



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

KONSTRUKČNÍ NÁVRH TŘÍOSÉHO MANIPULÁTORU

DESIGN OF A THREE-AXIS MANIPULATOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MICHAEL VOJTĚCH

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing., Dipl.-Ing MICHAL HOLUB, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Michael Vojtěch

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:

Konstrukční návrh tříosého manipulátoru

v anglickém jazyce:

Design of a three-axis manipulator

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je konstrukční návrh tříosého manipulátoru. Pro vybraný manipulátor bude provedena podrobná analýza s detailním návrhem konstrukčního řešení.

Cíle diplomové práce:

- podrobná rešerše pro vybraný typ kinematiky
- 3D model + výkres sestavy manipulátoru
- výpočtová zpráva doplněná o vybranou výkresovou dokumentaci

Seznam odborné literatury:

- WECK, Manfred, BRECHER, Christian. Werkzeugmaschinen : Konstruktion und Berechnung. 2006. überarb. Auflage. Verlag Berlin Heidelberg : Springer, 2006. 701 s. ISBN 3-540-22502-1.
- Marek, Jiří, MM Průmyslové spektrum: Konstrukce CNC obráběcích strojů. 2006. Speciální vydání. Dostupný z WWW: <www.mmspektrum.com>. ISSN 1212-2572.
- BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. 1. vyd. [s.l.] : [s.n.], 1986. 145 s. ISBN 55-600-86.
- www.infozdroje.cz

Vedoucí diplomové práce: Ing., Dipl.-Ing Michal Holub, Ph.D.

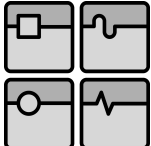
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 24.11.2014

L.S.

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

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

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 4
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ABSTRAKT

Cílem diplomové práce je konstrukční návrh tříosého manipulátoru sloužícího jako zubní rentgen. Osy se skládají z rotačního a dvou translačních pohybů. Práce vychází z již sestaveného manipulátor a cílem je snížení vertikálního zástavbového prostoru, snížení hmotnosti, zvýšení přesnosti a opakovatelnosti. Z dostupných komponentů vytvořit 3D model s výpočtovou zprávou.

V práci je výsledná varianta řešena s lineárním motorem, s tím, že je zde naznačena alternativní varianta, která však není detailně vyřešena.

KLÍČOVÁ SLOVA

manipulátor, lineární motor, zubní rentgen, kuličkový šroub, lineární vedení





ABSTRACT

The goal of master's thesis is design of a three-axis manipulator working as x-ray unit. Axis include one rotary and two liner. The work is based on the existing manipulator and the goals are reducing vertical installation space, weight reduction, increasing accuracy and repeatability. Creating 3D model with computational report from available components.

There is resulting variant solved with linear motor in this thesis with that there is indicated alternative variant but not dealt with in detail.

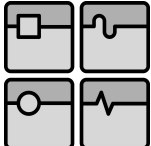
KEYWORDS

manipulator, linear motor, x ray unit, ball screw, linear guideway

		Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
		DIPLOMOVÁ PRÁCE	

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VOJTĚCH, M. *Konstrukční návrh tříosého manipulátoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 87 s. Vedoucí diplomové práce Ing., Dipl.-Ing Michal Holub, Ph.D.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
DIPLOMOVÁ PRÁCE		





ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing., Dipl.-Ing Michala Holuba Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 29. května 2015

.....

Bc. Michael Vojtěch

		Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
		DIPLOMOVÁ PRÁCE	

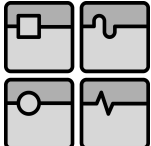
PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval svému vedoucímu mé diplomové práce panu Ing., Dipl.-Ing Michalu Holubovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky, které mi pomohly při zpracovávání této práce. Celé své rodině, a blízkým, děkuji za podporu během celého studia.

OBSAH

Úvod.....	10
1 Průmyslové roboty a manipulátory (PRaM).....	11
1.1 Základní rozdělení průmyslových robotů a manipulátorů	11
1.1.1 Jednoúčelové manipulátory	12
1.1.2 Víceúčelové manipulátory	12
1.1.3 Synchronní manipulátory.....	12
1.1.4 Manipulátory s pevným programem.....	13
1.1.5 Manipulátory s proměnlivým programem	13
1.1.6 Kognitivní roboty.....	13
1.2 Základní typy kinematických řetězců	14
1.2.1 Typ „K“ (TTT).....	14
1.2.2 Typ „C“ (RTT).....	15
1.2.3 Typ „S“ (RRT).....	15
1.2.4 Typ „A“ (RRR).....	16
1.3 Cylindrický manipulátor	16
2 Pohony PRaM.....	18
2.1 Mechanické pohony	18
2.2 Pneumatické pohony	18
2.3 Hydraulické pohony	19
2.4 Elektrické pohony	21
2.4.1 Krokové motory	21
2.4.2 Asynchronní motory	21
2.4.3 Stejnoseměrné motory	22
2.4.4 Elektromagnety	22
3 Pojezdové mechanismy os	23
3.1 Lineární motor.....	23
3.2 Rotační motor + kuličkový šroub a matice	23
3.3 Rotační motor + ozubený řemen	24
3.4 Rotační motor + ozubený hřeben	24
4 Lineární vedení	26
4.1 Lineární vedení pomocí nepodepřených vodících tyčí	26
4.2 Lineární vedení pomocí podepřených vodících tyčí	26
4.3 Lineární vedení tvarové.....	27
5 Odměřování polohy	28
5.1 Odměřování přímé	28

5.2	Odměrování nepřímé.....	28
5.3	Snímače.....	29
6	Převodovky.....	30
6.1	Harmonická převodovka.....	30
6.2	Planetové převodovky.....	31
7	Zubní rentgen.....	32
7.1	Intraorální rentgenové přístroje.....	32
7.2	Panoramatické rentgenové přístroje.....	32
8	Multikriteriální metoda.....	33
8.1	Bazická bodovací metoda.....	33
9	Návrh řešení.....	35
9.1	Původní stav.....	35
9.2	Návrh řešení s kuličkovým motorem.....	36
9.2.1	Princip + výhody a nevýhody.....	36
9.2.2	Možnosti uspořádání pohonu KŠM.....	38
9.2.3	Přesnost polování systému KŠM.....	39
9.2.4	Omezující parametry.....	39
9.2.5	Postup návrhu kuličkového šroubu.....	40
9.2.6	Návrh s kuličkovým šroubem.....	49
9.3	Návrh řešení s lineárním motorem.....	50
9.3.1	Princip + výhody a nevýhody.....	50
9.3.2	Nabízené varianty.....	51
9.3.3	Výpočet lineárního motoru.....	51
9.3.4	Vhodnost použití lineárního motoru.....	54
9.3.5	Výpočet lineárního motoru vrchní osy.....	55
9.4	Návrh lineárního vedení.....	57
9.4.1	Postup výpočtu lineárního vedení.....	58
9.4.2	Výpočet samotného valivého lineárního vedení.....	63
9.5	Harmonická převodovka.....	67
9.5.1	Princip harmonické převodovky.....	67
9.5.2	Výpočet servomotoru.....	68
9.5.3	Výpočet navrhovaného servomotoru.....	70
10	Navrhnutá varianta.....	76
	Závěr.....	79
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	83
	Seznam příloh.....	87

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 10
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ÚVOD

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh tříosého manipulátoru, který by sloužil jako zubní rentgen. Konstrukční návrh vychází z již existujícího manipulátoru a je cílem snížení zástavbového prostoru ve vertikální ose, snížení hmotnosti, zvýšení přesnosti a opakovatelnosti.

Úvodní část práce je rešeršního typu, která stručně popisuje pojem průmyslové roboty a manipulátory a dále popisuje jednotlivé základní členy, které může navrhovaný manipulátor obsahovat. Poté je provedeno multikriteriální hodnocení, kde jsou posuzovány základní mechanismy posuvu os, a je vybrána výsledná varianta. V další kapitole je popsán postup návrhu s užitím kuličkového šroubu, který slouží jako alternativa a v multikriteriálním hodnocení skončil za lineárním motorem, a poté s lineárním motorem, který je jako výsledná varianta dále řešen detailně. Dále práce obsahuje návrh a výpočet lineárního vedení podle katalogu firmy HIWIN. A následně výpočet servomotoru s harmonickou převodovkou od firmy Harmonic Drive AG. Výstupem diplomové práce je 3D model, který byl zvolen pomocí multikriteriální metody a vymodelován v programu Autodesk Inventor.

1 PRŮMYSLOVÉ ROBOTY A MANIPULÁTORY (PRAM)

Slovo robot je českého významu. Poprvé ho použil spisovatel Karel Čapek ve své hře „R.U.R.“ z roku 1920, kdy vycházel ze slova „robota“.

Průmyslový robot je automatické manipulační zařízení, které je libovolně programovatelné ve třech osách s podávacíma rukama (chapači) nebo technologickými nástroji.

Z mnoha definicí, které popisují pojem „robot“, je nejvýstižnější ta, kterou vyslovil Ing. Ivan Havel, CSc. [1]:

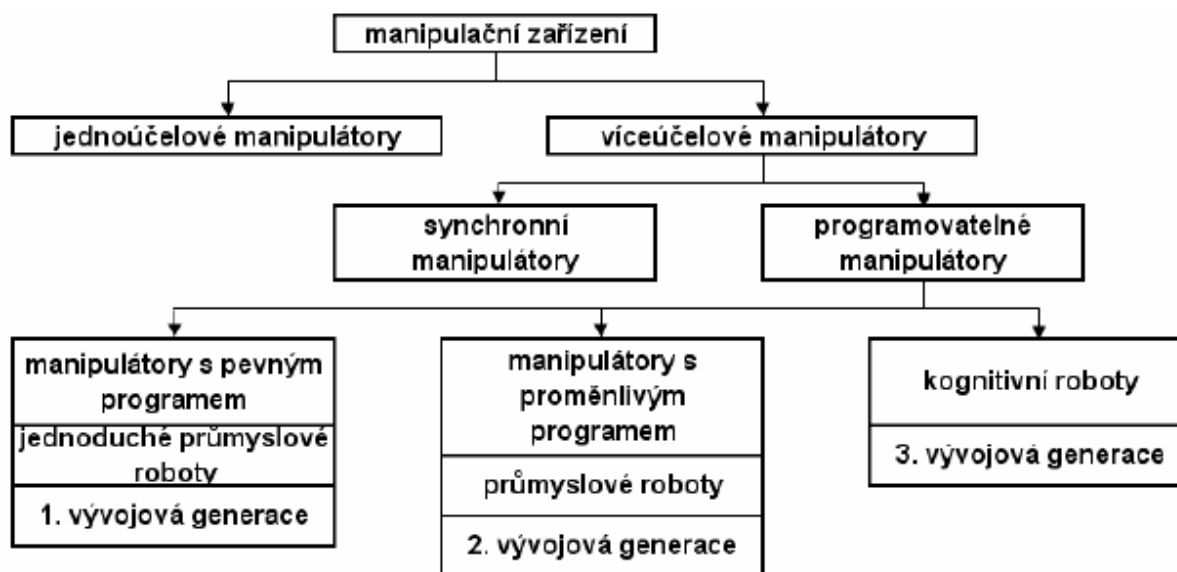
„Robot je automatickým nebo počítačem řízený integrovaný systém, schopný autonomní, cílově orientované interakce s přirozeným prostředím podle instrukcí od člověka. Tato interakce spočívá ve vnímání a rozpoznávání tohoto prostředí a v manipulování s předměty popř. v pohybování se v tomto prostředí.“

Definici průmyslových robotů vystihuje velmi dobře definice od prof. P. N. Beljanina [1]:

„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 apod.), schopností samovýuky, samoorganizace a adaptace, tj. přizpůsobivosti k danému prostředí.“

1.1 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ PRŮMYSLOVÝCH ROBOTŮ A MANIPULÁTORŮ

PRaM lze rozdělit podle funkčního určení, stupně řízení a složitosti provedení a to:



Obr. 1 Rozdělení PraM [1]

1.1.1 JEDNOÚČELOVÉ MANIPULÁTORY

Název vystihuje skutečnost, že jsou určeny pro manipulaci s jedním určitým předmětem nebo s předměty geometricky si podobnými a proto je jejich funkce omezená. Často jsou označovány jako „podavače“ nebo „autooperátory“. Většinou bývají součástí obsluhovaného stroje, ve kterém vykonávají jednu stanovenou funkci a kdy tento stroj bývá zdrojem energie, jelikož ne vždy mívají vlastní pohon. [1]

1.1.2 VÍCEÚČELOVÉ MANIPULÁTORY

Oproti jednoúčelovým manipulátorům mají větší rozsah manipulačních možností a vyšší úroveň řízení. Podle jejich nasazení jsou tyto možnosti dále specifikovány. Často obsahují vlastní pohon, řízení a konstrukčně jsou navrhovány tak, že rozhodujícími parametry jsou rozsahy jednotlivých pohybů, počet stupňů volnosti, přesnost polohování a maximální zatížení manipulátoru. Tento typ manipulátorů, případně robotů, se konstruuje ve dvojnásobném provedení a to jako stacionární případně mobilní. [3]

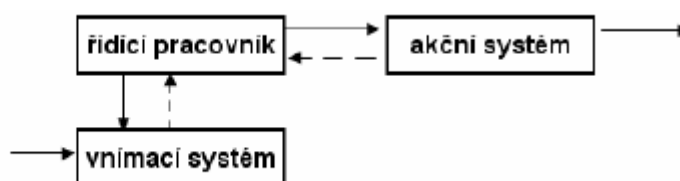
Stacionární manipulátory se nemohou volně pohybovat z místa na místo. Pohyb však bývá nahrazen umístěním například na pojezdu (translační pohybové jednotce), po kterém manipulátor popojíždí a vykonává požadovanou operaci. Řízení je docíleno buď přímým naprogramováním, nebo dálkovým ovládním. [3]

Oproti tomu mobilní manipulátory (autonomní lokomoční roboty) mají volnost v pohybu. Tyto manipulátory nejsou konstrukčně spjaty s jedním místem v okolní technologické scéně. Mnohdy je u těchto robotů využíváno prvků umělé inteligence, které jim dávají možnost řešit situace, které se v daném okamžiku objevily, v rozmezí jejich naprogramování. [3]

1.1.3 SYNCHRONNÍ MANIPULÁTORY

Někdy jsou též nazývány teleoperátory nebo exoskeletony a jejich řízení je prováděno obsluhujícím pracovníkem. Jsou řízeny řídicím pracovníkem. Tyto manipulátory tvoří s člověkem uzavřenou regulační smyčku, ve které je manipulátor prostředek pro zesílení pohybových a účinků, které vyvolává řídicí pracovník. Jedná se o princip „master - slave“, či případně označení „man on-line“. To znamená, že člověk v této uzavřené smyčce zaujímá prostor řídicí a dále vyhodnocující jednotky a manipulátor je výstupní jednotkou, která koná konečný pohyb. Spojení mezi manipulátorem a člověkem je dosaženo buď připojením na jeho paži (využití v Biomechanice, v tzv. Bionice), případně se člověk tímto zařízením přímo pohybuje (to jsou tzv. exoskeletony) nebo je umístěno mimo člověka (master – slave), a to je využíváno v prostředí, které je nepříznivé pro člověka (např. radioaktivní prostředí). [1], [3]

Synchronní manipulátory



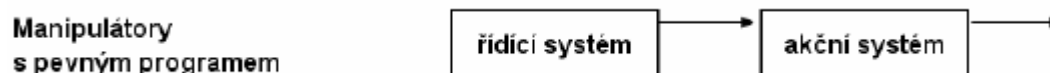
Obr. 2 Blokové schéma synchronního manipulátoru [3]



Obr. 3 Princip Master - Slave [9]

1.1.4 MANIPULÁTORY S PEVNÝM PROGRAMEM

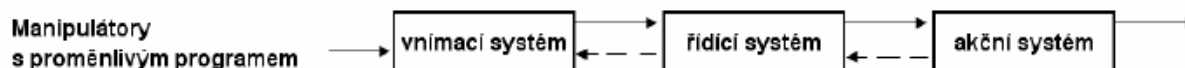
U těchto manipulátorů se program během jeho činnosti nemění, avšak jeho změna je jednoduchá. I řídicí systém má jednoduché provedení. Díky své jednoduchosti a spolehlivosti jsou tyto manipulátory velmi často využívány a jsou označovány průmyslový robot 1. generace. [1]



Obr. 4 Blokové schéma manipulátoru s pevným programem [3]

1.1.5 MANIPULÁTORY S PROMĚNLIVÝM PROGRAMEM

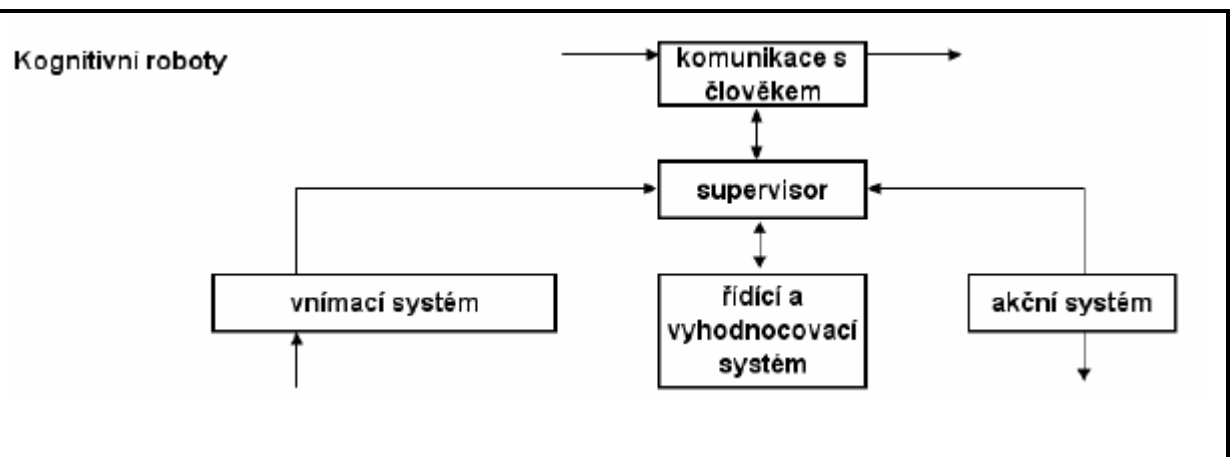
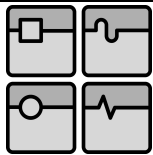
Tyto manipulátory mají možnost přepínání nebo volby programu většinou podle situace (scény), ve které se právě nachází. Tím ukazují svoji určitou samostatnost a jsou označovány jako průmyslové roboty 2. generace. [1]



Obr. 5 Blokové schéma manipulátoru s proměnlivým programem [3]

1.1.6 KOGNITIVNÍ ROBOTY

Jsou to manipulátory, které se vyznačují určitým stupněm samostatného vnímání a racionálního rozhodování, což je kognitivní proces bez citového a volného jednání.



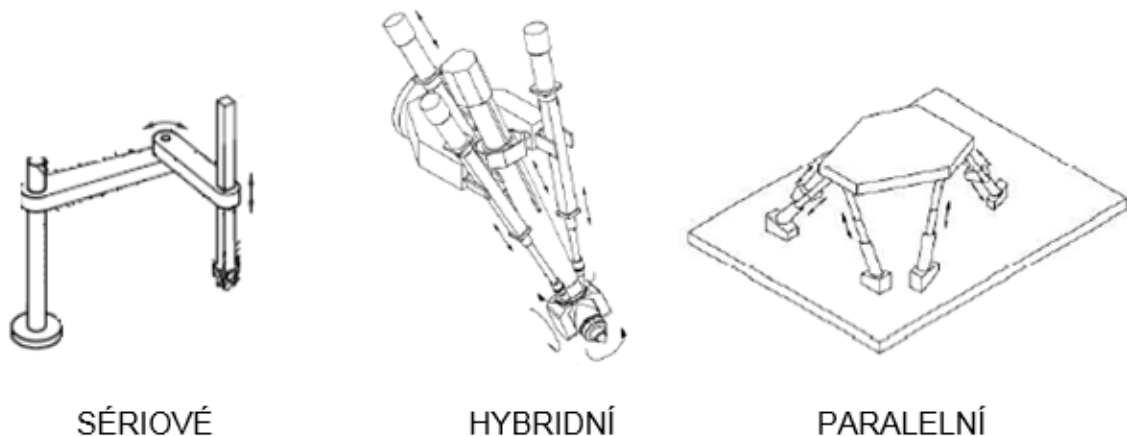
Obr. 6 Blokové schéma schéma kognitivních robotů [3]

1.2 ZÁKLADNÍ TYPY KINEMATICKÝCH ŘETĚZCŮ

Základní typy PRaM jsou odvozeny od kinematických dvojic řetězce, který je použit jako základní pohybovací ústrojí. Pohyb PRaM je založen na dvou pohybech – translaci (T) a rotaci (R). Jejich vzájemná kombinace umožňuje různé způsoby pohybu v pracovním prostoru. Nejčastěji hovoříme o trojrozměrném prostoru. [3]

Z hlediska uspořádání ramen a členů robotu (kinematických struktur), se dají roboty rozdělit do třech skupin:

- roboty se sériovou kinematickou strukturou (TTT, RTT, RRT, RRR)
- roboty s paralelní kinematickou strukturou
- roboty se hybridní kinematickou strukturou



SÉRIOVÉ

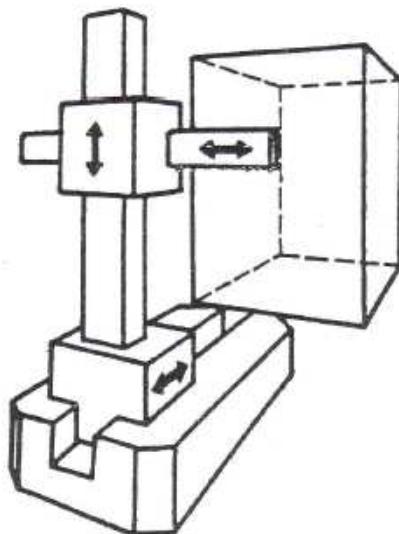
HYBRIDNÍ

PARALELNÍ

Obr. 7 Uspořádání PRaM [4]

1.2.1 TYP „K“ (TTT)

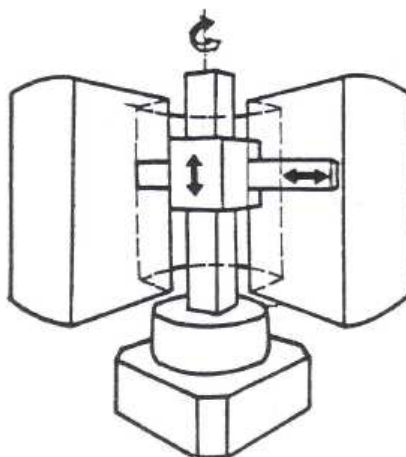
Využívá pravoúhlý (kartézský - K) souřadnicový systém a je založen na pohybu pomocí tří translací pro pohyb v trojrozměrném systému, který bývá nejčastěji krychle nebo kvádr. Hlavními představiteli jsou PRaM, které splňují tuto podmínku a předmět, se kterým je manipulováno, nemění svoji orientaci vůči základním souřadnicím. [3]



Obr. 8 Kinematický řetězec typu "K" [1]

1.2.2 Typ „C“ (RTT)

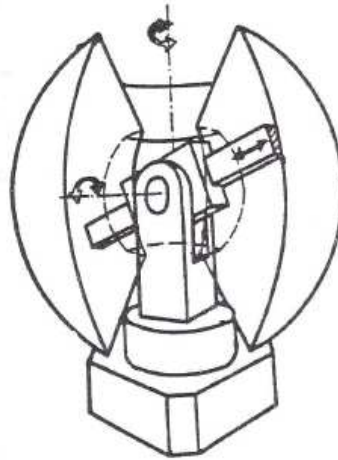
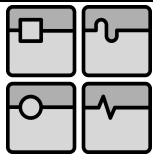
Zde je využívám válcový (cylindrický – C) souřadnicový systém. Ten je založen na pohybu dvou translací a jedné rotace v trojrozměrném prostoru a pracovní prostor má tvar válce. Nejtypičtějším představitelem je robot, který koná rotaci kolem své osy a jeho rameno umožňuje pohyb vertikální a horizontální (rameno se vysouvá nebo naopak). Jako příklad lze uvést například VERSATRAN 500. [3]



Obr. 9 Kinematický řetězec typu "C" [1]

1.2.3 Typ „S“ (RRT)

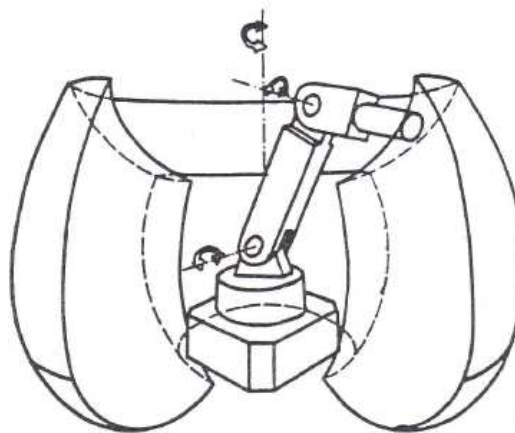
Využívá kulový (sférický – S) souřadnicový systém. U tohoto typu je hlavní pohyb založen na dvou rotacích a jedné translaci. Pracovní pohyb je část nebo celý válcový prstenec. Translace je zde nejčastěji vykonávána vysouváním (zasouváním) hlavního ramene. RRT robot dále rotuje kolem vertikální osy a přitom se může naklápět kolem této osy. Mezi představitele toho typu lze uvést robot UNIMATE. [3]



Obr. 10 Kinematický řetězec typu "S" [1]

1.2.4 TYP „A“ (RRR)

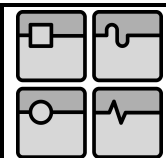
Používá složený kulový (nazýván také torusový, antropomorfní, multiúhlový nebo angulární) souřadnicový systém. Pohyby jsou zde vykonávány pouze pomocí rotace a pracovní prostor je zde kulový segment. Výhodou těchto robotů je dobrý pohyb ve svém pracovním prostoru s možností práce i blízko své konstrukce. Díky kinematice se dokáží snadno vyhýbat v prostoru překážkám. Mezi představitele tohoto typu lze uvést například robota ASEA. [3]



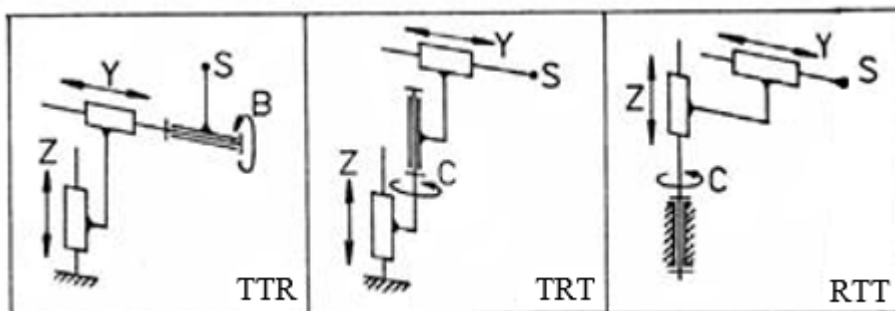
Obr. 11 Kinematický řetězec typu "A" [1]

1.3 CYLINDRICKÝ MANIPULÁTOR

Jak již bylo zmíněno, pracovní prostor je tvaru válce. Nakombinováním jedné rotace a dvou translací můžeme dostat tři kombinace a to RTT, TRT a TTR. Zároveň i každé toto provedení může být provedeno více způsoby, které jsou od sebe odlišné.



DIPLOMOVÁ PRÁCE



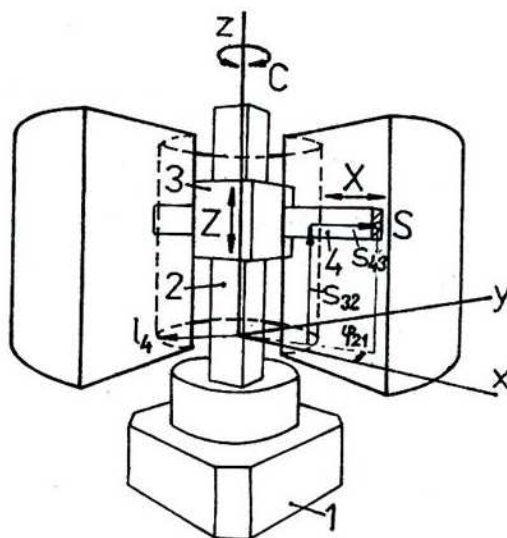
Obr. 12 Tři různá provedení dvou translačních a jednoho rotačního pohybu [8]

Souřadnice pro cylindrický pracovní prostor podle obr. 13:

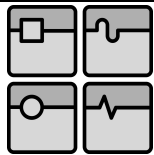
$$x = (l_4 + s_{43}) \cdot \cos \varphi_{21}$$

$$y = (l_4 + s_{43}) \cdot \sin \varphi_{21}$$

$$z = s_{23}$$



Obr. 13 Schéma pracovního prostoru [8]



2 POHONY PRAM

Pohony u PRaM, ale i všeobecně, zajišťují přeměnu vstupní energie na mechanickou práci ve všech osách. Hlavní části pohonů jsou s PRaM spojeny buď přímo, nebo přes převodové ústrojí. Na pohony jsou kladeny následující požadavky:

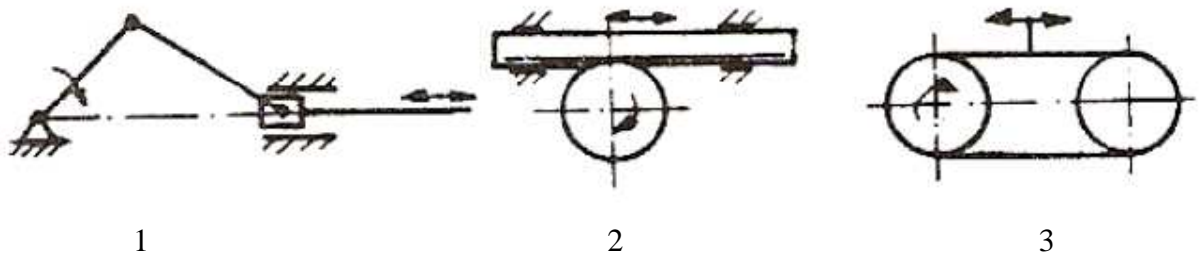
- plynulý, bezrázový rozběh a zastavení
- vysoká přesnost polohování
- vysoká pracovní rychlost
- veliký poměr výkon x vlastní hmotnost
- dostatečná tuhost

Základní a nejrozšířenější rozdělení pohonů:

- mechanické
- pneumatické
- hydraulické
- elektrické

2.1 MECHANICKÉ POHONY

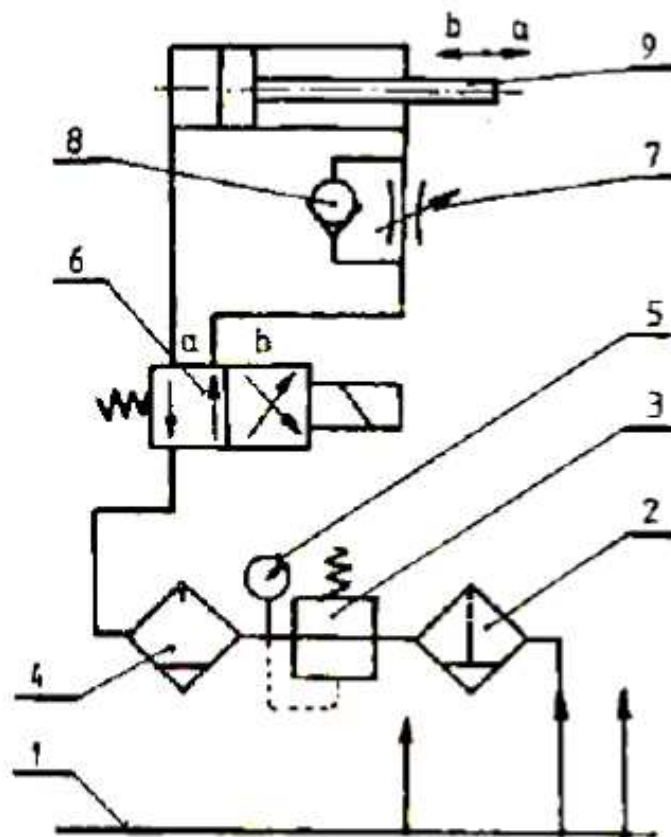
Mechanické pohony se používají zejména u jednoduchých manipulátorů pro jejich praktičnost, přesnost, rychlost a spolehlivost. Oproti tomu nevýhodou bývá obvykle značná konstrukční složitost manipulátoru jako celku. Mechanické pohony bývají realizovány pomocí převodů ozubenými koly, spojovacích hřídelí, řemeny nebo řetězy pomocí pákových vaček.



Obr. 14 Mechanické pohony (1 - klikový mechanismus, 2 - ozubená tyč, 3 - řetězový převod) [5]

2.2 PNEUMATICKÉ POHONY

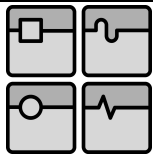
Pneumatické pohony lze využít jak u PRaM, tak i v dalších zařízeních, které mají menší výkon. To je dáno zejména menším tlakem, který se pohybuje většinou kolem hodnoty 0,6 MPa. Pneumatický pohon je zpravidla zásobován stlačeným vzduchem z centrálního zdroje 1, na který navazuje skupina prvků tvořící zařízení pro úpravu vzduchu (odlučovač vody s filtrem 2, redukční ventil 3, maznice 4 a tlakoměr 5). Další část je tvořena řídicími prvky (rozsaděč 6, škrtkový ventil 7 a zpětný ventil 8). [5]



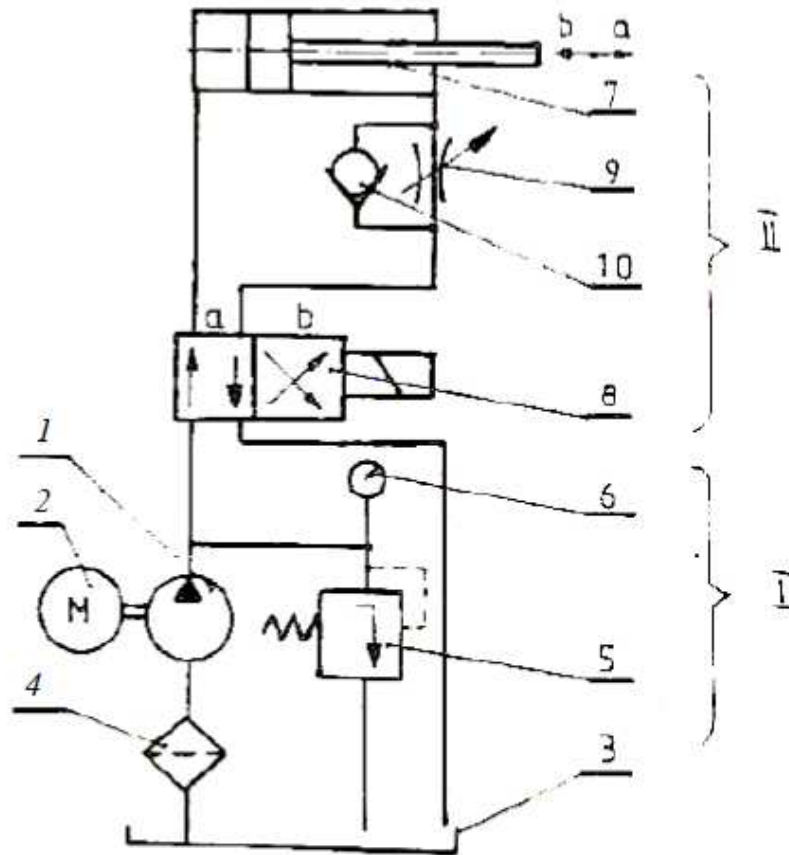
Obr. 15 Pneumatický obvod (1 - centrální rozvod, 2 - filtr s odlučovačem vody, 3 - redukční ventil, 4 - maznice, 5 - manometr, 6 - rozvaděč, 7 - škrťací ventil, 8 - zpětný ventil, 9 - pneumatický ventil) [5]

2.3 HYDRAULICKÉ POHONY

Hydraulické pohony patří k základním typům pohonů u robotů a manipulátorů díky svým výborným vlastnostem. Mezi tyto výborné vlastnosti patří zejména velký výkon při malých rozměrech a malé hmotnosti, nízká hmotnost pohybujících se částí, snadná regulace rychlosti, plynulý chod, vysoká spolehlivost a možnost přímého motoru s výkonnými součástmi. Zato mezi nevýhody patří potřeba odděleného energetického bloku zajišťujícího přípravu tlakové hydraulické kapaliny, obtížné dosažení vysokých pohybových rychlostí a závislost hydraulické kapaliny na vnějších podmínkách, zejména na teplotě. [5]

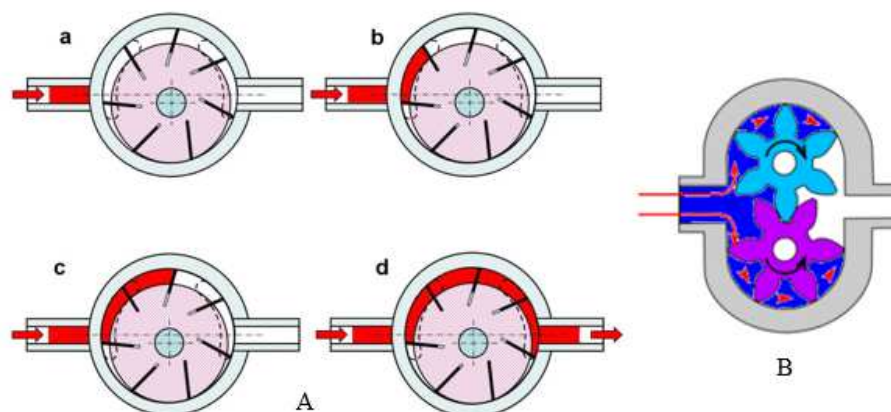


DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 16 Hydraulický obvod (1 - hydrogenerátor, 2 - elektromotor, 3 - nádrž, 4 - filtr, 5 - pojistný ventil, 6 - manometr, 7 - hydromotor, 8 - rozvaděč, 9 - škrťací ventil, 10 - zpětný ventil) [5]

Dá se říci, že hydraulický obvod je tvořen dvěma základními částmi. Část I. je tvořena vstupními výkonnými prvky – hydrogenerátorem 1, včetně pomocných a řídicích prvků (zásobník nádrže 3, filtr 4, pojistný ventil 5, tlakoměr 6). Vlastní hydrogenerátor je poháněn elektromotorem. U těchto pohonů se používají ve funkci hydrogenerátorů zubová, lamelová nebo šroubová čerpadla, popřípadě rotační čerpadla. Část II. obsahuje výstupní výkonové prvky (hydromotory) a řídicí prvky pro řízení rychlosti a směru toku proudy hydraulické kapaliny (rozvaděč 8, škrťací ventil 9 a jednosměrný ventil 10). [5]



Obr. 17 A) lamelové čerpadlo [10] a B) zubové čerpadlo [11]

2.4 ELEKTRICKÉ POHONY

Elektrické pohony mají celou řadu nevýhod, které způsobují, že se při stavbě PRaM významně neuplatňují tak jako pneumatické či hydraulické pohony. Mezi nedostatky, zejména v porovnání s pneumatickými pohony, patří především hmotnost a rozměry a obtížnější realizace přímočarých pohybů. Na druhou stranu mají také řadu výhod a předností. Mezi nejdůležitější výhody patří: [5]

- Jednoduché propojení
- Dostupná energie a její snadný přívod k motoru
- Nízké provozní náklady a snadná údržba
- Výhodné dynamické vlastnosti

2.4.1 KROKOVÉ MOTORY

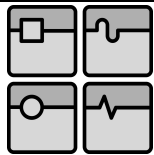
Krokový motor se oproti běžným motorům neotáčí spojitě, ale pohybuje se po krocích. To znamená, že se pootočí o přesně daný úhel, když je k tomu motor vybuzen. Frekvence řídicích impulzů určuje rychlost otáčení motoru. Lze jej označit za digitální motor díky svému nespojitému chování. Samotný motor vyžaduje řídicí elektroniku, která řídí buzení motoru a tím jeho chod.



Obr. 18 Krokový motor [12]

2.4.2 ASYNCHRONNÍ MOTORY

Díky své jednoduchosti, vysoké spolehlivosti a vysoké životnosti se jedná o jeden z nejrozšířenějších elektromotorů. Funkce spočívá v tom, že statorové vinutí při napájení trojfázovým proudem vytváří točivé magnetické pole se synchronní úhlovou rychlostí, případně synchronními otáčkami. Konstrukčně je lze rozdělit na asynchronní motory s kotvou na krátko a na asynchronní motory s kotvou kroužkovou.



Obr. 19 Asynchronní motor [13]

2.4.3 STEJNOSMĚRNÉ MOTORY

Historicky se jedná o nejstarší motory. Jsou to točivé elektromotory, které jsou napájeny stejnosměrným proudem. Bez jakýkoliv úprav je lze použít jako stejnosměrný generátor – záleží pouze na druhu dodávané energie. Skládá se ze tří částí – stator, rotor a rotační přenosné ústrojí. Podle způsobu buzení magnetického pole se dělí na stejnosměrné motory s cizím buzením nebo s vlastním buzením.



Obr. 20 Stejnosměrný motor [14]

2.4.4 ELEKTROMAGNETY

Využívají se k realizaci některých pohybů. Uplatnění nacházejí například při ovládní úchopných prvků. Můžeme je rozdělit:

- Podle pohybu
 - Přímočaré
 - Rotační
- Podle druhu budícího proudu
 - Střídavý
 - Stejnosměrný

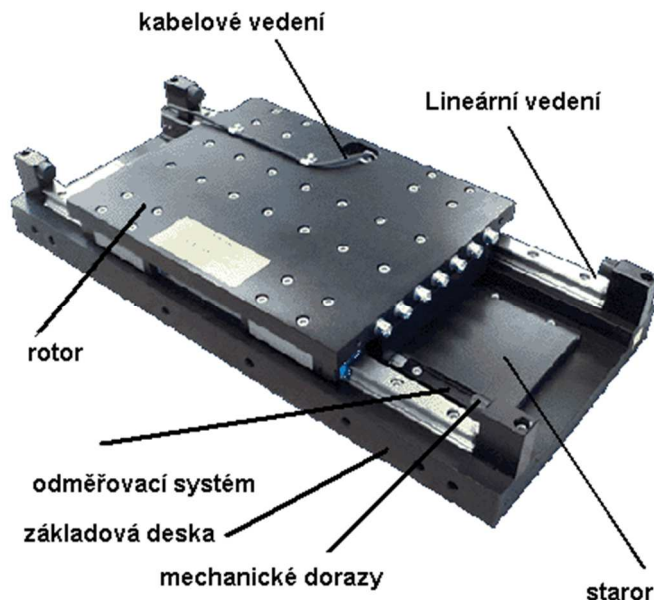
3 POJEZDOVÉ MECHANISMY OS

Pojezdové mechanismy zprostředkovávají translační pohyb a je více možností jejich provedení.

- Lineární motor
- Rotační motor + kuličkový šroub a matice
- Rotační motor + ozubený hřeben
- Rotační motor + ozubený řemen

3.1 LINEÁRNÍ MOTOR

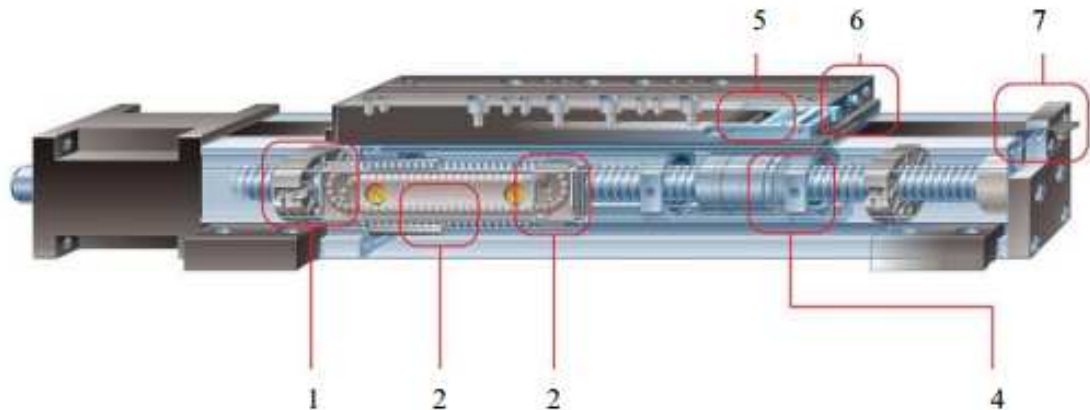
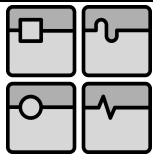
Lineárními motory je generována plynulá přímá lineární síla. Pracují na indukčním principu a lze si je tak představit jako klasický rotační motor, jenž je rozvinutý do roviny, umožňující přímočarý pohyb bez zprostředkujícího převodu, jímž může být ozubený řemen, ozubený hřeben nebo kuličkový šroub. Lineární synchronní motory jsou tvořeny dvěma částmi – magnetickou dráhou („rotor“ – sekundární díl) a paketem s třífázovým vinutím („stator“ – primární díl). Tyto motory lze využívat v aplikacích vyžadující vysokou tuhost, rychlost, dynamiku a téměř nulovou vůli. Jsou používány jako synchronní, asynchronní, krokové a reluktanční, v široké škále konstrukčních uspořádání. Avšak v porovnání s rotačními motory o stejném výkonu jsou finančně náročnější, zejména s delší drahou. [6]



Obr. 21 Lineární pohon [15]

3.2 ROTAČNÍ MOTOR + KULIČKOVÝ ŠROUB A MATICE

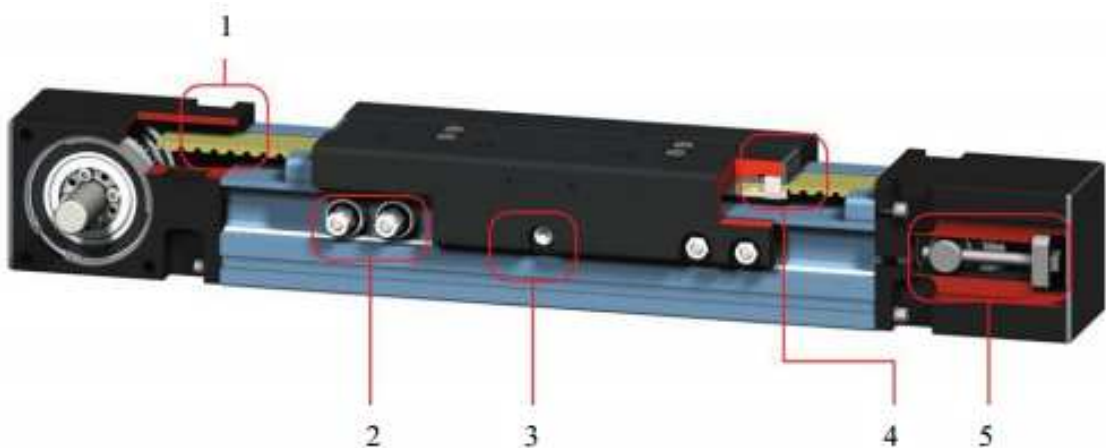
Lineární pohyb je u tohoto provedení vykonáván maticí a kuličkovým šroubem, který je uváděn do pohybu rotačním motorem. Mezi výhody tohoto provedení patří vysoká účinnost, tuhost lineárního pohonu, vysoká přesnost polohování a vysoké akční síly, avšak při menších posuvných rychlostech a omezené délce lineárního posuvu. [6]



Obr. 22 Lineární pohon v kombinaci rotačního motoru a KŠM (1) uložení šroubu, 2) systém vedení kuliček, 3) klec, 4) kuličkový šroub, 5) mech. přesměrování krycí lišty, 6) přívod maziva z centrálního mazání, 7) napínací mechanismus) [6]

3.3 ROTAČNÍ MOTOR + OZUBENÝ ŘEMEN

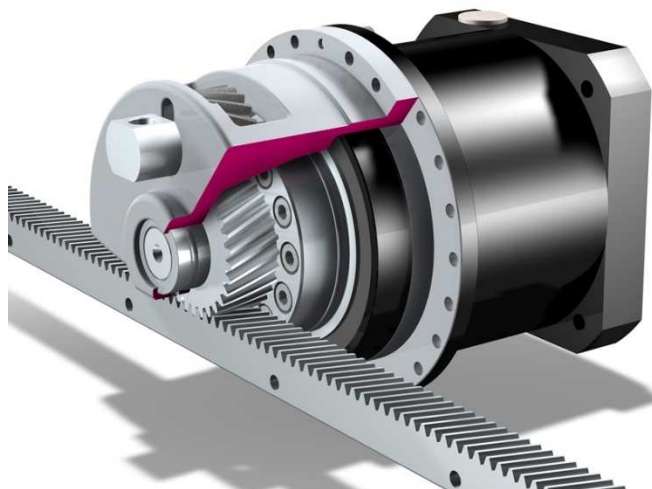
U této varianty se předpokládá transformace rotačního pohybu, vyvozeného pohonnou jednotkou dané osy, na pohyb lineární tím, že ozubený řemen bude rozpořbován rotačním motorem. U tohoto provedení není vyžadováno mazání a je má tichý chod.



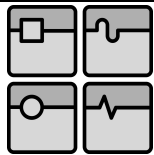
Obr. 23 Lineární pohon v kombinaci rotačního motoru a ozubeného řemene (1) ozubený řemen, 2) valivá vodící kolejnice, 3) přívod centrálního mazání, 5) napínací mechanismus) [6]

3.4 ROTAČNÍ MOTOR + OZUBENÝ HŘEBEN

Toto provedení transformace rotačního pohybu pastorku pohonné jednotky na lineární pohyb ozubeného hřebene je v oblasti pojezdových mechanismů manipulačních zařízení jeden z nejpoužívanějších a to pro svou značnou jednoduchost, dobrou účinnost a relativně nízkou cenu. Je možné jej využít takřka pro neomezeně dlouhé pojezdy.



Obr. 24 Lineární pohon v kombinaci rotačního motoru a ozubeného hřebene [16]

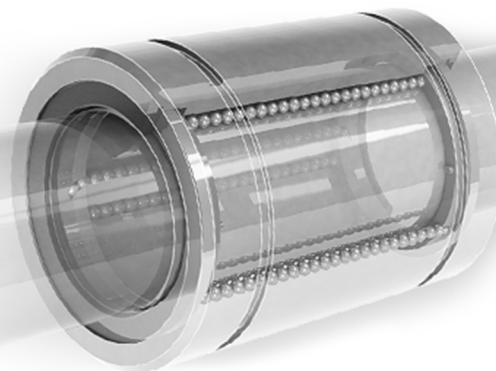


4 LINEÁRNÍ VEDENÍ

Lineárním vedením je zajištěn přesný pohyb suportu po dané trajektorii, adekvátní tření mezi suportem a rámem a eliminuje přenos nežádoucích sil a momentů do mechanismu pohonu lineární osy. K eliminaci radiálních sil lze použít lineární vedení různých konstrukcí. Mezi nepoužívanější typy patří lineární vedení pomocí nepodepřených vodících tyčí s uzavřenými pouzdry, podepřených vodících tyčí s otevřenými pouzdry a tvarové lineární vedení pomocí kolejničky a vozíku. [7]

4.1 LINEÁRNÍ VEDENÍ POMOCÍ NEPODEPŘENÝCH VODÍCÍCH TYČÍ

Lineární vedení pomocí nepodepřených vodících tyčí patří mezi cenově nejvýhodnější varianty, ať už jako kluzné nebo valivé provedení. Princip činnosti spočívá v umístění vodících tyčí do konstrukce rámu lineární osy. Na těchto tyčích jsou umístěny valivá, nebo kluzná pouzdra, která se mohou pohybovat jak ve směru osy vodící tyče, tak rotovat kolem její osy. Jedna samostatná vodící tyč tedy není schopna zachytit radiální sílu, respektive moment, vznikající od síly v radiálním směru. Lineární osu je tedy nutné osazovat minimálně dvěma vodícími tyčemi. U nepodepřených vodících tyčí je se vzrůstající délkou nutné počítat s jistým průhybem a omezenou tuhostí systému. Další nevýhodou při použití kluzného provedení je vznik nežádoucích třecích sil, které by mohly snížit plynulost polohování. [7]



Obr. 25 Vodící tyč s pouzdrem [17]

4.2 LINEÁRNÍ VEDENÍ POMOCÍ PODEPŘENÝCH VODÍCÍCH TYČÍ

Toto vedení, které využívá otevřená pouzdra, konstrukčně vychází z nepodepřených tyčí. Tato konstrukce umožňuje podepření tyče v určitých bodech, nebo po celé její délce, a tím je eliminována nevýhoda průhybu nepodepřených tyčí při zatížení. Dále podepřená vodící tyč smontovaná s rámem lineární osy přispívá k tuhosti systému. I zde se pouzdra vodících tyčí nabízejí jak provedení kluzném, tak i valivém. Možnost rozevírání otevřených pouzder při tangenciálním zatížení, tedy možnost jejich aplikace na systém zatěžovaný pouze radiální silou, je největší nevýhodou. [7]



Obr. 26 Otevřené pouzdro [18]

4.3 LINEÁRNÍ VEDENÍ TVAROVÉ

Tvarové vedení pomocí kolejnic a vozíku je oproti vedení pomocí vodících tyčí a pouzder (obr. 21) schopno eliminovat veškeré směry sil a momentů. Lineární osu lze osadit jedinou kolejnicí, avšak jen v určitých případech. Tímto způsobem řešená konstrukce může např. v případě potřeby výrazně zredukovat zástavbové rozměry a váhu. Tvarové vedení je schopno přenášet řádově větší zatížení a momenty, než vedení pomocí vodících tyčí stejné kategorie, a to i při zachování daleko větší životnosti. Tvarové vedení může být také opatřeno přímým odměřováním polohy pomocí magnetického pásku umístěného na kolejnici a snímače přímo na vozík. Nevýhodou toho provedení je vyšší pořizovací cena, která však plně koresponduje s vyšší užitnou hodnotou. Vozíky mohou také plnit funkci brzdy. Např. společnost HIWIN nabízí vozíky v pneumatickém provedení.



Obrázek 27 Tvarové vedení s vozíkem [19]

5 ODMĚŘOVÁNÍ POLOHY

Dalším důležitým faktorem pro dosažení požadované přesnosti polohy lineární osy je odměřování polohy. Je známo mnoho metod a technologií pro změření či odhadnutí přesné polohy. Dle principu je odměřování děleno do dvou základních skupin, a to doměřování přímé a nepřímé.

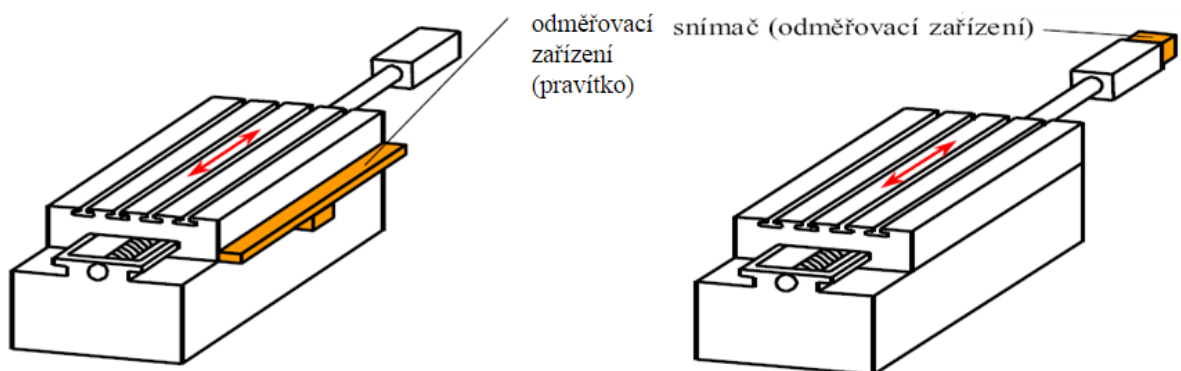
Dále je možné odměřování rozdělit podle druhu použitého principu, který je využíván k určení polohy na inkrementální odměřování a absolutní odměřování. Inkrementální odměřování pracující na principu impulzů potřebuje k určení polohy referenční bod, od kterého bude odpočítávat například délku nebo otáčky. Zato absolutní odměřování poskytuje okamžitou informaci o poloze bez nutnosti najet do referenční polohy, např. odměřování využívající potenciometr. [20]

5.1 ODMĚŘOVÁNÍ PŘÍMÉ

Tento princip spočívá v umístění snímačů polohy přímo na pohybující se části mechanismu lineární osy (obr. 22a). Tímto způsobem umístěné snímače odměřují konečnou polohu přímo, např. suportu, z toho plyne, že natočení pohonu není při určování polohy rozhodující. Výhodou je eliminace chyb vznikajících při tepelné dilataci mechanických částí, chyb vznikajících při elastické deformaci rámu a nepřesnostech ve výrobě. Přímé odměřování se aplikuje na lineární osy s požadavkem na velmi přesné polohování a opakované najetí do polohy. Toto řešení je konstrukčně náročnější a tím pádem i dražší. [7], [20]

5.2 ODMĚŘOVÁNÍ NEPŘÍMÉ

Zde se neodměřuje poloha pohybující se části, ale pouze poloha pohybového mechanismu, např. úhel natočení kuličkového šroubu (22b). Poloha je tedy vypočítávána pouze z referenční polohy. Nad tímto způsobem odměřovanou konečnou polohu působí mnoho rušivých vlivů, jako jsou vůle v uložení, tepelná dilatace, nepřesnosti ve výrobě, ztráta kroku motoru apod. Z toho plyne, že nepřímé odměřování je vhodné používat v případech, kde není vyžadována vysoká přesnost a opakovatelnost najetí do polohy nebo tam, kde jsou zajištěny minimální rušivé vlivy. Tyto nevýhody jsou kompenzovány jednodušší konstrukcí celého mechanismu, obvykle je odměřování umístěováno na motor lineární osy. [7], [20]



Obr. 28 a) odměřování přímé a b) odměřování nepřímé [21], [22]

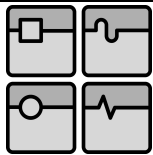
5.3 SNÍMAČE

Snímače tvoří široké spektrum druhů a variant použití pro aplikace na různé mechanismy. Snímače může volit buď podle snímané veličiny a to např. podle polohy, rychlosti, síly nebo podle principu činnosti, např. mechanické, kapacitní, indukční, optoelektronické atd. Kromě požadavku na snímanou veličinu rozhoduje o vhodnosti použití také vhodné pracovní prostředí.

Magnetické snímače dokáží pomocí magnetické pásky snímat polohu suportu s přesností až 1 μm na velké vzdálenosti. Tato technologie využívá magnetické pásky s určitým rozlišením a snímače umístěného bezkontaktně nad páskou, tím je zajištěna spolehlivá funkce odměřování bez opotřebení pásky a snímače a tím pádem dlouhá životnost. Optoelektronické snímače fungují na principu čtení informace o poloze v podobě čárového kódu z pravítka pomocí optického zařízení. Informace o poloze může být jak inkrementální, tak absolutní. Čárový kód nebo mřížka se nanáší na materiály s minimální tepelnou dilatací (např. sklo). [7]



Obr. 29 Magnetický snímač s magnetickým páskem [23]



6 PŘEVODOVKY

Převodovky jsou strojní zařízení, která umožňují převod mezi hnacím a hnaným strojem. U provedení rotační pohyb \rightarrow rotační pohyb můžou, ale zároveň nemusí, měnit úhlovou rychlost a točivý moment.

V této kapitole nebudou rozepsány všechny možné převodovky, budou jen zmíněny ty, u kterých se uvažovalo o jejich použití.

Rozdělení podle kinetiky

- Rotační \rightarrow rotační
- Rotační \rightarrow lineární
- Lineární \rightarrow lineární
- Rotační \rightarrow periodický

Podle funkce

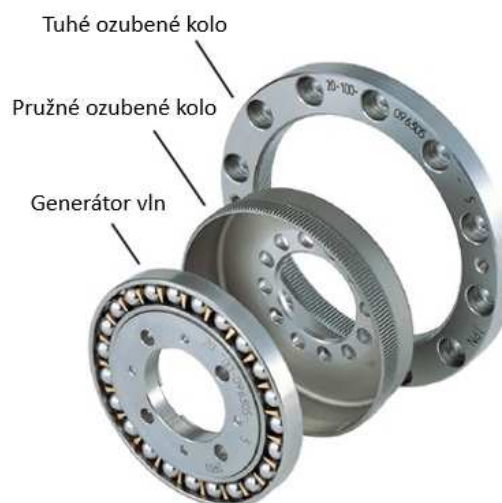
- Lineární
- Nelineární

Podle přenosu energie

- Obousměrné
- Jednosměrné
- Samosvorné

6.1 HARMONICKÁ PŘEVODOVKA

Harmonická převodovka se skládá ze tří prvků. Jedná se o generátor vln, pružné ozubené kolo a tuhé (pevné) ozubené kolo.

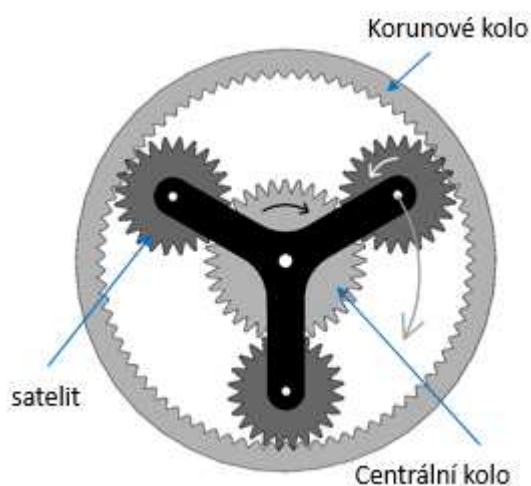


Obr. 30 Struktura harmonické převodovky [36]

U harmonických převodovek můžeme dosáhnout vysokého převodového poměru. V jednom stupni lze dosáhnout hodnoty převodového poměru až 160 a přitom jsou tyto převodovky oproti klasickým převodovým mechanismům menší a lehčí.

6.2 PLANETOVÉ PŘEVODOVKY

Planetová soukolí se skládají ze soustav ozubených kol a unášeců. Centrální ozubená kola jsou souosá s unášecem a s centrální osou převodového mechanismu. Satelity jsou ozubená kola, která jsou otočně uložena na unášечи a jsou v záběru s centrálními koly. U satelitů může být jedno, dvě i více ozubení. Dvou a více stupňové satelity mají více konstrukčních variant s více možnostmi, avšak jsou složitější a dražší. [38]



Obr. 31 Planetová převodovka [39]

Výhody

- Nižší hmotnost oproti normální převodovce
- Kompaktní konstrukce
- Vyšší životnost než u kol v klasické převodovce
- Nízké radiální zatížení ložisek centrálních členů
- Úspora místa souosým uspořádáním hnacího a hnaného hřídele

Nevýhody

- Vyšší výrobní náklady
- Složitější konstrukce, vyšší požadavky na přesnost výroby a montáže

7 ZUBNÍ RENTGEN

V této diplomové práci navrhovaný manipulátor má principiálně pracovat jako zubní rentgen.

Dentální rentgenové přístroje se od běžných rentgenových přístrojů liší svou konstrukcí. Příčinou jsou anatomické zvláštnosti zubních tkání. Intraorální rentgenové přístroje poskytují snímky jednotlivých zubů. Pro zobrazení kompletně celého chrupu, celých čelistí a jejich přilehlých částí slouží panoramatické rentgenové přístroje. Další skupinou přístrojů reprezentují dentální CT přístroje a panoramatické rentgeny s možností 3D skenování.

V evropské patentové databázi lze dohledat patenty týkající se zubních rentgenů. Při hledání v této databázi, ale i na stránkách samotných výrobců, jsou k vidění 2 základní typy zubních rentgenů, nejčastěji v provedeních viz obrázek níže. Navrhovaný manipulátor bude volně vycházet z panoramatického rentgenu.

7.1 INTRAORÁLNÍ RENTGENOVÉ PŘÍSTROJE





Intraorální rentgenové přístroje jsou nejrozšířenější skupinou v zubních ordinacích. Jsou umístěny na stacionárním sloupu, pohyblivé základně nebo stěně ordinace. Tato dentální zařízení slouží ke zhotovení snímků jednotlivých zubů, skupin zubů a v některých případech i dolní čelisti.



Obr. 32 Intraorální a panoramatický rentgenový přístroj [26], [27]

7.2 PANORAMATICKÉ RENTGENOVÉ PŘÍSTROJE

Panoramatické rentgenové přístroje dovolují zachytit celý chrup najednou.

		Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 33
		DIPLOMOVÁ PRÁCE	

8 MULTIKRITERIÁLNÍ METODA

V dnešní době, kdy je na trhu široká nabídka sortimentů, může být obtížné vybrat ten nejvhodnější typ pro naše potřeby. Ve správném rozhodování nám pomáhá multikriteriální metoda, která se zabývá hodnocením možných alternativ, přičemž alternativa, jenž je hodnocena podle jednoho kritéria nebývá zpravidla hodnocena nejlépe podle jiného kritéria. Je to metoda, jejímž cílem je shrnutí a utřídění informací o nabízených variantách.

Cílem hodnocení, např. určitých komponentů, je souhrnné vyjádření technicko-ekonomické úrovně jednotlivých variant a určit pořadí jejich výhodnosti. Hodnocení bývá subjektivní, ale zároveň bývá podloženo určitými vlastnostmi (parametry). Kvůli subjektivnímu hodnocení se na vyhodnocování podílí většinou více lidí, aby bylo zahrnuto do rozhodování více úhlů pohledu.

Nejvíce používané metody multikriteriální hodnocení:

- Bazická bodovací metoda
- Metoda pořadí
- Metoda PATTERN

8.1 BAZICKÁ BODOVACÍ METODA

Jelikož jsou uvažované varianty obvykle posuzovány podle většího počtu různých kritérií, náleží tato metoda do metody multikriteriálního hodnocení. Hodnocená hlediska jsou vyjádřena číselně a vyhodnocená varianta se pak porovnává se vzorovým řešením. Hodnocení variant probíhá z hlediska technického a ekonomického.

Postup metody:

- Reprezentativní výběr parametrů (vlastností, faktorů)
- Stanovení bodové stupnice, jenž hodnotí kvalitativní nebo kvantitativní hodnoty parametrů
- Určení míry významnosti parametrů
- Provedení vyhodnocení

Postup ve vyplnění a vyhodnocení tabulky

- Vypíšeme jednotlivé vlastnosti (parametry, faktory), které označíme T_1, T_2, \dots, T_n
- Vyjádříme hodnoty každé vlastnosti (t_j) podle stanovené stupnice, v našem případě 0 až 5, s tím, že hodnota 5 je hodnocení nejlepší a 0 nejhorší, nevyhovující
- V dalším kroku si určíme míru důležitosti každé vlastnosti (faktoru), s pravidlem $0 < g_n \leq 1$
- p_T nám vyjadřuje procentuálně hodnotu vlastnosti (faktoru) $p_T = 100/t_j$ [%]
- Hodnota t_n je dána vynásobením t_j a g_n

Tab. 1 Posuzované varianty

n	Vlastnosti	OZN.	Varianta 1				Varianta 2			
			t _j	g _n	p _r	t _n	t _j	g _n	p _r	t _n
1	Bezúdržbový provoz	T1	5	0,9	20 %	4,5	3	0,9	33,3 %	2,7
2	Opotřebení	T2	5	0,8	20 %	4	3	0,8	33,3 %	2,4
3	Setrvačné hmoty	T3	4	0,8	25 %	3,2	3	0,8	33,3 %	2,4
4	Přenos tepla	T4	4	0,5	25 %	2	4	0,5	25 %	2
5	Tření během pohybu	T5	3	0,5	33,3 %	1,5	2	0,5	50 %	1
6	Cena	T6	2	0,3	50 %	0,6	3	0,3	33,3 %	0,9

Tab. 2 Posuzované varianty

n	Vlastnosti	OZN.	Varianta 3				Varianta 4			
			t _j	g _n	p _r	t _n	t _j	g _n	p _r	t _n
1	Bezúdržbový provoz	T1	3	0,9	33,3 %	2,7	3	0,9	33,3 %	2,7
2	Opotřebení	T2	2	0,8	50 %	1,6	2	0,8	50 %	1,6
3	Setrvačné hmoty	T3	3	0,8	33,3 %	2,4	3	0,8	33,3 %	2,4
4	Přenos tepla	T4	2	0,5	50 %	1	2	0,5	50 %	1
5	Tření během pohybu	T5	2	0,5	50 %	1	2	0,5	50 %	1
6	Cena	T6	4	0,3	25 %	1,2	3	0,3	33,3 %	0,9

Varianta 1 – lineární motor

Varianta 2 – kuličkový šroub

Varianta 3 – ozubený řemen

Varianta 4 – ozubený hřeben

$$\tau = \frac{g_1 \cdot t_1 + g_2 \cdot t_2 + \dots + g_n \cdot t_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) \cdot t_j} \leq 1 \quad (1)$$

$$\tau_1 = \frac{15,8}{3,8 \cdot 6} = 0,69$$

$$\tau_2 = \frac{11,4}{3,8 \cdot 6} = 0,5$$

$$\tau_3 = \frac{9,9}{3,8 \cdot 6} = 0,43$$

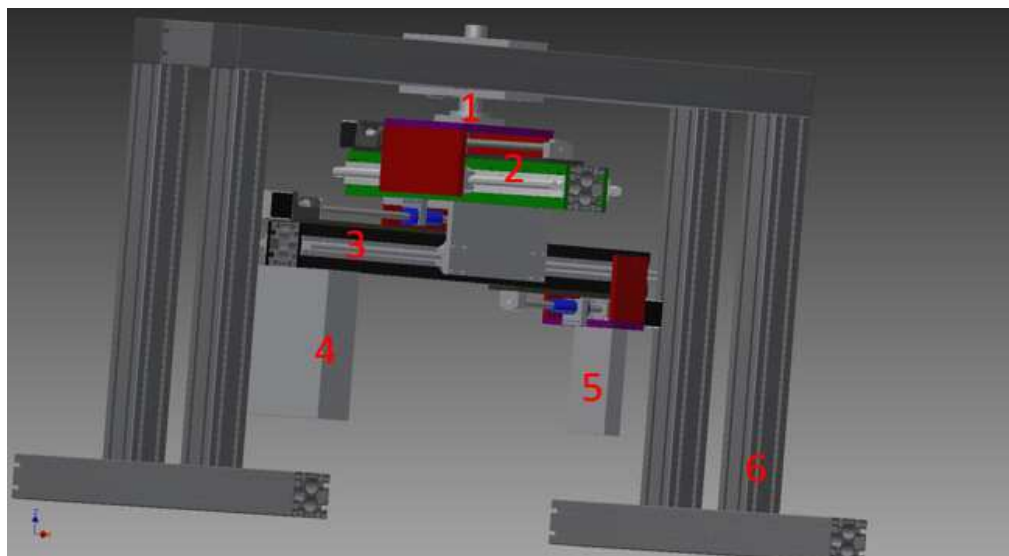
$$\tau_4 = \frac{9,6}{3,8 \cdot 6} = 0,42$$

Z hodnocení nám nejlépe vychází lineární motor.

9 NÁVRH ŘEŠENÍ

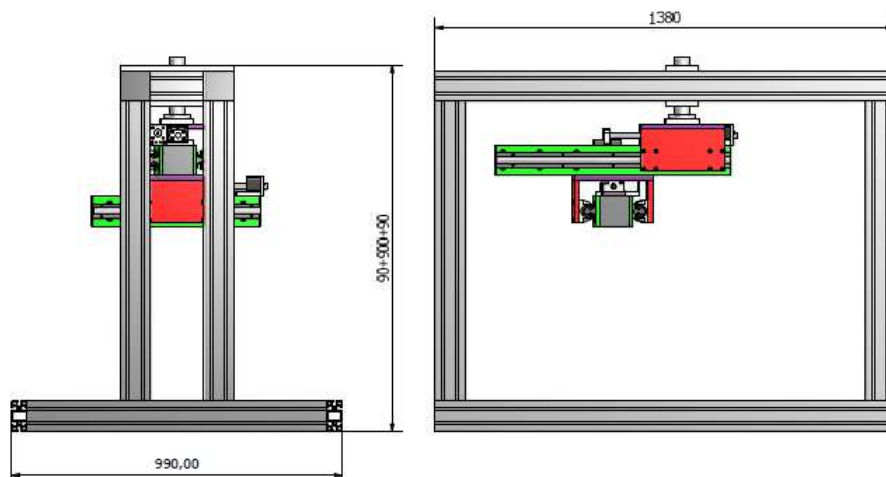
9.1 PŮVODNÍ STAV

Návrh řešení vychází z manipulátoru, který má ÚVSSR ve své dílně. Jde o tříosý manipulátor RTT, který slouží jako zubní rentgen. Původní návrh je značně předimenzovaný a cílem této práce je určitá jeho optimalizace. U koncového návrh by mělo dojít ke snížení zástavbového prostoru ve vertikální ose, snížení celkové váhy, zvýšení přesnosti a opakovatelnosti.

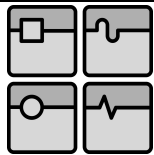


Obr. 33 Výchozí stav manipulátoru - 1) rotační osa, 2) KŠM s krokovým motorem, 3) KŠM s krokovým motorem, 4) rentgenka, 5) snímač a 6) rám

Z výchozího stavu je nutné zachovat délku zdvihu jednotlivých lineárních os s tím, že je potřeba dodržet i požadovanou rychlost, zrychlení a počet otáček, které musí vykonat rotační osa. Navíc je velice důležité zmínit, že při výběru jednotlivých komponent nejsme limitováni cenou. Při výběru jednotlivých částí je potřeba brát v potaz hlavně výškový rozměr, kterým směřujeme k úspoře zástavbového prostoru ve vertikální ose, a tím i ke snížení váhy, kterou musí rotační osa udržet a rozpohybovat, a ne pořizovací cenu.

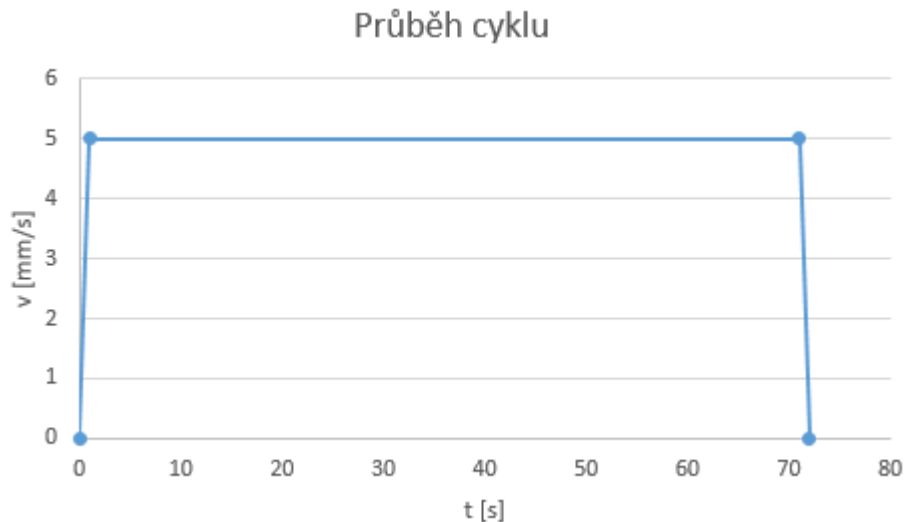


Obr. 34 Celkové rozměry manipulátoru



Původní parametry: $v_{\max} = 300 \text{ mm/min}$
 $ot = 2 \text{ ot/min}$
 $z = 435 \text{ mm}$

Tyto parametry je tedy důležité zachovat. Hodnota času zrychlení (i následně pro zpomalení) na maximální rychlost byla po konzultaci s vedoucím diplomové práce zvolena 1 s.



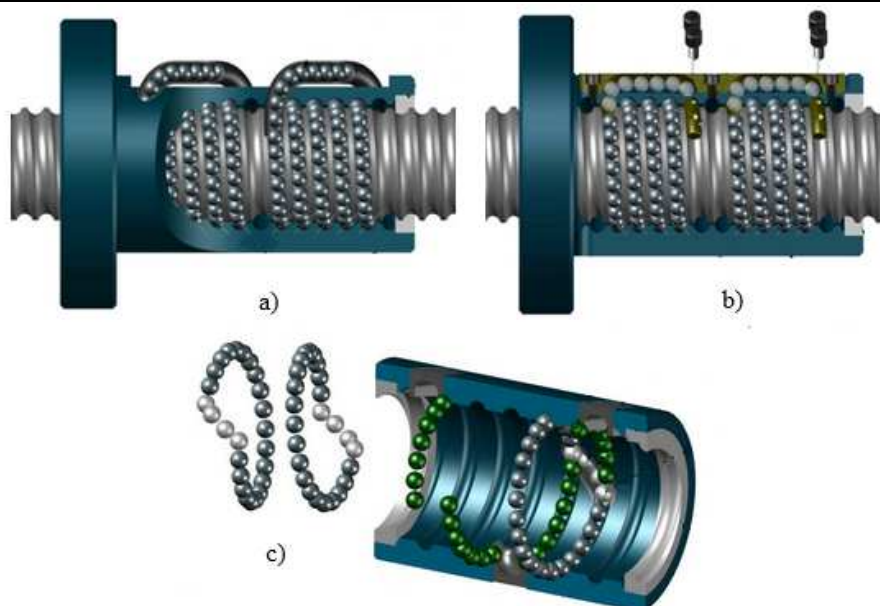
Obr. 35 Průběh zátěžného cyklu

Na obr. 35 je k vidění průběh zátěžného cyklu lineárních os, který byl vytvořen po konzultaci s vedoucím diplomové práce. Zátěžný cyklus je nutné znát pro návrh pohonného systému.

9.2 NÁVRH ŘEŠENÍ S KULIČKOVÝM MOTOREM

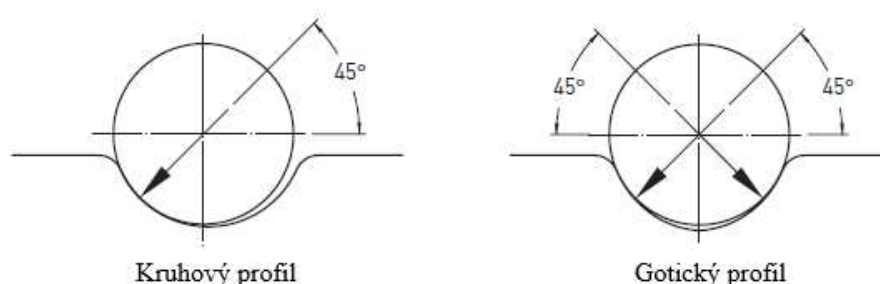
9.2.1 PRINCIP + VÝHODY A NEVÝHODY

Kuličkový šroub (KŠM) transformuje rotační pohyb na pohyb lineární. Jedná se o převod do pomala. Prostor mezi závity je vyplněn kuličkami, které nám zvyšují účinnost (90% i více) a snižují tření, které jsou zdrojem tepla a opotřebení během pohybu. Tyto kuličky obíhají v závitech šroubu a poté se vracejí zpět kanálkem na začátek závitu. Konstrukce těchto kanálků omezuje maximální rychlost oběhu kuliček a tím pádem i rychlost posuvu. Jsou tři základní typy oběhu kuliček, interní s oběhem v jednotlivých závitech a celkový převod interním nebo externím kanálkem. [30]



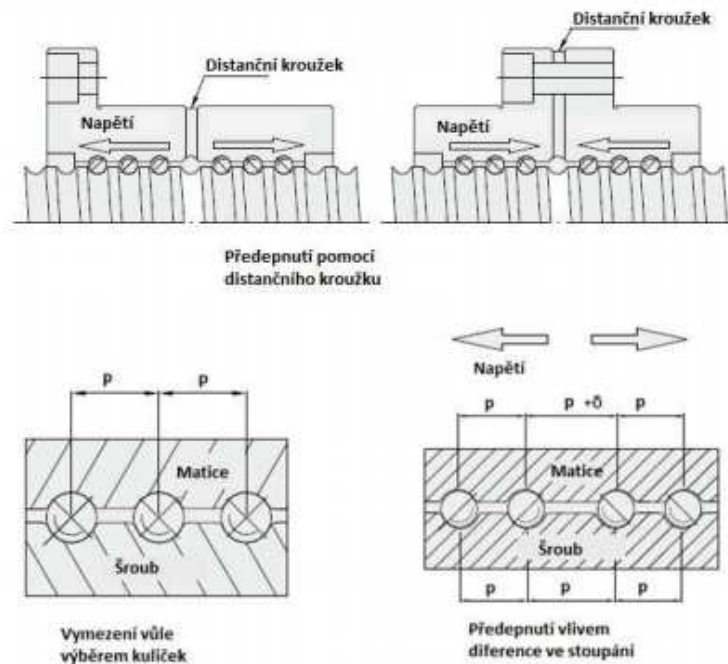
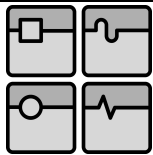
Obr. 36 Princip oběhu kuliček – a) celkový převod externím kanálkem, b) celkový převod interním kanálkem, c) oběh v jednom závitu [32]

Mezi další důležité prvky také patří profil drážky kuličky, ve které se kulička pohybuje. Tento profil je realizován dvěma způsoby. První provedení je kruhovým profilem, které je jednodušší a používá se pro levnější varianty kuličkových šroubů. Tím druhým je gotický profil, který má vyšší účinnost, přesnost, možnost vymezení vůle a předepnutí. Avšak s vyšším předepnutím se zvyšuje tření a tím pádem stoupá teplo. [30]



Obr. 37 Geometrie styku kuličky a profilu drážky [31]

Předepnutí, jenž má vliv na tuhost pohonu a tedy ovlivňuje přesnost systému polohování, se u KŠM realizuje několika způsoby. U válcovaných šroubů nelze realizovat předepnutí, ale je možné vymežit vůli výběrem kuliček (použitím větších kuliček). Absence předepnutí u těchto šroubů je dána jejich výrobní přesností, kdy by mohlo dojít k zadření šroubu. Pro předepnutí jednoduché matice se využívá nepatrné diference ve stoupání závitů, u dvojitě matice se pro předepnutí používá distanční kroužek. Broušené a okružované šrouby lze předepnout až na 7% jejich dynamické únosnosti. [30], [31]



Obr. 38 Předepnutí u KŠM [30]

V předchozím odstavci jsou zmíněna jednotlivá provedení kuličkového šroubu, jenž jsou rozdělena podle technologie výroby.

Výhody

- Cenová dostupnost komponent
- Relativně vysoká tuhost
- Možnost velkých axiálních sil
- Bez nutnosti pohybujících se energetických řetězců
- Minimální oteplování během provozu

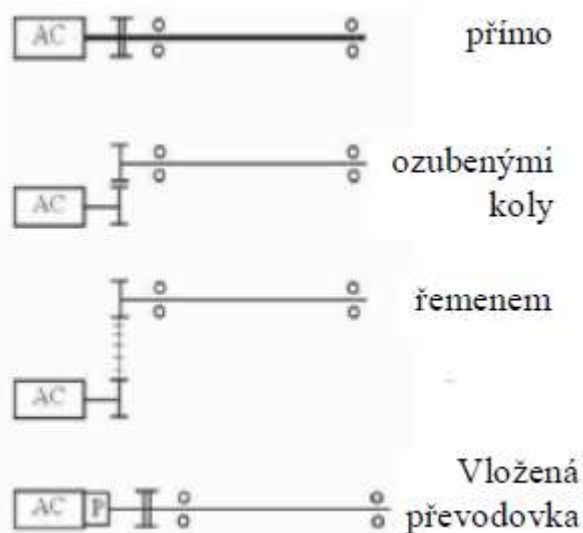
Nevýhody

- Výrobní nepřesnost
- Opatření komponent
- Rychlostní omezení posuvu max. 90m/min
- Velké setrvačné hmoty (rozběhový moment)
- Omezená délka zdvihu závislosti na přesnosti a požadovaném průměru šroubu
- Nutnost mazání matice kuličkového šroubu
- Tepelná roztažnost komponentů
- Při překročení kritických otáček dochází k rozkmitu šroubu

9.2.2 MOŽNOSTI USPOŘÁDÁNÍ POHONU KŠM

Konstrukční uspořádání pohonu u KŠM závisí na několika faktorech. Na rychlosti posuvu (otáčky motoru, daný stoupáním). To ovlivňuje volbu motoru a zároveň ovlivňuje konstrukční uspořádání celého pohonu. KŠM může být propojen s motorem přímo pomocí spojky, další možností je spojení přes ozuben kola, řemenový převod nebo převodovku. Pohon bývá

realizován dvěma způsoby, buď pohybem matice nebo pohybem šroubu. V některých případech může být využito obou variant naráz, přičemž otáčivý pohyb vykonává šroub i matice. [30], [33]



Obr. 39 Způsoby napojení motoru na KŠM [33]

9.2.3 PŘESNOST POLOVÁNÍ SYSTÉMU KŠM

Elektrický servomechanismus je regulační soustava, která obsahuje elektromotor, výkonný polovodičový měnič pro napájení a řízení a regulátor polohy, respektive otáček. Součástí motoru bývají obvykle snímače polohy, rychlosti. Odměrování může být realizováno pomocí snímače úhlu natočení kuličkového šroubu, tj. odměrování nepřímé, a nebo pomocí lineárního pravítka, kdy se snímač umístí např. na suport, což je odměrování přímé. Rychlost reakce celého mechanismu má vliv na přesnost polohování. Tato reakce je z mechanického hlediska ovlivňována velikostí setrvačných hmot, redukovaných na hřídel motoru a tuhostí celého systému. Kdyby nastala situace, že by celková tuhost byla příliš malá, mohlo by dojít k rozkmitání celého pohonu. [30], [33]

Mechanické vlivy přesnosti polohování jsou ovlivňovány:

- Výrobní přesností kuličkového šroubu
- Tepelnou roztažností
- Axiální tuhostí systému pohonu

9.2.4 OMEZUJÍCÍ PARAMETRY

U kuličkového šroubu lze realizovat velké axiální síly, jelikož jde o převod do pomala, ale naproti tomu je limitován rychlostí a dynamikou chodu. Z hlediska maximální rychlosti je kuličkový šroub omezován zejména D_n oběhovým faktorem a kritickými otáčkami. Obě veličiny jsou více zmíněny v následující podkapitole.

9.2.5 POSTUP NÁVRHU KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Při návrhu kuličkového šroubu je potřeba vzít v potaz následující:

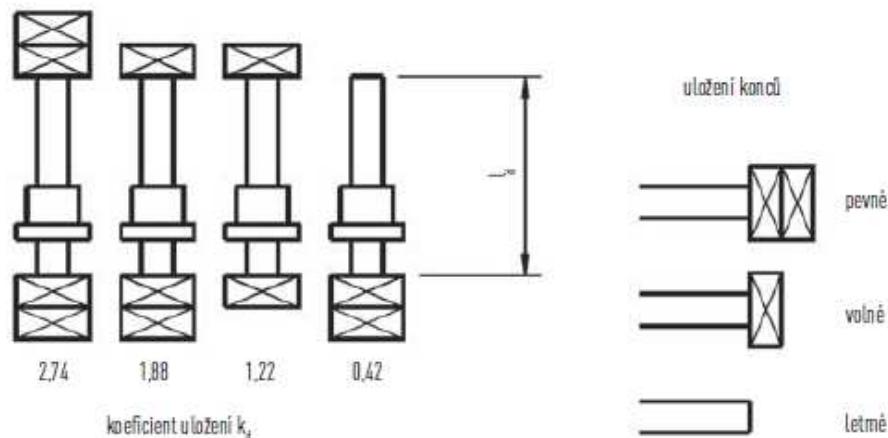
- Požadavky na přesnost polohování (z toho nám vyplyne, jaký typ kuličkového šroubu použijeme)
- Matice s vůlí nebo předepnutá (matice jednoduchá, dvojitá)
- Provozní otáčky, kritické otáčky šroubu, délka šroubu, typ uložení
- Pracovní zatížení, které ovlivňuje životnost

Kritické otáčky u KŠM jsou ovlivňovány délkou a průměrem šroubu a uložením konců. Pracovní otáčky by neměly přesáhnout 80% kritických otáček.

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_d^2} \cdot 10^6 \quad (2)$$

$$n_{max} = n_k \cdot 0,8 \quad (3)$$

kde	d_k	...	průměr hřídele	[mm]
	k_d	...	koeficient uložení	[-]
	l_d	...	vzdálenost mezi ložisky	[mm]
	n_k	...	kritické otáčky	[min ⁻¹]
	n_{max}	...	max. dovolené otáčky	[min ⁻¹]



Obr. 40 Koeficient uložení [34]

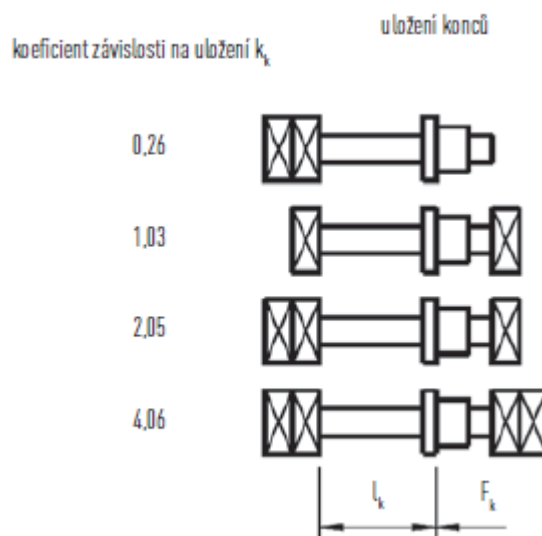
Vzpěrná tuhost nám udává, jakou maximální axiální silou, která je ovlivněná délkou, průměrem a uložením šroubu, lze působit na šroub a nedojde přitom k deformaci šroubu. Maximální pracovní axiální zatížení může být nanejvýš 50% přípustného teoretického zatížení.

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 \quad (4)$$

$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5 \quad (5)$$

kde	d_k	...	průměr hřídele	[mm]
-----	-------	-----	----------------	------

F_k	...	max. teoretická dovolená axiální síla	[N]
F_{kmax}	...	max. dovolená provozní axiální síla	[N]
k_k	...	koeficient závislosti na uložení	[-]
l_k	...	nepodepřená délka hřídele	[mm]



Obr. 41 Koeficient závislosti na uložení [34]

Otáčkový faktor (tzv. D_n faktor) vyjadřuje schopnost obíhání kuliček ve vratných kanálech. Konstrukce vratných kanálů ovlivňuje jeho velikost. Hodnota u standartních matic je $90000 \div 100000$, v případě potřeby vyšší rychlosti se využívají vysokorychlostní matice, kde se hodnota D_n faktoru pohybuje $180000 \div 220000$. Vypočítaná hodnota D_n faktoru musí být nižší, než jsou zmiňované hodnoty. [30]

$$D_n = d_k \cdot n_{max} \quad (6)$$

S maximální axiální silou také souvisí maximální statická únosnost C_0 . Její hodnota je odvozena od pracovního zatížení a pracovní zatížení je vyjadřováno bezpečnostním koeficientem statického zatížení o maximální hodnotě 2,5 (doporučeno výrobcem). [30], [34]

$$C_{0min} = S_0 \cdot F_{kmax} \quad (7)$$

kde	C_{0min}	...	minimální statická únosnost KŠM	[N]
	S_0	...	bezpečnostní koeficient statického zatížení	[-]

KONTROLA ŽIVOTNOSTI KŠM

Životnost kuličkového šroubu je ovlivňována charakterem zatěžování, pracovním cyklem, dostatečným mazáním, čistotou prostředí a dalšími faktory.

Výpočet středních otáček

$$n_m = \sum_{i=1}^x n_i \cdot \frac{t_i}{100} \quad (8)$$

kde	n_m	...	střední otáčky	[min ⁻¹]
-----	-------	-----	----------------	----------------------

t_i ... doba provozu v %, při které působí otáčky n_i [%]
 x ... počet různých cyklů [-]

Výpočet středního zatížení, v případě, že dojde v průběhu cyklu k rozdílnému zatížení.

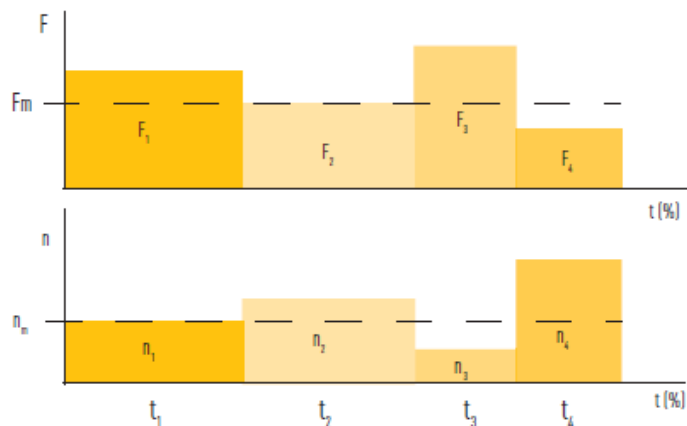
Konstantní otáčky a proměnlivé zatížení

$$F_m = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^x F_i^3 \cdot \frac{t_i}{100}} \quad (9)$$

Proměnlivé otáčky a proměnlivé zatížení

$$F_m = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^x F_i^3 \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_m \cdot 100}} \quad (10)$$

kde F_i ... proměnné zatížení při otáčkách n_i [N]
 F_m ... střední zatížení [N]



Obr. 42 Průběh možného proměnného cyklu [34]

Výpočet životnosti v otáčkách

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m}\right)^3 \cdot 10^6 \quad (11)$$

Výpočet životnosti v hodinách

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} \quad (12)$$

kde C_{dyn} ... dynamická únosnost [N]
 F_m ... střední zatížení [N]
 L ... životnost v otáčkách [min^{-1}]
 L_h ... životnost v hodinách [hod]
 n_m ... střední otáčky [min^{-1}]

Výpočet hnacího kroutícího momentu

$$M = \frac{F_A \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} \quad (13)$$

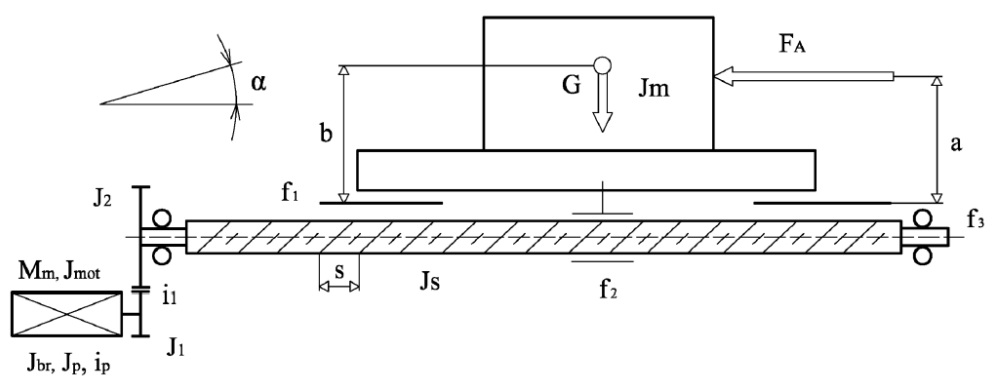
kde F_A ... axiální síla působící na matici [N]
 M ... hnací kroutící moment [Nm]
 P ... stoupání kuličkového šroubu [mm]
 η ... účinnost (standardně 0,88) [-]

STANOVENÍ POHONU KŠM

Při návrhu pohonu KŠM musíme vzít v potaz následující:

- Způsob napojení motoru na KŠM (viz kapitola 7.1.2)
- Způsob náhonu (rotující matice x rotující šroub)
- Předběžně zvolený kuličkový šroub (průměr, stoupání a typ šroubu), který se po výpočtu pohonu musí překontrolovat
- Zatížení v průběhu pracovního cyklu

OBEČNÝ POSTUP VÝPOČTU KŠM



Obr. 43 Schéma převodového mechanismu [33]

Postup je vytvořen podle přednášek a knihy od prof. Marka Konstrukce CNC obráběcích strojů.

Tab.3 Orientační hodnoty tření a účinnosti

Součinitel tření ve vedení (valivé)	f ₁ =0,005
Součinitel tření ve vedení (kluzné, obložení Turcitem)	f ₁ =0,08
Součinitel tření ve vedení (kluzné, kalené lišty – litina)	f ₁ =0,15
Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu	f ₂ =0,003
Ekvivalentní součinitel tření redukováný na poloměr čepu	f ₃ =0,003
Účinnost KŠM	η _s =0,92
Účinnost kluzného vedení	η _v =0,8
Účinnost valivého vedení	η _v =0,98
Účinnost jednoho ložiska (kuličkové)	η _L =0,99

Účinnost jednoho ložiska (válečkové)	$\eta_L=0,95$
Jednostranné uložení (kuličkové)	$\eta_L=0,97$
Oboustranné uložení (kuličkové)	$\eta_L=0,92$
Jednostranné uložení (válečkové)	$\eta_L=0,95$
Oboustranné uložení (válečkové)	$\eta_L=0,90$
Účinnost převodu ozubenými koly	$\eta_1=0,96$
Účinnost převodu ozubeným řemenem	$\eta_1=0,99$
Účinnost převodové skříně	$\eta_p=0,9$

Při návrhu je potřeba posuzovat z hlediska statického, kinematického a dynamického (třeba posuzovat současně). Ze statického hlediska lze potřebný výkon motoru vypočítat buď hrubým rychlým výpočtem (14) nebo přesným výpočtem (15):

$$M_m = \frac{F_A \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_c} + \frac{G \cdot \sin \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_c} \quad (14)$$

$$M_m = \frac{F_A \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_p \cdot \eta_1} + M_{zsrhm} \quad (15)$$

kde	F _A	...	axiální zátěžná síla	[N]
	G	...	tíhová síla	[N]
	M _m	...	moment motoru	[Nm]
	M _{zsrhm}	...	stat. moment zátěže redukováný na hřídel motoru	[Nm]
	s	...	stoupání závitu	[m]
	η _c	...	celková účinnost posuvové soustavy	[-]
	η _p	...	účinnost převodové skříně	[-]
	η ₁	...	účinnost vloženého převodu	[-]
	i _p	...	převodový poměr vložené převodovky	[-]
	i ₁	...	převodový poměr vloženého převodu	[-]
	α	...	úhel sklonu vedení	[°]

Celková účinnost

Máme dva vzorce, kterými lze celkovou účinnost spočítat. Odhadem hodnot podle vzorce (16) nebo přesnějším výpočtem podle vzorce (17).

$$\eta_c = \eta_v \cdot \eta_s \cdot \eta_L^j \cdot \eta_p \cdot \eta_1 \quad (16)$$

$$\eta_c = \frac{F \cdot s}{2\pi \cdot M_m} = \frac{1}{1 + \frac{G}{F_A} \cdot f_1 + \left(1 + \frac{G}{F_A} \cdot f_1\right) \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot f_2}{S} + \left(1 + \frac{G}{F_A} \cdot f_1\right) \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot f_3}{S}} \quad (17)$$

kde	η _v	...	účinnost vedení (kluzné, valivé)	[-]
	η _s	...	účinnost KŠM	[-]
	η _L	...	účinnost ložisek (j - počet ložisek pro jednostranné uložení)	[-]
	η _p	...	účinnost převodové skříně	[-]
	η ₁	...	účinnost vloženého převodu	[-]
	d	...	průměr kuličkového šroubu	[m]
	f ₁	...	součinitel tření ve vodících plochách	[-]

f_2	...	ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu	[-]
f_3	...	ekvivalentní součinitel tření redukováný na poloměr čepu	[-]

Statický moment zátěže redukováný na hřídel motoru se skládá z následujících pěti složek:

Moment tíhové složky (při nulovém úhlu sklonu je roven nule)

$$M_G = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_p \cdot \eta_1} \quad (18)$$

kde	g	...	tíhové zrychlení (9,81)	[m/s ²]
	m	...	hmotnost přesouvaných hmot	[kg]
	M_G	...	moment potřebný k překonání odporu ve vedení	[Nm]

Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot

$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_p \cdot \eta_1} \quad (19)$$

kde	M_{GT}	...	moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot	[Nm]
-----	----------	-----	--	------

Moment zátěže od třecích sil v ložisku

$$M_L = \frac{0,5 \cdot (F_A + m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_L \cdot f_3}{i_p \cdot i_1 \cdot \eta_p \cdot \eta_1} \quad (20)$$

kde	d_L	...	průměr hřídele pro ložisko	[m]
	M_L	...	moment zátěže od třecích sil v ložisku	[Nm]

Moment od předeprnutí KŠM

$$M_{KSM} = \frac{F_p \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_p \cdot \eta_1} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot (F_A + m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_s \cdot f_2}{i_p \cdot i_1 \cdot \eta_p \cdot \eta_1} \quad (21)$$

kde	d_s	...	střední průměr KŠM	[m]
	F_p	...	předeprnutí kuličkového šroubu ($F_p = 0,35 \cdot F_A$)	[N]
	M_{KSM}	...	moment od předeprnutí KŠM	[N.m]

V případě vyosení osové síly může dojít vlivem klopného momentu ke vzniku tření ve vedení. Podmínkou pro vznik této třecí síly v kluzném vedení je:

$$m \cdot g \leq \frac{6 \cdot F_A \cdot a_{os}}{L_s} \quad (22)$$

kde	a_{os}	...	rameno působivosti osové síly	[m]
	L_s	...	délka stolu	[m]

Při určování této síly rozlišujeme dva stavy

- Sklon vedení $< 90^\circ$

$$F_{TV} = \left(\frac{3 \cdot F_A \cdot a_{os}}{L} \right) \cdot f_1 + m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \quad (23)$$

- Sklon vedení roven 90°

$$F_{TS} = \frac{3 \cdot (m \cdot g \cdot b + F_A \cdot a_{os}) \cdot f_1}{L} \quad (24)$$

kde b ... vzdálenost těžiště přesouvané hmoty od svislého vedení [m]

Z toho nám vychází:

Vztah pro úhel $< 90^\circ$

$$M_F = \frac{F_{TV} \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_p \cdot \eta_1} \quad (25)$$

Vztah pro $= 90^\circ$

$$M_F = \frac{F_{TS} \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_p \cdot \eta_1} \quad (26)$$

Celkový statický moment zátěže redukovaný na hřídel motoru je:

$$M_{zsrhm} = M_G + M_{GT} + M_L + M_{KSM} + M_F \quad (27)$$

DYNAMICKÉ HLEDISKO

Momentová rovnice, která nám určí potřebnou velikost motoru je ve tvaru:

$$M_{mdyn} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} \quad (28)$$

kde J_{rhm} ... moment setrvačnosti [kg.m²]
 M_{mdyn} ... celkový dynamický moment redukovaný na hřídel motoru [N.m]
 M_{zdrhm} ... moment zátěže redukovaný na hřídel motoru [N.m]
 ε_m ... úhlové zrychlení [rad]

Přepočítání lineárního zrychlení na úhlové (na hřídel motoru)

$$\varepsilon_m = \frac{a_L \cdot 2 \cdot \pi \cdot i}{s} \quad (29)$$

kde a_L ... lineární zrychlení [m/s²]

Moment zátěže

$$M_{zdrhm} = M_G + M_{GT} + M_{KSM} \quad (30)$$

$$M_G = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_p \cdot \eta_1} \text{ pro } \alpha < 90^\circ \quad (31)$$

$$M_G = \frac{3 \cdot m \cdot g \cdot b \cdot f_1 \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_p \cdot \eta_1 \cdot L} \text{ pro } \alpha = 90^\circ \quad (32)$$

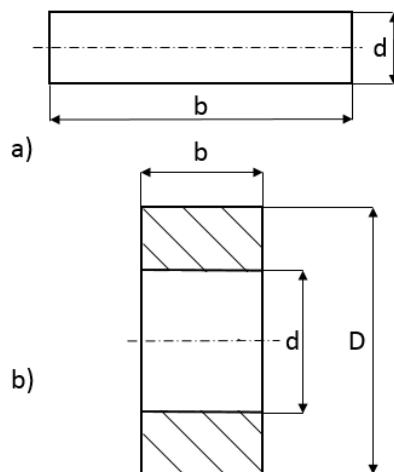
$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_p \cdot \eta_1} \quad (33)$$

$$M_{KSM} = \frac{F_p \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot i_1 \cdot \eta_p \cdot \eta_1} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot d_s \cdot f_2}{i_p \cdot i_1 \cdot \eta_p \cdot \eta_1} \quad (34)$$

Celkový moment setrvačnosti

$$J_{rhm} = J_{mot} + J_{br} + J_p + J_1 + \frac{J_2}{i_p^2 \cdot i_1^2} + \frac{J_s}{i_p^2 \cdot i_1^2} + \frac{J_m}{i_p^2 \cdot i_1^2} \quad (35)$$

Moment setrvačnosti tělesa je dán jeho tvarem.



Obr. 44 Základní tvary

Pro případ a):

$$J = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \rho \cdot b \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^4 \quad (36)$$

Pro případ b):

$$J = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \rho \cdot b \cdot \left[\left(\frac{D}{2}\right)^4 - \left(\frac{d}{2}\right)^4 \right] \quad (37)$$

U posuvných hmot je nutnost redukce do osy šroubu pomocí zákona o zachování energie:

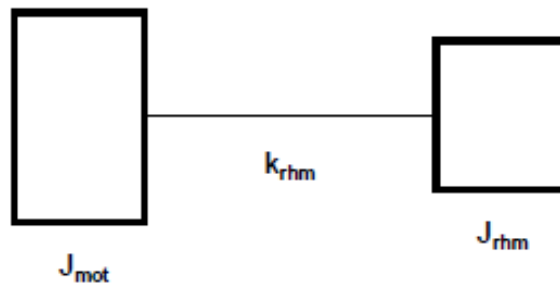
$$J_m = m \cdot \left(\frac{s}{2 \cdot \pi}\right)^2 \quad (38)$$

Přibližné stanovení vlastní frekvence soustavy

$$f_{mech} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{k_{sr} \cdot k_{MAT}}{1}} \cdot \sqrt{\frac{1}{k_{sr} + k_{MAT}}} \cdot \sqrt{\frac{1}{m_{sr} + m}} \quad (39)$$

$$f_{mech} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{k_{rhm} \cdot \left(\frac{1}{J_{mot}} + \frac{1}{J_{rhm}} \right)} \quad (40)$$

kde f_{mech} ... mechanická frekvence [Hz]
 k_{sr} ... tuhost šroubu [N/m]
 k_{MAT} ... tuhost matice [N/m]
 m_{sr} ... hmotnost šroubu [kg]
 m ... přesouvaná hmotnost [kg]

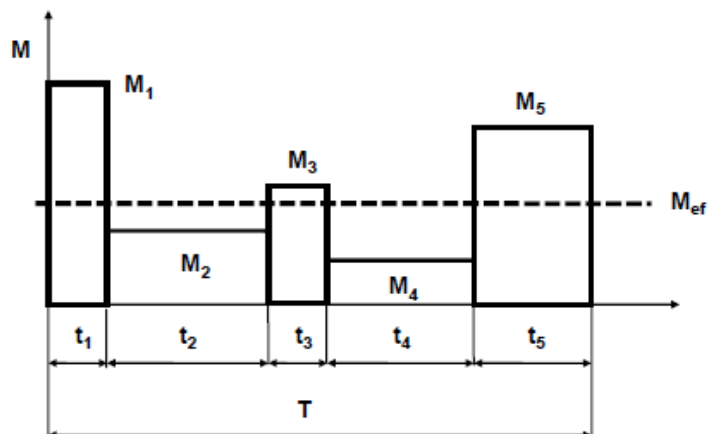


Obr. 45 Výpočtový dvouhmotový model kmitající soustavy [33]

Kontrola oteplení

$$M_{ef} = \sqrt{\frac{\sum_1^n M_j \cdot t_j}{T}} \leq M_m \quad (41)$$

kde M_{ef} ... efektivní moment [Nm]

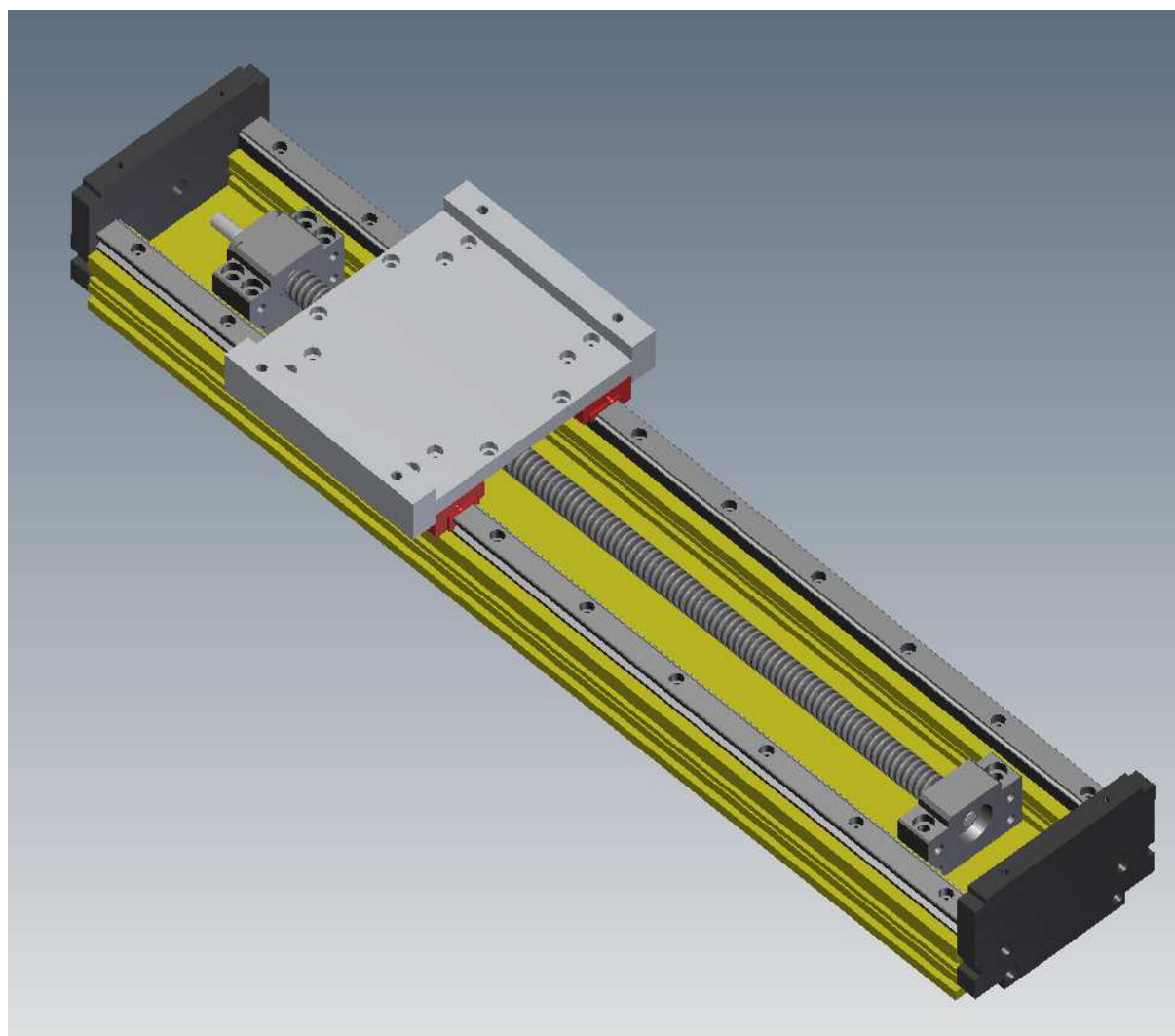


Obr. 46 Průběh zatížení pohonu posuvu [33]

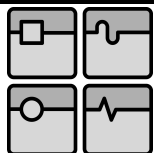
9.2.6 NÁVRH S KULIČKOVÝM ŠROUBEM

Rozpracovaný návrh s kuličkovým šroubem by mohl sloužit jako určitá alternativa k lineárnímu motoru, který byl vybrán jako konečný koncept. Kuličkový šroub vyjde finančně levněji než lineární motor a v případě, že by se hledala levnější varianta, je zde možnost jeho využití.

Návrh na obrázku níže byl navrhnout, avšak na začátku výpočtové části se přešlo k návrhu lineárního motoru a tento koncept nebyl více rozpracován, slouží pouze jako určitá ukázka toho jak by lineární osa mohla vypadat, kdyby se upustilo od konceptu s lineárním motorem.



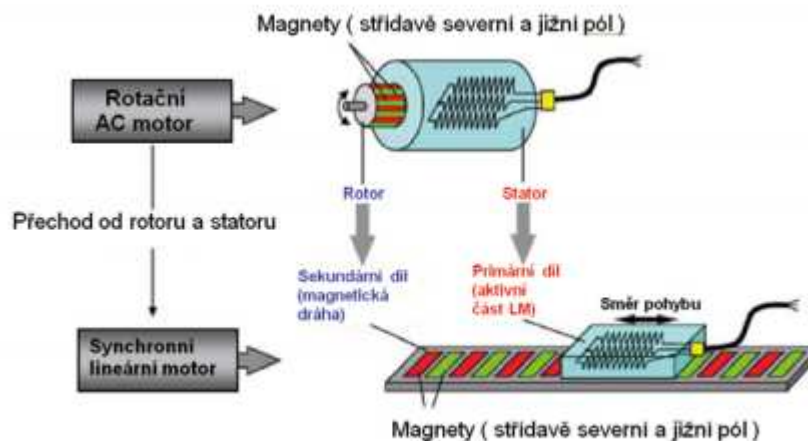
Obr. 47 Lineární osa s kuličkovým šroubem



9.3 NÁVRH ŘEŠENÍ S LINEÁRNÍM MOTOREM

9.3.1 PRINCIP + VÝHODY A NEVÝHODY

Jako jedna z možností redukce zástavbového prostoru se nabízí lineární motor. Jak již bylo řečeno, lineární motor pracuje na stejném principu jako klasický rotační servomotor, pouze je jeho statorová část rozvinuta do roviny viz obr. 31. Narozdíl od ostatních pohonů (kuličkový šroub, pastorek a hřeben, řemen) se jedná o pohon přímý.



Obr. 48 Princip lineárního motoru [28]

Výhody

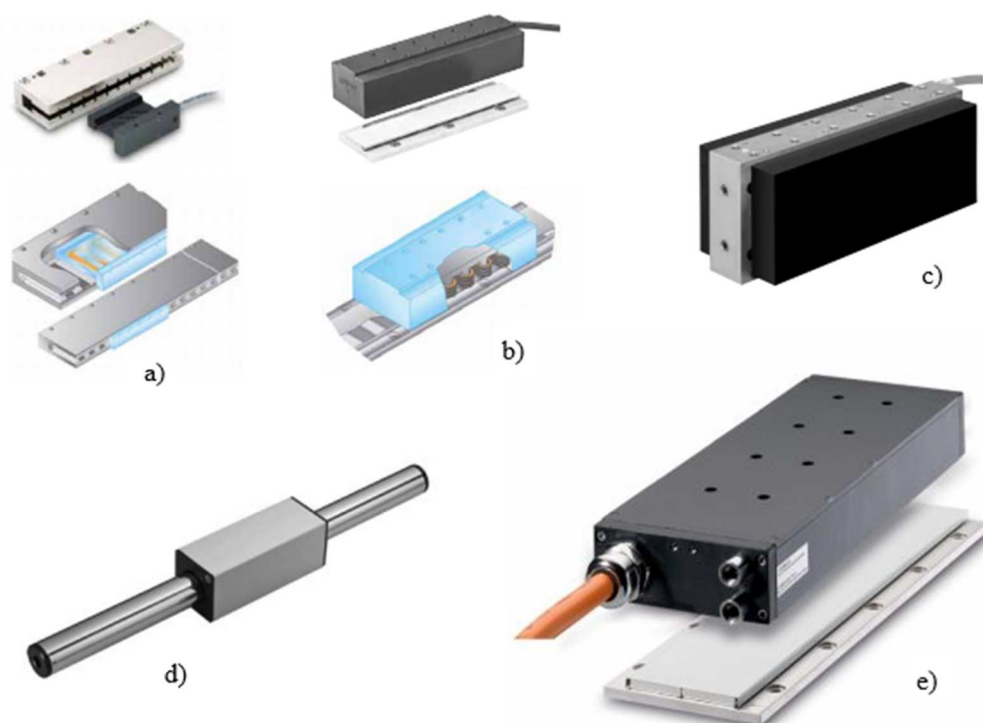
- Neomezená délka zdvihu (segmentové provedení statoru)
- Vysoká přesnost polohování až $0,1\mu\text{m}$
- Vysoká rychlost posuvu a zrychlení (až 5m/s a 5G)
- Možnost kombinace několika rotorů na jeden stator
- Téměř nulové opotřebení funkční části
- Bez mechanických vůlí v pohybovém ústrojí
- Odpadá mazání (údržba) mechanických komponent
- Žádné setrvačné hmoty dané mechanickými převody
- Bezkontaktní pohyb, bez tření

Nevýhody

- Cena
- Trvalá magnetická síla (větší zatížení vedení)
- Nutnost přívodních kabelů (napájení, odměřování, chlazení)
- Nevhodnost pro vertikální osy (nutnost brzd nebo pneumatického vyvažování tíhové síly)
- Oteplování motoru procházejícím proudem (v některých případech nutné vodní chlazení)
- Nízká zatížení, jenž je dána absencí převodu do pomala (maximální špičková síla 9000N)

9.3.2 NABÍZENÉ VARIANTY

Na trhu najedeme velké množství společností zabývajících se lineárními motory. Na českém trhu působí například firma HIWIN, která nabízí celou řadu komponent lineárních motorů. Jednou z variant je řada LMC, která je určena pro lehčí aplikace se zatížením do $F_{pmax}=1656$ N (špičková síla). Motor se skládá z nekovové primární části (jezdec) s trojfázovým vinutím a sekundární části (magnetická dráha ve tvaru U) tvořená permanentními magnety. Díky nekovové primární části je motor lehký a vhodný pro dynamické aplikace. Řada LMS se skládá z primární části tvořené elektrotechnickými plechy s cívkami a sekundární části (magnetická dráha). 3-fázové synchronní motory LMS vynikají velkou hustotou sil a tím jsou vhodné pro větší zatížení. Maximální špičková síla je 3000 N. Další typy jsou uvedené na obr. 32.



Obr. 49 Lineární motory - a) LMC, b) LMS, c) LMSC, d) LMT, e) LMF [29]

9.3.3 VÝPOČET LINEÁRNÍHO MOTORU

Výpočet je proveden podle katalogu Linear motor system od firmy HIWIN, kde je potřeba uvažovat následující veličiny. [29]

- Maximální požadovaná rychlost
- Požadované zrychlení
- Setrvačná síla posuvných hmot, gravitační (tíhová) síla (dána sklonem lineární osy, v případě nulového sklonu je síla též nulová), síla odporu ve vedení
- Existence přitažlivé síly mezi rotorem a statorem
- Požadovaný cyklus zatížení (čas posuvu x čas prostoje)

Postup při návrhu lineárního motoru:

- Stanovení pohybového rychlostního profilu a požadovaných parametrů (maximální rychlost, zrychlení, přesouvaná hmotnost...)
- Stanovení špičkové a efektivní síly
- Po výpočtu sil zvolení vhodného motoru
- Dále výpočet špičkového a efektivního proudu, které se spočítají pomocí silové konstanty motoru
- Kontrola poměru proudů efektivního a kontinuálního (I_e/I_c) podle katalogu od firmy HIWIN $<0,7$
- Výpočet a následná kontrola oteplení motoru (v nabídce jsou i motory s vodním chlazením)
- Výpočet a následná kontrola napětí

Jak již bylo řečeno, na začátku je potřeba si stanovit parametry, které jsou důležité pro návrh lineárního motoru. Kromě maximální potřebné rychlosti, potřebného zrychlení, přesouvané hmoty, je potřeba znát i další síly, ty lze spočítat podle následujících vzorců.

Setrvačná síla posuvných hmot

$$F_a = (m_j + m_z + m_r) \cdot a \quad [N] \quad (42)$$

Tíhová síla

$$F_g = (m_j + m_z + m_r) \cdot g \cdot \sin \alpha \quad [N] \quad (43)$$

Síla odporu ve vedení

$$F_t = (m_j + m_z + m_r) \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1 \quad [N] \quad (44)$$

kde	F_a	...	setrvačná síla	[N]
	F_g	...	tíhová síla	[N]
	F_v	...	síla odporu vedení	[N]
	m_j	...	hmotnost jezdce	[kg]
	m_r	...	hmotnost rotoru motoru	[kg]
	m_z	...	hmotnost zátěže	[kg]
	g	...	tíhové zrychlení (9,81)	[m/s ²]
	f_1	...	součinitel tření	[-]
	a	...	zrychlení	[m/s ²]
	α	...	úhel sklonu vedení	[°]

Při výběru lineárního motoru je podstatné znát zátěžný cyklus, na který je navrhován, jelikož vlivem ztrátového výkonu motoru dochází k jeho zahřívání. Dojde-li k přehřátí motoru, dojde tím k jeho vypnutí, buď pomocí bimetalové pojistky, nebo v krajním případě k destrukci. Abychom se vyvarovali těchto situací, je nutné stanovit, jakým způsobem bude motor vytěžován. Pro tento případ existují dva možné případy. [30]

- Prvním případem je ten, kdy známe dobu prostoje a pracovního času, a na základě těchto časů se stanoví vytížení motoru. Pro každý motor je stanovena kontinuální síla

F_c , kterou je lineární motor schopen pracovat po dobu celého cyklu 100% času. Je-li však vytížení lineárního motoru nižší než 100% pracovního cyklu, lze motor krátkodobě přetěžovat (bržděním, akcelerací). Na základě maximální síly a vytížení motoru stanovíme kontinuální sílu, podle které pak vybíráme příslušný motor. Tento postup lze praktikovat i v případě, že neznáme přesný charakter operací prováděných během pracovního cyklu, případně budeme odlaďovat až po instalaci pohonu. Je však nutné dodržovat a nepřesahovat časy běhu motoru a jeho špičkovou sílu. [30]

Stanovení špičkové síly

$$F_{max} = F_a + F_g + F_t \text{ [N]} \quad (45)$$

Stanovení vytížení motoru

$$V \cdot M \cdot := \frac{t_{\xi}}{t_{\xi} + t_p} \cdot 100 \text{ [%]} \quad (46)$$

Stanovení velikosti kontinuální síly (nutná pro výběr motoru)

$$F_c = \frac{F_{max}}{\sqrt{\frac{100}{V \cdot M}}} \text{ [N]} \quad (47)$$

kde	F_{max}	...	špičková síla	[N]
	F_c	...	kontinuální síla motoru	[N]
	t_{ξ}	...	čas činnosti motoru	[s]
	t_p	...	čas prostoje (nečinnosti)	[s]

- V případě, že známe konkrétní zátěžný cyklus, postupujeme následujícím postupem. Pro každý úsek známého cyklu, kdy dojde ke změně zátěžné síly, spočítáme její velikost a čas působení (ze zrychlení a ze zpomalení). Z těchto jednotlivých zátěžných sil a jejich časů vypočítáme průměrnou zátěžnou sílu, viz (7). Na základě průměrné a špičkové síly si zvolíme motor, získáme jeho silovou konstantu a spočítáme špičkový a průměrný proud (9), (10). Dále spočítáme požadované napětí, maximální rychlost posuvu a musíme překontrolovat oteplení motoru, aby nedošlo k překročení stanovené meze danou výrobcem.

Výpočet průměrné zátěžné síly

$$F_{prum.} = \sqrt{\frac{t_1 \cdot F_1^2 + t_2 \cdot F_2^2 + \dots + t_n \cdot F_n^2}{t_1 + t_2 + \dots + t_n}} \text{ [N]} \quad (48)$$

Výpočet oteplení motoru při teplotě okolí 20°C

$$T = R_T \cdot \left(\frac{F_{prum.}}{K_m} \right)^2 \text{ [°C]} \quad (49)$$

Špičkový proud motoru

$$I_p = \frac{F_{max}}{K_f} [A] \quad (50)$$

Průměrný proud

$$I_{prum} = \frac{F_{prum}}{K_f} [A] \quad (51)$$

V katalogu HIWIN je výrobcem doporučeno, aby byl poměr mezi vypočítaným průměrným proudem a kontinuálním proudem vybraného motoru (I_{prum}/I_c) menší jak 0,7. [30]

Požadované napětí motoru

$$U_p = (I_p \cdot R_{25}) + (v \cdot K_v) \quad (52)$$

kde	F_{prum}	...	průměrná síla motoru	[N]
	I_p	...	špičkový proud motoru	[A]
	I_{prum}	...	průměrný proud motoru	[A]
	K_f	...	silová konstanta motoru	[N/A]
	K_m	...	motorová konstanta (poměr síly motoru a ztrátové energie)	[N/W ^{1/2}]
	K_v	...	poměr napětí ku rychlosti pohybu motoru	[V/(m/s)]
	R_{25}	...	odpor vinutí	[Ω]
	R_T	...	tepelný odpor	[°C/W]
	$t_1 \div t_n$...	časy jednotlivých cyklů (činnosti i prostoje)	[s]
	U_{max}	...	maximální napájecí napětí	[V]

9.3.4 VHODNOST POUŽITÍ LINEÁRNÍHO MOTORU

Lineární motory jsou nejvíce vhodné pro zadání, jelikož hlavní kritériem je úspora prostoru ve vertikálním směru. Vyhovují v přesnosti polohování, tak i na dynamiku chodu a v návaznosti pak i silovým poměrům. Jediným významným omezením je pořizovací cena lineárního motoru. Jelikož však bylo stanoveno, že nás cena nelimituje ve výběru komponent, tak se toto omezení vytrácí.

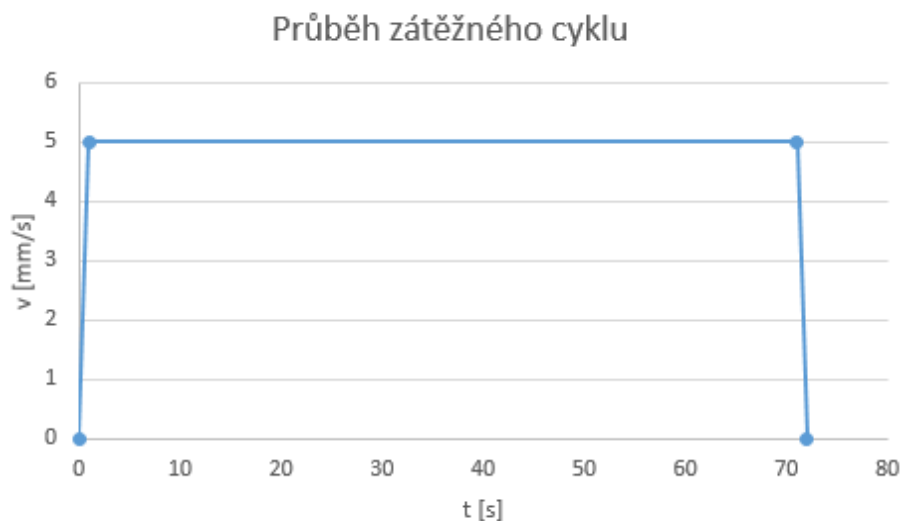
Z nabídky firmy HIWIN rozměrově nejlépe odpovídá našim požadavkům lineární motor řady LMF. Konkrétně byl vybrán LMF01, který bude použit ve všech třech případech.

Parametry motoru potřebné pro výpočet

Magnetická síla	$F_{mg} = 570 \text{ N}$
Silová konstanta	$K_f = 47,3 \text{ N/A}$
Motorová konstanta	$K_m = 13,1 \text{ N/W}^{1/2}$
Poměr napětí ku rychlosti	$K_v = 27 \text{ V/(m/s)}$
Hmotnost zvoleného motoru	$m_m = 1,5 \text{ kg}$
Odpor vinutí	$R_{25} = 8,7 \text{ Ω}$
Teplý odpor	$R_T = 1,95 \text{ C/W}$
Maximální napětí	$U_{max} = 600 \text{ V}$

9.3.5 VÝPOČET LINEÁRNÍHO MOTORU VRCHNÍ OSY

Výpočet lineárního motoru bude proveden pouze pro horní osu. Obě osy mají stejný průběh, ale vrchní osa je zatěžována vyšší hmotností.



Obr. 50 Průběh zátěžného cyklu

VSTUPNÍ HODNOTY

Požadované maximální zrychlení $v_{\max} = 300 \text{ mm/min} = 0,005 \text{ m/s}$

Požadovaná doba zrychlení $t_z = 1 \text{ s}$

Potřebné zrychlení $a = v_{\max}/t_z = 0,005 \text{ m/s}^2$

Celková přesouvaná hmotnost $m_c = 45,8 \text{ kg}$

Dráha pro zrychlení $s_a = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t_{\max}^2 = 0,0025 \text{ m}$

VÝPOČET ZÁTĚŽNÝCH SIL

Síla odporu ve vedení

$$F_t = (m_c \cdot g \cdot \cos \alpha + F_{mg}) \cdot f = (45,8 \cdot 9,81 \cdot 1 + 570) \cdot 0,005 = 5,01 \text{ N} \quad (44)$$

Tíhová síla

$$F_g = m_c \cdot \sin \alpha = 45,8 \cdot 0 = 0 \text{ N} \quad (43)$$

Setrvačná síla

$$F_a = m_c \cdot a = 45,8 \cdot 0,005 = 0,23 \text{ N} \quad (42)$$

Maximální špičková síla

$$F_{max} = F_t + F_g + F_a = 5,01 + 0 + 0,23 = 5,24 \text{ N} \quad (45)$$

Síla při konstantní rychlosti

$$F_k = F_t + F_g = 5,01 + 0 = 5,01 \text{ N} \quad (53)$$

Průměrná síla

$$F_{prum} = \sqrt{\frac{2 \cdot (F_{max}^2 \cdot t_{max}) + F_k^2 \cdot t_k}{2 \cdot t_{max} + t_k}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (5,24^2 \cdot 1) + 5,01^2 \cdot 70}{2 \cdot 1 + 70}} = 5,02 \text{ N} \quad (48)$$

KONTROLOVANÉ VELIČINY

Oteplení motoru

$$T = R_T \cdot \left(\frac{F_{prum}}{k_m}\right)^2 = 1,95 \cdot \left(\frac{5,02}{13,1}\right)^2 = 0,29 \text{ °C} \quad (49)$$

Maximální teplota motoru $T_{max} = 120 \text{ °C}$.

$T < T_{max}$, teplota vyhovuje.

Špičkový proud motoru

$$I_p = \frac{F_{max}}{k_f} = \frac{5,24}{47,3} = 0,11 \text{ A} \quad (50)$$

Maximální špičkový proud $I_{pmax} = 5,4 \text{ A}$.

$I_p < I_{pmax}$, špičkový proud vyhovuje.

Průměrný proud motoru

$$I_{prum} = \frac{F_{prum}}{K_f} = \frac{5,02}{47,3} = 0,11 \text{ A} \quad (51)$$

Maximální průměrný proud motoru $I_{mprum} = 2 \text{ A}$.

$I_{prum} < I_{mprum}$, průměrný proud vyhovuje.

Kontrola bezpečnosti proudového vytížení

$$k_i = \frac{I_{prum}}{I_{mprum}} = \frac{0,11}{2} = 0,06 \quad (54)$$

Podle výrobce musí být proudové vytížení $< 0,7$.

Požadované napětí

$$U_p = (I_p \cdot R_{25}) + (v_{max} \cdot K_v) = (0,11 \cdot 8,7) + (0,005 \cdot 27) = 1,1 \text{ V} \quad (52)$$

Maximální napájecí napětí $U_{max} = 600 \text{ V}$.

$U_p < U_{max}$, napětí vyhovuje.

Maximální dosažitelná rychlost

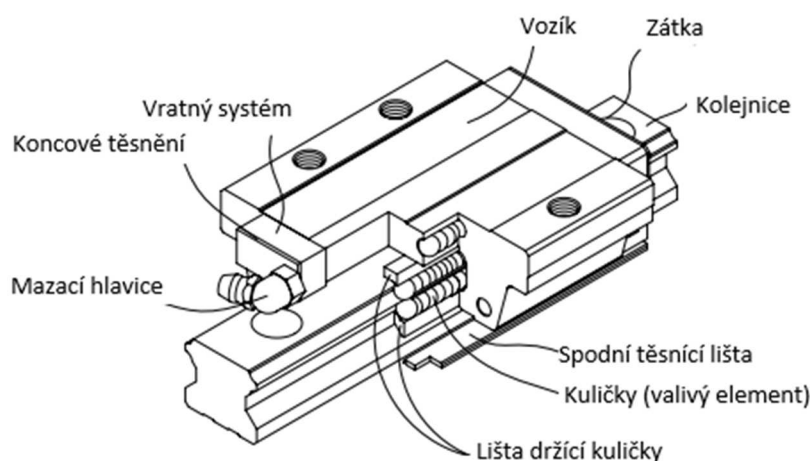
$$v_{max} = \frac{U_{max} - (I_p \cdot R_{25})}{K_v} = \frac{600 - (0,11 \cdot 8,7)}{27} = 22,19 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (55)$$

Požadovaná rychlost $v_p = 0,005 \text{ m/s}$.

9.4 NÁVRH LINEÁRNÍHO VEDENÍ

Tvarová valivá vedení pro lineární osy jsou prováděna s elementy kuličkovými nebo válečkovými. Výhodou valivého vedení je velikost valivého odporu, jenž je zhruba 50x menší než třecí odpor u kluzného vedení. Valivé vedení umožňuje předpětí, které zvyšuje tuhost systému, redukcí trhavých pohybů, plynulost a přesnost pohybu při malých rychlostech a vyšší životnost. Nevýhodami jsou vyšší cena, zástavbové rozměry a menší tlumení chvění. Pro vlastní vedení je využíváno tvarových kolejnič. [30]

Na obrázku 51 je znázorněn vozík a jsou zde popsány všechny jeho členy. Z obrázku vyplývá princip valivého vedení, kdy valivé elementy (kuličky) obíhají v kanálku, který je zabudovaný uvnitř vozíku. Vedení se vyznačuje vysokou únosností, přesností pohybu, systémem přimazávání a snadnou montáží. Velikost předpětí se volí v závislosti na použití, jelikož předpětí snižuje životnost valivého vedení, a vyvozuje se velikostí kuliček. [35]



Obr. 51 Řez vozíkem u valivého vedení [35]

Firma HIWIN, z jejichž nabídky jsem vybíral, má v nabídce sedm základních provedení.

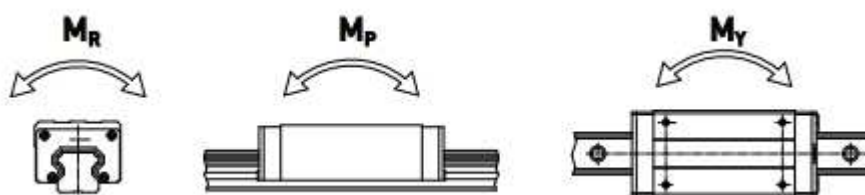
- Řada HG a EG jsou standardního provedení, avšak řada HG má vyšší hodnotu tuhosti, ale zároveň větší zástavbové rozměry
- QH a QE jsou řady, kde jsou kuličky uloženy v plastové kleci, s tím, že řada QE je rozměrově menší
- WE je provedení s širšími kolejnicemi, což umožňuje přenášení vysokého momentového zatížení na vozík
- U RG řady je využito válečků jako valivých elementů, jež nabízí vysokou tuhost a únosnost
- V nabídce je i miniaturní provedení pro velmi lehké a přesné aplikace

9.4.1 POSTUP VÝPOČTU LINEÁRNÍHO VEDENÍ

- Stanovení zátěžného cyklu a sil působících na vedení
- Spočítání ekvivalentního statického zatížení na jeden vozík valivého vedení (lze použít řešené případy zatížení)
- Stanovení minimální hodnoty statického zatížení, výběr vhodného vedení
- Stanovení dynamického působení sil na jeden vozík vedení
- Stanovení faktorů, jež zohledňují provozní podmínky (faktor tvrdosti vedení, provozní teploty, způsob zatížení)
- Stanovení ekvivalentního zatížení v případě proměnného zatěžování
- Výpočet nominální životnosti vedení, hodinové životnosti a následná kontrola s požadovanou hodnotou

Abychom stanovili životnost vedení i jeho únosnost, potřebujeme znát nejen zatížení, ale i zátěžný cyklus. Průběh zátěžného cyklu ovlivní výpočet ekvivalentního zatížení. Výpočtový postup je proveden podle katalogu Linear Guideway od firmy HIWIN [35].

Statická únosnost je určena statickým bezpečnostním koeficientem podle vztahu (XX) a velikost by měla odpovídat hodnotám v tabulce X.



Obr. 52 Zatížení působící na vedení [35]

$$f = \frac{C_0}{P_S} \quad f = \frac{M_0}{M_S} \quad (56)$$

kde	f	...	statický bezpečnostní faktor zatížení	[-]
	C_0	...	statická únosnost	[N]
	M_0	...	přípustný statický moment	[N.m]
	M_S	...	statický ekvivalentní moment	[N.m]
	P_S	...	statické ekvivalentní zatížení	[N]

Zatížení	f
Normální zatížení	1,25 - 3,00
Zatížení s rázy a vibracemi	3,00 - 5,00

Obr. 53 Statický bezpečnostní faktor []

Dynamická únosnost je neměnné zatížení, kdy je výsledkem nominální zatížení. Hodnoty jsou tabulkové a jsou použity pro výpočet životnosti.

Nominální životnost je velmi různorodá, i když jsou lineární vedení za stejných podmínek vyrobena a používána. Proto je nominální životnost použita pouze jako měřítko pro stanovení předpokládané životnosti.

Pro kuličkové vedení

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{P_d} \right)^3 \cdot 50\,000 \quad (57)$$

Pro válečkové vedení

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{P_d} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100\,000 \quad (58)$$

kde C_{dyn} ... dynamická únosnost [N]
 L ... nominální životnost [m]
 P_d ... dynamické ekvivalentní zatížení [N]

Vezmeme-li v úvahu okolní faktory, které ovlivňují životnost, bude životnost vyjádřena tímto vztahem:

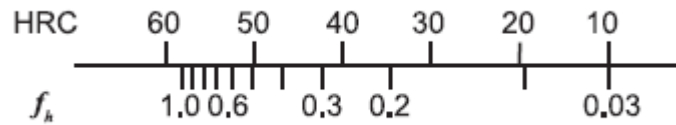
Pro kuličkové vedení

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{dyn}}{f_W \cdot P_d} \right)^3 \cdot 50\,000 \quad (59)$$

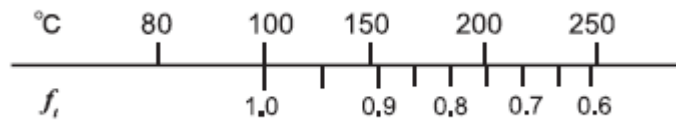
Pro válečkové vedení

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{dyn}}{f_W \cdot P_d} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100\,000 \quad (60)$$

kde f_H ... faktor tvrdosti vedení [-]
 f_T ... faktor provozní teploty [-]
 f_W ... faktor zatížení [-]



Obr. 54 Faktor tvrdosti vedení [35]



Obr. 55 Faktor provozní teploty [35]

Typ zatížení	Pojezdová rychlost	f_w
žádné rázy a vibrace	$V < 15$ m/min	1,0-1,2
malé rázy	15 m/min $< V < 60$ m/min	1,2-1,5
normální zatížení	60 m/min $< V < 120$ m/min	1,5-2,0
s rázy a vibracemi	$V > 120$ m/min	2,0-3,5

Obr. 56 Faktor zatížení [35]

VÝPOČET DOBY ŽIVOTNOSTI V HODINÁCH

Kuličkové vedení

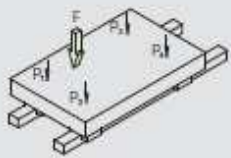
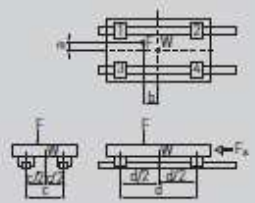
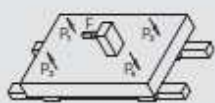
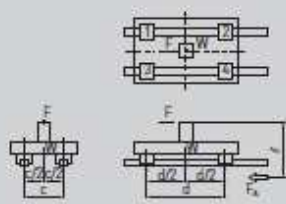
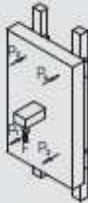
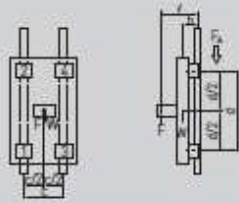
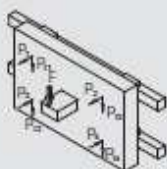
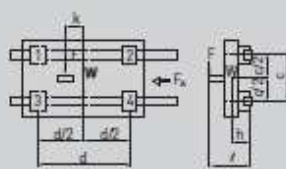
$$L_h = \frac{L}{v \cdot 60} = \left(\frac{C_{dyn}}{P_d} \right)^3 \cdot \frac{50\,000}{v \cdot 60} \quad (61)$$

Válečkové vedení

$$L_h = \frac{L}{v \cdot 60} = \left(\frac{C_{dyn}}{P_d} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{100\,000}{v \cdot 60} \quad (62)$$

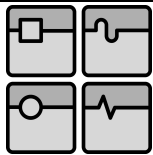
kde L_h ... hodinová životnost [hod]
 v ... rychlost posuvu [m/s]

UKÁZKOVÉ PŘÍPADY PRO VÝPOČET EKVIVALENTNÍHO ZATÍŽENÍ

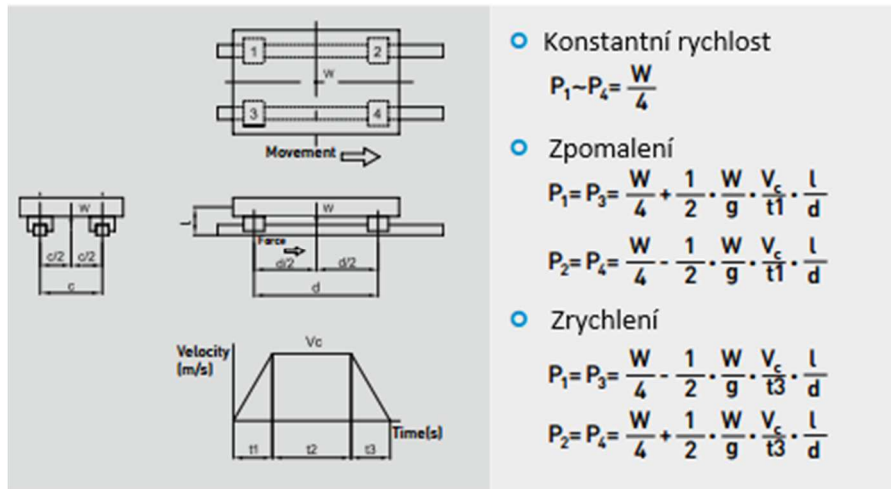
		$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_2 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_3 = \frac{W}{4} - \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_4 = \frac{W}{4} - \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$
		$P_1 = P_3 = \frac{W}{4} + \frac{F \cdot l}{2d}$ $P_2 = P_4 = \frac{W}{4} - \frac{F \cdot l}{2d}$
		$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = \frac{W \cdot h}{2d} + \frac{F \cdot l}{2d}$
		$P_1 \dots P_4 = \frac{W \cdot h}{2c} + \frac{F \cdot l}{2c}$ $P_{11} = P_{13} = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot k}{2d}$ $P_{12} = P_{14} = \frac{W}{4} - \frac{F}{4} - \frac{F \cdot k}{2d}$

Obr. 57 Příklady statického zatížení [35]

kde F ... akční síla [N]
 $P_1 \div P_4$... ekvivalentní zatížení [N]
 W Tíhová hmotnost přesouvané hmotnosti [kg]



DYNAMICKÉ EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ



Obr. 58 Dynamické zatížení vozíku [35]

kde	g	...	tíhové zrychlení (9,81)	[m/s ²]
	t ₁	...	čas zrychlení	[s]
	t ₂	...	čas pohybu konstantní rychlostí	[s]
	t ₃	...	čas zpomalení	[s]

EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ V ZÁVISLOSTI NA PRACOVNÍCH PODMÍNKÁCH

Provozní podmínky	Ekvivalentní zatížení
<p>Skokové zatížení</p>	$P_m = \sqrt[3]{1/L(P_1^3 \cdot L_1 + P_2^3 \cdot L_2 + \dots + P_n^3 \cdot L_n)}$ <p> P_m: Ekvivalentní zatížení P_n: Dílčí zatížení L: Celková dráha L_n: Dráha dílčího zatížení </p>
<p>Postupné zatížení</p>	$P_m = 1/3 (P_{min} + 2 \cdot P_{max})$ <p> P_m: Ekvivalentní zatížení P_{min}: Minimální zatížení P_{max}: Maximální zatížení </p>
<p>Cyklické zatížení</p>	$P_m = 0.65 \cdot P_{max}$ <p> P_m: Ekvivalentní zatížení P_{max}: Největší proměnné zatížení </p>

Obr. 59 Ekvivalentní zatížení vozíku při proměnném zatěžování [35]

TŘECÍ ODPOR

V případě, že je hodnota zatížení menší než 10% C_{dyn} , je třecí odpor ovlivňován mazivem a třením mezi valivými elementy. Avšak je-li větší, je závislý na koeficientu tření.

$$F_R = \mu \cdot F \quad (63)$$

kde	F	...	zatížení	[N]
	F_R	...	třecí odpor	[N]
	μ	koeficient tření (0,002÷0,004)	[-]

9.4.2 VÝPOČET SAMOTNÉHO VALIVÉHO LINEÁRNÍHO VEDENÍ

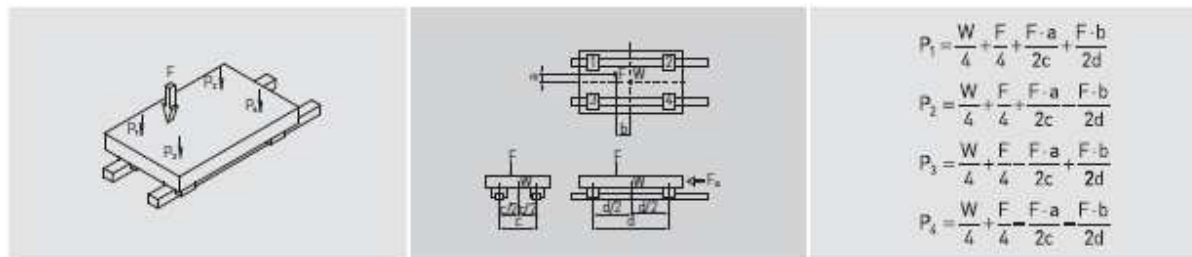
Z důvodu velké podobnosti obou os, bude výpočet prováděn pouze jednou a to pro vrchní osu, kde budou působit větší zatížení. Postup je veden dle katalogu Linear Guideway HIWIN.

Známe vstupní parametry

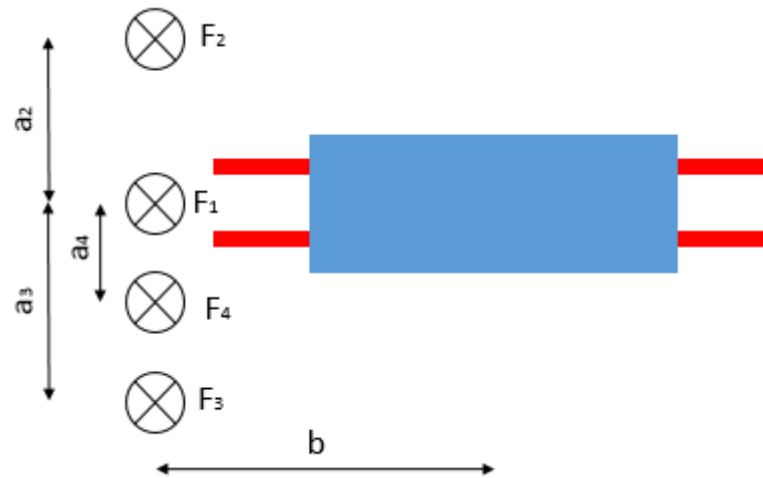
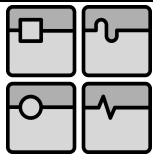
Magnetická síla	$F_m = 570 \text{ N}$
Rozteč vozíků ve směru posuvu	$d = 105 \text{ mm} = 0,11 \text{ m}$
Rozteč vozíků	$c = 110 \text{ mm} = 0,11 \text{ m}$
Celková hmotnost	$m_c = 45,8 \text{ kg}$
Rychlost posuvu	$v = 0,005 \text{ m/s}$
Zrychlení/ zpomalení	$a = 0,005 \text{ m/s}^2$
Působící zátěžné síly	$F_1 = 94,2 \text{ N}$
	$F_2 = 54,9 \text{ N}$
	$F_3 = 195,2 \text{ N}$
	$F_4 = 108,9 \text{ N}$
Vzdálenosti sil od těžiště	$a_1 = 0 \text{ m}, b = 0,23 \text{ m}$
	$a_2 = 0,3 \text{ m}, b = 0,23 \text{ m}$
	$a_3 = 0,52 \text{ m}, b = 0,23 \text{ m}$
	$a_4 = 0,03 \text{ m}, b = 0,23 \text{ m}$

VÝPOČET EKVIVALENTNÍHO ZATÍŽENÍ

V našem případě vycházíme z prvního možného případu uvedeného na obrázku 51 uvedeného v předchozí kapitole.



Obr. 60 Uvažované statické zatížení [35]



Obr. 61 Umístění sil

Výpočet zatížení P daného silou F_1

$$P_{11} = \frac{F_1}{4} + \frac{F_1 \cdot b}{2 \cdot d} = \frac{94,2}{4} + \frac{94,2 \cdot 0,23}{2 \cdot 0,11} = 34,3 \text{ N} \quad (64.1)$$

$$P_{12} = \frac{F_1}{4} - \frac{F_1 \cdot b}{2 \cdot d} = \frac{94,2}{4} - \frac{94,2 \cdot 0,23}{2 \cdot 0,11} = -74,9 \text{ N} \quad (64.2)$$

$$P_{13} = \frac{F_1}{4} + \frac{F_1 \cdot b}{2 \cdot d} = \frac{94,2}{4} + \frac{94,2 \cdot 0,23}{2 \cdot 0,11} = 34,3 \text{ N} \quad (64.3)$$

$$P_{14} = \frac{F_1}{4} - \frac{F_1 \cdot b}{2 \cdot d} = \frac{94,2}{4} - \frac{94,2 \cdot 0,23}{2 \cdot 0,11} = -74,9 \text{ N} \quad (64.4)$$

Výpočet zatížení P daného silou F_2

$$P_{21} = \frac{F_2}{4} + \frac{F_2 \cdot a_2}{2 \cdot c} + \frac{F_2 \cdot b}{2 \cdot d} = \frac{54,9}{4} + \frac{54,9 \cdot 0,39}{2 \cdot 0,11} + \frac{54,9 \cdot 0,23}{2 \cdot 0,11} = 168,5 \text{ N} \quad (64.5)$$

$$P_{22} = \frac{F_2}{4} + \frac{F_2 \cdot a_2}{2 \cdot c} - \frac{F_2 \cdot b}{2 \cdot d} = \frac{54,9}{4} + \frac{54,9 \cdot 0,39}{2 \cdot 0,11} - \frac{54,9 \cdot 0,23}{2 \cdot 0,11} = 53,7 \text{ N} \quad (64.6)$$

$$P_{23} = \frac{F_2}{4} - \frac{F_2 \cdot a_2}{2 \cdot c} + \frac{F_2 \cdot b}{2 \cdot d} = \frac{54,9}{4} - \frac{54,9 \cdot 0,39}{2 \cdot 0,11} + \frac{54,9 \cdot 0,23}{2 \cdot 0,11} = -26,2 \text{ N} \quad (64.7)$$

$$P_{24} = \frac{F_2}{4} - \frac{F_2 \cdot a_2}{2 \cdot c} - \frac{F_2 \cdot b}{2 \cdot d} = \frac{54,9}{4} - \frac{54,9 \cdot 0,39}{2 \cdot 0,11} - \frac{54,9 \cdot 0,23}{2 \cdot 0,11} = -141 \text{ N} \quad (64.8)$$

Výpočet zatížení P daného silou F_3

$$P_{31} = \frac{F_3}{4} + \frac{F_3 \cdot a_3}{2 \cdot c} + \frac{F_3 \cdot b}{2 \cdot d} = \frac{195,2}{4} + \frac{195,2 \cdot 0,52}{2 \cdot 0,11} + \frac{195,2 \cdot 0,23}{2 \cdot 0,11} = 714,3 \text{ N} \quad (64.9)$$

$$P_{32} = \frac{F_3}{4} + \frac{F_3 \cdot a_3}{2 \cdot c} - \frac{F_3 \cdot b}{2 \cdot d} = \frac{195,2}{4} + \frac{195,2 \cdot 0,52}{2 \cdot 0,11} - \frac{195,2 \cdot 0,23}{2 \cdot 0,11} = 306,1 \text{ N} \quad (64.10)$$

$$P_{33} = \frac{F_3}{4} - \frac{F_3 \cdot a_3}{2 \cdot c} + \frac{F_3 \cdot b}{2 \cdot d} = \frac{195,2}{4} - \frac{195,2 \cdot 0,52}{2 \cdot 0,11} + \frac{195,2 \cdot 0,23}{2 \cdot 0,11} = -208,5 \text{ N} \quad (64.11)$$

$$P_{34} = \frac{F_3}{4} - \frac{F_3 \cdot a_3}{2 \cdot c} - \frac{F_3 \cdot b}{2 \cdot d} = \frac{195,2}{4} - \frac{195,2 \cdot 0,52}{2 \cdot 0,11} - \frac{195,2 \cdot 0,23}{2 \cdot 0,11} = -616,7 \text{ N} \quad (64.12)$$

Výpočet zatížení P daného silou F_4

$$P_{41} = \frac{F_4}{4} + \frac{F_4 \cdot a_4}{2 \cdot c} + \frac{F_4 \cdot b}{2 \cdot d} = \frac{108,9}{4} + \frac{108,9 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,11} + \frac{108,9 \cdot 0,23}{2 \cdot 0,11} = 155,9 \text{ N} \quad (64.13)$$

$$P_{42} = \frac{F_4}{4} + \frac{F_4 \cdot a_4}{2 \cdot c} - \frac{F_4 \cdot b}{2 \cdot d} = \frac{108,9}{4} + \frac{108,9 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,11} - \frac{108,9 \cdot 0,23}{2 \cdot 0,11} = -71,8 \text{ N} \quad (64.14)$$

$$P_{43} = \frac{F_4}{4} - \frac{F_4 \cdot a_4}{2 \cdot c} + \frac{F_4 \cdot b}{2 \cdot d} = \frac{108,9}{4} - \frac{108,9 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,11} + \frac{108,9 \cdot 0,23}{2 \cdot 0,11} = 24,2 \text{ N} \quad (64.15)$$

$$P_{44} = \frac{F_4}{4} - \frac{F_4 \cdot a_4}{2 \cdot c} - \frac{F_4 \cdot b}{2 \cdot d} = \frac{108,9}{4} - \frac{108,9 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,11} - \frac{108,9 \cdot 0,23}{2 \cdot 0,11} = -101,5 \text{ N} \quad (64.16)$$

Výsledné zatížení P pro jednotlivé vozíky

$$P_1 = \frac{F_m}{4} + P_{11} + P_{21} + P_{31} + P_{41} = \frac{570}{4} + 34,3 + 168,5 + 714,3 + 155,9 = 1215,5 \text{ N} \quad (65.1)$$

$$P_2 = \frac{F_m}{4} + P_{21} + P_{22} + P_{32} + P_{42} = \frac{570}{4} - 74,9 + 53,7 + 306,1 - 71,8 = 355,6 \text{ N} \quad (65.2)$$

$$P_3 = \frac{F_m}{4} + P_{31} + P_{32} + P_{33} + P_{43} = \frac{570}{4} + 34,3 - 26,2 - 208,5 + 24,2 = -33,7 \text{ N} \quad (65.3)$$

$$P_4 = \frac{F_m}{4} + P_{41} + P_{42} + P_{43} + P_{44} = \frac{570}{4} - 74,9 - 141 - 616,7 - 101,5 = -857,3 \text{ N} \quad (65.4)$$

Dle statického zatížení vybereme vhodné lineární vedení, s tím, že velikost statického faktoru měla být v rozmezí 1,25 až 3 dle obrázku 47.

Z nabídky firmy HIWIN byl vybrán typ EGH15SA a velikost předpětí bylo zvoleno Z0 ($0 \div 0,02 C_{dyn}$).

$$C_0 = 9400 \text{ N}$$

$$C_{dyn} = 5350 \text{ N}$$

Výsledné statické zatížení

$$P_s = \max(P_1, P_2, P_3, P_4) = P_1 = 1215,5 \text{ N} \quad (66)$$

Nejvíce je namáhán vozík 1.

Statický bezpečnostní faktor

$$f_s = \frac{C_0}{P_s} = \frac{9400}{1215,5} = 7,7 \quad (56)$$

VÝPOČET DYNAMICKÉHO EKVIVALENTNÍHO ZATÍŽENÍ

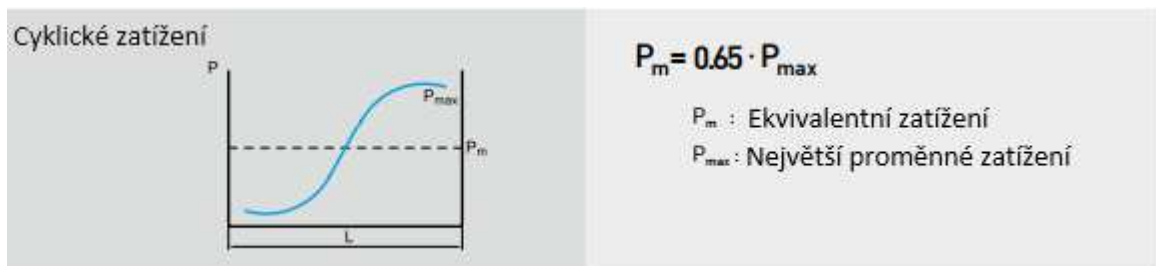
$$P_{dyn13} = P_s + m_c \cdot \frac{1}{2} \cdot a \cdot \frac{l}{d} = 1215,5 + 45,8 \cdot \frac{1}{2} \cdot 0,005 \cdot \frac{0,035}{0,105} = 1215,5 \text{ N} \quad (67)$$

$$P_{dyn24} = P_s - m_c \cdot \frac{1}{2} \cdot a \cdot \frac{l}{d} = 1215,5 - 45,8 \cdot \frac{1}{2} \cdot 0,005 \cdot \frac{0,04}{0,11} = 1215,5 \text{ N} \quad (68)$$

V případě brzdění by se rovnice prohodily. V našem případě se kvůli velmi malému zrychlení dynamické zatížení oproti statickému zatížení téměř nezmění, po zaokrouhlení nám vyšel výsledek stejně.

STŘEDNÍ HODNOTA DYNAMICKÉHO EKVIVALENTNÍHO ZATÍŽENÍ

$$P_{dyn} = 0,65 \cdot P_{dyn13} = 0,65 \cdot 1215,5 = 790,1 \text{ N} \quad (69)$$



Obr. 62 Cyklické zatížení [35]

VÝPOČET NOMINÁLNÍ ŽIVOTNOSTI VEDENÍ

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{P_{dyn}} \right)^3 \cdot 50\,000 = \left(\frac{5350}{790,1} \right)^3 \cdot 50\,000 = 17,43 \cdot 10^6 \quad (59)$$

Přepočet životnosti na hodiny:

$$L_h = \frac{L}{v \cdot 60} = 58,11 \cdot 10^6 \text{ hod} \quad (61)$$

9.5 HARMONICKÁ PŘEVODOVKA

Harmonická převodovka se skládá z generátoru vln, pružné ozubené spojky a tuhého (pevného) ozubeného kola.

GENERÁTOR VLN

Generátor vln je eliptická vačka s nalisovaným speciálním kuličkovým ložiskem deformující pružné ozubené kolo. Většinou bývá spojen s hřídelí motoru přímo.

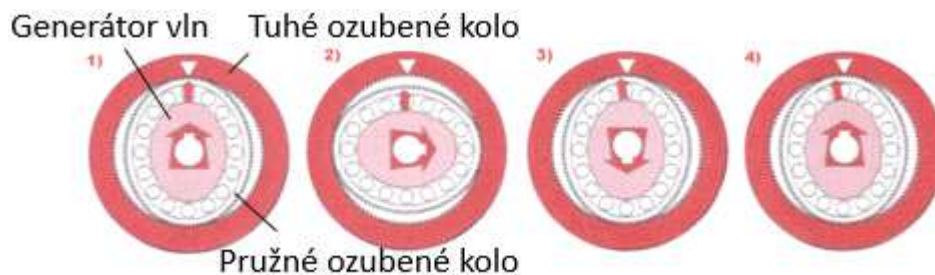
PRUŽNÉ OZUBENÉ KOLO

Je to pružný ozubený věnec s vnějším ozubením a jeho zuby v místě hlavní eliptické osy při deformaci generátorem vln zabírají do zubových mezer tuhého ozubeného kola. Toto kolo lze vyrábět v různých tloušťkách a s různými výstupy, vše záleží na požadavcích na využití.

TUHÉ OZUBENÉ KOLO

Ocelový kroužek s vnitřním ozubením a s počtem zubů o dva větší než má pružné kolo. Rozdílným počtem zubů dochází k relativnímu pohybu mezi pružným a tuhým kolem, jež umožňuje dosažení vysokého převodového poměru.

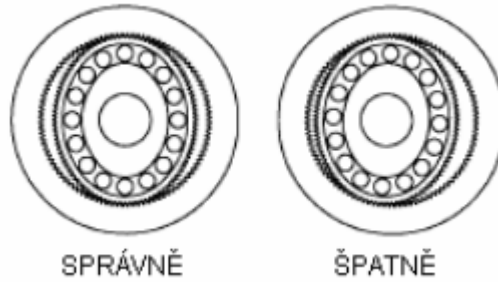
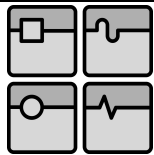
9.5.1 PRINCIP HARMONICKÉ PŘEVODOVKY



Obr. 63 Princip harmonické převodovky [37]

1. Pružné kolo s vnějším ozubením a s počtem zubů o dva menší než tuhé kolo je deformováno přes eliptický generátor vln, na který se přivádí vstupní otáčivý pohyb, a jeho zuby zapadají do zubových mezer tuhého ozubeného kola v místě hlavní eliptické osy.
2. Během otáčení generátoru vln ve směru hodinových ručiček se posouvá záběrová zóna s hlavní eliptickou osou.
3. Při otočení generátoru vln o 180° se pružné kolo relativně posune vůči tuhému v opačném směru o jeden zub.
4. Při úplném otočení generátoru vln se pružné kolo posune o 2 zuby vůči tuhému v opačném směru. [38]

Aby byla zajištěná přesná funkce harmonických převodovek, je zapotřebí mít zajištěno souosost všech členů.



Obr. 64 Souosost členů [38]

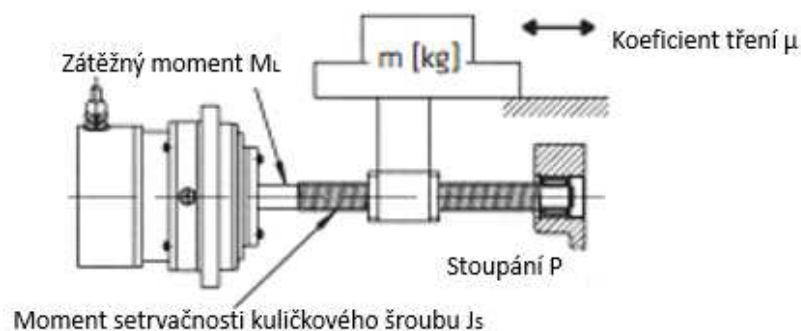
9.5.2 VÝPOČET SERVOMOTORU

Výpočet pro návrh vhodného servomotoru je proveden podle katalogu, který je ke stažení na stránkách produktu AC Servo Actuators FHA-C firmy Harmonic Drive AG.

- Potvrzení požadovaného typu servomechanismu (lineární nebo rotační pohyb)
- Vypočítání zátěžného momentu a momentu setrvačnosti
- Určení vzorové rychlosti z pracovního cyklu
- Pokusně vybrat vyžadovaný servomotor na základě zátěžných podmínek
- Vypočítat požadované zrychlení momentu
- Pokud je požadované zrychlení momentu menší, než maximální výstupní moment, pokračuje se dál, jinak se musí vybrat jiný servomotor
- Určení vzorového momentu a efektivního momentu (T_{rms})
- Vypočítání průměrné rychlosti
- Vypočítání faktoru povinnosti

TYPY SERVOMECHANISMŮ

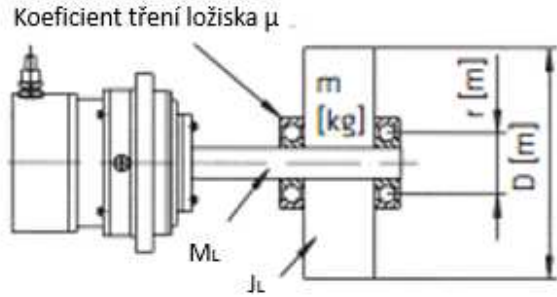
Postup je proveden podle katalogu Engineering Data AC Servo Actuators FHA-C [24] od firmy Harmonic Drive AC.



Obr. 65 Lineární pohyb [24]

$$J_L = J_s + m \cdot \left(\frac{P}{2\pi}\right)^2 \quad (62)$$

$$M_L = \frac{\mu \cdot m \cdot P \cdot g}{2\pi \cdot \eta} \quad (63)$$



Obr. 66 Rotační pohyb [24]

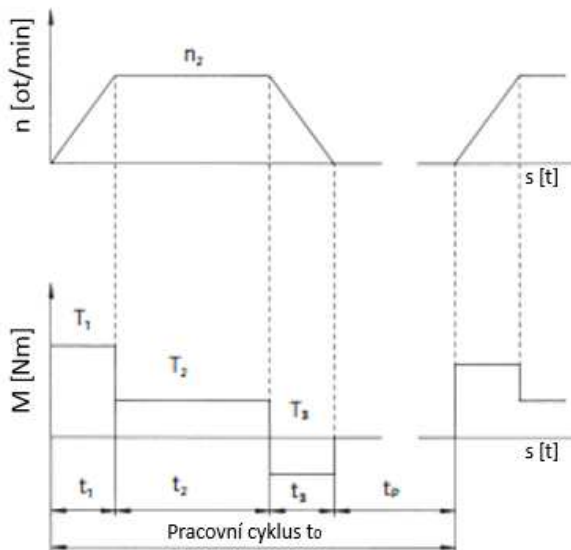
$$J_L = \frac{m}{8} \cdot D^2 \quad (64)$$

$$M_L = \mu \cdot m \cdot g \cdot r \quad (65)$$

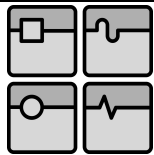
kde	J _L	...	moment setrvačnosti	[kg.m ²]
	J _S	...	moment setrvačnosti kuličkového šroubu	[kg.m ²]
	g	...	tíhové zrychlení (9,81)	[m.s ⁻²]
	m	...	hmotnost	[kg]
	M _L	...	moment zatížení	[N.m]
	P	...	stoupání	[m]
	η	...	účinnost	[-]
	μ	...	koeficient tření	[-]

Tab. 4 Předběžné podmínky [24]

Zatížení	Potvrzení	Katalogová hodnota	Jednotka
Maximální zatěžující úhlová rychlost	≤n _{max}	Maximální výstupní rychlost	[ot/min]
Zatěžující moment setrvačnosti	≤3J _{out}	Moment setrvačnosti	[kgm ²]



Obr. 67 Ukázkový pracovní cyklus []



$$M_1 = M_L + \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{(J_{out} + J_L) \cdot n_2}{t_1} \quad (66)$$

$$M_2 = M_L \quad (67)$$

$$M_3 = M_L \cdot (M_1 - M_L) \quad (68)$$

$$M_{ef} = \sqrt{\frac{M_1^2 \cdot t_1 + M_2^2 \cdot t_2 + M_3^2 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_p}} \quad (69)$$

$$n_{prum} = \frac{\frac{n_2}{2} \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + \frac{n_2}{2} \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_p} \quad (70)$$

$$ED = \frac{t_1 + t_2 + t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_p} \cdot 100\% \quad (71)$$

kde	M_{ef}	...	efektivní moment	[N.m]
	n_{prum}	...	průměrné otáčky	[min ⁻¹]
	ED	...	faktor využití	[%]

9.5.3 VÝPOČET NAVRHOVANÉHO SERVOMOTORU

Průběžný cyklus bude podobný tomu, který byl použit u lineárních os.



Obr. 68 Průběh zátěžného cyklu

Vstupní hodnoty	Zátěžná úhlová rychlost $n_2 = 1$ ot/min
	Zrychlení, zpomalení $t_1, t_3 = 30$ s
	Samotná činnost $t_2 = 60$ s
	Doba prostoje $t_p = 60$ s

Moment setrvačnosti

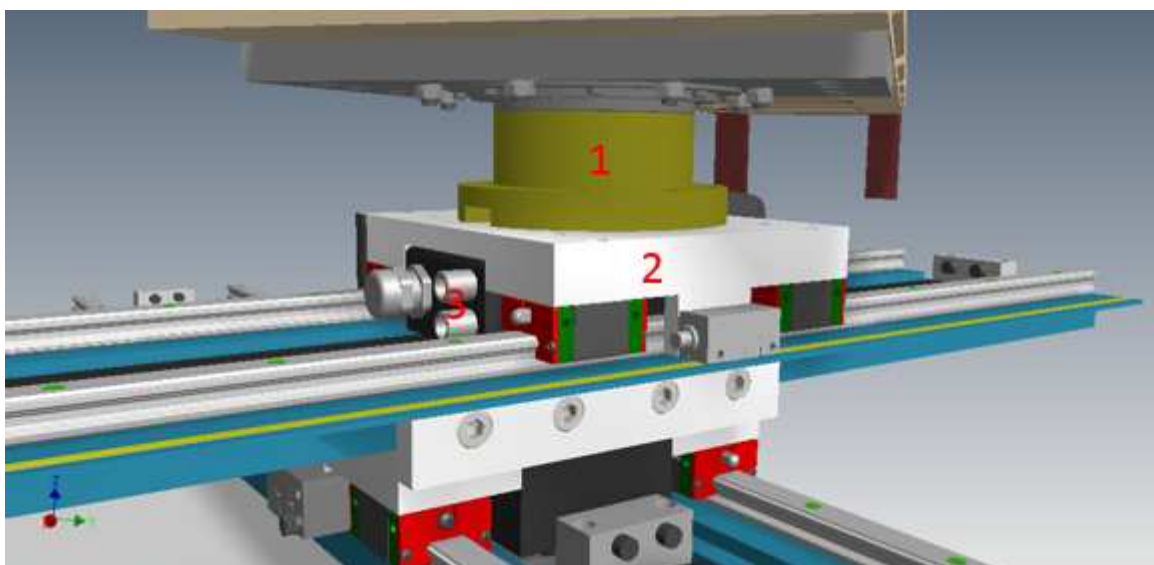
Momenty setrvačnosti jednotlivých těles byly získány z modelu pomocí programu Autodesk Inventor. Moment setrvačnosti tělesa rotujícího kolem osy, který neprochází jeho těžištěm, byl vypočítán pomocí Steinerovy věty.

Steinerova věta

$$J = J_T + m \cdot r_T^2 \tag{72}$$

kde	J	...	moment setrvačnosti	[kg.m ²]
	J _T	...	moment setrvačnosti tělesa procházející jeho těžištěm	[kg.m ²]
	m	...	hmotnost tělesa	[kg]
	r _T	...	čtvercová vzdálenost mezi osou rotace a osou těžiště	[m]

VÝPOČET MOMENTU SETRVAČNOSTI



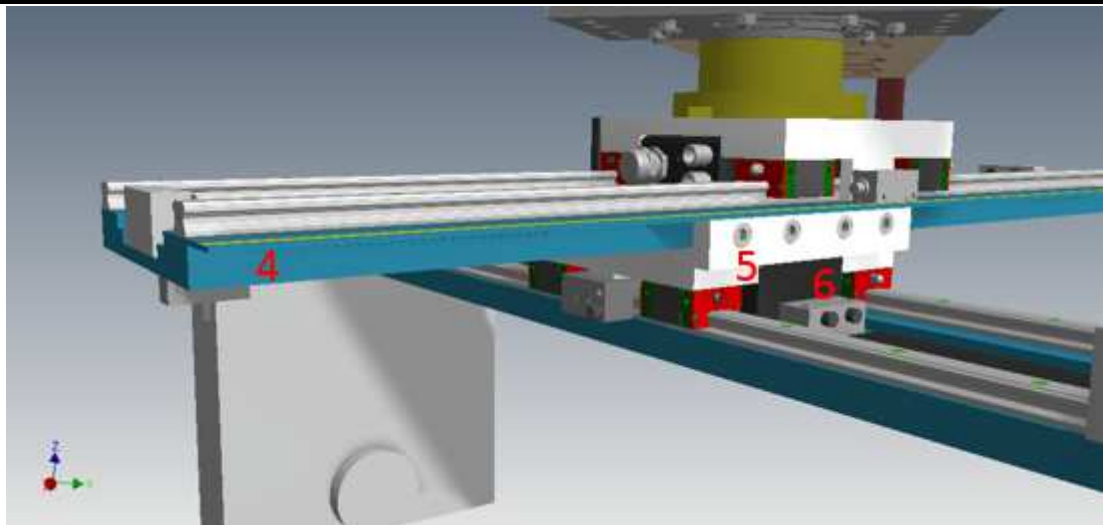
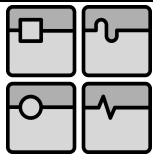
Obr. 69 Jednotlivé členy - 1) příruba, 2) suport, 3) lineární motor

Na obrázku 69 jsou k vidění příruba, horní suport a lineární motor, jejichž těžiště je totožné s osou rotace, a tudíž je jejich moment setrvačnosti určen pomocí programu Autodesk Inventor a nemusí být dále přepočítáván.

$$J_1 = 685,69 \cdot 10^{-6} \text{ kg.m}^2$$

$$J_2 = 4316,01 \cdot 10^{-6} \text{ kg.m}^2$$

$$J_3 = 3337 \cdot 10^{-6} \text{ kg.m}^2$$



Obr. 70 Jednotlivé členy - 4) deska osy, 5) suport, 6) lineární motor

Na obrázku 70 již musíme moment setrvačnosti pro zobrazené komponenty přepočítat pomocí Steinerovy věty.

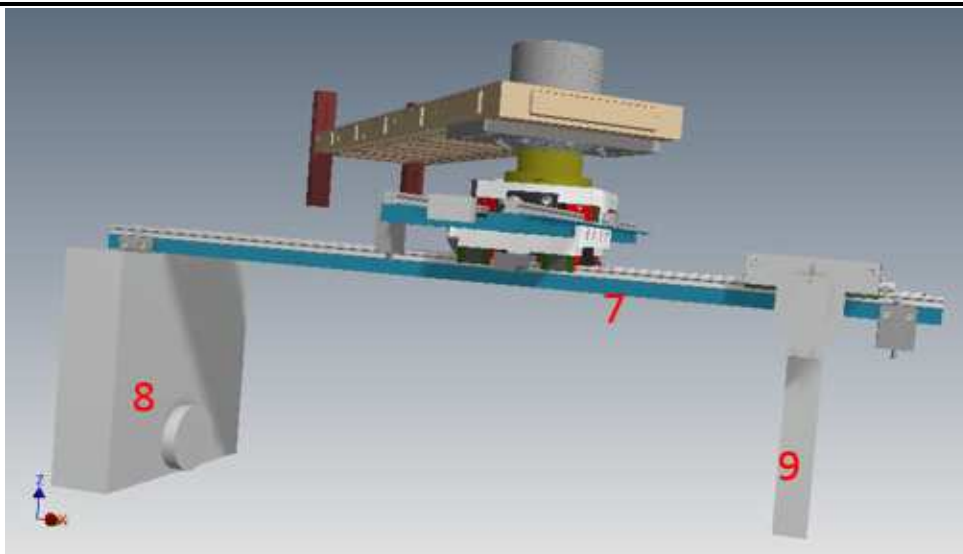
Vstupní hodnoty

$$J_{T4} = 258560,1 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$
$$J_{T5} = 6253,4 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$
$$J_{T6} = 3337 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$
$$m_4 = 6,9 \text{ kg}$$
$$m_5 = 1,2 \text{ kg}$$
$$m_6 = 1,5 \text{ kg}$$
$$r_T = 232,5 \text{ mm} = 0,2 \text{ m}$$

$$J_4 = J_{T4} + m_4 \cdot r_T^2 = 258,6 \cdot 10^{-3} + 6,9 \cdot 0,2^2 = 0,53 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (72.1)$$

$$J_5 = J_{T5} + m_5 \cdot r_T^2 = 6,2 \cdot 10^{-3} + 1,2 \cdot 0,2^2 = 0,05 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (72.2)$$

$$J_6 = J_{T6} + m_6 \cdot r_T^2 = 3,34 \cdot 10^{-3} + 1,5 \cdot 0,2^2 = 0,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (72.3)$$



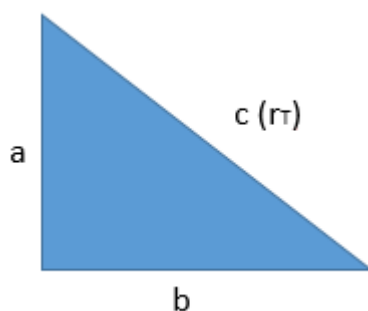
Obr. 71 Jednotlivé členy - 7) deska osy, 8) rentgenka, 9) snímač

V posledním případě, se dostáváme do situace, kdy momenty setrvačnosti u zobrazených komponent jsou umístěny mimo osu rotace v obou osách, a proto musíme ještě navíc přepočítat vzdálenost r_T pomocí Pythagorovy věty.

Pythagorova věta

$$c = \sqrt{a^2 + b^2} \quad (73)$$

kde c ... přepona [m]
a, b ... odvěsny [m]

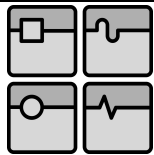


Obr. 72 Znázornění Pythagorovy věty

Hodnota jedné odvěsny pro všechny tři případy je stejná, jelikož vychází z předchozí hodnoty r_T (232,5 mm), druhá odvěsna je už odlišná a byla změřena v modelu sestavy.

Vstupní hodnoty $a_7 = 0,2 \text{ m}$, $b_7 = 0,03 \text{ m}$
 $a_8 = 0,2 \text{ m}$, $b_8 = 0,5 \text{ m}$
 $a_9 = 0,2 \text{ m}$, $b_9 = 0,4 \text{ m}$

$$r_{T7} = \sqrt{a_7^2 + b_7^2} = \sqrt{0,2^2 + 0,03^2} = 0,2 \text{ m} \quad (73.1)$$



$$r_{T8} = \sqrt{a_8^2 + b_8^2} = \sqrt{0,2^2 + 0,5^2} = 0,5 \text{ m} \quad (73.2)$$

$$r_{T9} = \sqrt{a_9^2 + b_9^2} = \sqrt{0,2^2 + 0,4^2} = 0,4 \text{ m} \quad (73.3)$$

Po spočítání vzdálenosti mezi osou rotace a těžištěm těles můžeme momenty setrvačnosti přepočítat k této ose rotace pomocí Steinerovy věty.

Vstupní hodnoty

$$\begin{aligned} J_{T7} &= 422,1 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2 \\ J_{T8} &= 157,7 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2 \\ J_{T9} &= 14,1 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2 \\ m_7 &= 4,5 \text{ kg} \\ m_8 &= 19,9 \text{ kg} \\ m_9 &= 4,6 \text{ kg} \\ r_{T7} &= 0,2 \text{ m} \\ r_{T8} &= 0,5 \text{ m} \\ r_{T9} &= 0,4 \text{ m} \end{aligned}$$

$$J_7 = J_{T7} + m_7 \cdot r_{T7}^2 = 422,1 \cdot 10^{-3} + 4,5 \cdot 0,2^2 = 0,6 \text{ kg.m}^2 \quad (72.4)$$

$$J_8 = J_{T8} + m_8 \cdot r_{T8}^2 = 157,7 \cdot 10^{-3} + 19,9 \cdot 0,5^2 = 5,13 \text{ kg.m}^2 \quad (72.5)$$

$$J_9 = J_{T9} + m_9 \cdot r_{T9}^2 = 14,1 \cdot 10^{-3} + 4,6 \cdot 0,4^2 = 0,75 \text{ kg.m}^2 \quad (72.6)$$

Celkový moment setrvačnosti

$$J_L = J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + J_5 + J_6 + J_7 + J_8 + J_9 \quad (74)$$

$$\begin{aligned} J_L &= 0,0007 + 0,004 + 0,003 + 0,53 + 0,05 + 0,6 + 0,6 + 5,13 + 0,75 \\ &= 7,67 \text{ kg.m}^2 \end{aligned}$$

Podmínka pro moment setrvačnosti

$$\begin{aligned} J_L &\leq 3 \cdot J_{out} \\ 7,67 &\leq 3 \cdot 4,34 \\ 7,67 &\leq 13,02 \end{aligned}$$

Ověřili jsme si, že podmínka je splněna.

Vstupní hodnoty motoru FHA-25C-100-H

Moment setrvačnosti	$J_{out} = 4,34 \text{ [kg.m}^2\text{]}$
Maximální výstupní moment	$M_{max} = 233 \text{ [N.m]}$

VÝPOČET ZÁTĚŽNÉHO MOMENTU

Hodnoty, která zde nebyly ještě zmiňovány, a jsou potřebné pro výpočet, jsou účinnost μ (0,87) a délka r , jež byla změřena z modelu v programu Autodesk Inventor a její hodnota je 0,26 m.

$$M_L = \mu \cdot m_c \cdot g \cdot r = 0,15 \cdot 45,8 \cdot 9,81 \cdot 0,26 = 101,63 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (65)$$

$$M_1 = M_L + \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{(J_{out} + J_L) \cdot n_2}{t_1} = 101,63 + \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{(4,34 + 7,67) \cdot 1}{30} = 101,67 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (66)$$

$$M_1 = 101,67 \text{ N} \cdot \text{m} < M_{max} = 233 \text{ N} \cdot \text{m}, \text{ vyhovuje.}$$

Výpočet efektivního momentu

$$M_2 = M_L = 101,67 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_3 = M_L \cdot (M_1 - M_L) = 101,63 \cdot (101,67 - 101,63) = 4,07 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (67)$$

$$M_{ef} = \sqrt{\frac{M_1^2 \cdot t_1 + M_2^2 \cdot t_2 + M_3^2 \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_p}} = \sqrt{\frac{101,67^2 \cdot 30 + 101,63^2 \cdot 60 + 4,07^2 \cdot 30}{30 + 60 + 30 + 60}} \quad (68)$$

$$= 71,89 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet průměrné rychlosti

$$n_{prum} = \frac{\frac{n_2}{2} \cdot t_1 + n_2 \cdot t_2 + \frac{n_2}{2} \cdot t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_p} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 30 + 1 \cdot 60 + \frac{1}{2} \cdot 30}{30 + 60 + 30 + 60} = 0,5 \text{ ot/min} \quad (69)$$

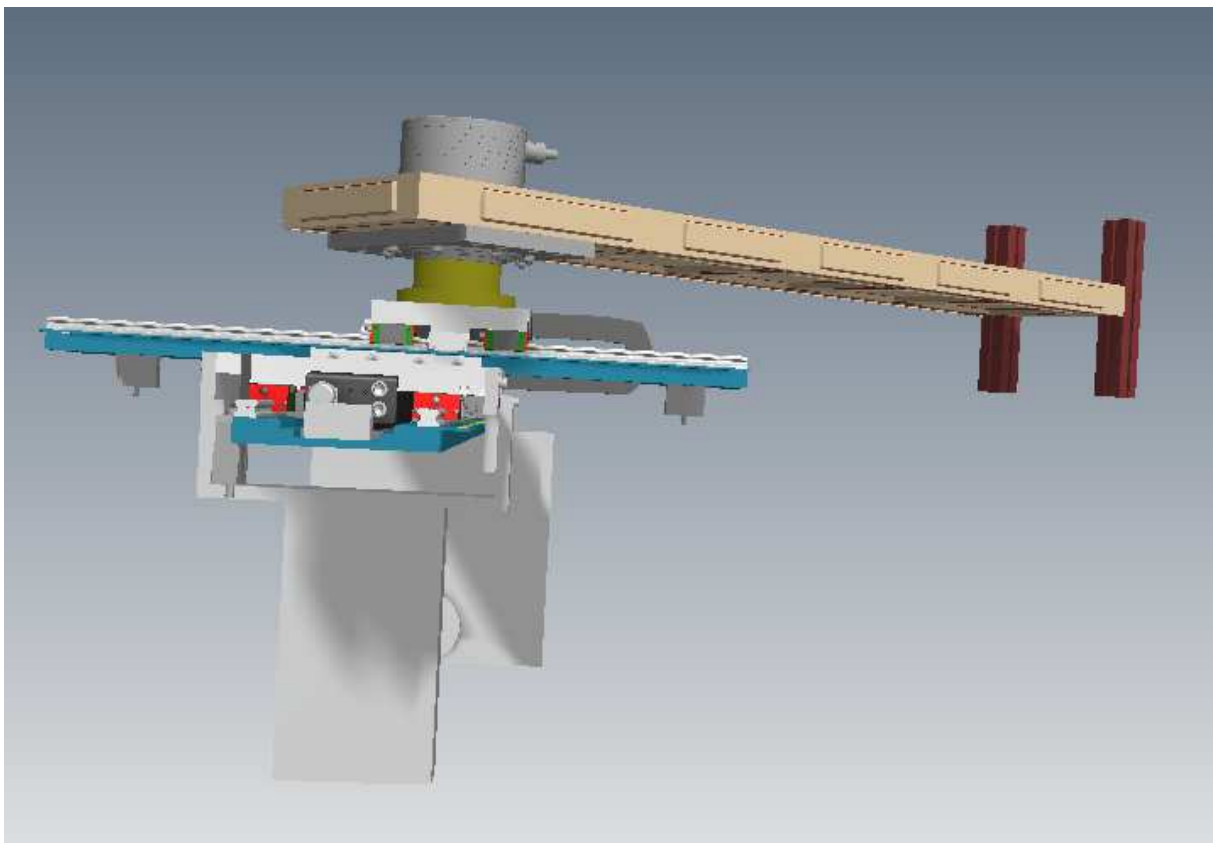
Faktor využití

$$ED = \frac{t_1 + t_2 + t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + t_p} \cdot 100\% = \frac{30 + 60 + 30}{30 + 60 + 30 + 60} = 66,7\% \quad (70)$$

Hodnota t_p (60 s) je navržena pro výpočet, v případě potřeby se může hodnota změnit.

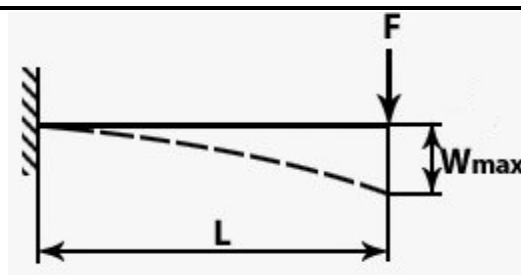
10 NAVRHNUTÁ VARIANTA

Výsledná varianta je tvořena lineárním motorem od firmy HIWIN a servomotorem s harmonickou převodovkou od firmy Harmonic Drive AG. Lineární motor je oproti ostatním variantám dražší provedení, avšak manipulátoru dodává požadované vlastnosti. Lineární motor nám dodává bezúdržbový provoz, nízké opotřebení komponent, vypouští mazací systém apod. Samotný motor se statorovou dráhou je umístěn na hliníkové desce, ke které je přiděláno i lineární tvarové vedení, jenž bylo vybráno opět od firmy HIWIN. Jedná se o nízko zástavbovou řadu EG. Ke každému lineárnímu motoru bylo použito čtyř těchto vozíků a navíc ještě jednoho brzdícího vozíku pro zvýšení bezpečnosti. Navíc u konců desek byly umístěny koncové snímače. Délka os byla oproti původnímu konceptu prodloužena, jelikož se statorové dráhy dodávají jen ve třech různých délkách, které se dají navzájem skládat. Odměrování je řešeno pomocí optického absolutního odměrování od firmy RENISHAW. Pro napájecí kabely a kabely odměrování jsou vedeny energetickým řetězem od firmy IGUS. Jednotlivé komponenty jsou zobrazeny na obrázku 73. Servomotor s harmonickou převodovkou obsahuje brzdu i odměrování.



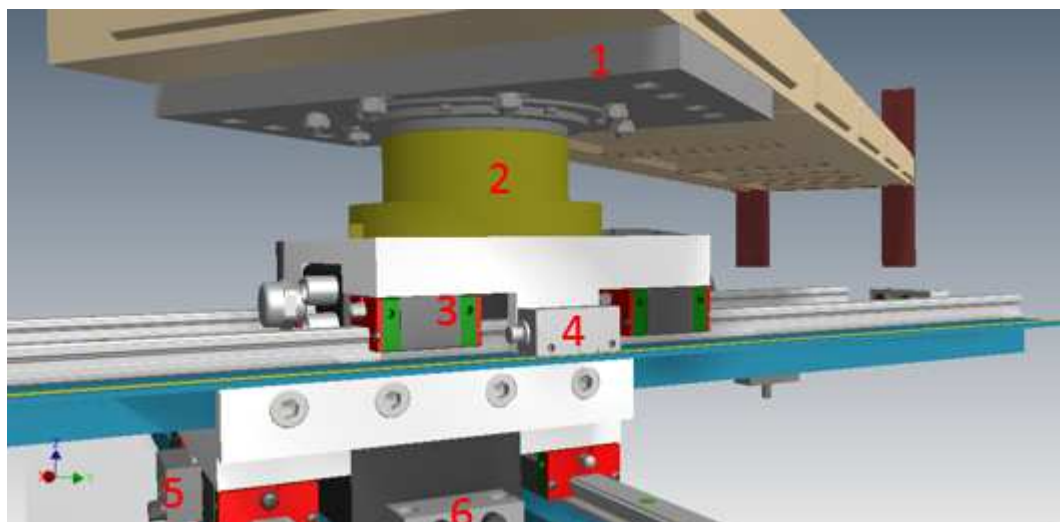
Obr. 73 Pohled na celý manipulátor

Na obrázku 73 je vidět jak bylo v modelu naznačeno pokračování celého zařízení. Jelikož by se pod to stavěl člověk, je potřeba, aby se dala změnit výška nastavení od země z důvodu různého vzrůstu lidí. Toto však už nebylo součástí diplomové práce, proto je zde jen naznačeno uchycení celého manipulátoru za rameno, které musí být dostatečně dlouhé, aby v případě maximálního vysunutí spodní delší osy nedocházelo během rotačního pohybu ke kolizi se sloupem, po kterém by se eventuálně mohla nastavovat výška. Zároveň musí být rameno dostatečně tuhé, aby nedocházelo k průhybu a k znehodnocení výsledků měření.



Obr. 74 Průhyb nosníku

Návrh ramene by vycházel z předepsané minimální délky 950 mm a síla by vycházela z hmotnosti 52 kg.

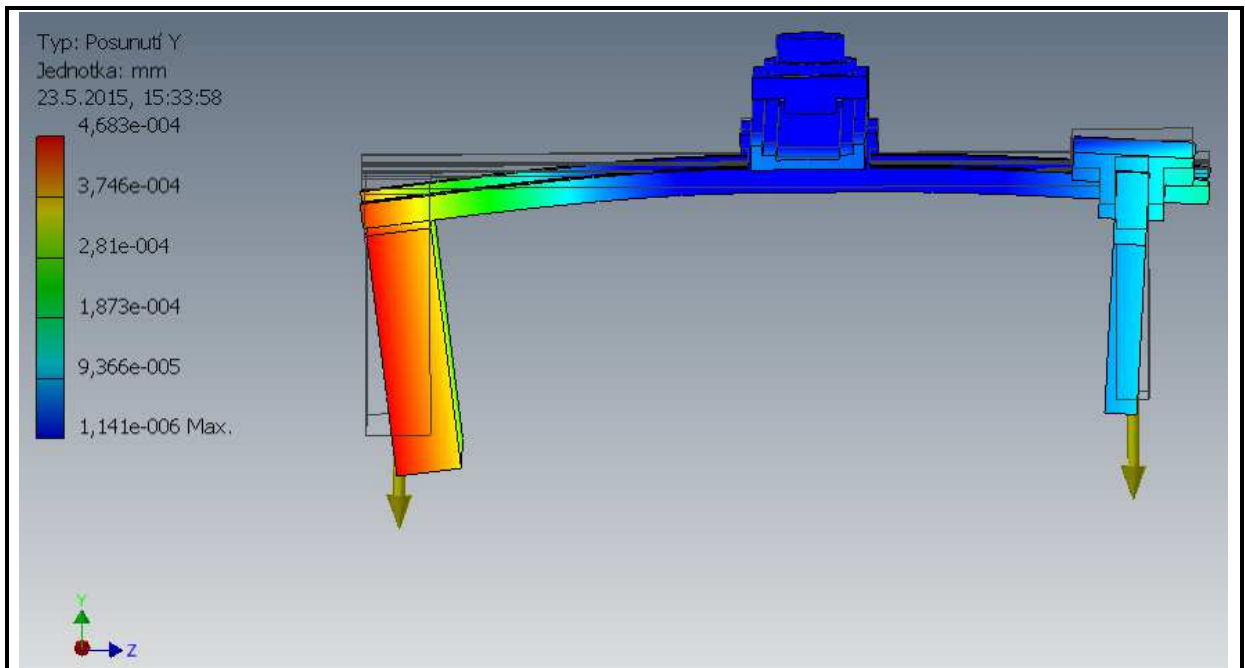
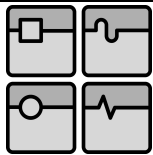


Obr. 75 Detailní náhled - 1) uchycující deska servomotoru, 2) příruba, 3) vozíky tvarového vedení, 4) optické absolutní odměřování, 5) pneumatická brzda, 6) doraz





METODA KONEČNÝCH PRVKŮ (MKP)

Je to numerická metoda, která slouží k simulaci průběhu napětí, deformací, vlastních kmitů, proudění tepla, proudění tekutin atd. na vytváření fyzikálního modelu.

Podstata metody spočívá v rozdělení oblastí tělesa na konečný počet podoblastí (označené jako prvky). Tato rozdělené oblast se nazývá síť konečných prvků a lze oblast rozdělit na tolik dílů, abychom získali požadovanou přesnost výsledku. V místech kde je očekávané napětí se používá detailnější dělení oblasti.



Obr. 76 Posunutí v ose Y

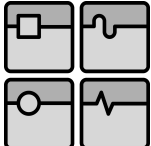
 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 79
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo navrhnout tříosého manipulátoru sloužícího jako zubní rentgen. Vybrání nejlepší varianty a vytvoření 3D modelu a výpočtové zprávy s vybranou výkresovou dokumentací.

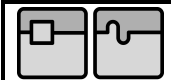

Na základě vytvořené rešerše jsem podle multikriteriální metody vybral lineární motor jako nejvhodnější pojezdový mechanismus lineárních os. Cena lineárního motoru je vyšší oproti zbylým variantám, ale lineární motor nám dodává požadované vlastnosti. Podle příslušného katalogu firmy HIWIN jsem provedl výpočet a ověřil si vhodnost využití lineárního motoru na zvolený pracovní cyklus. Lineární tvarové vedení jsem zvolil pro svou schopnost eliminovat veškeré směry sil a momentů, navíc jsou vozíky vyráběny i jako brzdy s tím, že všechno jezdí po stejné kolejnici. I zde jsem provedl výpočet podle katalogu výrobce. Odměřování bylo zvoleno optické absolutní od firmy RENISHAW, které vyniká svojí přesností. Obě lineární osy byly doplněny dorazy a koncovými spínači plnícími funkci bezpečnostních prvků. Jako rotační pohon byl vybrán servomotor s harmonickou převodovkou, předností této převodky je např. vysoká účinnost a nízké zástavbové rozměry. Pohyb celého manipulátoru by byl řízen řídicím systémem. Pro jeho umístění jsou dvě možnosti. Buď by byl řídicí systém umístěn na rameni manipulátoru a všechny potřebné kabely by se musely vést skrz servomotor s harmonickou převodovkou nebo by se umístil na suport vrchní osy a pouze kabel od řídicího systému by se vedl servomotorem ven. Kabely by byly umístěny do energetického řetěze a chrániček kabelů.

Cena zvoleného lineárního motoru od firmy HIWIN je 12 600,- Kč a v manipulátoru je použit třikrát. Do celkové ceny je navíc potřeba započítat magnetické dráhy. Celková cena 2 ks dlouhých 180 mm a 4 ks dlouhých 300 mm je 32 700,- Kč. Kolejnice a vozíky vyjdou na 20 000,- Kč. Absolutní odměřování vyjde na 3 100,- Kč. Cenu servomotoru s harmonickou převodovkou od firmy Harmonic Drive AG se mně nepodařilo zjistit, ale podle cen již použitých servomotorů, které jsem našel na stránkách ebay, by se cena mohla pohybovat kolem 40 000,- Kč. Cena hliníku na výrobu zbylých komponent bude ovlivněna jeho výběrem. Kvalitnější hliník může vyjít i přes 200 Kč/kg a pro naše potřeby bude potřeba 26 kg. Řídicí systém i s příslušenstvím by vyšel na 21 900,- Kč.



	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 80
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KOLÍBAL, Zdeněk. *Průmyslové roboty I. Konstrukce průmyslových robotů a manipulátorů*. PRAm. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1993. 189 s. ISBN 80-214-0526-0.
- [2] FLORIÁN, Michal. *Návrh paletizačního manipulátoru*. Brno, 2010. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
- [3] STANĚK, Michal. *Aplikace průmyslových robotů v oblasti obrábění*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního Inženýrství, 2009. 42s Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.
- [4] COUFAL, Jiří. *Konstrukce manipulátoru s PKS pro velmi malé součástky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního Inženýrství, 2011. 103s Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Holub
- [5] GERGEL, Jiří. *Návrh manipulátoru portálového typu s podtlakovou uchopovací hlavicí*. Zlín, 2013. Diplomová práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, Fakulta technologická
- [6] ŠTOL, M. *Konstrukční návrh 3-osého manipulátoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního Inženýrství, 2011. 75s Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Holub
- [7] CHLAPEČKA, Tomáš. *Modulární systém lineární osy*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního Inženýrství, 2014. 111s Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Pavlík, Ph.D.
- [8] Slovenská technická univerzita v Bratislave [cit. 2015-02-03]. Dostupné z: http://www.uiam.mtf.stuba.sk/predmety/srs/1-Ucebica/#_Toc310244208
- [9] *University of Rochester* [online]. [cit. 2014-12-16]. Dostupné z: http://www.cs.rochester.edu/users/faculty/nelson/courses/csc_297/images/knr_hydraulic_arm.jpg
- [10] *Mendlova univerzita v Brně* [online]. [cit. 2015-01-01]. Dostupné z: https://is.mendelu.cz/eknihovna/opory/zobraz_cast.pl?cast=58511
- [11] *Wikipedia* [online]. [cit. 2015-01-01]. Dostupné z: http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/7/78/Zub_cerp_faze2.PNG/220px-Zub_cerp_faze2.PNG
- [12] *ENIKA.CZ s.r.o.* [online]. [cit. 2015-01-01]. Dostupné z: http://www.enika.cz/images/newsletter_clanky/obrazek_159_fullsize.jpg?PHPSESSID=2d86ea7098e2f8bbc7172f58d0d1f
- [13] *REM-Technik s.r.o.* [online]. [cit. 2015-01-01]. Dostupné z: <http://www.rem-technik.cz/foto/1000-700/193-236-mgs-asynchronni-motor.jpg>
- [14] *Ložiska Vokoun* [online]. [cit. 2015-01-09]. Dostupné z: <http://www.loziska-vokoun.cz/rubriky/motory/P2TV.jpg>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 81
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [15] *Pavel Lasák, osobní stránky* [online]. [cit. 2015-01-09]. Dostupné z: <http://pavel.lasakovi.com/projekty/elektrotechnika/linearni-pohony/linearni-pohon.gif>
- [16] *REM-Technik s.r.o.* [online]. [cit. 2015-01-10]. Dostupné z: <http://www.rem-technik.cz/foto/1000-700/319-515-ztrs-ph-a.jpg>
- [17] *HIWIN s.r.o.* [online]. [cit. 2015-01-21]. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/media/slider/1.png>
- [18] *EBECO CZ, s.r.o.* [online]. [cit. 2015-01-24]. Dostupné z: http://www.ebeco.cz/galerie/00000595-obr_linset.jpg
- [19] *Bosch Rexroth, spol. s.r.o.* [online]. [cit. 2015-01-24]. Dostupné z: http://dc-corp.resource.bosch.com/media/general_use/products/linear_motion_1/profiled_rail_system/roller_rail_systems/rshp/RSHP_734x279_w734.jpg
- [20] KOPAL, M., *Odměřovací systémy a jejich vliv na přesnost*. MM Průmyslové spektrum [online]. 2013. [cit. 2015-01-24] Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/odmerovaci-systemy-a-jejich-vliv-na-presnost.html>
- [21] Střední škola technická Opava [online]. [cit. 2015-01-25]. Dostupné z: http://sst.opava.cz/pernikar/nove_www/CNC_soubory/prime.htm
- [22] *Střední škola technická Opava* [online]. [cit. 2015-01-25]. Dostupné z: http://sst.opava.cz/pernikar/nove_www/CNC_soubory/neprime.htm
- [23] *Balluff CZ s.r.o.* [online]. [cit. 2015-01-25]. Dostupné z: <http://www.balluff.com/balluff/MCZ/cs/img/pictures/1331912877997.jpg>
- [24] *Harmoic Drive AG* [online]. [cit. 2015-04-25]. Dostupné z: http://harmonicdrive.de/produkte/media/catalog/category/1018853_FHA_C_en_1.pdf
- [25] ĀÁPALOVÁ, Andrea. *Dentální radiologie v diagnostickém zobrazování*. Olomouc, 2014. bakalářská práce (Bc.). UNIVERZITA PALACKÉHO V OLOMOUCI. Fakulta zdravotnických věd
- [26] *VMK-RTG s.r.o.* [online]. [cit. 2015-02-25]. Dostupné z: http://www.vmk-rtg.cz/images/intra/prox_6.jpg
- [27] *AURA Medical s.r.o.* [online]. [cit. 2015-02-25]. Dostupné z: <http://www.aura-group.cz/img/rtg-pristroje/dental-01.jpg>
- [28] *HIWIN s.r.o.* [online]. [cit. 2015-03-03]. Dostupné z: http://www.hiwin.cz/media/files/05_Polohovaci_systemy_Linearni_osy.pdf
- [29] *Linear Motor System - HIWIN* [online]. [cit. 2015-03-03]. Dostupné z: [http://www.hiwin.com/pdf/lm/M99TE03-0705\(ebook\).pdf](http://www.hiwin.com/pdf/lm/M99TE03-0705(ebook).pdf)
- [30] KRÁL, Stanislav. *Návrh metodiky pro volbu základních komponent lineárních os obráběcího stroje* [online]. 2012 [cit. 2015-03-25]. Diplomová práce.
- [31] *Ballscrews & Accessories - HIWIN* [online]. [cit. 2015-03-25]. Dostupné z: Ballscrews

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 82
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

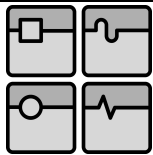
- [32] Barnes Industries, Inc. [online]. [cit. 2015-03-28]. Dostupné z: <http://www.barnesballscrew.com/how-a-ball-screw-works/>
- [33] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014, 684 s. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [34] Katalog kuličkové šrouby – HIWIN [online]. [cit. 2015-03-30]. Dostupné z:
- [35] Linear Guideway – HIWIN [online]. [cit. 2015-03-30]. Dostupné z: http://www.hiwin.com/pdf/lg/0809/Hiwin%20Linear%20Guideway%20Catalog_G99TE13-0809.pdf
- [36] *Power Transmission Engineering* [online]. [cit. 2015-04-10]. Dostupné z: http://www.powertransmission.com/issues/0706/harmonic_fig1.jpg
- [37] BRUS, J. Deskripce různých druhů převodovek HARMONIC-DRIVE. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 29 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Zdeněk Kolíbal, CSc.
- [38] VEVERKA, I. Deskripce planetových převodovek pro pohony robotů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009, 40s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Zdeněk Kolíbal, CSc.
- [39] www.pinterest.com [online]. [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: <https://s-media-cache-ak0.pinimg.com/originals/f5/81/a7/f581a7507086be1677648b6d7d2d94d6.jpg>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m.s ⁻²]	zrychlení
μ	[-]	koeficient tření
a_L	[m/s ²]	lineární zrychlení
a_{os}	[m]	rameno působíště osové síly
a_{os}	[m]	rameno působíště osové síly
C_0	[N]	statická únosnost
C_{0min}	[N]	minimální statická únosnost KŠM
C_{dyn}	[N]	dynamická únosnost
d_k	[mm]	průměr hřídele
F	[N]	akční síla
f	[-]	statický bezpečnostní koeficient
f_1	[-]	součinitel tření
f_2	[-]	ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu
f_3	[-]	ekvivalentní součinitel tření redukováný na poloměr čepu
F_a	[N]	setrvačná síla
F_A	[N]	požadovaná axiální síla
F_c	[N]	kontinuální síla motoru
F_g	[N]	tíhová síla
f_H	[-]	faktor tvrdosti
F_i	[N]	proměnné zatížení při otáčkách n_i
F_k	[N]	max. teoretická dovolená axiální síla
F_{kmax}	[N]	max. dovolená provozní axiální síla
F_m	[N]	střední zatížení
f_{mech}	[Hz]	mechanická frekvence
F_p	[N]	špičková síla
F_{prum}	[N]	průměrná síla motoru
F_R	[N]	třecí odpor
f_T	[-]	faktor provozní teploty
F_{TS}	[F]	třecí síla svislého vedení
F_{TV}	[F]	třecí síla nakloněného vedení
F_v	[N]	síla odporu ve vedení
f_W	[-]	faktor zatížení





g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
G	[N]	tíhová síla
i	[-]	převodový poměr převodovky
i_1	[-]	převodový poměr vloženého převodu
I_c	[A]	průměrný proud motoru
I_p	[A]	špičkový proud motoru
i_p	[-]	převodový poměr vložené převodovky
I_{pmax}	[A]	maximální špičkový proud
I_{prum}	[A]	průměrný proud motoru
J_{rhm}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru
k_d	[-]	koeficient uložení
K_f	[N/A]	silová konstanta motoru
k_i	[-]	bezpečnost proudového vytížení
k_k	[-]	koeficient závislosti na uložení
K_m	[N/W ^{1/2}]	motorová konstanta
k_{MAT}	[N/m]	tuhost matice
k_{sr}	[N/m]	tuhost šroubu
K_v	[V/(m/s)]	poměr napětí ku rychlosti pohybu motoru
L	[m]	nominální životnost
l_d	[mm]	vzdálenost mezi ložisky
L_h	[hod]	hodinová životnost
L_h	[hod]	životnost v hodinách
l_k	[mm]	nepodepřená délka hřídele
L_s	[m]	délka stolu
M_0	[N.m]	přípustný statický moment
m_c	[kg]	celková hmotnost
M_{dyn}	[N.m]	celkový dynamický moment redukováný na hřídel motoru
M_{ef}	[N.m]	efektivní moment
M_F	[N.m]	třecí moment
M_G	[N.m]	moment potřebný k překonání odporu ve vedení
M_{GT}	[N.m]	moment tíhové síly
m_j	[kg]	hmotnost jezdcy
M_{KSM}	[N.m]	moment od předepnutí KŠM

M_L	[N.m]	moment od třecích sil v ložisku
m_m	[kg]	hmotnost motoru
M_m	[N.m]	moment motoru
m_r	[kg]	hmotnost rotoru motoru
M_s	[N.m]	statický ekvivalentní moment
m_{sr}	[kg]	hmotnost šroubu
m_z	[kg]	hmotnost zátěže
M_{zdrhm}	[N.m]	moment zátěže redukováný na hřídel motoru
M_{zsrhm}	[N.m]	statický moment zátěže redukováný na hřídel motoru
n_k	[min ⁻¹]	kritické otáčky
n_m	[min ⁻¹]	střední otáčky
n_{max}	[min ⁻¹]	maximální přípustné otáčky
P	[mm]	stoupání kuličkového šroubu
$P_1 \div P_4$	[N]	ekvivalentní zatížení
P_d	[N]	dynamické zatížení
P_s	[N]	statické ekvivalentní zatížení
R_{25}	[Ω]	odpor vinutí
R_T	[°C/W]	tepelný odpor
s	[m]	stoupání závitu
s	[m]	stoupání závitu
S_0	[-]	bezpečnostní koeficient statického zatížení
s_{plr}	[m]	délka úseku plnou rychlostí
s_r	[m]	dráha rychloposuvu
s_u	[m]	délka jednoho úseku
s_z	[m]	dráha pro zrychlení
T	[°C]	oteplení motoru
t_ε	[s]	doba práce motoru (činnosti)
T_{max}	[°C]	maximální teplota motoru
t_p	[s]	doba prostoje motoru
t_{plr}	[s]	doba chodu plnou rychlostí
t_{poz}	[s]	požadovaná doba zrychlení
t_{pr}	[s]	doba prostoje
t_r	[s]	doba rychloposuvu



DIPLOMOVÁ PRÁCE

U_{\max}	[V]	maximální napájecí napětí
V.M.	[%]	vytížení motoru
v_p	[m/s]	požadovaná rychlost
W	[N]	tíhová síla přesouvané hmotnosti
x	[-]	počet různých cyklů
z	[m]	délka zdvihu
α	[°]	úhel sklonu vedení
ε_m	[rad]	úhlové zrychlení
η_1	[-]	účinnost vloženého převodu
η_c	[-]	celková účinnost
η_L	[-]	účinnost ložiska
η_p	[-]	účinnost převodové skříně
η_s	[-]	účinnost KŠM
η_v	[-]	účinnost vedení

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 87
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – model manipulátoru

Příloha 2 – Výkres sestavy manipulátoru (S01-2014/15-A1)

Příloha 3 – Výkres desky lineární osy (V01-2014/15-A3)

Příloha 4 – AC Servo Actuators FHA-C katalog