionální ventil mající na starost přesné dávkování hydraulické kapaliny do druhého hlavního prvku, navrženého lineárního pohonu. Tyto dva prvky by byly však nefunkční, kdyby hydraulický obvod neobsahoval další zařízení, které obstarávají úpravu a dopravu hydraulické kapaliny do spotřebiče, kterým je právě lineární hydraulický pohon. Pro tuto úpravu a dopravu hydraulické kapaliny jsou velice vhodné hydraulické agregáty díky své kompaktnosti, které mají v sobě zabudované všechny potřebné prvky pro úpravu a dodávku kapaliny. Kterými jsou: nádrž, zpětný filtr, čerpadlo, elektromotor, ventily pro kontrolu tlaku a hydraulické hadice aj. Z těchto prvků bude tedy celý hydraulický obvod sestaven.

Příklad hydraulického agregátu (HA), který by mohl zásobovat obvod hydraulickým olejem, je možné vidět na Obr. 68. Jedná se o hydraulický agregát firmy Bosch Rexroth s.r.o. patřící do skupiny tichých HA nesoucí označení ABFAG-V. Přesný typ agregátu se nedá určit, protože je závislý na typu použití pohonu u konkrétního strojního zařízení. Jiný agregát by byl zvolen pro pohon 3, jiný pro pohon 6 lineárních hydraulických pohonů. Je zřejmé, že volba typu HA je závislá na potřebě dodávaného množství tlakového oleje a tím by se tedy zvětšila zásoba hydraulické kapaliny a dále množství prvků, dle počtu lineárních hydromotorů.

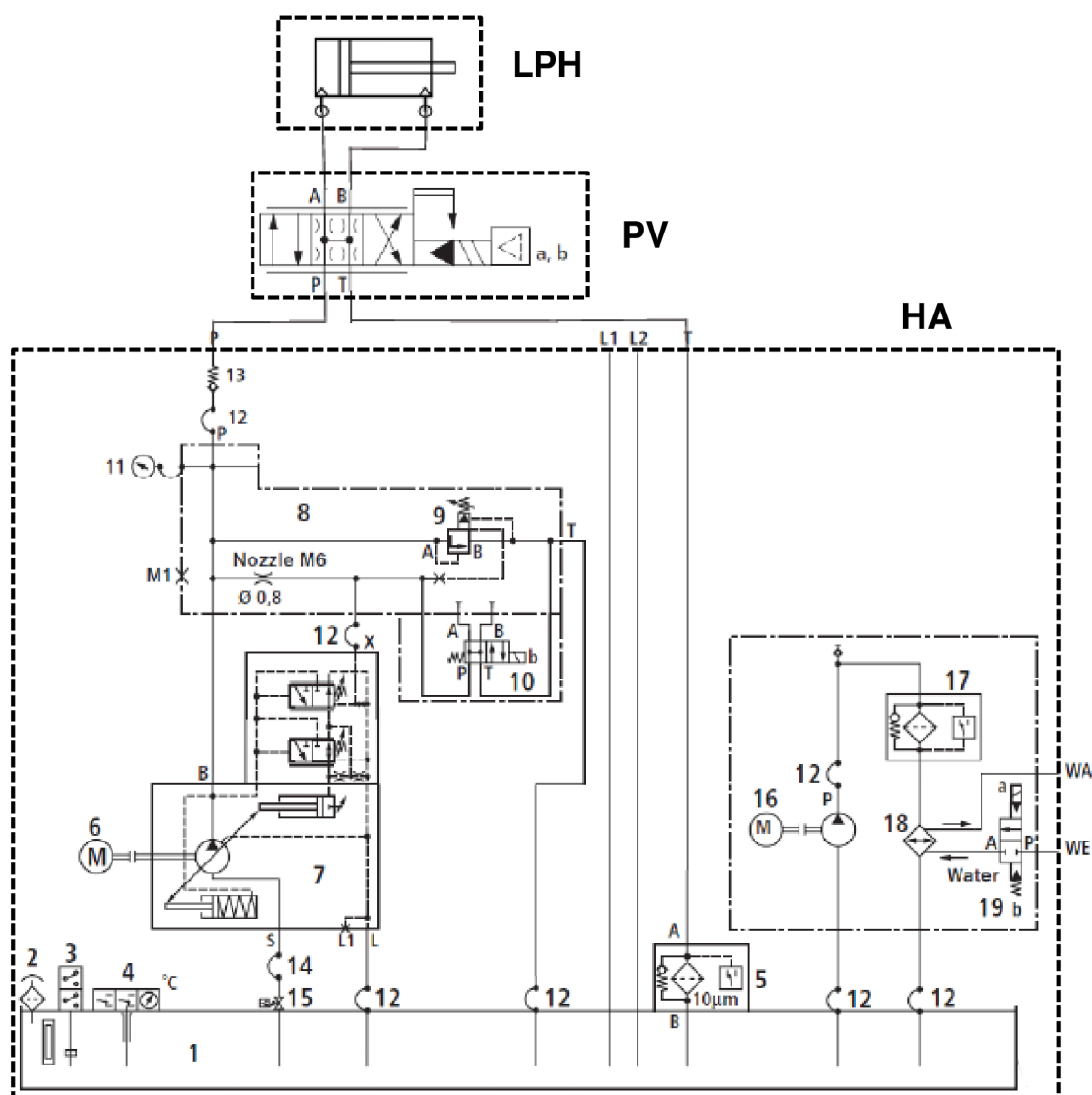


**Obr. 68 Příklad hydraulického agregátu ABFAG-V [30]**

Odhadem by mohla být využita kupříkladu jednotka ABFAG s označením:

**ABFAG-V-AS-1X/A10VSO28-160M-4B0/WTM (Příloha 4).**

Po výběru HA jsou známy již všechny potřebné informace pro sestavení hydraulického obvodu (HO), jehož základem bude právě HA, jehož schéma je uvedeno v **Příloze 4**. Celkové schéma, tj. schéma lineárního hydraulického pohonu a HA je možno vidět na Obr. 69.



**Kde:** LPH – lineární pohon hydraulický, PV – proporcionální ventil, HA – hydraulický agregát

**Obr. 69** Hydraulický obvod jedné větve





## 8. Kontrola vybraného dílce pomocí MKP

### 8.1. Kontrola válce

Vstupní předpoklad je, že válec je brán jako jediná 3D součást, nikoli svařovací sestava. Celý výpočet je proveden v programu Autodesk Simulation Multiphysics 2013 student version.

Výpočet byl proveden na základě zadaných silových účinků a okrajových podmínek, tj. vnitřní tlak 8 MPa na obou koncích pevně uložen. Materiál válce, jak již výše bylo uvedeno, ČSN 11 550.0, jejíž mechanické vlastnosti jsou následující:

$$R_m = (540 \text{ až } 586) \text{ MPa}$$

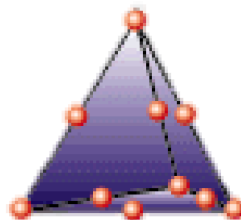
$$E = 210\,000 \text{ MPa}$$

$$R_{emin} = 295 \text{ MPa}$$

$$\text{Poissonova konstanta: } \mu = 0,3$$

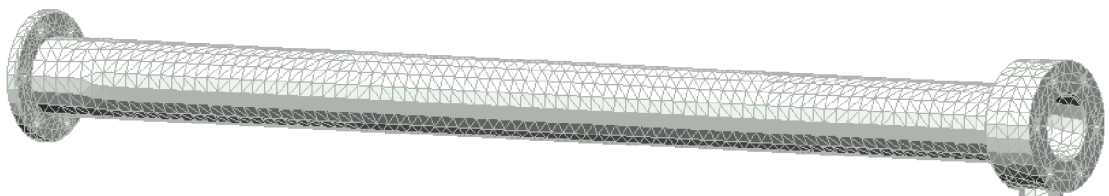
#### **Užitý element, typ sítě**

Celá součást byla vysítována elementem Tetrahedral. Jedná se o 10-uzlový element nejčastěji užívaný pro lineární zatížení. Každý uzel tohoto prvku má 3 stupně volnosti a to posuvy X, Y, Z.



**Obr. 70 Element Tetrahedral - 10-uzlový**

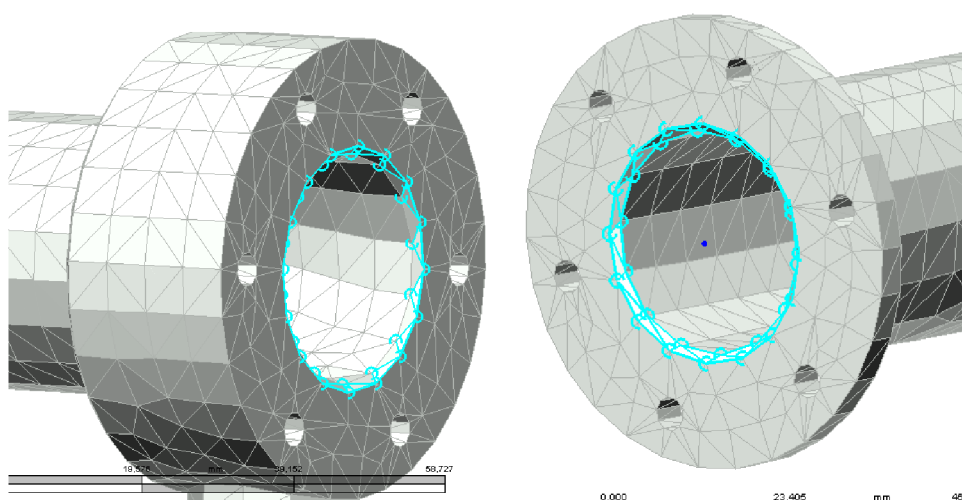
Na základě tohoto zvoleného elementu byla vytvořena prvková síť o 41000 uzlech. Tato prvková síť byla vytvořena jako volná a je možné ji vidět na Obr. 71.



**Obr. 71 Elementová (prvková) síť válce**

### Okrajové podmínky

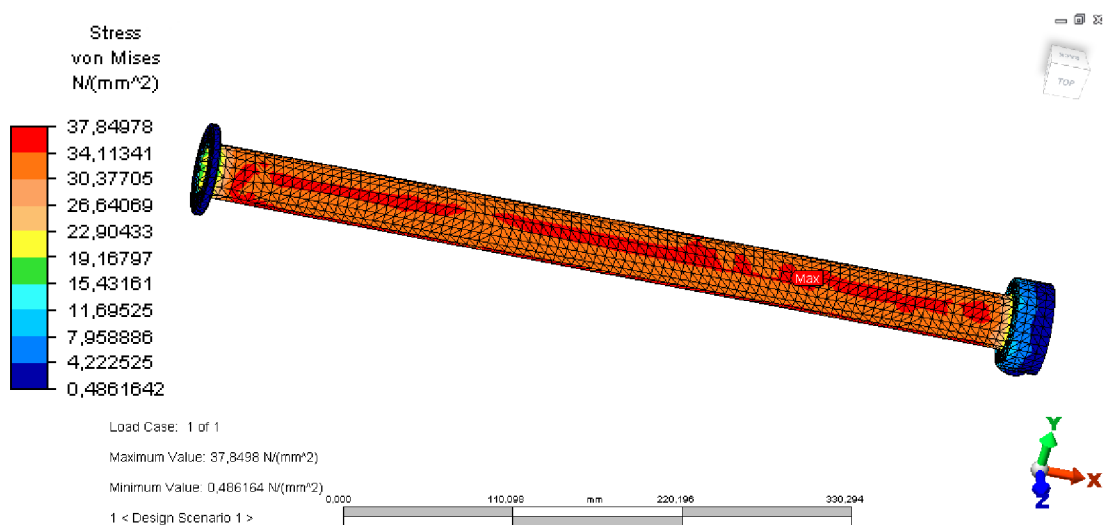
Na obou koncích válce jsou vazby, z nichž každá odebírá 3 DOF ( $T_x$ ,  $T_y$ ,  $T_z$ ) rotace nebude nutná, protože je zatížen pouze vnitřním tlakem o velikosti 8 MPa, který působí všemi směry stejně, tudíž nedochází k natočení. Jednu z obou vazeb je možné vidět na Obr. 72.



Obr. 72 Okrajové podmínky (vazební)

### Výsledky výpočtu

Po vytvoření sítě, nastavení okrajových podmínek a způsobu zatížení byl spuštěn výpočet. Hlavní kontrolovaný parametr bylo napětí von Mises, které ukázalo hodnotu maximálního napětí.

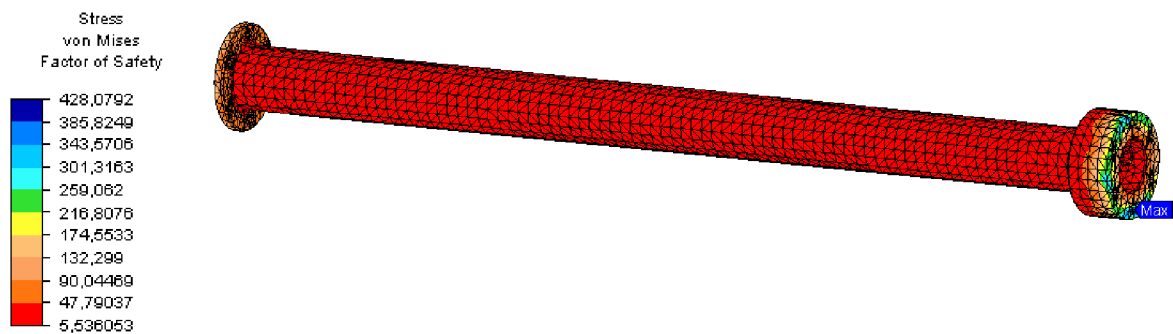


Obr. 73 Napětí von Mises válce



Z Obr. 73 je zřejmé, že největší vznikající napětí má velikost je  $37 \text{ MPa}$ , o kterém by se dalo říci, že působí v celém válci. To že jsou některé elementy namáhány více a jiné méně je považováno za nepřesnost výpočtu. Tato nepřesnost by se dala například snížit volbou jiného elementu, či jemnější sítí.

Porovnáním maximální velikosti napětí vznikající na povrchu válce, a dovoleného napětí materiálu je součást považována za vyhovující. Toto tvrzení dokládá i minimální bezpečnost, která je možná vidět na následujícím obrázku.



**Obr. 74 Napětí von Mises válce - faktor bezpečnosti**

## 9. Systémová analýza rizik strojního zařízení [31]

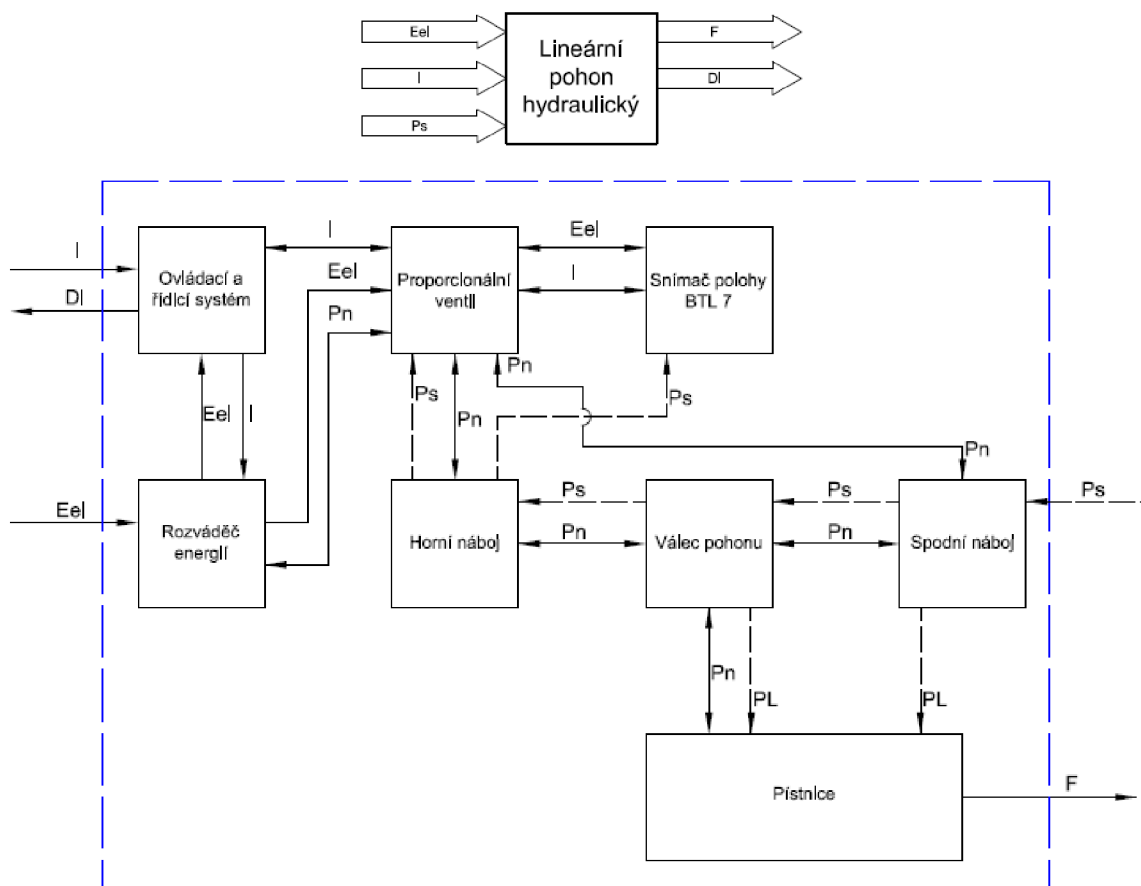
Soudobou samozřejmostí každého strojního zařízení je vypracovaná analýza rizik, včetně postupu pro snížení jednotlivých rizik. V tomto případě se jedná o neúplné strojní zařízení, pouze jeho dílčí konstrukční část a riziko bude hodnoceno dle ČSN EN ISO 12100. Protože je analýza rizik velice obsáhlá záležitost a není přímo zadáním této diplomové práce, bude analýza rámcově naznačena, jak by se mělo toto strojní zařízení hodnotit.

### **Systémová analýza rizik strojního zařízení spočívá zejména v:**

- Vytvoření blokového diagramu zařízení.
- Identifikaci relevantních nebezpečí spojených s konstrukcí zařízení.
- Určení nebezpečných prostorů strojního zařízení.

### 9.1. Blokový diagram strojního zařízení

Blokový diagram se vyhotovuje z důvodu lepšího pochopení celkové činnosti stroje.



**Obr. 75 Blokový diagram lineárního pohonu**

*Eel – elektrická energie, I – Informace, Di – diagnostické informace, Pn – hydraulická energie, Ps – pasivní polohová vazba, PL – lineární polohová vazba, F- síla*

Na Obr. 75 je možno vidět blokový diagram pro hydraulický lineární pohon, skládající se z vlastního lineárního hydromotoru (válece) pohonu, k němuž jsou z obou stran připevněny náboje (horní a spodní) a uvnitř válce mezi náboji se lineárně pohybuje pístnice (sestava: píst + pístní tyč). Na horní náboj je připevněn snímač polohy a proporcionální ventil. V tomto diagramu jsou dále vyobrazeny všechny interakce mezi jednotlivými prvky (E, Di, Ps, Pn, PL a F).

## 9.2. Zdroje relevantních nebezpečí spojených s konstrukcí [31]


Zdroje relevantních nebezpečí vychází z blokového diagramu, kde se vezme v potaz každá část jeho část a dle normy ČSN EN ISO 12100-1 se stanoví všechna relevantní nebezpečí spojená s konstrukcí.

**Tab. 21 Zdroje relevantních nebezpečí spojených s konstrukcí**

Název komponenty systému	Typ nebezpečí	Číslo nebezpečí
Ovládací a řídicí systém	Elektrické nebezpečí	4.3
Rozváděč energií	Mechanická nebezpečí Elektrické nebezpečí	4.2.1 4.3
Proporcionální ventil	Mechanická nebezpečí Elektrická nebezpečí	4.2.1 4.3
Snímač polohy BTL 7	Mechanická nebezpečí Elektrická nebezpečí	4.2.1 4.3
Horní náboj	Mechanická nebezpečí	4.2.1
Válec pohonu	Mechanická nebezpečí	4.2.1
Spodní náboj	Mechanická nebezpečí	4.2.1, 4.2.2
Pístnice	Mechanické nebezpečí	4.2.2
Veškerá vedení hydraulického oleje	Nebezpečí vyvážené materiály a látkami	4.8

Výše uvedené typy relevantních nebezpečí jsou vztaženy pouze pro tento jeden navržený pohon, tudíž těchto nebezpečí je relativně málo. Jiná situace by nastala při použití na konkrétní typ stroje v interakci s více pohony a částmi stroje.

Částí analýzy: **určení nebezpečných prostorů strojního zařízení** nemá smysl a výraznější význam hodnotit a lze ji zanedbat, protože je závislá na předpokládaném uspořádání stroje a jeho krytování, na jehož základě jsou stanoveny nebezpečné prostory stroje. Jak již bylo výše uvedeno, tato práce se nezabývá konstrukcí celého stroje, pouze jeho částí, tudíž tyto nebezpečné prostory nelze přesně definovat.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 86
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

### 9.3. Určení mezních hodnot strojního zařízení [31]

Před samotným posouzením rizik je důležité posuzovaný stroj pochopit, myšleno jeho základní koncepci a princip funkce, jenž vychází z předchozí části práce „*Systémové analýzy rizik strojního zařízení*“. Mezní hodnoty, které by měly být vzaty v úvahu pro úplné určení mezního a zamýšleného užití stroje jsou:

#### ***Limity použití***

Tato kategorie specifikuje předpokládané použití stroje, včetně jeho provozních stavů, fází použití a nejrůznějších intervenčních provozních procesů během provozu. V této části by mělo být vzato v úvahu i jakékoli důvodně předvídatelné nesprávné použití.

#### ***Prostorové limity***

Úkolem této kategorie je určit prostorové limity, mezi které patří například rozsah pohybů, prostorové požadavky na instalaci a údržbu stroje, rozhraní člověk-stroj a rozhraní stroj-přívod energie.

#### ***Časové limity***

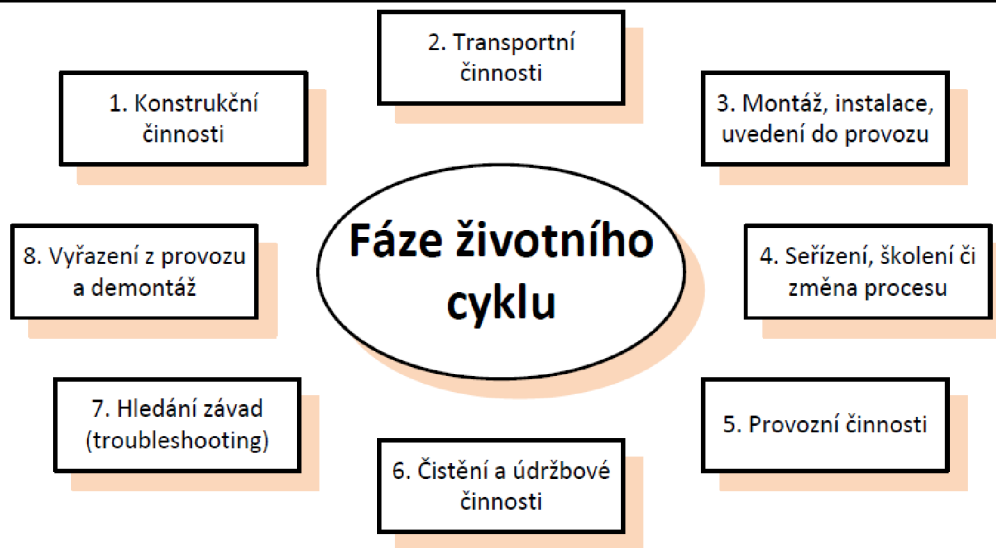
Tato část zahrnuje předvídatelnou životnost stroje, beroucí v úvahu jeho zamýšlené použití, či jeho komponent (např. nástroje, elektrické komponenty aj.).

### 9.4. Identifikace významných nebezpečí [31]

Identifikace významných nebezpečí u strojního zařízení by byla provedena v souladu s normami ČSN EN ISO 14121-1, ČSN EN ISO 12100-1 a ČSN EN ISO 12100-2. Tato identifikace se provádí pro celý životní cyklus stroje, možno vidět na Obr. 76. V potaz se berou ty rizika, která jsou považována za významná (závažná), a která potřebují zavedení opatření toto riziko snižující.

Všechna zjištěná významná nebezpečí, která vyžadují ošetření rizik, by byla zaznamenána do tabulky a k nim uveden slovní popis.

V případě navrhovaného pohonu by byla řešena pouze konstrukční činnost, protože pohon sám o sobě není funkční strojní zařízení.



Obr. 76 Fáze životního cyklu stroje

## 9.5. Odhad rizik [31]

Přestože se riziko v této fázi odhaduje, je dobré pro odhad použít graf na Obr. 77, protože každý ohodnotí dané nebezpečí jiným rizikem.

Odhad rizik se provede na základě závažnosti škody a pravděpodobnosti jejího výskytu dle následujících kritérií:

### **Závažnost škody (úrazu)**

- Žádné nebezpečí (S0)
- Lehké poškození (S1)
- Těžké zranění (S2)
- Smrt (S3)

### **Vystavení osob nebezpečím (doba pobytu v oblasti nebezpečí)**

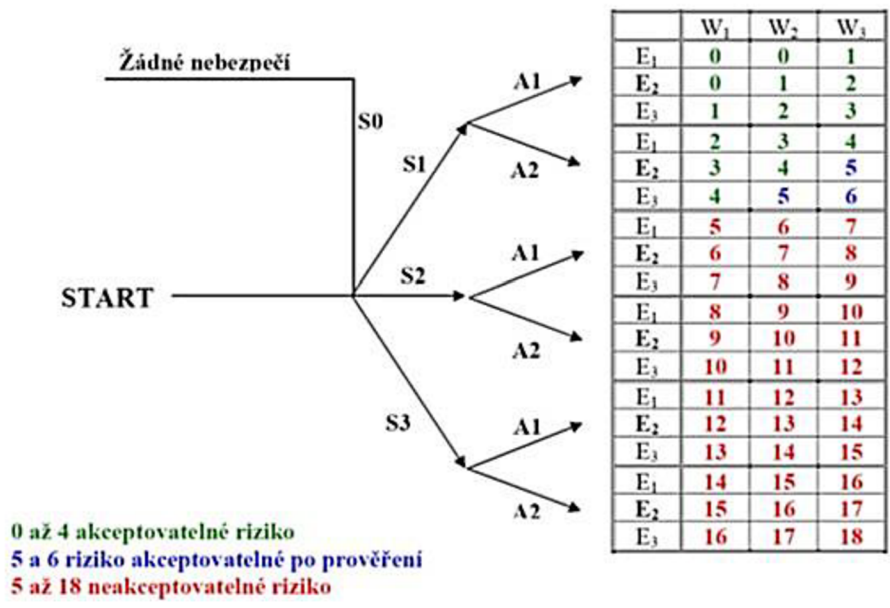
- Zřídka až častěji (A1)
- Často až trvale (A2)

### **Možnost vyvarování se nebo omezení škody (úrazu)**

- Možné (E1)
- Možné za určitých okolností (E2)
- Sotva možné (E3)

### **Pravděpodobnost výskytu škody (úrazu)**

- Malá či nepravděpodobná (W1)
- Střední, tzn., že je pravděpodobný výskyt škody vícekrát za život jedince (W2)
- Velká, tzn., že je možný častý výskyt škody (W3)



**Obr. 77 Příklad grafu pro odhad rizika respektujícího prvky rizika dle ČSN EN ISO 14121-1 [31]**


Takto každé bude ohodnoceno (odhad rizik se provádí i pro stejné riziko, avšak vyskytující se na více místech strojního zařízení), a zdali je třeba, musí být provedený návrh opatření snižující riziko. Opět bude ohodnoceno a dané riziko může být různými opatřeními odstraněno popř., pokud není odstraněno, ale pouze sníženo na přijatelnou mez, tak je zaznamenáno do seznamu zbytkových rizik, který tvoří důležitý výstup procesu posuzování a snižování rizik. Je důležitý pro hodnocení celkové bezpečnosti stroje managementem podniku a pro informování uživatele strojního zařízení.

**Návrh opatření snižující riziko se provádí v tomto prioritním pořadí:**

1. Snižování rizik opatřením zabudovaným v konstrukci stroje.
2. Snižování rizik bezpečnostní ochranou.
3. Snižování rizik informacemi pro používání strojního zařízení.

Hodnocení celkové bezpečnosti stroje sice neobsahuje žádná harmonizovaná norma nebo legislativa zabývající se bezpečnostní strojních zařízení, ale je to úkol pro management podniku, který musí rozhodnout, zdali je celková míra rizik spojená se strojem akceptovatelná. Důležité je uvědomit si, že žádné strojní zařízení nebude 100% bezpečné a v případě nehodové události musí vedení prokázat, že podnikl veškeré úsilí k dosažení bezpečnosti strojního zařízení. Posledním krokem posuzování a snižování rizik je vytvoření ES prohlášení o shodě a připojení označení CE na strojní zařízení dle požadavků aktuálně platné legislativy.



	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 89
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## 10. Ekonomické zhodnocení

Než bude provedeno ekonomické zhodnocení nově navrženého lineárního pohonu pro robot s PKS. Je nutné si uvědomit, že vyrobení cena jednoho lineárního hydraulického pohonu bude relativně méně významná v poměru s pořizovací cenou stroje jako celku včetně jeho řídicího systému.

Toto ekonomické zhodnocení bude spíše orientační. Pokud by měla být cena určená co nejpřesněji, bylo by nutné provést řadu úkonů, které však nejsou primárním zadáním této diplomové práce. Těmito úkony jsou myšleny výpočty veškerých nákladů, které by výroba vyžadovala a to pro jeden kus nebo pro sérii X-kusů.

Náklady na výrobu (a následně pořízení komponenty zákazníkem) zahrnují vlastní vývojovou a konstrukční práci konstruktérů. Dále je cena výroby ovlivněna počtem vyráběných kusů, strojními časy pro danou nebo zvolenou technologii výroby, vč. ceny práce výrobního stroje dle technologického postupu (je to tedy soubor mnoha faktorů). Nezbytnou součástí pro určení ceny by bylo provést technicko-ekonomický rozbor, kde jsou nutně zahrnuty i vstupní ceny konstrukčních materiálů, energií apod., ze kterého by pomocí kritériálního vzorce byla kalkulována cena výroby jednoho pohonu. K této ceně by se dále přičetly náklady na pořízení součástí, které jsou zakoupeny od externích dodavatelů. Do této chvíle však ještě nebyly započteny další a další náklady, jako jsou např. cena montáže, provedení analýzy rizik, protože zařízení, které nemá ES prohlášení o shodě a s tím spjaté označení CE je neprodejné!

Tímto úvodním slovem byla nastíněna složitost zjištění přesných nákladů na pořízení tohoto lineárního hydraulického pohonu.

V další části je uveden stručný tabelovaný přehled cen součástek (viz. Tab. 22), materiálu a práce pro prozatím blíže nespecifikovaný způsob výroby a konkrétního dodavače komponent.

**Tab. 22 Orientační pořizovací náklady na pořízení jedné lineární jednotky**

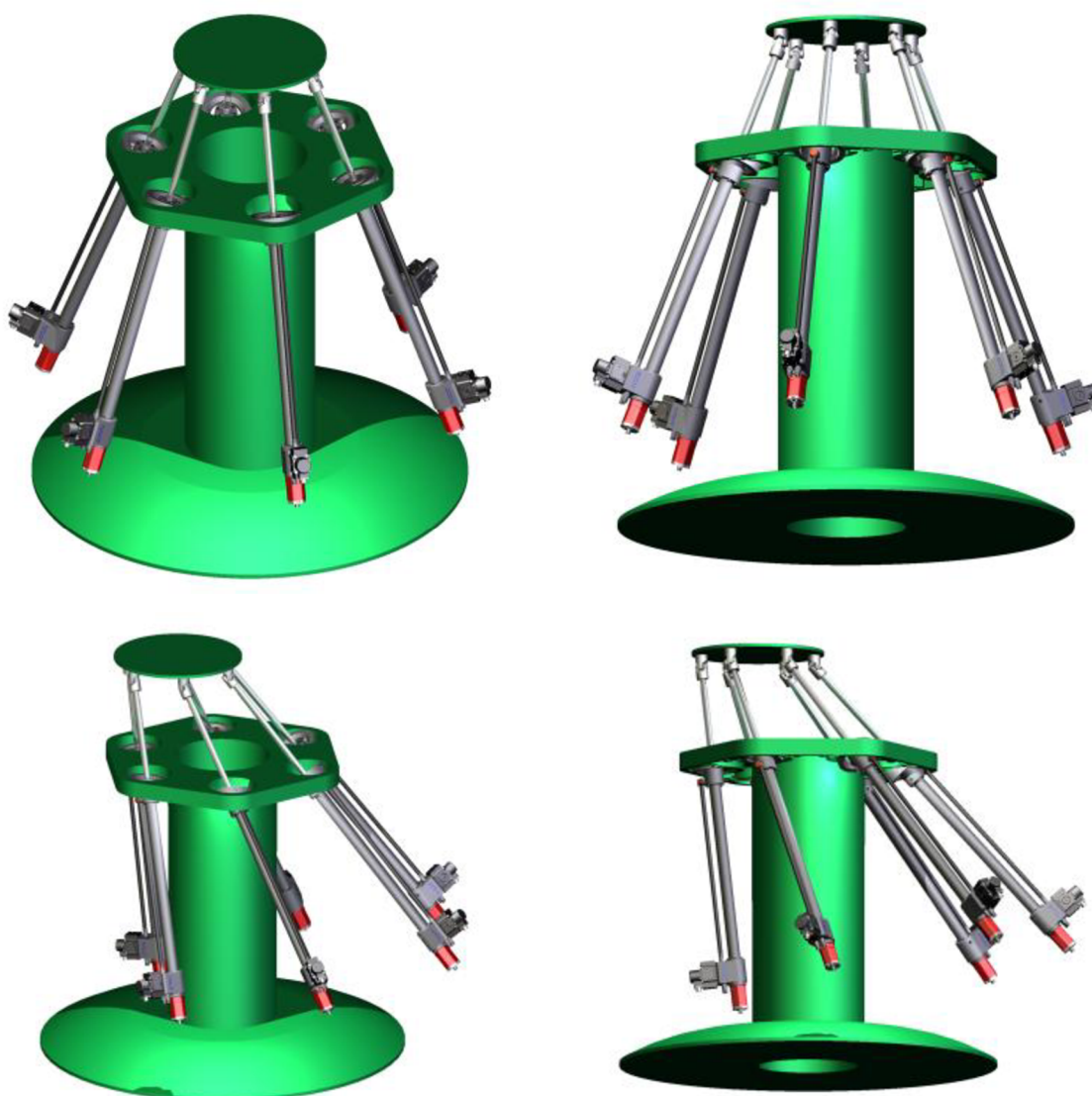
Součást / materiál / práce	Cena bez DPH
Senzor BTL7-G110-M0600-B-S32	20.000 Kč
Magnet senzoru BTL-P-1012-4R-PA	700 Kč
Hutní materiál	400 Kč
Akrylátový tmel Loctite 542 - 50 ml	784 Kč
Akrylátový tmel Loctite 518 - 300 ml	2456 Kč
Armatury, šrouby, těsnění hydraulického vedení	1500 Kč
Těsnění pístu, pístnice a příruby horní a spodní	650 Kč
Hydraulický agregát	50.000 Kč
Proporcionální ventil 4WSE2EM	50.000 Kč
<b>CELKEM</b>	Odhad 126.490 Kč bez DPH

Odhadované pořizovací náklady jsou celkově přibližně 126.500 Kč bez DPH na jeden lineární pohon. Nezahrnují náklady na konstrukci a výrobní a montážní náklady. Hlavní položky ceny jsou zejména hydraulický agregát a proporcionální ventil. Obecně by se dalo říci, že přesné řízení lineárních hydraulických pohonů je velice složité a tudíž i nákladné. Toto je jeden z důvodů, proč se lineární pohony hydraulické využívají v praxi minimálně, spíše jen výjimečně pro výzkumné účely. Pokud by měl být navržen průmyslový robot s PKS, známý pod názvem Hexapod, bude nutné využít 6 lineárních pohonů, tj. přibližné náklady na pořízení komponent pro výrobu samotných lineárních pohonů je přibližně 760.000 Kč bez DPH. Cena by samozřejmě klesla, kdyby byl tento lineární pohon vyráběný sériově.




## 11. Ideový návrh robotu s PKS

Ideový návrh robotu s PKS ukazuje, jak by mohl být navržený lineární hydraulický pohon aplikován v průmyslově využitelném stroji. Nejedná se o detailní návrh stroje s paralelní kinematickou strukturou, protože nejsou součástí práce nutné výpočty pro celkové dimenzování konstrukce, zejména návržení kloubů použitých pro připevnění k bázi a platformě. Dále není proveden kinematický a dynamický rozbor.




*Obr. 78 Ideový návrh robotu s PKS*

Tento ideový návrh by mohl být například využitý pro polohování předmětů odhadem do hmotnosti 500 kg (síla každého pohonu 1000N, odečtena hmotnost platformy) například při kontrole odlitků, jako součást zařízení pro 3D skenování či jiné nedestruktivní kontroly popřípadě menší simulátory.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 92
DIPLOMOVÁ PRÁCE		

V tomto případě se jedná o stroj stojící na podlaze, ale mohla by být i koncepce upevněná na stěně či stropu.

Další důležitou částí při návrhu takového stroje, by byl návrh samotné platformy, na kterou by byl upevněn koncový efektor, který bývá z pravidla přizpůsoben konkrétnímu využití. I samotný rozvod hydraulické kapaliny a umístění hydraulických agregátů by mělo významný vliv na stavbu celého stroje a neměl by uniknout pozornosti.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 93
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	


## 12. Závěr a vyhodnocení vlastností lineární jednotky

Tato práce se skládá ze dvou rozsáhlých dílčích celků navzájem spolu souvisejících. První pozůstává z úvodní rešeršní části a druhá, hlavní část, obsahuje původní návrh lineární jednotky s hydraulickým pohonem pro robot s paralelní kinematickou strukturou.

V rámci rešeršní části byly vysvětleny témata týkající se problematiky sériových a zejména paralelních kinematických struktur, počínaje historií vývoje prvních strojů a simulátorů, kde by se mohla paralelní kinematika uplatnit či se později uplatnila. Důležitou kapitolou v rámci rešerše, byla kapitola definice robotů, kde je nejen definován průmyslový robot jako takový, ale je zde rozdělení jejich morfologických struktur dle různých hledisek, dále dle typu průmyslových robotů tvořených základními kinematickými dvojicemi posuvnými nebo otáčivými, jenž tvoří právě kinematické struktury řetězců kinematických dvojic. Další část se zabývala rozdílem mezi sériovou a paralelní kinematikou a porovnání jejich konstrukčně provozních vlastností. Jedna z posledních kapitol rešeršní části se týkala přehledu technologických operací, kde jsou využívány paralelní kinematiky. V závěru prvního celku je proveden rozbor typických konstrukcí robotů např. dle stupňů volnosti, dle počtu a uspořádání kloubových bodů, podle počtu a uspořádání ramen, aj.

Druhý a stěžejní celek se týkal návrhu lineární jednotky s hydraulickým pohonem. Návrh konstrukce vychází ze zadaných vstupních hodnot síly, rychlosti a délky zdvihu. Při výpočtu je postupováno systematicky a práce obsahuje veškeré myšlenkové pochody autora této DP vedoucí k celkové koncepci pohonu a jejího následného propracování v podobě podrobné konstrukce. Prvotní rozměry lineární jednotky vycházely nejen ze vstupních parametrů, ale i z rozměrů zvoleného polohového snímače, který významnou měrou ovlivňuje rozměry pohonu jako celku, a to kvůli svému zabudování do okolního stavebního prostoru vlastní lineární jednotky.

Po prvotních návrhových výpočtech, kdy byl určen průměr válce, pístnice a tloušťky jejich stěn, byla provedena kontrola samotné pístnice na vzpěr. Jako další byl proveden návrh vstupních a výstupních otvorů šroubení a potrubí dle nomogramu pro hydrauliku. V další části práce se však dospělo k tomu, že z konstrukčních důvodů (hlavně zástavbových) tyto vstupy budou mít menší průměr a pro dodržení zadané rychlosti proudění stlačeného oleje (jako hnacího média) bude na výstupu

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 94
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

z proporcionálního ventilu zvýšen tlak. Nedílnou součástí návrhu je zvolení správného těsnění pístnice, pístu a přírub. Poslední část práce, před samotným modelem ve 3D, se zabývá použitým proporcionálním ventilem, který byl vybrán na základě konzultace s odborníky z firmy Bosh Rexroth, s. r. o., kdy vybraný proporcionální ventil nese označení 4WSE2EM.


V návaznosti na předchozí kapitoly bylo přistoupeno k modelování pohonu, přičemž byla popsána jeho konstrukce a určeno umístění odvězdušňovacích šroubů v hydraulickém obvodu. Tímto bylo možno návrh pohonu považovat za kompletní a mohlo se přistoupit k dalším kapitolám, týkající se uchycením pohonu k bázi, kontrole celé pohonné jednotky na vzpěr, nyní již i s ohledem na uložení celého pohonu a dále byl proveden návrh hydraulického obvodu, a kontrola válce lineárního hydromotoru pomocí MKP. Nebyla opomenuta ani systémová analýza rizik strojního zařízení, která však nebyla přímo v zadání DP a tak je po dohodě s vedoucím DP postup analýzy rizik rámcově naznačen, jak by měla být systémová analýza následně podrobně provedena.

Na závěr bylo provedeno ekonomické zhodnocení pořizovacích nákladů na pořízení jedné lineární jednotky. Celkové náklady na pořízení činí 126.500 Kč bez DPH, avšak tyto náklady jsou finanční prostředky vynaložené na zakoupení materiálů a součástí od prozatím nespecifikovaných prodejců a nezahrnují ceny za práci konstrukční, výrobní a montážní.

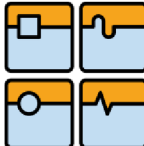
Poslední kapitolou byla kapitola ideového návrhu stroje s paralelní kinematickou strukturou (PKS), kde by mohla být navržená jednotka využita. Ideový návrh stroje s PKS vyobrazuje stroj, jehož rám (báze) stojí na podlaze. Na bázi je 6 kloubových bodů a v každém je umístěn jeden pohon, stejně je tomu tak na platformě, pohyblivé části stroje. Vodící řetězce a celou konstrukci stroje se šesti vodícími řetězci je možné označovat 6RRPS.

Poněvadž se jedná pouze o ideový návrh stroje, neobsahuje tato práce výpočty nutné pro celkové dimenzování konstrukce a další náležitosti, které jsou nutné pro sestavení takového stroje.

Přesto, že celá práce je vypracována dle vstupních parametrů, tak kvůli zástavbovým rozměrům magnetu senzoru došlo k navýšení vnitřního průměru válce lineárního pohonu, nežli bylo nutné, a tak se zvýšila síla tlačná/tažná. Toto však není považováno za nedostatek, protože se tato síla dá řídit a na požadovanou hodnotu

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 95
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

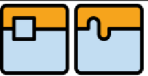

bude redukována prostřednictvím řízení veličiny tlaku oleje. Částí návrhu pohonu, která nebyla podrobně vyřešena, je tlumení pohybujícího se pístu v krajních polohách zdvihu principiálně zvýšením hydraulických odporů za použití miniaturních škrtících ventilů nebo konstrukční úpravou. Dle stávajícího návrhu by byly krajní polohy zdvihu pístu hlídány elektronicky řídicím systémem, který dostává informace o velikosti hodnoty vysunutí či zasunutí z polohového senzoru.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 96
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

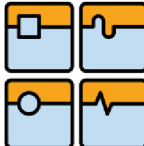
## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KNOFLÍČEK, Radek a Ladislav PLŠEK. *Paralelní kinematické struktury výrobních strojů a průmyslových robotů: Přednáška v rámci projektu S/Erasmus*. Brno: Vysoké učení technické, 2006.
- [2] SKAŘUPA, Jiří. *Průmyslové roboty a manipulátory: učební text*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2007, 1 CD-R. ISBN 978-80-248-1522-0. Dostupné z: [http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/PRM/Text/Skripta\\_PRaM.pdf](http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/PRM/Text/Skripta_PRaM.pdf)
- [3] WENSLEY, Roy. *Cyberneticzoo.com* [online]. 1999 [cit. 2013-10-30]. Dostupné z: <http://cyberneticzoo.com/?p=656>
- [4] POLLARD, Willard. *POSITION-CONTROLLING APPARATUS* [patent]. US Patent 2286571. Uděleno 16. červen 1942. Dostupné z: <http://www.google.com/patents/US2286571?printsec=abstract&hl=cs#v=onepage&q&f=false>
- [5] BLECHA, Petr, Zdeněk KOLÍBAL, Radek KNOFLÍČEK, Aleš POCHYLÝ, Tomáš KUBELA, Radim BLECHA a Tomáš BŘEZINA. *Mechatronika: Modul 10: Robotika*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2008.
- [6] KUKA průmyslové roboty - KR 5 scara R350. *KUKA průmyslové roboty* [online]. 2012 [cit. 8. listopadu 2012]. Dostupné z: [http://www.kuka-robotics.com/czech\\_republic/cs/products/industrial\\_robots/special/scara\\_robots/kr5\\_scara\\_r350/start.htm](http://www.kuka-robotics.com/czech_republic/cs/products/industrial_robots/special/scara_robots/kr5_scara_r350/start.htm)
- [7] *M-3iA: Large Genkotsu (fist) Robot*. U.S.A., 2010. Dostupné z: [http://www.fanucrobotics.com/cmsmedia/datasheets/M-3iA%20Series%202010\\_33.pdf](http://www.fanucrobotics.com/cmsmedia/datasheets/M-3iA%20Series%202010_33.pdf)
- [8] KNOFLÍČEK, Radek. *Roboty a pružné výrobní systémy: Studijní opora*. Brno: VUT v Brně, 2004.
- [9] KOLÍBAL, Zdeněk a Radek KNOFLÍČEK. *Robotické systémy vyšších generací: Studijní opora*. Brno: VUT v Brně, 2005.
- [10] MECHANICAL: 6-DoF Delta Manipulator on Behance. TSAY, Tzong-Lian. *Online Portfolios on Behance* [online]. 2012 [cit. 2013-01-15]. Dostupné z: <http://www.behance.net/gallery/MECHANICAL-6-DoF-Delta-Manipulator/4392859>
- [11] Delta Parallel Robot - the Story of Success. BONEV, Ilian. *Parallel Robots, Hexapods, Stewart platforms - ParalleMIC* [online]. 2000, 6.5.2001 [cit. 2013-01-15]. Dostupné z: <http://www.parallemic.org/Reviews/Review002.html>



	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 97
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [12] ScienceDirect.com - Mechanism and Machine Theory - A simplified force-based method for the linearization and sensitivity analysis of complex manipulation systems. POTT, Andreas, Andrés KECSKEMÉTHY a Manfred HILLER. *ScienceDirect.com | Search through over 11 million science, health, medical journal full text articles and books*. [online]. 2007, © 2007 [cit. 2013-01-15]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X07000043>
- [13] ScienceDirect.com - International Journal of Machine Tools and Manufacture - Self-calibration of a general hexapod manipulator using cylinder constraints. CHIU, Y.-J. a M.-H. PERNG. *ScienceDirect.com | Search through over 11 million science, health, medical journal full text articles and books*. [online]. 2003, © 2003 [cit. 2013-03-28]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0890695503000828>
- [14] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG. *Components for parallel kinematics Series GLK, GLK 2, GLK 3 and GLAE*. Germany, 2000. Dostupné z: [http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/mai/downloads\\_10/mai66\\_de\\_us.pdf](http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/mai/downloads_10/mai66_de_us.pdf)
- [15] Induktivní EDS snímač do hydraulických válců | Micro-Epsilon Czech Republic. *MICRO-EPSILON Czech Republic* [online]. 2012 [cit. 2013-02-12]. Dostupné z: [http://www.micro-epsilon.cz/displacement-position-sensors/inductive-sensor-lvdt/Serie\\_EDS/index.html](http://www.micro-epsilon.cz/displacement-position-sensors/inductive-sensor-lvdt/Serie_EDS/index.html)
- [16] BALLUFF CZ S.R.O. *Snímače a senzory pro automatizaci* | BALLUFF CZ s.r.o. [online]. 2011, © 2011 [cit. 2013-02-12]. Dostupné z: <http://www.balluff.cz/>
- [17] Lineární odměřování Micropulse BTL7: SSI SYNC pro optimální řízení chodu s vysokou dynamičností. BALLUFF CZ S.R.O. *Snímače a senzory pro automatizaci* | BALLUFF CZ s.r.o. [online]. 2011 [cit. 2013-02-12]. Dostupné z: [http://www.balluff.cz/download/katalogy/BTL-BIW/BTL\\_tycove\\_0911\\_CZ\\_web.pdf](http://www.balluff.cz/download/katalogy/BTL-BIW/BTL_tycove_0911_CZ_web.pdf)
- [18] Magnetostrikční senzory série E, E-senzory - ALPHA international. *ALPHA international s.r.o.* [online]. 2012 [cit. 2013-02-12]. Dostupné z: [http://www.mtssensor.de/fileadmin/medien/downloads/datasheets/EH\\_analogst-artstop\\_551247RevD\\_EN.pdf](http://www.mtssensor.de/fileadmin/medien/downloads/datasheets/EH_analogst-artstop_551247RevD_EN.pdf)
- [19] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [20] BUKAL, Oldřich. *Kontrolní výpočet částí tlakové nádoby* [online]. Brno, 2011 [cit. 2013-02-22]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=37883](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=37883). Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Tomáš Létal.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 98
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [21] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [22] AMP Hydraulika - Váš svět hydrauliky. *AMP Hydraulika - Váš svět hydrauliky* [online]. 2004 [cit. 2013-02-24]. Dostupné z: <http://amp-hydraulika.cz/help.html>
- [23] TRELLEBORG SEALING SOLUTIONS. *Těsnění přímočarých pohybů hydraulika: TĚSNĚNÍ PÍSTNICE*. Rakovník, 2007. Dostupné z: [http://www.tss-static.com/remotemedia/media/globalformastercontent/downloadsautomaticlycreatedbyscript/catalogs/rod\\_cz.pdf](http://www.tss-static.com/remotemedia/media/globalformastercontent/downloadsautomaticlycreatedbyscript/catalogs/rod_cz.pdf)
- [24] TRELLEBORG SEALING SOLUTIONS. *Těsnění pro hydrauliku, těsnění přímočarých pohybů* [online]. 2012 [cit. 2013-02-25]. Dostupné z: [http://www.tss.trelleborg.com/cz/cz/products\\_2/hydraulicseals/hydraulic-seals.html](http://www.tss.trelleborg.com/cz/cz/products_2/hydraulicseals/hydraulic-seals.html)
- [25] TRELLEBORG SEALING SOLUTIONS. *Těsnění přímočarých pohybů hydraulika: TĚSNĚNÍ PÍSTU*. Rakovník, 2004. Dostupné z: [http://www.tss-static.com/remotemedia/media/globalformastercontent/downloadsautomaticlycreatedbyscript/catalogs/piston\\_cz.pdf](http://www.tss-static.com/remotemedia/media/globalformastercontent/downloadsautomaticlycreatedbyscript/catalogs/piston_cz.pdf)
- [26] Trelleborg Sealing Solutions Vodící kroužky Slydring®. TRELLEBORG SEALING SOLUTIONS. *Hydraulic Seals, Rotary Shaft Seals, O-Rings by Trelleborg* [online]. 2012 [cit. 2013-02-03]. Dostupné z: [http://tss-static.com/remotemedia/media/globalformastercontent/downloadsautomaticlycreatedbyscript/catalogs/slydring\\_cz.pdf](http://tss-static.com/remotemedia/media/globalformastercontent/downloadsautomaticlycreatedbyscript/catalogs/slydring_cz.pdf)
- [27] Zurcon® Dualseal - Trelleborg. TRELLEBORG SEALING SOLUTIONS. *Hydraulic Seals, Rotary Shaft Seals, O-Rings by Trelleborg* [online]. 2012 [cit. 2013-02-06]. Dostupné z: [http://tss-static.com/remotemedia/media/globalformastercontent/downloadsautomaticlycreatedbyscript/catalogs/static\\_cz.pdf](http://tss-static.com/remotemedia/media/globalformastercontent/downloadsautomaticlycreatedbyscript/catalogs/static_cz.pdf)
- [28] HOŇKA S.R.O. [ *LOCTITE - Těsnění - Lepidla - Tmely* ] [online]. 2011 [cit. 2013-03-12]. Dostupné z: <http://www.loctite.as/>
- [29] DIN808 WS – Nållagrad kullänk DIN 808 WS. *Eugen Wiberger AB - Maskindetaljer i Goteborg* [online]. 2012 [cit. 2013-03-13]. Dostupné z: <http://www.wiberger.se/templates/din808-ws.htm>
- [30] BOSCH REXROTH AG. *Bosch Rexroth Industrial Hydraulics* [online]. 2013, 2013-01-28 [cit. 2013-04-22]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=EN&Region=none&VHist=Start,p537419&PageID=p537422>
- [31] *MM Průmyslové spektrum: Management rizik v konstrukci výrobních strojů*. Praha: SEND Předplatné s.r.o, 2009. ISSN 1212-2572.

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

$F$	[-]	Počet stupňů volnosti mechanismu
$\lambda$	[-]	Počet stupňů volnosti tělesa
$n$	[-]	Počet členů mechanismu včetně rámu
$g$	[-]	Počet členů kloubů
$f_i$	[-]	Počet stupňů volnosti i-tého kloubu
$f_{id}$	[-]	Počet identických stupňů volnosti
$s$	[-]	Počet pasivních vazeb
$m$	[-]	Počet kloubových bodů na bázi
$n$	[-]	Počet kloubových bodů na platformě
$l$	[-]	Počet vodicích řetězců
$PSRvJK$	[-]	Počet spřažených ramen v jednom kloubu
$KD$	[-]	Kinematická dvojice
$\Delta_{pol}$	[ $m$ ]	Přesnost polohování
$F_{tl}$	[ $N$ ]	Síla tlačná
$F_{st}$	[ $N$ ]	Síla statická (přidrzná)
$l_{zdvih}$	[ $m$ ]	Délka zdvihu
$p_{vs}$	[ $Pa$ ]	Vstupní tlak
$S_{p1}$	[ $m^2$ ]	Plocha před pístem
$S_{p2}$	[ $m^2$ ]	Plocha za pístem
$t_{stv}$	[ $m$ ]	Tloušťka stěny válce
$t_{stp}$	[ $m$ ]	Tloušťka stěny pístnice
$D_{p1}$	[ $m$ ]	Průměr před pístem
$D_{p2}$	[ $m$ ]	Průměr za pístem
$D_{vms}$	[ $m$ ]	Vnitřní průměr magnetu snímače
$S_{np}$	[ $m^2$ ]	Plocha namáhaného průřezu
$l_0$	[ $m$ ]	Délka namáhaného prutu (pístnice)
$S$	[ $m^2$ ]	Plocha obecně
$\sigma_d$	[ $MPa$ ]	Dovolené namáhání materiálu
$z$	[-]	Součinitel svarového spoje
$R_e$	[ $MPa$ ]	Mez kluzu

$\lambda_s$	$[-]$	Štíhlost prutu
$i$	$[m]$	Minimální poloměr setrvačnosti
$I_{min}$	$[m^4]$	Kvadratický modul průřezu
$\sigma_{kr}$	$[MPa]$	Kritické napětí z hlediska vzpěru
$E$	$[MPa]$	Modul pružnosti v tahu/tlaku
$F_{kr}$	$[N]$	Kritická síla při vzpěru (pístu)
$k_e$	$[-]$	Bezpečnost dle Eulera (pro píst)
$V_c$	$[m^3]$	Celkový objem pohonu
$v_n$	$[m/s]$	Rychlost vysouvání na prázdno
$t_{zdvih}$	$[s]$	Čas zdvihu
$Q_m$	$[m^3/s]$	Průtok
$d_N$	$[m]$	Průměr pístnice pístnice
$D_2$	$[m]$	Průměr drážky vodicího kroužku pístnice
$L_2$	$[m]$	Šířka drážky pro vodicí kroužek
$W$	$[m]$	Šířka vodicího kroužku
$z_1$	$[m]$	Šířka mezery vodicího kroužku pístnice
$D_3$	$[m]$	Průměr drážky stíracího kroužku pístnice
$L_3$	$[m]$	Šířka drážky stíracího kroužku pístnice
$D_4$	$[m]$	Průměr vrtání stíracího kroužku pístnice
$D_1$	$[m]$	Průměr drážky pro těsnící kroužek pístnice
$L_1$	$[m]$	Šířka drážky pro těsnící kroužek
$S_{max}$	$[m]$	Maximální radiální vůle pro těsnící kroužek
$D_N$	$[m]$	Vrtání válce
$d_1$	$[m]$	Průměr drážky pro těsnění pístu
$d_2$	$[m]$	Průměr drážky vodicího kroužku pístu
$z$	$[m]$	Šířka mezery vodicího kroužku pístu
$l_{vzp}$	$[m]$	Délka namáhaného prutu (celý pohon)
$s_k$	$[m]$	Redukovaná délka prutu
$F_{kr2}$	$[N]$	Kritická síla při vzpěru (celého pohonu)
$k_{e2}$	$[-]$	Bezpečnost dle Eulera (pro celý pohon)

**SEZNAM OBRÁZKŮ**

Obr. 1 Robot Televox [3] .....	17
Obr. 2 První prostorový paralelní mechanismus [1] .....	18
Obr. 3 Schéma nanášení nátěrových hmot robotem [4] .....	18
Obr. 4 Schéma stříkací jednotky s vertikálním posuvem [4] .....	19
Obr. 5 Návrh patentovaného Robotu [4] .....	19
Obr. 6 Stewartův letecký simulátor [1] .....	20
Obr. 7 Schematické porovnání člověka a stroje ve výrobním procesu .....	22
Obr. 8 Průmyslový robot KR 5 SCARA R350 [6] .....	24
Obr. 9 Průmyslový robot Fanuc M-3iA [7] .....	24
Obr. 10 Přehled geometrií pracovních prostorů [8] .....	25
Obr. 11 Základní subsystémy PRaM [9] .....	26
Obr. 12 Značení pohybů tělesa v prostoru .....	27
Obr. 13 Použitelná rozhodovací kritéria .....	30
Obr. 14 Sériové uspořádání ramen průmyslového robotu [8] .....	30
Obr. 15 Sériové uspořádání stroje .....	30
Obr. 16 Možná koncepce báze Hexapodu .....	33
Obr. 17 Atypický kardanový kloub .....	33
Obr. 18 Delta robot (3 DOF) [10] .....	39
Obr. 19 Možné uspořádání kloubových bodů [1] .....	40
Obr. 20 Nejběžnější uspořádání KD ve vodícím řetězci .....	42
Obr. 21 Schematické znázornění Delta robotu [11] .....	42
Obr. 22 Schéma uspořádání kloubů Delta robotu .....	42
Obr. 23 Uspořádání posuvových os PK [1] .....	43
Obr. 24 Linapod (6-DOF) [12] .....	44
Obr. 25 Hexapod manipulator [13] .....	44
Obr. 26 Rozdělení servoramena [1] .....	44
Obr. 27 Možnosti uspořádání pohonů [1] .....	45
Obr. 28 Kuličkový kloub GLK [14] .....	46
Obr. 29 Univerzální kloub GLK 2 [14] .....	46
Obr. 30 Možnosti provedení ramen s ohledem na druh pohonu [1] .....	47
Obr. 31 Blokové schéma hydromotoru s přesným polohováním .....	48
Obr. 32 Lineární senzor EDS [15] .....	51
Obr. 33 Rozměry senzoru EDS [15] .....	51
Obr. 34 Senzor MicroPulse BTL7 [17] .....	52
Obr. 35 Rozměry BTL7 [17] .....	52
Obr. 36 Rozměry magnetu senzoru BTL [17] .....	53
Obr. 37 Senzor Temposonics EH [18] .....	53
Obr. 38 Rozměry senzoru EH [18] .....	54
Obr. 39 Zabudování magnetu do magnetického materiálu a rozměry magnetu [18] .....	54
Obr. 40 Schéma pístu .....	55
Obr. 41 Výpočet stěny válce .....	57
Obr. 42 Rozlišení namáhání štíhlých prutů tlakovou silou .....	58
Obr. 43 Obecný nomogram pro hydraulické oleje [22] .....	59
Obr. 44 Konkrétní nomogram pro určení průměru otvorů .....	60
Obr. 45 Zálohovaný těsnící systém pístnice [23] .....	61
Obr. 46 Rozměry vodícího kroužku [24] .....	62
Obr. 47 Rozměry stíracího kroužku Zurcon DA22 [24] .....	62

Obr. 48 Rozměry primárního kroužku Turcon [24] .....	63
Obr. 49 Rozměry těsnění Zurcon Rimseal [24] .....	64
Obr. 50 Výřez z tabulky pro výběr těsnění pístu [25] .....	65
Obr. 51 Rozměry těsnění Turcon Glyd Ring T .....	65
Obr. 52 Rozměry vodicího kroužku HiMod [26].....	66
Obr. 53 Rozměry statického těsnění Dualseal [27] .....	67
Obr. 54 Proporcionální ventil 4WRPEH firmy Bosh Rexroth s.r.o. ....	68
Obr. 55 Proporcionální ventil typu 4WSE2EM firmy Bosh Rexroth s.r.o. ....	69
Obr. 56 Proporcionální ventil typu 4WREQ firmy Bosh Rexroth s.r.o. ....	69
Obr. 57 Sestava proporcionálního ventilu (Příloha 3) .....	71
Obr. 58 Model celé lineární hydraulické jednotky.....	72
Obr. 59 Základní rozměry lineární hydraulické jednotky .....	72
Obr. 60 Popis součástí lineárního pohonu .....	73
Obr. 61 Komponenty lineárního hydraulického pohonu .....	74
Obr. 62 Odvzdušňovací šroub č. 1 .....	75
Obr. 63 Odvzdušňovací šroub č. 2.....	75
Obr. 64 Uchycení pohonu k bázi za spodní přírubu .....	75
Obr. 65 Uchycení pohonu k bázi za horní přírubu.....	76
Obr. 66 Kardanový kloub [29] .....	76
Obr. 67 Způsob zatížení dle EULERA .....	77
Obr. 68 Příklad hydraulického agregátu ABGAG-V [30] .....	79
Obr. 69 Hydraulický obvod jedné větve .....	80
Obr. 70 Element Tetrahedral - 10-uzlový .....	81
Obr. 71 Elementová (prvková) síť válce.....	81
Obr. 72 Okrajové podmínky (vazební) .....	82
Obr. 73 Napětí von Mises válce .....	82
Obr. 74 Napětí von Mises válce - faktor bezpečnosti.....	83
Obr. 75 Blokový diagram lineárního pohonu .....	84
Obr. 76 Fáze životního cyklu stroje.....	87
Obr. 77 Příklad grafu pro odhad rizika respektujícího .....	88
Obr. 78 Ideový návrh robotu s PKS .....	91



## PŘÍLOHY

### 3D Vizualizační přílohy:

*Pohled 1*

*Pohled 2*

*Pohled 3*

*Pohled 4*

### Katalogové přílohy:

*Příloha 1* – Loctite 518

*Příloha 2* – Loctite 542

*Příloha 3* – ventil 4WSE2EM

*Příloha 4* – Hydraulický agregát ABFAG-V

### Výkresové přílohy:

*Výkres součásti* – 3-50/9-1/0

*Výkres součásti* – 4-50/9-1/1

*Výkres sestavy* – 2-50/9-1/2

*Seznam položek* – 4-50/9-2/0

*Seznam položek* – 4-50/9-2/1





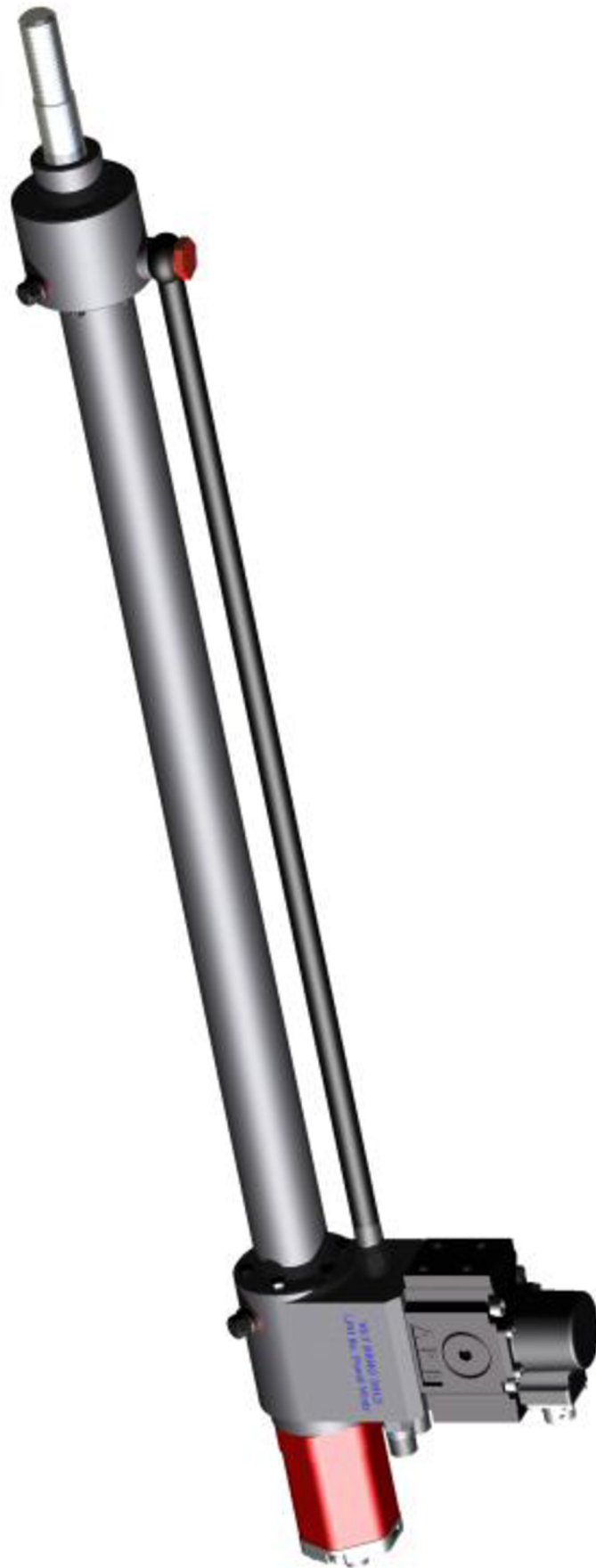
# 3D Vizualizace – Pohled 1



## 3D Vizualizace – Pohled 2



## 3D Vizualizace – Pohled 3



## 3D Vizualizace – Pohled 4



**Popis výrobku**

 LOCTITE<sup>®</sup> 518<sup>™</sup> má následující vlastnosti:

<b>Technologie</b>	Akrylát
Chemický typ	Dimethakrylát ester
Vzhled (nevytvrzený)	Červený gel <sup>LMS</sup>
Fluorescence	Pozitivní pod UV zářením <sup>LMS</sup>
Složky	Jednosložkový
Viskozita	Tixotropní
<b>Vytvrzení</b>	Anaerobní
Výhody vytvrzení	Vytvrzení při pokojové teplotě
<b>Aplikace</b>	utěšňování

LOCTITE<sup>®</sup> 518<sup>™</sup> je jednosložkový, středněpevnostní, anaerobní těsnící produkt, který vytvrzuje ve spáře mezi dvěma kovovými povrchy. Typické aplikace zahrnují utěšňování lícovaných spojů mezi pevnými kovovými povrchy nebo přírubami. Vykazuje odolnost vůči malému tlaku okamžitě po sestavení přírub. Typické použití jako na místě vytváření těsnění na tuhých přírubových spojkách, například v převodových skříních, skříních motorů atd. Tixotropní charakter LOCTITE<sup>®</sup> 518<sup>™</sup> zabraňuje jeho stékání z místa nanesení.

**NSF International**

Registrováno dle NSF Kategorie P1 pro použití jako těsnící prostředek v potravinářských provozech tam, kde je vyloučen přímý styk s potravinami. **Poznámka:** Toto je pouze regionální schválení. Pro ujasnění a více informací kontaktujte Vaše místní technické zastoupení.

**NSF International**

Certifikováno dle ANSI/NSF Standard 61 pro použití v komerčních i domovních rozvodech pitné vody tam, kde teplota nepřesáhne 82° C. **Poznámka:** Toto je pouze regionální schválení. Pro ujasnění a více informací kontaktujte Vaše místní technické zastoupení.

**TYPICKÉ VLASTNOSTI NEVYTVRZENÉHO MATERIÁLU**

Měrná hmotnost při 25 °C	1,13
Bod vzplanutí - viz Bezpečnostní list	
Viskozita, Brookfield - HBT, 25 °C, mPa·s (cP):	
Vřeteno TC, rychlost 0,5 ot/min., Helipath	3 000 000 až 4 500 000 <sup>LMS</sup>
Vřeteno TC, rychlost 5,0 ot/min., Helipath	500 000 až 1 000 000 <sup>LMS</sup>

**Schopnost okamžitého těsnění**

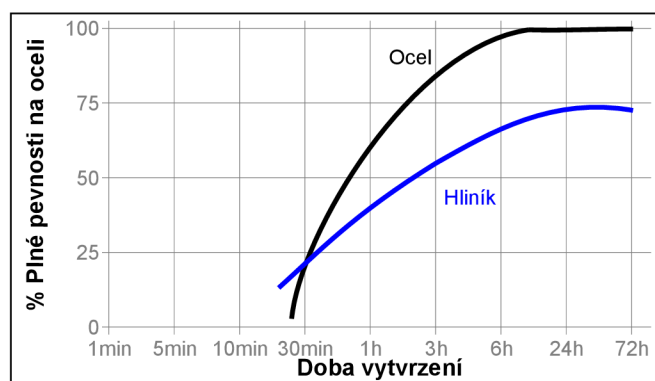
Anaerobní těsniva mají schopnost obstát při přímé zkoušce nízkým tlakem během vytvrzování. Tato zkouška byla provedena na nevytvrzeném produktu bezprostředně po sestavení na kruhovém polykarbonátovém těsnícím povrchu s vnitřním průměrem 50 mm a vnějším průměrem 70 mm.

Tlaková pevnost, MPa:

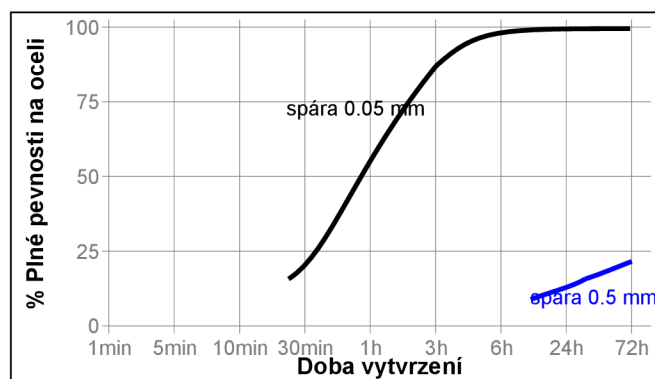
Velikost spáry 0,05 mm	0,3
Velikost spáry 0,125 mm	0,15
Velikost spáry 0,25 mm	0,05

**PROVOZNÍ VLASTNOSTI PŘI VYTVRZOVÁNÍ**
**Rychlost vytvrzení dle materiálu**

Rychlost vytvrzení závisí na lepeném materiálu. Graf níže ukazuje závislost pevnosti ve smyku na čase na zkušebních vzorcích v porovnání pro různé materiály, zkoušeno v souladu s ISO 4587.

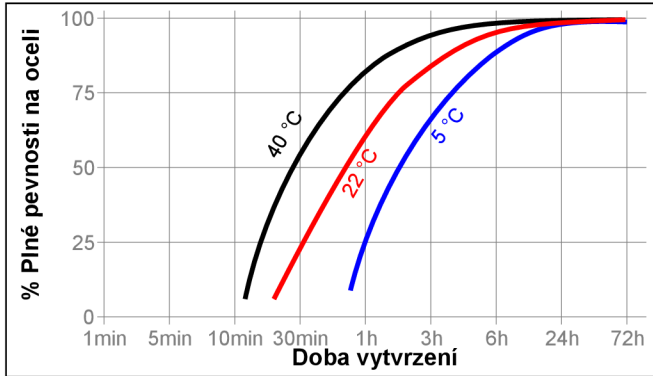

**Rychlost vytvrzení dle spáry.**

Rychlost vytvrzení závisí na velikosti spáry. Následující graf ukazuje závislost pevnosti ve smyku na čase na zkušebních vzorcích z otryskané oceli pro různé velikosti spáry, zkoušeno v souladu s ISO 4587.



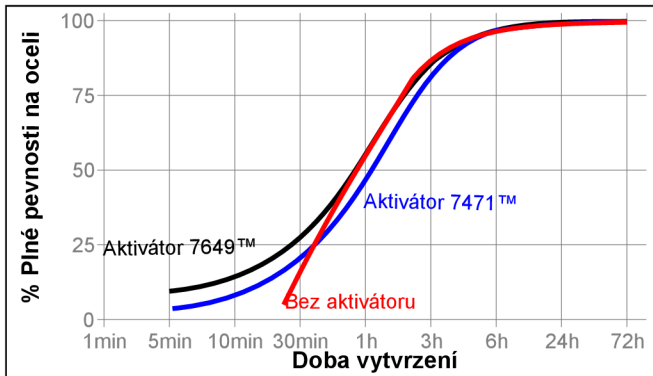
### Rychlost vytvrzení dle teploty

Rychlost vytvrzení závisí na okolní teplotě. Graf níže ukazuje závislost pevnosti ve smyku na zkušebních vzorcích z otryskané oceli při různých teplotách, zkoušeno v souladu s ISO 4587.



### Rychlost vytvrzení dle aktivátoru.

Tam kde je doba vytvrzení nepřijatelně dlouhá nebo kde je příliš velká spára, použití aktivátoru na povrch součástí urychlí vytvrzování. Graf níže ukazuje závislost pevnosti ve smyku na čase na zkušebních vzorcích při použití aktivátoru 7471™ a 7649™, zkoušeno v souladu s ISO 4587.



### TYPICKÉ VLASTNOSTI VYTVRZENÉHO MATERIÁLU

#### Fyzikální vlastnosti:

Měrné teplo, kJ/(kg·K)	0,3
Koeficient teplotní roztažnosti, ASTM D 696, K <sup>-1</sup>	80×10 <sup>-6</sup>
Koeficient tepelné vodivosti, ASTM C177, W/(m·K)	0,1

### TYPICKÉ VLASTNOSTI VYTVRZENÉHO MATERIÁLU

#### Adhezní vlastnosti

Vytvrzeno po dobu 1 hodiny při teplotě 22 °C

Pevnost ve smyku, ISO 10123:

Ocelové čepy a kroužky	N/mm <sup>2</sup>	≥5,0 <sup>LMS</sup>
	(psi)	(≥725)

Vytvrzeno po dobu 24 hodin při teplotě 22 °C

Pevnost ve smyku, ISO 10123:

Ocelové čepy a kroužky	N/mm <sup>2</sup>	≥5,0 <sup>LMS</sup>
	(psi)	(≥725)

Pevnost ve smyku, ISO 4587:

Ocel (otryskaná)	N/mm <sup>2</sup>	7,5
	(psi)	(1 100)

Pevnost v tahu, ISO 6922:

Ocelový čep (otryskaná)	N/mm <sup>2</sup>	8,5
	(psi)	(1 200)

### Těsnící schopnost

Těsnění kruhového tvaru s vnitřním průměrem 50 mm a největším průměrem 70 mm je zkoušeno až do tlaku 1.3 MPa na průsak (ponořeno ve vodě po dobu 1 minuty).

Maximální velikost spáry pro těsnění, mm:

Nízkouhlikatá ocel	0,25
Hliník	0,25

### TYPICKÁ ODOLNOST VŮČI PROSTŘEDÍ

Následující zkoušky poukazují na vliv prostředí na pevnost produktu. Nejedná se o měření vlastností těsnění.

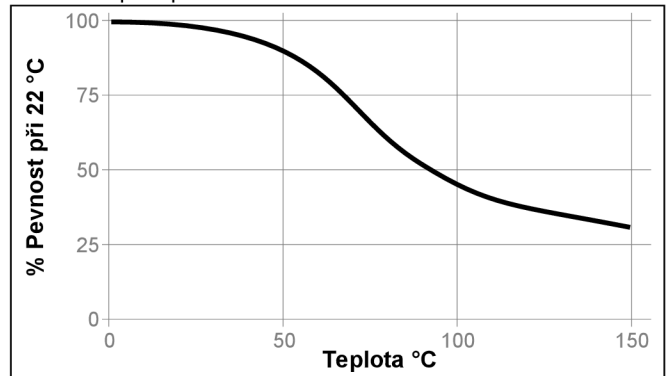
Vytvrzeno po dobu 1 týden při teplotě 22 °C.

Pevnost ve smyku, ISO 4587:

Ocel (otryskaná)

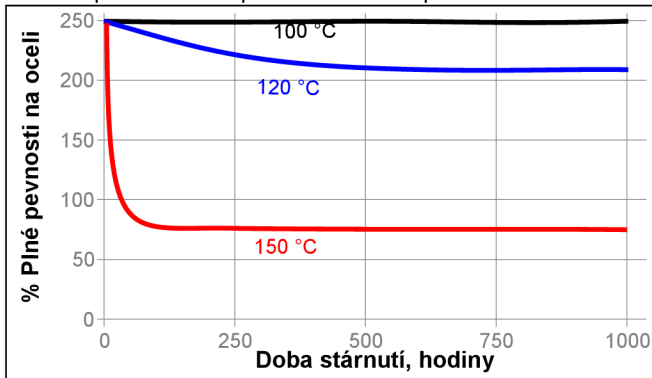
### Pevnost za tepla

Zkoušeno při teplotě



**Stárnutí za tepla**

Stárnutí při uvedené teplotě a zkušeno při 22 °C

**Odolnost vůči chemikáliím a rozpouštědlům**

Stárnutí za uvedených podmínek a zkušeno při 22 °C

Prostředí	°C	% původní pevnosti		
		100 h	500 h	1000 h
Motorový olej	125	100	160	140
Benzín	22	60	60	55
Voda/glykol 50/50	87	100	100	90

**VŠEOBECNÉ INFORMACE**

Tento produkt se nedoporučuje používat v čistě kyslíkových nebo na kyslík bohatých systémech a neměl by se používat k těsnění chlóru či jiných silně oxidačních materiálů.

Informace pro bezpečné zacházení s tímto produktem najdete v Bezpečnostním listě (BL).

Tam kde se používají vodní roztoky pro čištění povrchů před lepením je důležité zkontrolovat kompatibilitu mycího roztoku a produktu. V některých případech mohou vodní roztoky nepříznivě ovlivnit vytvrzování a vlastnosti produktu.

Tento produkt se běžně nedoporučuje pro použití na plastech (zvláště ne na termoplastech, kde může vlivem napětí dojít k praskání). Uživatelům se doporučuje, aby si ověřili vhodnost použití produktu na takové materiály.

**Pokyny pro použití**

1. Pro co nejlepší výsledek lepení by měly být lepené povrchy čisté a odmaštěné.
2. Produkt je určen pro těsnění součástí s přírubovým spojem se spárou do 0,25 mm.
3. Naneste ručně ve formě souvislé housenky nebo pomocí sítotisku na povrch příruby.
4. Pro ověření dokonalosti těsnění okamžitě po sestavení a před vytvrzením produktu se může provést zkouška nízkým tlakem (<0,05 MPa).
5. Příruby by měly být dotaženy co nejdříve po sestavení aby vytvrzením produktu nevznikla velká spára.

**Materiálová specifikace Loctite<sup>LMS</sup>**

LMS je zavedena od 13. února 2002. Pro udávané vlastnosti produktu jsou pro každou dávku k dispozici zkušební protokoly. Protokoly LMS dále obsahují vybrané parametry řízení jakosti, které se považují za vhodné ke specifikaci pro zákazníka. V neposlední řadě funguje na místě komplexní systém kontroly, který zajišťuje kvalitu výrobku a jeho shodu. Zvláštní požadavky upřesněné zákazníkem mohou být řešeny pomocí systému "Henkel Quality".

**Skladování**

Produkt skladujte v neotevřených originálních nádobách na suchém místě. Informace o skladování produktu jsou uvedeny na etiketě nádob.

**Optimální podmínky skladování:**

**8 °C až 21 °C. Skladování pod 8 °C nebo nad 28 °C může nepříznivě ovlivnit vlastnosti produktu.** Materiál odebraný z nádoby může být během používání kontaminován. Proto jej nikdy nevracejte do originálního obalu. Společnost Henkel nemůže nést odpovědnost za produkt, který byl kontaminován nebo skladován za podmínek jiných, než výše uvedených. Pokud jsou potřebné další informace, kontaktujte Vaše místní technické nebo zákaznické oddělení Henkel Loctite.

**Převody**

$(^{\circ}\text{C} \times 1.8) + 32 = ^{\circ}\text{F}$   
 $\text{kV/mm} \times 25.4 = \text{V/mil}$   
 $\text{mm} / 25.4 = \text{inches}$   
 $\mu\text{m} / 25.4 = \text{mil}$   
 $\text{N} \times 0.225 = \text{lb}$   
 $\text{N/mm} \times 5.71 = \text{lb/in}$   
 $\text{N/mm}^2 \times 145 = \text{psi}$   
 $\text{MPa} \times 145 = \text{psi}$   
 $\text{N}\cdot\text{m} \times 8.851 = \text{lb}\cdot\text{in}$   
 $\text{N}\cdot\text{m} \times 0.738 = \text{lb}\cdot\text{ft}$   
 $\text{N}\cdot\text{mm} \times 0.142 = \text{oz}\cdot\text{in}$   
 $\text{mPa}\cdot\text{s} = \text{cP}$

**Poznámka**

Veškeré údaje zde uvedené slouží pouze pro informaci a jsou považovány za hodnověrné. Nemůžeme přebírat zodpovědnost za výsledky dosažené jinými laboratořemi, nad jejichž postupy nemáme kontrolu. Je plně na zodpovědnosti uživatele posoudit vhodnost jakéhokoli zde uvedeného postupu pro vlastní účely a je také na jeho zodpovědnosti, zda přijme vhodná preventivní opatření pro ochranu majetku a osob proti všem rizikům, která mohou být spojena s používáním produktů a manipulací s nimi.

**V tomto duchu se společnost Henkel zvláště zřiká přímých i vyplývajících záruk, včetně záruk obchodovatelnosti a vhodnosti pro daný účel, vznikajících z prodeje nebo používání jejich produktů. Společnost Henkel zvláště odmítá jakoukoli zodpovědnost za následné nebo náhodné škody jakéhokoli druhu, včetně náhrady škod.**

Tato diskuze o různých postupech a složeních neznamená, že tyto nejsou patentovány společností Henkel nebo jinými subjekty. Každému budoucímu uživateli doporučujeme, aby si před sériovým použitím otestoval, zda je pro něj navrhovaná aplikace vhodná. Tento produkt může být zahrnut v patentech USA nebo jiných zemí.

Henkel Americas

+860.571.5100

Henkel Europe

+49.89.9268.0

Henkel Asia Pacific

+81.45.758.1810

**Pro získání přímého spojení na Vaše místní obchodní či technické oddělení navštivte:**

[www.henkel.com/industrial](http://www.henkel.com/industrial)

**Ochranná známka**

Pokud není uvedeno jinak, všechny ochranné známky v tomto dokumentu jsou ochranné známky společnosti Henkel ve Spojených státech a kdekoli jinde. ® značí ochrannou známku zaregistrovanou na Úřadě obchodního vlastnictví Spojených států amerických. (U.S. Patent and Trademark Office)

Reference 1.2

---

Henkel Americas  
+860.571.5100

Henkel Europe  
+49.89.9268.0

Henkel Asia Pacific  
+81.45.758.1810

**Pro získání přímého spojení na Vaše místní obchodní či technické oddělení navštivte:**  
**[www.henkel.com/industrial](http://www.henkel.com/industrial)**



**Popis výrobku**

LOCTITE® 542 má následující vlastnosti:

<b>Technologie</b>	Akrylát
Chemický typ	Dimethakrylát ester
Vzhled (nevytvrzený)	Hnědá kapalina <sup>LMS</sup>
Složky	Jednosložkový
Viskozita	Nízká
<b>Vytvrzení</b>	Anaerobní
Sekundární vytvrzení	Aktivátor
<b>Aplikace</b>	Závitové těsnění
Pevnost	Střední

LOCTITE® 542 je určen pro těsnění a zajišťování kovových trubek a tvarovek. Produkt vytvrzuje bez přístupu vzduchu ve spáře mezi lepenými kovovými povrchy a zabraňuje uvolnění či prosakování spoje, které je způsobené vibracemi a rázy. Tixotropní charakter LOCTITE® 542 zabraňuje jeho stékání z místa nanesení.

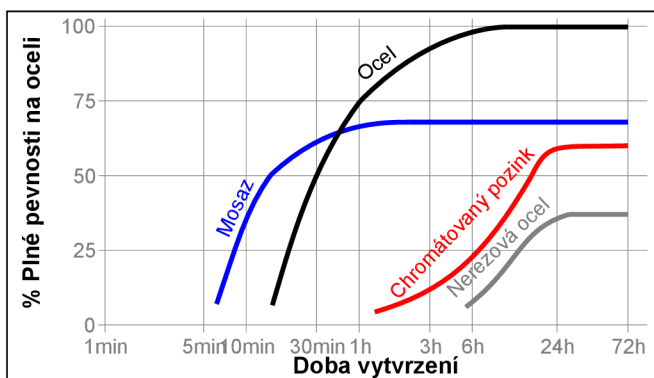
**TYPICKÉ VLASTNOSTI NEVYTVRZENÉHO MATERIÁLU**

- Měrná hmotnost při 25 °C 1,06
- Bod vzplanutí - viz Bezpečnostní list
- Viskozita, Brookfield - RVT, 25 °C, mPa·s (cP):
  - Vřeteno 2, rychlost 2,5 ot/min. 1 200 až 2 750<sup>LMS</sup>
  - Vřeteno 2, rychlost 20 ot/min. 400 až 800<sup>LMS</sup>
- Viskozita EN 12092 - MV, 25 °C, po 180 s, mPa·s (cP):
  - Smyková rychlost 277 s<sup>-1</sup> 150

**PROVOZNÍ VLASTNOSTI PŘI VYTVRZOVÁNÍ**

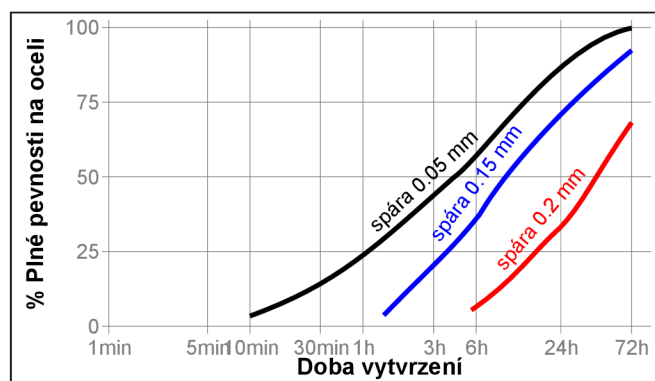
**Rychlost vytvrzení dle materiálu**

Rychlost vytvrzení závisí na lepeném materiálu. Graf níže ukazuje závislost pevnosti spoje na čase, závit M10, ocelová matice a šroub, v porovnání pro různé materiály, zkoušeno v souladu s ISO 10964.



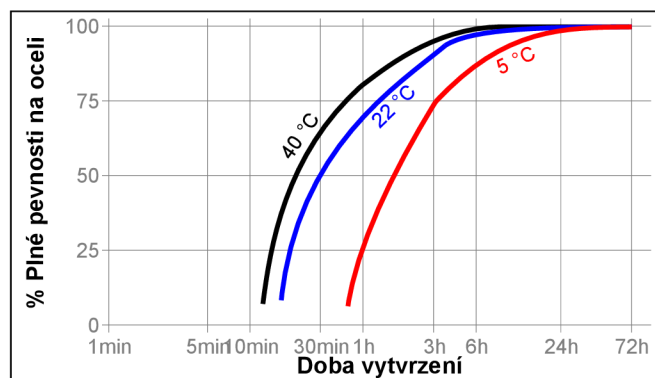
**Rychlost vytvrzení dle spáry.**

Rychlost vytvrzení závisí na lepené spáře. Velikost spáry v závitovém spoji závisí na jeho typu, velikosti a kvalitě provedení. Následující graf ukazuje závislost pevnosti ve smyku na čase na ocelovém čepu a kroužku při různých velikých spárách, zkoušeno v souladu s ISO 10123.



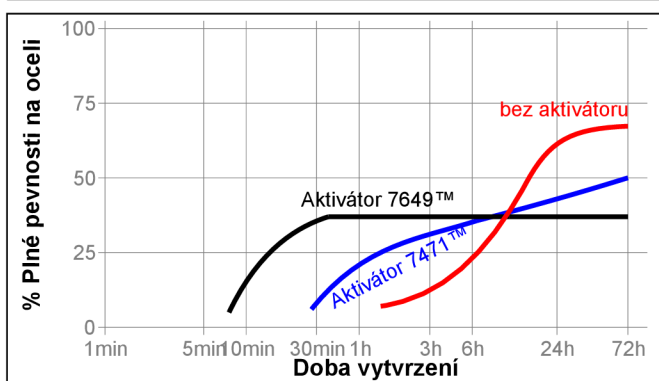
**Rychlost vytvrzení dle teploty**

Rychlost vytvrzení závisí na teplotě. Graf níže ukazuje závislost pevnosti spoje na čase při různých teplotách na závit M10, ocelová matice a šroub, zkoušeno v souladu s ISO 10964.



**Rychlost vytvrzení dle aktivátoru.**

Tam kde je doba vytvrzení nepřijatelně dlouhá nebo kde je příliš velká spára, použití aktivátoru na povrch součásti urychlí vytvrzování. Graf níže ukazuje závislost pevnosti spoje na čase na závit M10, šroub i matice z pozinkované oceli při použití aktivátoru 7471™ a 7649™, zkoušeno v souladu s ISO 10964.



### TYPICKÉ VLASTNOSTI VYTVRZENÉHO MATERIÁLU

#### Fyzikální vlastnosti:

Koeficient teplotní roztažnosti, ASTM D 696, K <sup>-1</sup>	80×10 <sup>-6</sup>
Koeficient tepelné vodivosti, ASTM C177, W/(m·K)	0,1
Měrné teplo, kJ/(kg·K)	0,3

### TYPICKÉ VLASTNOSTI VYTVRZENÉHO MATERIÁLU

#### Adhezní vlastnosti

Vytvrzováno po dobu 24 hodin při 22 °C

Moment odtržení, ISO 10964:

závit M10 ocelová matice i šroub	N·m	15
	(lb.in.)	(130)

Moment pootočení, ISO 10964:

závit M10 ocelová matice i šroub	N·m	9
	(lb.in.)	(80)

Moment povolení, ISO 10964, utaženo momentem 5 N·m:

závit M10 ocelová matice i šroub	N·m	25
	(lb.in.)	(220)

Max. moment pootočení, ISO 10964, utaženo momentem 5 N·m:

závit M10 ocelová matice i šroub	N·m	25
	(lb.in.)	(220)

Pevnost ve smyku, ISO 10123:

Ocelové čepy a kroužky	N/mm <sup>2</sup>	≥6,5 <sup>LMS</sup>
	(psi)	(940)

### TYPICKÁ ODOLNOST VŮČI PROSTŘEDÍ

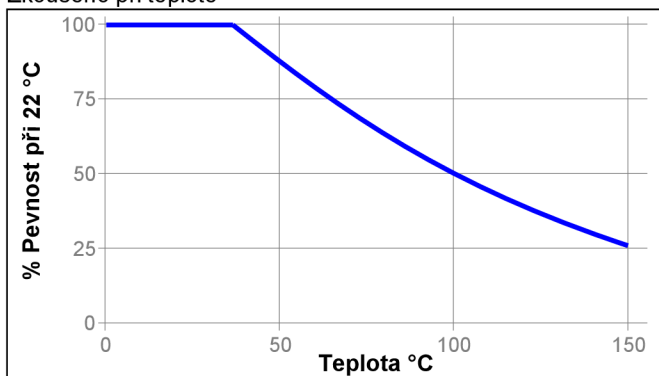
Vytvrzeno po dobu 1 týden při 22 °C

Moment povolení, ISO 10964, utaženo momentem 5 N·m:

závit M10 matice i šroub z pozinkované oceli

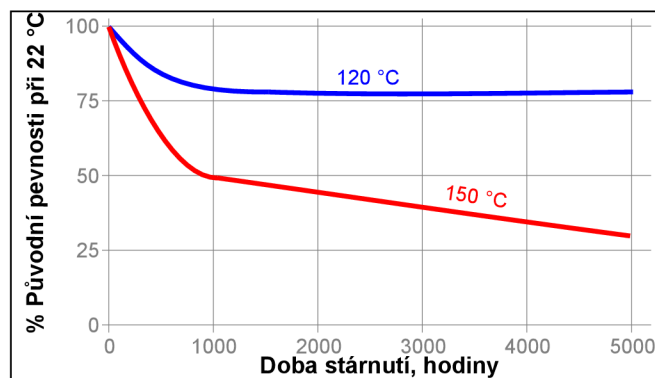
### Pevnost za tepla

Zkoušeno při teplotě



### Stárnutí za tepla

Stárnutí při uvedené teplotě a zkoušeno při 22 °C



### Odolnost proti chemikáliím a rozpouštědlům

Stárnutí za uvedených podmínek a zkoušeno při 22 °C.

Prostředí	°C	% původní pevnosti		
		100 h	500 h	1000 h
Motorový olej (MIL-L-46152)	125	100	100	100
Bezolovnatý benzín	22	100	100	95
Brzdová kapalina	22	100	100	95
Voda/glykol 50/50	87	90	90	90
Ethanol	22	100	100	95
Aceton	22	100	80	80

### VŠEOBECNÉ INFORMACE

Tento produkt se nedoporučuje používat v čistě kyslíkových nebo na kyslík bohatých systémech a neměl by se používat k těsnění chlóru či jiných silně oxidačních materiálů.

Informace pro bezpečné zacházení s tímto produktem najdete v Bezpečnostním listě (BL).

Tam kde se používají vodní roztoky pro čištění povrchů před lepením je důležité zkontrolovat kompatibilitu mycího roztoku a produktu. V některých případech mohou vodní roztoky nepříznivě ovlivnit vytvrzování a vlastnosti produktu.

Tento produkt se běžně nedoporučuje pro použití na plastech (zvláště ne na termoplastech, kde může vlivem napětí dojít k praskání). Uživateli se doporučuje, aby si ověřili vhodnost použití produktu na takové materiály.

### Pokyny pro použití

#### Pro montáž

- Pro co nejlepší výsledky vyčistěte všechny povrchy (vnější i vnitřní) pomocí čističů LOCTITE® a nechte je dobře uschnout.
- Pokud je materiálem neaktivní kov nebo je doba vytvrzování příliš dlouhá, naneste na všechny závity a nechte dobře uschnout.

3. Naneste housenku produktu kolem dokola předních závitů šroubu, pouze první závit ponechejte volný. Vtlačte produkt do závitů tak, aby vyplnil všechnen prostor. U větších závitů zvětšete přiměřeně množství nanášeného produktu a naneste také housenku kolem dokola vnitřního závitu matice.
4. S použitím běžné praxe sesadte a utáhněte šroubení hasákem tak, aby bylo dosaženo správné polohy.
5. Správně utažené spojovací díly jsou při mírném tlaku okamžitě těsné. Pro získání maximální pevnosti a odolnosti vůči rozpouštědlům nechte produkt řádně vytvrdnout minimálně 24 hodin.

#### Pro demontáž

1. Rozeberte závitové spojení běžným ručním náradím.
2. Když není možné použít ruční náradí z důvodu příliš dlouhých styčných ploch nebo velkého průměru závitu (přes 24 mm), použijte místní ohřev do teploty přibližně 250 °C. Rozeberte spoj za tepla.

#### Pro čištění

1. Vytvrzený produkt může být odstraněn kombinací namáčení v rozpouštědle Loctite a mechanického odírání s použitím například drátěného kartáče.

#### Materiálová specifikace Loctite<sup>LMS</sup>

LMS je zavedena od 1. září 1995. Pro udávané vlastnosti produktu jsou pro každou dávku k dispozici zkušební protokoly. Protokoly LMS dále obsahují vybrané parametry řízení jakosti, které se považují za vhodné ke specifikaci pro zákazníka. V neposlední řadě funguje na místě komplexní systém kontroly, který zajišťuje kvalitu výrobku a jeho shodu. Zvláštní požadavky upřesněné zákazníkem mohou být řešeny pomocí systému "Henkel Quality".

#### Skladování

Produkt skladujte v neotevřených originálních nádobách na suchém místě. Informace o skladování produktu jsou uvedeny na etiketě nádob.

**Optimální podmínky skladování: 8 °C až 21 °C. Skladování pod 8 °C nebo nad 28 °C může nepříznivě ovlivnit vlastnosti produktu.** Materiál odebraný z nádoby může být během používání kontaminován. Proto jej nikdy nevracejte do originálního obalu. Společnost Henkel nemůže nést odpovědnost za produkt, který byl kontaminován nebo skladován za podmínek jiných, než výše uvedených. Pokud jsou potřebné další informace, kontaktujte Vaše místní technické nebo zákaznické oddělení Henkel Loctite.

#### Převody

$(^{\circ}\text{C} \times 1.8) + 32 = ^{\circ}\text{F}$   
 $\text{kV/mm} \times 25.4 = \text{V/mil}$   
 $\text{mm} / 25.4 = \text{inches}$   
 $\mu\text{m} / 25.4 = \text{mil}$   
 $\text{N} \times 0.225 = \text{lb}$   
 $\text{N/mm} \times 5.71 = \text{lb/in}$   
 $\text{N/mm}^2 \times 145 = \text{psi}$   
 $\text{MPa} \times 145 = \text{psi}$   
 $\text{N}\cdot\text{m} \times 8.851 = \text{lb}\cdot\text{in}$   
 $\text{N}\cdot\text{m} \times 0.738 = \text{lb}\cdot\text{ft}$   
 $\text{N}\cdot\text{mm} \times 0.142 = \text{oz}\cdot\text{in}$   
 $\text{mPa}\cdot\text{s} = \text{cP}$

#### Poznámka

Veškeré údaje zde uvedené slouží pouze pro informaci a jsou považovány za hodnověrné. Nemůžeme přebírat zodpovědnost za výsledky dosažené jinými laboratořemi, nad jejichž postupy nemáme kontrolu. Je plně na zodpovědnosti uživatele posoudit vhodnost jakéhokoli zde uvedeného postupu pro vlastní účely a je také na jeho zodpovědnosti, zda přijme vhodná preventivní opatření pro ochranu majetku a osob proti všem rizikům, která mohou být spojena s používáním produktů a manipulací s nimi.

**V tomto duchu se společnost Henkel zvláště zřiká přímých i vyplývajících záruk, včetně záruk obchodovatelnosti a vhodnosti pro daný účel, vznikajících z prodeje nebo používání jejich produktů. Společnost Henkel zvláště odmítá jakoukoli zodpovědnost za následné nebo náhodné škody jakéhokoli druhu, včetně náhrady škod.**

Tato diskuze o různých postupech a složeních neznámá, že tyto nejsou patentovány společností Henkel nebo jinými subjekty. Každému budoucímu uživateli doporučujeme, aby si před sériovým použitím otestoval, zda je pro něj navrhovaná aplikace vhodná. Tento produkt může být zahrnut v patentech USA nebo jiných zemí.

#### Ochranná známka

Pokud není uvedeno jinak, všechny ochranné známky v tomto dokumentu jsou ochranné známky společnosti Henkel ve Spojených státech a kdekoli jinde. ® značí ochrannou známku zaregistrovanou na Úřadě obchodního vlastnictví Spojených států amerických. (U.S. Patent and Trademark Office)

Reference 1

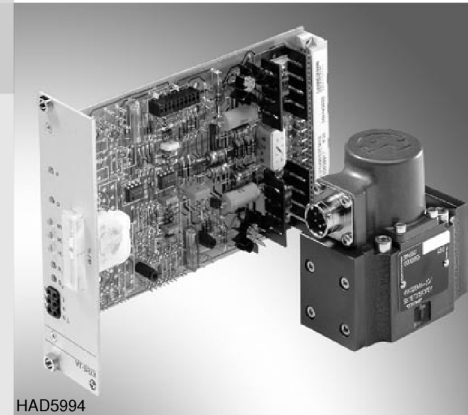
# 4-way directional servo-valve

**RE 29564/09.10**  
Replaces: 01.07

1/12

## Type 4WS.2E

Size 6  
 Component series 2X  
 Maximum operating pressure 315 bar  
 Maximum flow 48 l/min



## Table of contents

Contents	Page
Features	1
Ordering code	2
Symbols	2
Function, section	3
Technical data	4 and 5
Available accessories	5
Electrical connection	6
Characteristic curves	7 and 8
Unit dimensions	9 and 10
Flushing plate with porting pattern	11

## Features

- Valve for controlling position, force, direction or velocity
- 2-stage servo-valve with mechanical feedback
- 1st stage as a nozzle-flapper plate amplifier
- For subplate mounting, porting pattern to ISO 4401-03-02-0-05
- Subplates according to data sheet RE 45052 (separate order)
- Dry torque motor, no contamination of the solenoid gaps through the hydraulic fluid
- Can also be used as 3-way version
- Wear-free spool return element
- Controlling
  - External control electronics in Euro-card format or of modular design (separate order), see page 6
  - or control electronics integrated in the valve (OBE)
- Valve and integrated control electronics are adjusted and tested
- Pressure chambers on the control bush with gap seal, no seal ring wear
- Filter for 1st stage freely accessible from outside, see pages 9 and 10

Information on available spare parts:  
[www.boschrexroth.com/spc](http://www.boschrexroth.com/spc)

## Ordering code

	<b>6</b>	<b>-2X/</b>	<b>B</b>	<b>ET</b>	<b>K17</b>	<b>V</b>	<b>*</b>	
Electrically operated 2-stage servo-valve of 4-way design with mechanical feedback								Further details in clear text
For <b>external</b> control electronics = <b>4WS2EM</b>						<b>V =</b>		<b>Seal material</b> FKM seals, suitable for mineral oil (HL, HLP) to DIN 51524 <sup>6)</sup>
With <b>integrated</b> control electronics (OBE) = <b>4WSE2EM</b>						<b>D =</b>		<b>Spool overlap</b> <sup>5)</sup> 0 to 0.5 % positive
Size 6 = <b>6</b>						<b>E =</b>		0 to 0.5 % negative
Component series 20 to 29 (20 to 29: unchanged installation and connection dimensions) = <b>2X</b>						<b>K17 =</b>		<b>Electrical connection</b> <b>Without</b> mating connector, with male connector Mating connector – separate order, see page 6
<b>Nominal flow</b> <sup>1)</sup>								<b>Inlet pressure range</b> <sup>4)</sup>
2 l/min = <b>2</b>						<b>210 =</b>		10 to 210 bar
5 l/min = <b>5</b>						<b>315 =</b>		10 to 315 bar
10 l/min = <b>10</b>						<b>ET =</b>		Internal pilot oil supply and drain <sup>3)</sup>
15 l/min = <b>15</b>								
20 l/min = <b>20</b>								
25 l/min = <b>25</b>								
(Observe tolerance field of the flow/signal function, see page 7)								
Valves for <b>external</b> control electronics <sup>2)</sup>								
Coil no. 11 (30 mA/85 Ω x per coil) = <b>11</b>								
Valves with <b>integrated</b> control electronics								
Controlling:								
Command value ±10 mA = <b>8</b>								
Command value ±10 V = <b>9</b>								

### 1) Nominal flow

The nominal flow refers to a 100 % command value signal at a 70 bar valve pressure differential (35 bar per control land).

The valve pressure differential must be observed as reference variable. Differing valves cause a change in the flow. It must be noted that the nominal flow tolerance is ±10 % (see flow/signal function on page 7).

### 2) Electrical control data

Valves for **external** control electronics: The actuating signal must be provided by a current-regulated output stage. For servo amplifiers, see page 6.

Valves with **integrated** control electronics: With integrated control electronics, the command value can be provided as voltage (ordering code "9") or, in the case of large distances of > 25 m between the control and the valve, as current (ordering code "8").

### 3) Pilot oil

This valve is only available with internal pilot oil supply and drain.

### 4) Inlet pressure range

The system pressure should be as constant as possible. With regard to dynamics, the frequency relationship must be taken into account within the permissible pressure of 10 to 210 bar or 10 to 315 bar.

### 5) Spool overlap

The spool overlap in % is referred to the nominal stroke of the control spool. Further spool overlaps on request.

### 6) Seal material

If you require another seal material, please consult us.

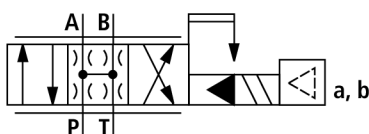
### 7) Details in clear text

Here, you can specify special requirements. These will be verified in the factory after receipt of your order and the type designation supplemented with an assigned number.

## Symbols

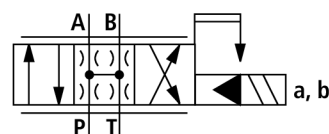
### Valves with OBE

(Example: 4WSE2EM 6-2X...ET...)



### Valves without OBE

(Example: 4WS2EM 6-2X...ET...)



## Function, section

### 4WS(E)2EM 6-2X/...

Valves of this type are electrically operated, 2-stage directional servo-valves with porting pattern to ISO 4401-03-02-0-05. They are mainly used for the closed-loop control of position, force, pressure or velocity.

These valves consist of an electromechanical converter (torque motor) (1), a hydraulic amplifier (nozzle flapper plate principle) (2) and a control spool (3) in a bush (2nd stage), which is connected to the torque motor via a mechanical feedback.

As a result of an electrical input signal applied at coils (4) of the torque motor, a force is generated by a permanent magnet that acts on armature (5), which generates a torque in conjunction with a bending tube (6). This causes flapper plate (7), which is connected by a pin to the bending tube (6), to be moved from the central position between the two control nozzles (8), and a pressure differential occurs across the front faces of the control spool (3). The pressure differential causes a change in the position of the spool, which results in the connection of the pressure port with an actuator port and, at the same time, in the connection of the other actuator port with the return flow port.

The control spool is connected with the flapper plate or the torque motor with the help of a bending spring (mechanical

feedback) (9). The position of the spool is changed until the torque fed back by the bending tube and the electromagnetic torque of the torque motor are balanced, and the pressure differential across the nozzle flapper plate system becomes zero.

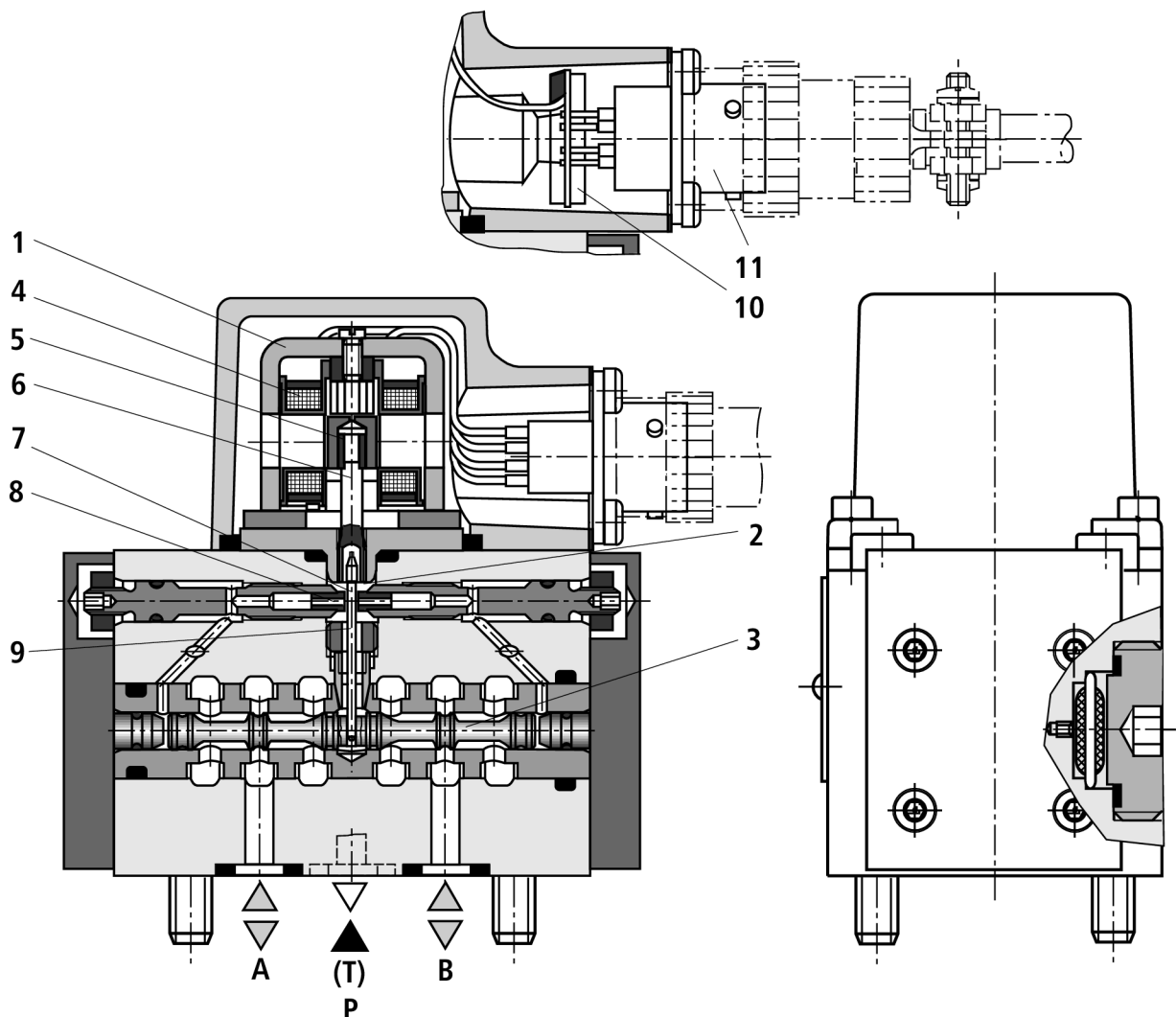
The stroke of the control spool and hence the flow through the servo-valve is therefore controlled in proportion to the electrical input signal. It must be noted that the flow depends on the valve pressure drop.

### Type 4WS2EM 6-2X/... for external control electronics

For controlling the valve, an external control electronic control (servo-amplifier) is used, which amplifies an analogue input signal (command value) to a level required for the output signal to provide a current-regulated control of the servo-valve.

### Type 4WSE2EM 6-2X/... with OBE

For the amplification of the analogue input signal, a control electronics (10), which is matched specifically to this valve type, is integrated in the valve. It is mounted to the male connector (11) in the cap of the torque motor.



**Technical data** (for applications outside these parameters, please consult us!)

<b>General</b>			
Weight	kg		1.1
Porting pattern			ISO 4401-03-02-0-05
Installation orientation			Optional (Make sure that during start-up of the system, the valve is supplied with sufficient pressure $\geq 10$ bar!)
Storage temperature range	°C		-20 to +80
Ambient temperature range	°C		-20 to +60, valve with OBE -30 to +100, valve without OBE
<b>Hydraulic</b>			
Operating pressure	- Ports A, B, P	bar	10 to 210 or 10 to 315
Return flow pressure	- Port T	bar	Pressure peaks < 100, steady-state < 10
Zero flow $q_{V,L}$ <sup>1)</sup> with spool overlap E measured without dither signal		l/min	$\sqrt{p_p/70 \text{ bar}} \cdot (0.4 \text{ l/min} + 0.02 \cdot q_{Vnom})$ <sup>2); 3)</sup>
Nominal flows $q_{Vnom} \pm 10\%$ at valve pressure differential $\Delta p = 70$ bar		l/min	2; 5; 10; 15; 20; 25
Max. possible control spool stroke with mechanical end position (in the event of a failure) referred to nominal stroke		%	120 to 170
Hydraulic fluid			Mineral oil (HL, HLP) to DIN 51524; other hydraulic fluids on request
Hydraulic fluid temperature range preferably +40 to +50 °C		°C	-30 to +80, for valve with OBE -30 to +100, for valves without OBE
Viscosity range		mm <sup>2</sup> /s	15 to 380, preferably 30 to 45
Permissible max. degree of contamination of the hydraulic fluid - cleanliness class to ISO 4406 (c)			Class 18/16/13 <sup>4)</sup>
Feedback system			Mechanical
Hysteresis (dither-optimised)		%	$\leq 1.5$
Range of inversion (dither-optimised)		%	$\leq 0.2$
Response sensitivity (dither-optimised)		%	$\leq 0.2$
Pressure intensification at 1 % spool stroke change (from hydraulic zero point)		% of $p_p$ <sup>3)</sup>	$\geq 50$
Zero balancing current over the entire operating pressure range		%	$\leq 3$ , long term $\leq 5$
Zero drift in the case of a change in:			
	Hydraulic fluid temperature	% / 20 °C	$\leq 1$
	Ambient temperature	% / 20 °C	$\leq 1$
	Operating temperature 80 to 120 % of $p_p$ <sup>3)</sup>	% / 100 bar	$\leq 2$
	Return flow pressure 80 to 10 % of $p_p$ <sup>3)</sup>	% / bar	$\leq 1$

1)  $q_{V,L}$  = nominal flow in l/min2)  $q_{Vnom}$  = nominal flow in l/min3)  $p_p$  = operating pressure in bar

4) The cleanliness classes specified for components must be adhered to in hydraulic systems. Effective filtration prevents malfunction and, at the same time, prolongs the service life of components.

For the selection of filters, see [www.boschrexroth.com/filter](http://www.boschrexroth.com/filter)

**Technical data** (for applications outside these parameters, please consult us!)**Electrical**

Type of protection to EN 60529	IP 65 with mating connector correctly mounted and locked		
Type of signal	Analogue		
Nominal current per coil	mA	30	
Resistance per coil	$\Omega$	85	
Inductivity at 60 Hz and 100 % nominal current	Series connection	H	1.0
	Parallel connection	H	0.25
In case of actuating using non-Rexroth amplifiers, we recommend a superimposed dither signal			

**External control electronics**

Servo-amplifier (separate order)	Euro-card format	analogue	Type VT-SR2-1X/.-60 according to data sheet RE 29980
	Modular design	analogue	Type VT 11021 according to data sheet RE 29743
The coils of the valve may only be connected to these amplifiers in a parallel connection!			

**Note!** For details with regard to **environment simulation testing** in the fields of EMC (electromagnetic compatibility), climate and mechanical stress, see RE 29564-U (declaration on environmental compatibility).

**Available accessories**

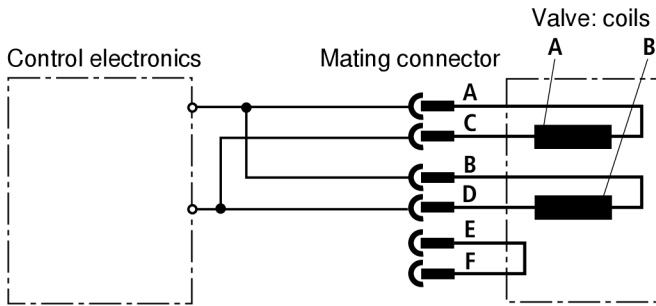
**Service case with test unit for servo, proportional and high-response valves with integrated electronics, type VT-VETSY-1** according to data sheet RE 29685.

**Service case with test unit for servo-valves for external electronics, type VT-SVTSY-1** according to data sheet RE 29681.



### Electrical connection, external control electronics (example of parallel circuit)

Type 4WS2EM 6-2X/...



The coils are connected in parallel in the mating connector or on the amplifier (see figure).

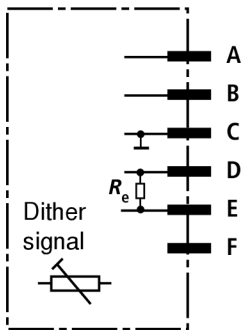
For a serial connection, contacts B and C must be connected.

Bridge E-F can be used for the electrical recognition of the correct connection of the male connector or for cable break detection.

Electrical controlling from A (+) to D (-) results in a direction of flow from P → A and B → T. Reverse electrical controlling results in a direction of flow from P → B and A → T.

### Electrical connection, integrated control electronics

Type 4WSE2EM 6-2X/...



	Pin assignment of mating connector	Current control	Voltage control
		Control "8"	Control "9"
Supply voltage (tolerance ±3 %, residual ripple content < 1 %)	A	+15 V, max. 150 mA	+15 V max. 150 mA
Current consumption	B	-15 V, max. 150 mA	-15 V max. 150 mA
	C	⊥	⊥
Command value	D	±10 mA R <sub>i</sub> = 1 kΩ	±10 V R <sub>i</sub> ≥ 8 kΩ I <sub>i</sub> = 1i2 mA
Command value reference	E		
	F	Not assigned	

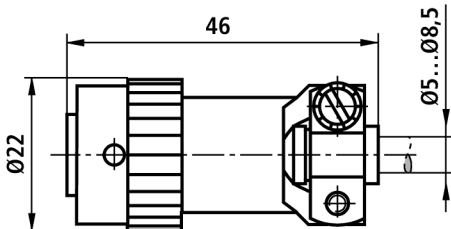
Command value at mating connector connection D = positive against mating connector connection E results in a direction of flow from P → A and B → T.

Command value at mating connector connection D = negative against mating connector connection E results in a direction of flow from P → B and A → T.

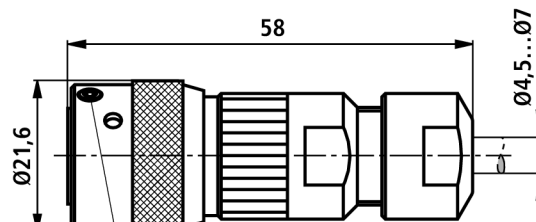
**Note:** Electrical signals brought out via control electronics must not be used for switching off safety-relevant machine functions!  
(See also European standard EN 982, "Safety requirements for fluid power systems and their components – hydraulics").

### Electrical connection, mating connector

Plug-in connector, separate order stating Material no. **R900005414**



Plug-in connector, separate order stating Material no. **R901043330**



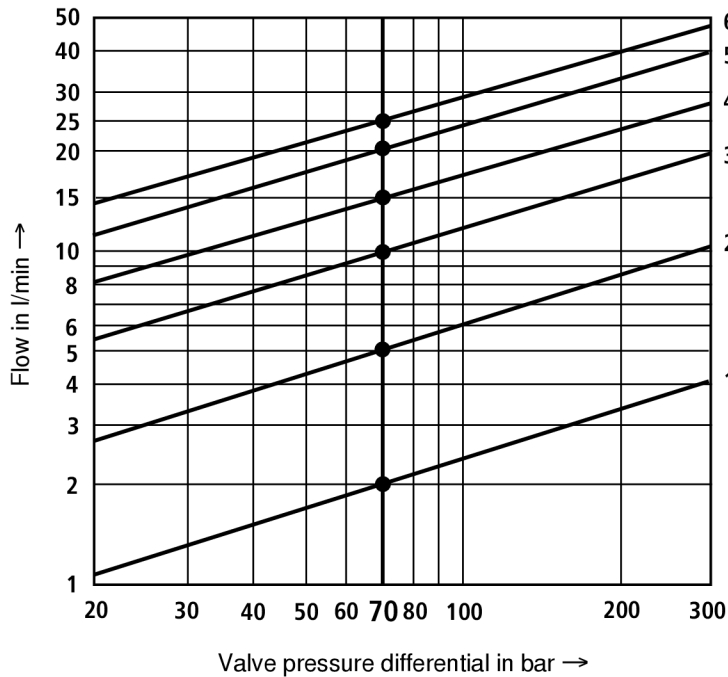
Locking: Grub screw M3, M<sub>T</sub> = 0.3 Nm

#### Connection cable:

4- or 6-wire, 0.75 mm<sup>2</sup>, shielded, with litz wires to DIN VDE 0812 (e.g. cable type LIYCY 4 or 6 x 0.75 mm<sup>2</sup>)

**Characteristic curves** (measured with HLP32,  $\vartheta_{oil} = 40 \text{ }^\circ\text{C} \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$ )

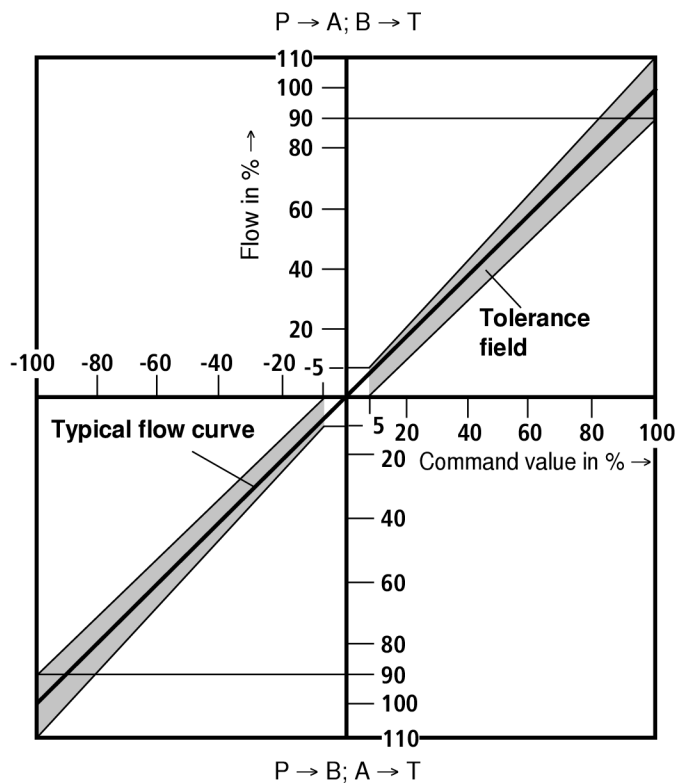
**Flow/load function** (tolerance  $\pm 10 \%$ ) at 100 % command value signal



Ordering code	Nominal flow	Curve
2	2 l/min	1
5	5 l/min	2
10	10 l/min	3
15	15 l/min	4
20	20 l/min	5
25	25 l/min	6

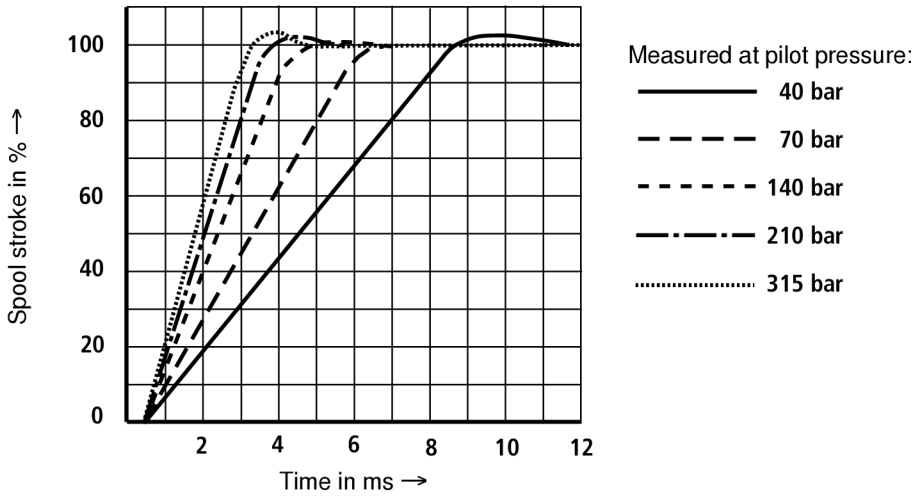
$\Delta p =$  Valve pressure differential  
 (inlet pressure  $p_p$   
 minus load pressure  $p_L$   
 minus return flow pressure  $p_T$ )

**Tolerance field of flow/signal function** at constant valve pressure differential  $\Delta p$

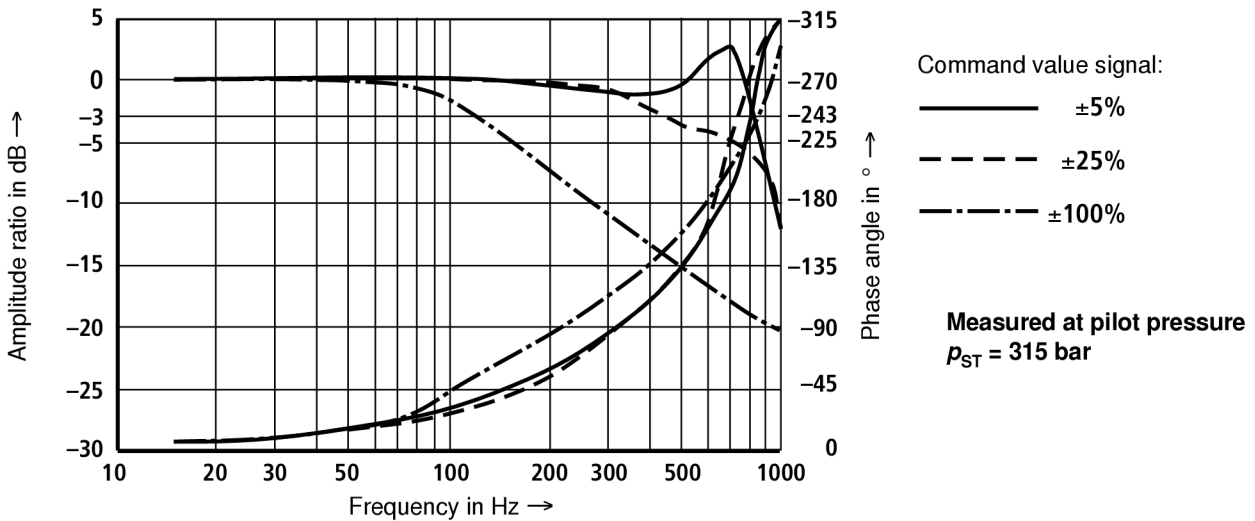


**Characteristic curves** (measured with HLP32,  $\vartheta_{oil} = 40 \text{ }^\circ\text{C} \pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$ )

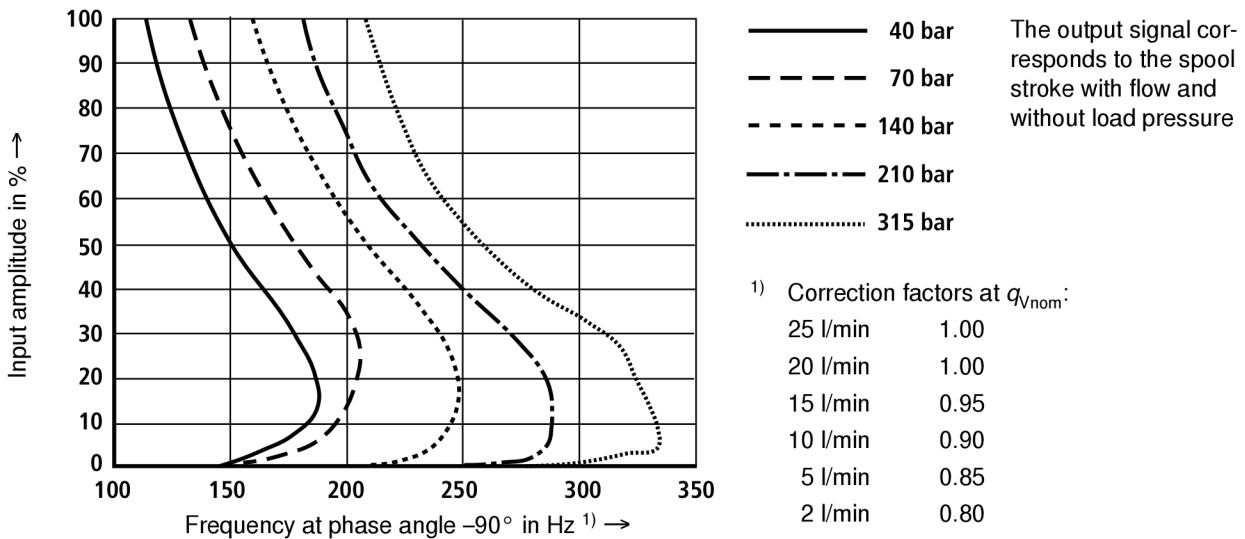
**Transient function with pressure stage 315 bar**



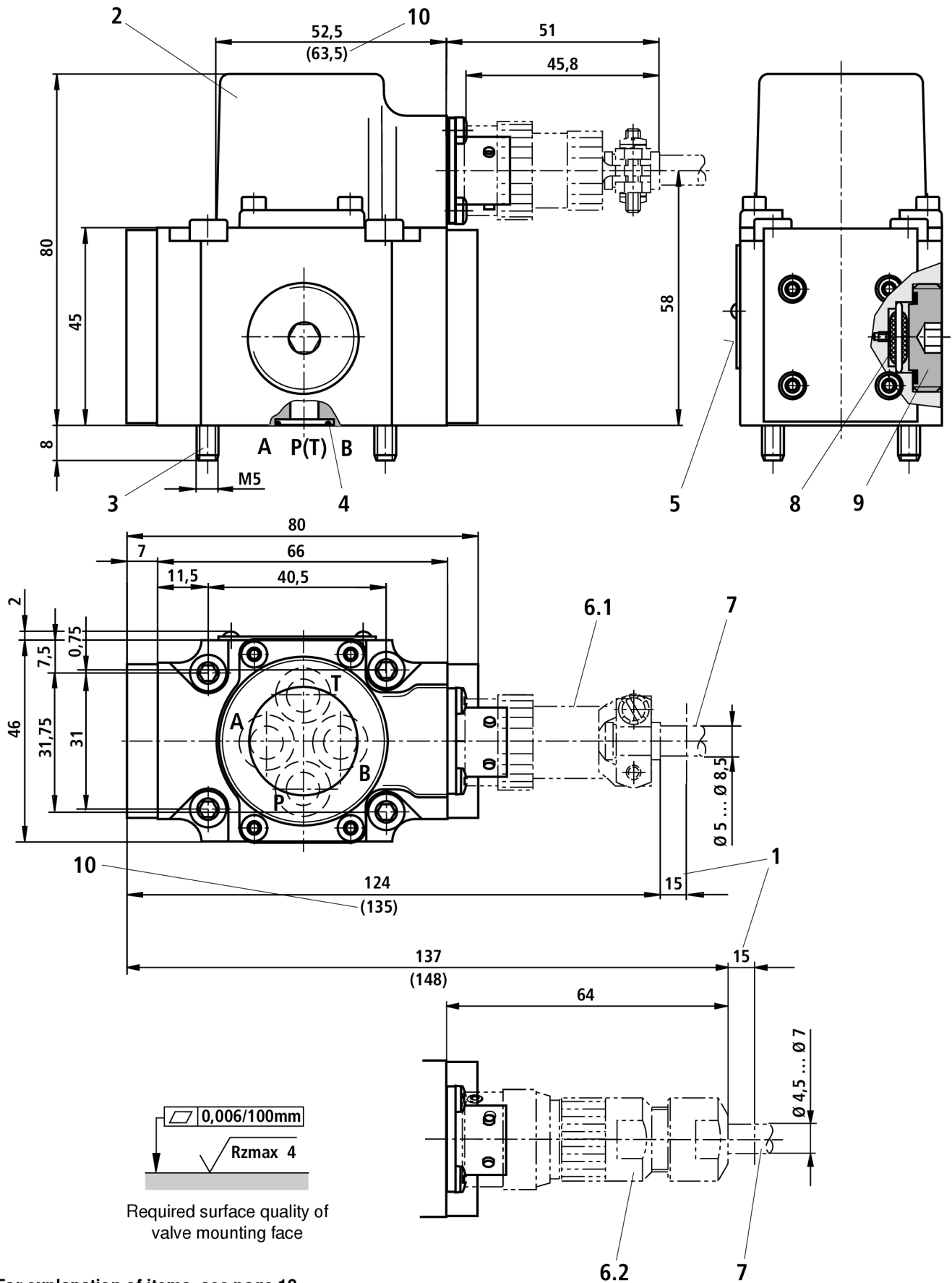
**Frequency response with pressure stage 315 bar**



**Dependence of frequency at  $-90^\circ$  on operating pressure  $p$  and input amplitude**



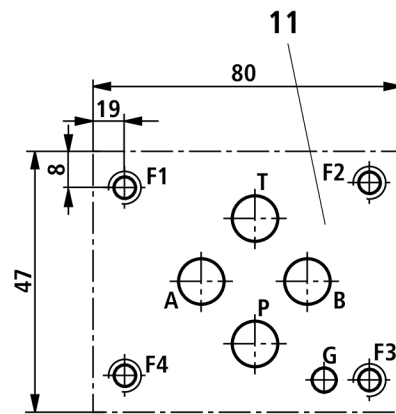
**Unit dimensions:** Types 4WS2EM 6 and 4WSE2EM 6 (nominal dimensions in mm)



For explanation of items, see page 10

## Unit dimensions: Explanation of items

- 1 Space required to remove mating connector; in addition, take account of the bending radius of the connection cable
- 2 Cap
- 3 Valve mounting screws (included in the scope of supply)  
For reasons of strength, use exclusively the following valve mounting screws:  
**4 hexagon socket head cap screws (4 A/F)**  
**ISO 4762-M5 x 50-10.9-f1Zn-240h-L**  
**(friction coefficient 0.09 – 0.4 to VDA 235-101)**  
 **$M_T = 9.3 \text{ Nm}$**
- 4 Identical seal rings for P, A, B and T
- 5 Nameplate
- 6.1 Mating connector, Material no. **R900005414**  
(separate order, see page 6)
- 6.2 Mating connector, Material no. **R901043330**  
(separate order, see page 6)
- 7 Connection cable; further information on page 6
- 8 Filter
- 9 Plug screw (6 A/F)  
Tighten to  $M_T = 30 \text{ Nm}$  after filter change
- 10 Dimensions in ( ) for valve with integrated control electronics (OBE)
- 11 Machined valve mounting face  
Porting pattern according to ISO 4401-03-02-0-05  
Deviating from standard:  
– Locating pin (G) not provided

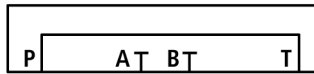


**Subplates** according to data sheet RE 45052  
(separate order)

G 341/01	(G1/4)
G 342/01	(G3/8)
G 502/01	(G1/2)

## Flushing plate with porting pattern to ISO 4401-03-02-0-05 (nominal dimensions in mm)

### Symbol



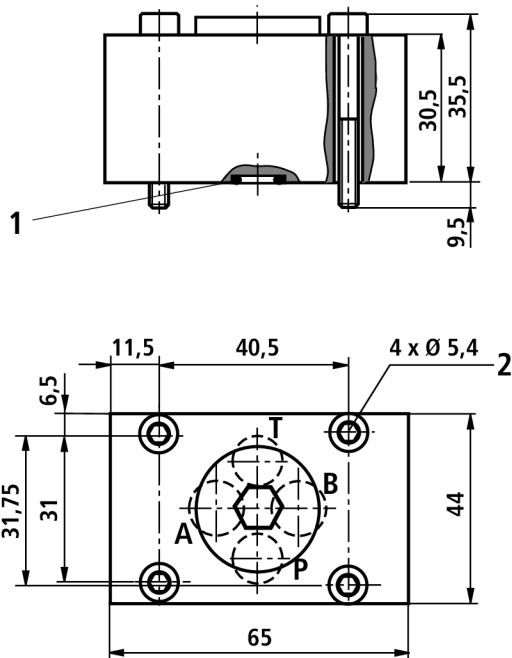
with FKM seals, Material no. **R900936049**, weight: 0.6 kg

1 4 off R-rings 9.81 x 1.5 x 1.78

2 Mounting screws  
(included in the scope of supply)

For strength reasons, use exclusively the following valve mounting screws:

**4 hexagon socket head cap screws  
ISO 4762-M5 x 40-10.9-fIZn-240h-L  
(friction coefficient 0.09-0.14 – to VDA 235-101)  
 $M_T = 7 \text{ Nm} \pm 10 \%$**



To ensure the proper operation of servo-valves, it is indispensable to flush the system before commissioning.

The following equation provides a guideline for the flushing time per system:

$$t \geq \frac{V}{q_v} \cdot 5$$

$t$  = flushing time in h

$V$  = tank capacity in l

$q_v$  = pump flow in l/min

When topping up more than 10 % of the tank capacity, repeat the flushing process.

Better than the use of a flushing plate is a directional valve with connection to ISO 4401-03-02-0-05. This valve can also be used for flushing the actuator ports. See also data sheet RE 07700.

## Notes

---

Bosch Rexroth AG  
Hydraulics  
Zum Eisengießer 1  
97816 Lohr am Main, Germany  
Phone +49 (0) 93 52 / 18-0  
Fax +49 (0) 93 52 / 18-23 58  
documentation@boschrexroth.de  
www.boschrexroth.de

© This document, as well as the data, specifications and other information set forth in it, are the exclusive property of Bosch Rexroth AG. It may not be reproduced or given to third parties without its consent.

The data specified above only serve to describe the product. No statements concerning a certain condition or suitability for a certain application can be derived from our information. The information given does not release the user from the obligation of own judgment and verification. It must be remembered that our products are subject to a natural process of wear and aging.

# Hydraulic drive power unit

## Low-noise compact unit

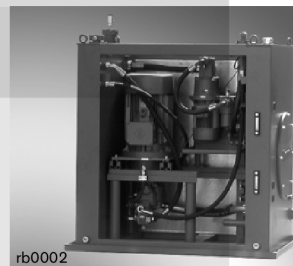
### “Whispering power unit“

**RE 51094/05.04**  
Replaces: 08.03

1/12

#### Type ABFAG-V

Component series 1X  
Reservoir volume 160-1000 litres  
Vertical design



rb0002

Type ABFAG-V ...open



rb0003

Type ABFAG-V ...enclosed

#### Table of contents

Contents	Page
Features	1
Ordering code	2
Function	2
Circuit diagram	3
Technical data	4
Selection table	5
Mounting of components	6
Connection sizes for flanges and fittings	6
Typical noise values	7
Spare filter elements	7
Float switch settings	7
Unit dimensions	8, 9
Oil trip tray to Water Resources Act	10
Engineering and commissioning notes	11

#### Features

- Extremely low-noise compact unit
- Fields of application:
  - General machinery construction sector
  - Plastics processing machinery
  - Lifting and elevator equipment
  - Press construction sector
  - Laboratories, schools
- U-shaped tank with motor-pump group fitted using anti-vibration mounts
- Actuator ports terminate at a flexibly supported outlet strip
- Good outgassing of the hydraulic fluid
- Separate filtering-cooling circuit
- Excellent accessibility



## Ordering code

ABFAG		V	S	1X	/	/	W	T	M
Standard power unit Type ABFAG	= ABFAG								
Pump-motor group Vertical mounting									
Reservoir volume 160; 250 litres	= A								
Reservoir volume 250; 400 litres	= B								
Reservoir volume 400; 630; 800 litres	= C								
Reservoir volume 800; 1000 litres	= D								
<b>Material</b> Steel	= S								
Component series 10 to 19 (10 to 19: unchanged installation and connection dimensions)	= 1X								
									<b>M =</b> NBR seals (other seals on enquiry) <b>⚠ Caution!</b> Observe compatibility of the seal with the hydraulic fluid used! <b>T =</b> With thermostat <b>W =</b> With oil/water cooler <b>EI. motor frame size</b> e.g. 180M-4-B0 (see page 5)
									<b>A10VSO18 =</b> <b>A10VSO28 =</b> <b>A10VSO45 =</b> <b>A10VSO71 =</b> <b>A10VSO100 =</b> <b>A10VSO140 =</b>
									<b>Pump type</b>

### Order example:

ABFAG-V-BS-1X/A10VSO45-180M-4-B0/WTM

## Function

### Structure

The tank design is of U-shape, in which the motor-pump group is mounted with anti-vibration mounts. Due to the good isolation of structure-borne noise, the tank walls are only slightly excited so that noise emission of the system can be neglected. A sound insulation panel at the front and on top contribute to these extraordinarily low values. They also allow easy access to the drive unit.

### General notes:

- The consumer ports terminate at a flexibly supported outlet fitting.
- The enlarged wall surfaces result in good outgassing of the hydraulic fluid.

### Fitting of controls

Room for additional controls is provided at the longitudinal side, at the rear and on top of the tank.

Room for attachments such as hydraulic accumulators, etc. is provided at the broad and at the longitudinal side.

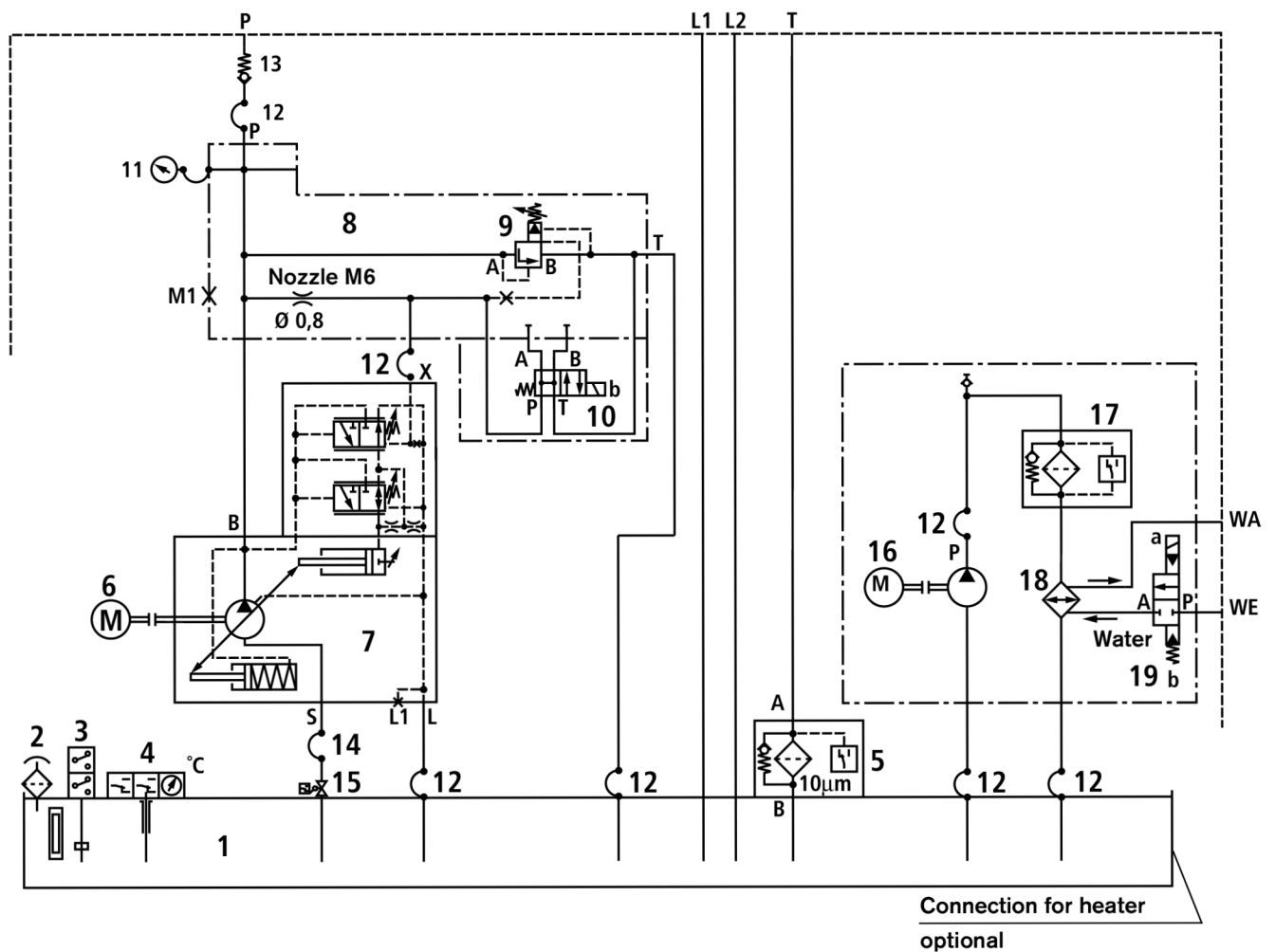
### Cooling

The share of the system's power that is converted into heat is dissipated by an oil/water cooler. <sup>1)</sup>

The heat exchanger is arranged in a separate filtering-cooling circuit. The separate circuit ensures continuous filtering and cooling.

<sup>1)</sup> The use of air heat exchangers is possible, but may result in higher noise pressure levels.

## Circuit diagram: Whispering power unit, U-shape



- |                                 |   |
|---------------------------------|---|
| 1 Fluid tank                    | 11 Pressure gauge                             |
| 2 Tank breather filter          | 12 Hoses                                      |
| 3 Float switch                  | 13 Check valve                                |
| 4 Thermostat with indicator     | 14 Suction hose                               |
| 5 Return line filter            | 15 Check flap with monitoring of the position |
| 6 Electric motor                | 16 Pump-motor group                           |
| 7 Axial piston pump             | 17 Line filter                                |
| 8 Maximum pressure relief block | 18 oil/water cooler                           |
| 9 Pressure relief valve         | 19 Water valve, electrical                    |
| 10 Directional valve            |   |

**Technical data** (for applications outside these parameters, please consult us!)

Line connections	– Oil side		Connection thread to ISO 1179, pipe connections to DIN 2353/ ISO 8434, flanges to ISO 6162
	– Water connections		Pipe thread to ISO 228/1
Pump types			A10VSO 18 to data sheet RE 92712
			A10VSO 28 ... 140 to data sheet RE 92711
	– Circulating unit		PVV 18 ... 60 to data sheet RE 10335 <sup>1)</sup>
Type of pipe fittings			Fittings to DIN 2353; light/heavy series; type Walform
Hydraulic fluid			Mineral oil (HL, HLP) to DIN 51524; fast bio-degradable hydraulic fluids to VDMA 24 568 (see also RE 90221); HETG (rape-seed oil); HEPG (polyglycols); HEES (synthetic esters) and other hydraulic fluids on enquiry. Please observe our regulations given in data sheet RE 07075.
Hydraulic fluid temperature range		°C	0 ... + 80 The optimum operating temperature of the power unit in operation with mineral oil HLP to DIN 51524 is between 40 and 50 °C. The operating temperature should <b>not</b> exceed 70 °C in continuous operation.
Max. pressure relief function			Pump pressure relief valve to data sheet RE 25890 for variable displacement pumps of type A10VSO
Cooling medium			Potable, processing water, water from streams and rivers
Motor voltage / frequency			400/690 V-D/Y-50 Hz; 460 V-D-60 Hz (other voltages on enquiry); form B 35
Pump's direction of rotation			Clockwise
Water valve			Electrically operated 2/2 directional water valve to AB 21-23
Viscosity range	– optimum	mm <sup>2</sup> /s	16 ... 36
	– briefly	mm <sup>2</sup> /s	10 ... 1000 (see also RE 92711; 92712 and RE 10335)
Cleanliness classes in accordance with ISO code			Max. permissible degree of contamination of the hydraulic fluid to ISO 4406 (c) class 21/18/15 <sup>2)</sup>
Filter rating		µm	10
Surface protection	– 1st primer coat		All steel components with zinc dust paint
	– 2nd primer coat		Epoxy primer to RAL 5010 (RN 123.01)

<sup>1)</sup> Other pumps on enquiry

<sup>2)</sup> The cleanliness classes specified for components must be adhered to in hydraulic systems. Effective filtration prevents malfunction and, at the same time, increases the service life of components.

For the selection of filters, see data sheets RE 50070, RE 50076, RE 50081, RE 50086 and RE 50088.

## Selection table

The material number can be established after the selection of the pump type and size and the pump pressure.

The material number includes all the components listed in the circuit diagram. The selection of the tank size depends on the size of the pump-motor group.

### Tank size "A": 160; 250 litres <sup>1)</sup>

Pump size	$q_{V \max}$ in L/min	$p_{\max}$ in bar	Power $P$ in kW	El. motor frame size	Cooling power in kW	Material number
A10VSO 18	26	200	11	160 M	4	R901005244
A10VSO 28	39	135	11	160 M		R901005245
		190	15	160 L		R901005246

### Tank size "B": 250; 400 litres <sup>1)</sup>

Pump size	$q_{V \max}$ in L/min	$p_{\max}$ in bar	Power $P$ in kW	El. motor frame size	Cooling power in kW	Material number
A10VSO 28	39	230	18.5	180 M	7,5	R901005247
		280	22	180 L		R901005248
A10VSO 45	63	115	15	160 L		R901005249
		145	18.5	180 M		R901005250
		170	22	180 L	R901005251	
A10VSO 71	100	235	30	200 L	15	R901005252
		90	18.5	180 M	7,5	R901005253
		110	22	180 L		R901005254
		150	30	200 L	15	R901005255

### Tank size "C": 400; 630; 800 litres <sup>1)</sup>

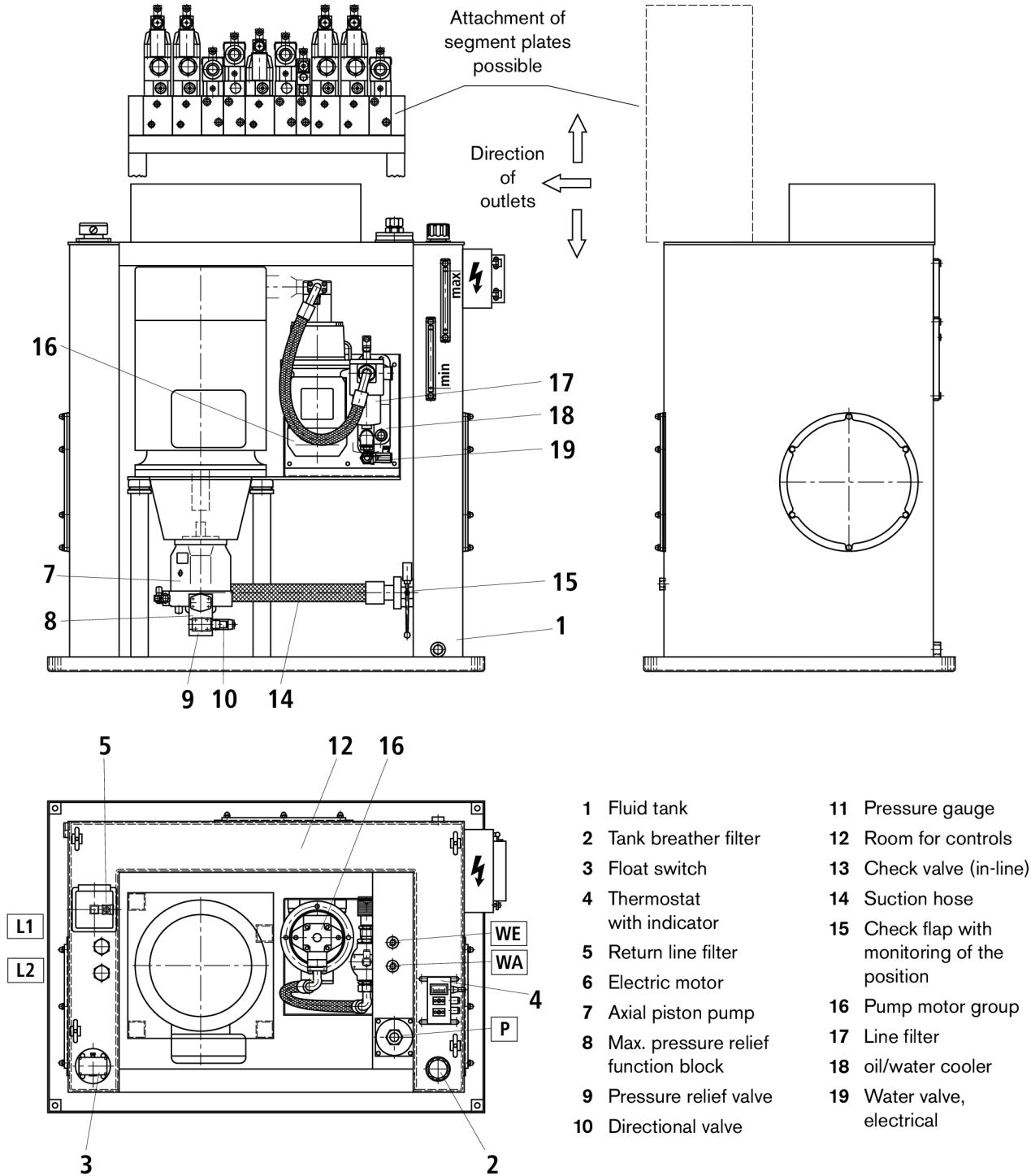
Pump size	$q_{V \max}$ in L/min	$p_{\max}$ in bar	Power $P$ in kW	El. motor frame size	Cooling power in kW	Material number
A10VSO 71	100	185	37	225 S	15	R901005256
		225	45	225 M		R901005257
A10VSO 100	145	100	30	200 L		R901005258
		125	37	225 S		R901005259
		160	45	225 M		R901005260

### Tank size "D": 800; 1000 litres <sup>1)</sup>

Pump size	$q_{V \max}$ in L/min	$p_{\max}$ in bar	Power $P$ in kW	El. motor frame size	Cooling power in kW	Material number
A10VSO 100	145	195	55	250 M	30	R901005261
		265	75	280 S		R901005262
A10VSO 140	203	110	45	225 M	15	R901005263
		140	55	250 M	30	R901005264
		190	75	280 S		R901005265
		220	90	280 M		R901005266

<sup>1)</sup> The individual fill levels are marked on the oil level indicator

Attachment of components



Connection sizes for flanges and fittings (SAE connections 3000 PSI) (in mm)

Pump type; size																	
A10VSO 18			A10VSO 28			A10VSO 45			A10VSO 71			A10VSO 100			A10VSO 140		
P	T	L	P	T	L	P	T	L	P	T	L	P	T	L	P	T	L
Ø16	G1	Ø18															
			Ø20	G1	Ø18	Ø25	G11/2	Ø18									
									Ø30	G11/2	Ø22	Ø38	SAE2	Ø28			
															Ø38	SAE2	Ø28

**Typical noise data** (measured at  $n = 1450 \text{ min}^{-1}$ ,  $\vartheta_{\text{oil}} = 50 \text{ °C}$ ) Details in dB(A)

Pump type	Pressure in bar	Flow L/min	Pump size					
			18	28	45	71	100	140
A10VSO	100	$q_{V\text{min}}$	60	60	62	65	68	69
		$q_{V\text{max}}$	63	63	65	68	70	71
	200	$q_{V\text{min}}$	63	63	65	68	71	72
		$q_{V\text{max}}$	65	65	68	71	73	75
	300	$q_{V\text{min}}$	66	66	69	71	72	73
		$q_{V\text{max}}$	68	68	71	73	75	75

Noise pressure level to DIN 45635 part 1, 41;

Distance between microphone and power unit: -1 m

Measured at  $n = 1450 \text{ min}^{-1}$ ; operating temperature  $\vartheta = 50 \text{ °C}$

Hydraulic fluid: Mineral oil HLP to DIN 51524 part 2

Sound reflections at the place of installation can lead to a higher noise pressure level (lower noise pressure levels on enquiry).

At  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$  the noise data can be reduced by approx. 3 dB(A).

At  $n = 1800 \text{ min}^{-1}$  the noise data can be assumed to be + 3 dB(A).

When an oil drip tray is used in accordance with the Water Resources Act, the typical noise values are about + 3 dB(A). Attached controls increase the noise pressure level!

**Spare filter elements – DIN**

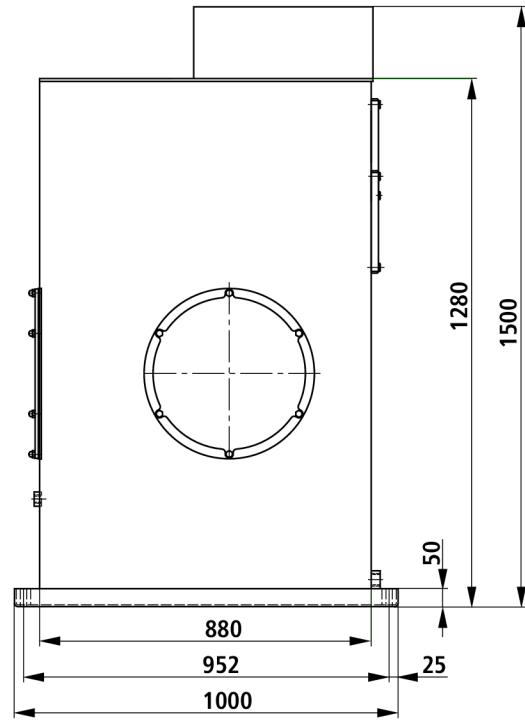
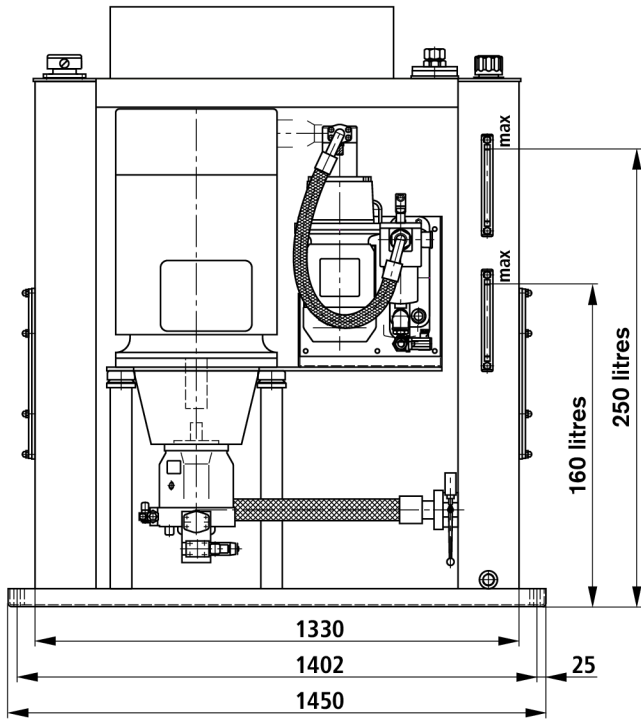
Tank size	Pump type	El. motor P in kW	Filter element type for hydraulic system	Material no.	Filter element type for filter/cooler circuit	Material no.
A	A10VSO 18	7.5	ABZFE-R0063-10-1X/M-DIN	R901025291	ABZFE-N0063-10-1X/M-DIN	R901025361
	A10VSO 28	11; 15	ABZFE-R0100-10-1X/M-DIN	R901025293		
B	A10VSO 28	18.5; 22	ABZFE-R0160-10-1X/M-DIN	R901025295	ABZFE-N0100-10-1X/M-DIN	R901025362
	A10VSO 45	15 - 22			ABZFE-N0160-10-1X/M-DIN	R901025363
	A10VSO 71	18.5 - 22	ABZFE-R0250-10-1X/M-DIN	R901025297	ABZFE-N0100-10-1X/M-DIN	R901025362
					ABZFE-N0160-10-1X/M-DIN	R901025363
					ABZFE-N0100-10-1X/M-DIN	R901025362
C	A10VSO 71	37 - 45	ABZFE-R0400-10-1X/M-DIN	R901025298	ABZFE-N0100-10-1X/M-DIN	R901025362
	A10VSO 100	30 - 45				
D	A10VSO 100	55 - 75	ABZFE-R0400-10-1X/M-DIN	R901025298	ABZFE-N0100-10-1X/M-DIN	R901025362
	A10VSO 140	45				
		55 - 90				

**Float switch settings**

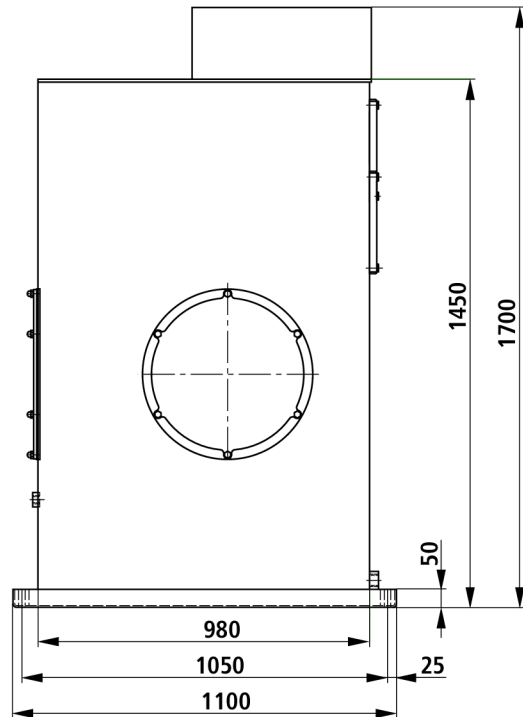
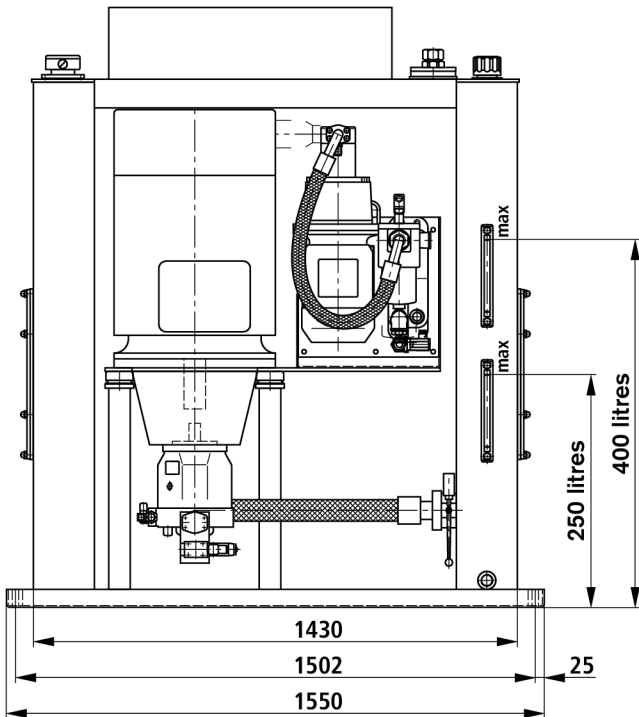
Size	Tank size	Residual capacity at upper switching point in litres	Capacity fluctuation in litres
	Tank capacity in litres		
A	160	132	43
	250	218	43
B	250	195	49
	400	350	49
C	400	356	58
	630	560	70
	800	730	70
D	800	749	79
	1000	950	79

**Unit dimensions (in mm)**

**Tank size "A"**

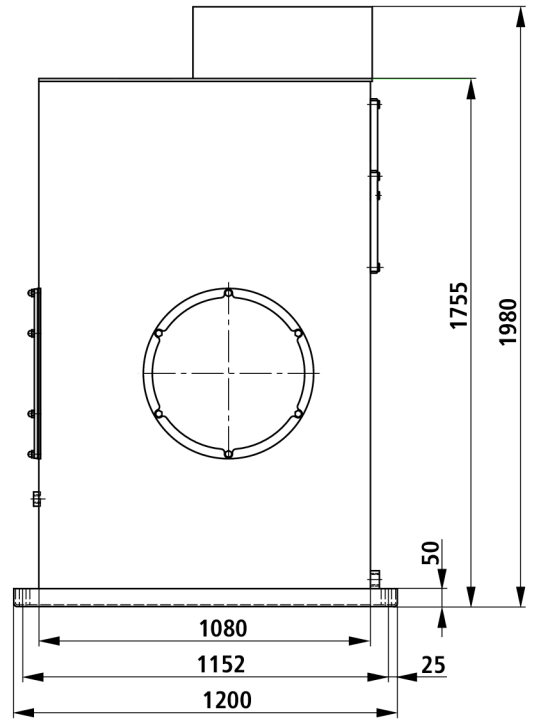
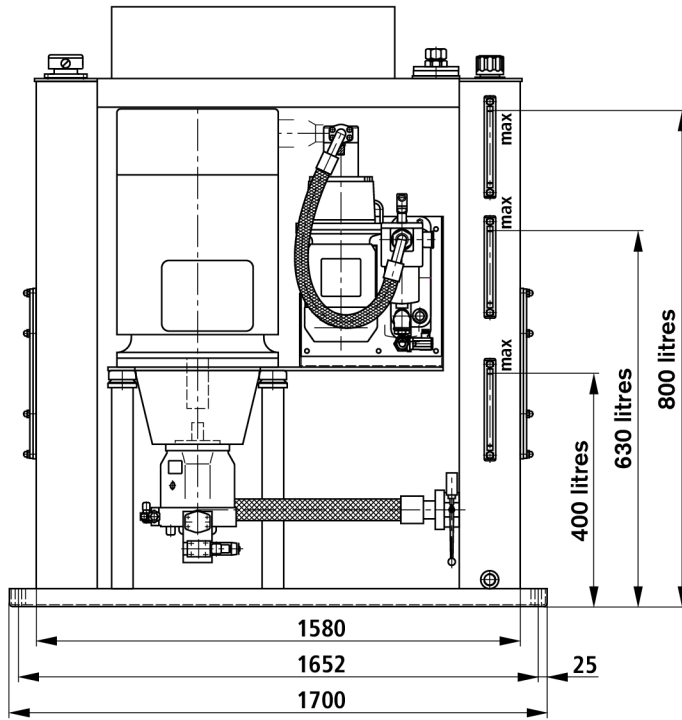


**Tank size "B"**

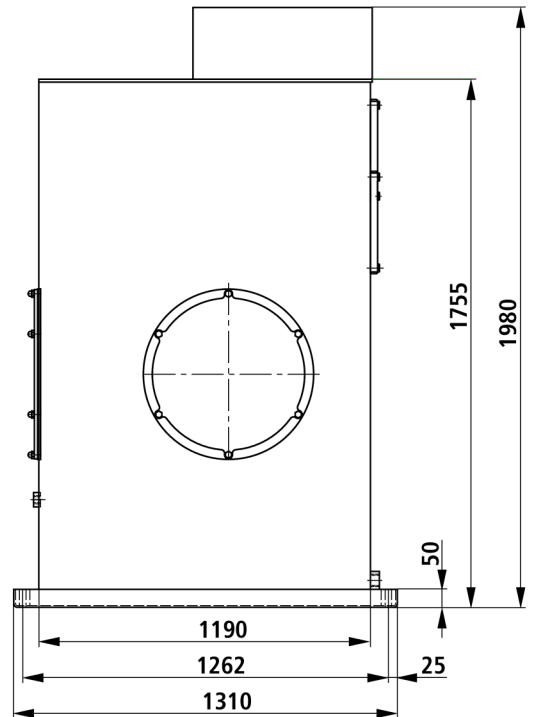
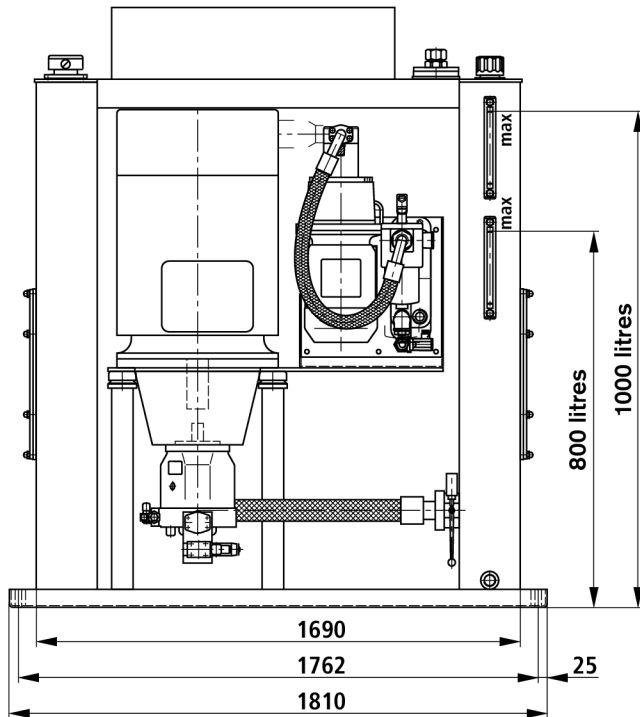


Unit dimensions (in mm)

Tank size "C"

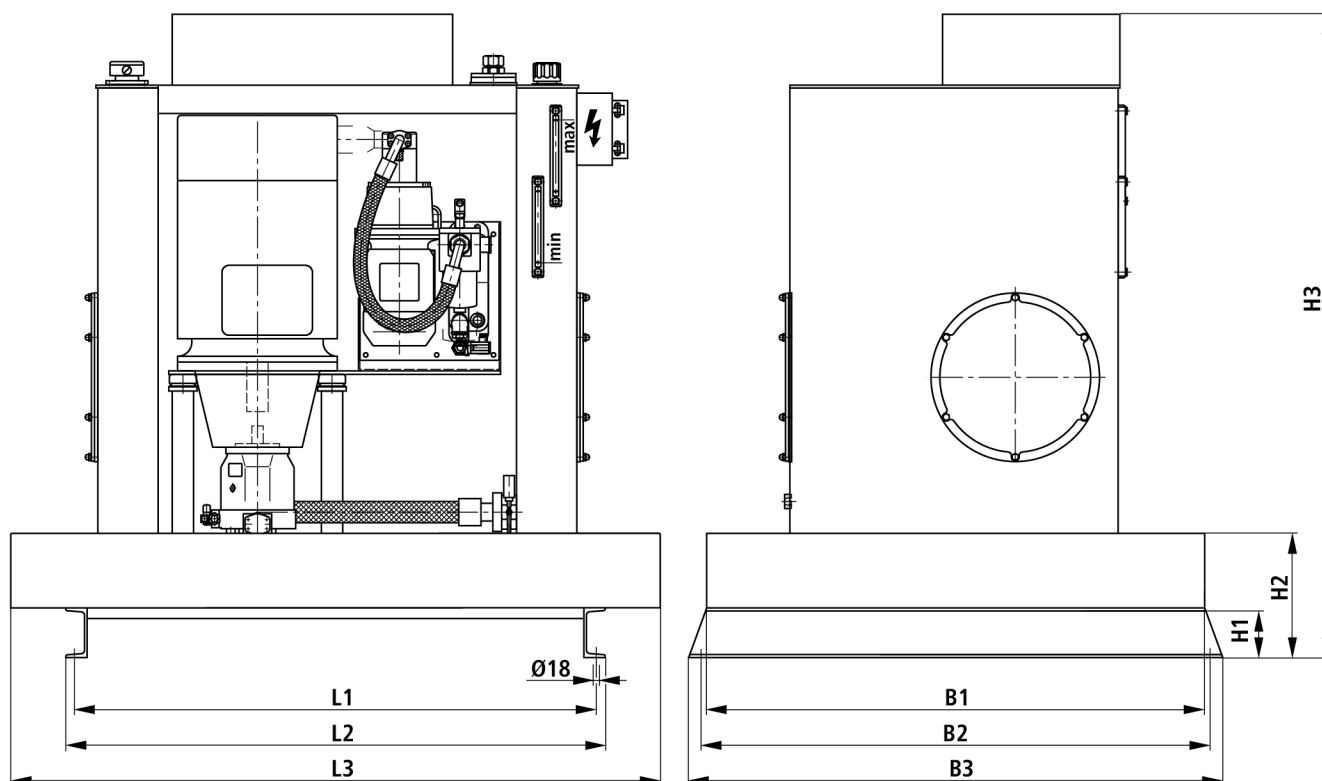


Tank size "D"





### Option: Oil drip tray in accordance with the Water Resources Act (in mm)



Tank size	Oil drip tray Material no.	L1	L2	L3	B1	B2	B3	H1	H2	H3
A	R901005589	1365	1420	2030	1580	1630	1680	160	295	1795
B	R901005592	1465	1520	2130	1680	1730	1780	160	335	2035
C	R901005593	1630	1685	2280	1780	1830	1880	160	415	2305
D	R901005595	1750	1805	2390	1890	1900	1950	180	475	2455

When an oil drip tray according to the Water Resources Act is used, the assumed typical noise pressure level amounts to + 3 dB(A).

#### Order example:

OELWANNE ABFAG-V-A-2030X1680X295  
(Material no. R901005589)

## Engineering notes

---

The assembly is designed according to the modular principle. For further information, please contact your Bosch Rexroth Sales Partner.

Comprehensive notes and suggestions can be found in The Hydraulic Trainer Volume 3, RE 00281, "Design of hydraulic systems."

## Commissioning notes

---

### General

- Power units supplied by us have been tested for function and performance. Changes and modifications of any kind are not permitted, otherwise the warranty will become void.
- Repairs may only be carried out by the manufacturer or his authorised dealers and subsidiaries. We will not assume any warranty for repairs carried out by customers.

### Commissioning

- Always fill the hydraulic fluid in through a filter with the required minimum retention rate.
- Observe the arrow for direction of rotation when connecting the electric motor.
- Start up the pump under no-load conditions and let it displace at zero pressure for some seconds in order to provide sufficient lubrication.
- In no case may the pump be operated **without** oil.
- Should the pump not displace oil without bubbles after approx. 20 seconds, re-check the system.
- After the system has reached operating values, check the pipe connections for freedom from leakage. Check the operating temperature.

### Bleeding

- Prior to initial commissioning the pump case must be filled with oil.

### Important notes

- Installation, maintenance and repairs of the power units may only be carried out by authorised, trained and instructed personnel!
- The power units may only be operated within the permissible limits!
- When carrying out any work on the power unit, depressurise the system! Unauthorised changes and modifications that affect the safety and function are not permitted!
- Provide protective equipment and do **not** remove any existing protective equipment and guards.
- Take care that all fixing screws are always tightened! (Observe prescribed tightening torque!)
- The generally valid safety regulations and regulations for the prevention of accidents must be adhered to!
- With tank size 100, fill in at least 130 litres (level indicator "max").

### Note in the sense of the 98/37 EEC Machinery Directive, Annex II, Section B; manufacturer's declaration:

The assemblies delivered have been manufactured in accordance with the harmonised standards EN 982, EN 983, EN ISO 12100 and DIN EN 60204-1.

Commissioning is prohibited until it has been established that the machine into which the assemblies are to be installed comply with the stipulations of EC Directives.

## Notes

---

Bosch Rexroth AG  
Industrial Hydraulics  
Zum Eisengießer 1  
97816 Lohr am Main, Germany  
Telefon +49 (0) 93 52 / 18-0  
Telefax +49 (0) 93 52 / 18-23 58  
documentation@boschrexroth.de  
www.boschrexroth.de

© 2004 by Bosch Rexroth AG, Industrial Hydraulics, 97813 Lohr am Main  
All rights reserved. No part of this document may be reproduced or stored, processed, duplicated or circulated using electronic systems, in any form or by any means, without the prior written authorisation of Bosch Rexroth AG. In the event of contravention of the above provisions, the contravening party is obliged to pay compensation.

The data specified above only serves to describe the product. No statements concerning a certain condition or suitability for a certain application can be derived from our information. The details stated do not release you from the responsibility for carrying out your own assessment and verification. It must be remembered that our products are subject to a natural process of wear and ageing.