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 — Bc. PAVEL VINTR

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — doc. Ing. RADEK KNOFLÍČEK, Dr.

SUPERVISOR

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 paralell 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 rychost 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.	prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Ředitel ústavu	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

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

6.3. Kontrola pístnice na vzpěr 57
6.4. Návrh vstupních/výstupních otvorů 59
6.5. Volba těsnění pohonu 61
6.5.1. Těsnění pístnice 61
6.5.2. Těsnění pístu 64
6.5.3. Ostatní těsnění 66
6.6. Výběr proporcionálního servoventilu 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. Model lineárního pohonu 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. Kontrola celého lineárního pohonu na vzpěr 77
7. Návrh hydraulického obvodu 79
8. Kontrola vybraného dílce pomocí MKP 81
8.1. Kontrola válce 81
9. Systémová analýza rizik strojního zařízení [31] 84
9.1. Blokový diagram strojního zařízení 84
9.2. Zdroje relevantních nebezpečí spojených s konstrukcí [31] 85
9.3. Určení mezních hodnot strojního zařízení [31] 86
9.4. Identifikace významných nebezpečí [31] 86
9.5. Odhad rizik [31] 87
10. Ekonomické zhodnocení 89
11. Ideový návrh robotu s PKS 91
12. Závěr a vyhodnocení vlastností lineární jednotky 93
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ 99
SEZNAM OBRÁZKŮ 101
PŘÍLOHY 103

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]

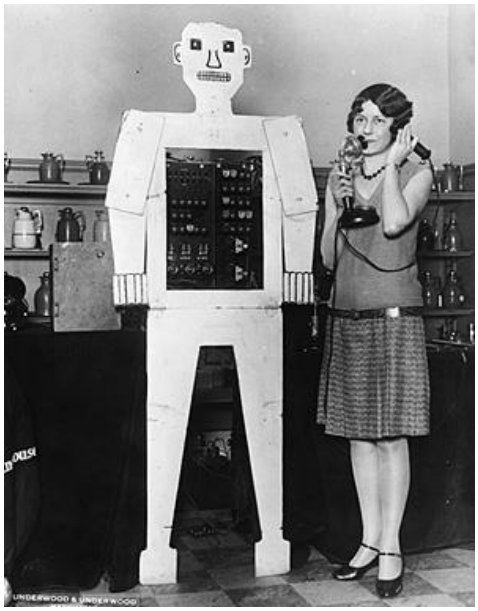
Pojem	Význam
Báze / Rám	Část mechanismu, která je nepohyblivá a většinou spojená se zemí.
Kinematická dvojice (vazba)	Dva různé členy spojené vazbou, která definuje jejich vzájemný omezený pohyb.
Kinematický řetězec	Soustava několika členů spojených pomocí kinematických dvojic.
Kinematický řetězec otevřený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

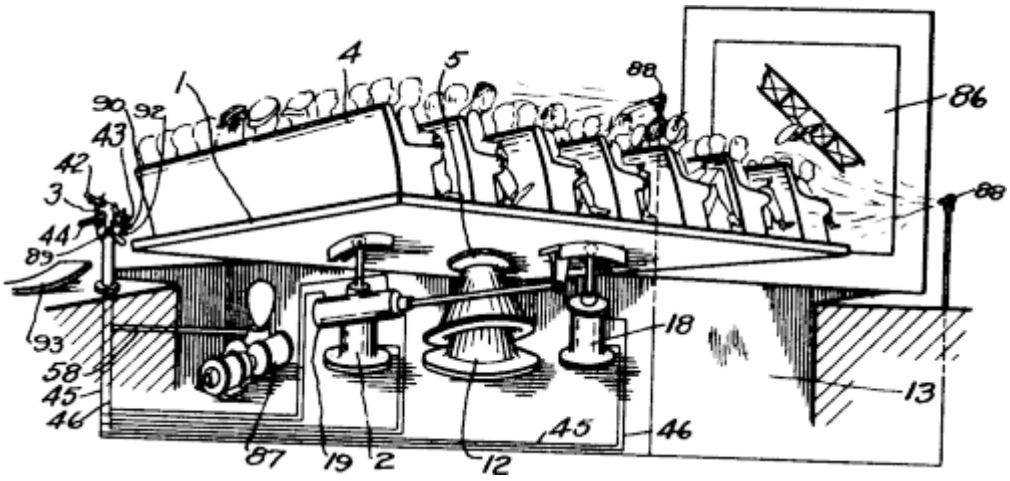


Obr. 1 Robot Televox [3]

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,

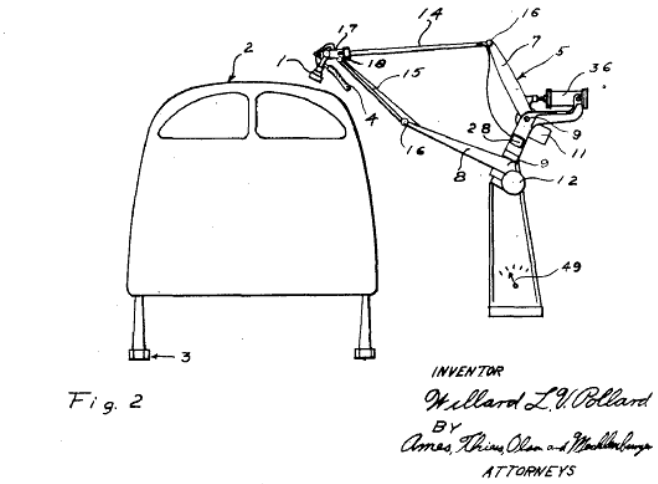
konkrétně měsíce října, kdy si James E. Gwinnett přihlásil k patentu pohyblivou plošinu, která jako první využívala paralelní mechanismus. Pro tuto plošinu byl obecně známý pojem oxymóron, tzv. „pohyblivá plošina“. Měla být uplatněna v zábavním průmyslu. Tato plošina byla patentována roku 1931 a to jako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



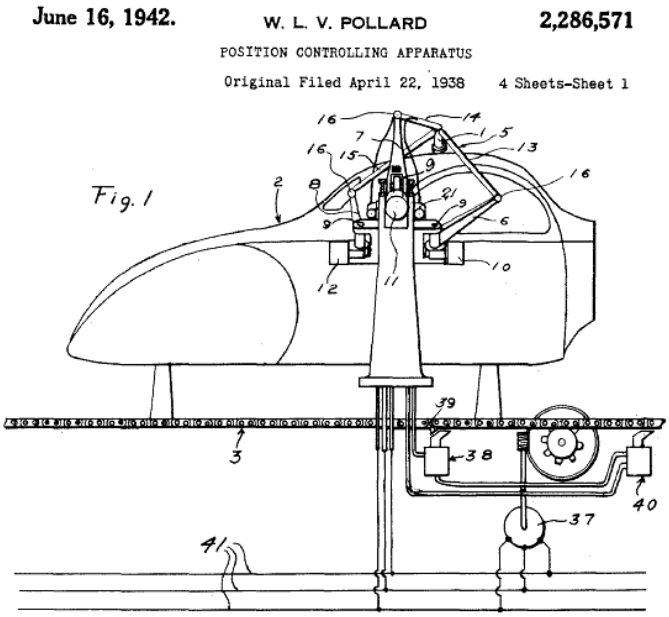
Obr. 2 První prostorový paralelní mechanismus [1]

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 natáčel 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].

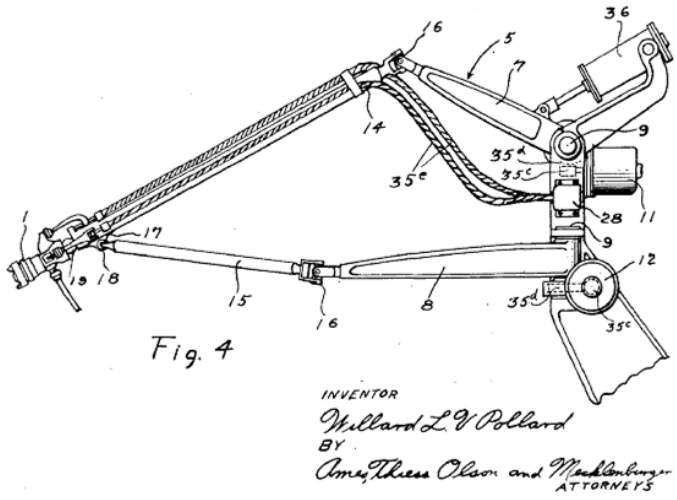


Obr. 3 Schéma nanášení nátěrových hmot robotem [4]



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

Jeho koncepce měla 5 stupňů volnosti. Dva vodící řetězce nebyly připojeny přímo s koncovým efektorem, ale se spojnicí třetího řetězce prostřednictvím sférického kloubu. Koncový efektor byl tedy napojen jen na spojnici 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.



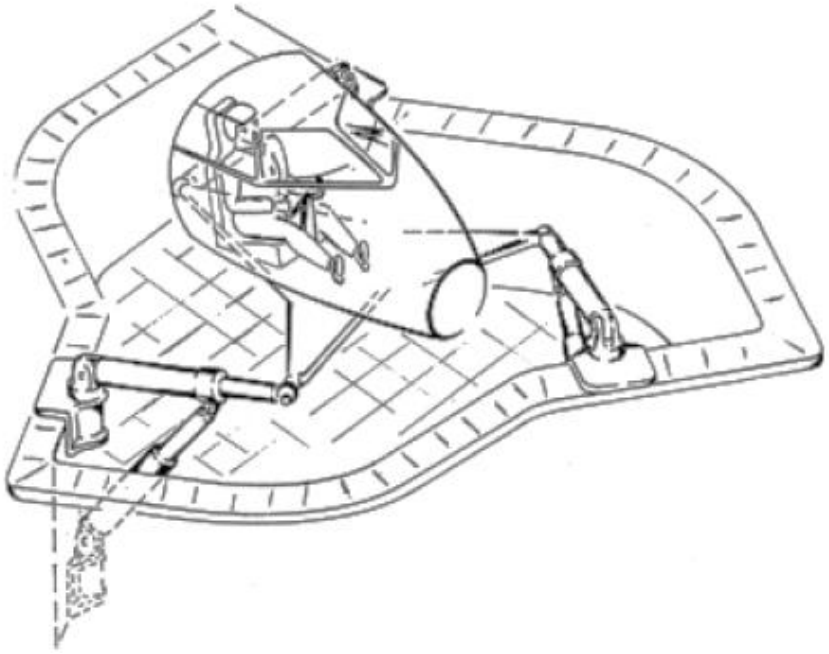
Obr. 5 Návrh patentovaného Robotu [4]

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]

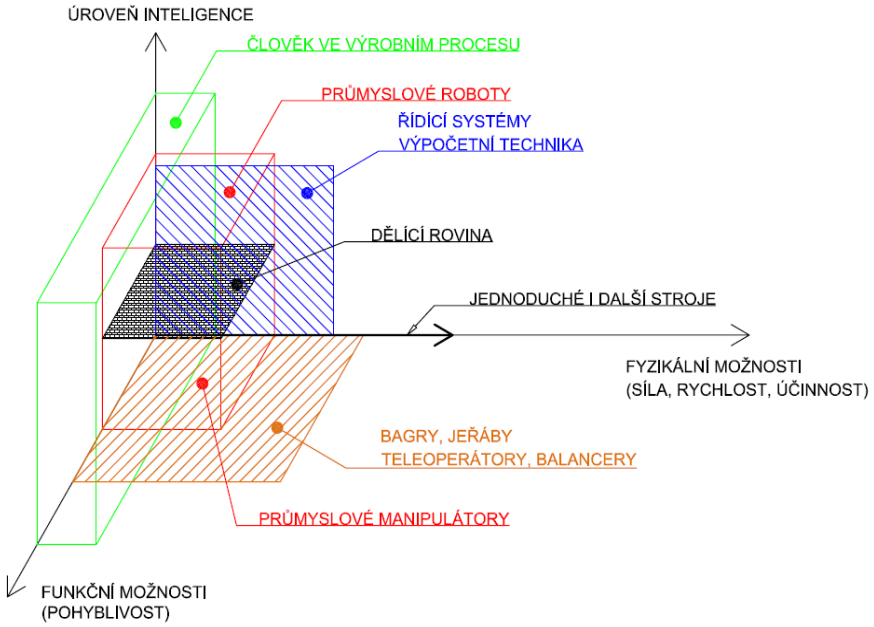
4. Definice robotů

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 přemisťování 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 manipulárů. 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

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 umožnuje 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.

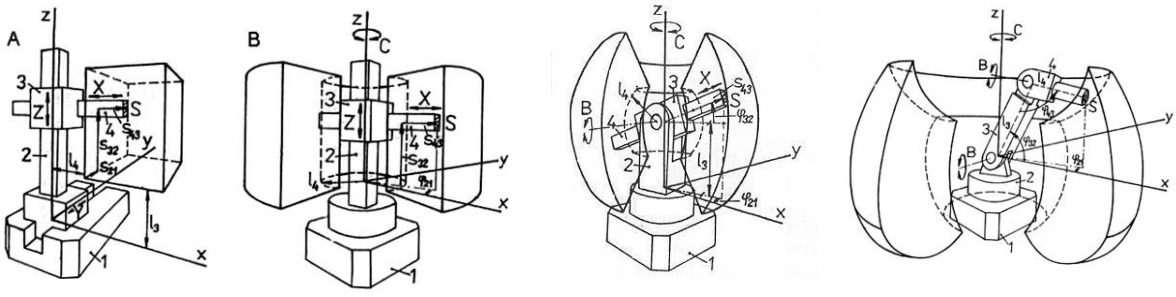
4.1.4. Podle geometrie obsluhovaného pracovního prostoru

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.



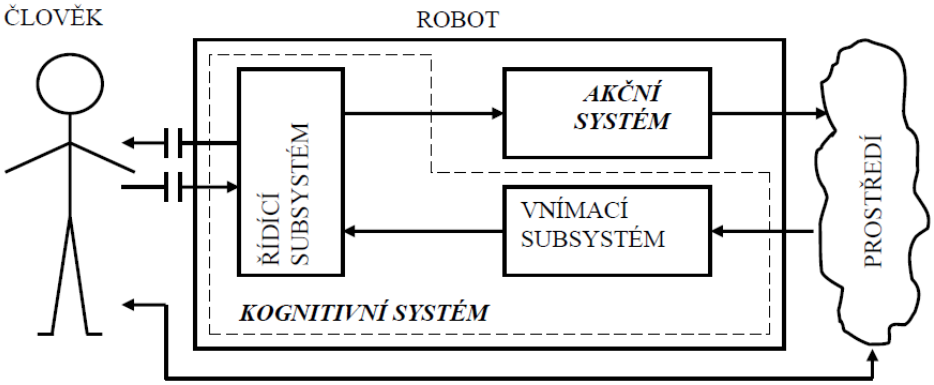
Obr. 10 Přehled geometrií pracovních prostorů [8]

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 prostředním. 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].

Řídící a rozhodovací subsystém můžeme považovat za centrum „duševní činnosti“ robotu. Informace, které zaznamená vnímací subsystém, jsou v rozhodovacím subsystému uloženy do paměti a dále pracovávány 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 řídícím 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 probrána lokomoční ústrojí umožňující pohyb robotu jako celku.

Jednotlivé subsystémy a systémy vždy spolu vzájemně spolupracují, často se fyzicky prolínají a netvoří 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

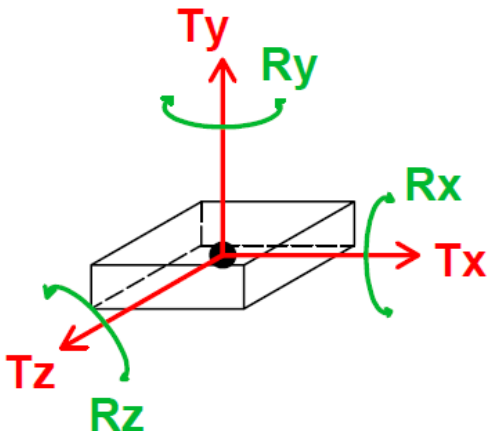
Kapitola pojednává o kinematických strukturách, o kinematických dvojicích, pomocí kterých se vytváří kinematické řetězce. Dále jsou uvedeny základní rozdíly mezi sériovou a paralelní kinematickou strukturou.

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.

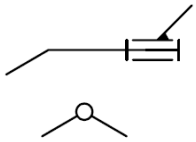
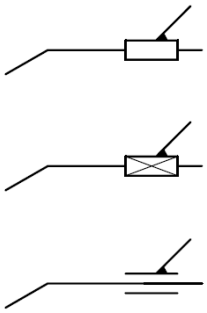
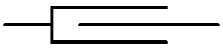
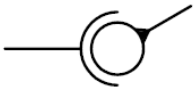
Podle toho, ke které ose souřadného systému se pohyb uskutečňuje, musí být základní značka doplněna indexem jako např.: $R_x, R_y, R_z, T_x, T_y, T_z$. Jestliže, chceme určit polohu tělesa v prostoru, potřebujeme 6 nezávislých souřadnic.

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



Obr. 12 Značení pohybů tělesa v prostoru

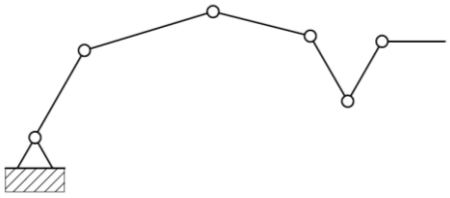
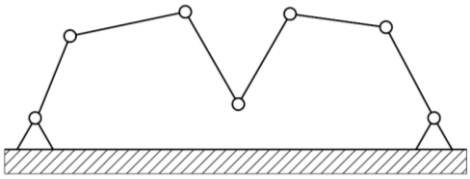
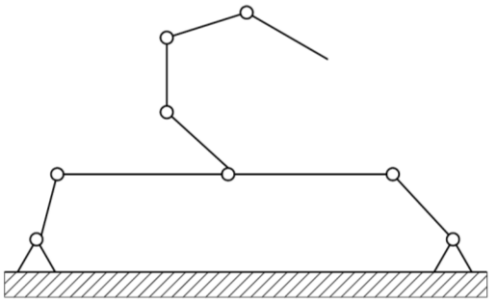
Tab. 3 Základní kinematické dvojice v oblasti PRaM

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 otevření 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 popsatelný 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 přibydou pohony veškerých vazeb, a to se promítne do složitosti celého řetězce.

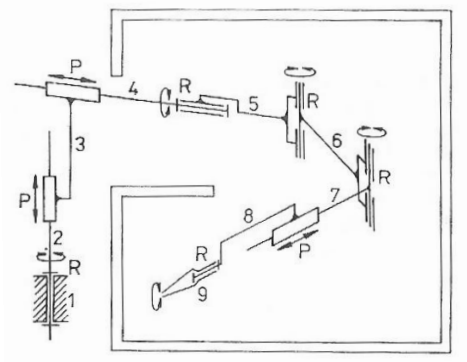
Různých morfologií dosáhneme kombinacemi vazeb (*Tab. 3*), takže rozmanitost je obrovská. Návod jakou kombinaci použít není, ale mohou pomoci různá kritéria, které rozhodování ulehčí. Je jasné, že jich je mnoho a každý preferuje jiné. Některá kritéria možno vidět na Obr. 13.

Obr. 13 Použitelná rozhodovací kritéria

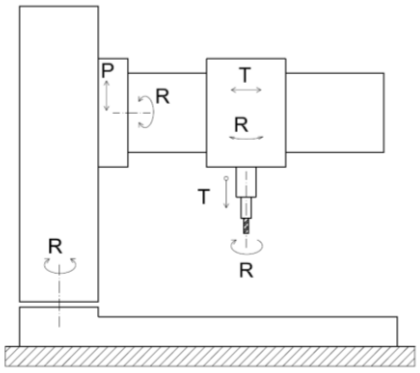
4.5. Sériová vs. paralelní kinematika

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 „uřídit“ 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.

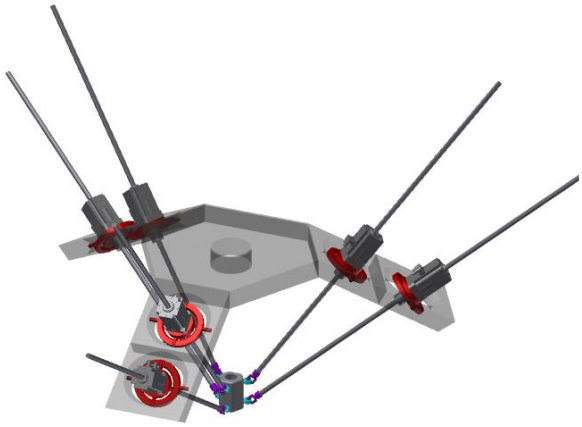
b) Platformu podpírají alespoň dva vodicí řetězce, přičemž každý z těchto řetězců obsahuje alespoň jeden jednoduchý akční člen – jednoduchý akční člen je takový, který umožňuje pohyb s 1 DOF.
c) Počet akčních členů je stejný jako počet stupňů volnosti koncového efektoru.
d) Pohyblivost mechanismu je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

Dle počtu vodicích 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 spojující bázi s platformou. Veškerá spojení mezi rameny a bází 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]

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

4.7. Uplatnění paralelních kinematik v praxi

V devadesátých letech dvacátého stolení 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

prototypů a experimentů, ale našly se i stroje, které se začaly sériové 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 – Peagasus)
      - 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 součástek na plošné spoje

- 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:

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

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

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
λ	Počet stupňů volnosti tělesa, pro těleso v prostorou $\lambda = 6$ 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.

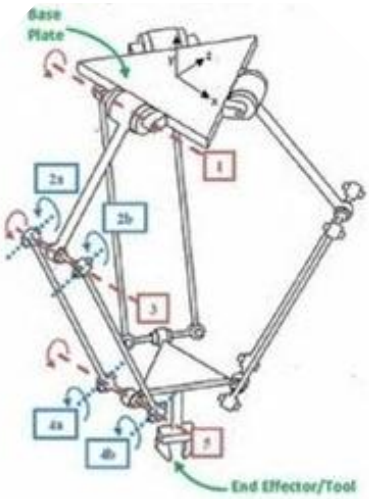
Význam těchto členů je následující:

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 přímí 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]

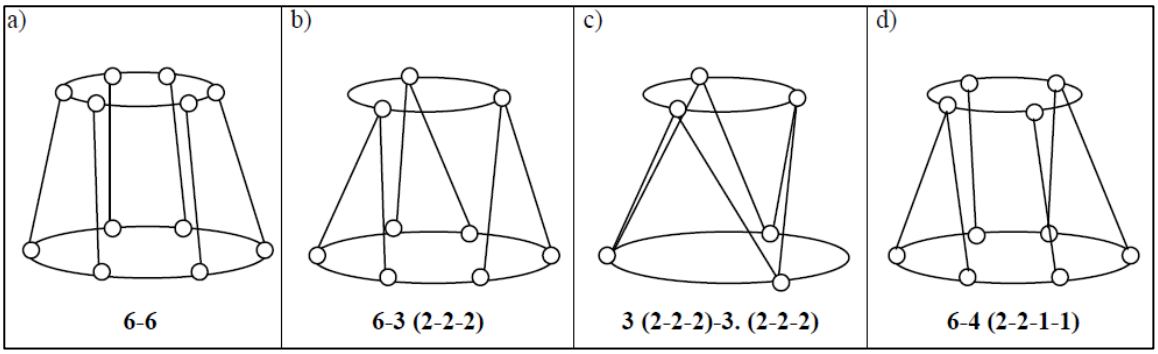
Dosazením do rovnice (4.3) pak DOF:

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

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 spřáhneme do jednoho kloubu. Umístit více pohonů do jednoho kloubu je však náročné a navíc se zhoršují vlastnosti takovéhoto 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]

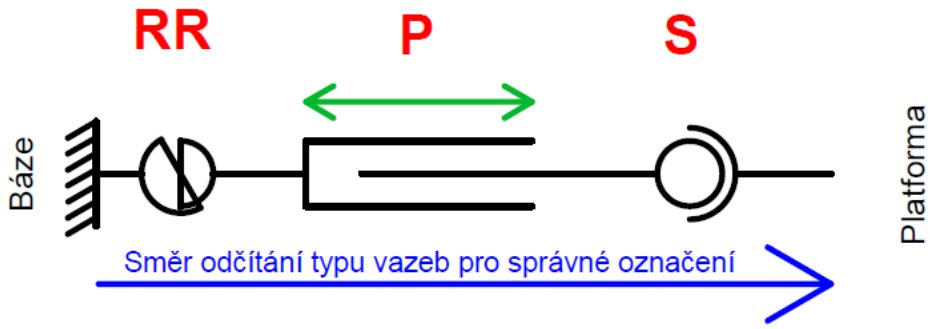
Jedná se o kritérium, které na rozdíl od předchozího nám již přímo popisuje konstrukci vodících řetězců. Pro konstrukci vodících řetězců jsou vhodné pouze některé kinematické dvojice (dále KD). Typy, označení a stupně volnosti KD užívaných u paralelních kinematik jsou vypsány v Tab. 6.

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

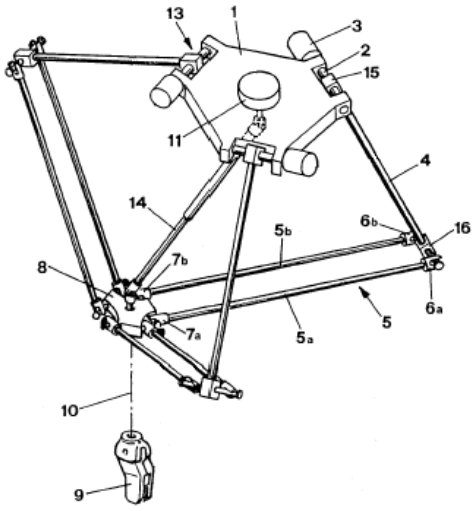
Při sestavování jednotlivých kinematických řetězců je možné kinematické dvojice (*viz. Tab. 6*) dle libosti kombinovat. Není ani nutné, aby všechny kinematické řetězce užité na jedné konstrukci, měli stejné, stejně uspořádané KD, ale takové konstrukce nejsou obvykle realizovány. To jak uspořádáme a jaké 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 jiné.

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 $3RRPS$ (má tři vodící řetězce) či pro hexapod vy popis byl 6RRPS (má 6 vodících řetězců).

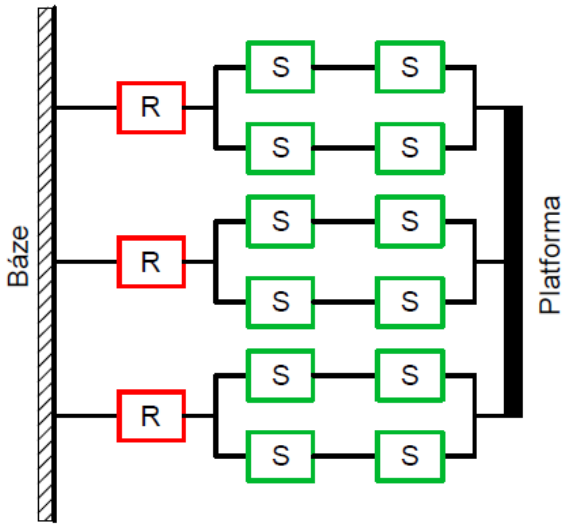


Obr. 20 Nejběžnější uspořádání KD ve vodícím řetězci

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

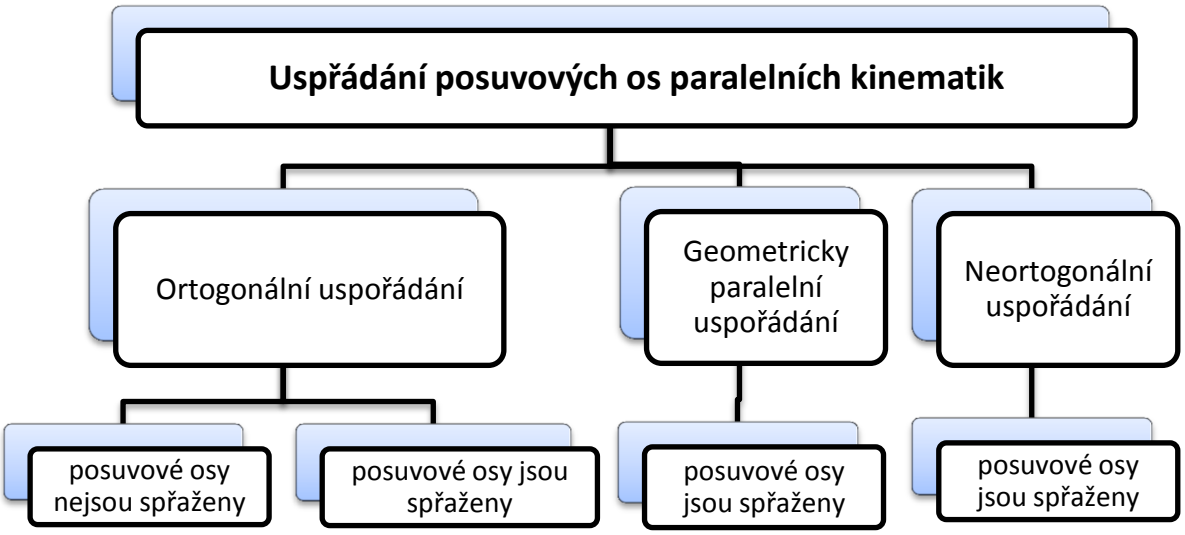
Na obrázcích *Obr. 21 a Obr. 22* můžete vidět rozdíl mezi schématem znázornění a schématem uspořádání kloubů Delta robotu.

***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 vodicích 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.

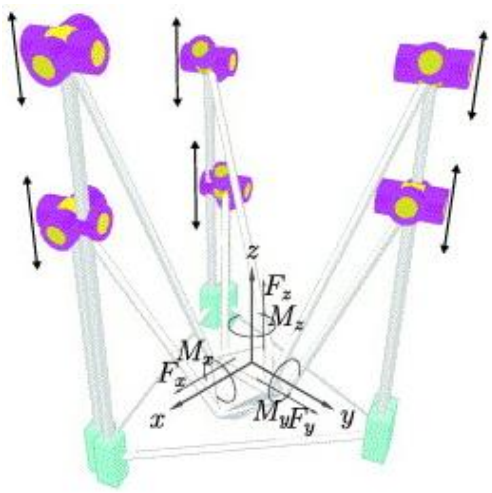


Obr. 23 Uspořádání posuvových os PK [1]

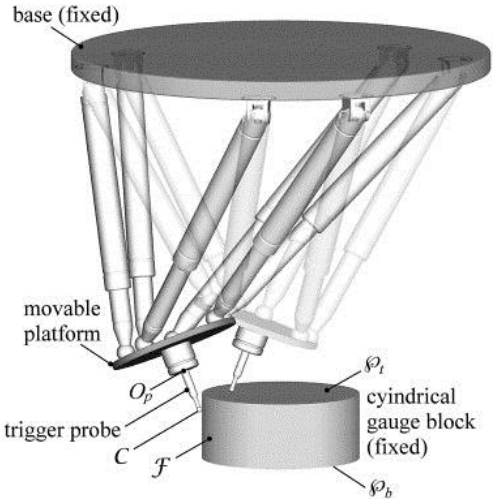
V případě ***ortogonálního uspořádání***, kde posuvové osy nejsou spřaženy, se jedná o pohyb rovinný, a každá osa se může pohybovat, aniž by vyvolávala pohyb jiné osy nebo aby pohyb jiných os ovlivňovala. Posuvové osy spřažené v rámci ortogonálního uspořádání umožňují, na rozdíl od předchozích, prostorový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

Geometricky paralelní uspořádání, u nějž 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).



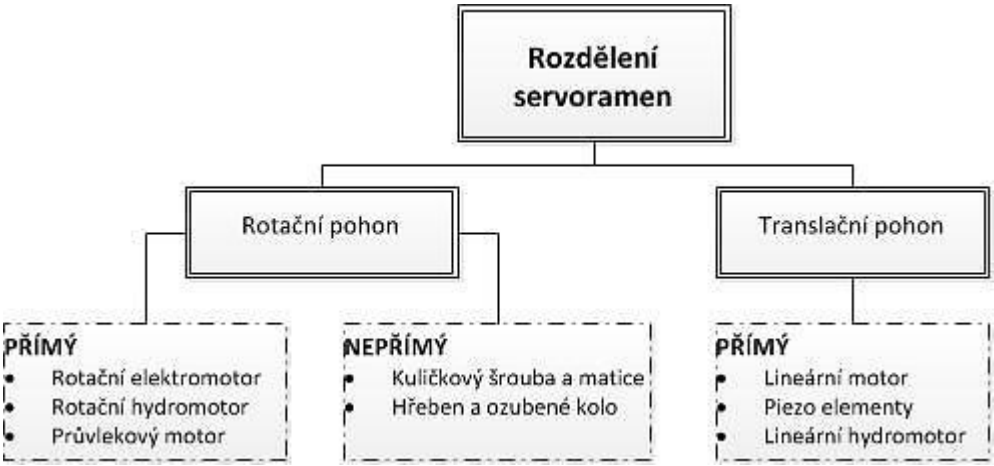
Obr. 24 Linapod (6-DOF) [12]



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 servoramen [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

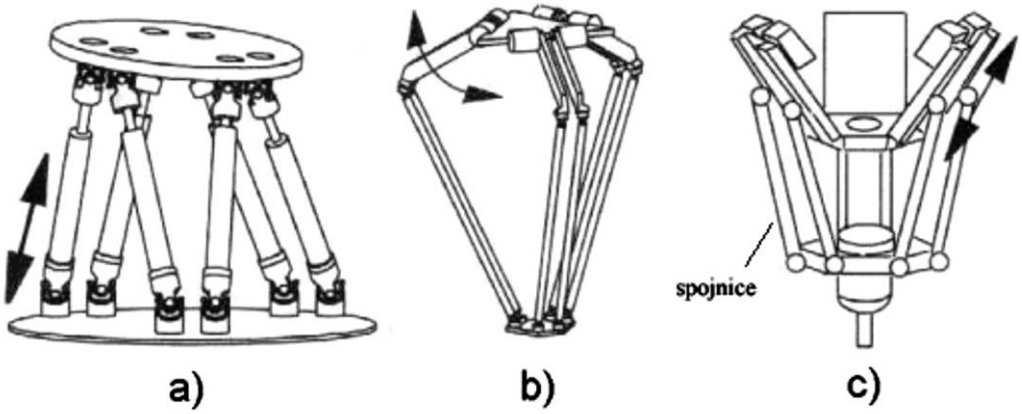
negativní vliv na celkovou hmotnost, která ovlivňuje celkovou dynamiku. Zejména se užívají koncepce s akčními členy na bázi a integrovanými do ramena.

V praxi se zatím nejvíce osvědčily tři varianty:

a) Pohyblivý lineární typ – obecný hexapod, vodící řetězec nejčastěji $RR\underline{P}S$

b) Rotační typ – Hexa a Delta koncepce, vodící řetězec nejčastěji $\underline{R}RRS$

c) Pevný lineární typ – vodící řetězec nejčastěji $\underline{P}RRS$ (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]

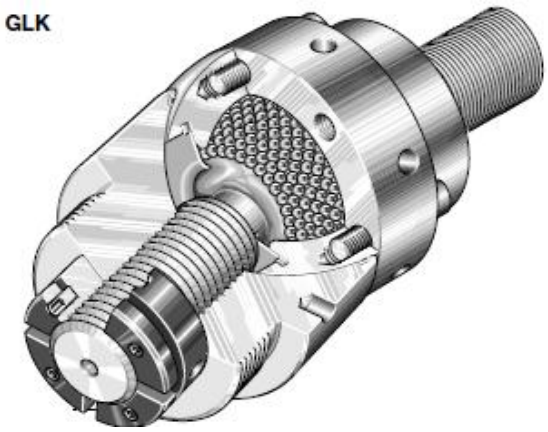
O tom jakých pracovních přesností stroj dosáhne rozhodují významnou měrou klouby, které svojí geometrickou nepřesností způsobují odchylku od matematického modelu. Zkráceně by se dalo říci, že klouby přenáší sílu z platformy na bázi.

Požadavky kladené na klouby:

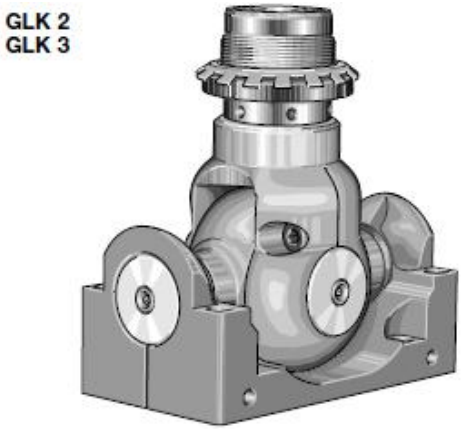
- Všechny osy natáčení jednoho kloubu se kříží v jednom bodě.
- Kloub při zatížení podléhá malým deformacím (nutná vysoká tuhost).
- Co největší dosažitelný úhel natočení.
- Dostatečná dynamická tuhost.
- Klouby předepnuty, pro zajištění chodu bez vůle a zvýšení tuhosti (zvyšuje tření a tím vzniká nežádoucí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



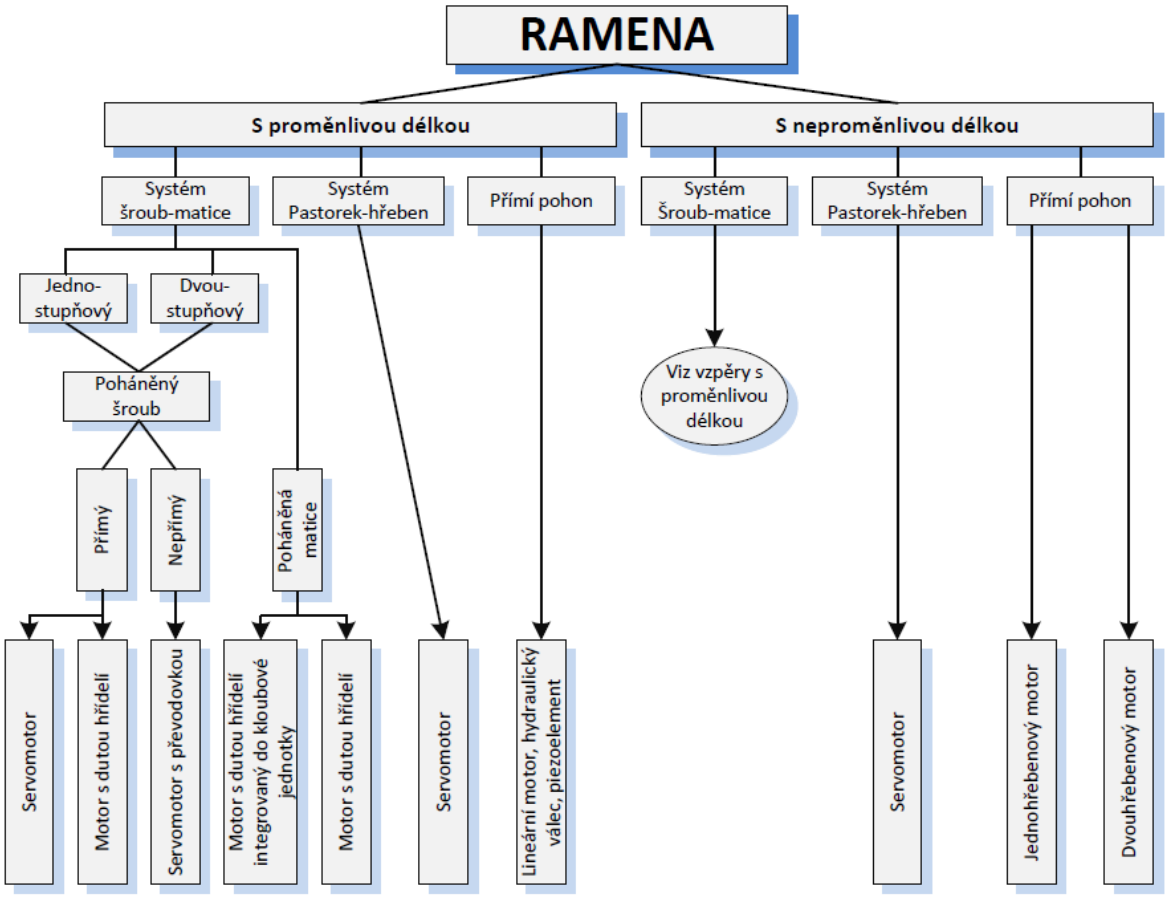
Obr. 28 Kuličkový kloub GLK [14]



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 měřící 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:

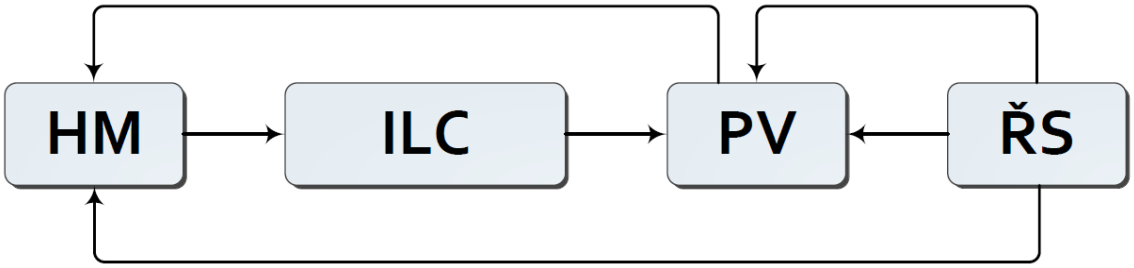
$$\Delta_{pol} = \pm 0,1\ mm$$

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:

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

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

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 zaobírala rozdělením robotů, kinematickými strukturami. Tato práce dále pojednává o typech kinematických řetězců, rozdílem, výhodami a nevýhodami sériové a paralelní kinematiky. Je považováváno 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 najití 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.

6. Návrh lineární jednotky s hydraulickým pohonem

V této kapitole bude proveden postup vedoucí k navržení 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/naprázdno $25\ /\ 100 mm/s$
- 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 navržení předpokládaného uložení lineárního pohonu k bázi v rámci využití na stroji.

Po navržení 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 měřícího rozsahu.

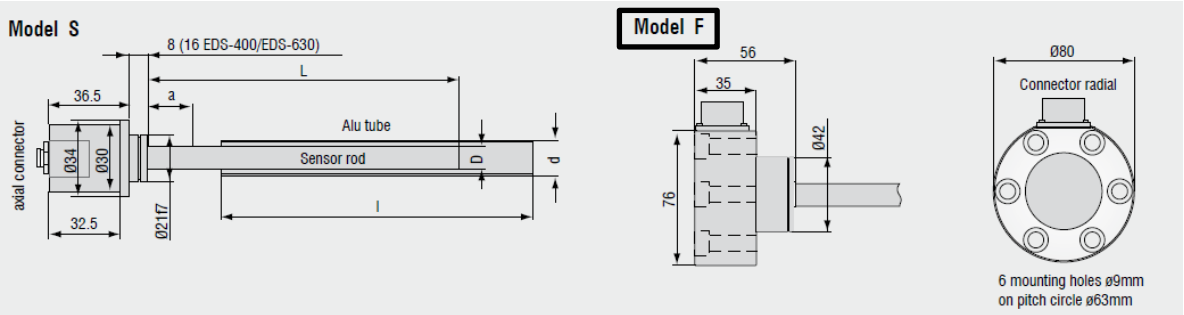
6.1.1. Lineární senzor EDS

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
Připevnění	6x díra pro šroub
Odolnost proti talku u 8mm tyčinky	450 bar
Rozlišení systému	0,315mm
Výstupní napětí	$4-20\text{mA}$
Pracovní teplota	-40 až $+85°\text{C}$
Proudový odběr	$18-30\text{VDC}$



Obr. 33 Rozměry senzoru EDS [15]

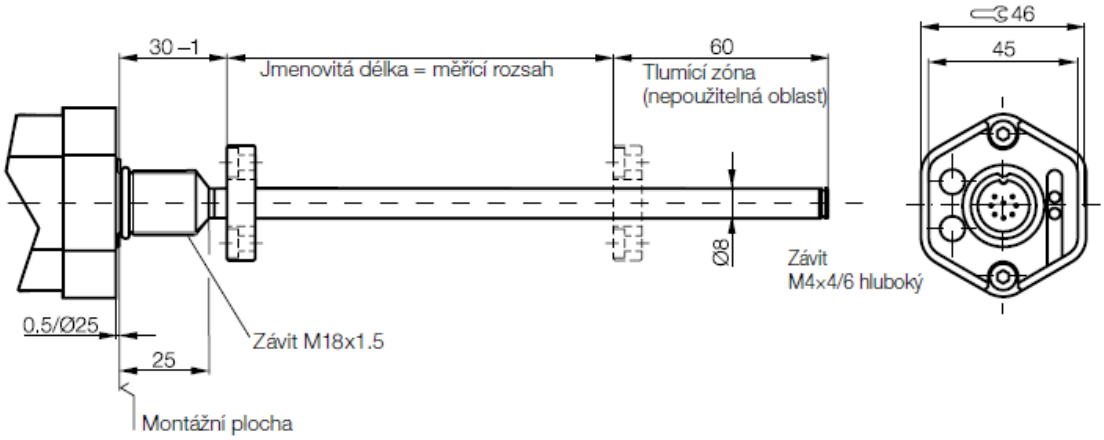
6.1.2. Lineární senzor MicroPulse BTL7

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]

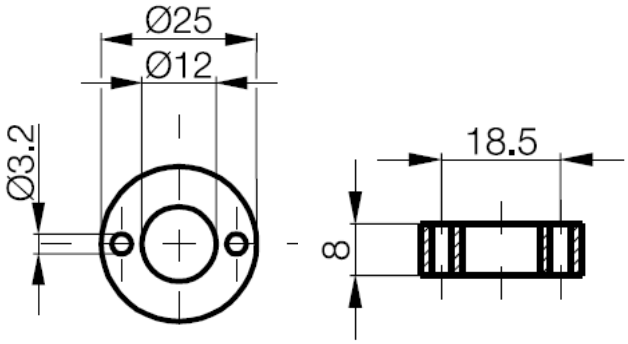
Typová řada	BTL7 – G110-M0600-B-S32 tyčová
Připevnění	Závit M18x1.5
Odolnost proti talku u 8mm tyčinky	250 bar při zabudování v hydraulickém válci
Rozlišení systému	≤ 0.33 mV
Hystereze	≤ 5µm
Výstupní napětí	−10 ... 10VDC a 10 ... − 10VDC
Opakovatelnost	Rozlišení systému/min. 2 µm, tj. 0.16µm
Pracovní teplota	−40 ... + 85°C
Proudový odběr	20 ... 28 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]

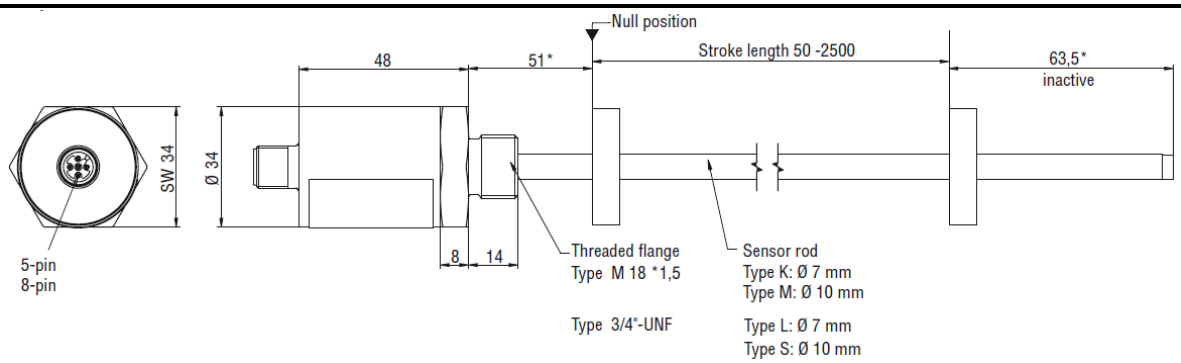
6.1.3. Lineární senzor Temposonics EH

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]

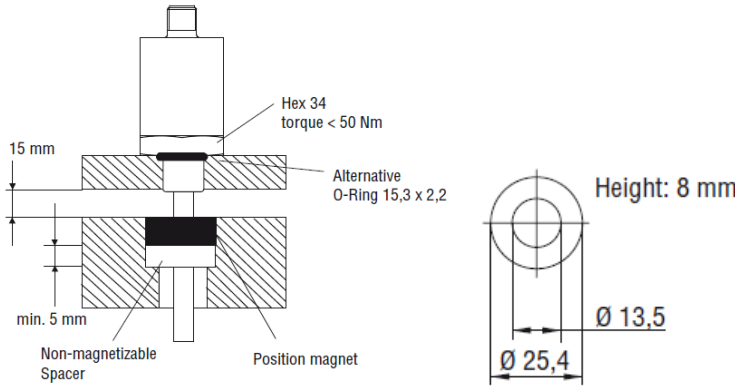
Typová řada	Temposonics EH – Typ K
Připevnění	Závit M18x1.5
Odolnost proti talku u 8mm tyčinky	530 bar při zabudování v hydraulickém válci
Rozlišení systému	Start/stop: 0,1 / 0,01 / 0,005mm
Výstupní napětí	0 – 10VDC a 10 – 0VDC
Opakovatelnost	6 µm
Pracovní teplota	−40 ... + 75°C
Proudový odběr	24 VDC



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 2	0,16µm 5	6µm 3	80	200	120
Složitost zabudování	30	6xšroub 3	1xšroub 5	1xšroub 5	90	150	150
Průměr snímače	20	12mm 2	8mm 4	7mm 5	40	80	100
Proudový odběr	20	max 30 V 3	max 28 V 4	max 24 V 5	60	80	100
Celkem					**270**	**510**	**470**

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:

$F_{tl} = 1000\ N$ *Síla tlačná*

$F_{st} = 500\ N$ *Síla statická (přídržná)*

$l_{zdvih} = 0{,}5\ m$ *Délka zdvihu*

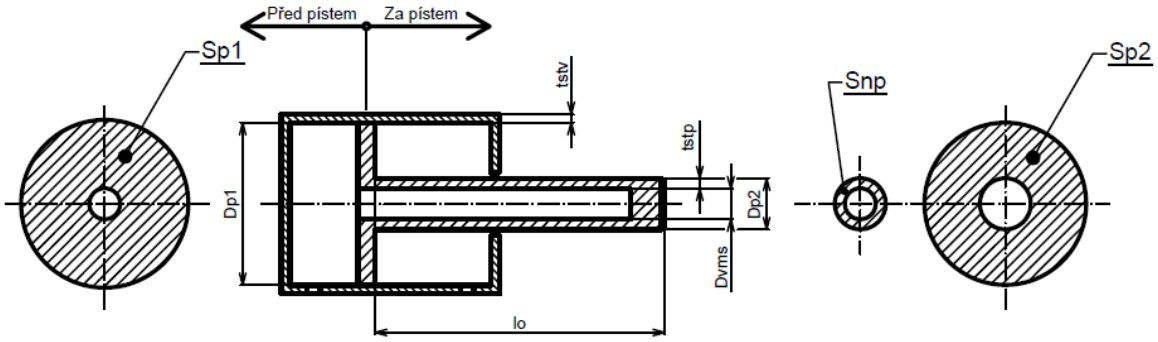
$p_{vs} = 8\ MPa$ *Vstupní tlak*

6.2.1. Výpočtu minimálního průměru pístu

Výpočet vychází ze známého vzorce pro výpočet tlaku:

Obecně: $$p = \frac{F}{S} \tag{6.1}$$

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

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

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

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

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:

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

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

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

Výsledkem je tloušťka stěny pístnice:

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

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

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

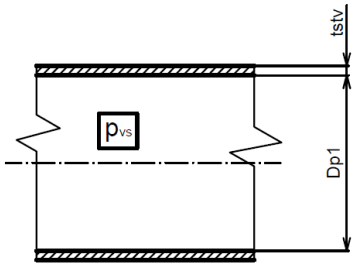
Kde: $\sigma_d[MPa]$ - *Dovolené namáhání materiálu*
$z[-]$ - *Součinitel svarového spoje*

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

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

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

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:

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

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

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

V prvním kroku budou určeny vlastnosti namáhaného prutu (I_{min}, S_{np}) a štíhlost λ_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:

Obecně: $i = \sqrt{\frac{I_{min}}{S_{np}}}$ (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]:

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

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

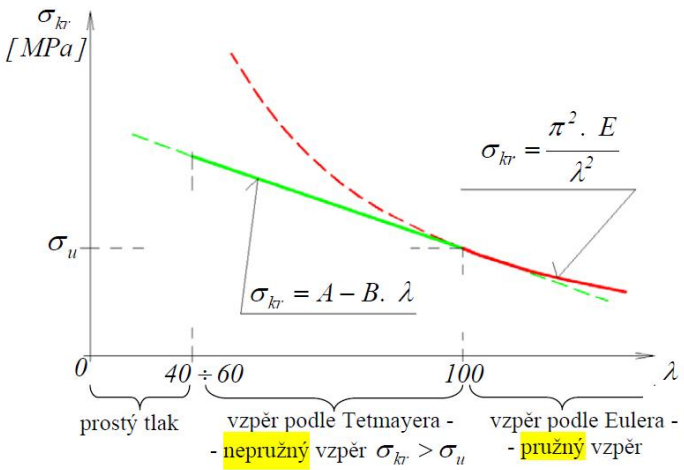
$$S_{np} = \frac{\pi}{4} \cdot \left({D_{p2}}^2 - {D_{vms}}^2\right) = \frac{\pi}{4} \cdot (0{,}02^2 m - 0{,}012^2 m) \cong 201\ mm^2 \qquad (6.12)$$

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

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

Štíhlost prutu určena dle poměru délky a poloměru setrvačnosti:

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



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.

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

Kde: $\sigma_{kr}[MPa]$ *- kritické napětí z hlediska vzpěru*
$E[MPa]$ *- 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 σ_{kr} sílu F_{kr} užiji vzorec:

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

Úpravou získám vztah:

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

Podmínka vhodnosti prutu:

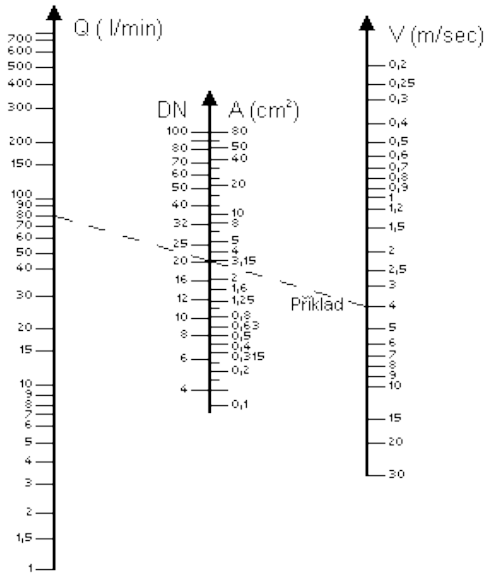
$$F_{tl} < \frac{F_{kr}}{k_e} \Rightarrow k_e = \frac{F_{kr}}{F_{tl}} = \frac{33220N}{1000N} \cong 33 \quad (6.18)$$

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 sestrojení 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:

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

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

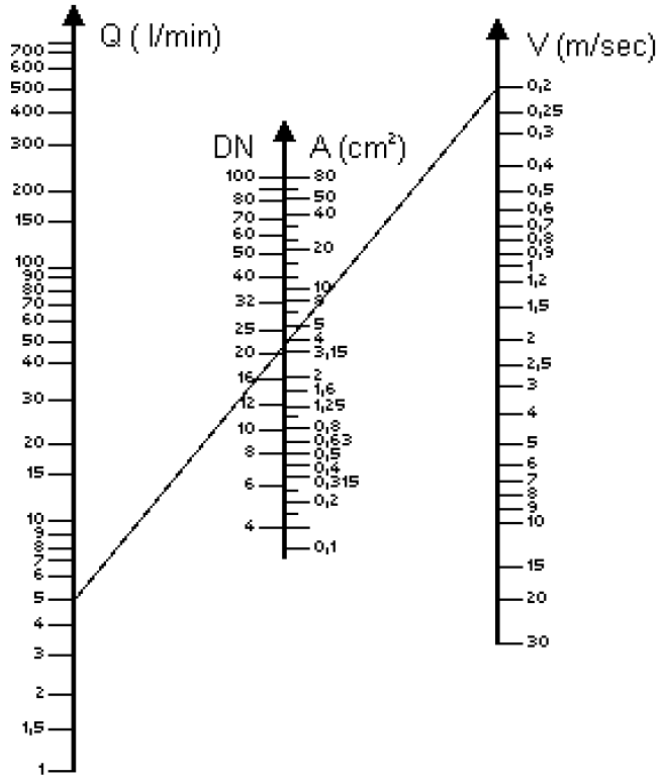
Ještě chybí pro vyjádření hodnoty průtoku Q_m čas zdvihu, který zjistíme:

$$t_{zdvih} = \frac{l_{zdvih}}{v_n} = \frac{0{,}5m}{0{,}1\,{}^{m}/_{s}} = 5s = 0{,}083min \tag{6.20}$$

Nyní průtok je dán:

$$Q_m = \frac{V_c}{t_{zdvih}} = \frac{0{,}353l}{0{,}083min} = 4{,}241\,{}^{l}/_{min} \tag{6.21}$$

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. $Q_m = 5l/min$.



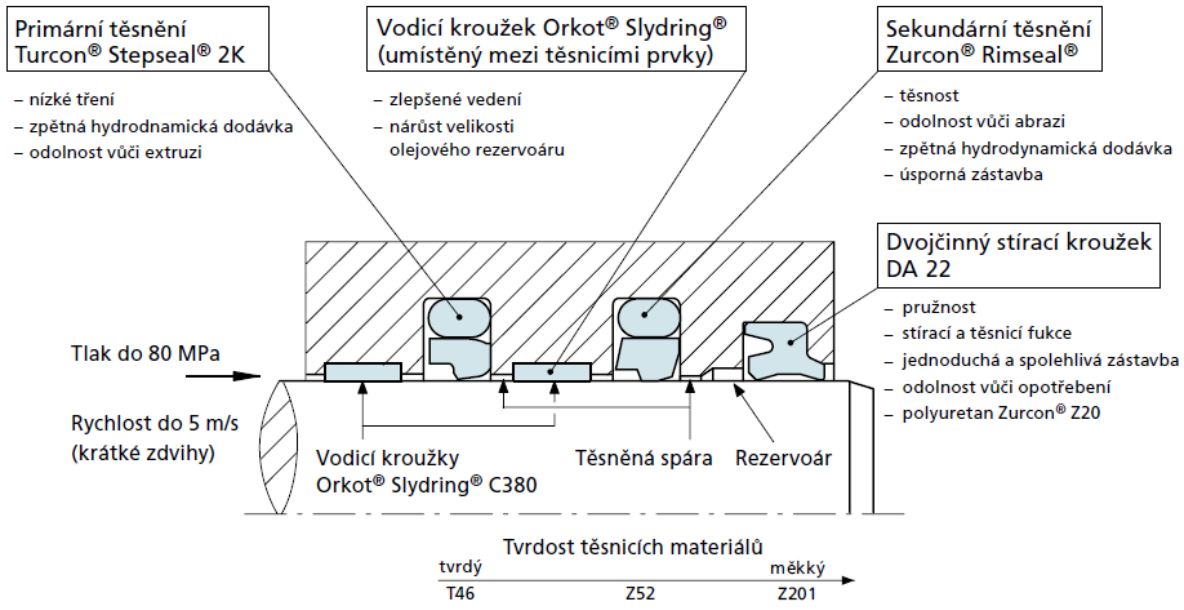
Obr. 44 Konkrétní nomogram pro určení průměru otvorů

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 vnější 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]

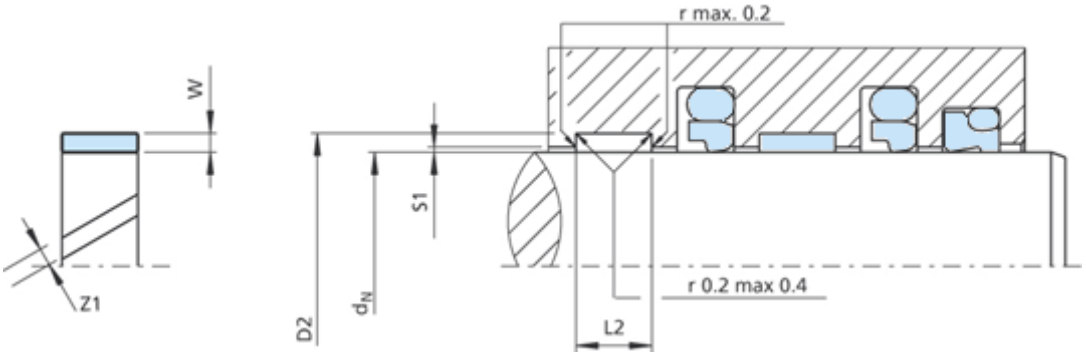
Tento způsob těsnění bude použit při těsnění pístnice, tj. mezi prostorem za pístem a okolím, kde by při průsaku došlo k znečištění okolí. V případě těsnění pístu bude užit standartní způsob těsnění a to interakce stíracího, vodícího kroužku a užití samotného těsnícího prvku.

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.

Vodicí kroužky Orkot Slydring pro pístnice

Vodicí kroužky zabraňují kontaktu kov/kov mezi pístem či pístnicí a protipovrchem a zároveň zachycují radiální zatížení. Tento vodicí 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



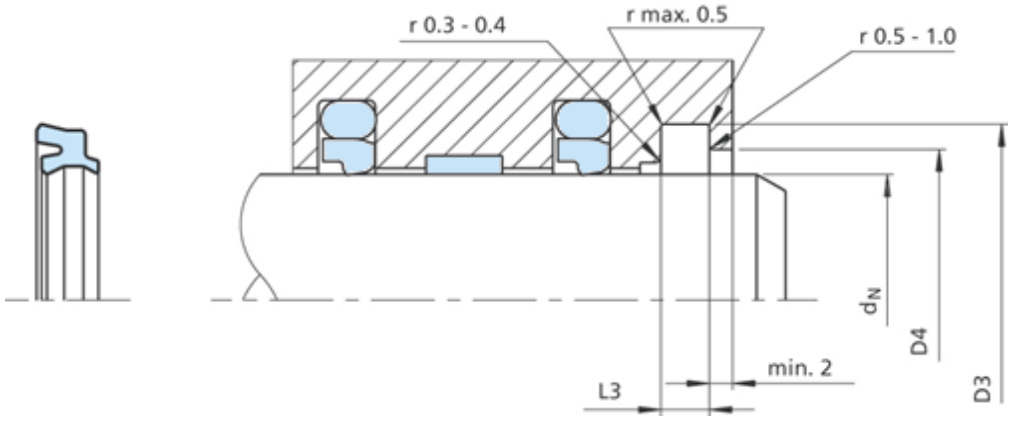
Obr. 46 Rozměry vodicího kroužku [24]

Tab. 11 Parametry vodicího 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.



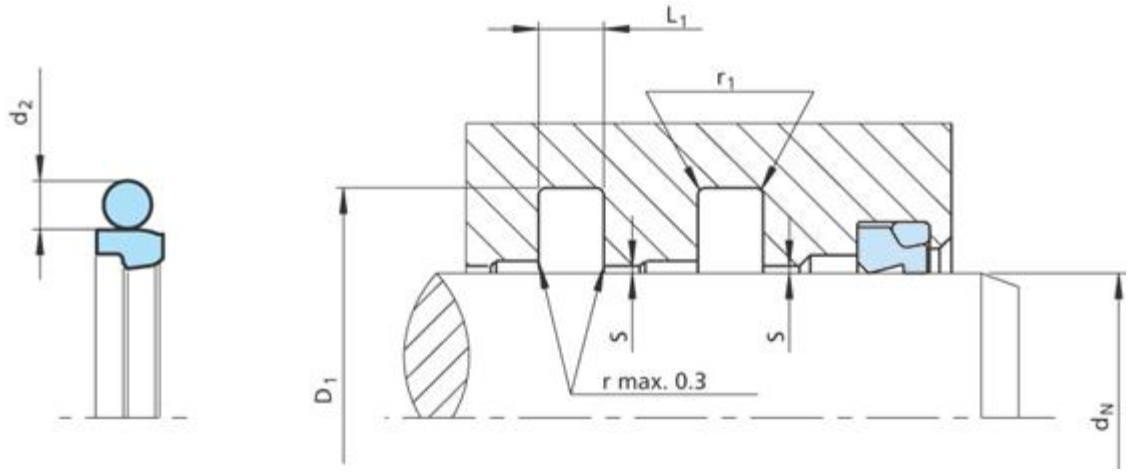
Obr. 47 Rozměry stíracího kroužku Zurcon DA22 [24]

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 těsnící systém. Jedná se o jednočinné těsnění pístu předepnuté pomocí O-kroužku, určené pro dynamické aplikace. Vysoká těsnící účinnost, nízké tření bez „stick-slip“ efektu a minimální síla potřebná pro přechod z klidu do pohybu [24].



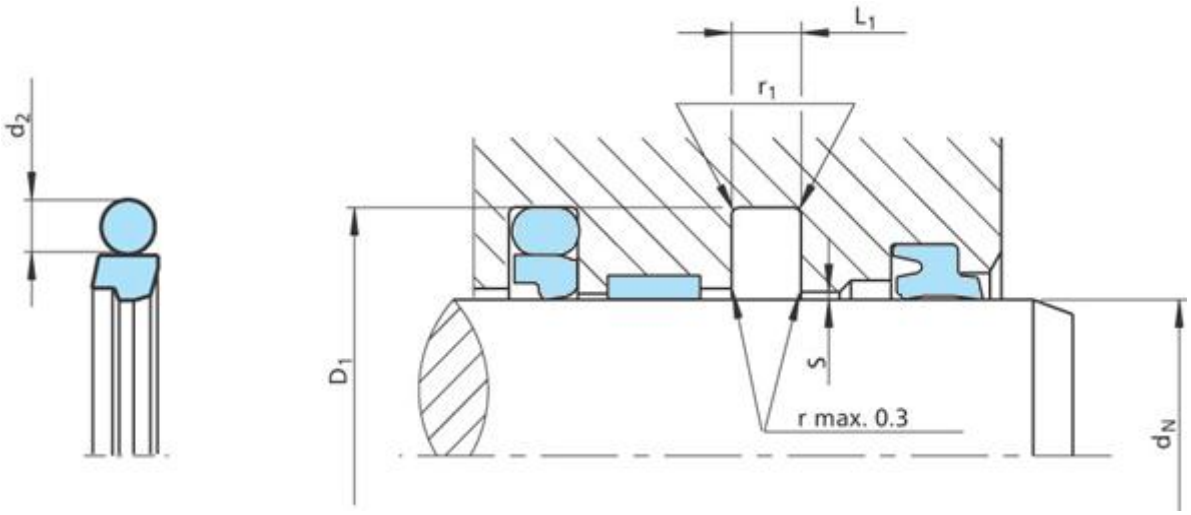
Obr. 48 Rozměry primárního kroužku Turcon [24]

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 užit 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

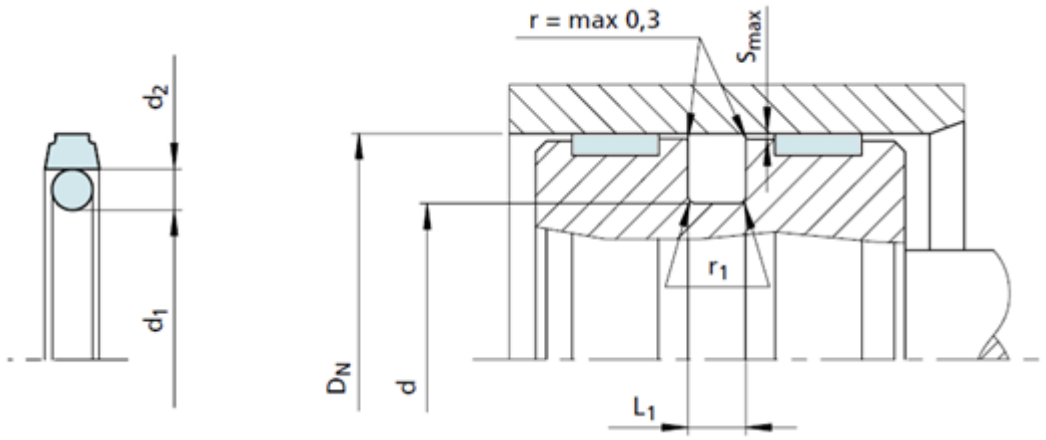
Dle [25], *Tabulka I Kritéria pro výběr těsnění pístu*, možno vidět na Obr. 50 bylo zvoleno těsnění Turcon Glyd Rind T z materiálu Turcon T46.

Tabulka I **Kritéria pro výběr těsnění pístu**

Těsnění		Aplikace, zatížení				Funkce		Norma	Rozsah průměrů	Technické údaje*			Standardní materiály těsnicích prvků
Typ	Strana	Oblast použití	Lehké	Střední	Těžké	Jednočinná	Dvojčinná			Rozsah pracovních teplot**	Maximální pracovní rychlost	Maximální pracovní tlak	
								ISO/DIN	[mm]	[°C]	[m/s]	[MPa]	
Turcon® Glyd Ring® T	13	Mobilní hydraulika	●	●	●		●	7425/1	8–2700	–45 až +200	15	60	Turcon® T46
		Standardní válce	●	●	●							60	Turcon® T29
		Obráběcí stroje	●	●	●								
		Vstřikovací lisy	●	●	●							20	Turcon® T05
		Lisy	●	●	●				8–2300	–45 až +100	2		
		Automobilní průmysl	●	●	●							80	Zurcon® Z51
Turcon® Glyd Ring®	23	Mobilní hydraulika	●	●	●		●	7425/1	8–2700	–45 až +200	15	60	Turcon® T46
		Obráběcí stroje	●	●	●							60	Turcon® T29
		Vstřikovací lisy	●	●	●							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].



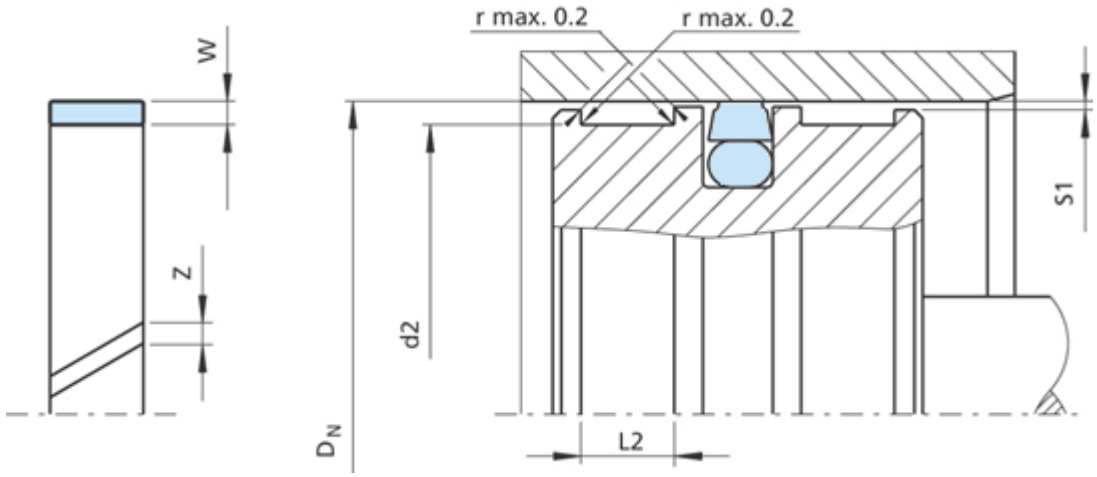
Obr. 51 Rozměry těsnění Turcon Glyd Ring T

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 vodicího kroužku

Volen vodicí 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 nasákavý vodou (do 0,2%) a má vysokou tuhost [26].



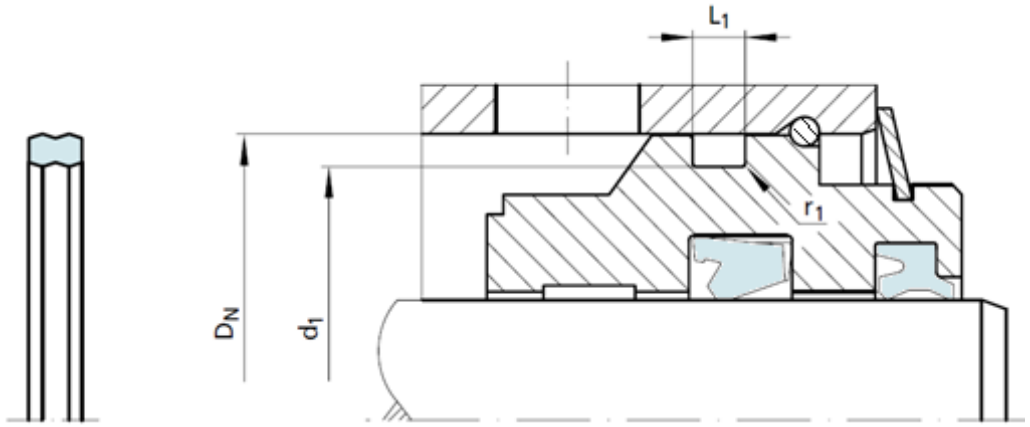
Obr. 52 Rozměry vodicího kroužku HiMod [26]

Tab. 16 Parametry vodicího kroužku HiMod [26]

Číslo položky	$\boldsymbol{GP6500300 - HM061}$
Průměr pístnice $\boldsymbol{D_N\ H9}$	$30{,}0\ mm$
Průměr drážky $\boldsymbol{d_2\ h8}$	$25{,}0\ mm$
Šířka drážky $\boldsymbol{L_2 + 0{,}2}$	$5{,}6\ mm$
Šířka kroužku $\boldsymbol{W}$	$2{,}5\ mm$
Mezera kroužku $\boldsymbol{z}$	$3{,}0\ mm$

6.5.3. Ostatní těsnění

Mezi ostatní těsnění jsou řazena těsnění ta, která zamezují úniku kapaliny z prostoru pístnice 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 užit 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.

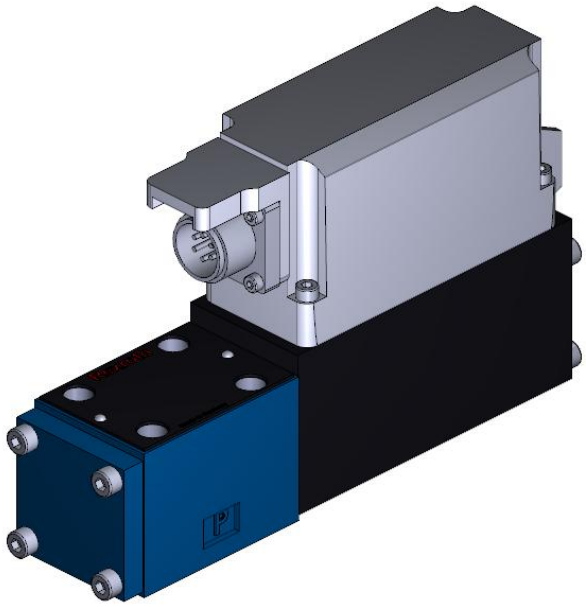
6.6. Výběr proporcionálního servoventilu

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.

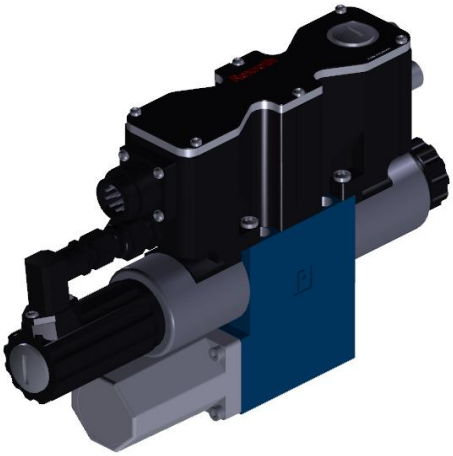
6.6.2. Proporcionální ventil typu 4WSE2EM

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 mnohých snímačů 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

	Typ proporcionálního ventilu		
Vlastnost	***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.

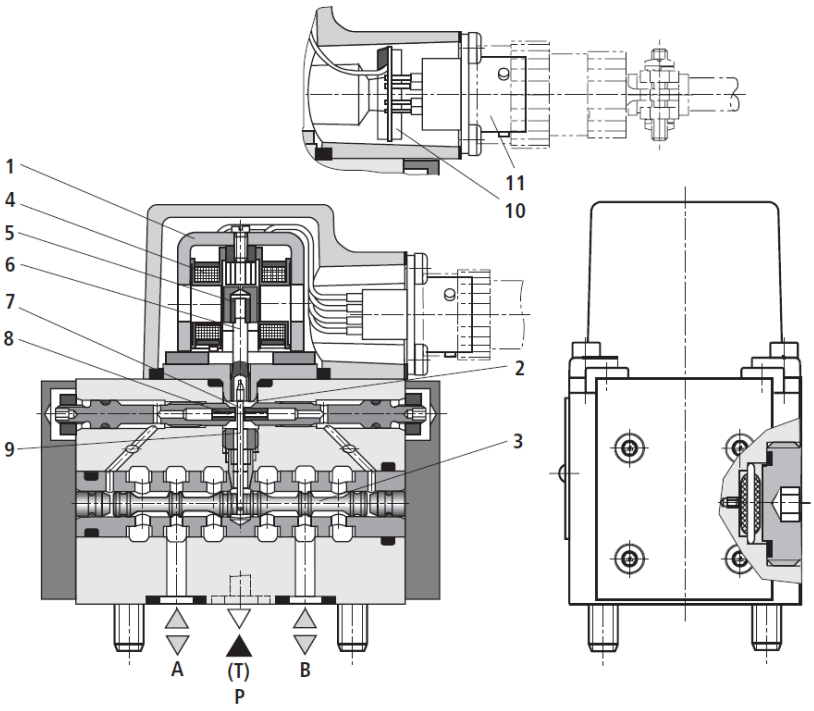
Na základě předchozích úvah bude pro řízení navrhované lineární hydraulické jednotky použit proporcionální ventil 4WSE2EM, ale pokud by zákazník požadoval vyšší rychlost ustálení šoupátka, než nabízí vybraný proporcionální ventil, bylo by doporučeno využít proporcionální ventil 4WREQ.

6.6.5. Vybraná varianta proporcionálního ventilu 4WSE2EM

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



Pozice:

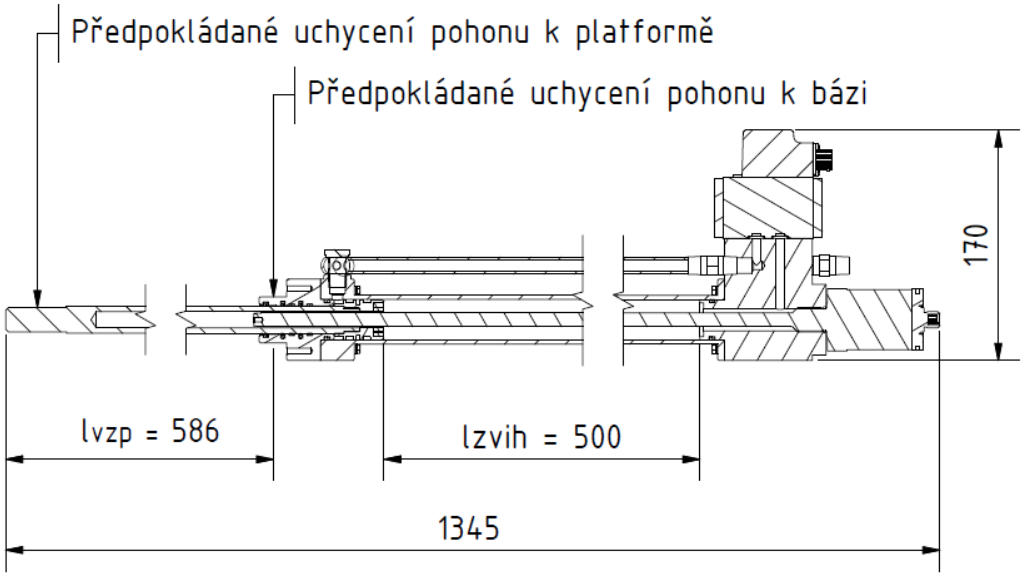
1 - Momentový motor
2 - Hydraulický zesilovač
3 - Šoupátko
4 - cívky
5 - armatura
6 - trubka
7 - deska klapky
8 - kontrolní trysky
9 - pružina
10 - řídicí elektronika
11 – kolíkový konektor

Obr. 57 Sestava proporcionálního 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 proporcionálním ventilem. Takto je již dána celková velikost konstrukce celé jednotky.

Obr. 58 Model celé lineární hydraulické jednotky



Obr. 59 Základní rozměry lineární hydraulické jednotky

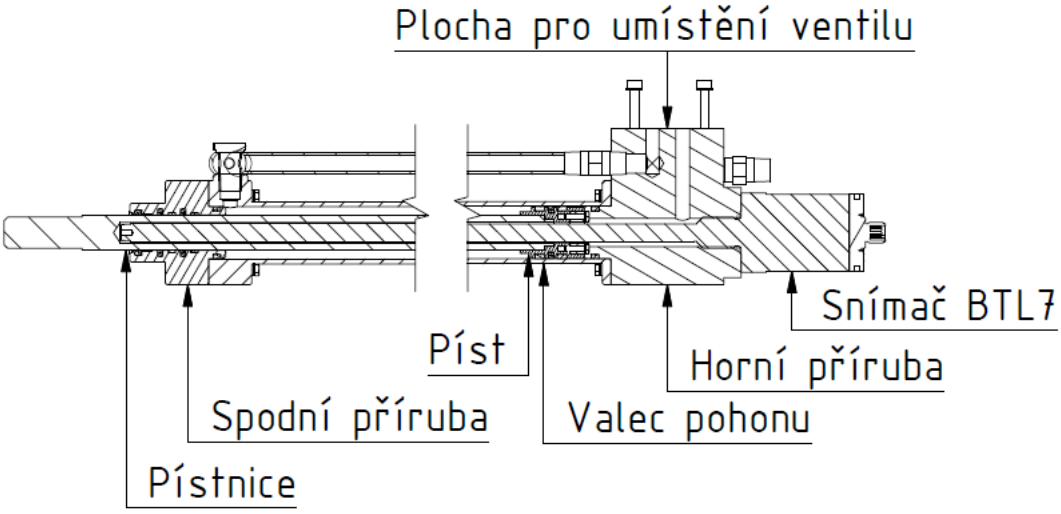
V kapitole 6.4 byl proveden návrh vstupních a výstupních otvorů DN 25, tento parametr byl šel s ohledem na konstrukci splnit obtížně. Pokud by byl tento parametr dodržen, mělo by to za následek zbytečně velký nárůst rozměru celého lineárního pohonu a s tím spjaté hmotnosti. Tato skutečnost vyplynula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

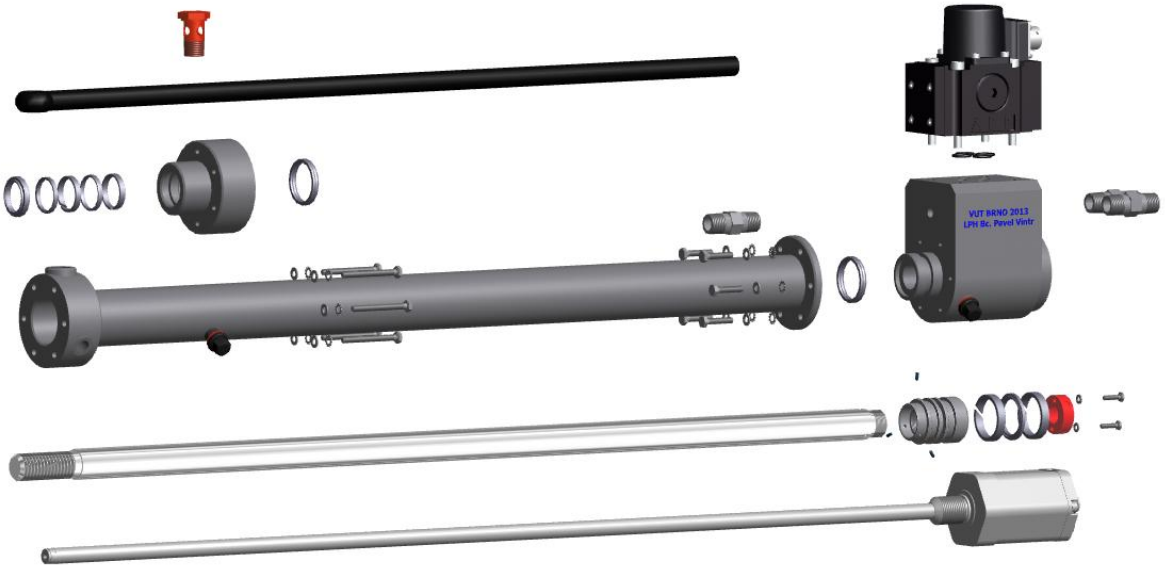
Hlavní částí lineárního pohonu je válec pohonu, který tvoří vlastní tělo. Je vyroben z materiálu ČSN 11 550.0 a polotovarem je bezešvá trubka tl. 4 mm na obou koncích s navařenými přírubami válce (tento materiál je užit na všechny kovové součásti, kromě pístnice). K tomuto válci jsou z obou stran připevněny 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 ∅2x5mm. 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.

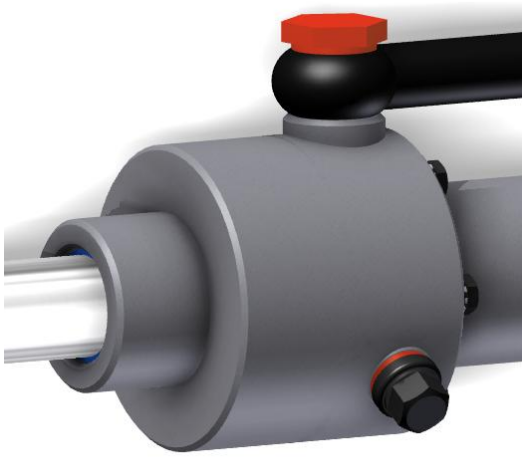


Obr. 61 Komponenty lineárního hydraulického pohonu

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 sycení 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.

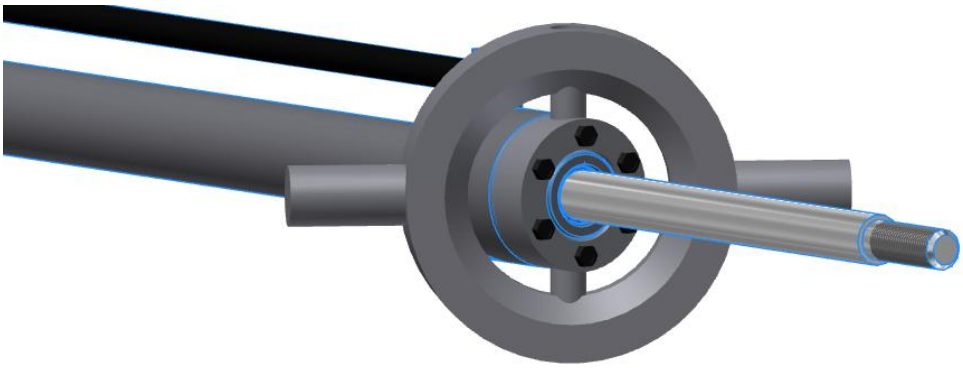


Obr. 62 Odvzdušňovací šroub č. 1

Obr. 63 Odvzdušňovací šroub č. 2

6.7.3. Uchycení pohonu k bázi

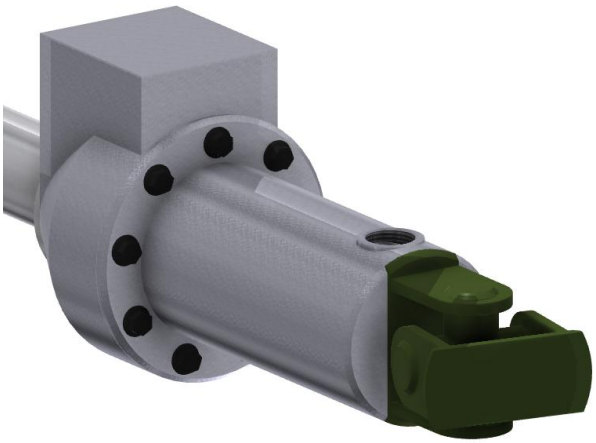
Způsob uchycení tohoto pohonu k bázi byl realizován pomocí kardanového kloubu za spodní náboj. Na Obr. 64 je vyobrazen pouze nástin tohoto kloubu. Podrobnější vyobrazení možno nalézt na Obr. 17. Kardanový kloub je často používán v rámci strojů s PKS, a to zejména z důvodu, že umožňuje spřáhnout dvě rotace 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

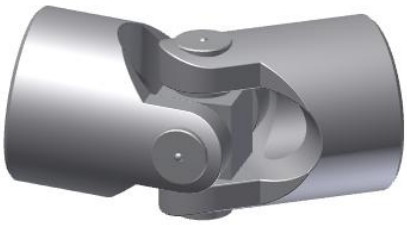
Dále by mohlo být využito uchycení za horní náboj, resp. kryt snímače. Toto uspořádání je možno vidět na Obr. 65. Takové to uchycení by bylo vhodné v případě, kdy by byl zvolen proporcionální ventil 4WREQ (možno vidět na Obr. 56), který je těžší a bylo by vhodnější co možná nejvíce eliminovat pohybující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

V případě takovéhoto 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.

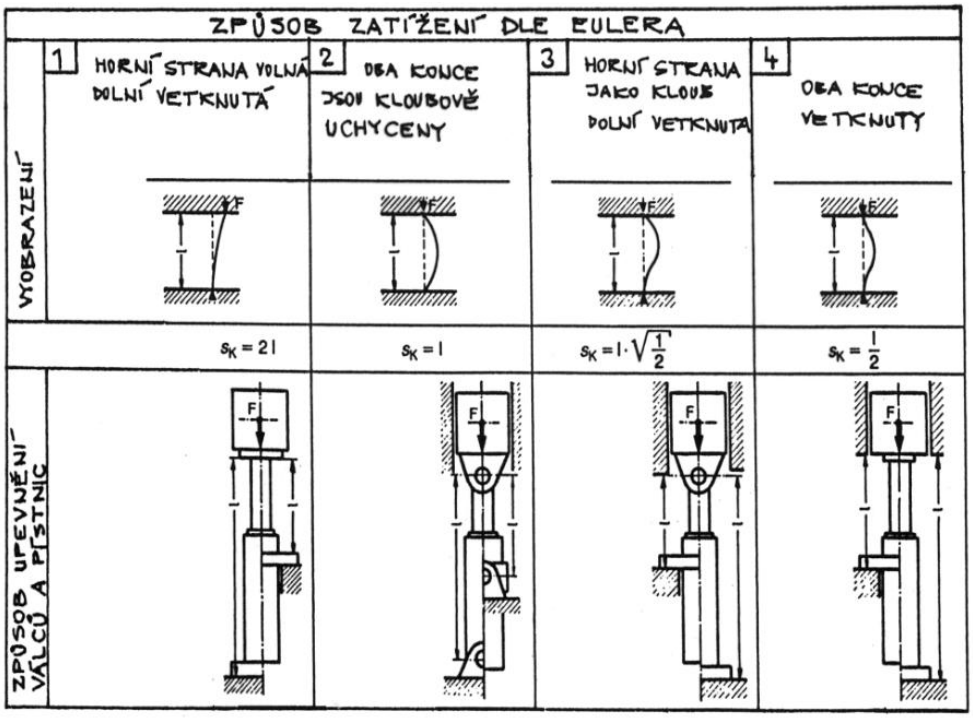


Obr. 66 Kardanový kloub [29]

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.



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 $l_0 = 650\,mm$, kdežto dle návrhu je délka prutu $l_{vzp} = 585\,mm$, možno vidět na Obr. 59.

Redukovaná délka prutu dle Obr. 67:

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

Kritická síla je dána vztahem:

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

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

Pak bezpečnost pohonu dle Eulera při plně vysunutém stavu:

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

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

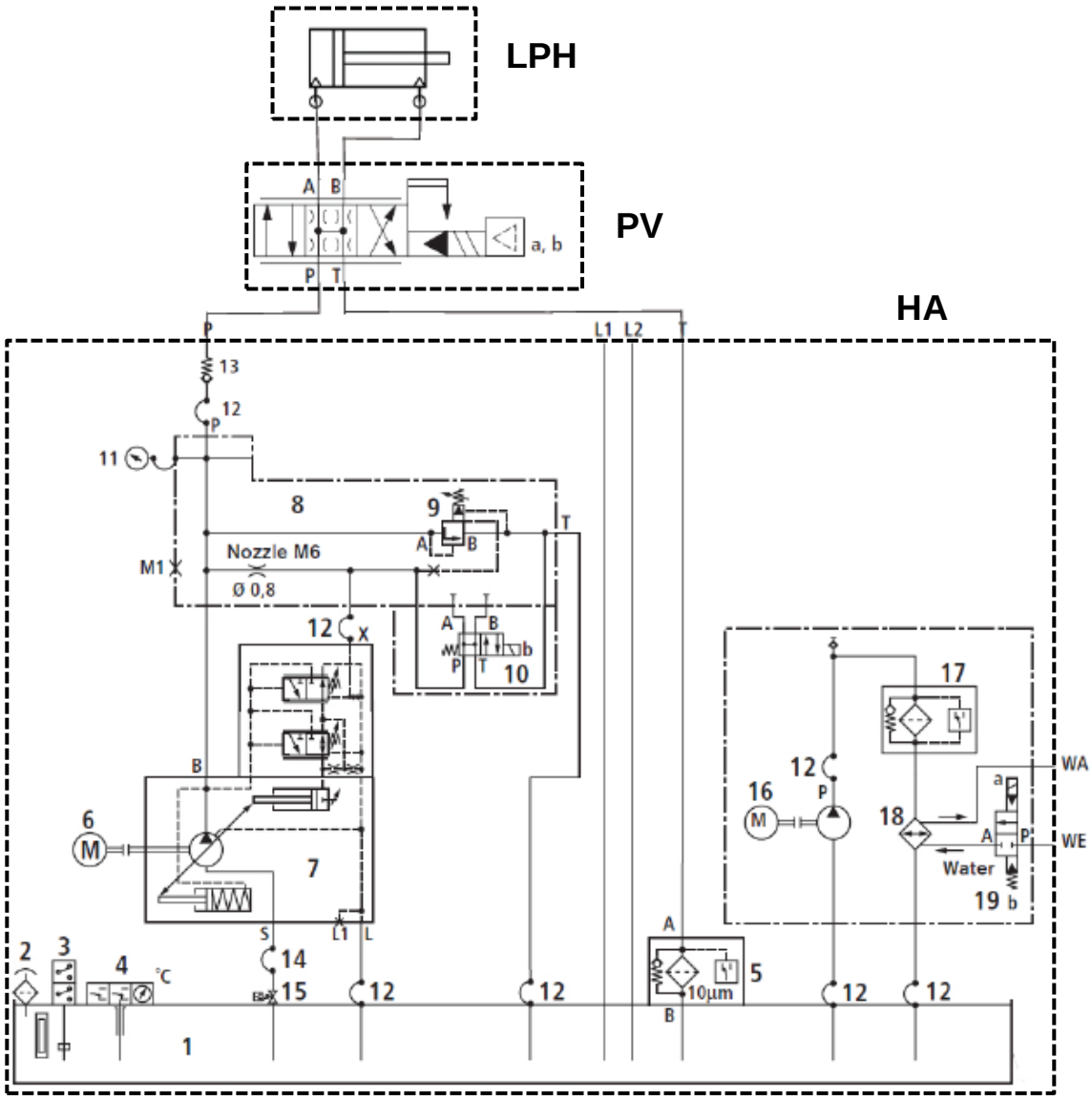
Celý hydraulický obvod je složen z prvků, které musí zajistit dosažení příslušných parametrů. Jeden z hlavních prvků, vybraných v kapitole 6.6, je proporcionální ventil mající na starost přesné dávkování hydraulické kapaliny do druhého hlavního prvku, navrženého lineárního pohonu. Tyto dva prvky by byly 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 ABGAG-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.

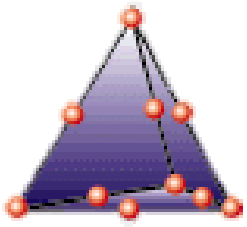
Výpočet byl proveden na základě zadaných silových účinků a okrajových podmínek, tj. vnitřní tlak 8 MPa na obou koncích pevně uložen. Materiál válce, jak již výše bylo uvedeno, ČSN 11 550.0, jejíž mechanické vlastnosti jsou následující:

$R_m = (540\ až\ 586)\ MPa$ $E = 210\ 000\ MPa$

$R_{emin} = 295\ MPa$ Poissonova konstanta: $\mu = 0{,}3$

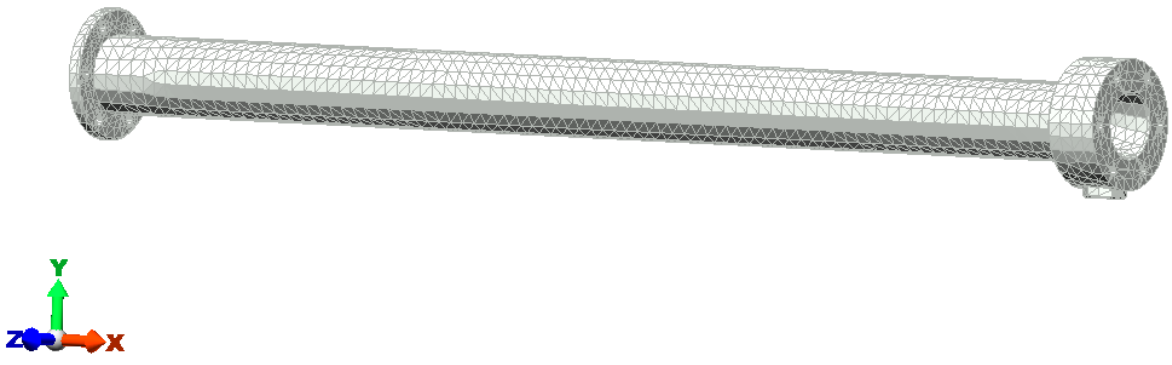
Užitý element, typ sítě

Celá součást byla vysíťována 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

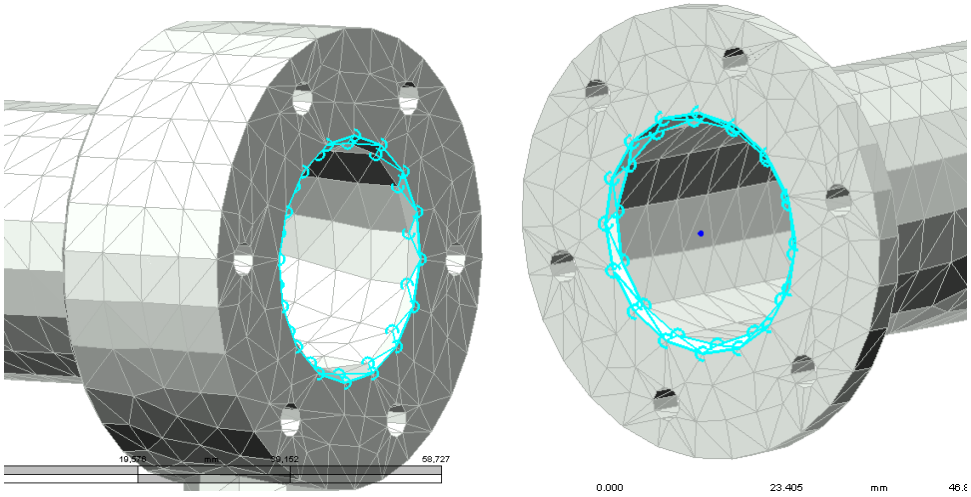
Na základě tohoto zvoleného elementu byla vytvořena prvková síť o 41000 uzlech. Tato prvková síť byla vytvořená jako volná a je možné ji vidět na Obr. 71.



Obr. 71 Elementová (prvková) síť válce

Okrajové podmínky

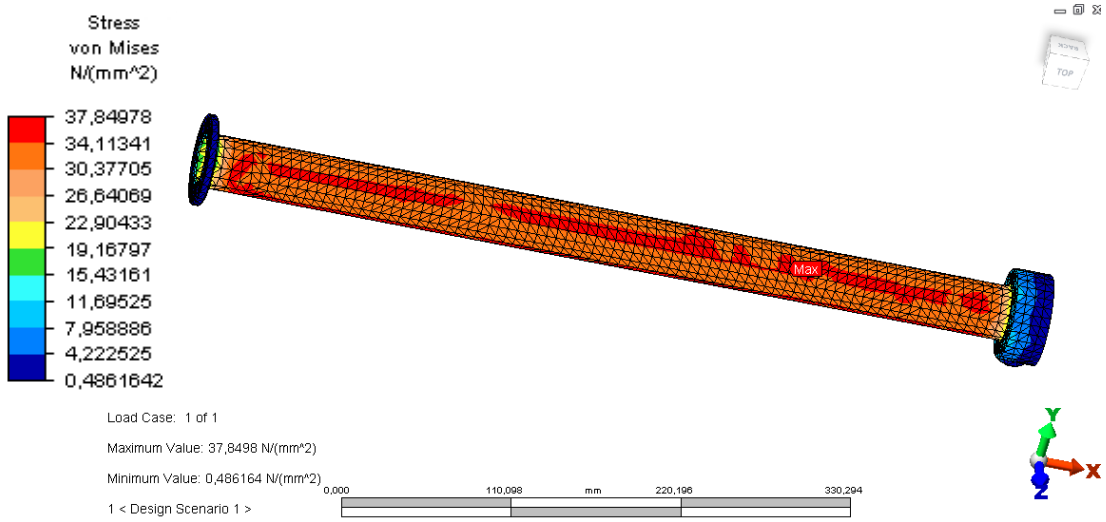
Na obou koncích válce jsou vazby, z nichž každá odebírá 3 DOF (Tx, Ty, Tz) rotace nebude nutná, protože je zatížen pouze vnitřním tlakem o velikosti $8\,MPa$, který působí všemi směry stejně, tudíž nedochází k natočení. Jednu z obou vazeb je možné vidět na Obr. 72.



Obr. 72 Okrajové podmínky (vazební)

Výsledky výpočtu

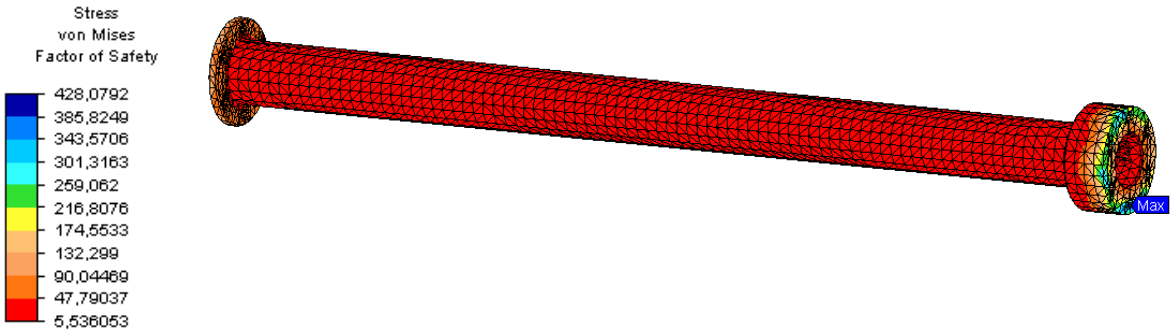
Po vytvoření sítě, nastavení okrajových podmínek a způsobu zatížení byl spuštěn výpočet. Hlavní kontrolovaný parametr bylo napětí von Mises, které ukázalo hodnotu maximálního napětí.



Obr. 73 Napětí von Mises válce

Z Obr. 73 je zřejmé, že největší vznikající napětí má velikost je $37\ MPa$, 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]

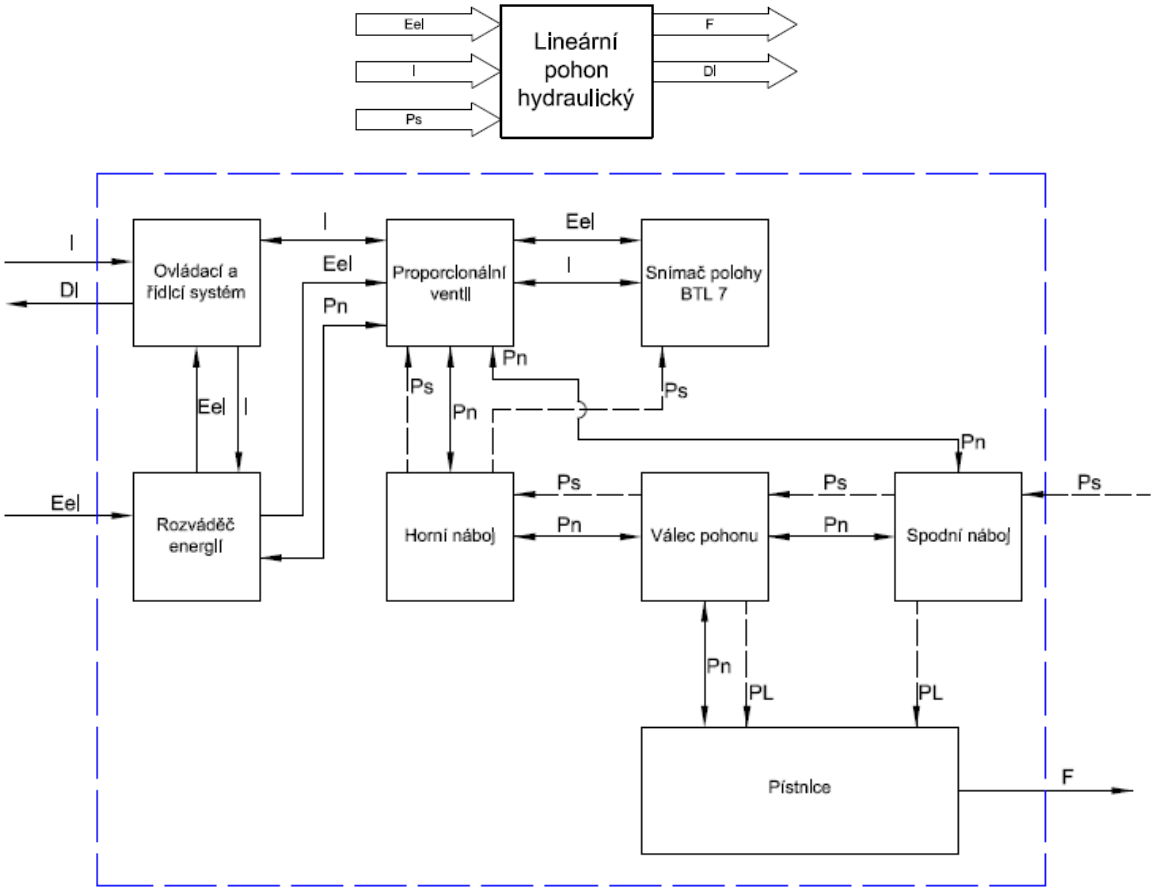
Soudobou samozřejmostí každého strojního zařízení je vypracovaná analýza rizik, včetně postupu pro snížení jednotlivých rizik. V tomto případě se jedná o neúplné strojní zařízení, pouze jeho dílčí konstrukční část a riziko bude hodnoceno dle ČSN EN ISO 12100. Protože je analýza rizik velice obsáhlá záležitost 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 (válce) 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 vyvářená 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.

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

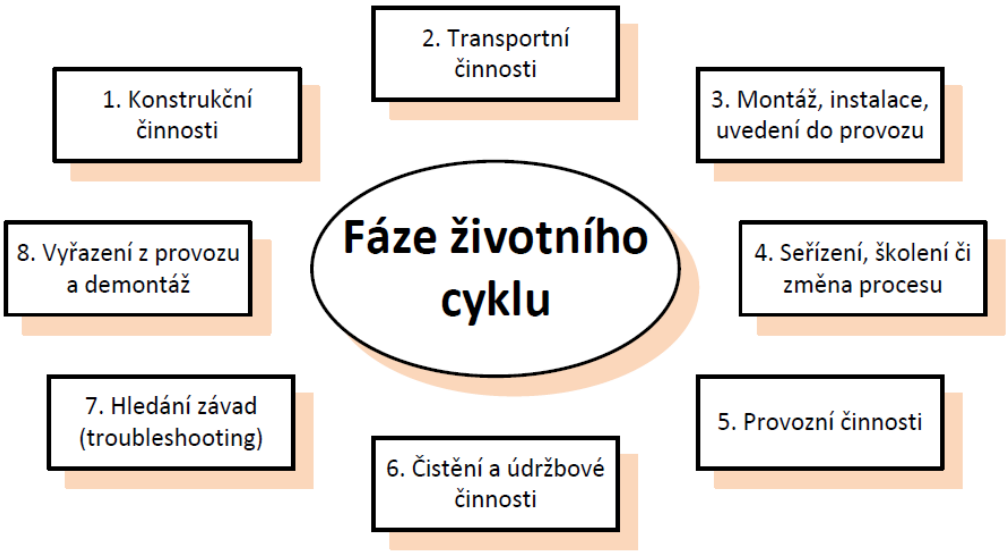
Tato část zahrnuje předvídatelnou životnost stroje, beroucí v úvahu jeho zamýšlené použití, či jeho komponent (např. nástroje, elektrické komponenty aj.).

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)

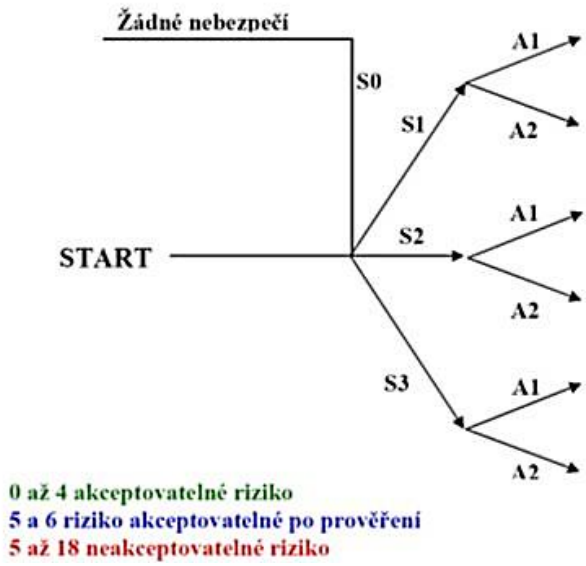
- Zřídka až častěji (A1)
- Často až trvale (A2)

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)



	W_1	W_2	W_3
E_1	0	0	1
E_2	0	1	2
E_3	1	2	3
E_1	2	3	4
E_2	3	4	5
E_3	4	5	6
E_1	5	6	7
E_2	6	7	8
E_3	7	8	9
E_1	8	9	10
E_2	9	10	11
E_3	10	11	12
E_1	11	12	13
E_2	12	13	14
E_3	13	14	15
E_1	14	15	16
E_2	15	16	17
E_3	16	17	18

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

Takto každé bude ohondoceno (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. Snížení rizik opatřením zabudovaným v konstrukci stroje.
2. Snížení rizik bezpečnostní ochranou.
3. Snížení rizik informacemi pro používání strojního zařízení.

Hodnocení celkové bezpečnosti stroje sice neobsahuje žádná harmonizovaná norma nebo legislativa zabývajících 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.

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 kriteriálního 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.

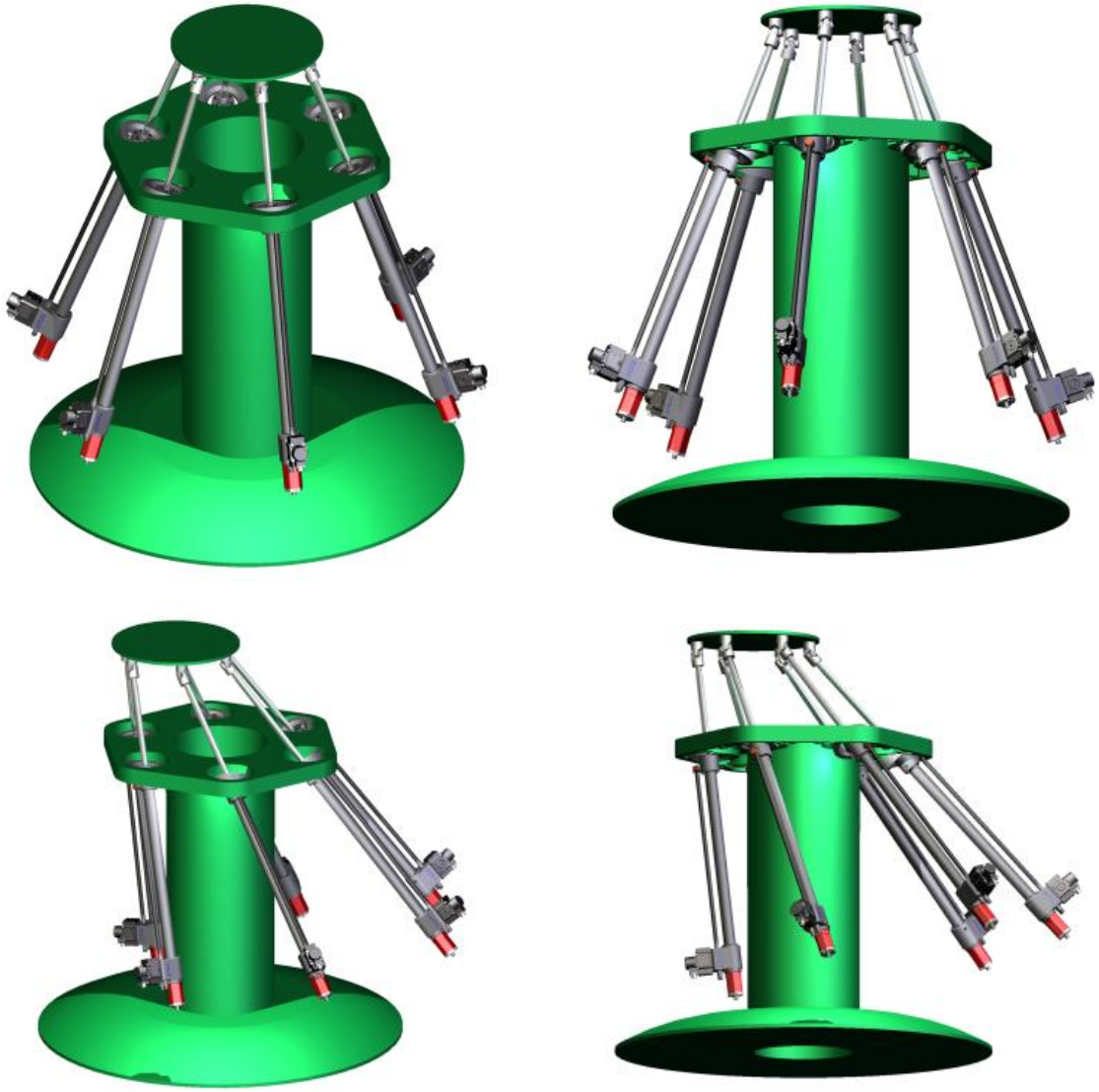
Tab. 22 Orientační pořizovací náklady na pořízení jedné lineární jednotky

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
CELKEM	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 navržení 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.

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 takovéhoto 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.

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 využívané 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

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 odvzdušňovacích 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 takovéhoto 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

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.

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

[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

[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

[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

[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

[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

[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

[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_analogstartstop_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. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Tomáš Létal.

[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

[24] TRELLEBORG SEALING SOLUTIONS. *Těsnění pro hydrauliku, tesnění přímočarých pohybů* [online]. 2012 [cit. 2013-02-25]. Dostupné z: 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

[26] Trelleborg Sealing Solutions Vodicí 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

[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

[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
λ	$[-]$	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
Δ_{pol}	$[m]$	Přesnost polohování
F_{tl}	$[N]$	Síla tlačná
F_{st}	$[N]$	Síla statická (přídržná)
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
σ_d	$[MPa]$	Dovolené namáhání materiálu
z	$[-]$	Součinitel svarového spoje
R_e	$[MPa]$	Mez kluzu

λ_s	$[-]$	Štíhlost prutu
i	$[m]$	Minimální poloměr setrvačnosti
I_{min}	$[m^4]$	Kvadratický modul průřezu
σ_{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 servoramen [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 vodicího 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 – 3-5O/9-1/0

Výkres součásti – 4-5O/9-1/1

Výkres sestavy – 2-5O/9-1/2

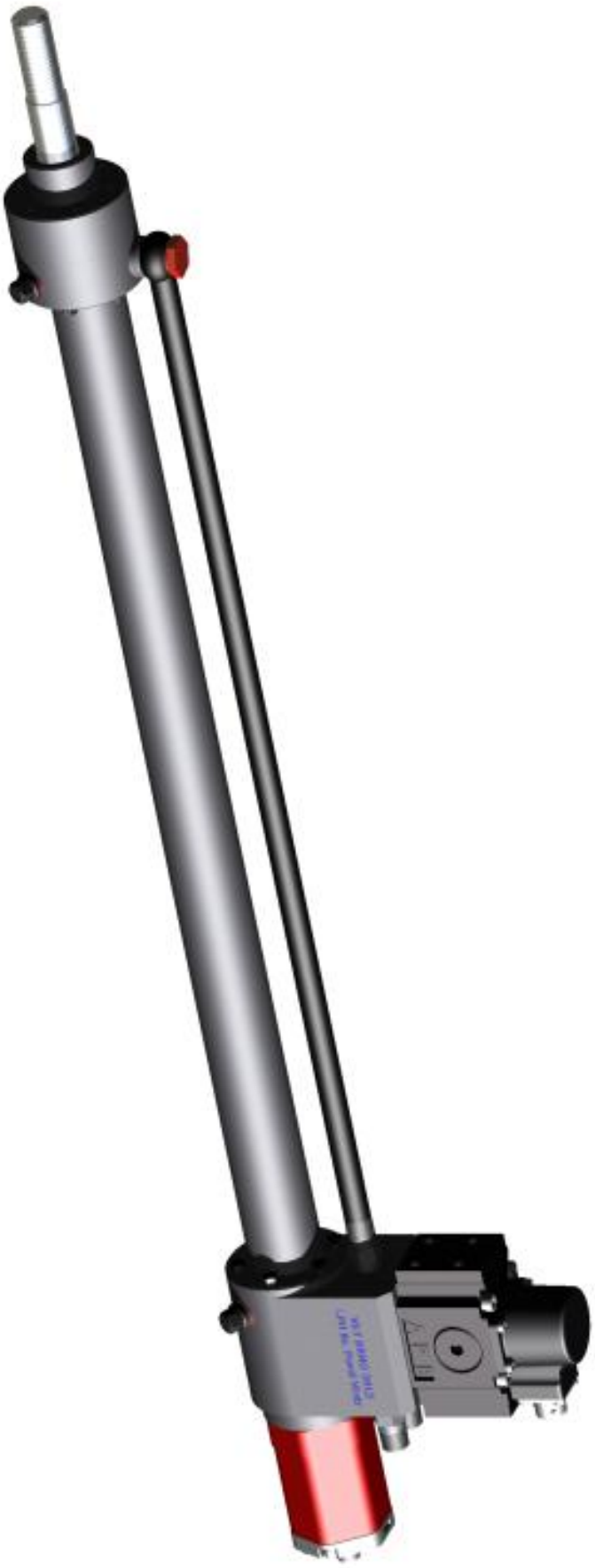
Seznam položek – 4-5O/9-2/0

Seznam položek – 4-5O/9-2/1

3D Vizualizace – Pohled 1

3D Vizualizace – Pohled 2

3D Vizualizace – Pohled 3



3D Vizualizace – Pohled 4

LOCTITE® 518™

prosince 2009

Popis výrobku

LOCTITE® 518™ má následující vlastnosti:

Technologie	Akrylát
Chemický typ	Dimethakrylát ester
Vzhled (nevytvrzený)	Červený gel[LMS]
Fluorescence	Pozitivní pod UV zářením[LMS]
Složky	Jednosložkový
Viskozita	Tixotropní
Vytvrzení	Anaerobní
Výhody vytvrzení	Vytvrzení při pokojové teplotě
Aplikace	utěsňování

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

NSF International

Registrováno dle NSF Kategorie P1 pro použití jako těsnicí prostředek v potravinářských provozech tam, kde je vyloučen přímý styk s potravinam. **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[LMS]
Vřeteno TC, rychlost 5,0 ot/min., Helipath	500 000 až 1 000 000[LMS]

Schopnost okamžitého těsnění

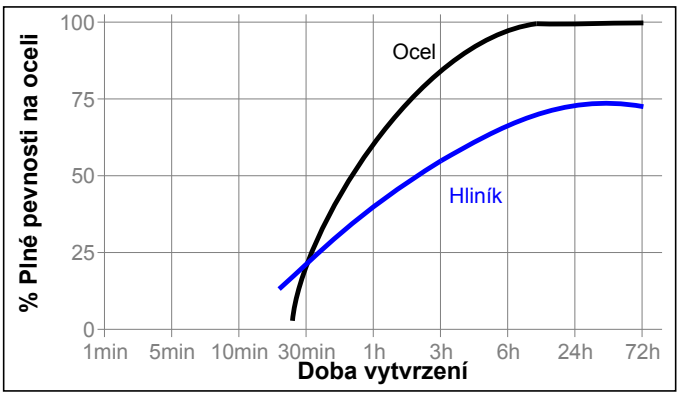
Anaerobní těsniva mají schopnost obstát při přímé zkoušce nízkým tlakem během vytvrzování. Tato zkouška byla provedena na nevytvrzeném produktu bezprostředně po sestavení na kruhovém polykarbonátovém těsnícím povrchu s vnitřním průměrem 50 mm a vnějším průměrem 70 mm.

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

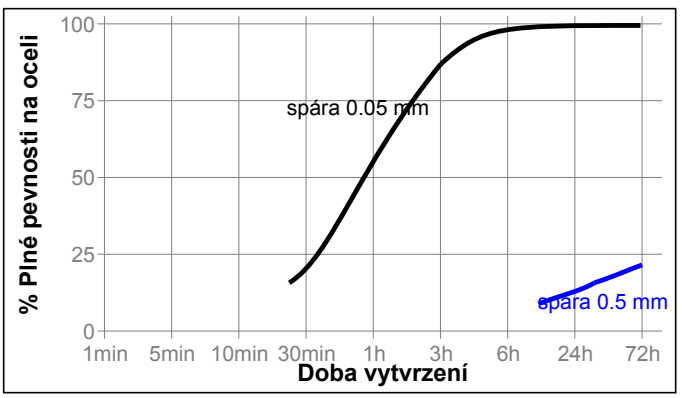
Rychlost vytvrzení dle materiálu

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.

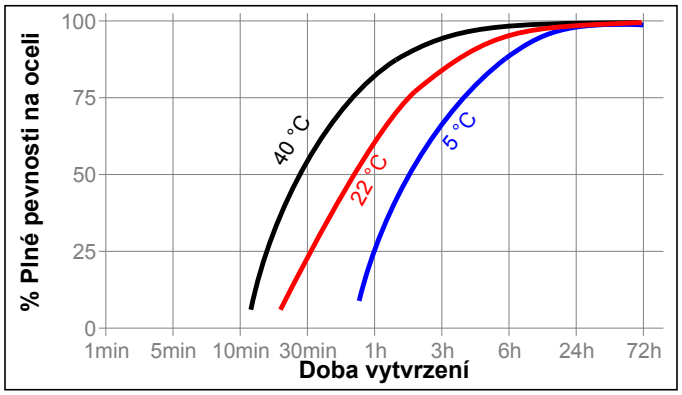


Rychlost vytvrzení dle spáry.

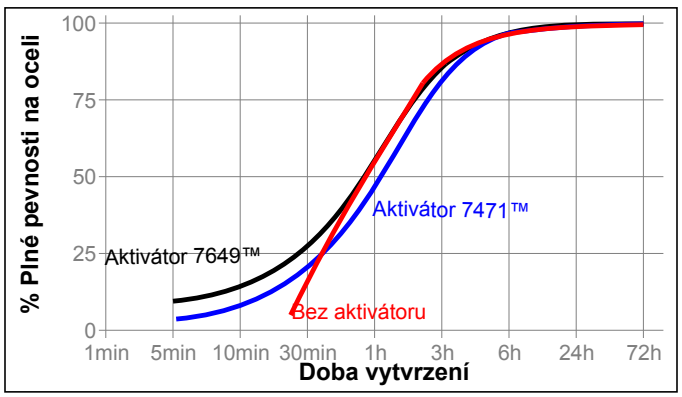
Rychlost vytvrzení závisí na velikosti spáry. Následující graf ukazuje závislost pevnosti ve smyku na čase na zkušebních vzorcích z otryskané oceli pro různé velikosti spáry, zkoušeno v souladu s ISO 4587.



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 součásti 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^{-1}	80×10^{-6}
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/mm² (psi)	≥5,0[LMS] (≥725)

Vytvrzeno po dobu 24 hodin při teplotě 22 °C
Pevnost ve smyku, ISO 10123:

Ocelové čepy a kroužky	N/mm² (psi)	≥5,0[LMS] (≥725)

Pevnost ve smyku, ISO 4587:

Ocel (otryskaná)	N/mm² (psi)	7,5 (1 100)

Pevnost v tahu, ISO 6922:

Ocelový čep (otryskaná)	N/mm² (psi)	8,5 (1 200)

Těsnící schopnost
Těsnění kruhového tvaru s vnitřním průměrem 50 mm a vnějším 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:

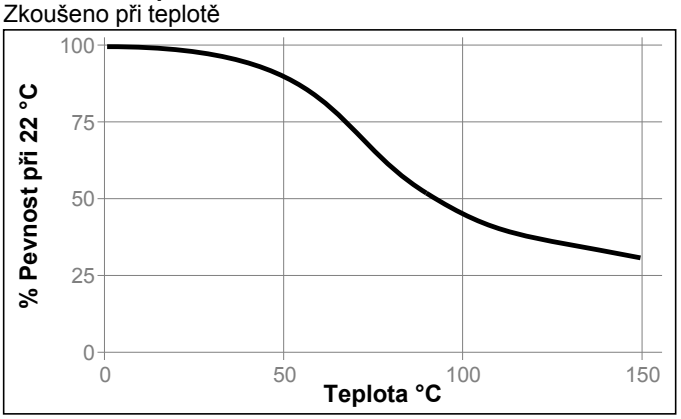
Nízkouhlíkatá ocel	0,25
Hliník	0,25

TYPICKÁ ODOLNOST VŮČI PROSTŘEDÍ

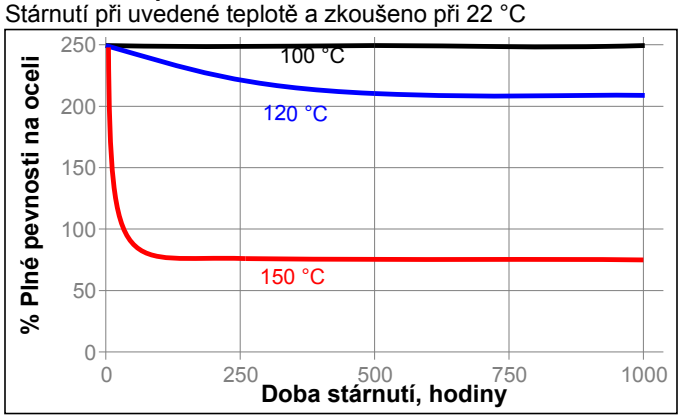
Následující zkoušky poukazují na vliv prostřední na pevnost produktu. Nejedná se o měření vlastností těsnění.

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 zkoušeno při 22 °C



Odolnost vůči chemikáliím a rozpouštědlům
Stárnutí za uvedených podmínek a zkoušeno při 22 °C

		% původní pevnosti		
Prostředí	**°C**	**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[LMS]
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
(°C x 1.8) + 32 = °F
kV/mm x 25.4 = V/mil
mm / 25.4 = inches
µm / 25.4 = mil
N x 0.225 = lb
N/mm x 5.71 = lb/in
N/mm² x 145 = psi
MPa x 145 = psi
N·m x 8.851 = lb·in
N·m x 0.738 = lb·ft
N·mm x 0.142 = oz·in
mPa·s = 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 zříká přímých i vyplývajících záruk, včetně záruk obchodovatelnosti a vhodnosti pro daný účel, vznikajících z prodeje nebo používání jejích 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.

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

Reference 1.2

LOCTITE® 542

května 2004

Popis výrobku

LOCTITE® 542 má následující vlastnosti:

Technologie	Akrylát
Chemický typ	Dimethakrylát ester
Vzhled (nevytvrzený)	Hnědá kapalina[LMS]
Složky	Jednosložkový
Viskozita	Nízká
Vytvrzení	Anaerobní
Sekundární vytvrzení	Aktivátor
Aplikace	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.

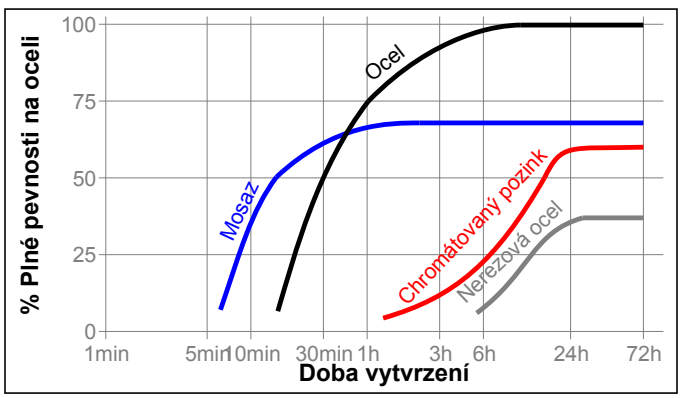
TYPICKÉ VLASTNOSTI NEVYTVRZENÉHO MATERIÁLU

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[LMS]
Vřeteno2, rychlost 20 ot/min.	400 až 800[LMS]
Viskozita EN 12092 - MV, 25 °C, po 180 s, mPa·s (cP):	
Smyková rychlost 277 s^{-1}	150

PROVOZNÍ VLASTNOSTI PŘI VYTVRZOVÁNÍ

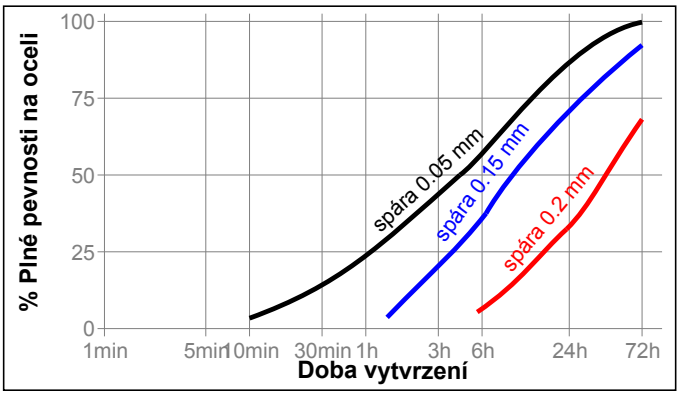
Rychlost vytvrzení dle materiálu

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.



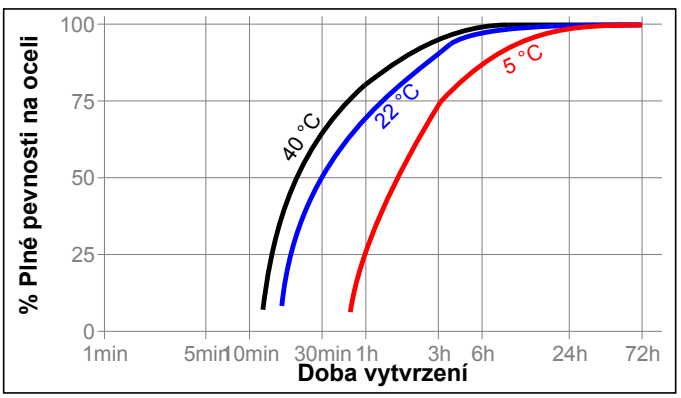
Rychlost vytvrzení dle spáry.

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 různě velikých spárách, zkoušeno v souladu s ISO 10123.



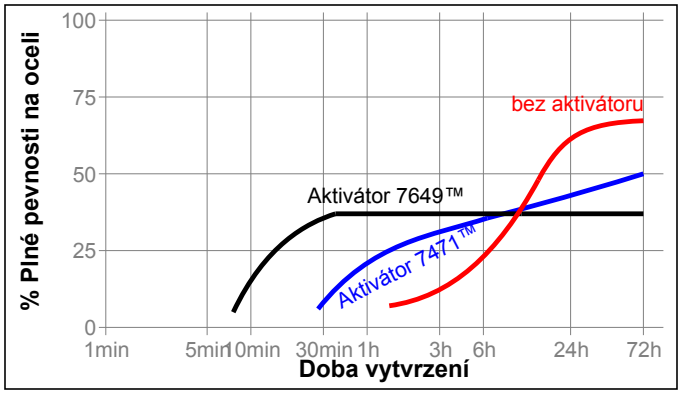
Rychlost vytvrzení dle teploty

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 závitu 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^{-1}	80×10^{-6}
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/mm²	≥6,5[LMS]
	(psi)	(940)

TYPICKÁ ODOLNOST VŮČI PROSTŘEDÍ

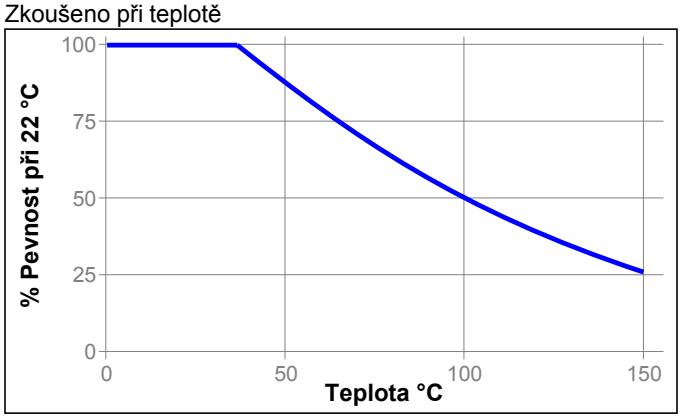
Vytvrzeno po dobu 1 týden při 22 °C

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

závit M10 matice i šroub z pozinkované oceli

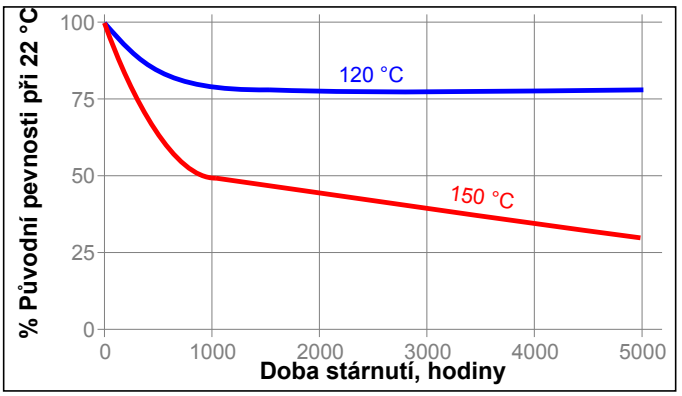
Pevnost za tepla

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.

		% původní pevnosti		
Prostředí	**°C**	**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). Uživatelům se doporučuje, aby si ověřili vhodnost použití produktu na takové materiály.

Pokyny pro použití

Pro montáž

1. Pro co nejlepší výsledky vyčistěte všechny povrchy (vnější i vnitřní) pomocí čističů LOCTITE® a nechte je dobře uschnout.
2. 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 zvětšte přiměřeně množství nanášeného produktu a naneste také housenku kolem dokola vnitřního závitu matice.
4. S použitím běžné praxe sesaďte a utáhnětě 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 nářadím.
2. Když není možné použít ruční nářadí 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[LMS]

LMS je zavedena od 1. září1995. 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

(°C x 1.8) + 32 = °F
kV/mm x 25.4 = V/mil
mm / 25.4 = inches
µm / 25.4 = mil
N x 0.225 = lb
N/mm x 5.71 = lb/in
N/mm² x 145 = psi
MPa x 145 = psi
N·m x 8.851 = lb·in
N·m x 0.738 = lb·ft
N·mm x 0.142 = oz·in
mPa·s = 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 zříká přímých i vyplývajících záruk, včetně záruk obchodovatelnosti a vhodnosti pro daný účel, vznikajících z prodeje nebo používání jejích 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.

Ochranná známka

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

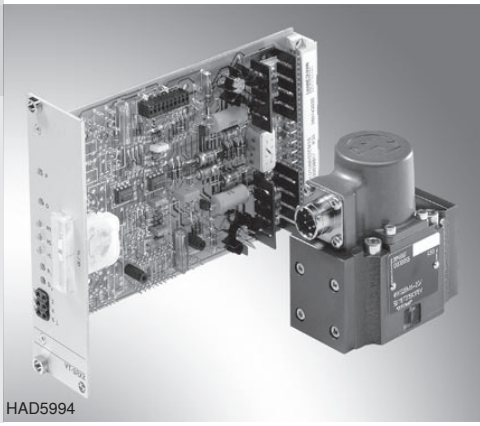
Reference 1

Rexroth
Bosch Group

4-way directional servo-valve

RE 29564/09.10 1/12
Replaces: 01.07

Type 4WS.2E


HAD5994

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

Information on available spare parts:
www.boschrexroth.com/spc

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

Ordering code

	6	2X		B		ET		K17		V	*

Electrically operated 2-stage servo-valve of 4-way design with mechanical feedback

For **external** control electronics **= 4WS2EM**

With **integrated** control electronics (OBE) **= 4WSE2EM**

Size 6 **= 6**

Component series 20 to 29 (20 to 29: unchanged installation and connection dimensions) **= 2X**

Nominal flow [1]

2 l/min	**= 2**
5 l/min	**= 5**
10 l/min	**= 10**
15 l/min	**= 15**
20 l/min	**= 20**
25 l/min	**= 25**

(Observe tolerance field of the flow/signal function, see page 7)

Valves for **external** control electronics [2]

Coil no. 11 (30 mA/85 Ω x per coil) **= 11**

Valves with **integrated** control electronics

Controlling:

Command value ±10 mA **= 8**

Command value ±10 V **= 9**

Inlet pressure range [4]

210 = 10 to 210 bar

315 = 10 to 315 bar

ET = Internal pilot oil supply and drain [3]

Electrical connection

K17 = **Without** mating connector, with male connector

Mating connector – separate order, see page 6

Spool overlap [5]

D = 0 to 0.5 % positive

E = 0 to 0.5 % negative

Seal material

V = FKM seals, suitable for mineral oil (HL, HLP) to DIN 51524 [6]

Further details in clear text

[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.

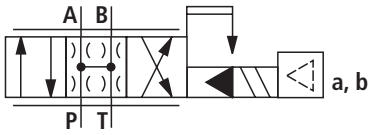
[5] **Spool overlap**
The spool overlap in % is referred to the nominal stroke of the control spool.
Further spool overlaps on request.

[6] **Seal material**
If you require another seal material, please consult us.

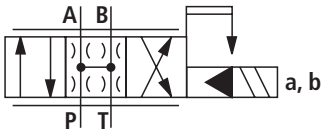
[7] **Details in clear text**
Here, you can specify special requirements. These will be verified in the factory after receipt of your order and the type designation supplemented with an assigned number.

Symbols

Valves with OBE
(Example: 4WS**E**2EM 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.

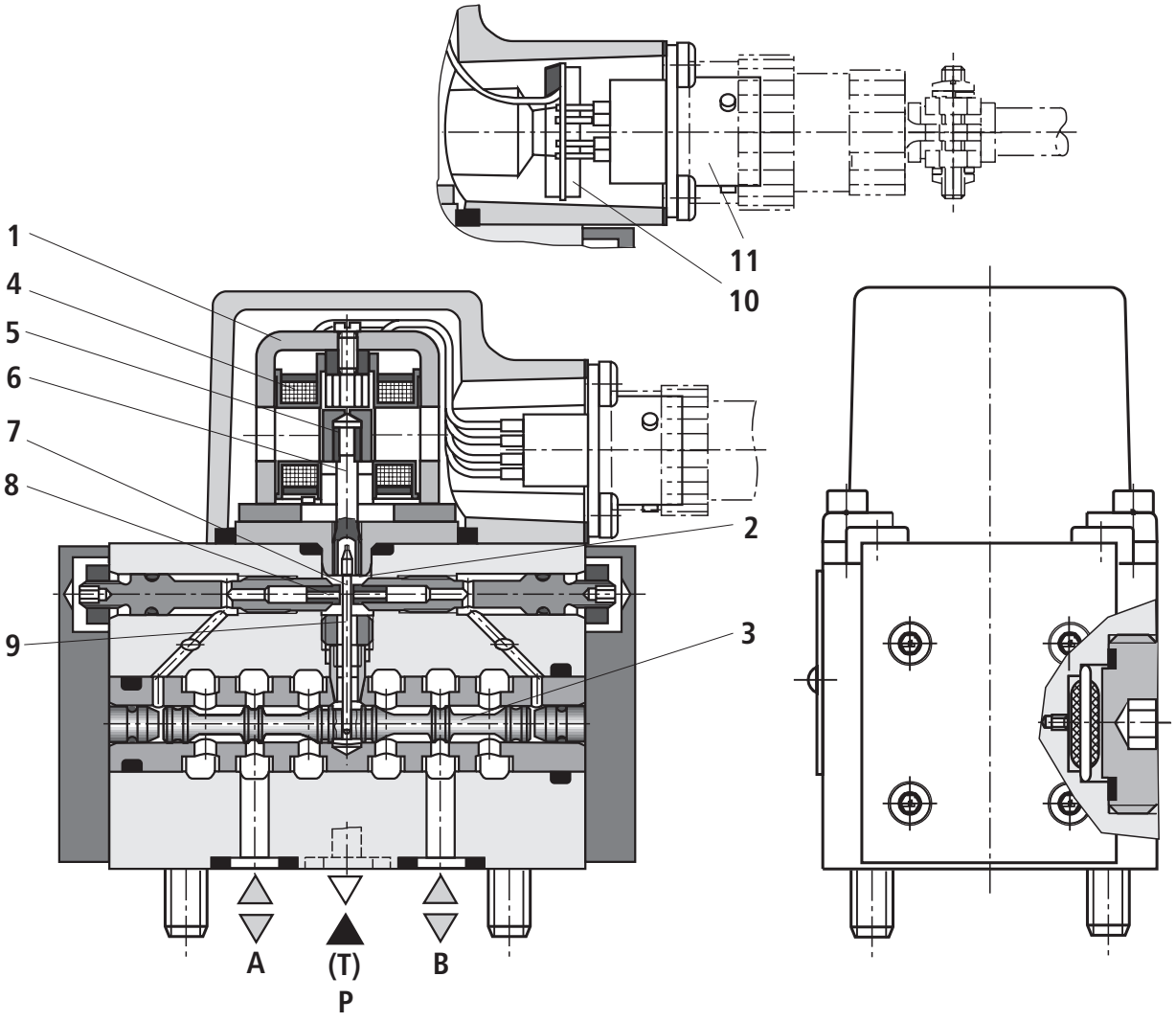
The stroke of the control spool and hence the flow through the servo-valve is therefore controlled in proportion to the electrical input signal. It must be noted that the flow depends on the valve pressure drop.

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 electrics (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!)

General

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 ≥ 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

Hydraulic

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 $q_{V,L}$ [1] with spool overlap E measured without dither signal		l/min	$\sqrt{p_P/70\ bar}$ • (0.4 l/min + 0.02 • q_{Vnom}) [2; 3]
Nominal flows q_{Vnom} ± 10 % at valve pressure differential Δp = 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^2/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 [4]
Feedback system			Mechanical
Hysteresis (dither-optimised)		%	≤ 1.5
Range of inversion (dither-optimised)		%	≤ 0.2
Response sensitivity (dither-optimised)		%	≤ 0.2
Pressure intensification at 1 % spool stroke change (from hydraulic zero point)		% of p_P [3]	≥ 50
Zero balancing current over the entire operating pressure range		%	≤ 3, long term ≤ 5
Zero drift in the case of a change in:			
	Hydraulic fluid temperature	% / 20 °C	≤ 1
	Ambient temperature	% / 20 °C	≤ 1
	Operating temperature 80 to 120 % of p_P [3]	% / 100 bar	≤ 2
	Return flow pressure 80 to 10 % of p_P [3]	% / bar	≤ 1

[1] $q_{V,L}$ = nominal flow in l/min

[2] q_{Vnom} = nominal flow in l/min

[3] 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

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		Ω	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).

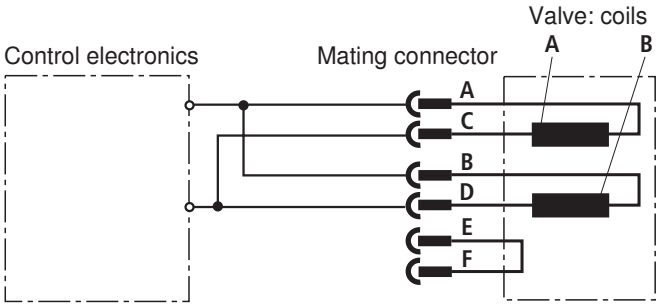
Available accessories

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).

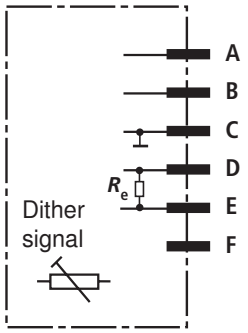
For a serial connection, contacts B and C must be connected.

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 %) Current consumption	A	+15 V, max. 150 mA	+15 V max. 150 mA
	B	–15 V, max. 150 mA	–15 V max. 150 mA
	C	⊥	⊥
Commmand value	D	±10 mA R_i = 1 kΩ	±10 V R_i ≥ 8 kΩ I_i = 1i2 mA
Commmand value reference	E		
	F	Not assigned	

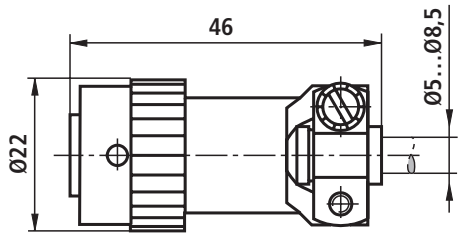
Command value at mating connector connection D = positive against mating connector connection E results in a direction of flow from P → A and B → T.

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.

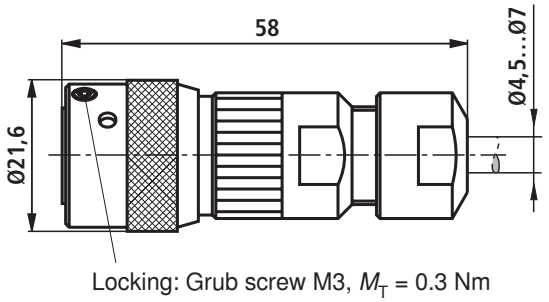
Note: Electrical signals brought out via control electronics must not be used for switching off safety-relevant machine functions!
(See also European standard EN 982, "Safety requirements for fluid power systems and their components – hydraulics").

Electrical connection, mating connector

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



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



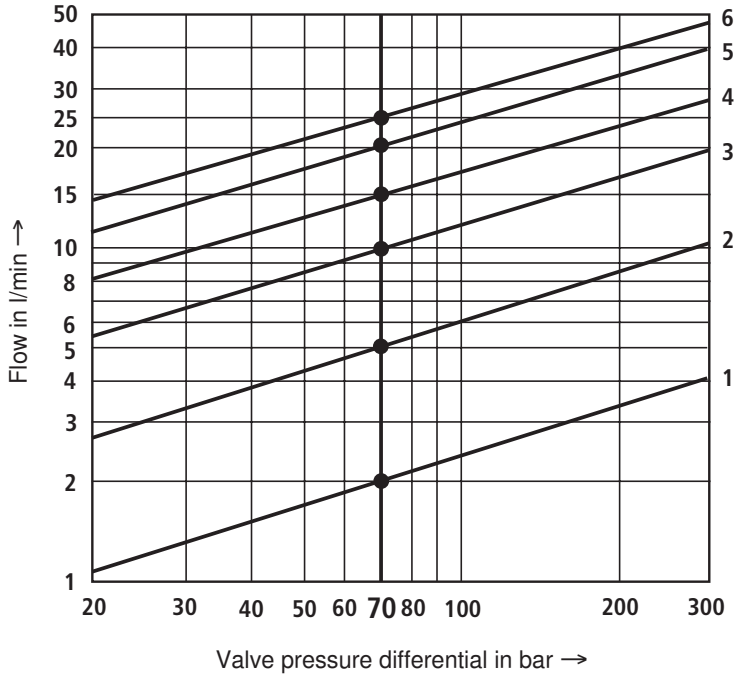
Locking: Grub screw M3, M_T = 0.3 Nm

Connection cable:

4- or 6-wire, 0.75 mm², shielded, with litz wires to DIN VDE 0812 (e.g. cable type LIYCY 4 or 6 x 0.75 mm²)

Characteristic curves (measured with HLP32, ϑ_{oil} = 40 °C ± 5 °C)

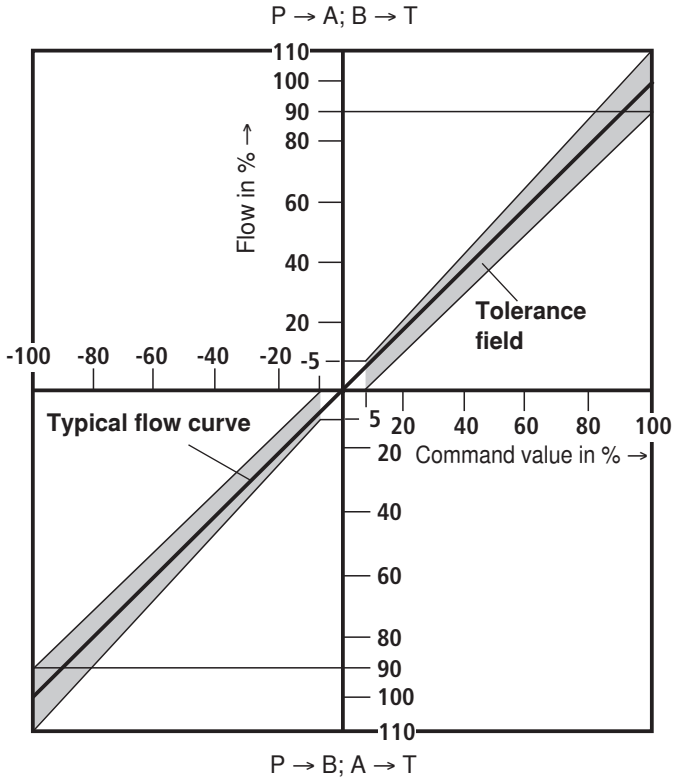
Flow/load function (tolerance ±10 %) at 100 % command value signal



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

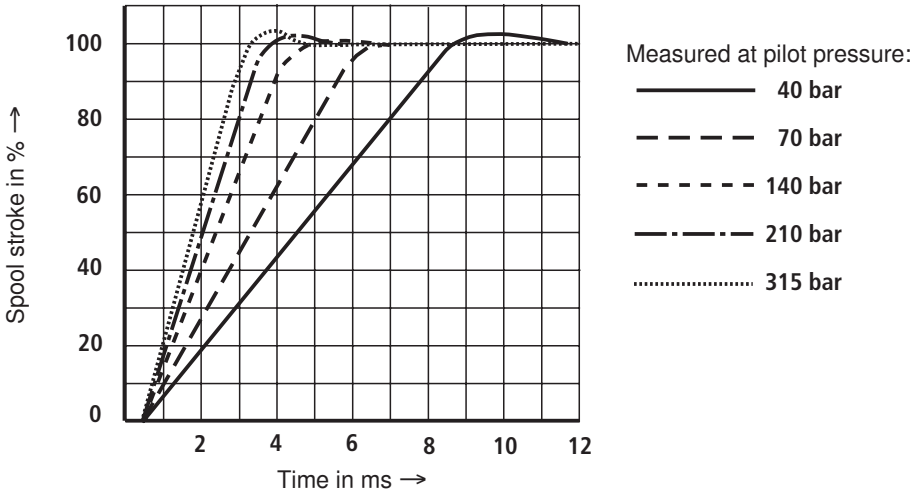
Δp = Valve pressure differential
(inlet pressure p_P
minus load pressure p_L
minus return flow pressure p_T)

Tolerance field of flow/signal function at constant valve pressure differential Δp

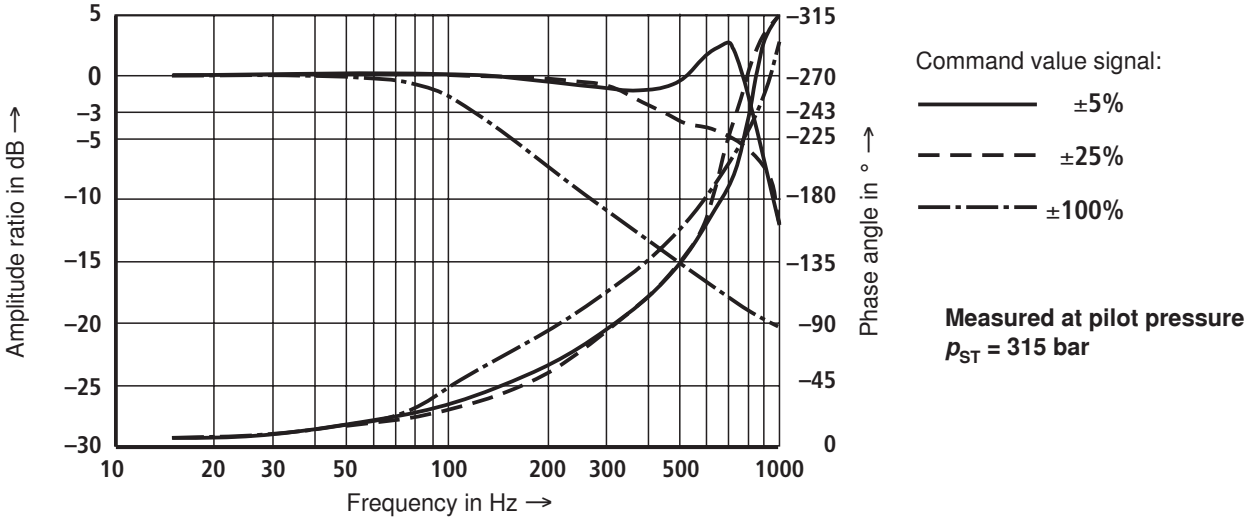


Characteristic curves (measured with HLP32, ϑ_{oil} = 40 °C ± 5 °C)

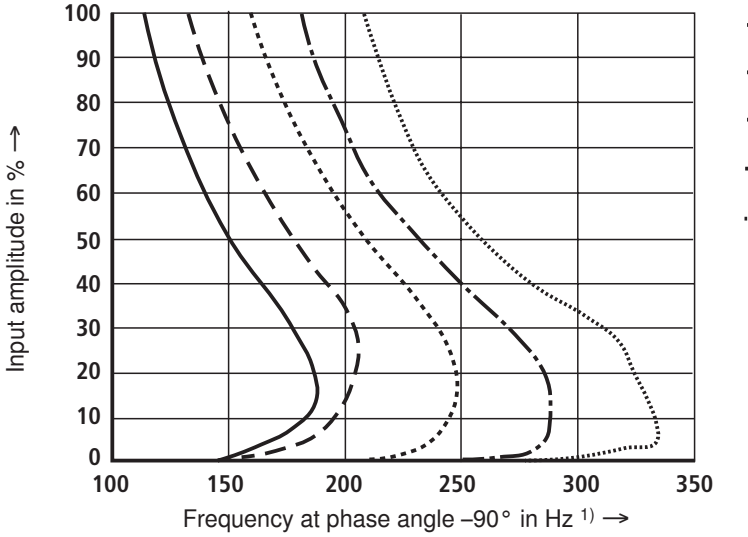
Transient function with pressure stage 315 bar



Frequency response with pressure stage 315 bar



Dependence of frequency at –90° on operating pressure *p* and input amplitude

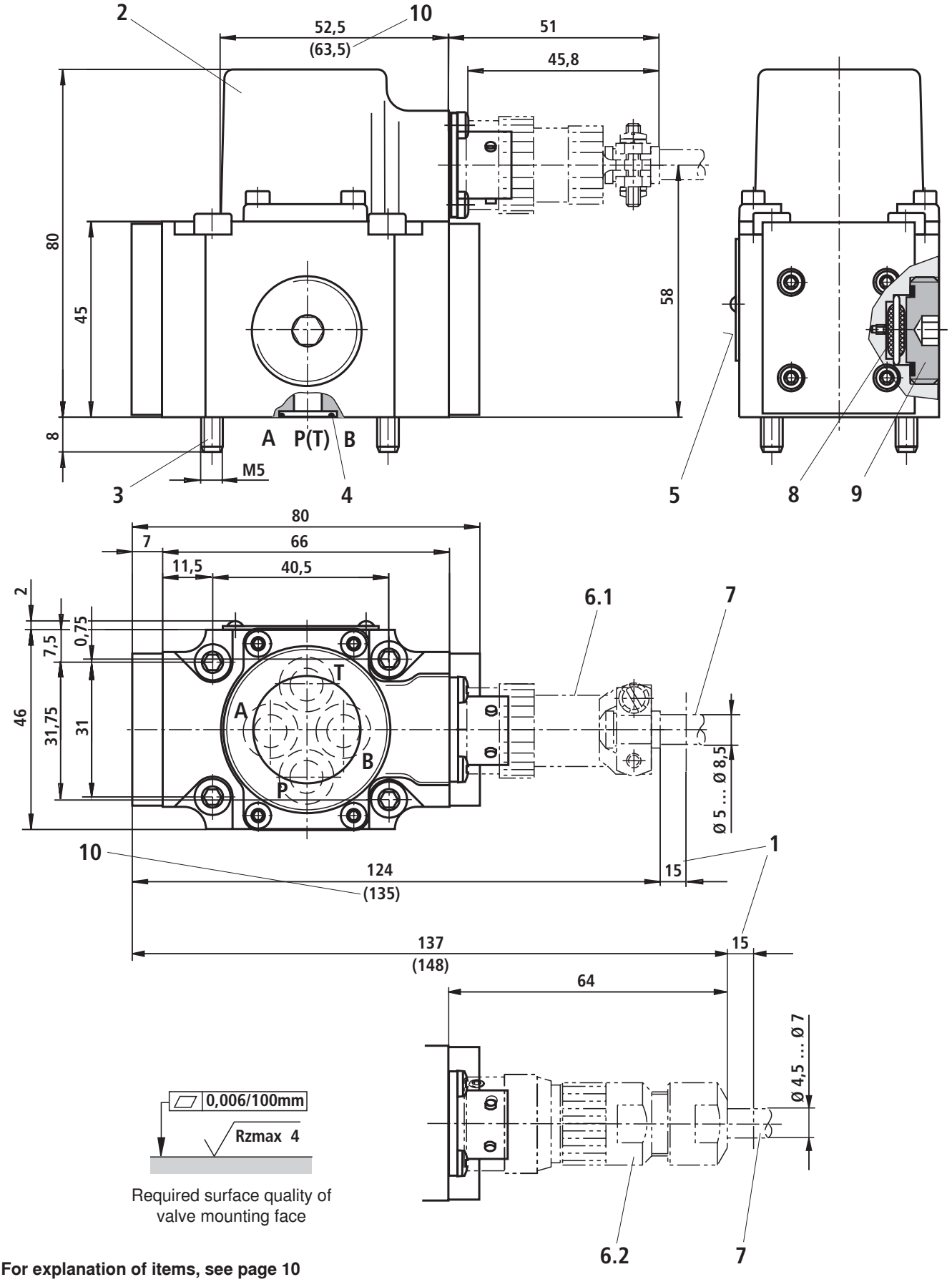


The output signal corresponds to the spool stroke with flow and without load pressure

1) Correction factors at q_{Vnom}:

25 l/min	1.00
20 l/min	1.00
15 l/min	0.95
10 l/min	0.90
5 l/min	0.85
2 l/min	0.80

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



Required surface quality of valve mounting face

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-flZn-240h-L
(friction coefficient 0.09 – 0.4 to VDA 235-101)
M_T = 9.3 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

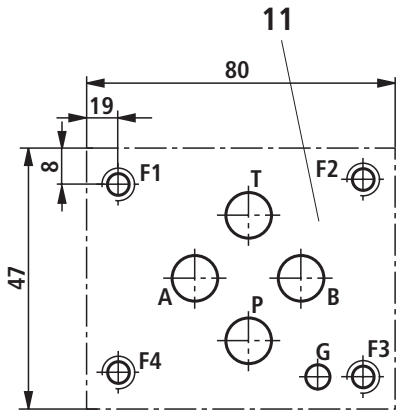
9 Plug screw (6 A/F)
Tighten to M_T = 30 Nm after filter change

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

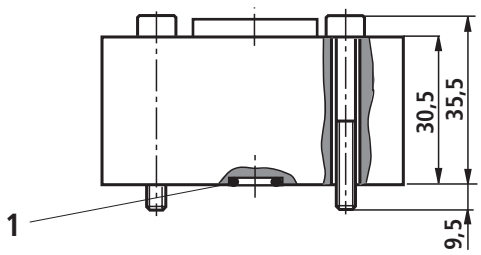
with FKM seals, Material no. **R900936049**, weight: 0.6 kg

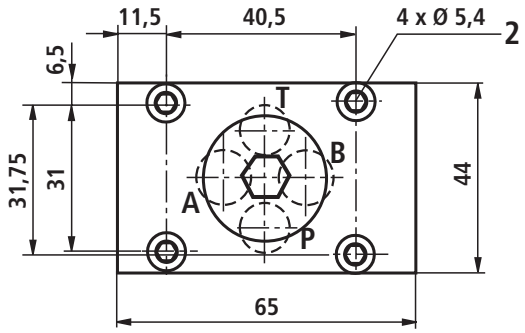
1 4 off R-rings 9.81 x 1.5 x 1.78

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-flZn-240h-L
(friction coefficient 0.09-0.14 – to VDA 235-101)
M_T = 7 Nm ±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

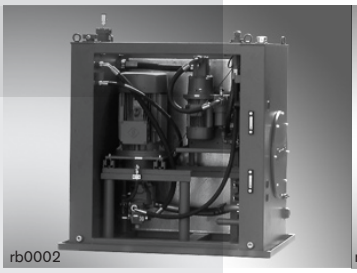
© This document, as well as the data, specifications and other information set forth in it, are the exclusive property of Bosch Rexroth AG. It may not be reproduced or given to third parties without its consent.
The data specified above only serve to describe the product. No statements concerning a certain 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.

Rexroth
Bosch Group

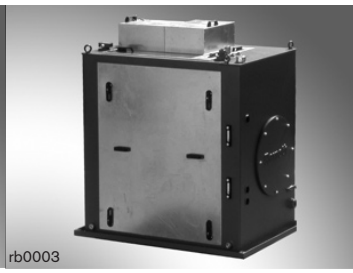
Hydraulic drive power unit
Low-noise compact unit
“Whispering power unit“

RE 51094/05.04 1/12
Replaces: 08.03

Type ABFAG-V



Type ABFAG-V …open



Type ABFAG-V …enclosed

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

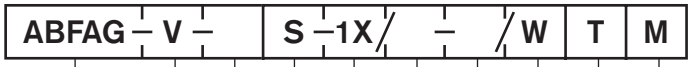
Table of contents

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



Standard power unit = **ABFAG**
Type 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**

Material
Steel = **S**

Component series 10 to 19 = **1X**
(10 to 19: unchanged installation and connection dimensions)

M = NBR seals
(other seals on enquiry)
⚠ Caution!
Observe compatibility of the seal with the hydraulic fluid used!

T = With thermostat

W = With oil/water cooler

El. motor frame size
e.g. 180M-4-B0 (see page 5)

Pump type
A10VSO18 =
A10VSO28 =
A10VSO45 =
A10VSO71 =
A10VSO100 =
A10VSO140 =

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.

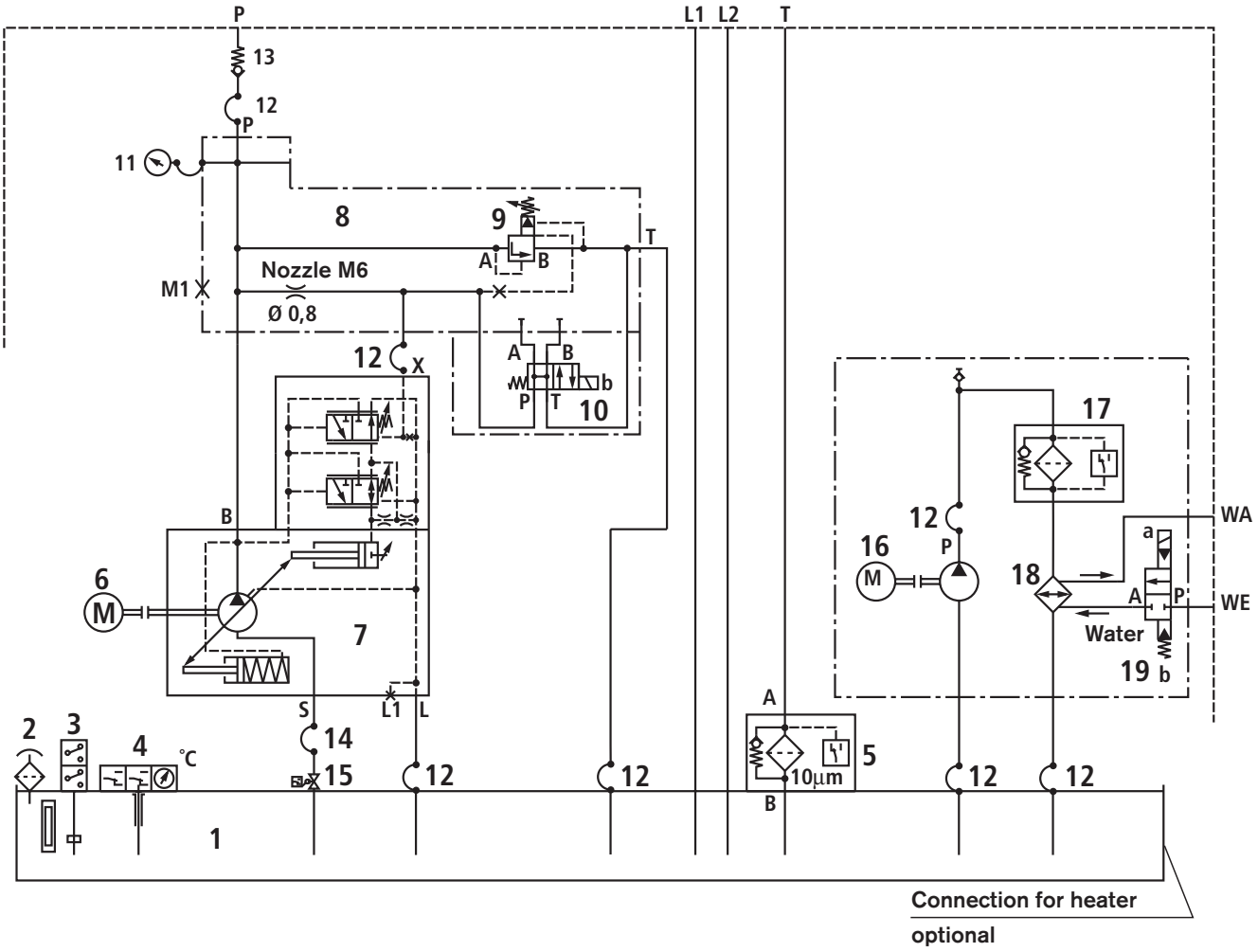
Cooling

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

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

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

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 [1]
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 **not** 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^2/s	16 … 36
	– briefly	mm^2/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 [2]
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)

[1] Other pumps on enquiry

[2] 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 [1)]

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 [1)]

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
		235	30	200 L	15	R901005252
A10VSO 71	100	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 [1)]

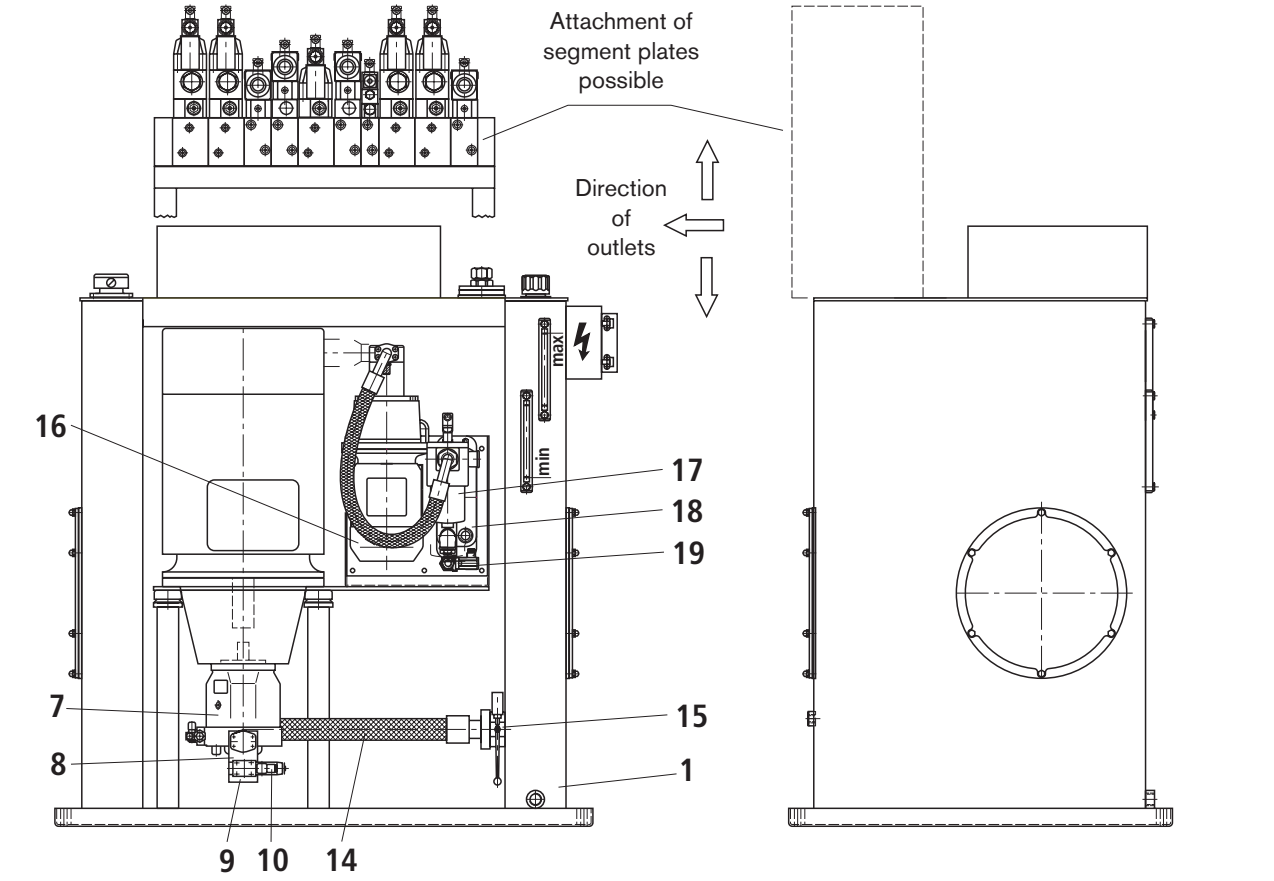
Pump size	$q_{V\,max}$ in L/min	p_{max} in bar	Power *P* in kW	El. motor frame size	Cooling power in kW	Material number
A10VSO 71	100	185	37	225 S	15	R901005256
		225	45	225 M		R901005257
A10VSO 100	145	100	30	200 L		R901005258
		125	37	225 S		R901005259
		160	45	225 M		R901005260

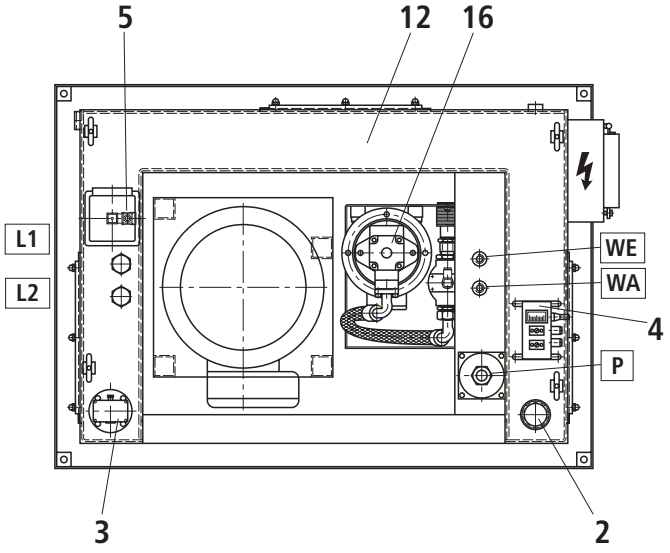
Tank size "D": 800; 1000 litres [1)]

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

[1)] The individual fill levels are marked on the oil level indicator

Attachment of components





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

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 $n = 1450\ min^{-1}$, $\vartheta_{oil} = 50\ °C$) Details in dB(A)

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

Noise pressure level to DIN 45635 part 1, 41;

Distance between microphone and power unit: -1m

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

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

At $n = 1800\ min^{-1}$ 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

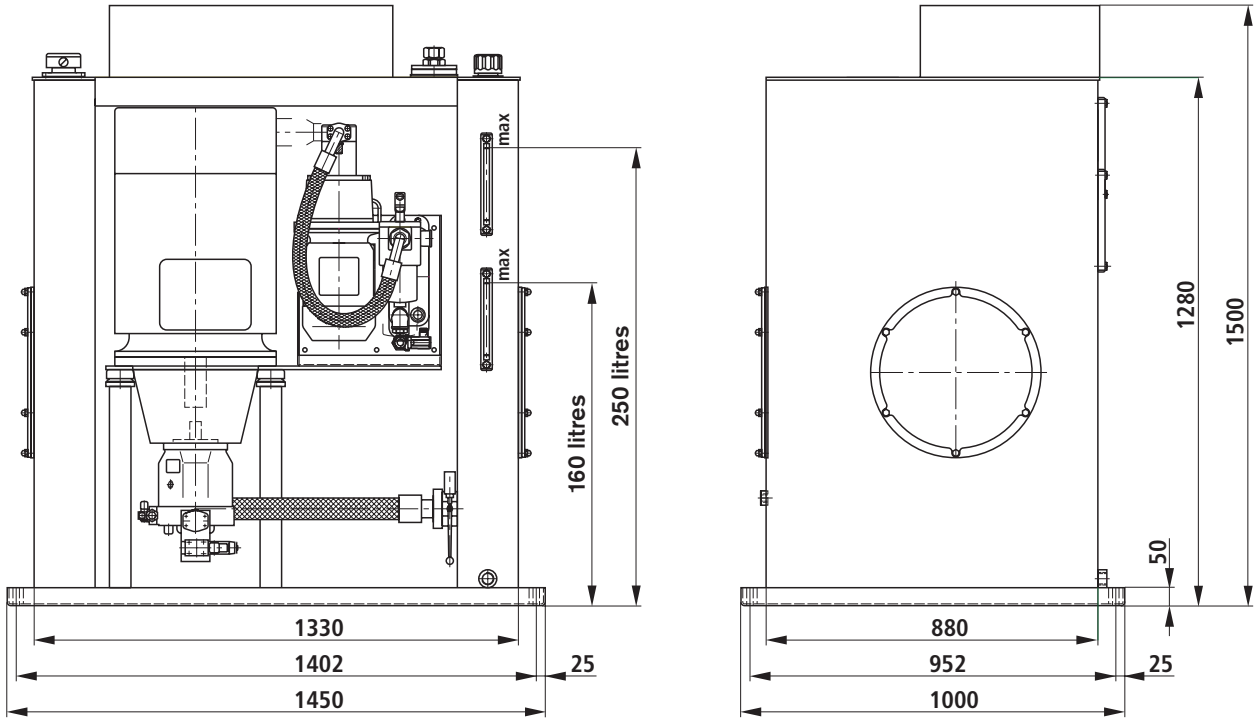
Tank size	Pump type	El. motor P in kW	Filter element type for hydraulic system	Material no.	Filter element type for filter/cooler circuit	Material no.
A	A10VSO 18	7.5	ABZFE-R0063-10-1X/M-DIN	R901025291	ABZFE-N0063-10-1X/M-DIN	R901025361
	A10VSO 28	11; 15	ABZFE-R0100-10-1X/M-DIN	R901025293		
B	A10VSO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

Float switch settings

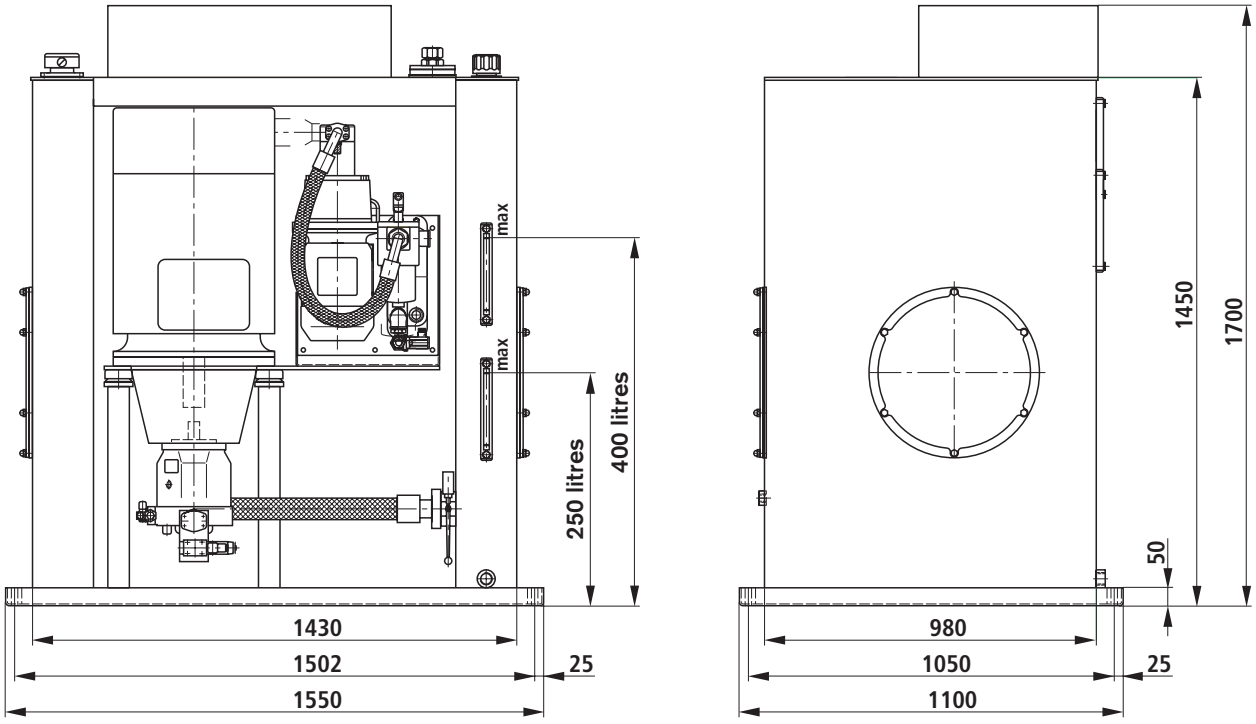
Tank size		Residual capacity at upper switching point in litres	Capacity fluctuation in litres
Size	Tank capacity in litres		
A	160	132	43
	250	218	43
B	250	195	49
	400	350	49
C	400	356	58
	630	560	70
	800	730	70
D	800	749	79
	1000	950	79

Unit dimensions (in mm)

Tank size “A“

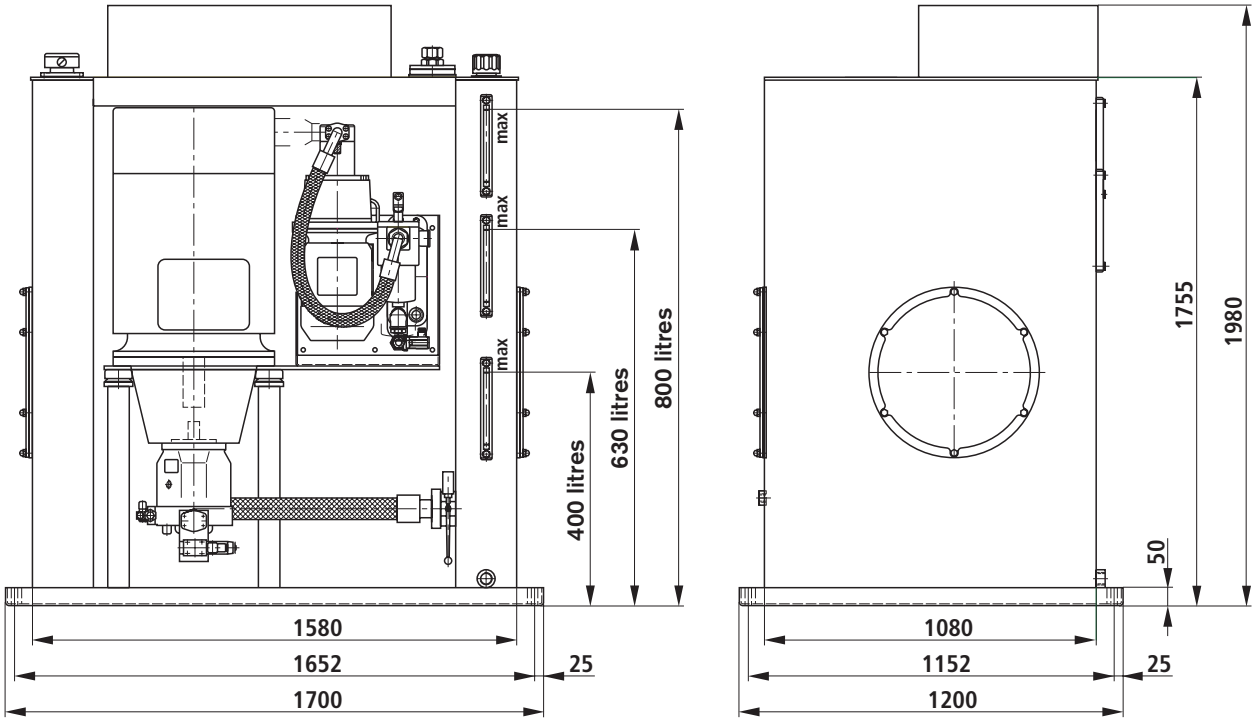


Tank size “B“

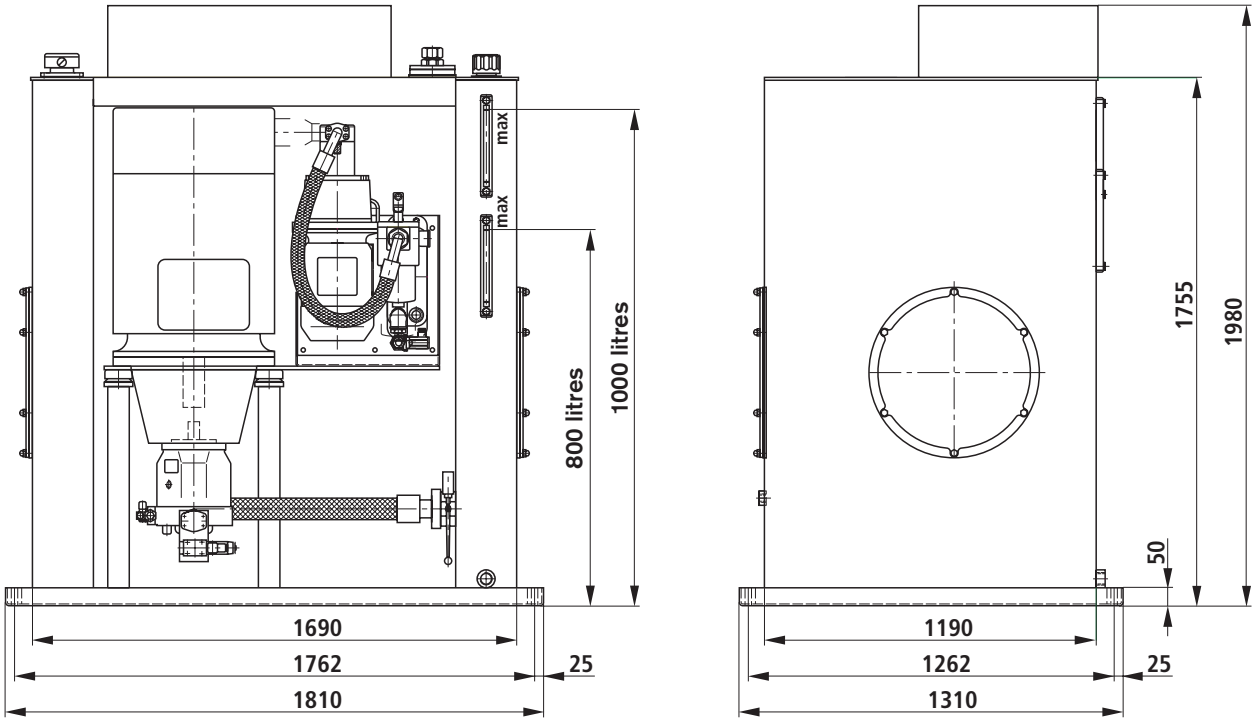


Unit dimensions (in mm)

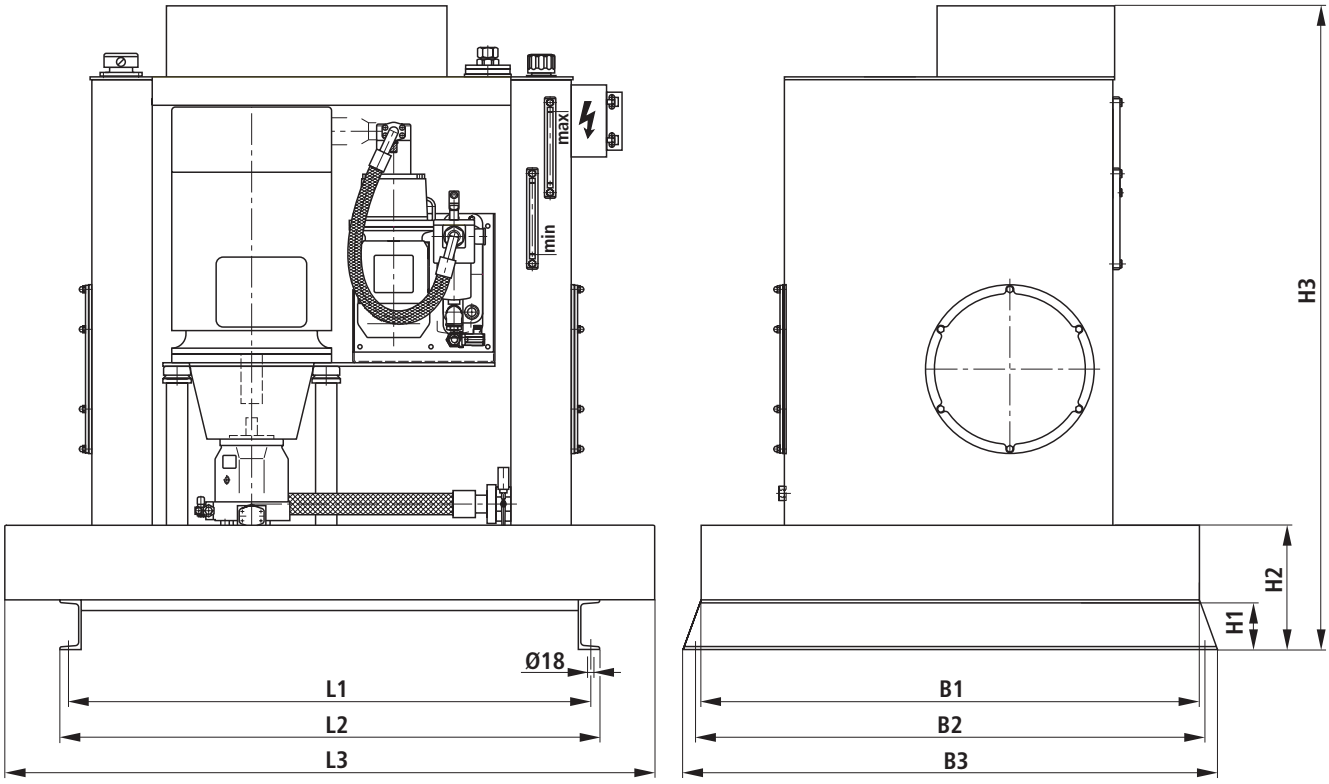
Tank size “C“



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.