



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

MANIPULÁTOR NÁSTROJOVÝCH DRŽÁKŮ A HLAV

TOOL HOLDERS AND MACHINING HEADS MANIPULATOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

PAVEL NEUDERT

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. LUBOMÍR NOVOTNÝ, Ph.D.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2008/09

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Neudert Pavel

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

obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení (2302T019)**

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:

Manipulátor nástrojových držáků a hlav

v anglickém jazyce:

Tool holders and machining heads manipulator

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte kinematickou studii a navrhnete manipulátor pro výměnu nástrojů a adaptérů u stroje s výškově přestavitelným příčnickem a zásobníkem pevně spojeném se zemí.

Cíle diplomové práce:

Parametry hlav (držáků) a stroje a požadavky kladené na manipulátor:

zdvih příčnicku 1000mm (výjimečně 2000mm), zdvih smykadla 1500mm, průřez nástrojových hlav a držáku 240x240mm, hmotnost hlav a držáku 30-200kg (výjimečně až 300kg), max. výška hlav a držáku od upínací plochy (osa z) 600 mm, standardní šířka hlav a držáku 240mm (v ose $y = \pm 120\text{mm}$), délka hlav 710mm (v ose $+x = 400\text{mm}$, v ose $-x = 310\text{mm}$), hlavy jsou uloženy v zásobníku hlav buď svislém umístěném vedle stroje nebo vodorovném stojícím vedle stroje, doba polohování držák-držák 10 sec, doba polohování místo výměny smykadlo - místo v zásobníku nástrojů 60 sec, přesnost polohování 0,15 mm, zařízení musí umožňovat obsluhu zakládání hlav do zásobníku, manipulátor umožňuje výměnu nástroje v libovolné poloze příčnicku, zařízení musí splňovat bezpečnostní požadavky.

Navrhnete varianty řešení spolu s nejvýhodnější orientací nástroje v zásobníku a jeho polohou vůči stroji. Vypracujte technické a technickoekonomické porovnání navržených variant, a proveďte výběr optimální varianty. Navrhnete koncepci koncového efektoru, způsoby upnutí hlav a držáků případně jejich nezbytné úpravy. Proveďte nezbytné technické výpočty vybrané varianty. Text DP doplňte statí o bezpečnosti provozu tohoto manipulátoru. Dále pak vytvořte sestavní výkresy automatické výměny hlav a detailní výkresy dvou stěžejních součástí, které odpovídají normám a požadavkům na technickou dokumentaci.

Seznam odborné literatury:

Technická literatura oboru obráběcích strojů.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Lubomír Novotný, Ph.D.

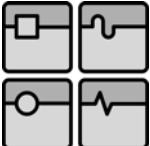
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/09.

V Brně, dne 21.11.2008



Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 1
DIPLOMOVÁ PRÁCE		

ABSTRAKT

Neudert Pavel

Cílem této práce je studie variant manipulátoru pro výměnu nástrojových hlav. Zpráva obsahuje výběr optimální kinetické varianty a konkrétní konstrukční řešení manipulátoru, součástí je také technická zpráva a ekonomické zhodnocení.

Klíčová slova:

Manipulátor, výměna, nástrojová hlava, nástroj, hlavička nástroje, obráběcí centrum

Neudert Pavel

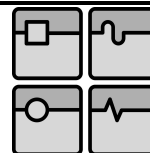
Goal of this work is preparing different variants of manipulator for changing the tool holder. The report contains choose of optimal solution and specific design solution of manipulator, including technical report and economical conclusions.

Keywords:

Manipulator, change, tool holder, tool, machining heads, machining centre

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NEUDERT, P. *Manipulátor nástrojových držáků a hlav*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 104 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubomír Novotný, Ph.D.

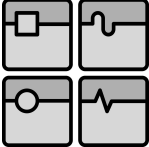


MÍSTOPŘÍSEŽNÉ PROHLÁŠENÍ

Místopřísežně prohlašuji, že jsem byl seznámen s předpisy pro vypracování DP a že jsem celou DP včetně příloh vypracoval samostatně. Ustanovení předpisů pro vypracování DP jsem vzal na vědomí a jsem si vědom toho, že v případě jejich nedodržení nebude vedoucím DP moje práce přijata.

V Brně, dne

.....
Pavel Neudert

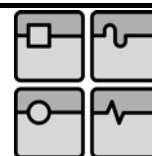
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 3
DIPLOMOVÁ PRÁCE		

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych rád poděkoval rodičům za podporu při studiu a hlavně mému otci za cenné rady a odbornou pomoc při zpracování této práce.

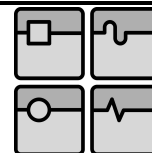
Dále bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce panu Ing. Lubomírovi Novotnému, Ph.D. z firmy TOSHULIN a.s.

Děkuji také panu ing. Novákovi z firmy SMC a.s. za cenné informace ohledně pneumatiky.

**OBSAH**

1	ÚVOD	6
1.1	KONSTRUKČNÍ ZADÁNÍ	6
2	SOUPIS POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	7
3	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ VÝMĚNY NÁSTROJŮ.....	9
3.1	Informační zdroje	9
3.2	Stávající postupy řešení výměny nástrojů	9
3.3	Stávající postupy řešení výměny nástrojových hlav.....	11
4	KONSTRUKČNÍ SPECIFIKACE.....	12
4.1	Původní řešení výměny nástrojů.....	12
4.1.2	Cíl diplomové práce	12
4.2	Princip výměny nástrojové hlavy.....	13
4.3	Poloha pro výměnu nástrojové hlavy	13
4.4	Uchopovací efektor.....	15
5	NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ	17
5.1	Horní gántry, kartézský manipulátor	17
5.2	Sloupový manipulátor ver.1	19
5.3	Sloupový manipulátor ver.2	21
5.4	Sloupový manipulátor otočný.....	23
5.5	Manipulátor s protizávažím	25
5.6	Průmyslový robot.....	27
5.7	Kinematické řešení uchopovacího efektoru	29
5.8	Výběr optimální varianty řešení	31
6	VÝPOČTY A KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ.....	33
6.1	Výpočet uchopovacího efektoru.....	33
6.1.1	Indexovací síla uchopovacího efektoru	34
6.1.2	Výpočet životnosti vedení	37
6.1.3	Výpočet hydraulického válce.....	41
6.2	Výpočet pohonu osy x, nástrojové hlavy.....	42
6.2.1	Výpočet životnosti vedení	43
6.2.2	Výpočet životnosti kuličkového šroubu	47
6.2.3	Výpočet řemenového ozubeného převodu	52
6.2.4	Volba servomotoru	53
6.3	Výpočet pohonu osy x, nástroje.....	55
6.3.1	Výpočet životnosti vedení	56
6.3.2	Výpočet hydraulického válce.....	58

6.4	Výpočet pohonu zdvihu konzole	59
6.4.1	Výpočet životnosti vedení	62
6.4.2	Výpočet životnosti kuličkového šroubu.....	64
6.4.3	Výpočet řemenového ozubeného převodu.....	69
6.4.4	Volba servomotoru	70
6.5	Výpočet pohonu posuvu podél osy y	72
6.5.1	Výpočet životnosti vedení	74
6.5.2	Výpočet pohonu	76
6.6	Výpočet pohonu otáčení sloupu.....	78
6.6.1	Výpočet životnosti ložisek	79
6.6.2	Výpočet ozubeného řemenu pro otáčení sloupu	81
6.6.3	Výpočet pohonu otáčení sloupu.....	82
7	UCHOPOVACÍ EFEKTOR NÁSTROJŮ	83
8	ČASOVÁ ANALÝZA	87
8.1	Výměna nástrojové hlavy.....	87
8.2	Výměna nástrojů.....	89
9	TUHOSTNÍ ANALÝZA.....	90
9.1	Výpočet tuhosti manipulátoru v ose z	90
9.1.1	Tuhost uchopovacího ramene, excentrické zatížení	91
9.1.2	Tuhost uchopovacího ramene, osové zatížení.....	92
9.1.3	Tuhost pojezdu nástrojové hlavy.....	93
9.1.4	Tuhost otočného stolu.....	94
9.1.5	Tuhost Hlavní nosné desky.....	95
9.2	Celková tuhost manipulátoru, excentrická nástrojová hlava	96
9.3	Celková tuhost manipulátoru, excentrická nástrojová hlava	96
10	SENZORY A PŘESNOST POLOHOVÁNÍ	97
11	MAZÁNÍ.....	97
12	BEZPEČNOST STROJNÍHO ZAŘÍZENÍ.....	98
11.1	Zákony a normy	98
11.2	Analýza rizik	98
13	EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ.....	101
14	ZÁVĚR	102
15	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	103
16	SEZNAM PŘÍLOH.....	104



1 ÚVOD

Tato diplomová práce obsahuje studie variant kinematického řešení manipulátoru pro výměnu nástrojových hlav a nástrojů pro CNC obráběcí centrum. Dále obsahuje výběr optimálního řešení uchopovacího efektoru.

Součástí této práce je také konstrukční návrh vybrané varianty spolu s dílčími výpočty.

Závěrem jsou uvedeny technické parametry manipulátoru.

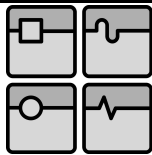
1.1 KONSTRUKČNÍ ZADÁNÍ

Parametry hlav (držáků) a stroje a požadavky kladené na manipulátor:

- zdvih příčnicku 1000 mm (výjimečně 2000 mm)
- zdvih smykadla 1500 mm
- průřez nástrojových hlav a držáku 240x240 mm
- hmotnost hlav a držáku 30-200 kg (výjimečně až 300 kg)
- max. výška hlav a držáku od upínací plochy (osa z) 600 mm, standardní šířka hlav a držáku 240 mm (v ose $y=\pm 120$ mm), délka hlav 710 mm (v ose $+x=400$ mm, v ose $-x=310$ mm)
- hlavy jsou uloženy v zásobníku hlav buď svislém umístěném vedle stroje, nebo vodorovném stojícím vedle stroje
- doba polohování držák-držák 10 sec
- doba polohování místo výměny smykadlo - místo v zásobníku nástrojů 60 sec
- přesnost polohování 0,15 mm
- zařízení musí umožňovat obsluhu zakládání hlav do zásobníku
- manipulátor umožňuje výměnu nástroje v libovolné poloze příčnicku
- zařízení musí splňovat bezpečnostní požadavky.

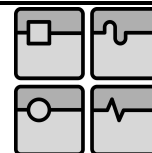
Cíle diplomové práce:

- Navrhnout varianty řešení spolu s nejuhodnější orientací nástroje v zásobníku a jeho polohou vůči stroji.
- Vypracovat technické a technickoekonomické porovnání navržených variant, a provést výběr optimální varianty.
- Navrhnout koncepci koncového efektoru, způsoby upnutí hlav a držáků případně jejich nezbytné úpravy.
- Provést nezbytné technické výpočty vybrané varianty. Text DP doplnit statí o bezpečnosti provozu tohoto manipulátoru.
- Dále pak vytvořit sestavní výkresy automatické výměny hlav a detailní výkresy dvou stěžejních součástí, které odpovídají normám a požadavkům na technickou dokumentaci.

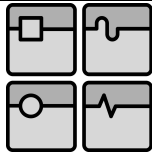


2 SOUPIS POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbol	Jednotka	Popis
α_{ved}	[°]	Úhel sklonu vedení
α_t	[°]	Třecí úhel smykového tření
α	[°]	Zvolený úhel sklonu kuželu
ε_s	[rad.s ⁻¹]	Úhlové zrychlení šroubu
σ_{H0}	[MPa]	Únavová únosnost
η_c	[-]	Celková účinnost
η_s	[-]	Účinnost kuličkového šroubu
η_L	[-]	Účinnost ložiska
η_v	[-]	Účinnost vedení
a	[m.s ⁻²]	Zrychlení posuvového mechanismu
C_0	[N]	Dynamická únosnost lineárního vedení
C_a	[N]	Dynamická únosnost kuličkového šroubu
c_1	[m]	Hodnoty získané z reálného modelu
c_2	[m]	Hodnoty získané z reálného modelu
c_{1-4}	[N.μm ⁻¹]	tuhost jednotlivých dílů manipulátoru
c_c	[N.μm ⁻¹]	Výsledná tuhost manipulátoru
d_0	[m]	Průměr závitu kuličkového šroubu
d_1	[m]	Hodnoty získané z reálného modelu
d_2	[m]	Hodnoty získané z reálného modelu
e	[m]	Excentricita tíhového zatížení
F_{a1-2}	[N]	Vnitřní axiální zatížení kuličkového šroubu
F_{amax}	[N]	Maximální axiální zatížení kuličkového šroubu
F_c	[N]	Celková zatěžující síla a na kuželový trn
F_G	[N]	Zátěž od třecích sil ve vedení
F_i	[N]	Zvolená indexovací síla
F_{imin}	[N]	Minimální indexovací síla na jeden trn
F_k	[N]	Síla potřebná pro eliminaci klopného momentu
F_m	[N]	Poměrné vnitřní axiální zatížení kuličkového šroubu
F_o	[N]	Odpor nezatíženého chodu kuličkového šroubu
F_p	[N]	Předeprnutí kuličkového šroubu
F_p	[N]	Potřebná síla na píst
F_r	[N]	Střední axiální zatížení kuličkového šroubu
F_{set}	[N]	Setrvačná síla
f_1	[-]	Třecí součinitel vedení
f_2	[-]	Třecí součinitel kuličkového šroubu
f_3	[-]	Třecí součinitel ložiska
f_h	[-]	Kontaktní součinitel
f_m	[-]	Koeficient vlivu jakosti a stavu materiálu
f_n	[m.s ⁻¹]	Koeficient uchycení kuličkového šroubu
f_t	[-]	Teplotní součinitel
f_t	[-]	Součinitel smykového tření
f_v	[mm ²]	Koeficient uchycení kuličkového šroubu
f_w	[-]	Součinitel zatížení
G	[N]	Působící tíha na jeden kuželový trn
g	[m.s ⁻²]	Gravitační zrychlení



Symbol	Jednotka	Popis
H_c	[m]	Zdvih kuličkového šroubu
H_s	[m]	Dráha uražená při zrychlení
i	[-]	Převodový poměr
J_{bmot}	[kg.cm ²]	Brzdňý moment setrvačnosti motoru
J_m	[kg.cm ²]	Moment setrvačnosti redukováný na hřídel
J_{mot}	[kg.cm ²]	Moment setrvačnosti motoru
J_G	[kg.cm ²]	Moment setrvačnosti převodovky
J_{HRM}	[kg.cm ²]	Celkový moment setrvačnosti
L	[km]	Životnost vedení příčnicku
L_8	[mm]	Délka kuličkového šroubu
L_c	[ot]	Celková trvanlivost kuličkového šroubu
L_h	[hod]	životnost v hodinách
M_{DM}	[N.m]	Dynamický moment motoru
M_F	[N.m]	Pasivní moment od vnější síly
M_G	[N.m]	Moment zátěže od třecích sil ve vedení
M_{GT}	[N.m]	Moment od tíhové složky
M_k	[N.m]	Klopný moment u uchop. efektoru
M_{KS}	[N.m]	Statický moment na vstupu kuličkového šroubu
M_{KSM}	[N.m]	Moment pasivního odporu kuličkového šroubu
M_L	[N.m]	Moment pasivních odporů v ložiskách
M_{max}	[N.m]	Maximální točivý moment
M_{ZRHM}	[N.m]	Pasivní moment zátěže
m_c	[kg]	Maximální hmotnost nástrojové hlavy (zadaná hodnota)
m_e	[kg]	Průměrná hmotnost nástrojové hlavy
m_{ef}	[kg]	Přesouvaná hmotnost
m_{max}	[kg]	Maximální možná hmotnost nástrojové hlavy
m_u	[kg]	Hmotnost nesené části manipulátoru
n_m	[ot.min ⁻¹]	Otáčky kuličkového šroubu
n_{max}	[ot.min ⁻¹]	Maximální možné otáčky kuličkového šroubu
OC		Obráběcí centrum
P_{1-4}	[N]	Normálové zatížení vozíku lineárního vedení
P_{1-4e}	[N]	Ekvivalentní zatížení vozíku lineárního vedení
P_{1-4t}	[N]	Tečné zatížení vozíku lineárního vedení
p	[m]	Stoupání kuličkového šroubu
Q_{kr}	[N]	Kritická axiální síla kuličkového šroubu
q_i	[%]	Poměrná doba působení
T_c	[s]	Celkový čas
T_s	[s]	Rozběhový a brzdící čas
T_x	[m]	Poloha těžiště nesené části manipulátoru v ose x
T_y	[m]	Poloha těžiště nesené části manipulátoru v ose y
T_z	[m]	Poloha těžiště nesené části manipulátoru v ose z
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost posuvového mechanismu
v_e	[m.s ⁻¹]	Ekvivalentní rychlost pojezdu
W	[kg]	Celková přesouvaná hmotnost
Z_ε	[-]	Součinitel součtové délky dotyk. Křivek
Z_E	[-]	Mechanické vlastnosti materiálu
Z_H	[-]	Součinitel tvaru zubů



3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ VÝMĚNY NÁSTROJŮ

3.1 Informační zdroje

Pro konstrukční návrh řešení manipulátoru pro výměnu nástrojů a nástrojových hlav bylo nutné získat dostatek informací. Hlavním zdrojem informací byly prospektové materiály jednotlivých firem a datové listy k jednotlivým strojům.

3.2 Stávající postupy řešení výměny nástrojů

Výměna nástrojů u NC (číslově řízených) výrobních strojů byla již často řešena, a prakticky se již nesetkáme se strojem, který by neobsahoval alespoň částečnou automatickou výměnu nástrojů.

V dnešní době se můžeme setkat s řadou systémů pro výměnu nástrojů

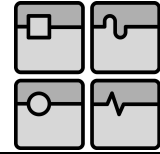
- Revolverová nástrojová hlava
Nástrojová hlava nese s sebou několik nástrojů, a výměna se provádí pootočením nástrojové hlavy tak, aby byl použit jiný nástroj.



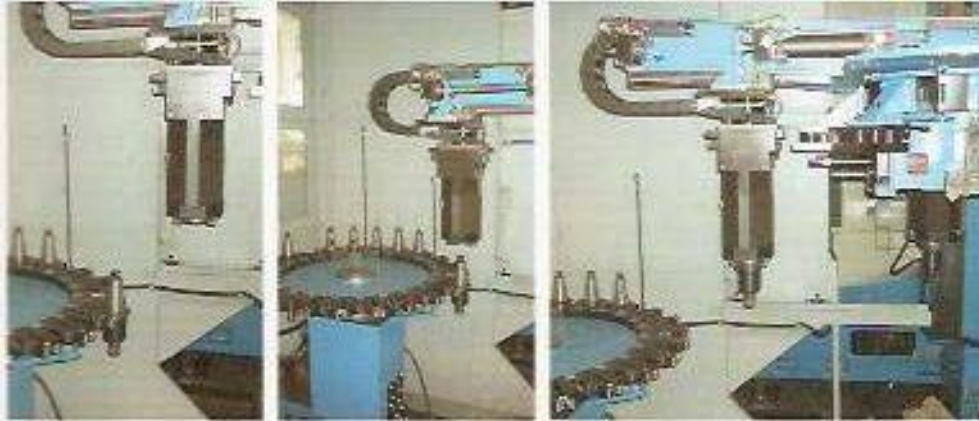
Obr. 3 - 1 Trojnásobná revolverová hlava na soustruhu firmy SPINNER

Nevýhodou je omezený počet nástrojů a nutná vysoká tuhost otočného mechanismu.

Tento systém je velmi hojně používán u soustruhů a soustružnických obráběcích center.



- Nástroj uložen v zásobníku, pick-up systém pro výměnu
Jedná se o výměnu nástrojů bez použití manipulátoru. Nástroje jsou uloženy v zásobníku nástrojů, který je konstruován tak, aby výrobnímu stroji umožnil bezpečné uložení a vyjmutí nástroje ze zásobníku.

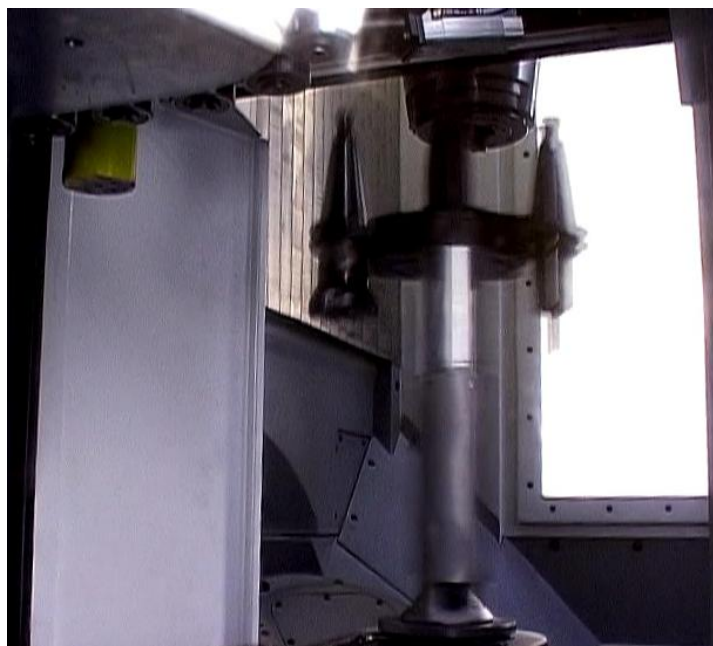


Obr. 3 - 2 Pick-up systém zásobníku SKA, firma TOS Hulín

Nástroje jsou umístěny na otočném zásobníku, nebo na pohyblivém řetězu. Při výměně nástroje se zásobník pootočí tak, aby si obráběcí stroj vzal správný nástroj.

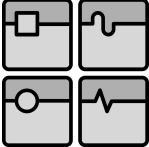
Tento systém je hojně používán u frézovacích obráběcích center.

- Nástroj uložen v zásobníku, pro výměnu je použit manipulátor
Jedná se o výměnu nástrojů s použitím manipulátoru. Zásobník nástrojů je umístěn tak, že není možné, aby si stroj dojel pro výměnu až k zásobníku. Proto je použit jednoduchý a rychlý manipulátor, který přenesení nástroj ze zásobníku k nástrojové hlavě obráběcího centra.



Obr. 3 - 3 Zásobník výměny nástrojů DMU 50 eVo, firma DMG

Tento systém je používán u obráběcích center s velkou zásobou nástrojů.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 11
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3.3 Stávající postupy řešení výměny nástrojových hlav

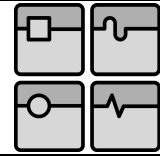
Nástrojové hlavy mají široký hmotnostní i rozměrový rozsah, proto je výměna nástrojové hlavy u moderních CNC obráběcích center řešena většinou manuálně.

Automatická výměna nástrojových hlav však může přinést značné zrychlení a zefektivnění obráběcího centra. Proto tato problematika vstupuje čím dál víc do popředí a firmy zabývající se výrobou obráběcích strojů se snaží touto problematikou zabývat.

Revolverový zásobník i pick-up systém je pro tento typ výměny prakticky nepoužitelný z důvodu vysokých hmotností nástrojových hlav.

Proto automatická výměna nástrojových hlav v dnešní době probíhá pouze pomocí manipulátoru s pevným, nehybným zásobníkem nástrojových hlav.

Jako manipulátor se používají manipulační roboty umístěné na posuvném dopravníku, které mají speciálně upravený uchopovací efektor.



4 KONSTRUKČNÍ SPECIFIKACE

4.1 Původní řešení výměny nástrojů

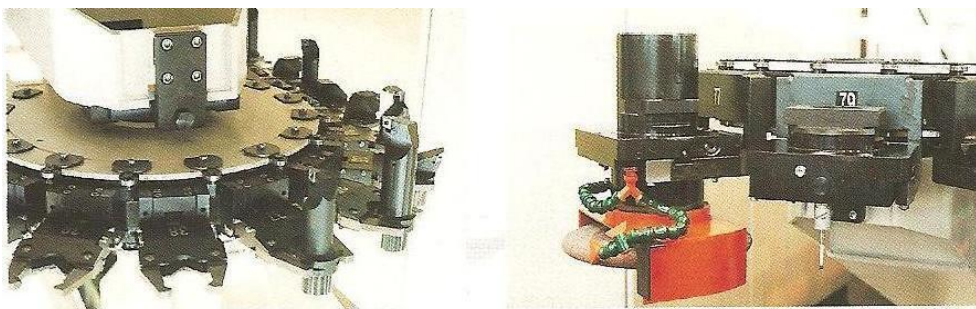
Manipulátor pro výměnu nástrojů je řešen pro výrobní řadu CNC obráběcích center PWERTURN od firmy TOS Hulín.



Obr. 4 - 1 PWERTURN y od firmy TOS Hulín

Toto CNC obráběcí centrum má konstruované automatické výměny, a to jak obrobků, tak i nástrojů.

Výměna nástrojů a nástrojových hlav je řešena pomocí pick-up systému výměny nástrojů (vpravo od stroje). Na vodorovném stole s otočným řetězovým dopravníkem jsou umístěny nástroje i nástrojové hlavy. Pokud má příčník vyšší zdvih než smýkadlo příčníku, tak celý stůl se navíc pohybuje podél svislé osy, tak aby byla možnost výměny v každé poloze příčníku.



Obr. 4 - 2 Řetězový zásobník nástrojů

Nevýhodou tohoto zásobníku je, že má omezenou celkovou hmotnost nástrojů, a tím i omezenou kapacitu nástrojů.

4.1.2 Cíl diplomové práce

Úkolem diplomové práce je zkonstruovat manipulátor, který bude schopen výměny nástrojů v každé pozici příčníku, a zároveň bude nástroje uskláňovat v pevném nepohyblivém zásobníku. Takovéto uspořádání, by mělo vést k navýšení kapacity nástrojů a nástrojových hlav v zásobníku.

4.2 Princip výměny nástrojové hlavy

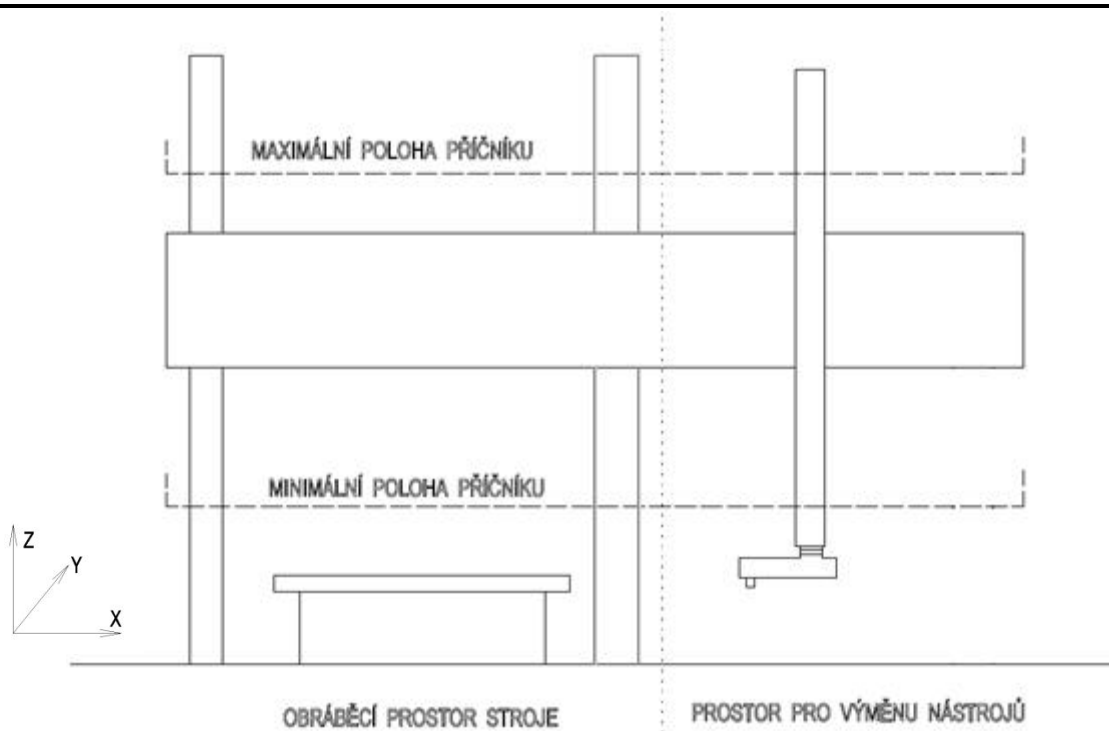
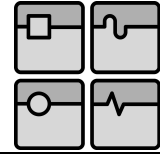
Obráběcí centrum (dále jen OC) má speciální prostor pro výměnu nástrojů. To znamená, že při vykonávání pracovního cyklu je manipulátor uveden do pozice, která výškově neomezuje příčník a v této pozici čeká na povel pro výměnu.

Výměnu nástrojové hlavy rozdělíme do několika sekcí:

1. Ukončení pracovního cyklu nástroje
po dokončení pracovního cyklu s daným nástrojem zajede OC na danou polohu pro výměnu nástrojů. Po dojetí na danou polohu dá OC povel manipulátoru.
2. Uchopení nástroje manipulátorem
Manipulátor po obdržení povelu zajede také na danou polohu. Jakmile manipulátor i OC jsou na správném místě, uchopí manipulátor nástrojovou hlavu, a po uchopení pošle signál OC.
3. Uvolnění nástrojové hlavy
OC po obdržení signálu uvolní nástroj a vyjede o 400 mm výšky v ose z - čekací poloha. Po dokončení operace pošle signál manipulátoru.
4. Záměna nástroje
Manipulátor dojede na volné místo v zásobníku, uloží tam nástroj, vezme si jiný nástroj a dojede na polohu pro výměnu nástrojů. (Toto bude nejdelší část výměny)
Poté co manipulátor dojede s novým nástrojem na danou polohu, pošle signál OC.
5. Uchopení nového nástroje
Po obdržení signálu sjede OC s příčníkem na polohu pro výměnu nástrojů a uchopí nový nástroj. Po dokonalém uchopení pošle signál.
6. Manipulátor uvolní nástroj
Manipulátor uvolní nástroj a bezpečně odjede od nástroje. Poté pošle konečný signál OC. A následně zajede do své základní pozice.
7. Ukončení výměny
Po obdržení konečného signálu vyjede OC smykadlem z prostoru pro výměnu nástrojů a započne obráběcí cyklus s novým nástrojem.

4.3 Poloha pro výměnu nástrojové hlavy

Manipulátor musí být schopný vyměnit nástrojovou hlavu v jakékoliv poloze příčníku. Jelikož zdvih příčníku může být větší než zdvih smykadla, není možné určit jen jedno místo pro výměnu. Zároveň provádíme výměnu automaticky, to znamená, že obráběcí centrum s manipulátorem musí svojí vzájemnou komunikací určit nejvhodnější polohu pro výměnu.



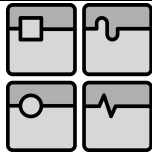
Obr. 4 - 3 Rozložení pracovního prostoru stroje

Z Obr. 4 - 3 je zřejmé, že manipulátor nebude zasahovat do pracovního prostoru, a tudíž můžeme polohu pro výměnu určit i pod úroveň otočného stolu v pracovním prostoru.

Poloha v ose x je umístěna přímo doprostřed prostoru pro výměnu nástrojů.
 Poloha v ose y je dána, protože OC se nemůže pohybovat v ose y
 Poloha v ose z je dána dvěma verzemi OC:

1. Zdvih příčnicku 1000 mm
 Zdvih smykadla je 1500 mm, proto můžeme z každé polohy příčnicku dosáhnout na jednu polohu pro výměnu.
 Byla zvolena poloha v 400 mm pod minimální polohou příčnicku ose z .
2. Zdvih příčnicku 2000 mm
 Zdvih smykadla je pouze 1500 mm, proto je nutné vymežit více poloh pro výměnu:
 - Poloha 1 (příčnick je v pozici 0 – 1000 mm)
 Stejná poloha jak v případě menšího příčnicku, tedy 400 mm pod minimální polohou
 - Poloha 2 (příčnick je v pozici 1000 – 2000 mm)
 Polohu zvolíme o 1000 mm výše než polohu 1

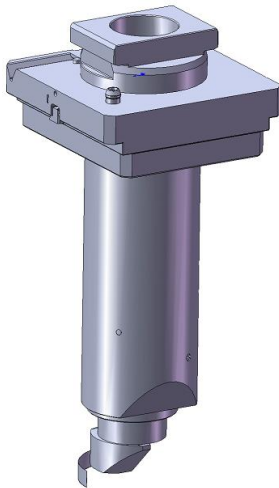
V rámci diplomové práce byly zvoleny tyto 2 polohy pro výměnu. Manipulátor musí komunikovat s OC, a musí znát nejen čas výměny, ale i polohu příčnicku. Při uskutečnění výměny, pak stroj i manipulátor budou znát, kde a kdy k výměně nástroje dojde.



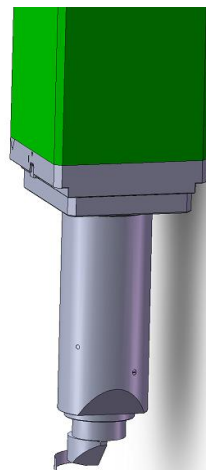
4.4 Uchopovací efektor

Pro dokonalé a přesné uchopení nástrojových hlav je nutné, aby uchopovací efektor splňoval pevnostní, ale i bezpečnostní kritéria.

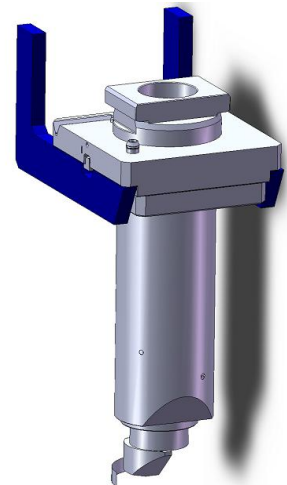
Uchopovací plocha na nástrojových hlavách



Obr. 4 - 4 Nástrojová hlava



Obr. 4 - 6 Strojem uchycená nástrojová hlava



Obr. 4 - 5 Nástrojová hlava v zásobníku nástrojů

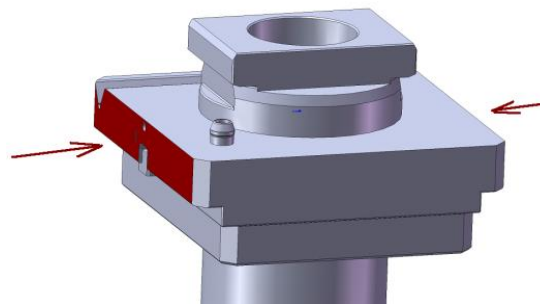
Nástrojové hlavy se od sebe liší hmotností i tvarem, jednotná je jen uchopovací lišta nástrojové hlavy.

Při upínání nástroje k obráběcímu centru je nutné, aby uchopovací efektor nijak nepřekážel, a tím umožnil dokonalé uchopení.

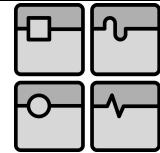
Jak je vidět na Obr. 4 - 5 nemůže uchopovací efektor nijak zasahovat do oblasti nad uchopovací lištou.

Podobně, jak je tomu při upínání nástroje do obráběcího centra, nesmí uchopovací efektor zavazet ani při ukládání nástrojových hlav do zásobníku.

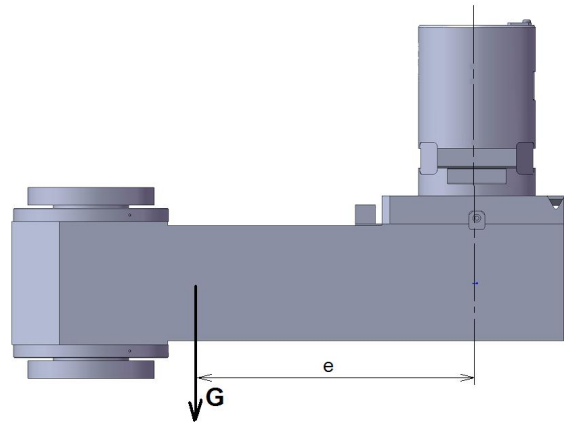
Jak je vidět na Obr. 4 - 6, není možno při uchopování použít ani spodní hranu upínací lišty. Je tedy nutné uchopit nástrojovou hlavu přímo za boční plochu upínací lišty, jak je zobrazeno na Obr. 4 - 7.



Obr. 4 - 7 Návrh úchopné plochy



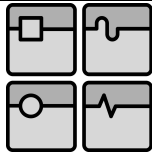
Při manipulaci nástrojové hlavy je nutné udržet i klopný moment způsobený možnou excentrickou tíhovou silou viz Obr. 4 - 8.



Obr. 4 - 8 Náčrt působící tíhové síly

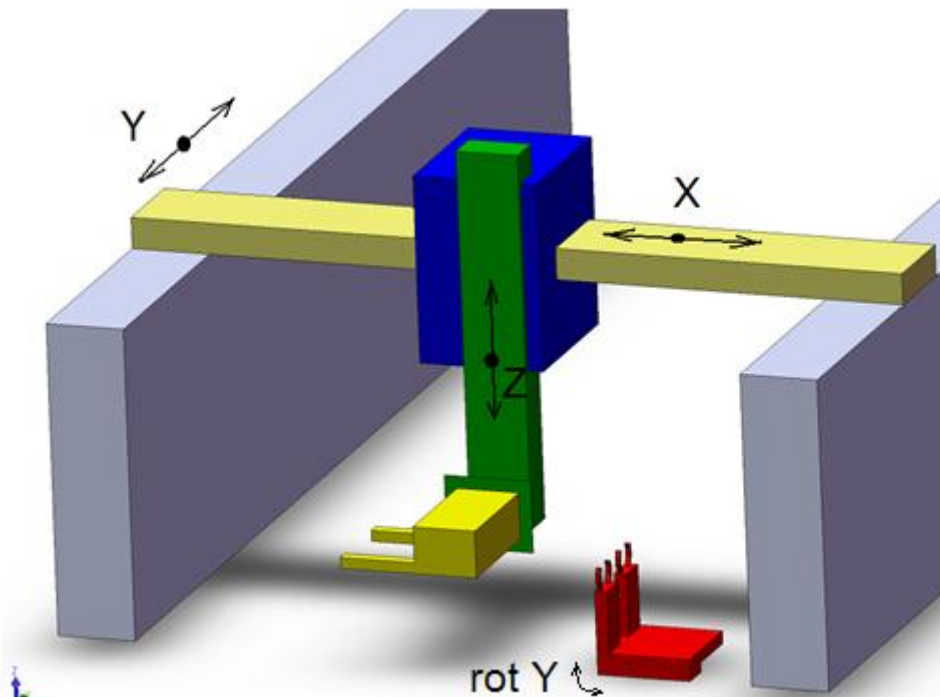
Z uvedeného vyplývá, že je nutné provést úpravu současných nástrojových hlav tak, aby vyhovovaly pevnostním a bezpečnostním kritériím při upevnění v čelistech uchopovacího efektoru.

Viz výkres: příloha [3] ÚPRAVA NÁSTROJOVÉ HLAVY



5 NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ

5.1 Horní gántry, kartézský manipulátor

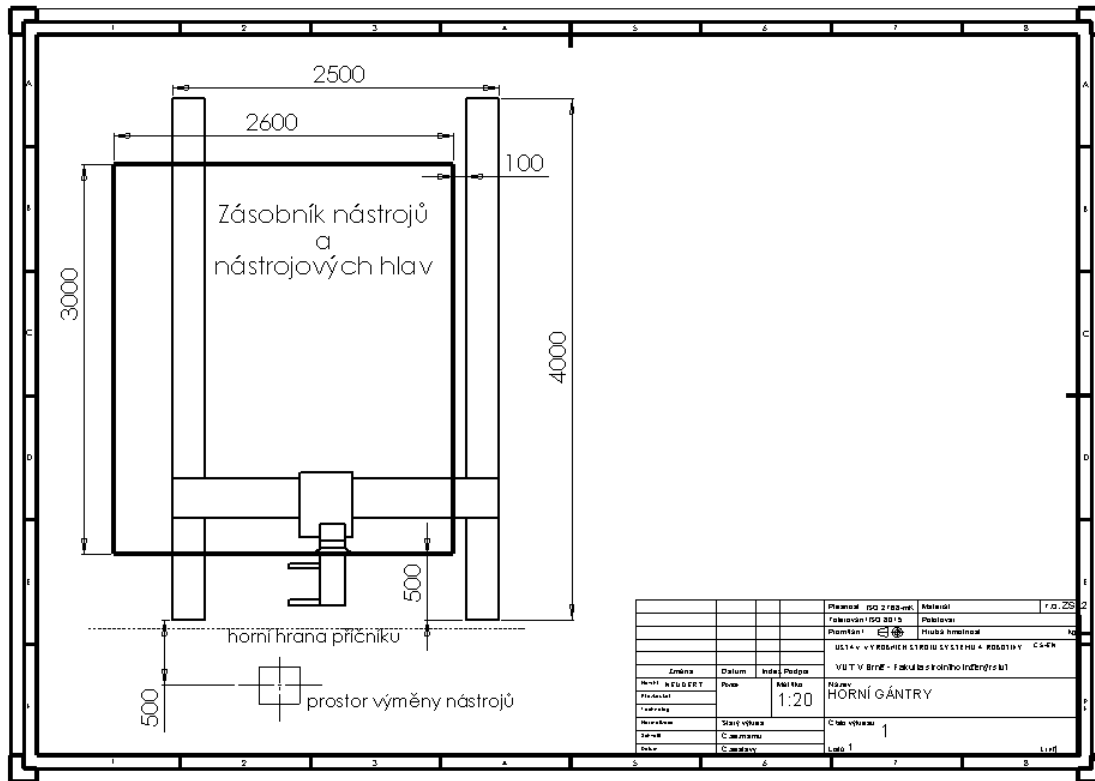
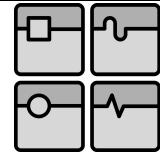


Obr. 5 - 1 Manipulátor, honí gántry

Jedná se o manipulátor, který představuje kartézského robota, a to v takzvaném provedení horní gántry.

Posuv v ose y je proveden pomocí 2 lineárních elektromotorů spojených elektronickým hřídelem. Na příčnici pomocí servomotoru potom posouváme v ose x a zároveň i druhým servomotorem v ose z . Uchopení nástroje provedeno napevno připevněnou uchopovací hlaví. Obsluha může zakládat hlavy do zásobníku v prostoru výměny nástrojů.

Pro výměnu nástrojů u nástrojových hlav, je nutno odložit uchopovací efektor pro hlavice, a vzít koncový efektor pro výměnu nástrojů.



Obr. 5 - 2 Schéma polohy zásobníku, horní gántry

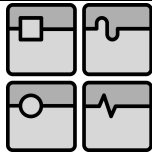
Zásobník hlavic a nástrojů je situován na zemi mezi dvěma nosnými zdmi, a to vedle sebe. Nástrojové hlavy nejsou nijak pootočený.

Výhody:

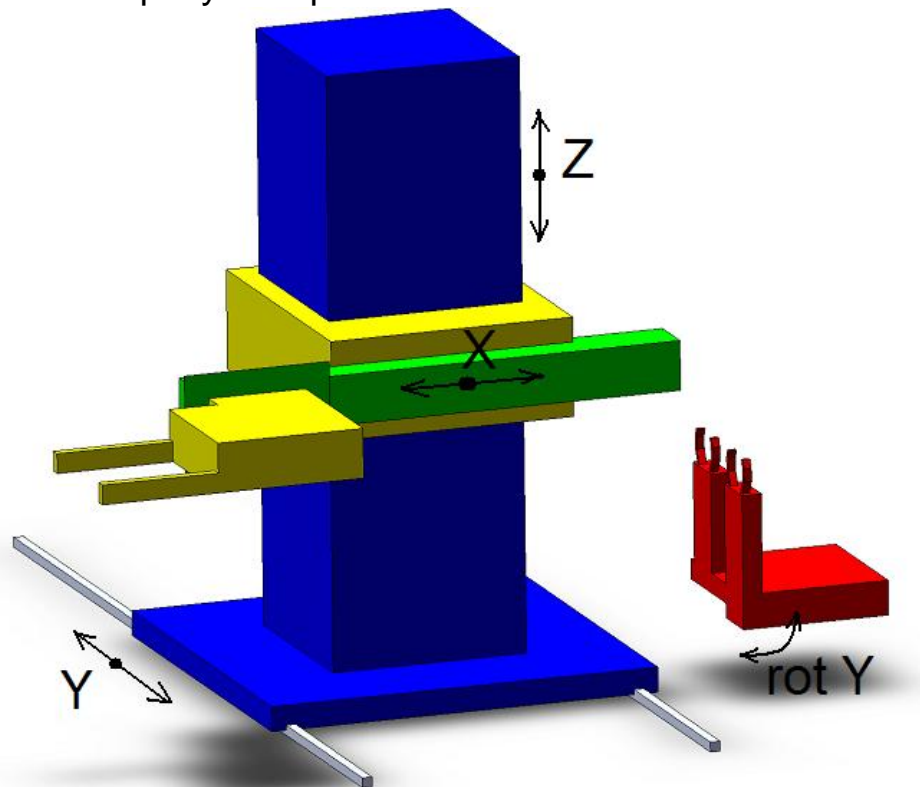
- Zásobník nástrojových hlavic se dá volně rozšiřovat, a to prodloužením rozsahu v ose y
- Jednoduché a rychlé uložení, a následné vyjmutí, nástrojů ze zásobníku
- Velmi rychlý pohyb manipulátoru mezi jednotlivými pozicemi zásobníku a místem pro výměnu nástrojů
- Nízká hmotnost manipulátoru

Nevýhody:

- Na postavené zdi jsou kladeny vysoké nároky na přesnost
- Realizace posuvu v ose y je velmi drahá
- Delší prodleva při výměně uchopovacích efektorů



5.2 Sloupový manipulátor ver.1

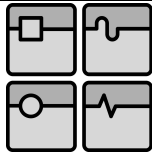


Obr. 5 - 3 Sloupový manipulátor s výměnným uchop. efektem

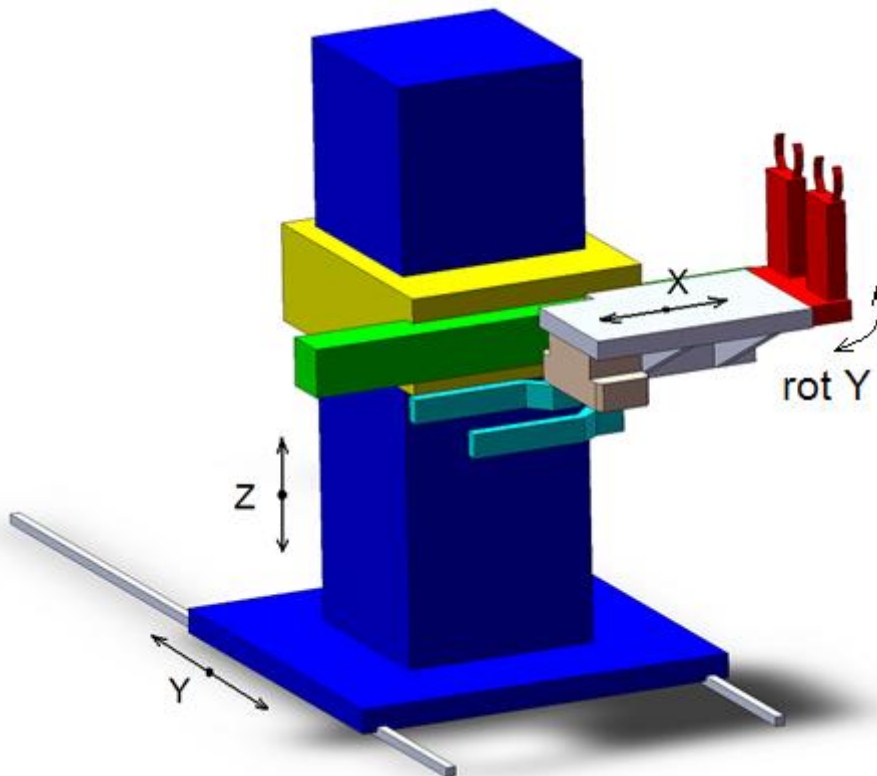
Jedná se o manipulátor, který představuje kartézského robota, a to sloupové řešení.

Posuv v ose y je zařízen pomocí vedení na kolejničích. Pomocí lineárních motorů jsou řešeny posuvy v osách y , z a jako poslední v ose x . Uchopení nástroje je provedeno napevno připevněnou uchopovací hlaví. Obsluha může zakládat hlavy do zásobníku v prostoru výměny nástrojů.

Pro výměnu nástrojů u nástrojových hlav, je nutno odložit uchopovací efektor pro hlavice, a vzít koncový efektor pro výměnu nástrojů.



5.3 Sloupový manipulátor ver.2

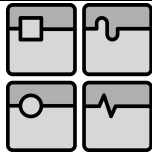


Obr. 5 - 5 Sloupový manipulátor v. 2

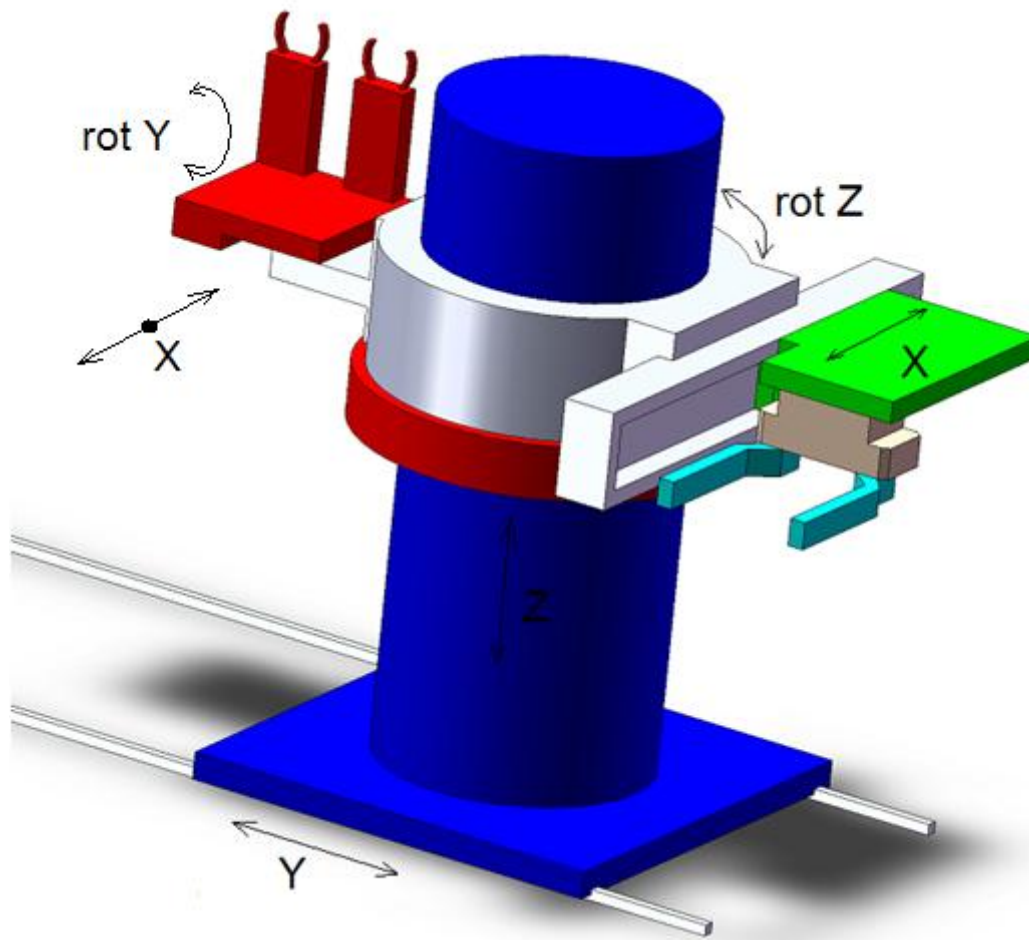
Jedná se o manipulátor, který představuje kartézského robota, a to sloupové řešení.

Posuv v ose y je proveden pomocí vedení na kolejničích. Posuvy ve všech osách pohybu jsou řešeny pomocí lineárních motorů. Uchopení nástroje je provedeno napevno připevněnou uchopovací hlavicí. Obsluha může zakládat hlavy do zásobníku v prostoru výměny nástrojů.

Chapadla na výměnu nástrojů jsou upevněna na druhé straně uchopovacího efektoru.



5.4 Sloupový manipulátor otočný

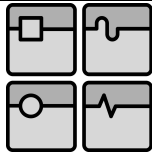


Obr. 5 - 7 Sloupový manipulátor otočný

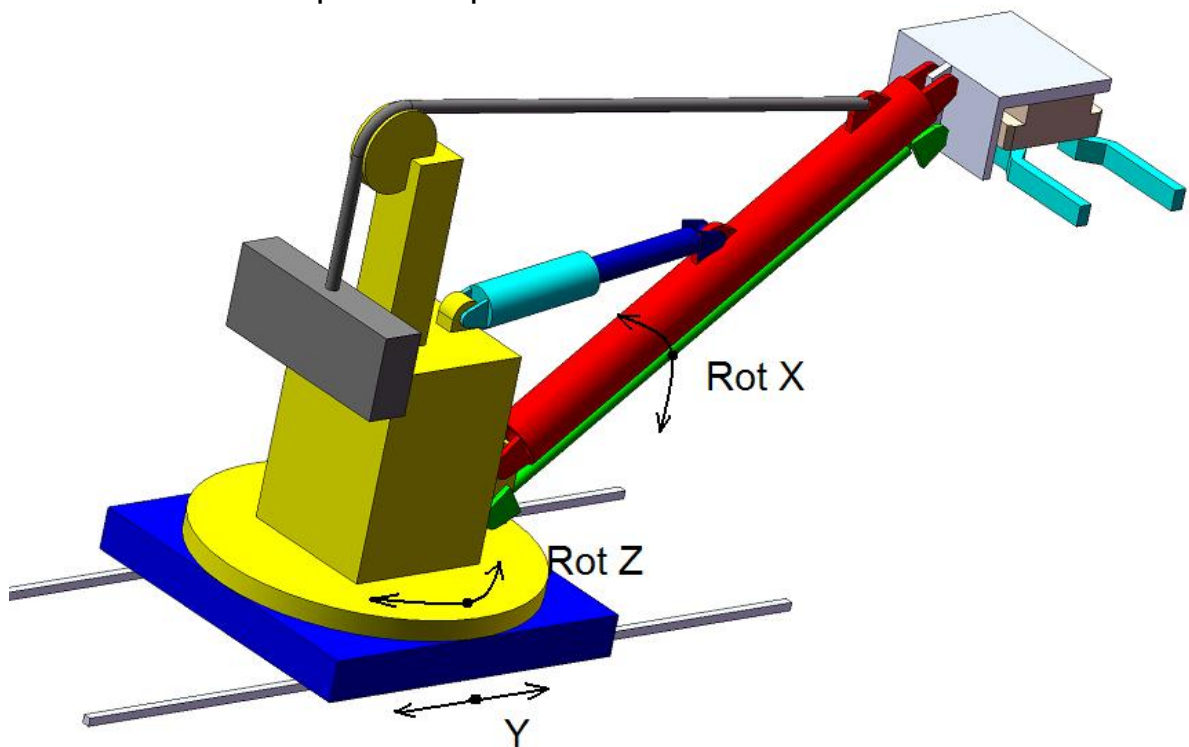
Jedná se o manipulátor, který představuje sloupového cylindrického robota.

Posuv v ose y je proveden pomocí vedení na kolejkách. Pro rotaci kolem osy z je možno použít servomotor umístěný na pojízdném sloupu. Pohyb ostatních os je proveden lineárními motory. Uchopení nástroje je provedeno napevno připevněnou uchopovací hlavici. Obsluha může zakládat hlavy do zásobníku v prostoru výměny nástrojů.

Manipulační zařízení pro výměnu jednotlivých nástrojů je situováno na opačné straně otočného suportu. Pro výměnu nástrojů manipulátor otočí rotační suport o 90° kolem osy z . Pro uložení nástrojů do zásobníku se rotační suport navrátí do původní polohy.



5.5 Manipulátor s protizávažím



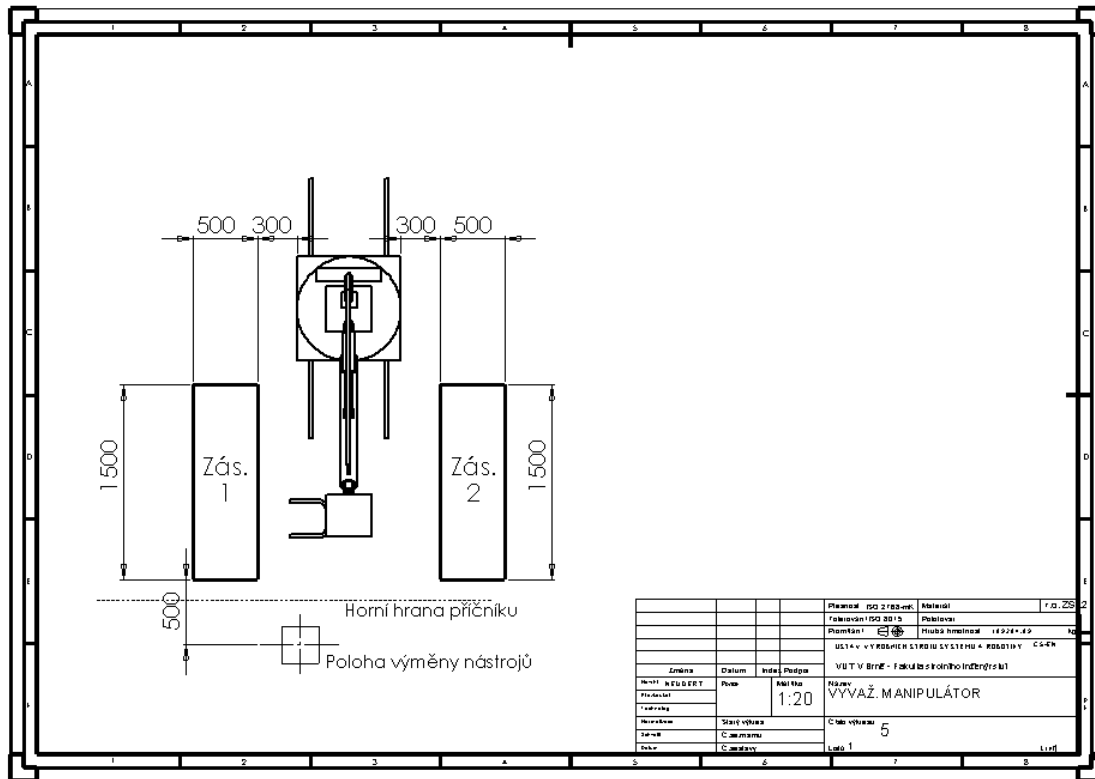
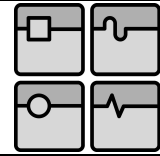
Obr. 5 - 9 Manipulátor s protizávažím

Jedná se o manipulátor, který využívá možnosti protizávaží.

Posuv v ose y je zařízen pomocí vedení na kolejkách. Následuje natáčení kolem osy z . Polohování v ose z je konstruováno pomocí hydraulického lineárního pístu. Kolmost uchopovacího efektoru je zajištěna paralelogramem. Manipulátor obsahuje protizávaží, které značně ulehčuje zatížení lineárního pístu.

Uchopení nástroje je provedeno napevno připevněnou uchopovací hlavicí. Obsluha může zakládat hlavy do zásobníku v prostoru výměny nástrojů.

Pro výměnu nástrojů u nástrojových hlav, je nutno odložit uchopovací efektor pro hlavice, a vzít koncový efektor pro výměnu nástrojů.



Obr. 5 - 10 Schéma polohy zásobníku, Vyvaž. manipulátor

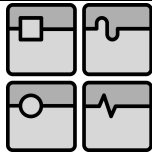
Zásobník hlavíc a nástrojů je konstruován ve svislém provedení po levé straně, a to vedle sebe a nad sebou ve 2 až 3 řadách.

Výhody:

- Zásobník nástrojových hlav se dá volně rozšiřovat, a to prodloužením rozsahu v ose y
- Jednoduché a rychlé uložení, a následné vyjmutí, nástrojů v zásobníku
- Menší počet polohovacích os – řešení s paralelogramem

Nevýhody:

- Menší přesnost polohování.
- Delší prodleva při výměně uchopovacích efektorů



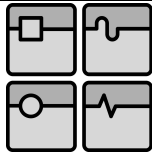
5.6 Průmyslový robot



Obr. 5 - 11 Konvenční robot IRB 7600, ABB

Použití 6ti-osého robota, např. IRB 7600 od firmy ABB. Uchopení nástrojové hlavy je provedeno pomocí speciálně upravené uchopovací hlavy. Tento uchopovací efektor musí splnit možnost pootočení nástrojové hlavy o 90°.

Obsluha může zakládat hlavy do zásobníku v prostoru výměny nástrojů. Pro výměnu nástrojů u nástrojových hlav, je nutno odložit uchopovací efektor pro hlavice, a vzít koncový efektor pro výměnu nástrojů.

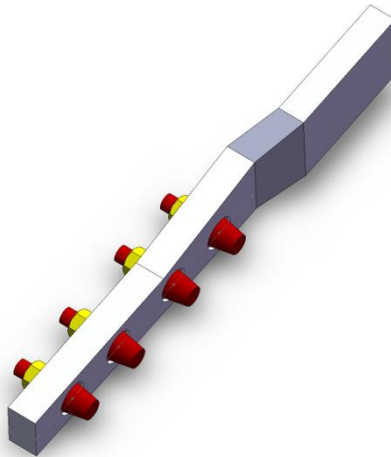


5.7 Kinematické řešení uchopovacího efektoru

Pro uchycení všech sil bude použita dosedací kuželová plocha. Při nesení nástrojové hlavy je proto nutné stálé působení upínací síly (indexová síla).

Pohyblivá ramena uchopovacího efektoru

Uchopovací efektor se bude skládat z 2 proti sobě pohyblivých ramen s kuželovými trny.



Obr. 5 - 7 Rameno uchopovacího efektoru

Tato ramena budou pak k sobě tlačena, a tím vyvodí dostatečnou indexovací sílu.

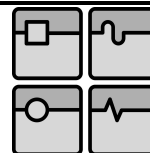
Indexovací síla je potřebná síla, která udržuje uchopený předmět ve své pozici. Je tedy nutno při uchopení nepřetržitě působit na přenášený předmět touto silou.

Výhody:

- Levnější řešení (jeden silový člen)
- Nižší hmotnost

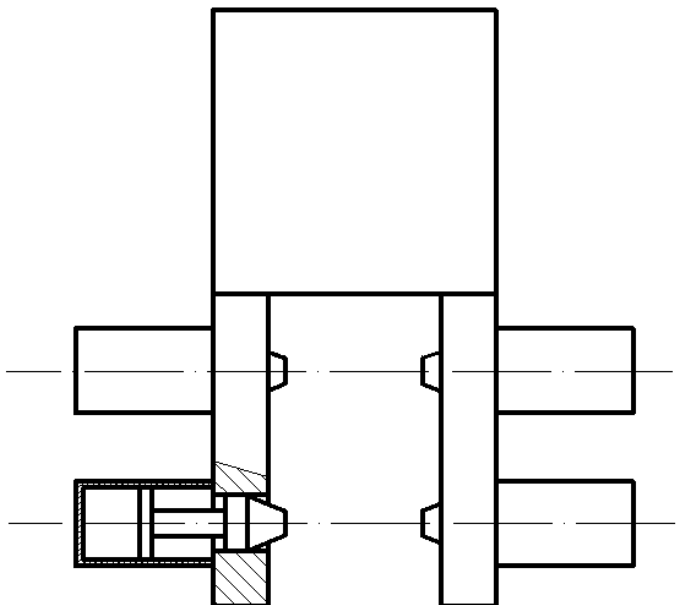
Nevýhody:

- Vysoké nároky indexovací sílu



Pevná ramena s pohyblivými kuželovými trny

Uchopovací efektor se bude skládat z 2 nepohyblivých ramen, na kterých budou přimontovány pneumatické písty s kuželovými trny.



Obr. 5 - 8 Náčrt řešení pohyblivých trnů

Výhody:

- Malé přitlačné síly
- Možnost měnit přitlačné síly k jednotlivým trnům, a tím zlepšit uchopovací vlastnosti

Nevýhody:

- Velké pořizovací náklady (hodně silových členů)
- Vysoké nároky na tuhost pohyblivých kuželových trnů

V rámci diplomové práce je zvolena varianta pohyblivá ramena uchopovacího efektoru pro levnějšího a méně náročného řešení.

5.8 Výběr optimální varianty řešení

Pro výběr optimální varianty je nutné zvážit klady a zápory každého řešení a nalézt co nejlevnější, ale zároveň efektivní konstrukční variantu.

V rámci diplomové práce bylo navrženo zavedení bodového systému pro porovnávání konstrukčních variant.

U kinematického řešení byla bodována tyto kritéria:

- Počet poháněných polohovacích os
Každá poháněná polohovací osa obdrží bod.
Užití vyměnitelného uchopovacího efektoru → +1
Užití pevného uchopovacího efektoru → beze změny
- Velikost a poloha zásobníku
Zvažována velikost a poloha zásobníku. Menší a hůře dostupný zásobník obdrží vyšší počet bodů.
- Předběžný odhad rychlosti polohování
Bude proveden odhad složitosti polohování a součet zpomalovacích faktorů. Polohovací osa, která polohuje s vyšší nesenou hmotností, a bude tímto polohovat pomaleji, obdrží vyšší počet bodů.
- Předběžný odhad složitosti výroby
Je brán ohled na složitost výroby a náklady na pořízení. Obtížněji pořízená polohovací osa obdrží vyšší počet bodů.
- Jiný faktor zásadně ovlivňující variantu řešení
Zde je brán ohled na konstrukční složitost výroby zásobníku a složitost následného programování manipulátoru. Zhoršující podmínky obdrží vyšší počet bodů.

Všechny kritéria, kromě počtu poháněných polohovacích os, jsou hodnoceny body dle stupnice 1 až 5, kde:

- 1 - ideální levné řešení schopné vyhovět všem požadavkům
- 2 - dobré levné řešení schopné vyhovět všem požadavkům
- 3 - dobré, ale ne tak levné řešení
- 4 - řešení schopné vyhovět požadavkům pouze při vysokých nárocích na manipulátor
- 5 - velmi drahé, a ne až tak vhodné řešení

Součet bodů ze všech kritérií dané varianty je měřítkem ceny realizace manipulátoru, čím více bodů daná varianta obdrží, tím je pro realizaci nákladnější.

Varianta, která po ohodnocení dosáhne nejnižšího počtu bodů, bude vybrána, jako optimální varianta řešení a následně bude podrobněji propracována a doplněna o důležité konstrukční výpočty.

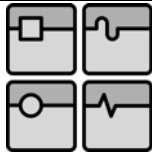
Vybrané varianty manipulátoru byly bodově ohodnoceny, výsledek hodnocení viz Tab. 5 - 1

Tab. 5 - 1 Výběr optimální varianty řešení

	Horní gántry	Sloup ver.1	Sloup ver.2	Sloup otoč	S protizávažím	6ti osý robot
Počet poloh. os	3+1	3+1	3	4	3+1	6+1
Velikost zásobníku	4	5	3	2	3	4
Rychlost polohování	3	4	3	3	4	2
Složitost výroby	4	3	4	3	2	1
Jiné faktory	1	1	1	1	3	2
součet	16	17	14	13	16	16

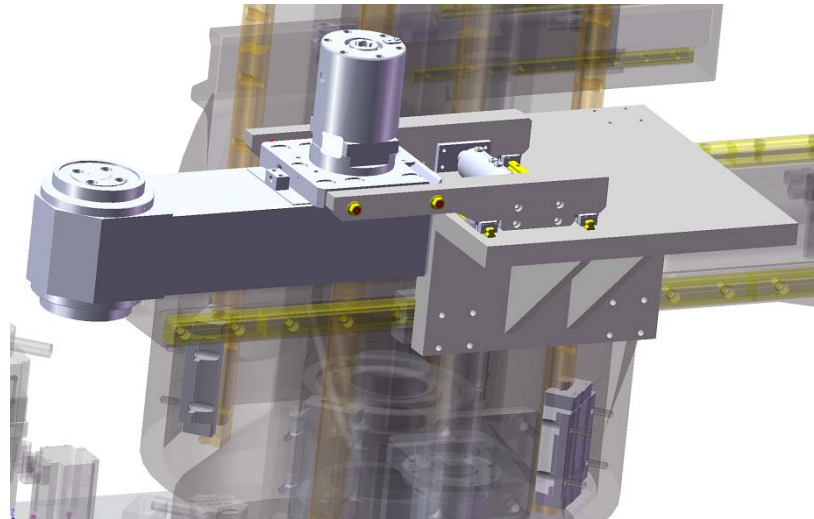
Z Tab. 5 - 1 je zřejmé, že varianta řešení Sloupového manipulátoru otočného obdržela v součtu nejnižší počet bodů.

V rámci diplomové práce byla zvolena varianta „Sloupový manipulátor otočný“ jako nejvhodnější varianta manipulátoru pro výměnu nástrojových hlav.



6 VÝPOČTY A KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

6.1 Výpočet uchopovacího efektoru



Obr. 6 - 1 Uchopovací efektor

Uchopovací efektor bude držet nástrojovou hlavu pomocí 4 kuželových trnů. Tyto trny budou indexovány silou přitlačovány do speciálních kuželových otvorů na nástrojové hlavě.

Z důvodů opotřebení, je nutné, aby častěji namáhaný trn byl vytvořen z tvrdého otěruvzdorného materiálu, a naopak kuželová vložka na nástrojové hlavě může být z měkkého méně odolného materiálu. Pokud by to tak nebylo, tak by se kuželový trn nadměrně opotřebovával, a musel by být častěji vyměňován.

Volba materiálu

Kuželový trn:

Je vhodné použít materiál vhodný k cementaci, protože lze docílit tvrdého povrchu a houževnatého jádra

Byl zvolen materiál

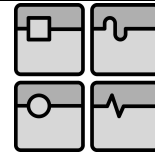
ČSN 19436.4 - Nástrojová ocel vhodná pro tvářecí nástroje a formy, kalení v oleji a popouštění.

Kuželová vložka:

Je vhodné použít měkký materiál snadno dostupný a dobře obrobitelný

Byl zvolen materiál

ČSN 19083.4 - Nástrojová ocel vhodná pro pouzdra a dorazy, kalení ve vodě a popouštění.



6.1.1 Indexovací síla uchopovacího efektoru

Součinitel smykového tření

Dle literatury /1/

Tab. 6 - 1 Součinitel smykového tření

Dvojice materiálů	Součinitel smykového tření f			
	v klidu		za pohybu	
	stav třecích ploch			
	suché	mazané	suché	mazané
Ocel – ocel	0,15	0,1 až 0,12	0,15	0,05 až 0,1
Ocel – měkká ocel	–		0,2	0,1 až 0,2
Ocel – litina	0,3		0,18	0,05 až 0,15
Měkká ocel – litina	0,2		0,18	0,05 až 0,15
Ocel – bronz	0,15	0,1 až 0,15	0,15	0,1 až 0,15
Měkká ocel – bronz	0,2		0,18	0,07 až 0,15
Litina – litina		0,15	0,15	0,07 až 0,12
Litina – bronz			0,15	0,07 až 0,15
Bronz – bronz		0,1	0,2	0,07 až 0,1
Měkká ocel – dub	0,6	0,12	0,4	0,1
Litina – dub	0,65		0,4	0,2
Dřevo – dřevo	0,5	0,1	0,2 až 0,5	0,07 až 0,15
Kůže – dub	0,5		0,3 až 0,5	
Kůže – litina	0,4	0,15	0,6	0,15
Guma – litina			0,8	0,5
Konopné lano – dub	0,8		0,5	
Korek – ocel	0,45			
Korek – korek	0,59			

Třecí součinitel Ocel – Ocel pro suché nemazané je v klidu 0,15

Při upnutí součásti do uchopovacího efektoru dochází k následujícím typům sevření součástí:

1. Samosvorné sevření.

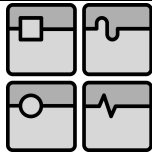
Tento efekt můžeme vidět, například u Morse kuželových spojů. Jedná se o pevné uchycení a k uvolnění je třeba velmi velké axiální síly. Náš kuželový spoj musí být snadno rozpojitelný, proto je nutné se tomuto efektu vyhnout.

2. Tvárné sevření

Při působení síly dochází, v rámci Hookova zákona, k elastické deformaci kuželového trnu s otvorem. Tato elastická deformace, po uvolnění přítláčivé síly, způsobí sevření trnu v otvoru. Pro uvolnění je třeba vyvinout obdobnou sílu, jako při upínání.

K tomuto efektu dochází při jakémkoliv úhlu a není možné, volbou úhlu kuželu, tento efekt eliminovat.

Z výše uvedených důvodů, použitý kužel nesmí být samosvorný.

**Volba úhlu kuželu**

Dle podmínky samosvornosti, úhel kuželu musí být větší než třecí úhel.

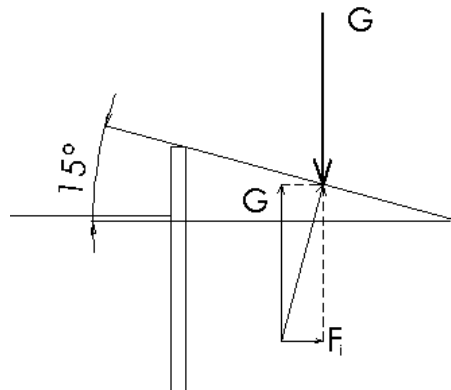
Třecí úhel:

Vyplývá ze součinitele smykového tření

$$f_t = 0,15 \rightarrow f_t = \tan(\alpha_t) \rightarrow \alpha_t = 8,5307^\circ \quad (1)$$

Úhel kuželu:

Byl zvolen $\alpha = 15^\circ$

Indexovací síla

Obr. 6 - 2 Indexovací síla

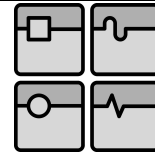
Dle Obr. 6 - 52 vypočítáme indexovací sílu:

Působící tíha G:

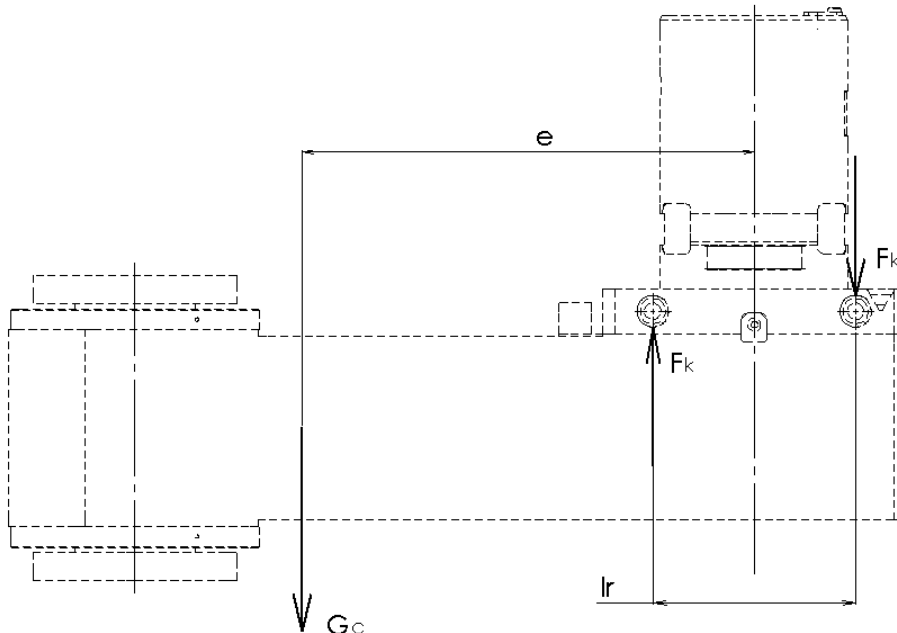
Pro upínání budou použity 4 kuželové trny. Na jeden trn bude působit 1/4 zatížení hmotnosti nástrojové hlavy.

$$G = \frac{1}{4} m_c \cdot g \quad (2)$$
$$G = \frac{1}{4} \cdot 300 \cdot 9,81 = 735 \text{ N}$$

Kde m_c - maximální hmotnost nástrojové hlavy
 g - gravitační zrychlení



Indexovací síla musí eliminovat rovněž klopný moment způsobený excentrickým zatížením.



Obr. 6 - 3 Eliminace klopného momentu

Klopný moment M_k

$$M_k = m_c \cdot g \cdot e = 300 \cdot 9,81 \cdot 0,3 = 882,9 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3)$$

Kde e - excentricita tíhového zatížení. Z rozměrů nástrojových hlav vyplývá maximální hodnota: $e = 0,3\text{m}$

Síla potřebná pro eliminaci klopného momentu F_k

$$F_k = \frac{M_k}{2 \cdot l_r} = \frac{882,9}{2 \cdot 0,16} = 2759,0625 \text{ N} \quad (4)$$

Kde M_k - klopný moment
 l_r - rozteč uchopovacích trnů

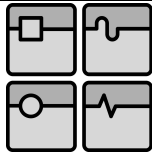
Celková zatěžovací síla F_c

Skládá se složením dvou působících sil

- síly působí proti sobě a navzájem se částečně eliminují
méně nebezpečná varianta
- síly působí ve stejném směru a sčítají se
horší varianta, bude použita při výpočtu

$$F_c = G + F_k = 735 + 2759,0625 = 3494,0625 \text{ N} \quad (5)$$

Kde G - působící tíha na jeden trn



Minimální indexovací síla ze zatěžovací síly $F_{i\ min}$

$$F_{i\ min} = F_c \cdot \sin(\alpha) \quad (6)$$
$$F_{i\ min} = 3494,0625 \cdot \sin(15) = 904,33\ N$$

Kde α - zvolený úhel sklonu kuželu

V rámci diplomové práce byla indexovací síla jednoho kuželového trnu potřebná pro uchopení nástrojové hlavy zvolena:

$$F_i = 1000\ N \quad (7)$$

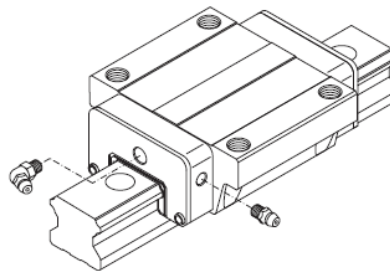
6.1.2 Výpočet životnosti vedení

Ramena s trny se pohybují na lineárním vedení.

Na trhu existuje řada výrobců lineárního vedení, kteří svými výrobky vyhoví požadavkům kladeným na vedení v diplomové práci, například firmy Hennlich, INA nebo HIWIN. Výrobky od všech výrobců mají podobné vlastnosti.

V rámci diplomové práce bylo zvoleno vedení od firmy HIWIN linear technology, a to:

Kuličkové vedení HGW 15 CC



Obr. 6 - 4 Kuličkové vedení, HIWIN

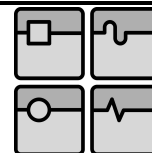
Výpočet životnosti kuličkového vedení bude proveden podle katalogu HIWIN /3/

Zvolené hodnoty budou voleny v rámci katalogu /3/ s ohledem na dané reálné faktory manipulátoru řešeného v této diplomové práci.

Technické údaje vedení HGH 15CA

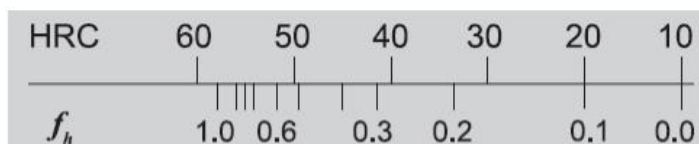
- Statická nosnost C_0

$$C_0 = 25310\ N \quad (8)$$



Koeficienty životnosti dle katalogu HIWIN /3/

- Kontaktní součinitel f_h

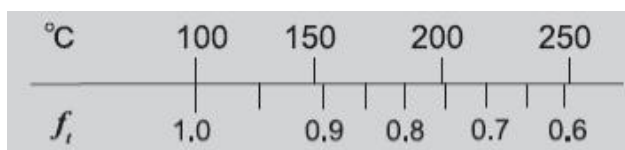


Obr. 6 - 5 Tvrdost vedení, katalog HIWIN /3/

Hodnota kontaktního součinitele zvolena dle Obr. 6 - 5

$$f_h = 1 \quad (9)$$

- Teplotní součinitel f_t



Obr. 6 - 6 Teplotní součinitel, katalog HIWIN /3/

Hodnota teplotního součinitele zvolena dle Obr. 6 - 6

$$f_t = 1 \quad (10)$$

- Součinitel zatížení f_w

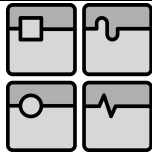
HG/EG/RG/QH/QE Series

Loading Condition	Service Speed	f_w
No impacts & vibration	$V \leq 15$ m/min	1 - 1.2
Small impacts	15 m/min $< V \leq 60$ m/min	1.2 - 1.5
Normal load	60 m/min $< V \leq 120$ m/min	1.5 - 2.0
With impacts & vibration	$V > 120$ m/min	2.0 - 3.5

Obr. 6 - 7 Součinitel zatížení, katalog HIWIN /3/

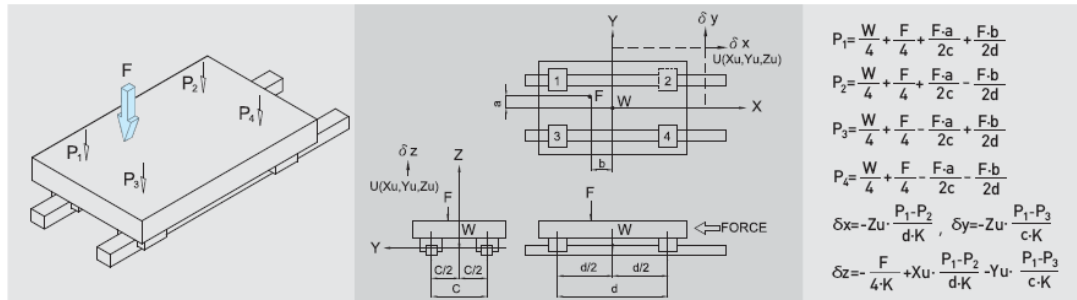
Hodnota součinitele zatížení zvolena dle Obr. 6 - 7

$$f_w = 1,3 \quad (11)$$



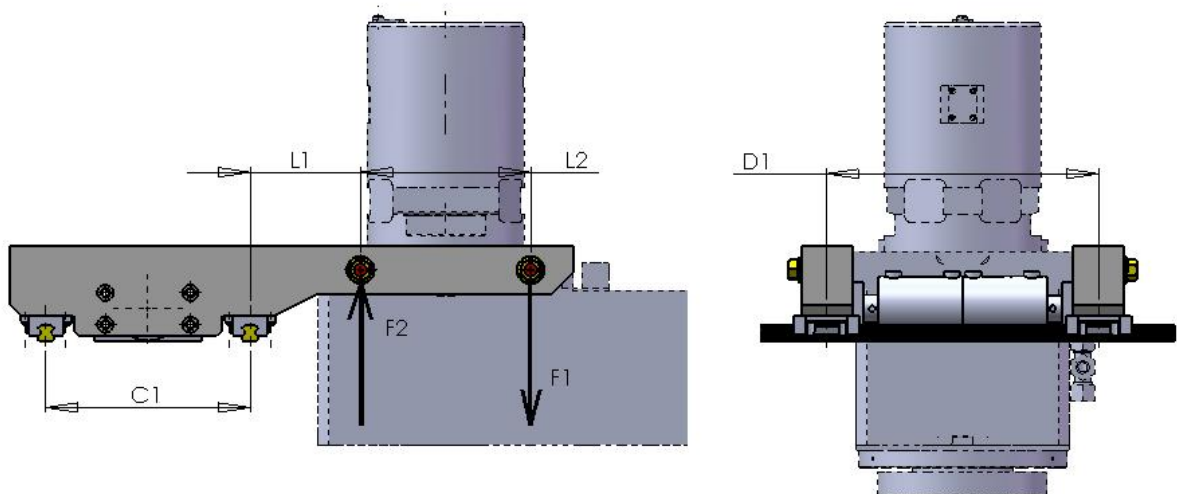
Působící zatížení

V rámci diplomové práce bylo navrženo uspořádání 4 valivých hnízd.
V katalogu HIWIN /3/ je tato varianta zobrazena viz Obr. 6 - 8



Obr. 6 - 8 Varianty působících zatížení dle katalogu HIWIN /3/

Reálné hodnoty manipulátoru



Obr. 6 - 9 Schéma lineárního vedení

Hodnoty získané pomocí fyzikálních vlastností modelu ze softwaru SolidWorks

- Hmotnost uchopovacího ramena

$$m_u = 10,277 \text{ kg} \quad (12)$$

Hodnoty získané z reálného modelu ze softwaru SolidWorks

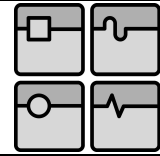
$$\begin{aligned} c_1 &= 192 \text{ mm}, & D_1 &= 256 \text{ mm} \\ L_1 &= 104 \text{ mm}, & L_2 &= 160 \text{ mm} \end{aligned} \quad (13)$$

Statické zatížení při uchopení nástrojové hlavy

$$F_1 = G + F_k = 735 + 2759,0625 = 3494,0625 \text{ N} \quad (14)$$

$$F_2 = -G + F_k = -735 + 2759,0625 = 2024,0625 \text{ N} \quad (15)$$

Kde G - působící tíha
 F_k - síla potřebná pro eliminaci klopného momentu



Výpočet ekvivalentního zatížení

Počítá se pouze pro jedno rameno, druhé rameno má stejné hodnoty zatížení.

Momentová rovnice k levému hnízdu

$$P_1 \cdot c_1 + F_2 \cdot (c_1 + L_1) - F_1 \cdot (C_1 + L_1 + L_2) = 0 \quad (16)$$

$$P_1 = \frac{F_1 \cdot (C_1 + L_1 + L_2) - F_2 \cdot (c_1 + L_1)}{c_1} \quad (17)$$

$$P_1 = \frac{3494,0625 \cdot (192 + 104 + 160) - 2024,0625 \cdot (192 + 104)}{192}$$

$$P_1 = 5177,969 \text{ N}$$

Silová rovnováha

$$P_1 - P_2 + F_2 - F_1 = 0$$

$$P_2 = P_1 + F_2 - F_1 = 5177,926 + 2024,0625 - 3494,0625 = 3707,926 \text{ N} \quad (18)$$

Bezpečnost

Ekvivalentní zatížení hnízda číslo 1 je větší než zatížení hnízda číslo 2, proto bude počítána životnost pouze hnízda č. 1, které bude mít nižší bezpečnost.

$$k = \frac{C_o}{P_1} = \frac{25310}{5177,969} = 4,888 \quad (19)$$

Dynamická únosnost

Vedení se bude pohybovat pouze tehdy, když je nástrojová hlava držena buď smykadlem OC, nebo bude uložena v zásobníku. Proto není nutné počítat dynamickou únosnost.

6.1.3 Výpočet hydraulického válce

Ramena s trny jsou poháněna pomocí hydraulického válce, protože jiná řešení pro realizaci tohoto pohonu jsou nevhodná.

Hydraulický válec je dodáván i s potřebnými výpočty přímo od výrobce, proto je nutné pouze vybrat vhodný typ válce.

Zátěž od třecích sil ve vedení

$$F_G = m_u \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha_{ved}) = 10,277 \cdot 9,81 \cdot 0,004 \cdot \cos(0) = 0,4 \text{ N} \quad (20)$$

Kde m_u - hmotnost uchopovacího ramena

g - gravitační zrychlení

f_1 - třecí součinitel vedení = 0,004, viz /5/

α_{ved} - sklon úhlu stoupání vedení, (nulové stoupání)

Zátěž od setrvačných sil

$$F_{set} = m_u \cdot a = 10,277 \cdot 2 = 20,554 \text{ N} \quad (21)$$

Kde a - zrychlení posuvu ramene, odhadnutá hodnota, $a = 2 \text{ m.s}^{-2}$

Potřebná síla na píst

$$F_p = F_G + F_{set} + 2 \cdot F_i = 0,4 + 20,554 + 2 \cdot 1000 = 2020,954 \text{ N} \quad (22)$$

Kde F_i - indexovací síla

Potřebná plocha pístu

$$S_{min} = \frac{F_p}{p} = \frac{2020,954}{2} = 1010,477 \text{ mm}^2 \quad (23)$$

Kde p - Hydraulický tlak, zvolen $p = 2 \text{ MPa}$

Volba přímočarého hydraulického motoru:

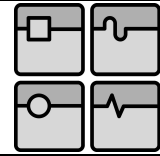
V rámci diplomové práce byl zvolen přímočarý hydraulický motor pro lehké až střední zatížení od firmy Charvát $\varnothing D = 50 \text{ mm}$ a zdvih 30 mm . Viz katalog přímočarých hydraulických motorů CHARVÁT – CHS /5/.

Kontrola plochy pístu

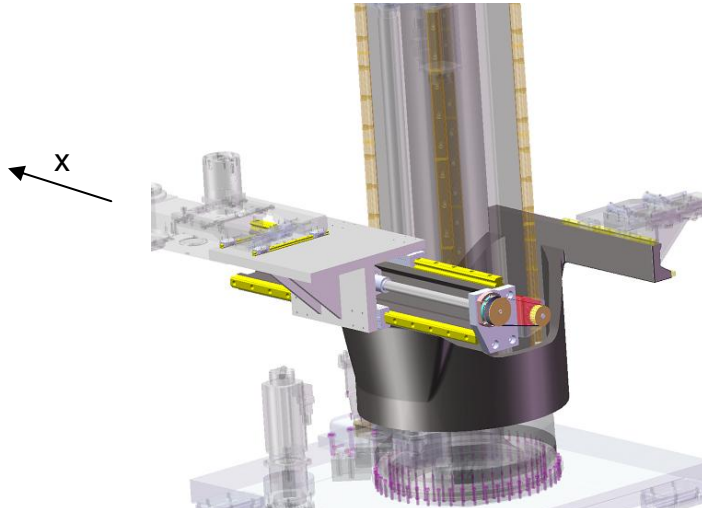
$$S_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi 50^2}{4} - \frac{\pi 25^2}{4} = 1472,622 \text{ mm}^2 \quad (24)$$

Kde D - světlý průměr válce, $D = 50 \text{ mm}$ viz /5/

d - průměr dířku pístnice, $d = 25 \text{ mm}$ viz /5/



6.2 Výpočet pohonu osy x, nástrojové hlavy



Obr. 6 - 10 pohon osa x, nástrojové hlavy

Pro uchopení nástrojové hlavy, je nutné, aby se uchopovací efektor manipulátoru pohyboval lineárně podél osy x.

Vedení:

Držák uchopovacího efektoru je umístěn na otočném stole pomocí lineárního vedení. Vedení umožní pohyb v jedné ose, a zároveň zamezí všechny ostatní stupně volnosti.

V případě manipulátoru řešeném v této diplomové práci, jsou nároky na toto vedení natolik velké, že je možné již předem zamítnout kluzné vedení, a bude rovnou řešeno vedení valivé.

Pohon:

Pro lineární pohon lze použít:

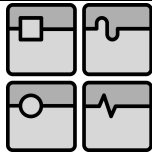
- Elektrický lineární motor
Velmi drahé a silově nedostatečné řešení
- Přímočarý hydraulický motor
Levné, ale velmi nepřesné na polohování
- Rotační elektrický servomotor + převod rot/lin jednotka
Nejčastěji používané řešení. Přesné a rychlé polohování na jakoukoliv polohu po dráze zdvihu

V rámci diplomové práce byl zvolen pohon rotačním servomotorem.

Pro převod rotačního pohybu ze servomotoru na lineární pohyb příčnicku se nejčastěji používá rotační šroub s pevně uchycenou maticí na pohyblivém suportu.

U řešeného držáku uchopovacího efektoru je nutné reverzovat pohyb, a to s minimální vůlí v převodech. Tyto podmínky nejlépe splňuje kuličkový šroub.

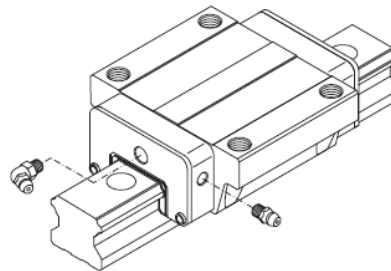
Kuličkový šroub je připevněn na konzole v axiálních i radiálních ložiskách, a je mu umožněna pouze rotace kolem své osy. Matice kuličkového šroubu je pevně spojena s pojízdovým uchopovacím efektem.



6.2.1 Výpočet životnosti vedení

V rámci diplomové práce bylo zvoleno vedení od firmy HIWIN linear technology, a to:

Kuličkové vedení HGH45CA



Obr. 6 - 11 Kuličkové vedení, HIWIN

Výpočet životnosti kuličkového vedení bude proveden podle katalogu HIWIN /3/

Zvolené hodnoty budou voleny v rámci katalogu /3/ s ohledem na dané reálné faktory manipulátoru řešeném touto diplomovou prací.

Technické údaje vedení HGH45CA

- Dynamická únosnost C_0

$$C_0 = 77570 \text{ N} \quad (25)$$

Koeficienty životnosti dle katalogu HIWIN /3/

Hodnoty stejné jako při výpočtu vedení uchopovacího efektoru

- Kontaktní součinitel f_h

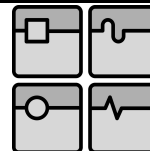
$$f_h = 1 \quad (26)$$

- Teplotní součinitel f_t

$$f_t = 1 \quad (27)$$

- Součinitel zatížení f_w

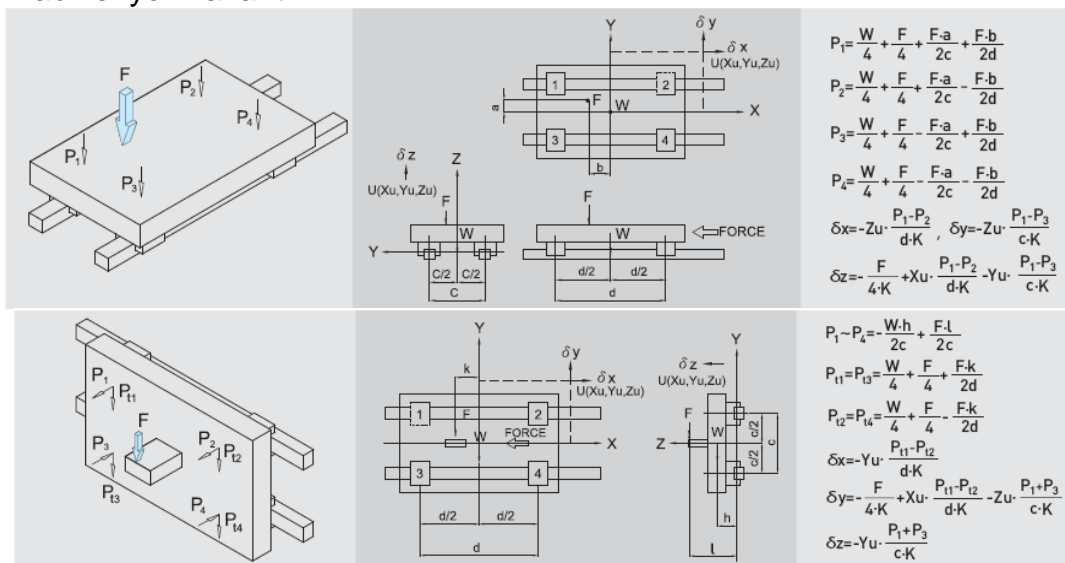
$$f_w = 1,3 \quad (28)$$



Působící zatížení

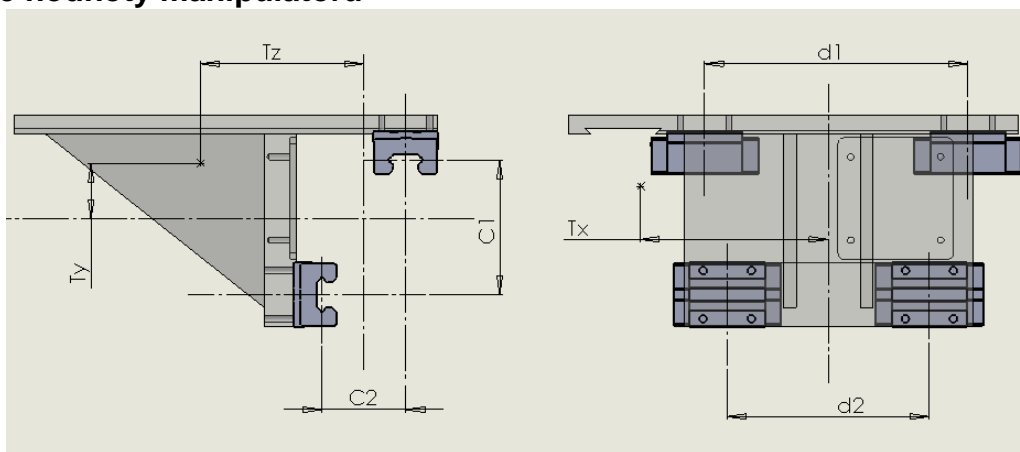
V rámci diplomové práce bylo navrženo uspořádání 4 valivých hnízd, kde horní dvě hnízda jsou umístěna vodorovně, a spodní dvě hnízda pootočená o 90° a jsou umístěna ve svislé poloze.

V katalogu HIWIN /3/ není přímo tato varianta zobrazena, ale jedná se o sloučení dvou nabízených variant.



Obr. 6 - 12 Varianty působících zatížení dle katalogu HIWIN /3/

Reálné hodnoty manipulátoru



Obr. 6 - 13 Schéma lineárního vedení

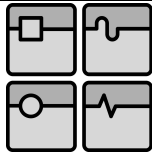
Hodnoty získané pomocí fyzikálních vlastností modelu ze softwaru SolidWorks

- Poloha těžiště

$$T_z = 165 \text{ mm}, \quad T_y = 100 \text{ mm}, \quad T_x = 145 \text{ mm} \quad (29)$$

- Hmotnost nesené části manipulátoru

$$m_u = 200 \text{ kg} \quad (30)$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Hodnoty získané z reálného modelu ze softwaru SolidWorks

$$\begin{aligned}c_1 &= 210 \text{ mm}, & c_2 &= 130 \text{ mm} \\d_1 &= 410 \text{ mm}, & d_2 &= 315 \text{ mm}\end{aligned}\quad (31)$$

Nesená hmotnost se skládá z hmotnosti manipulátoru a neseného břemene

$$\begin{aligned}W &= (m_u + m_e) \cdot g \\W &= (200 + 100) \cdot 9,81 = 2942 \text{ N}\end{aligned}\quad (32)$$

Kde m_e - průměrná hmotnost nástrojové hlavy
 g - gravitační zrychlení

Výpočet ekvivalentního zatížení

Zatížení P_{1e}

$$P_1 = \frac{W}{4} - \frac{W \cdot T_z}{2 \cdot c_2} + \frac{W \cdot T_x}{2 \cdot d_1}$$
$$P_1 = \frac{2942}{4} - \frac{2942 \cdot 165}{2 \cdot 130} + \frac{2942 \cdot 145}{2 \cdot 410} = -611,306 \text{ N}\quad (33)$$

$$P_{1t} = \frac{W \cdot T_z}{2 \cdot c_1} = \frac{2942 \cdot 165}{2 \cdot 210} = 1155,784 \text{ N}\quad (34)$$

$$P_{1e} = |P_1| + |P_{1t}| = 611,306 + 1155,784 = 1767,089 \text{ N}\quad (35)$$

Zatížení P_{2e}

$$P_2 = \frac{W}{4} - \frac{W \cdot T_z}{2 \cdot c_2} - \frac{W \cdot T_x}{2 \cdot d_1}$$
$$P_2 = \frac{2942}{4} - \frac{2942 \cdot 165}{2 \cdot 130} - \frac{2942 \cdot 145}{2 \cdot 410} = -1651,767 \text{ N}\quad (36)$$

$$P_{2t} = \frac{W \cdot T_z}{2 \cdot c_1} = \frac{2942 \cdot 165}{2 \cdot 210} = 1155,784 \text{ N}\quad (37)$$

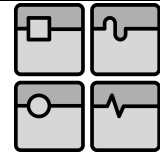
$$P_{2e} = |P_2| + |P_{2t}| = 1651,767 + 1155,783 = 2807,551 \text{ N}\quad (38)$$

Zatížení P_{3e}

$$P_3 = \frac{W \cdot T_z}{2 \cdot c_1} = \frac{2942 \cdot 165}{2 \cdot 210} = 1155,784 \text{ N}\quad (39)$$

$$P_{3t} = \frac{W}{4} + \frac{W \cdot T_z}{2 \cdot c_2} + \frac{W \cdot T_x}{2 \cdot d_1}$$
$$P_{3t} = \frac{2942}{4} + \frac{2942 \cdot 165}{2 \cdot 130} + \frac{2942 \cdot 145}{2 \cdot 410} = 3279,660 \text{ N}\quad (40)$$

$$P_{3e} = |P_3| + |P_{3t}| = 1155,784 + 3279,660 = 4435,444 \text{ N}\quad (41)$$

Zatížení P_{4e}

$$P_4 = \frac{W \cdot T_z}{2 \cdot c_1} = \frac{2942 \cdot 165}{2 \cdot 210} = 1155,784 \text{ N} \quad (42)$$

$$P_{4t} = \frac{W}{4} + \frac{W \cdot T_z}{2 \cdot c_2} - \frac{W \cdot T_x}{2 \cdot d_1} \quad (43)$$

$$P_{4t} = \frac{2942}{4} + \frac{2942 \cdot 165}{2 \cdot 130} - \frac{2942 \cdot 145}{2 \cdot 410} = 1925,408 \text{ N}$$

$$P_{4e} = |P_4| + |P_{4t}| = 1155,784 + 1925,408 = 3081,192 \text{ N} \quad (44)$$

Životnost vedení příčnicku

Ekvivalentní zatížení hnízda číslo 3 je větší než zatížení ostatních hnízd, proto bude počítána životnost pouze hnízda č. 3, které bude mít nejnižší životnost

$$L = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot C_0}{f_w \cdot P_{3e}} \right)^3 \cdot 50 \quad (45)$$

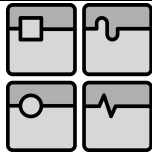
$$L = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 114440}{1,3 \cdot 4435,444} \right)^3 \cdot 50 = 496991,114 \text{ km}$$

Životnost v hodinách

$$L_h = \frac{L \cdot 10^3}{v_e \cdot 60} \quad (46)$$

$$L_h = \frac{496991,114 \cdot 1000}{15 \cdot 60} = 63,373 \cdot 10^3 \text{ h}$$

Kde v_e - ekvivalentní rychlost pojezdu



6.2.2 Výpočet životnosti kuličkového šroubu

Na trhu existuje řada výrobců kuličkových šroubů, kteří svými výrobky vyhoví požadavkům kladeným na šrouby v diplomové práci, například firmy Hennlich, HIWIN nebo TOS Kuřim. Výrobky od všech výrobců mají podobné vlastnosti.

V rámci diplomové práce byl zvolen pro tento převod kuličkový šroub od firmy TOS Kuřim-KŠ.



Obr. 6 - 14 Kuličkový šroub

Výpočet životnosti kuličkového šroubu je proveden podle katalogu KSK07 /4/.

Zvolené hodnoty jsou voleny v rámci katalogu /4/ s ohledem na dané reálné faktory manipulátoru řešeného touto diplomovou prací.

V rámci diplomové práce byl zvolen kuličkový šroub:

K40 x 20 /AP+A od firmy KSK Kuřim

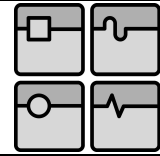
Technické údaje K40 x 20 od výrobce:

- Dynamická únosnost
 $C_a = 35900 \text{ N}$ (47)
- Průměr závitu
 $d_0 = 40 \text{ mm}$ (48)
- Stoupaní závitu
 $p = 20 \text{ mm}$ (49)

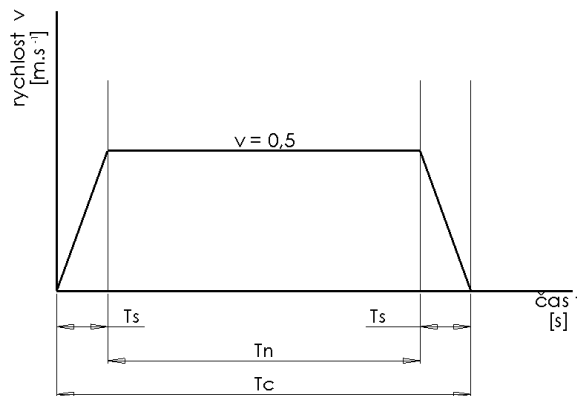
Reálné hodnoty manipulátoru

Z kinematického hlediska manipulátoru jsou zvoleny tyto údaje:

- Zdvih kuličkového šroubu
 $H_c = 800 \text{ mm}$ (50)
- Zrychlení posuvového mechanismu
 $a = 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ (51)
- Rychlost posuvového mechanismu
 $v = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (52)



Výpočet celkového času pro přejezd celého zdvihu posuvového mechanismu



Obr. 6 - 15 Schéma průběhu rychlosti

Rozběhový a brzdící čas

$$T_s = \frac{v}{a} = \frac{0,5}{4} = 0,125 \text{ s} \quad (53)$$

Délka zdvihu, která je uražena, po čase zrychlování a brzdění

$$H_s = 2 \cdot \frac{1}{2} a \cdot T_s^2 = 4 \cdot 0,125^2 = 0,063 \text{ m} \quad (54)$$

Celkový čas

$$T_c = \frac{H_c - H_s}{v} + 2 \cdot T_s = \frac{0,8 - 0,063}{0,5} + 2 \cdot 0,125 = 1,725 \text{ s} \quad (55)$$

Kontrola maximálních otáček kuličkového šroubu

Otáčky kuličkového šroubu

$$n_m = \frac{v}{p} = \frac{0,5}{0,02} = 1500 \text{ ot/min} \quad (56)$$

Kde p - stoupání závitu kuličkového šroubu

Maximální možné otáčky kuličkového šroubu

$$n_{max} = \frac{80000}{d_0} = \frac{80000}{40} = 2000 \text{ ot/min} \quad (57)$$

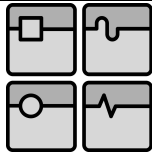
Kde d_0 - průměr závitové části kuličkového šroubu

Výpočet trvanlivosti kuličkového šroubu

Přesouvaná hmotnost

$$m_{ef} = m_u + m_c = 200 + 300 = 500 \text{ kg} \quad (58)$$

kde m_u - hmotnost nesené části manipulátoru
 m_c - maximální hmotnost nástrojové hlavy



Setrvačná síla

$$F_{set} = m_{ef} \cdot a = 500 \cdot 4 = 2000 \text{ N} \quad (59)$$

Kde a - zrychlení posuvového mechanismu

Odpor nezatíženého chodu

$$F_0 = 4 \cdot f_{ved} \cdot P_{3e} = 4 \cdot 0,004 \cdot 4500 = 72 \text{ N} \quad (60)$$

Kde f_{ved} součinitel tření z katalogu HIWIN /3/

P_{3e} ekvivalentní zatížení 3. hnízda (nejvyšší hodnota zatížení)

Předepnutí kuličkového šroubu

$$F_p = 0,1 \cdot C_a = 0,1 \cdot 35900 = 3590 \text{ N} \quad (61)$$

Kde C_a - dynamická únosnost

Zatížení matice 1 je stejné jako zatížení matice 2, protože při posuvu zpět překonáváme stejné síly, a máme použity stejné dynamické hodnoty

Střední axiální zatížení směr 1

$$F_r = \frac{F_0 \cdot T_c + F_{set} \cdot 2T_s}{T_c} = \frac{72 \cdot 1,725 + 2000 \cdot 2 \cdot 0,125}{1,725} = 361,855 \text{ N} \quad (62)$$

Pro pohyb zpět je střední axiální zatížení stejné jako u směru 1, ale působí v opačném směru

Vnitřní axiální zatížení kuličkového šroubu směr 1

$$F_{a1} = F_p \left(1 + \frac{F_r}{2,83F_p} \right)^{\frac{3}{2}} = 3590 \left(1 + \frac{361,855}{2,83 \cdot 3590} \right)^{\frac{3}{2}} = 3783,494 \text{ N} \quad (63)$$

Vnitřní axiální zatížení kuličkového šroubu směr 2

$$F_{a2} = F_p \left(1 + \frac{-F_r}{2,83F_p} \right)^{\frac{3}{2}} = 3590 \left(1 + \frac{-361,855}{2,83 \cdot 3590} \right)^{\frac{3}{2}} = 3399,922 \text{ N} \quad (64)$$

Poměrné vnitřní axiální zatížení

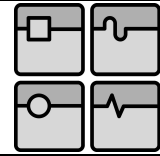
$$F_m = \sqrt[3]{F_{a2}^3 \cdot \frac{q_j}{100} + F_{a1}^3 \cdot \frac{q_j}{100}} = \sqrt[3]{3783,494^3 \cdot \frac{50}{100} + 3399,922^3 \cdot \frac{50}{100}} \quad (65)$$
$$F_m = 3601,920 \text{ N}$$

Kde q_j - poměrná doba působení, zvoleno 50%

Trvanlivost v jednom směru

$$L_1 = \left(\frac{C_a \cdot f_m}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{35900 \cdot 1,25}{3601,920} \right)^3 \cdot 10^6 = 1,933 \times 10^9 \quad (66)$$

Kde f_m - koeficient vlivu jakosti a stavu materiálu = 1,25 (viz KSK katalog /4/)



Celková trvanlivost

Trvanlivost matice 2 je stejná jako trvanlivost matice 1, proto $L_2 = L_1$

$$L_c = \left(2L_1^{\frac{10}{9}} \right)^{\frac{9}{10}} = \left(2 \cdot (1,933 \times 10^9)^{\frac{10}{9}} \right)^{\frac{9}{10}} = 3,606 \times 10^9 \quad (67)$$

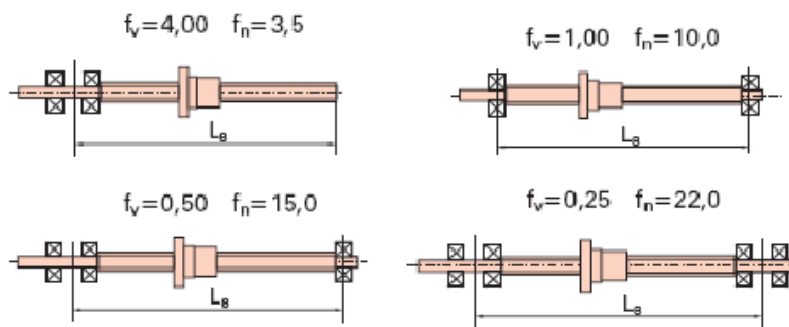
Trvanlivost v hodinách

$$L_h = \frac{L_c}{n_m} = \frac{3,606 \times 10^9}{1500} = 40095,52 \text{ hod} \quad (68)$$

Kde n_m - otáčky kuličkového šroubu

Kontrola maximálního axiálního zatížení vzhledem k vzpěrné pevnosti

Volba koeficientů uložení



Obr. 6 - 16 Koeficienty uložení hřídele, katalog KSK /4/

$$f_v = 1,00 \text{ mm}^2, \quad f_n = 10,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (69)$$

Délka kuličkového šroubu odměřená programem SolidWorks

$$L_8 = 1160 \text{ mm} \quad (70)$$

Kritická axiální síla

$$Q_{kr} = \frac{\pi^3 500 \cdot d_0^4}{f_v \cdot L_8^2} = \frac{\pi^3 500 \cdot 40^4}{1 \cdot 1160^2} = 29494,675 \text{ N} \quad (71)$$

Kde d_0 - průměr závitové části kuličkového šroubu

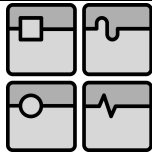
Maximální axiální zatížení

$$F_{amax} = 0,33 Q_{kr} = 0,33 \cdot 29494,675 = 9733,243 \text{ N} \quad (72)$$

Kuličkový šroub vyhovuje

Momentové zatížení kuličkového šroubu

Počítáno dle /5/ Konstrukce CNC obráběcích strojů



Účinnosti, volené dle /5/

- Účinnost kuličkového šroubu $\eta_s = 0,92$
 - Účinnost vedení $\eta_v = 0,98$
 - Účinnost ložisek $\eta_L = 0,92$
- (73)

Celková účinnost

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_v \cdot \eta_L = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,92 = 0,8295 \quad (74)$$

Moment od tíhové složky

$$\alpha_{ved} = 0 \rightarrow M_{GT} = 0 \quad (75)$$

Kde α_{ved} - sklon úhlu stoupání vedení

Moment zátěže od třecích sil ve vedení

$$M_G = \frac{m_{ef} \cdot g \cdot f_1 \cdot p \cdot \cos(\alpha_{ved})}{2 \cdot \pi \cdot \eta_s \cdot \eta_L} = \frac{500 \cdot 9,81 \cdot 0,004 \cdot 0,02 \cdot \cos(0)}{2 \cdot \pi \cdot 0,92 \cdot 0,92} \quad (76)$$
$$M_G = 0,0737 \text{ Nm}$$

- Kde m_{ef} - přesouvaná hmotnost
 g - gravitační zrychlení
 f_1 - třecí součinitel vedení = 0,004, viz /5/
 p - stoupání závitu kuličkového šroubu

Moment pasivních odporů v ložiskách

$$M_L = \frac{F_a \cdot r \cdot f_3}{\eta_L} = \frac{3783,494 \cdot 0,015 \cdot 0,02}{0,92} = 1,234 \text{ Nm} \quad (77)$$

- Kde F_a - vnitřní axiální zatížení kuličkového šroubu
 r - poloměr čepu ložiska
 f_3 - třecí součinitel ložiska = 0,02, viz /5/

Moment pasivního odporu kuličkového šroubu

$$M_{KSM} = \frac{F_p \cdot p}{2\pi} (1 - \eta_s^2) + 0,5(F_a + m_{ef} \cdot g \cdot \sin(\alpha_{ved})) \cdot d_0 \cdot f_2 \quad (78)$$
$$M_{KSM} = \frac{3590 \cdot 0,02}{2\pi} (1 - 0,92^2) + 0,5(3783,494 + 500 \cdot 9,81 \cdot \sin(0)) \cdot 0,04 \cdot 0,004$$
$$M_{KSM} = 2,058 \text{ Nm}$$

- Kde F_p - předepnutí kuličkového šroubu
 f_2 - třecí součinitel kuličkového šroubu = 0,004, viz /5/

Pasivní moment od vnější síly

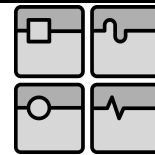
$$M_F = 0 \text{ Nm} \quad (79)$$

Pasivní moment zátěže

$$M_{ZRHM} = M_{GT} + M_G + M_L + M_{KSM} + M_F$$
$$M_{ZRHM} = 0 + 0,0737 + 1,234 + 2,058 + 0 = 3,365 \text{ Nm} \quad (80)$$

Statický moment na vstupu kuličkového šroubu

$$M_{KS} = \frac{F_a \cdot p}{2\pi \cdot \eta_c} + M_{ZRHM} = \frac{3783,494 \cdot 0,02}{2\pi \cdot 0,8292} + 3,365 = 17,885 \text{ Nm} \quad (81)$$



6.2.3 Výpočet řemenového ozubeného převodu

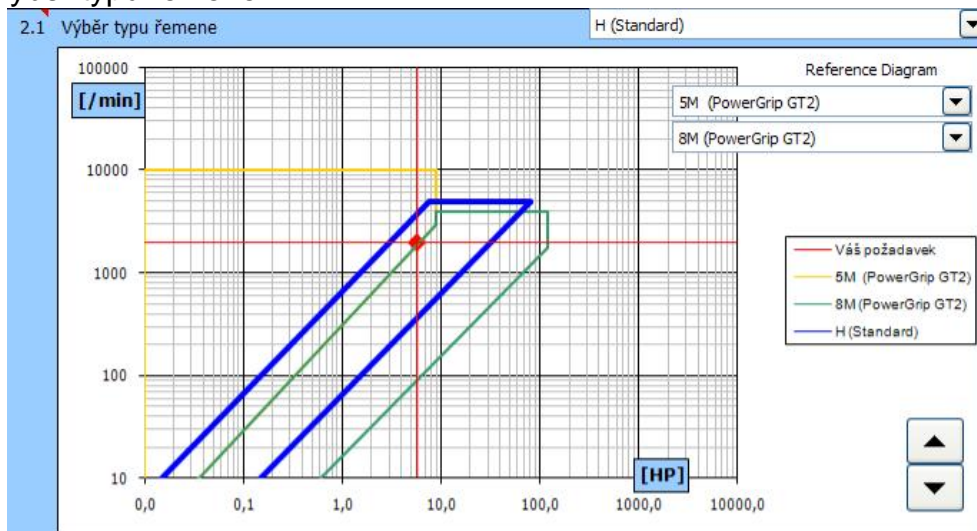
Pro výpočet ozubeného převodu byl použit software MITCalc, který obsahuje mnoho vyráběných řemenů a graficky usnadní volbu nejvhodnějšího řemene.

- Vstupní parametry

1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Způsob zatížení, pracovní parametry	
1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)
1.2 Přenášený výkon	P 3,00 2,94 [kW]
1.3 Otáčky řemenice (požadované)	n 2000 1500 [/min]
1.4 Otáčky řemenice (skutečné)	n 2000,0 1500,0 [/min]
1.5 Převodový poměr požadovaný / skutečný	i 1,333 1,333
1.6 Krouticí moment	Mk 14,33 18,72 [Nm]
1.7 Typ hnacího stroje (zatížení)	B...S větší nerovnoměrností
1.8 Typ poháněného stroje (zatížení)	C...S malou nerovnoměrností
1.9 Denní zatížení převodu	A...Méně než 8 hodin
1.10 Součinitel provozního zatížení	c2 1,4 1,4 <input checked="" type="checkbox"/>
1.11 Účinnost převodu	eta 98 [%]

Obr. 6 - 17 Vstupní parametry MITCalc

- Výběr typu řemene



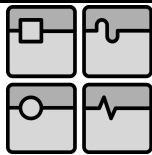
Obr. 6 - 18 Výběr řemene MITCalc

Zde je důležité vybrat typ řemenu tak, aby v diagramu otáček a rychlostí ležel řemen uprostřed ohraničené plochy.

- Výsledný řemenový převod

6.4 Textový popis (Informace pro kusovník)	Řemenice1
Řádek 1 (Kusovník atribut 1)	Řemenice H
Řádek 2 (Kusovník atribut 2)	z=18; Dp=72,77; B=30,4
Řádek 3 (Kusovník atribut 3)	H (Standard)
	Řemenice2
Řádek 1 (Kusovník atribut 1)	Řemenice H
Řádek 2 (Kusovník atribut 2)	z=24; Dp=97,02; B=30,4
Řádek 3 (Kusovník atribut 3)	H (Standard)
	Řemen
Řádek 1 (Kusovník atribut 1)	Řemen H
Řádek 2 (Kusovník atribut 2)	z=60; B=25,4; L=762
Řádek 3 (Kusovník atribut 3)	H (Standard)

Obr. 6 - 19 Výsledný řemenový převod MITCalc



6.2.4 Volba servomotoru

Volba motoru je provedena dle /5/ Konstrukce CNC obráběcích strojů.

Dle daného zatížení na hnací řemenici se zvolí servomotor.

Zvolený motor:

CMD93M od firmy SEW-Eurodrive

Technické informace o motoru udávané výrobcem

- Maximální točivý moment $M_{max} = 22 \text{ Nm}$
 - Moment setrvačnosti motoru $J_{mot} = 2,31 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$
 - Brzdný moment setrvačnosti $J_{bmot} = 2,66 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$
- (82)

Technické informace o řemenovém převodu z programu MITCalc

- Převodový poměr $i = 1,333$
 - Šířka řemenic $b = 33 \text{ mm}$
 - Vnitřní průměr řemenic $d = 20 \text{ mm}$
 - Průměr hnací řemenice $D_1 = 72,77 \text{ mm}$
 - Průměr hnané řemenice $D_2 = 97,02 \text{ mm}$
- (83)

Úhlové zrychlení šroubu

$$\varepsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{p} = \frac{4 \cdot 2 \cdot \pi}{0,02} = 1256,64 \text{ rad/s}^2 \quad (84)$$

Moment setrvačnosti redukováný na hřídel

$$J_m = m_{ef} \cdot \left(\frac{p}{2\pi}\right)^2 = 500 \left(\frac{0,02}{2\pi}\right)^2 = 50,66 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \quad (85)$$

Kde m_{ef} - přesouvaná hmotnost

p - stoupání závitu kuličkového šroubu

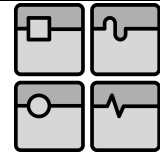
Moment setrvačnosti hnací řemenice

$$J_1 = \frac{1}{2} \rho \cdot \pi \cdot b \left[\left(\frac{D_1}{2}\right)^4 - \left(\frac{d}{2}\right)^4 \right]$$
$$J_1 = \frac{1}{2} 7800 \cdot \pi \cdot 33 \left[\left(\frac{72,77}{2}\right)^4 - \left(\frac{20}{2}\right)^4 \right] = 7,046 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \quad (86)$$

Kde ρ - tuhost řemenice, bráno empiricky 7800 kg/m^3

Moment setrvačnosti hnané řemenice

$$J_2 = \frac{1}{2} \rho \cdot \pi \cdot b \left[\left(\frac{D_2}{2}\right)^4 - \left(\frac{d}{2}\right)^4 \right]$$
$$J_2 = \frac{1}{2} 7800 \cdot \pi \cdot 33 \left[\left(\frac{97,02}{2}\right)^4 - \left(\frac{20}{2}\right)^4 \right] = 22,35 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \quad (87)$$



Moment setrvačnosti kuličkového šroubu

$$J_3 = \frac{1}{2} \rho \cdot \pi \cdot l_s \left(\frac{d_0}{2} \right)^4 \quad (88)$$

$$J_3 = \frac{1}{2} 7800 \cdot \pi \cdot 1280 \left(\frac{40}{2} \right)^4 = 25,093 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$$

Kde l_s - délka kuličkového šroubu = 1,28m, získáno programem SolidWorks
 d_0 - průměr závitové části kuličkového šroubu

Celkový moment setrvačnosti

$$J_{HRM} = J_{mot} + J_{bmot} + J_1 + \frac{J_2}{i^2} + \frac{J_3}{i^2} + \frac{J_m}{i^2} \quad (89)$$

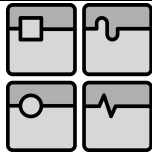
$$J_{HRM} = 2,31 + 2,66 + 7,046 + \frac{22,35}{1,333^2} + \frac{25,093}{1,333^2} + \frac{50,66}{1,333^2} = 67,226 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$$

Dynamický moment motoru

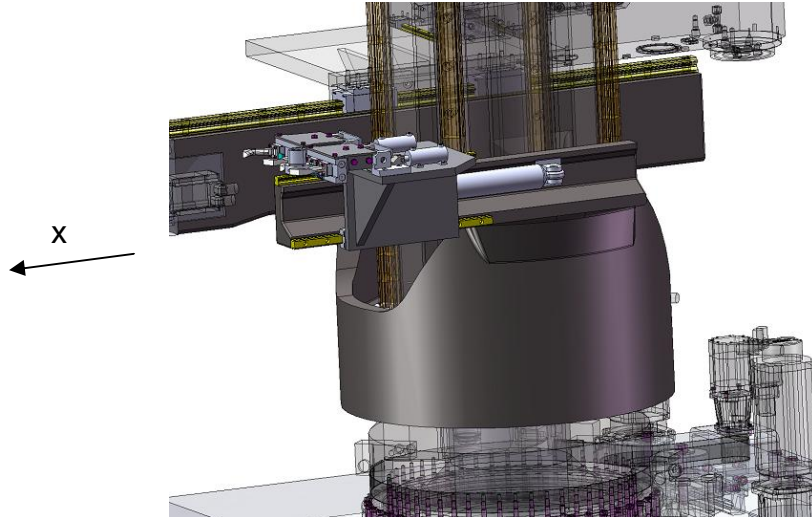
$$M_{DM} = J_{HRM} \cdot \varepsilon_s + M_{ZRHM} = 67,226 \cdot 1256,64 + 3,365 = 11,813 \text{ Nm} \quad (90)$$

Kde M_{ZRHM} - pasivní moment zátěže

Motor vyhovuje



6.3 Výpočet pohonu osy x, nástroje



Obr. 6 - 20 Pohon osy x, nástroje

Pro uchopení nástroje, je nutné, aby se uchopovací efektor manipulátoru pohyboval lineárně podél osy x.

Pro uchopení nástroje i pro jeho uložení do zásobníku je dostačující polohovat pohyb podél osy x pouze v koncových polohách.

Vedení:

Držák uchopovacího efektoru je umístěn na otočném stole pomocí lineárního vedení. Vedení umožní pohyb v jedné ose, a zároveň zamezí všechny ostatní stupně volnosti.

V případě manipulátoru řešeném v této diplomové práci, jsou nároky na toto vedení natolik velké, že je možné již předem zamítnout kluzné vedení, a bude rovnou řešeno vedení valivé.

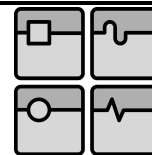
Pohon:

Přímočarý hydraulický motor

Levné, a v rámci koncových poloh velmi přesné polohování, ostatní možnosti realizace mohou přinést rychlejší polohování, ale cenou nemohou konkurovat dvojčinnému hydraulickému pístu.

V rámci diplomové práce byl zvolen pohon hydraulickým pístem.

Polohování této osy není nijak započítáváno do času výměny, proto není nijak nutné předepisovat zde určitou rychlost a zrychlení, je pouze nutné tlumit dojezdy tak aby nezpůsobovaly velké rázy.



6.3.1 Výpočet životnosti vedení

V rámci diplomové práce bylo zvoleno vedení od firmy HIWIN linear technology, a to:

Kuličkové vedení HGH25CA

Výpočet životnosti kuličkového vedení bude proveden podle katalogu HIWIN /3/. Zvolené hodnoty budou voleny v rámci katalogu /3/ s ohledem na dané reálné faktory manipulátoru řešeném touto diplomovou prací.

Technické údaje vedení HGH25CA

- Dynamická nosnost C_0

$$C_0 = 26480 \text{ N} \quad (91)$$

Koeficienty životnosti dle katalogu HIWIN /3/

Hodnoty stejné jako při výpočtu vedení uchopovacího efektoru

- Kontaktní součinitel f_h

$$f_h = 1 \quad (92)$$

- Teplotní součinitel f_t

$$f_t = 1 \quad (93)$$

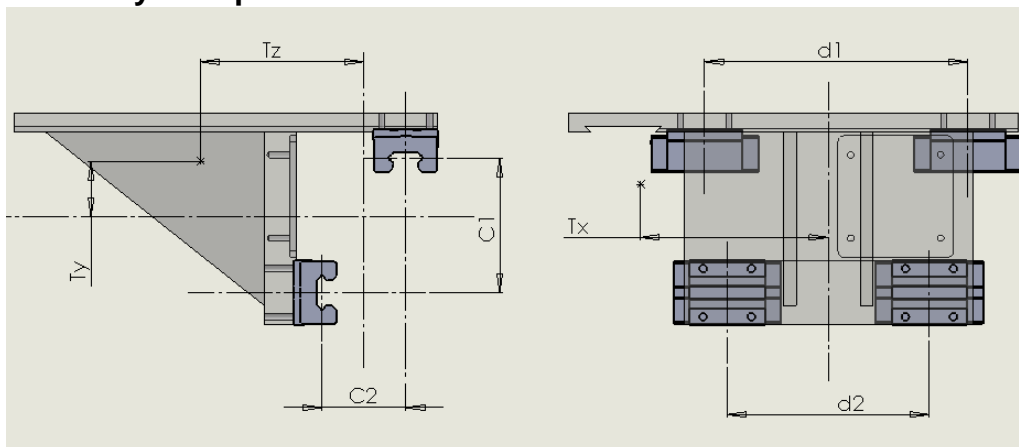
- Součinitel zatížení f_w

$$f_w = 1,3 \quad (94)$$

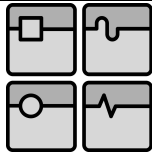
Působící zatížení

V rámci diplomové práce bylo navrženo stejné uspořádání jako pro osu x, nástrojové hlavy. Jsou použita 4 valivá hnízda, kde horní dvě hnízda jsou umístěna vodorovně, a spodní dvě hnízda pootočená o 90° a umístěna ve svislé poloze.

Reálné hodnoty manipulátoru



Obr. 6 - 21 Schéma lineárního vedení



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Hodnoty získané pomocí fyzikálních vlastností modelu ze softwaru SolidWorks

- Poloha těžiště

$$T_z = 85 \text{ mm}, T_y = 82 \text{ mm}, T_x = 72 \text{ mm} \quad (95)$$

- Hmotnost nesené části manipulátoru

$$m_u = 38 \text{ kg} \quad (96)$$

Hodnoty získané z reálného modelu ze softwaru SolidWorks

$$\begin{aligned} c_1 &= 153 \text{ mm}, & c_2 &= 90 \text{ mm} \\ d_1 &= 216 \text{ mm}, & d_2 &= 216 \text{ mm} \end{aligned} \quad (97)$$

Nesená hmotnost se skládá z hmotnosti manipulátoru a neseného břemene

$$\begin{aligned} W &= (m_u + m_e) \cdot g \\ W &= (200 + 100) \cdot 9,81 = 490,33 \text{ N} \end{aligned} \quad (98)$$

Kde m_e - průměrná hmotnost nástroje, $m_e=12 \text{ kg}$
 g - gravitační zrychlení

Výpočet ekvivalentního zatížení

Z výpočtu předešlého vedení pro osu x, nástrojové vedení je patrné že největší zatížení je na hnízdo číslo 3 (viz. 6.2.1 Výpočet životnosti vedení) proto není nutné provádět výpočet ostatních hnízd.

Zatížení P_{3e}

$$P_3 = \frac{W \cdot T_z}{2 \cdot c_1} = \frac{490,33 \cdot 85}{2 \cdot 153} = 136,203 \text{ N} \quad (99)$$

$$P_{3t} = \frac{W}{4} + \frac{W \cdot T_z}{2 \cdot c_2} + \frac{W \cdot T_x}{2 \cdot d_1}$$
$$P_{3t} = \frac{2490,33}{4} + \frac{2490,33 \cdot 85}{2 \cdot 90} + \frac{2490,33 \cdot 72}{2 \cdot 216} = 435,851 \text{ N} \quad (100)$$

$$P_{3e} = |P_3| + |P_{3t}| = 136,203 + 435,851 = 572,054 \text{ N} \quad (101)$$

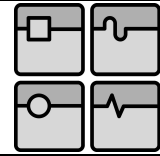
Životnost vedení příčnicku

$$L = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot C_0}{f_w \cdot P_{3e}} \right)^3 \cdot 50$$
$$L = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 26480}{1,3 \cdot 572,054} \right)^3 \cdot 50 = 2,8699 \cdot 10^6 \text{ km} \quad (102)$$

Životnost v hodinách

$$L_h = \frac{L \cdot 10^3}{v_e \cdot 60}$$
$$L_h = \frac{2,8699 \cdot 10^6 \cdot 1000}{5 \cdot 60} = 159,439 \cdot 10^3 \text{ h} \quad (103)$$

Kde v_e - ekvivalentní rychlost pojezdu



6.3.2 Výpočet hydraulického válce

Hydraulický válec je dodáván i s potřebnými výpočty přímo od výrobce, proto je nutno pouze vybrat vhodný typ válce.

Maximální přesouvaná hmotnost

$$m_{ef} = m_u + m_{max} = 38 + 15 = 52 \text{ kg} \quad (104)$$

Kde m_{max} - maximální hmotnost nástroje

Zátěž od třecích sil ve vedení

$$F_G = m_{ef} \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha_{ved}) = 52 \cdot 9,81 \cdot 0,004 \cdot \cos(0) = 2,04 \text{ N} \quad (105)$$

Kde g - gravitační zrychlení

f_1 - třecí součinitel vedení = 0,004, viz /5/

α_{ved} - sklon úhlu stoupání vedení, (nulové stoupání)

Zátěž od setrvačných sil

$$F_{set} = m_{ef} \cdot a = 52 \cdot 2 = 104 \text{ N} \quad (106)$$

Kde a - zrychlení posuvu vozíku, odhadnutá hodnota, $a = 2 \text{ m.s}^{-2}$

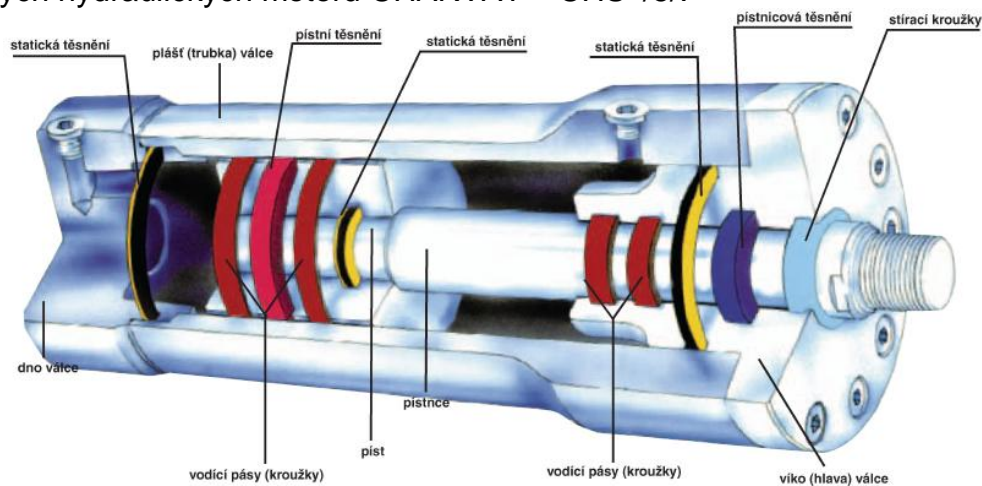
Potřebná síla na píst

$$F_p = F_G + F_{set} = 2,04 + 104 = 106,04 \text{ N} \quad (107)$$

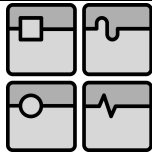
Volba přímočarého hydraulického motoru:

Silové podmínky jsou zanedbatelné, hlavním faktorem pro výběr je zdvih pístu.

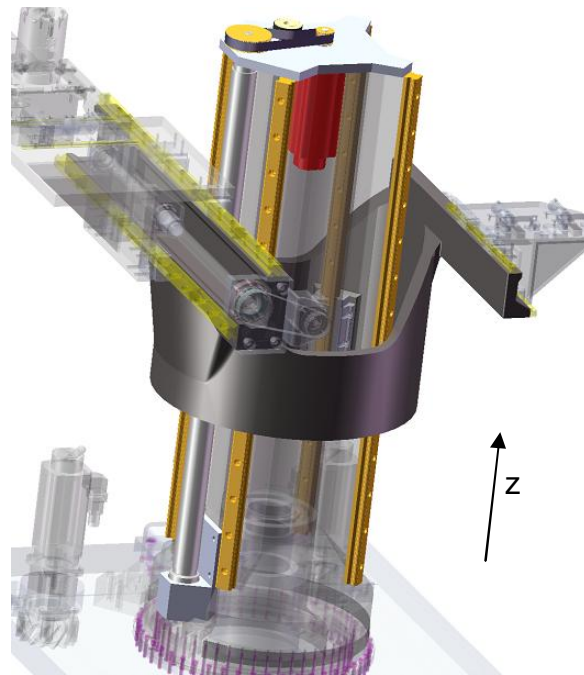
V rámci diplomové práce byl zvolen přímočarý hydraulický motor pro lehké až střední zatížení od firmy Charvát $\text{ØD} = 32 \text{ mm}$ a zdvih 200 mm. Viz katalog přímočarých hydraulických motorů CHARVÁT – CHS /5/.



Obr. 6 - 22 Schéma přímočarého hydraulického motoru



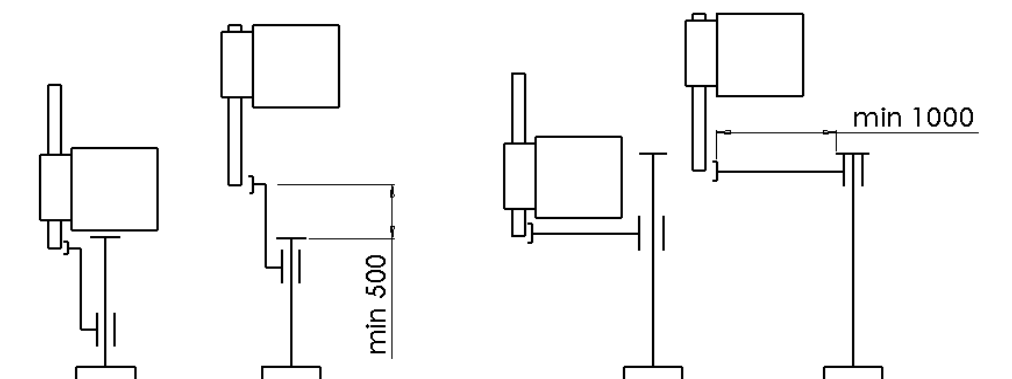
6.4 Výpočet pohonu zdvihu konzole



Obr. 6 - 23 pohon zdvihu konzole

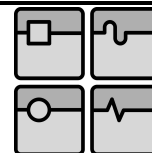
Pro uchopení nástrojové hlavy a umístění do zásobníku nástrojů je nutná polohovatelnost v ose z.

Jednou z hlavních podmínek manipulátoru je, že musí dokázat vyměnit nástroje i nástrojové hlavy v jakékoliv poloze příčnicku. Příčnick může mít zdvih až 2000 mm, a smykadlo má zdvih pouze 1500 mm. Manipulátor se proto musí speciálně upravit, aby vyhověl těmto podmínkám, viz Obr. 6 - 24.



Obr. 6 - 24 Schéma polohy příčnicku, a přizpůsobivost manipulátoru

V rámci diplomové práce byla zvolena varianta nižšího manipulátoru, schopného podjet příčnick i ve spodní poloze.

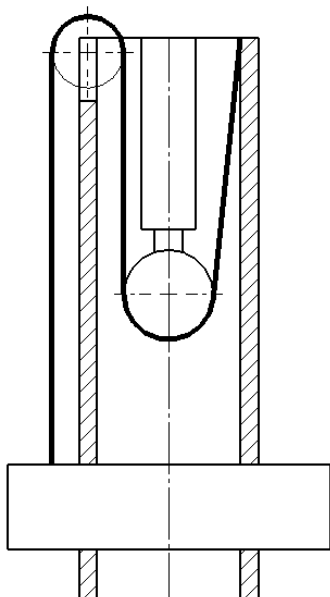
**Vedení:**

Konzola s uchopovacími součástmi je umístěna na svislém vedení. Vedení umožní pohyb v jedné ose, a zároveň zamezí všechny ostatní stupně volnosti

V případě manipulátoru řešeného v této diplomové práci, jsou nároky na toto vedení natolik velké, že je možné již předem zamítnout kluzné vedení, a bude rovnou řešeno vedení valivé.

Návrh variant pohonné jednotky zdvihu konzoly manipulátoru:

- Přímočarý hydraulický motor uvnitř otočného sloupu pohánějící konzolu pomocí řetězu



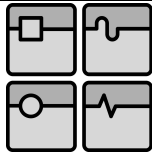
Obr. 6 - 25 Schéma konstrukce s použitím přímočarého hydraulického motoru

Výhody:

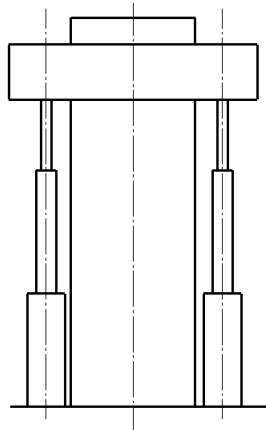
- Použití jednoduchého pístu
- Levné řešení

Nevýhody:

- Dvojnásobná síla na píst
- Zdvih konzoly je dvojnásobný než zdvih pístu
- Velmi špatná přesnost polohování
- Nutnost stálého tlaku v pístu, únik kapaliny způsobí velkou havárii



- Použití 2 přímočarých teleskopických hydraulických motorů



Obr. 6 - 26 Schéma konstrukce s použitím teleskopických pístů

Výhody:

- Zdvih pístů se stejný se zdvihem konzoly
- Užití 2 menších pístů, menší tlak

Nevýhody:

- Špatná polohovatelnost
- Vysoké nároky na píst z hlediska vzpěrné pevnosti
- Nutnost stálého tlaku v pístu, únik kapaliny způsobí velkou havárii

- Rotační elektrický servomotor + převod rot/lin jednotka

Výhody:

- Přesné a tuhé polohování na jakoukoliv polohu po dráze zdvihu
- Vyšší bezpečnost (samosvornost rotačního šroubu)

Nevýhody:

- Drahé řešení, nutnost použití servomotoru
- Složitost řešení, (zmenšení zdvihu konzoly z důvodu uchycení rotačního šroubu)

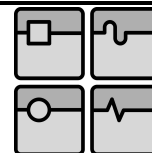
Vzhledem k nutnosti přesného a tuhé polohování v ose z, je nutné i přes nevýhody rotačního elektrického servomotoru zvolit tuto variantu. Vzhledem k bezpečnosti je použití hydraulických prvků méně výhodné.

V rámci diplomové práce byl zvolen pohon rotačním servomotorem.

Pro převod rotačního pohybu ze servomotoru na lineární pohyb příčnicku se nejčastěji používá rotační šroub s pevně uchycenou maticí na pohyblivém suportu.

U řešeného držáku uchopovacího efektoru je nutné reverzovat pohyb, a to s minimální vůlí v převodech. Tyto podmínky nejlépe splňuje kuličkový šroub.

Kuličkový šroub je připevněn na konzole v axiálních i radiálních ložiskách, a je mu umožněna pouze rotace kolem své osy. Matice kuličkového šroubu je pevně spojena s pojízdou konzolí.



6.4.1 Výpočet životnosti vedení

V rámci diplomové práce bylo zvoleno vedení od firmy HIWIN linear technology, a to:

Kuličkové vedení HGW55CA

Výpočet životnosti kuličkového vedení bude proveden podle katalogu HIWIN /3/. Zvolené hodnoty budou voleny v rámci katalogu /3/ s ohledem na dané reálné faktory manipulátoru řešeném touto diplomovou prací.

Technické údaje vedení HGW55CA

- Dynamická nosnost C_0

$$C_0 = 114440 \text{ N} \quad (108)$$

Koeficienty životnosti dle katalogu HIWIN /3/

Hodnoty stejné jako při výpočtu vedení uchopovacího efektoru

- Kontaktní součinitel f_h

$$f_h = 1 \quad (109)$$

- Teplotní součinitel f_t

$$f_t = 1 \quad (110)$$

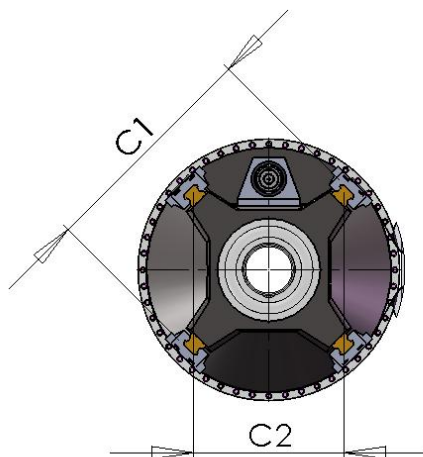
- Součinitel zatížení f_w

$$f_w = 1,3 \quad (111)$$

Působící zatížení

V rámci diplomové práce bylo navrženo konstrukční uspořádání 4 valivých hnízd svisle umístěných na vedeních. Tato vedení pak jsou rovnoměrně rozmístěna v kruhu s vnitřním úhlem 90° .

Reálné hodnoty manipulátoru



Obr. 6 - 27 Schéma lineárního vedení

Hodnoty získané pomocí fyzikálních vlastností modelu ze softwaru SolidWorks

- Poloha těžiště

$$T_z = 231 \text{ mm}, T_y = 103 \text{ mm}, T_x = 230 \text{ mm} \quad (112)$$

- Hmotnost nesené části manipulátoru

$$m_u = 917,726 \text{ kg} \quad (113)$$

Hodnoty získané z reálného modelu ze softwaru SolidWorks

$$c_1 = 630 \text{ mm}, \quad c_2 = 405 \text{ mm} \quad (114)$$

Nesená hmotnost se skládá z hmotnosti manipulátoru a neseného břemene

$$W = (m_u + m_e) \cdot g$$

$$W = (917,726 + 100) \cdot 9,81 = 9983,892 \text{ N} \quad (115)$$

Kde m_e - průměrná hmotnost nástrojové hlavy
 g - gravitační zrychlení

Výpočet ekvivalentního zatížení

Zatížení P_1

$$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{W \cdot T_x}{2 \cdot c_2} + \frac{W \cdot T_y}{2 \cdot c_2}$$

$$P_1 = \frac{9983,892}{4} + \frac{9983,892 \cdot 230}{2 \cdot 405} + \frac{9983,892 \cdot 103}{2 \cdot 405} = 6600,461 \text{ N} \quad (116)$$

Zatížení P_2

$$P_2 = \frac{W}{4} + \frac{W \cdot T_x}{2 \cdot c_2} - \frac{W \cdot T_y}{2 \cdot c_2}$$

$$P_2 = \frac{9983,892}{4} + \frac{9983,892 \cdot 230}{2 \cdot 405} - \frac{9983,892 \cdot 103}{2 \cdot 405} = 4061,348 \text{ N} \quad (117)$$

Zatížení P_3

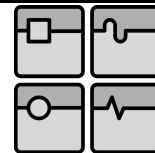
$$P_3 = \frac{W}{4} - \frac{W \cdot T_x}{2 \cdot c_2} + \frac{W \cdot T_y}{2 \cdot c_2}$$

$$P_3 = \frac{9983,892}{4} - \frac{9983,892 \cdot 230}{2 \cdot 405} + \frac{9983,892 \cdot 103}{2 \cdot 405} = 930,597 \text{ N} \quad (118)$$

Zatížení P_4

$$P_4 = \frac{W}{4} - \frac{W \cdot T_x}{2 \cdot c_2} - \frac{W \cdot T_y}{2 \cdot c_2}$$

$$P_4 = \frac{9983,892}{4} - \frac{9983,892 \cdot 230}{2 \cdot 405} - \frac{9983,892 \cdot 103}{2 \cdot 405} = -1608,516 \text{ N} \quad (119)$$



Životnost vedení

Z výpočtů ekvivalentního zatížení je patrné, že maximální zatížení je na hnízdě č. 1

$$L = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot C_0}{f_w \cdot P_1} \right)^3 \cdot 50$$

$$L = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 1144440}{1,3 \cdot 6600,461} \right)^3 \cdot 50 = 150812,384 \text{ km} \quad (120)$$

Životnost v hodinách

$$L_h = \frac{L \cdot 10^3}{v_e \cdot 60}$$

$$L_h = \frac{150812,384 \cdot 1000}{0,15 \cdot 60} = 279,282 \cdot 10^3 \text{ h} \quad (121)$$

Kde v_e - ekvivalentní rychlost pojezdu

6.4.2 Výpočet životnosti kuličkového šroubu

V rámci diplomové práce byl zvolen pro tento převod kuličkový šroub od firmy KSK Kuřim.

Výpočet životnosti kuličkového šroubu bude proveden podle katalogu KSK07 /4/

Zvolené hodnoty budou voleny v rámci katalogu /4/ s ohledem na dané reálné faktory manipulátoru řešeného touto diplomovou prací.

V rámci diplomové práce byl zvolen kuličkový šroub:

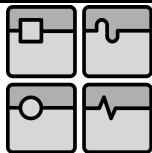
K80 x 16 /AP od firmy KSK Kuřim

Technické údaje K80 x 16 od výrobce:

- Dynamická únosnost $C_a = 111230N$ (122)

- Průměr závitu $d_0 = 80 \text{ mm}$ (123)

- Stoupaní závitu $p = 16 \text{ mm}$ (124)

**Reálné hodnoty manipulátoru**

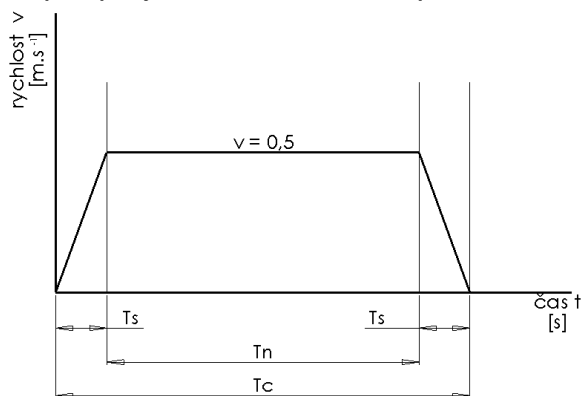
Z kinematického hlediska manipulátoru jsou zvoleny tyto údaje:

- Zdvih kuličkového šroubu
$$H_c = 1400 \text{ mm} \quad (125)$$

- Zrychlení posuvového mechanismu
$$a = 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (126)$$

- Rychlost posuvového mechanismu
$$v = 0,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (127)$$

Výpočet celkového času pro přejezd celého zdvihu posuvového mechanismu



Obr. 6 - 28 Schéma průběhu rychlosti

Rozběhový a brzdící čas

$$T_s = \frac{v}{a} = \frac{0,15}{4} = 0,0375 \text{ s} \quad (128)$$

Délka zdvihu, která je uražena, po čase zrychlování a brzdění

$$H_s = 2 \cdot \frac{1}{2} a \cdot T_s^2 = 4 \cdot 0,125^2 = 0,005625 \text{ m} \quad (129)$$

Celkový čas

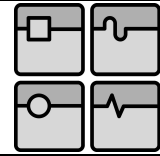
$$T_c = \frac{H_c - H_s}{v} + 2 \cdot T_s = \frac{1,4 - 0,005625}{0,15} + 2 \cdot 0,0375 = 9,371 \text{ s} \quad (130)$$

Kontrola maximálních otáček kuličkového šroubu

Otáčky kuličkového šroubu

$$n_m = \frac{v}{p} = \frac{0,15}{0,016} = 562,5 \text{ ot/min} \quad (131)$$

Kde p - stoupání závitu kuličkového šroubu



Maximální možné otáčky kuličkového šroubu

$$n_{max} = \frac{80000}{d_0} = \frac{80000}{80} = 1000 \text{ ot/min} \quad (132)$$

Kde d_0 - průměr závitové části kuličkového šroubu

Výpočet trvanlivosti kuličkového šroubu

Přesouvaná hmotnost

$$m_{ef} = m_u + m_c = 917,776 + 300 = 1217,776 \text{ kg} \quad (133)$$

kde m_u - hmotnost nesené části manipulátoru
 m_c - maximální hmotnost nástrojové hlavy

Setrvačná síla

$$F_{set} = m_{ef} \cdot a = 1217,776 \cdot 4 = 4871,104 \text{ N} \quad (134)$$

Kde a - zrychlení posuvového mechanismu

Odpor nezátíženého chodu

$$F_0 = 4 \cdot f_{ved} \cdot P_1 = 4 \cdot 0,004 \cdot 6600,461 = 105,607 \text{ N} \quad (135)$$

Kde f_{ved} součinitel tření z katalogu HIWIN /3/
 P_{3e} ekvivalentní zatížení 3. hnízda (nejvyšší hodnota zatížení)

Pro pohyb zpět je střední axiální zatížení stejné jako u směru 1, ale působí v opačném směru

Vnitřní axiální zatížení kuličkového šroubu směr 1

$$F_{a1} = \frac{m_{ef} \cdot g \cdot T_c + F_0 \cdot T_c + F_{set} \cdot 2T_s}{T_c} \quad (136)$$

$$F_{a1} = \frac{1217,776 \cdot 9,81 \cdot 9,371 + 105,607 \cdot 9,371 + 4871,104 \cdot 2 \cdot 0,0375}{9,371} = 12086,896 \text{ N}$$

Vnitřní axiální zatížení kuličkového šroubu směr 2

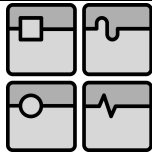
$$F_{a1} = \frac{m_{ef} \cdot g \cdot T_c - F_0 \cdot T_c + F_{set} \cdot 2T_s}{T_c} \quad (137)$$

$$F_{a1} = \frac{1217,776 \cdot 9,81 \cdot 9,371 - 105,607 \cdot 9,371 + 4871,104 \cdot 2 \cdot 0,0375}{9,371} = 11875,682 \text{ N}$$

Poměrné vnitřní axiální zatížení

$$F_m = \frac{F_{a1} \cdot q_j + F_{a2} \cdot q_j}{100} = \frac{12086,896 \cdot 50 + 11875,682 \cdot 50}{100} = 11981,289 \text{ N} \quad (138)$$

Kde q_j - poměrná doba působení, zvoleno 50%



Zatížení je pouze v jednom směru

$$L_c = \left(\frac{C_a \cdot f_m}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{111230 \cdot 1,25}{11981,289} \right)^3 \cdot 10^6 = 1,5627 \times 10^9 \quad (139)$$

Kde C_a - Dynamická únosnost kuličkového šroubu

f_m - koeficient vlivu jakosti a stavu materiálu = 1,25 (viz KSK katalog /4/)

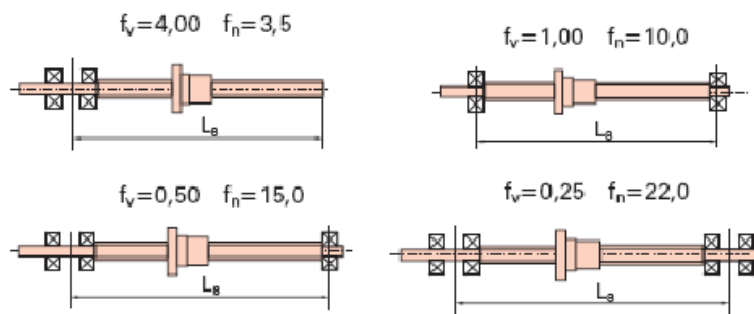
Trvanlivost v hodinách

$$L_h = \frac{L_c}{n_m} = \frac{1,5627 \times 10^9}{562,5} = 46,303 \cdot 10^3 \text{ hod} \quad (140)$$

Kde n_m - otáčky kuličkového šroubu

Kontrola maximálního axiálního zatížení vzhledem k vzpěrné pevnosti

Volba koeficientů uložení



Obr. 6 - 29 Koeficienty uložení hřídele, katalog KSK /4/

$$f_v = 0,50 \text{ mm}^2, \quad f_n = 15,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (141)$$

Délka kuličkového šroubu odměřená programem SolidWorks

$$L_8 = 1735 \text{ mm} \quad (142)$$

Kritická axiální síla

$$Q_{kr} = \frac{\pi^3 500 \cdot d_0^4}{f_v \cdot L_8^2} = \frac{\pi^3 500 \cdot 80^4}{0,5 \cdot 1735^2} = 421901,031 \text{ N} \quad (143)$$

Kde d_0 - průměr závitové části kuličkového šroubu

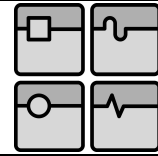
Maximální axiální zatížení

$$F_{amax} = 0,33 Q_{kr} = 0,33 \cdot 421901,031 = 139227,347 \text{ N} \quad (144)$$

Kuličkový šroub vyhovuje

Momentové zatížení kuličkového šroubu

Počítáno dle /5/ Konstrukce CNC obráběcích strojů



Účinnosti, volené dle /5/

- Účinnost kuličkového šroubu $\eta_s = 0,92$
 - Účinnost vedení $\eta_v = 0,98$
 - Účinnost ložisek $\eta_L = 0,92$
- (145)

Celková účinnost

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_v \cdot \eta_L = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,92 = 0,8295 \quad (146)$$

Moment od tíhové složky

$$M_{GT} = \frac{m_{ef} \cdot g \cdot p \cdot \sin(\alpha_{ved})}{2\pi \cdot \eta_c} = \frac{1217,776 \cdot 9,81 \cdot 0,016 \cdot \sin(90^\circ)}{2\pi \cdot 0,8295} = 36,663 \text{ Nm} \quad (147)$$

Kde α_{ved} - sklon úhlu stoupání vedení $\alpha_{ved} = 90^\circ$

m_{ef} - přesouvaná hmotnost

g - gravitační zrychlení

p - stoupání závitu kuličkového šroubu

Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot

$$\cos(\alpha_{ved}) = 0 \rightarrow M_G = 0 \text{ Nm} \quad (148)$$

Moment pasivních odporů v ložiskách

$$M_L = \frac{F_{a1} \cdot r \cdot f_3}{\eta_L} = \frac{12086,897 \cdot 0,03 \cdot 0,02}{0,92} = 7,883 \text{ Nm} \quad (149)$$

Kde F_{a1} - vnitřní axiální zatížení kuličkového šroubu

r - poloměr čepu ložiska

f_3 - třecí součinitel ložiska = 0,02, viz /5/

Moment pasivního odporu kuličkového šroubu

$$M_{KSM} = 0,5(F_{a1} + m_{ef} \cdot g \cdot \sin(\alpha_{ved})) \cdot d_0 \cdot f_2$$

$$M_{KSM} = 0,5(12086,897 + 1217,776 \cdot 9,81 \cdot \sin(90)) \cdot 0,08 \cdot 0,004 \quad (150)$$

$$M_{KSM} = 3,827 \text{ Nm}$$

Kde F_p - předepnutí kuličkového šroubu

f_2 - třecí součinitel kuličkového šroubu = 0,004, viz /5/

Pasivní moment od vnější síly

$$M_F = 0 \text{ Nm} \quad (151)$$

Pasivní moment zátěže

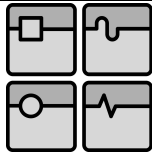
$$M_{ZRHM} = M_{GT} + M_G + M_L + M_{KSM} + M_F$$

$$M_{ZRHM} = 36,663 + 0 + 7,883 + 3,827 + 0 = 48,373 \text{ Nm} \quad (152)$$

Statický moment na vstupu kuličkového šroubu

$$M_{KS} = \frac{F_{set} \cdot p}{2\pi \cdot \eta_c} + M_{ZRHM} = \frac{4871,104 \cdot 0,02}{2\pi \cdot 0,8292} + 48,373 = 63,327 \text{ Nm} \quad (153)$$

Kde F_{set} - setrvačná síla



6.4.3 Výpočet řemenového ozubeného převodu

Pro výpočet ozubeného převodu byl použit software MITCalc, který obsahuje mnoho vyráběných řemenů a graficky usnadní volbu nejvhodnějšího řemene.

- Vstupní parametry

1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Způsob zatížení, pracovní parametry	
1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)
1.2 Přenášený výkon	P 3,20 3,14 [kW]
1.3 Otáčky řemenice (požadované)	n 1500 563 [/min]
1.4 Otáčky řemenice (skutečné)	n 1500,0 589,3 [/min]
1.5 Převodový poměr požadovaný / skutečný	i 2,667 2,545
1.6 Krouticí moment	Mk 20,37 50,82 [Nm]
1.7 Typ hnacího stroje (zatížení)	B...S větší nerovnoměrností
1.8 Typ poháněného stroje (zatížení)	C...S malou nerovnoměrností
1.9 Denní zatížení převodu	B...Více než 8 - méně než 16 hodin
1.10 Součinitel provozního zatížení	c2 1,6 1,6 <input checked="" type="checkbox"/>
1.11 Účinnost převodu	eta 98 [%]

Obr. 6 - 30 Vstupní parametry MITCalc

- Výběr typu řemene



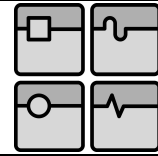
Obr. 6 - 31 Výběr řemene MITCalc

Zde je důležité vybrat typ řemenu tak, aby v diagramu otáček a rychlostí ležel řemen uprostřed ohraničené plochy.

- Výsledný řemenový převod

6.4 Textový popis (Informace pro kusovník)	Řemenice1
Řádek 1 (Kusovník atribut 1)	Řemenice 8M
Řádek 2 (Kusovník atribut 2)	z=22; Dp=56,02; B=36
Řádek 3 (Kusovník atribut 3)	8M (PowerGrip GT2)
	Řemenice2
Řádek 1 (Kusovník atribut 1)	Řemenice 8M
Řádek 2 (Kusovník atribut 2)	z=56; Dp=142,6; B=36
Řádek 3 (Kusovník atribut 3)	8M (PowerGrip GT2)
	Řemen
Řádek 1 (Kusovník atribut 1)	Řemen 8M
Řádek 2 (Kusovník atribut 2)	z=105; B=30; L=840
Řádek 3 (Kusovník atribut 3)	8M (PowerGrip GT2)

Obr. 6 - 32 Výsledný řemenový převod MITCalc



6.4.4 Volba servomotoru

Volba motoru je provedena dle /5/ Konstrukce CNC obráběcích strojů.

Dle daného zatížení na hnací řemenici se zvolí servomotor.

Zvolený motor:

CMF112L od firmy SEW-Eurodrive

Technické informace o motoru udávané výrobcem

- Maximální točivý moment $M_{max} = 157,5 \text{ Nm}$
 - Moment setrvačnosti $J_{mot} = 128 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$
 - Brzdny moment setrvačnosti $J_{bmot} = 143 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$
- (154)

Technické informace o řemenovém převodu z programu MITCalc

- Převodový poměr $i = 2,545$
 - Šířka řemenic $b = 36 \text{ mm}$
 - Vnitřní průměr řemenic $d = 30 \text{ mm}$
 - Průměr hnací řemenice $D_1 = 56,02 \text{ mm}$
 - Průměr hnané řemenice $D_2 = 142,6 \text{ mm}$
- (155)

Úhlové zrychlení šroubu

$$\varepsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{p} = \frac{4 \cdot 2 \cdot \pi}{0,016} = 1570,796 \text{ rad/s}^2 \quad (156)$$

Moment setrvačnosti redukováný na hřídel

$$J_m = m_{ef} \cdot \left(\frac{p}{2\pi}\right)^2 = 1217,776 \left(\frac{0,016}{2\pi}\right)^2 = 78,967 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \quad (157)$$

Kde m_{ef} - přesouvaná hmotnost
 p - stoupání závitu kuličkového šroubu

Moment setrvačnosti hnací řemenice

$$J_1 = \frac{1}{2} \rho \cdot \pi \cdot b \left[\left(\frac{D_1}{2}\right)^4 - \left(\frac{d}{2}\right)^4 \right]$$

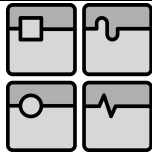
$$J_1 = \frac{1}{2} 7800 \cdot \pi \cdot 33 \left[\left(\frac{56,02}{2}\right)^4 - \left(\frac{30}{2}\right)^4 \right] = 2,492 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \quad (158)$$

Kde ρ - tuhost řemenice, bráno empiricky 7800 kg/m^3

Moment setrvačnosti hnané řemenice

$$J_2 = \frac{1}{2} \rho \cdot \pi \cdot b \left[\left(\frac{D_2}{2}\right)^4 - \left(\frac{d}{2}\right)^4 \right]$$

$$J_2 = \frac{1}{2} 7800 \cdot \pi \cdot 33 \left[\left(\frac{142,6}{2}\right)^4 - \left(\frac{30}{2}\right)^4 \right] = 113,769 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \quad (159)$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Moment setrvačnosti kuličkového šroubu

$$J_3 = \frac{1}{2} \rho \cdot \pi \cdot l_s \left(\frac{d_0}{2} \right)^4 \quad (160)$$
$$J_3 = \frac{1}{2} 7800 \cdot \pi \cdot 1905 \left(\frac{80}{2} \right)^4 = 597,516 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$$

Kde l_s - délka kuličkového šroubu = 1,905m, získáno programem SolidWorks
 d_0 - průměr závitové části kuličkového šroubu

Celkový moment setrvačnosti

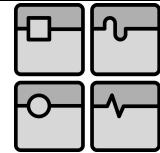
$$J_{HRM} = J_{mot} + J_{bmot} + J_1 + \frac{J_2}{i^2} + \frac{J_3}{i^2} + \frac{J_m}{i^2} \quad (161)$$
$$J_{HRM} = 128 + 143 + 2,492 + \frac{113,769}{2,545^2} + \frac{597,516}{2,545^2} + \frac{78,967}{2,545^2} = 395,500 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$$

Dynamický moment motoru

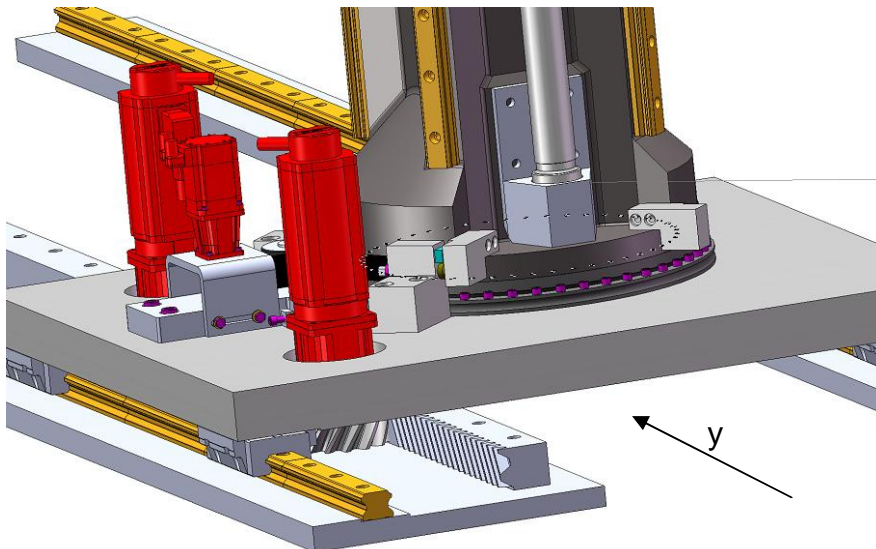
$$M_{DM} = J_{HRM} \cdot \varepsilon_s + M_{ZRHM} = 395,5 \cdot 1570,796 + 48,373 = 110,498 \text{ Nm} \quad (162)$$

Kde M_{ZRHM} - pasivní moment zátěže

Motor vyhovuje



6.5 Výpočet pohonu posuvu podél osy y



Obr. 6 - 33 Pohon posuvu podél osy y

Pro uložení nástrojů do zásobníku je nutné, aby se manipulátor pohyboval v ose y. Prodlužováním zdvihu osy y pak můžeme volně rozšiřovat velikost zásobníku. Je nutné se pohybovat dostatečnou rychlostí, aby výměna proběhla v daném vymezeném čase.

Vedení:

Manipulátor je upevněn na vodorovném vedení, které umožní posuv podél osy y. Ostatní stupně volnosti bude toto vedení eliminovat.

V případě manipulátoru řešeného v této diplomové práci, jsou nároky na toto vedení natolik velké, že je možné již předem zamítnout kluzné vedení, a bude rovnou řešeno vedení valivé.

Pohon:

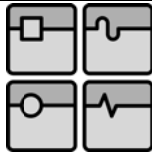
Pro lineární pohon lze použít:

- Elektrický lineární motor
Velmi drahé a silově nedostatečné řešení
- Přímočarý hydraulický motor
Levné, ale velmi nepřesné na polohování, obrovské objemy hydraulického oleje
- Rotační elektrický servomotor + převod rot/lin jednotka
Nejčastěji používané řešení. Přesné a rychlé polohování na jakoukoliv polohu po dráze zdvihu

V rámci diplomové práce byl zvolen pohon rotačním servomotorem.

Pro převod rotačního pohybu ze servomotoru na lineární pohyb lze použít:

- Kuličkový šroub
Pro zdvihy nad 2m je tento způsob nevhodný z důvodu vzpěrné pevnosti kuličkového šroubu
- Převod pastorek – ozubený hřeben
Vhodný pro velké zdvihy, nutno vymežit vůli mezi pastorkem a ozubeným hřebenem

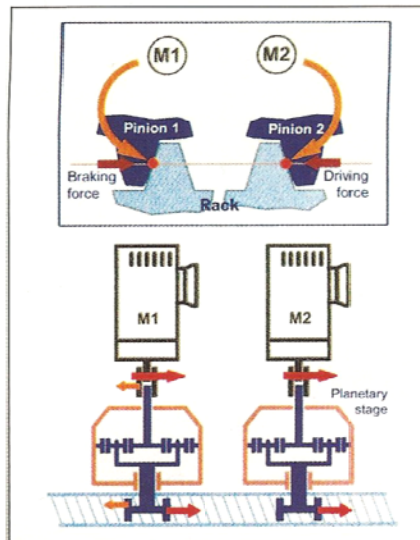


DIPLOMOVÁ PRÁCE

V rámci diplomové práce byl zvolen převod pastorek – ozubený hřeben

Vymezení vůle mezi pastorkem a ozubeným hřebenem je provedeno pomocí 2 servomotorů zapojených do režimu master/slave.

Za klidu působí oba motory stejným momentem proti sobě, tím je vyvozena přitlačná síla, která eliminuje vůli.

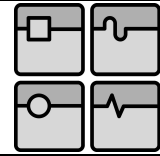


Obr. 6 - 34 Master-Slave režim, /5/

Po rozjetí zůstává rozdíl momentů mezi motory stejný, to znamená, že při překročení přitlačného momentu oba motory působí stejným směrem a zaniká přitlačná síla.

Vůle mezi pastorkem a ozubeným hřebenem lze vymežit také pružinou, nebo takzvaným duplex pastorkem. Obě tyto možnosti jsou z konstrukčního hlediska méně vhodné, než použití 2 servomotorů v režimu Master/Slave.

Podrobné užití všech možností pro vymezení vůle lze nalézt v /5/ konstrukce CNC obráběcích strojů.



6.5.1 Výpočet životnosti vedení

V rámci diplomové práce bylo zvoleno vedení od firmy HIWIN linear technology, a to:

Kuličkové vedení HGW65CC

Výpočet životnosti kuličkového vedení bude proveden podle katalogu HIWIN /3/.

Zvolené hodnoty budou voleny v rámci katalogu /3/ s ohledem na dané reálné faktory manipulátoru řešeném touto diplomovou prací.

Technické údaje vedení HGW65CC

- Dynamická nosnost C_0

$$C_0 = 163630 \text{ N} \quad (163)$$

Koeficienty životnosti dle katalogu HIWIN /3/

Hodnoty stejné jako při výpočtu vedení uchopovacího efektoru

- Kontaktní součinitel f_h

$$f_h = 1 \quad (164)$$

- Teplotní součinitel f_t

$$f_t = 1 \quad (165)$$

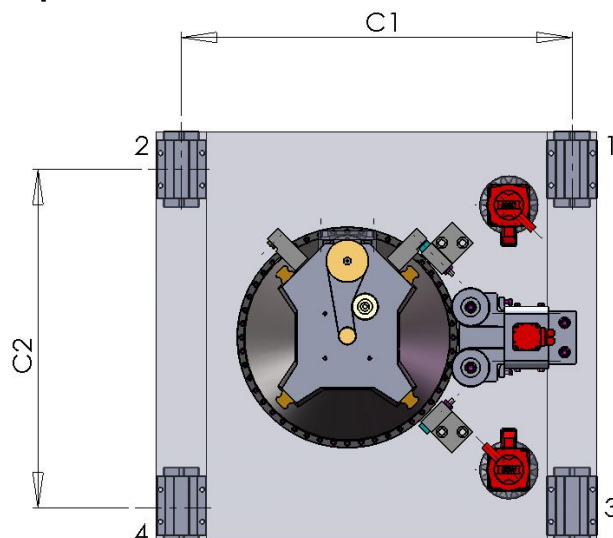
- Součinitel zatížení f_w

$$f_w = 1,3 \quad (166)$$

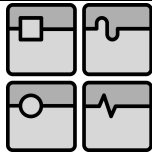
Působící zatížení

V rámci diplomové práce bylo navrženo upevnění na 4 vodičích hnízdech, která jsou umístěny v rozích hlavní desky manipulátoru.

Reálné hodnoty manipulátoru



Obr. 6 - 35 Schéma lineárního vedení



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Hodnoty získané pomocí fyzikálních vlastností modelu ze softwaru SolidWorks

- Poloha těžiště

$$T_z = 917 \text{ mm}, \quad T_y = 63,33 \text{ mm}, \quad T_x = 20 \text{ mm} \quad (167)$$

- Hmotnost nesené části manipulátoru

$$m_u = 4082,696 \text{ kg} \quad (168)$$

Hodnoty získané z reálného modelu ze softwaru SolidWorks

$$c_1 = 1330 \text{ mm}, \quad c_2 = 1145 \text{ mm} \quad (169)$$

Nesená hmotnost se skládá z hmotnosti manipulátoru a neseného břemene

$$W = (m_u + m_e) \cdot g \\ W = (4082,696 + 100) \cdot 9,81 = 41021,217 \text{ N} \quad (170)$$

Kde m_e - průměrná hmotnost nástrojové hlavy
 g - gravitační zrychlení

Výpočet ekvivalentního zatížení

Zatížení P_1

$$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{W \cdot T_x}{2 \cdot c_1} + \frac{W \cdot T_y}{2 \cdot c_2} \quad (171) \\ P_1 = \frac{41021,217}{4} + \frac{41021,217 \cdot 20}{2 \cdot 1330} + \frac{41021,217 \cdot 63,33}{2 \cdot 1145} = 11698,177 \text{ N}$$

Zatížení P_2

$$P_2 = \frac{W}{4} + \frac{W \cdot T_x}{2 \cdot c_1} - \frac{W \cdot T_y}{2 \cdot c_2} \quad (172) \\ P_2 = \frac{41021,217}{4} + \frac{41021,217 \cdot 20}{2 \cdot 1330} - \frac{41021,217 \cdot 63,33}{2 \cdot 1145} = 11081,316 \text{ N}$$

Zatížení P_3

$$P_3 = \frac{W}{4} - \frac{W \cdot T_x}{2 \cdot c_1} + \frac{W \cdot T_y}{2 \cdot c_2} \quad (173) \\ P_3 = \frac{41021,217}{4} - \frac{41021,217 \cdot 20}{2 \cdot 1330} + \frac{41021,217 \cdot 63,33}{2 \cdot 1145} = 9429,292 \text{ N}$$

Zatížení P_4

$$P_4 = \frac{W}{4} - \frac{W \cdot T_x}{2 \cdot c_1} - \frac{W \cdot T_y}{2 \cdot c_2} \quad (174) \\ P_4 = \frac{41021,217}{4} - \frac{41021,217 \cdot 20}{2 \cdot 1330} - \frac{41021,217 \cdot 63,33}{2 \cdot 1145} = 8812,431 \text{ N}$$

Životnost vedení

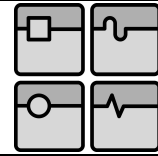
Z výpočtů ekvivalentního zatížení je patrné, že maximální zatížení je na hníždě č. 1

$$L = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot C_0}{f_w \cdot P_1} \right)^3 \cdot 50 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 163630}{1,3 \cdot 11698,177} \right)^3 \cdot 50 = 79188,202 \text{ km} \quad (175)$$

Životnost v hodinách

$$L_h = \frac{L \cdot 10^3}{v_e \cdot 60} = \frac{79188,202 \cdot 1000}{0,5 \cdot 60} = 43,993 \cdot 10^3 \quad (176)$$

Kde v_e - ekvivalentní rychlost pojezdu $v_e = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$



6.5.2 Výpočet pohonu

V rámci diplomové práce byl zvolen pohon od firmy SEW Eurodrive a to:

Servomotor: SEW CFM 90L
Převodovka: SEW PSF 621

Údaje udávané výrobcem viz /7/ z katalogu SEW servomotory a servopřevodovky

- Maximální točivý moment motoru $M_{max} = 75,6 \text{ Nm}$
- Moment setrvačnosti motoru $J_{mot} = 32,1 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$
- Brzdný moment setrvačnosti motoru $J_{bmot} = 35,9 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$ (177)
- Moment setrvačnosti převodovky $J_G = 4,4 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$
- Převodový poměr $i_m = 10$

V rámci diplomové práce byly zvoleny tyto dynamické hodnoty

- Zrychlení posuvu $a = 0,5 \text{ ms}^{-2}$ (178)
- Rychlost posuvu $v_e = 0,5 \text{ ms}^{-1}$ (179)

Setrvačná síla

$$F_{set} = (m_u + m_e) \cdot a = (4082,696 + 100) \cdot 0,5 = 2091,348 \text{ N} \quad (180)$$

Moment zátěže od třecích sil vedení

$$F_G = (m_u + m_e) \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha_{ved})$$

$$F_G = (4082,696 + 100) \cdot 9,81 \cdot 0,004 \cdot \cos(90) = 164,072 \text{ N} \quad (181)$$

- Kde g - gravitační zrychlení
 f_1 - třecí součinitel vedení = 0,004, viz /5/
 α_{ved} - úhel sklonu stoupání posuvu, $\alpha_{ved} = 0^\circ$

Obvodová síla pastorku

$$F_t = F_{set} + F_G = 2091,348 + 164,072 = 2255,421 \text{ N} \quad (182)$$

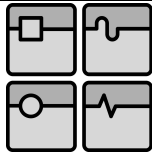
Únavová únosnost

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot d}} = 190 \cdot 2,2 \cdot 0,85 \cdot \sqrt{\frac{2255,421}{70 \cdot 173,2}} = 153,245 \text{ MPa} \quad (183)$$

- Kde Z_E - mechanické vlastnosti materiálu, $Z_E = 190 \text{ MPa}^{1/2}$ viz /8/
 Z_H - součinitel tvaru zubů, $Z_H = 2,2$ viz /8/
 Z_ε - součinitel součtové délky dotyk. Křivek, $Z_\varepsilon = 0,85$ viz /8/
 b_w - šířka ozubení

$$d = z \cdot \frac{m}{\cos(\beta)} = 15 \cdot \frac{10}{\cos(30)} = 173,2 \text{ mm} \quad (184)$$

kde z, m, β - počet zubů, modul, úhel sklonu zubů - zvolené hodnoty



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Bezpečnost

$$k = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_{H0}} = \frac{1160}{153,245} = 7,569 \quad (185)$$

Kde σ_{Hlim} - Mez únavy v dotyku, pro cementovanou konstrukční ocel
 $\sigma_{Hlim} = 1160 \text{ MPa}$ viz /8/

nominální otáčky pastorku

$$n = \frac{v_e}{\pi d} = \frac{0,5}{\pi 173,2} = 55,134 \text{ ot/min} \quad (186)$$

Moment setrvačnosti pastorku

$$J_1 = \frac{1}{2} \rho \cdot \pi \cdot b \left[\left(\frac{D_1}{2} \right)^4 - \left(\frac{d_1}{2} \right)^4 \right] \quad (187)$$
$$J_1 = \frac{1}{2} 7800 \cdot \pi \cdot 80 \left[\left(\frac{185}{2} \right)^4 - \left(\frac{40}{2} \right)^4 \right] = 716,013 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$$

Kde ρ - hustota pastorku 7800 kg/m^3 , empirická hodnota
 b - šířka pastorku
 D_1 - hlavové kružnice pastorku
 d_1 - průměr přípojného hřídele

Moment setrvačnosti redukováný na hřídel

$$J_m = (m_u + m_e) \left(\frac{d}{2} \right)^2 = (4082,696 + 100) \left(\frac{173,2}{2} \right)^2 = 313683,796 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \quad (188)$$

Úhlové zrychlení elektromotoru

$$\varepsilon_s = \frac{a}{\pi d} \cdot 2\pi \cdot i_m = \frac{0,5 \cdot 2 \cdot 10}{173,2} = 57,736 \text{ ot/s}^2 \quad (189)$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na motor

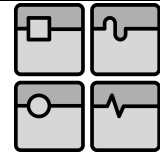
$$J_{HRM} = J_{mot} + J_{bmot} + J_G + \frac{J_1}{i_m^2} + \frac{J_m}{i_m^2} \quad (190)$$
$$J_{HRM} = 32,1 + 35,9 + 4,4 + \frac{716,013}{10^2} + \frac{313683,796}{10^2} = 3216,398 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$$

Celkový moment

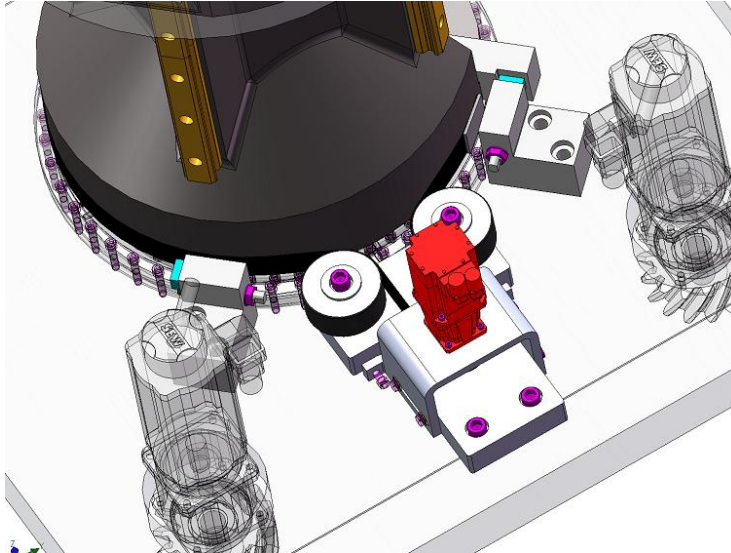
$$M_C = J_{HRM} \cdot \varepsilon_s = 3216,398 \cdot 57,736 = 18,570 \text{ Nm} \quad (191)$$

Při vymezování vůle je použit systém Master/slave, kdy za klidu působí oba motory proti sobě přítlačným momentem. Tento moment se empiricky udává, jako 30% maximální hodnoty momentu viz /5/ konstrukce CNC obráběcích strojů.

V rámci diplomové práce je zvolen přítlačný moment 10Nm.



6.6 Výpočet pohonu otáčení sloupu



Obr. 6 - 36 pohon otáčení sloupu

Pro výměnu nástrojů je nutné otočit sloup o 180° , tak, aby se vyměnil uchopovací efektor nástrojových hlav za uchopovací efekторы pro nástroje.

Čas pro otočení sloupu není přímo započítán do času pro výměnu, proto není nutné předepisovat rychlost otáčení. Pro rychlejší pohyb manipulátoru v prostoru zásobníku je v rámci diplomové práce zvolena hodnota 20s pro otočení sloupu.

Vedení:

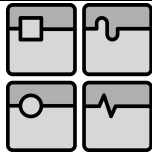
Jako hlavní vedení bylo v rámci diplomové práce zvoleno YRT ložisko od firmy INA společně s radiálním ložiskem umístěným uvnitř sloupu. Vedení umožní otáčení kolem osy z, ostatní stupně volnosti jsou eliminovány vedením.

Pohon:

Návrh variant pohonné jednotky otáčení sloupu:

- Elektromotor s pastorkem pohánějící kolo s čelním ozubením
 - Problém s vymezením vůle
 - Drahá výroba čelního ozubení
 - Vysoká tuhost
- Elektromotor pohánějící ozubený řemen
 - Levné řešení
 - Nutnost seřízovat správné napnutí řemene

V rámci diplomové práce byl zvolen pohon přes ozubený řemen. Napínání řemene je konstrukčně jednodušší než vymezení vůle u pastorku. Rovněž cenově je ozubený řemen daleko výhodnější.



6.6.1 Výpočet životnosti ložisek

V rámci diplomové práce se volí axiálně radiální ložisko od firmy INA a to:
INA Axial/radial bearing YRT 580

Hodnoty pro ložisko YRT 580 udávané výrobcem

- Axiální dynamická únosnost $C_a = 390000 \text{ N}$
 - Radiální dynamická únosnost $C_r = 211000 \text{ N}$
- (192)

Pro uchycení radiální síly se volí radiální ložisko SKF 6328

- Dynamická únosnost $C = 251000 \text{ N}$
- (193)

Výpočet axiální životnosti

Axiální sílu eliminuje pouze ložisko YRT 580

Hmotnost nesené části manipulátoru

$$m_u = 2358,457 \text{ kg} \quad (194)$$

Hodnota odměřena pomocí softwaru SolidWorks

Axiální zatížení

$$F_a = F_{set} + (m_u + m_e) \cdot g = 4871,104 + (2358,457 + 100) \cdot 9,81 = 28988,743 \text{ N} \quad (195)$$

- Kde F_{set} - setrvačná síla z výpočtu 6.4.2 výpočet životnosti kuličkového šroubu
 m_e - průměrná hmotnost nástrojové hlavy
 g - gravitační zrychlení

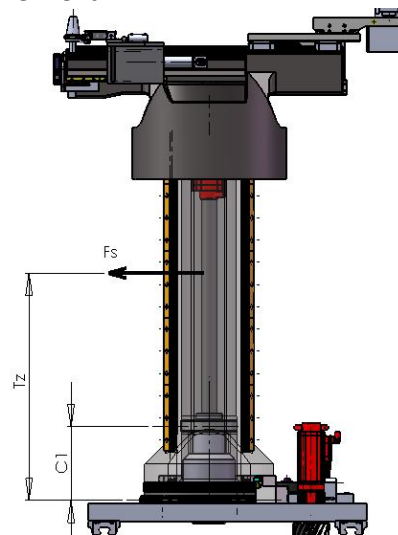
základní trvanlivost ložiska

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{F_a} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{390000}{28988,743} \right)^{\frac{10}{3}} = 5791,4 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (196)$$

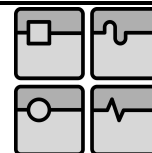
Výpočet radiální životnosti

Při klidovém stavu nepůsobí na vedení žádná radiální síla.

Pouze při akceleraci pohybu manipulátoru podél osy y dochází vlivem setrvačných sil k zatížení ložisek v radiálním směru.



Obr. 6 - 37 Radiální zatížení ložisek



Hodnoty získané pomocí fyzikálních vlastností modelu ze softwaru SolidWorks

$$\text{Poloha těžiště} \quad T_z = 1385 \text{ mm} \quad (197)$$

Hodnoty získané z reálného modelu ze softwaru SolidWorks

$$\text{Vzdálenost ložisek} \quad c_1 = 400 \text{ mm} \quad (198)$$

Setrvačná síla

$$F_s = (m_u + m_e) \cdot a = (2358,457 + 100) \cdot 0,5 = 1229,2285 \text{ N} \quad (199)$$

Kde a - zrychlení pro polohování podél osy y

Axiální zatížení ložiska SKF 6328

$$F_{r1} = \frac{F_s \cdot T_z}{c_1} = \frac{1229,2285 \cdot 1385}{400} = 4256,204 \text{ N} \quad (200)$$

Základní trvanlivost ložiska SKF 6328

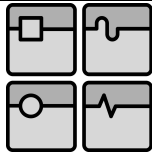
$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_{r1}} \right)^3 = \left(\frac{251000}{4256,204} \right)^3 = 205094 \text{ ot} \quad (201)$$

Axiální zatížení ložiska YRT 580

$$F_{r2} = F_s - F_{r1} = 1229,2285 - 4256,204 = -3026,9755 \text{ N} \quad (202)$$

Základní trvanlivost ložiska YRT 580

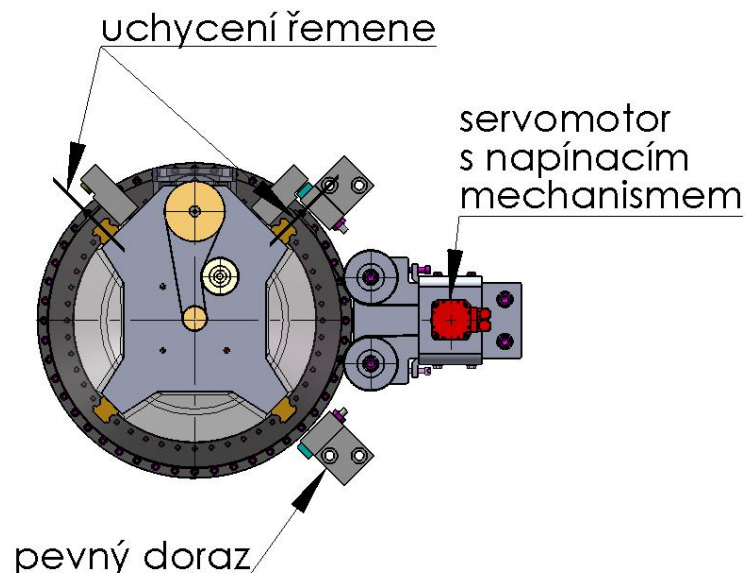
$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{F_{r2}} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{211000}{3026,975} \right)^{\frac{10}{3}} = 1393944,247 \text{ ot} \quad (203)$$



6.6.2 Výpočet ozubeného řemenu pro otáčení sloupu

Napevno k sloupu připevněný ozubený řemen je poháněn servomotorem.

Manipulátor potřebuje pouze 2 koncové polohy natočení, a to natočení 0° a natočení 180°. Tyto polohy budou zpřesněny polohováním na pevný doraz.



Obr. 6 - 38 Pohon otáčení sloupu manipulátoru

Pro otočení stolu byly v rámci diplomové práce zvoleny tyto dynamické hodnoty:

- Úhlové zrychlení $\varepsilon_i = \frac{\pi}{2} \text{ rad/s}^2$ (204)
- Otáčky sloupu $n = 0,1 \text{ ot/s}^1$ (205)

Hodnoty získané pomocí fyzikálních vlastností modelu ze softwaru SolidWorks

- Moment setrvačnosti osa z $J_z = 467076916116.97 \text{ g} \cdot \text{mm}^2$ (206)

Moment potřebný pro otočení

$$M_k = J_z \cdot \varepsilon_i = 467,077 \cdot \frac{\pi}{2} = 733,683 \text{ Nm} \quad (207)$$

Přenášená síla ozubeným řemenem

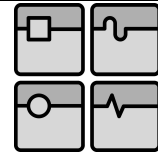
$$F_t = \frac{2M_k}{D} = \frac{2 \cdot 733,683}{0,7} = 2096,236 \text{ N} \quad (208)$$

Kde D - průměr válcové plochy pod řemenem, $D = 700 \text{ mm}$

Volba ozubeného řemene

V rámci diplomové práce byl zvolen řemen Mtd8M šířka 50 mm dodávaný firmou MEGADYN CZ s.r.o.

Maximální síla pro upevněný řemen $F_{max} = 4025 \text{ N}$ viz /10/ (209)



6.6.3 Výpočet pohonu otáčení sloupu

V rámci diplomové práce byl zvolen servomotor se servopřevodovkou od firmy SEW Eurodrive.

SEW PSF 321 CMD93M

Technické informace o motoru se servopřevodovkou udávané výrobcem

- Maximální točivý moment $M_{max} = 22 \text{ Nm}$
- Moment setrvačnosti $J_{mot} = 2,31 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$
- Brzdňý moment setrvačnosti $J_{bmot} = 2,66 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$
- Moment setrvačnosti převodovky $J_G = 1,4 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$
- Převodový poměr $i_m = 5$

Převodový poměr převodu ozubeným řemenem

$$i = \frac{D}{D_1} = \frac{700}{70} = 10 \quad (211)$$

Kde D_1 - průměr řemenice, $D_1 = 70 \text{ mm}$ – zvolená hodnota

Moment setrvačnosti pastorku

$$J_1 = \frac{1}{2} \rho \cdot \pi \cdot b \left[\left(\frac{D_1}{2} \right)^4 - \left(\frac{d_1}{2} \right)^4 \right] \quad (212)$$

$$J_1 = \frac{1}{2} 7800 \cdot \pi \cdot 60 \left[\left(\frac{70}{2} \right)^4 - \left(\frac{30}{2} \right)^4 \right] = 10,659 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$$

Kde ρ - hustota řemenice 7800 kg/m^3 , empirická hodnota

b - šířka řemenice, $b = 60 \text{ mm}$ – zvolená hodnota

d_1 - průměr přípojného hřídele, $d_1 = 30 \text{ mm}$ – zvolená hodnota

Úhlové zrychlení elektromotoru

$$\varepsilon_m = \varepsilon_i \cdot i \cdot i_m = \frac{\pi}{2} \cdot 10 \cdot 5 = 78,540 \text{ rad/s}^2 \quad (213)$$

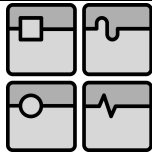
Celkový moment setrvačnosti redukováný na motor

$$J_{HRM} = J_{mot} + J_{bmot} + J_G + \frac{J_1}{i_m^2} + \frac{J_z}{i_m^2 \cdot i^2} \quad (214)$$

$$J_{HRM} = 2,31 + 2,66 + 1,4 + \frac{10,659}{10^2} + \frac{467,077}{12^2 \cdot 5^2} = 1874,783 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2$$

Celkový moment

$$M_C = J_{HRM} \cdot \varepsilon_s = 1874,783 \cdot 78,540 = 4,724 \text{ Nm} \quad (215)$$



7 UCHOPOVACÍ EFEKTOR NÁSTROJŮ

Obráběcí centrum POWERTURN může používat soustružnické i frézovací nástroje. Proto je nutné vyměnit celou nástrojovou hlavu za hlavu s, nebo bez náhonu nástrojů.

Pokud ale proces obrábění vyžaduje výměnu pouze ve velikosti a typu nástroje u dané nástrojové hlavy, bylo by nevhodné měnit v tomto případě celou hlavu.

Manipulátor je proto schopen i výměny nástroje v nástrojové hlavě. Nástroje se vyznačují stejným uchopovacím mechanismem. Tento mechanismus uchopuje nástroj za takzvanou hlavičku nástroje.

- Hlavička CAPTO C5

Tato hlavička se používá pro soustružnické nástroje (nástroje bez rotačního náhonu)



Obr. 7 - 1 Nástrojová hlavička CAPTO C5

Vyznačuje se pevným uchycením bez možnosti otáčení. Pro upínání je nutné, aby nástroj byl přesně orientován vůči nástrojové hlavě. Pro přesné uchopení manipulátorem lze využít vyfrézovaných drážek na válcové ploše hlavičky.

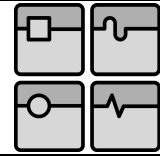
- Hlavička ISO 50

Tato hlavička se používá pro frézovací nástroje (rotačně poháněné nástroje)



Obr. 7 - 2 Nástrojová hlavička ISO 50

Tato hlavička je mnohem větší než hlavička CAPTO C5. Vyznačuje se uchopovacím kuželem, který slouží jako rotační náhon nástroje. Uchopení nástroje v nástrojové hlavě musí splňovat dostatečnou tuhost a přesnost, proto je nutné i tento nástroj přesně orientovat vůči nástrojové hlavě. K orientaci natočení nástroje vůči nástrojové hlavě lze použít drážku podél nástrojové hlavičky.



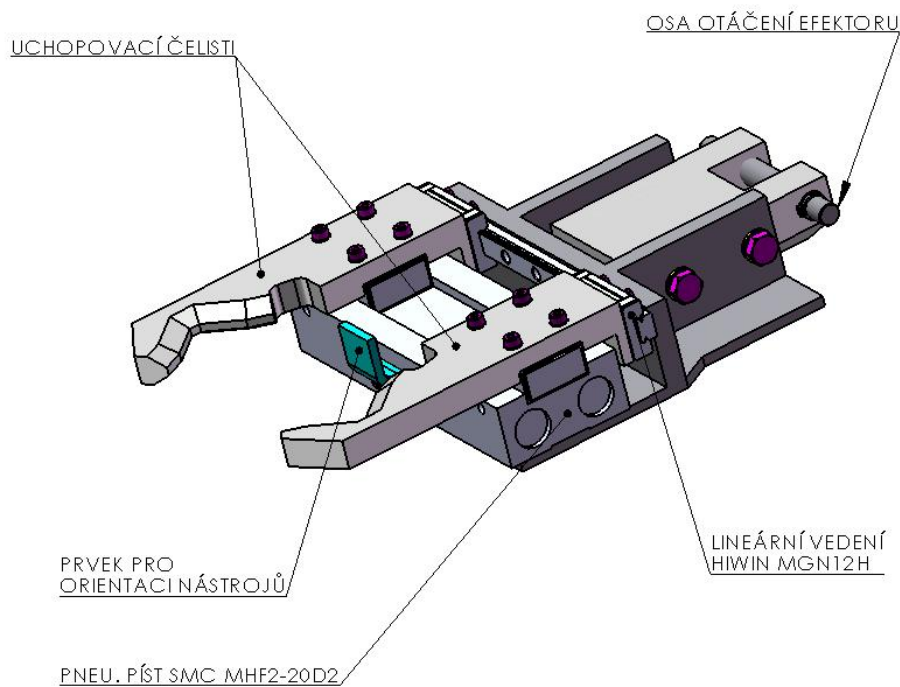
Uchopovací efektor musí pevně uchopit všechny druhy nástrojů, to znamená, že musí dobře uchytit jak hlavičku CAPTO C5, tak i hlavičku ISO 50.

Nástroje mohou být upevněny v nástrojové hlavě jak vodorovně, tak i ve svislé poloze. Je proto nutné, aby byl uchopovací efektor přenastavitelný tak, aby bylo možné nástroj přesně orientovat vůči nástrojové hlavě.

Uchopení nástrojových hlaviček

V rámci diplomové práce bylo zvoleno uchopení pomocí aktivních čelistí.

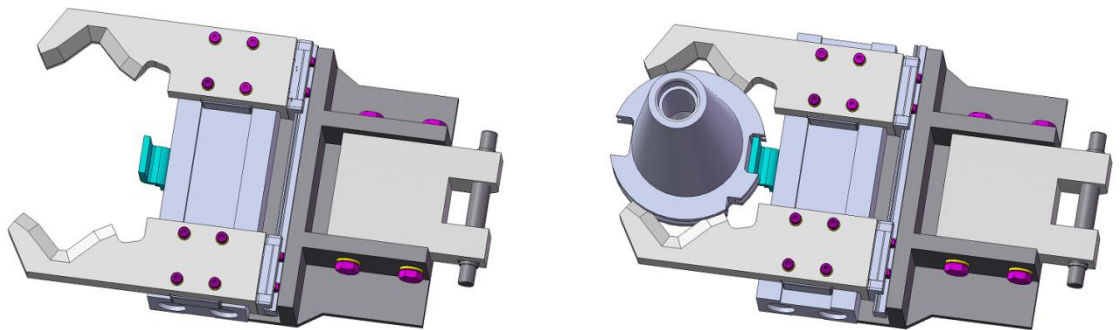
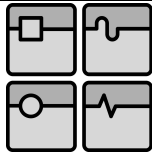
Pro uchopení se tedy použije pneumatický válec pohánějící speciální uchopovací čelisti. V rámci diplomové práce byl vybrán pneumatický válec MHF2-20D2 od firmy SMC, který splňuje konstrukční požadavky kladené na uchopovací efektor, a to hlavně zdvihem a přítlačnou silou pístu.



Obr. 7 - 3 Uchopovací efektor pro nástroje

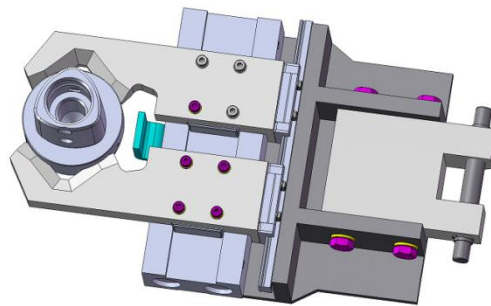
Speciální čelisti mají upravené dosedací plochy tak, aby bylo možné uchopit všechny druhy nástrojů. Celý uchopovací efektor je uchycen na hřídeli osy otáčení efektoru.

Celý efektor se bude natáčet v rámci 90° z vodorovné polohy do svislé polohy, aby vyhověl požadavkům na orientaci nástroje vzhledem k nástrojové hlavě.



a) Otevřený

b) Uchycené ISO 50



c) Uchycené CAPTO C5

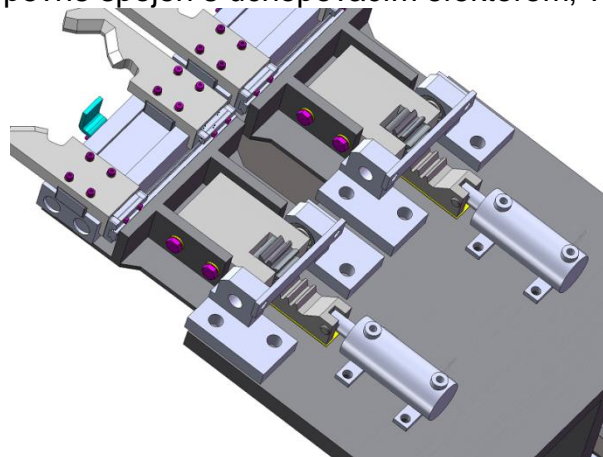
Obr. 7 - 4 Varianty uchycení nástrojů v efektoru

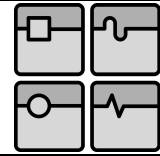
Nástroj lze uchytit jen ve správné poloze. Špatně orientovaný nástroj před uchycením by mohl být nekvalitně uchycen, nebo by mohlo dojít k poničení uchopovacího efektoru. Proto je nutné, aby nástroje v zásobníku byly uskladňovány pouze za použití manipulátoru, tím bude eliminována jakákoliv možnost špatně orientovaných nástrojů.

Rotace uchopovacího efektoru

- Varianta náhonu přes ozubený hřeben

Pro náhon lze použít hydraulicky poháněný ozubený hřeben, který se bude lineárně pohybovat. Ozubený hřeben bude natáčet celý uchopovací efektor přes pastorek, který bude pevně spojen s uchopovacím efektem, viz Obr. 7 - 5.

**Obr. 7 - 5 Efektor poháněný přes ozubený hřeben**

**Výhody**

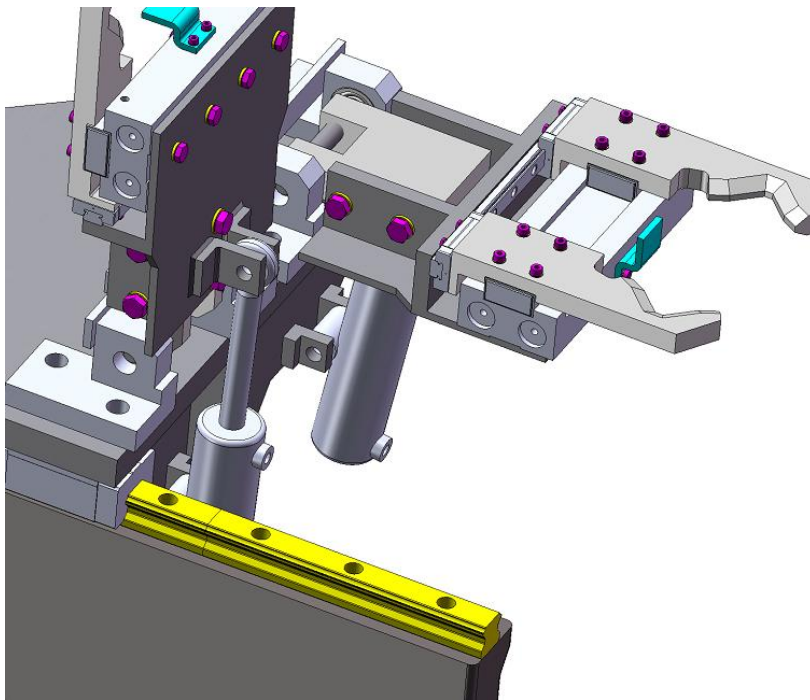
- Přesné polohování
- Malý zdvih pístu

Nevýhody

- Vysoké nároky na pevnost ozubeného hřebenu a pastorku
- Drahé tepelné úpravy pastorku

- Varianta náhonu pomocí páky

Pro náhon lze použít na čepu uchycený přímočarý hydraulický píst, který přes pákový mechanismus bude natáčet s uchopovacím efektem. Pákový mechanismus musí být umístěn tak, aby ani jedna z koncových poloh nebyla v blízkosti horní, nebo dolní úvratě pákového mechanismu.



Obr. 7 - 6 Efektor poháněný pákovým mechanismem

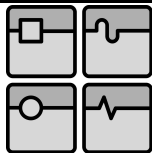
Výhody

- Levné konstrukční řešení
- Menší silové zatížení

Nevýhody

- Vyšší zdvih pístu

V rámci diplomové práce byla zvolena pro pohon natáčení uchopovacího efektoru varianta s pákovým mechanismem.



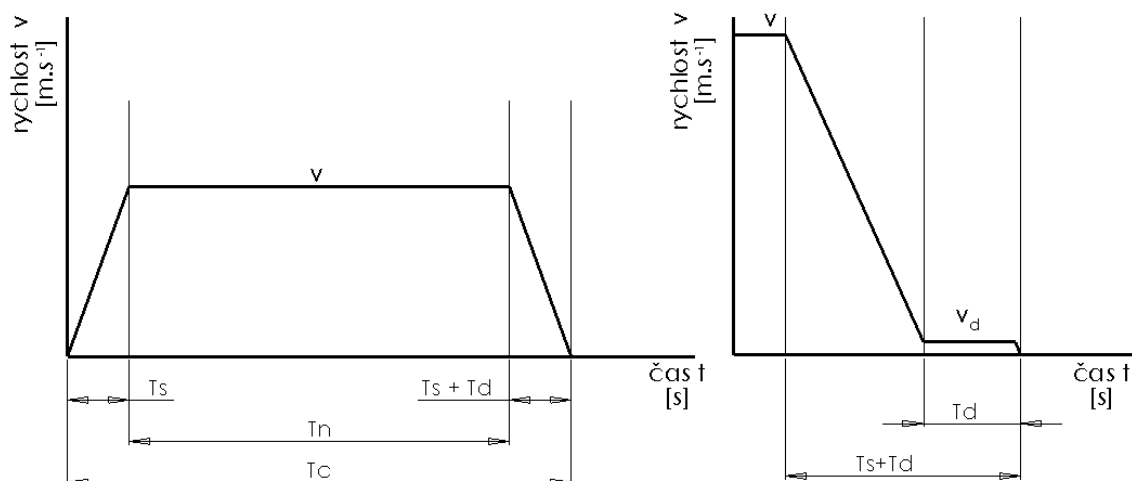
8 ČASOVÁ ANALÝZA

8.1 Výměna nástrojové hlavy

Časová posloupnost operací manipulátoru při výměně nástrojové hlavy:

- Uchopení nástrojové hlavy (uchopovací efektor)
- Po uvolnění hlavy ze smykadla stroje nastane odjezd manipulátoru na místo odložení v zásobníku nástrojů (osa y a z)
- Zasunutí nástrojové hlavy do zásobníku (osa x, nástrojová hlava)
- Uvolnění nástrojové hlavy (uchopovací efektor + dilatace osa z)
- Povyjetí ze zásobníku (osa x, nástrojová hlava)
- Přesun na nové místo v zásobníku nástrojů (osa y a z)
- Zasunutí pro novou nástrojovou hlavu (osa x, nástrojová hlava)
- Uchopení nástrojové hlavy (uchopovací efektor + dilatace osa z)
- Povyjetí ze zásobníku (osa x, nástrojová hlava)
- Přesun na místo pro výměnu nástrojové hlavy (osa y a z)
- Po uchopení nástrojové hlavy do smykadla stroje nastane uvolnění nástrojové hlavy (uchopovací efektor)

Empirický výpočet času pro změnu polohy



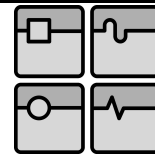
Obr. 7 - 7 Rychlostní průběh změny polohy

Při brzdění na danou polohu se nejprve zpomalí na velmi pomalou rychlost v_d ze které se pak dá zastavit na přesné poloze. V rámci urychlení polohování se však doba T_d strávená na této rychlosti zkracuje na minimální hodnotu. V praxi to pak znamená, že hodnota T_d je téměř rovna nule.

Lze proto počítat:

$$T_s = \frac{v}{a} \quad H_s = 2 \left(\frac{1}{2} a \cdot T_s^2 \right) \quad (216)$$

$$T_c = 2 \cdot T_s + \frac{(H_c - H_s)}{v} = \frac{2v}{a} + \frac{\left(H_c - \frac{v^2}{a} \right)}{v} = \frac{H_c}{v} + \frac{v}{a} \quad (217)$$

**Doba uchopení / uvolnění nástrojové hlavy**

Tuto dobu lze obtížně stanovit, protože se jedná o posuv pomocí hydraulického pístu. Rychlost se zde nastavuje pomocí nastavitelného škrtícího ventilu tak, aby nedocházelo ke zbytečným rázům a k opotřebením uchopovacích kuželů. Čas lze zde pouze odhadnout.

V rámci diplomové práce je doba uchopení a uvolnění nástrojové hlavy stanovena na

$$T_{c-uchop} = 1,5 \text{ s.} \quad (218)$$
Doba přesunu manipulátoru na pozici zásobníku

Zde se jedná o lineární pohyb na danou polohu, a to posunutím podél osy y a podél osy z . Pohony mohou polohovat současně, proto doba polohování zde bude vyšší hodnota z výsledku

V rámci výpočtů 6.4.2 je změna polohy v ose z provedena empiricky. Doba polohování se může měnit v závislosti na poloze cílového místa, maximálně však

$$T_{c-pres} = 9,371 \text{ s} \quad \text{pro změnu polohy o maximální zdvih viz 6.4.2} \quad (219)$$

Polohování podél osy y lze počítat empiricky. Doba polohování se může měnit v závislosti na poloze cílového místa. Zároveň ani není stanovena maximální dráha z důvodů možnosti rozšiřování zásobníku pomocí upravení dráhy manipulátoru podél osy y .

$$T_{c-pres} = \frac{H}{v} + \frac{v}{a} = \frac{H}{0,5} + \frac{0,5}{0,5} = 2H_c + 1 \quad (220)$$

Kde a, v - dynamické hodnoty zvolené v 6.5.2

Doba zasunutí / povyjetí ze zásobníku

Zde se jedná o lineární pohyb podél osy x , velikost posuvu je v rámci diplomové práce stanovena $H = 400 \text{ mm}$. Dráha osy x (nástrojová hlava) je 800 mm. Druhá polovina dráhy je určena pro umístění nástrojové hlavy na pozici pro manuální výměnu, nebo při použití dlouhých nástrojových hlav. Jedná se o speciální frézovací hlavy.

$$T_{c-zas} = \frac{H}{v} + \frac{v}{a} = \frac{0,4}{0,5} + \frac{0,5}{4} = 0,925 \text{ s} \quad (221)$$

Doba přesunu na nové místo v zásobníku

Předpokládá se, že nástrojové hlavy v zásobníku budou uskladněny v takovém systému, aby manipulátor nedělal zbytečný pohyb při výměně hlav. V rámci diplomové práce je zvolena hodnota pro přesun na nové místo

$$T_{c-npres} = \frac{1}{2} T_{c-pres} \quad (222)$$

Celková doba pro výměnu nástrojové hlavy

$$T_c = 4T_{c-uchop} + 2T_{c-pres} + 0,5T_{c-pres} + 4T_{c-zas} \quad (223)$$

$$T_c = 4 \cdot 1,5 + 2 \cdot 9,37 + 0,5 \cdot 9,4 + 4 \cdot 0,95 = 28,54 \text{ s}$$

Doba se může měnit v závislosti na umístění nástrojových hlav v zásobníku, ale neměla by překročit 30s. K tomuto času je nutné připočítat dobu uchopení nástrojové hlavy smykadlem stroje.

8.2 Výměna nástrojů

Na manipulátoru jsou 2 uchopovací efektory pro výměnu nástrojů. Není proto nutné při samotné výměně zajíždět k zásobníku.

Před danou výměnou manipulátor vezme nový nástroj a dojde na polohu pro výměnu nástrojů. Jakmile nastane čas k výměně nástroje, manipulátor již bude připraven na dané pozici s novým nástrojem. Po výměně pak manipulátor umístí vyměněný nástroj do zásobníku.

Časová posloupnost operací manipulátoru při výměně nástrojů:

- Uchopení nástroje (uchopovací efektor)
- Po uvolnění nástroje z hlavy nastane popojetí manipulátoru tak, aby se na místo pro výměnu dostal druhý nástroj (osa y)
- Po uchycení nástroje do hlavy nastane uvolnění nástroje (uchopovací efektor)

Pozn. Pokud budeme měnit nástroj polohovaný vodorovně, bude použit při výměně i operace zasunutí / vyjetí nástroje z hlavy (osa x, nástroje)

Doba uchopení / uvolnění nástrojové hlavy

Tato doba lze těžko spočítat, protože se jedná o posuv pomocí hydraulického pístu. Rychlost se zde nastavuje pomocí nastavitelného škrťacího ventilu tak, aby nedocházelo k zbytečným rázům a opotřebením uchopovacích prstů. Čas lze zde pouze odhadnout.

V rámci diplomové práce je doba uchopení ú uvolnění nástroje stanovena na

$$T_{c-uchop} = 1 \text{ s.} \quad (224)$$

Doba přesunu manipulátoru

Jedná se o přesun celého manipulátoru o 190 mm, tak aby se vyměnily pozice uchopovacích efektorů. Jelikož je nová poloha natolik blízko nestačí manipulátor zrychlit na nominální rychlost. Jedná se tedy pouze o zrychlování s následným brzděním. Pak tedy manipulátor polovinu posunutí zrychluje a druhou polovinu zpomaluje.

Lze počítat





$$H = \frac{1}{2} a T^2 \quad (225)$$

$$T_{c-pop} = 2 \sqrt{\frac{2H}{a}} = 2 \sqrt{\frac{0,19}{0,5}} = 1,23 \text{ s} \quad (226)$$

Celková doba pro výměnu nástrojové hlavy

$$\begin{aligned} T_c &= 2T_{c-uchop} + T_{c-pop} \\ T_c &= 2 \cdot 1 + 1,23 = 3,23 \text{ s} \end{aligned} \quad (227)$$

Je nutné k této době připočítat dobu uvolnění / uchopení nástroje nástrojovou hlavou. Neměl by však celkový čas přesáhnout 10s. (odhadnutá hodnota)

Str. 90	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	 
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	 

9 TUHOSTNÍ ANALÝZA

Výměna nástrojových hlav i nástrojů bude prováděna na předem určené pozici. Na tuto pozici se musí manipulátor přesunout s dostatečnou přesností.

Manipulátor se musí na určenou pozici přesunout, jak s nástrojovou hlavou, tak i bez ní. Proto je nutné, aby byl manipulátor dostatečně tuhý.

Tuhost

Dle definice materiálu namáhaného v oblasti pružných deformací popsané v Hookově zákoně, se jakýkoliv materiál chová jako pružina o dané tuhosti. To znamená, že deformace materiálu je přímo úměrná zatížení. Koeficient udávající velikost síly na daný rozměr deformace se v praxi nazývá tuhost materiálu, potažmo tuhost soustavy, či tuhost stroje.

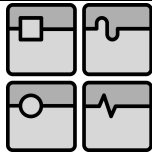
9.1 Výpočet tuhosti manipulátoru v ose z

Nástrojová hlava vážící v případě této diplomové práce maximálně 300 kg způsobí na manipulátoru pružnou deformaci danou tuhostí manipulátoru. Je proto důležité, aby velikost této deformace nezpůsobila chybné uchycení nástrojové hlavy.

Manipulátor se skládá z několika součástí, každá má svou danou tuhost. U nakupovaných součástí je tuhost udávaná výrobcem. U ostatních součástí je nutné tuto tuhost spočítat.

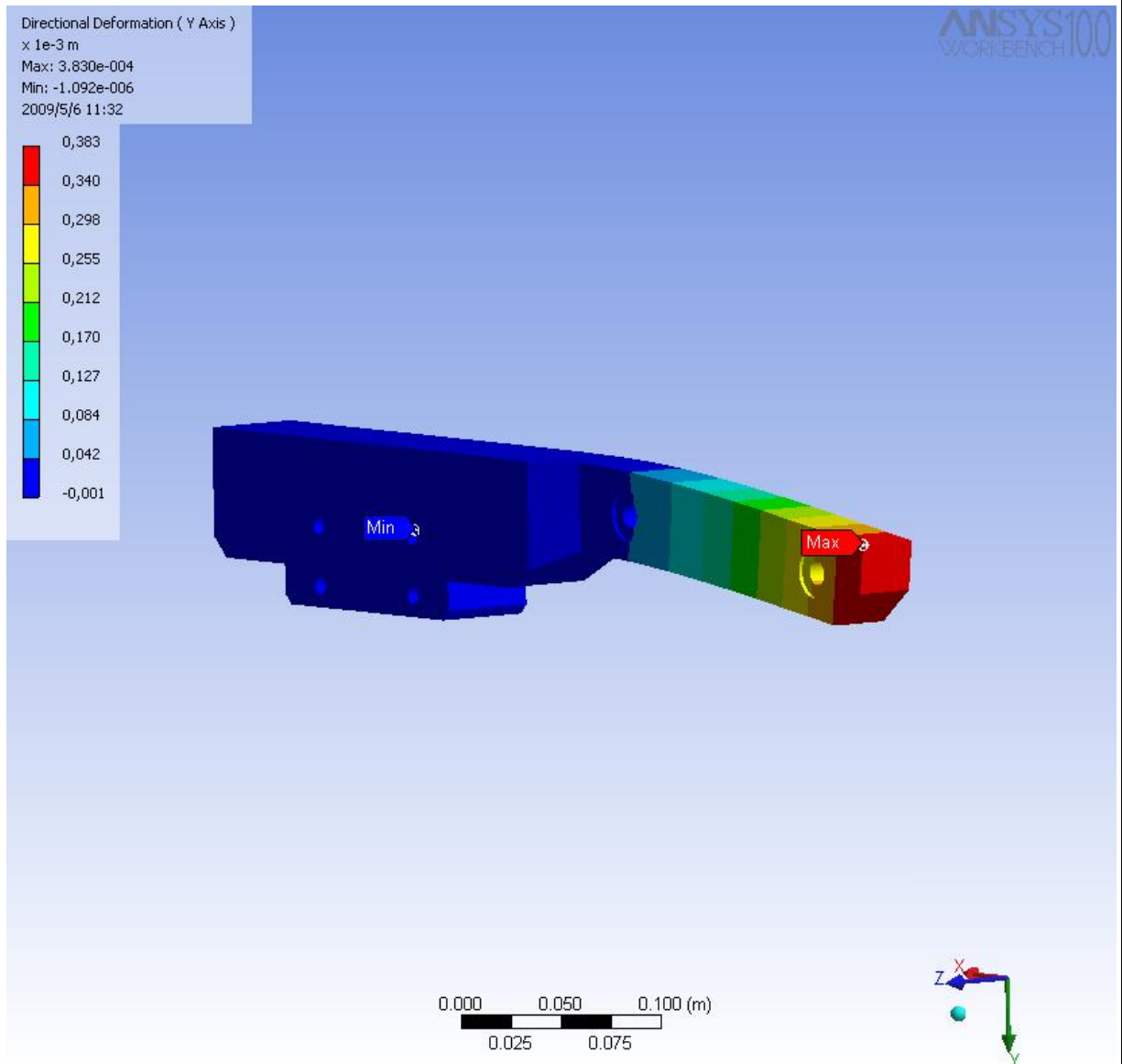
Výpočet je proveden pomocí softwaru ANSYS v 10.0 Workbench

Provede se zatížení způsobené pouze nesenou nástrojovou hlavou, výsledná deformace je pak výsledek vázaný na tuhost dané součásti. Rovněž tento výsledek je danou deformací po uchycení nástrojové hlavy.



9.1.1 Tuhost uchopovacího ramene, excentrické zatížení

Rameno uchopovacího efektoru namáhané podle výsledků v kapitole 6.1.1



Obr. 9 - 1 Deformace ramene, max-load

Deformace uchopovacího ramene u_z při zatížení nástrojovou hlavou.

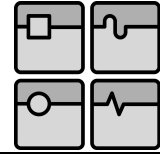
$$u_z = 3,83 \cdot 10^{-4} \text{ m} \quad (228)$$

Nástrojová hlava má hmotnost 300kg

$$W = m \cdot g = 300 \cdot 9.81 \approx 2950 \text{ N} \quad (229)$$

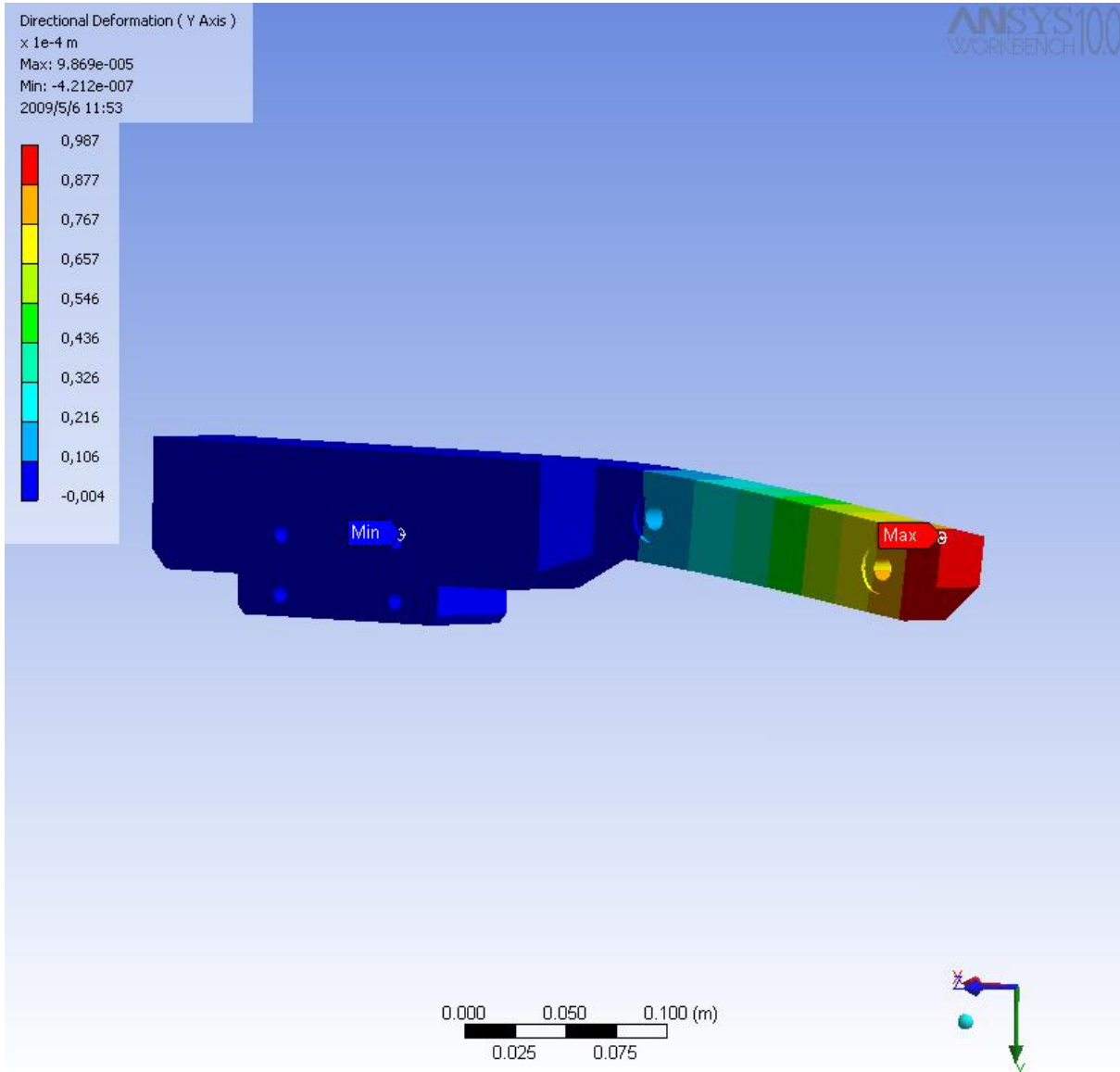
Tuhost ramene, excentrické zatížení

$$c_{1a} = \frac{W}{u_z} = \frac{2950 \text{ N}}{383 \mu\text{m}} = 7,702 \text{ N}/\mu\text{m} \quad (230)$$



9.1.2 Tuhost uchopovacího ramene, osově zatížení

Rameno uchopovacího efektoru namáhané dle nástrojovou hlavou vážící 300kg s těžištěm v ose uchycení.



Obr. 9 - 2 Deformace ramene, 300kg-load

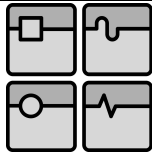
Deformace uchopovacího ramene u_z při zatížení nástrojovou hlavou

$$u_z = 9,869 \cdot 10^{-5} \text{ m} \quad (231)$$

Tuhost ramene, excentrické zatížení

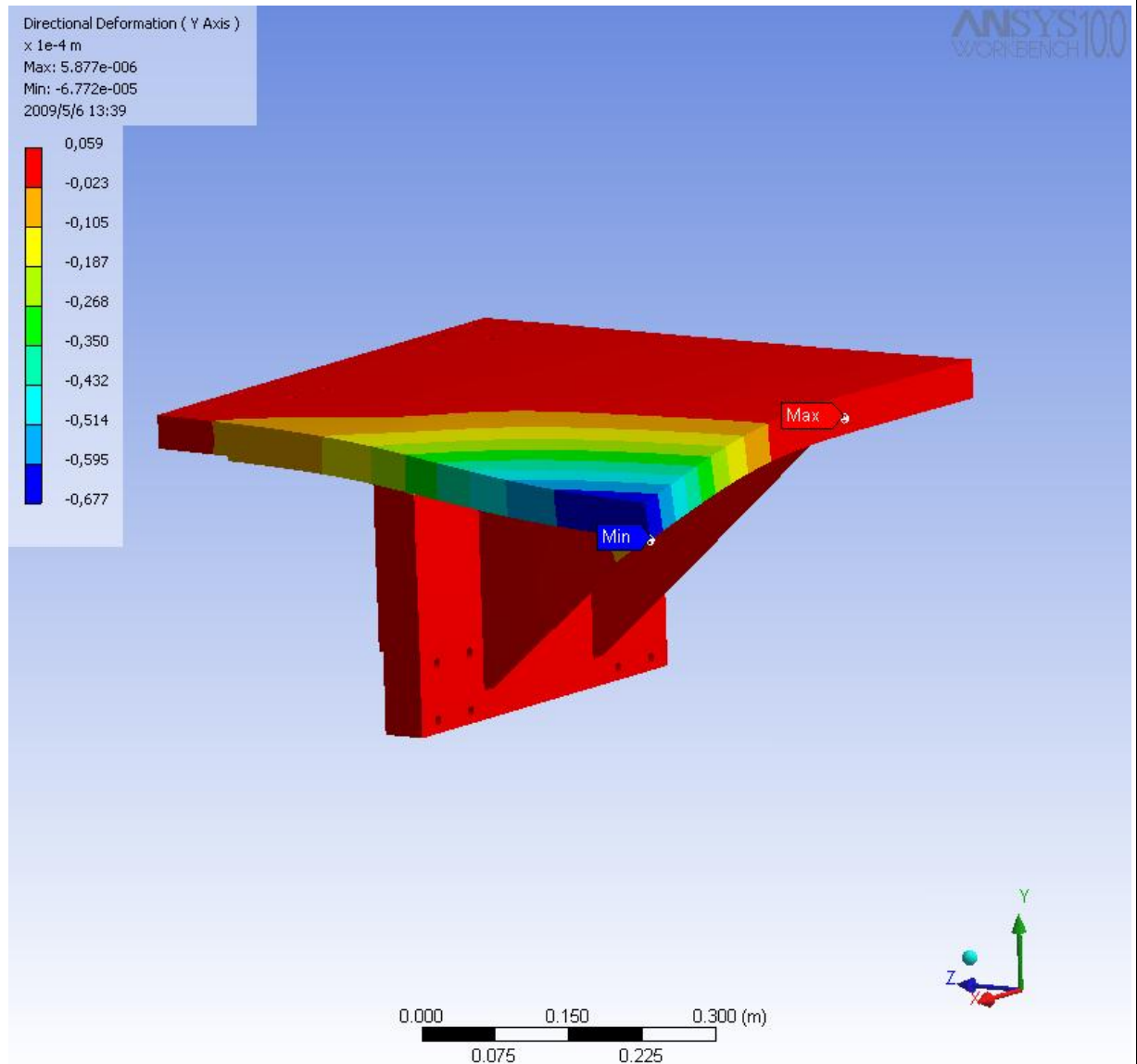
$$c_{1b} = \frac{W}{u_z} = \frac{2950 \text{ N}}{98,69 \mu\text{m}} = 29,892 \text{ N}/\mu\text{m} \quad (232)$$

Kde W zatížení nástrojovou hlavou



9.1.3 Tuhost pojezdu nástrojové hlavy

Pojezd nástrojové hlavy je zatížen dle výsledků v kapitole 6.1.2



Obr. 9 - 3 Deformace pojezdu nástrojové hlavy, 300kg-load

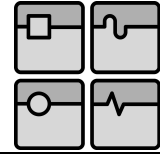
Deformace pojezdu nástrojové hlavy u_z při zatížení nástrojovou hlavou

$$u_z = 6,772 \cdot 10^{-5} \text{ m} \quad (233)$$

Tuhost ramene, excentrické zatížení

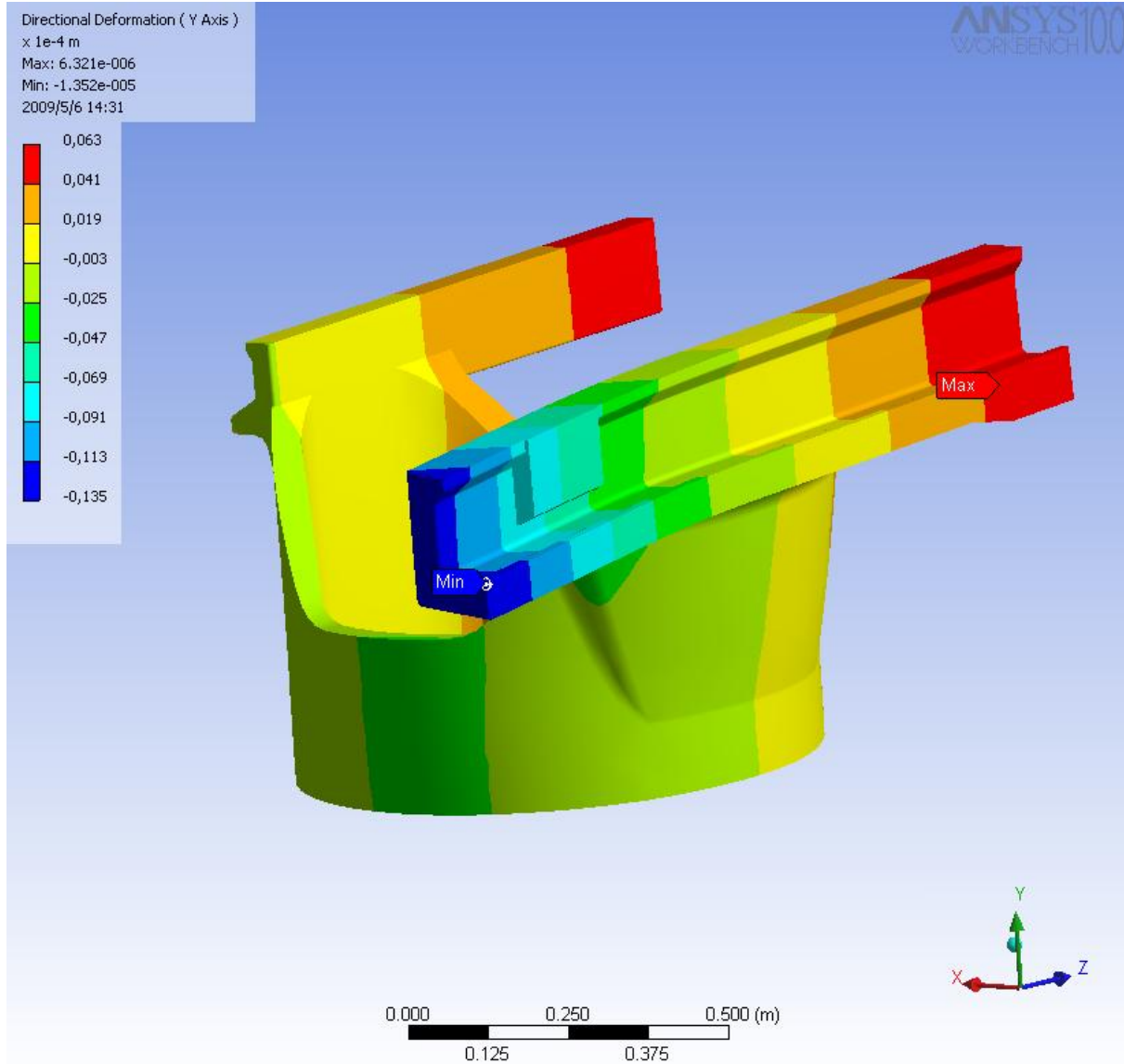
$$c_2 = \frac{W}{u_z} = \frac{2950 \text{ N}}{67,72 \mu\text{m}} = 43,562 \text{ N}/\mu\text{m} \quad (234)$$

Kde W zatížení nástrojovou hlavou



9.1.4 Tuhost otočného stolu

Otočný stůl je zatížen pouze nástrojovou hlavou



Obr. 9 - 4 Deformace otočného stolu, 300kg-load

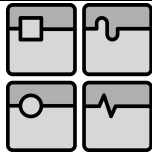
Deformace pojezdu nástrojové hlavy u_z při zatížení nástrojovou hlavou

$$u_z = 1,352 \cdot 10^{-5} \text{ m} \quad (235)$$

Tuhost ramene, excentrické zatížení

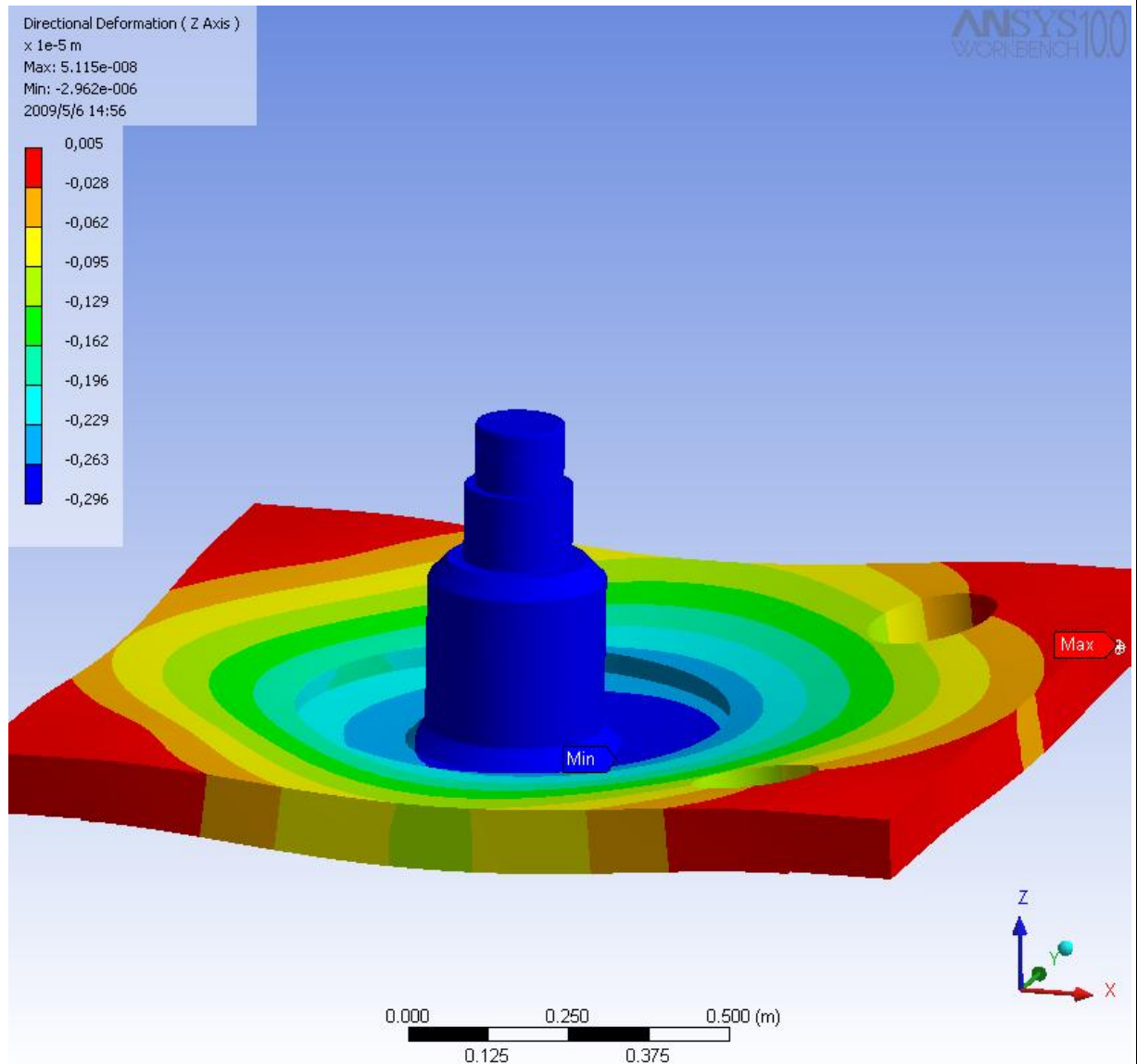
$$c_3 = \frac{W}{u_z} = \frac{2950 \text{ N}}{13,52 \mu\text{m}} = 218,195 \text{ N}/\mu\text{m} \quad (236)$$

Kde W zatížení nástrojovou hlavou



9.1.5 Tuhost Hlavní nosné desky

Hlavní nosná deska je zatížena pouze nástrojovou hlavou



Obr. 9 - 5 Deformace hlavní nosné desky, 300kg-load

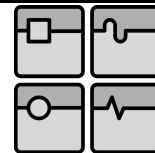
Deformace pojezdu nástrojové hlavy u_z při zatížení nástrojovou hlavou

$$u_z = 2,962 \cdot 10^{-6} \text{ m} \quad (237)$$

Tuhost ramene, excentrické zatížení

$$c_4 = \frac{W}{u_z} = \frac{2950 \text{ N}}{2,962 \mu\text{m}} = 995,949 \text{ N}/\mu\text{m} \quad (238)$$

Kde W zatížení nástrojovou hlavou



9.2 Celková tuhost manipulátoru, excentrická nástrojová hlava

Výslednou tuhost soustavy lze spočítat přes poddajnost manipulátoru. Poddajnost je převrácená hodnota tuhosti. Lze tedy vyjádřit:

$$\frac{1}{c_c} = \frac{1}{7,702} + \frac{1}{43,562} + \frac{1}{218,195} + \frac{1}{1500} + \frac{1}{6900} + \frac{1}{995,949} = 0,1592 \frac{\mu m}{N} \quad (239)$$

Kde R Axiální tuhost kuličkového šroubu, $R = 1500 \text{ N}/\mu\text{m}$ viz /4/
 c_{aL} Axiální tuhost ložiska INA YRT 580, $c_{aL} = 6900 \text{ N}/\mu\text{m}$ viz /9/

Výsledná tuhost manipulátoru

$$c_c = \frac{1}{0,1592} = 6,2817 \text{ N}/\mu\text{m} \quad (240)$$

Pro bezchybnou výměnu mezi manipulátorem a strojem je nutné, aby manipulátor polohoval s přesností $u_{zmax} = 0,2 \text{ mm}$ v ose z. Tato hodnota byla stanovena po konzultaci s vedoucím diplomové práce.

Maximální možná hmotnost nástrojové hlavy s excentrickým těžištěm

$$m_{max} = \frac{c_c \cdot u_{zmax}}{g} = \frac{6,2817 \cdot 200}{9,81} = 128,067 \text{ kg} \quad (241)$$

Kde g gravitační zrychlení

9.3 Celková tuhost manipulátoru, osové zatížení

Výslednou tuhost soustavy lze spočítat přes poddajnost manipulátoru. Poddajnost je převrácená hodnota tuhosti. Lze tedy vyjádřit:

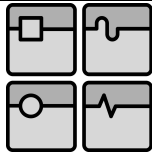
$$\frac{1}{c_c} = \frac{1}{29,892} + \frac{1}{43,562} + \frac{1}{218,195} + \frac{1}{1500} + \frac{1}{6900} + \frac{1}{995,949} = 0,0628 \frac{\mu m}{N} \quad (242)$$

Výsledná tuhost manipulátoru

$$c_c = \frac{1}{0,0628} = 15,921 \text{ N}/\mu\text{m} \quad (243)$$

Maximální možná hmotnost nástrojové hlavy s těžištěm v ose úchopu

$$m_{max} = \frac{c_c \cdot u_{zmax}}{g} = \frac{15,921 \cdot 200}{9,81} = 324,597 \text{ kg} \quad (244)$$



10 SENZORY A PŘESNOST POLOHOVÁNÍ

Přesnost polohování

I když programově nastavíme, aby manipulátor najel na danou souřadnici, tak na tuto polohu manipulátor najede s určitou přesností. Tato přesnost nebývá u manipulátorů ani robotů nijak velká. Není možné zde kompenzovat deformaci manipulátoru. Nynější trend v robotice je takový, aby se tato přesnost natolik zvýšila, aby bylo možné off-line naprogramovat polohy a tento program pak rovnou použít u reálného manipulátoru.

Opakovatelnost polohování

Pokud manipulátor bude opakovaně najíždět na danou polohu, tak bude tato poloha dosažena s určitou přesností. Opakovatelnost bývá u moderních robotů a manipulátorů mnohonásobně vyšší než přesnost polohování.

Proto nyní roboty a manipulátory jsou programovány tak, že se off-line program doladuje přímo na pracovišti, aby se přesnost polohování navýšila.

Lze jen těžko odhadnout bez odzkoušení daného manipulátoru, jaká bude přesnost polohování, lze však tuto přesnost zvýšit použitím senzorů.

Senzory

Volba druhu a umístění senzorů úzce souvisí s programováním manipulátoru. Pro naprogramování procesu výměny nástrojů, který do budoucna nebude procházet razantními změnami v programu, lze zvolit senzory tak, aby se přesnost maximálně zvýšila.

Programování, a tedy i upřesnění poloh a druhu senzorů, není náplní této diplomové práce. Všechny prvky a součásti manipulátoru jsou voleny tak, aby bylo možné je snadno a lehce doplnit o příslušné senzory.

11 MAZÁNÍ

Všechny pohyblivé součásti je nutno pro vyšší životnost a bezpečnost důkladně mazat.

Pro spolehlivou funkci pohybové techniky je rozhodující volba vhodných maziv, které odpovídají podmínkám použití.

Vedení od firmy HIWIN





Dle informací z /13/ HIWIN, mazání lineárního vedení. Zvolen pro mazání mazací tuk:

ARAL Aralub HLP 2 Kp 2 K-30

Kuličkové šrouby od firmy KSK-Kuřim

Pro kuličkové šrouby jsou doporučeny tuky dle stupně 2 DIN 51825 viz /4/ katalog KSK Kuřim. Zvolen pro mazání mazací tuk:

OPTIMOL OPTITEMP TT1

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

Ložiska SKF

Kuličková ložiska se dodávají spolu s vhodným mazivem na celou dobu životnosti, proto není nutné tyto ložiska dále mazat.

Ložisko INA

Dle /9/ Zvolen pro mazání mazací tuk:

ARCANOL L135V MULTITOP

Všechny součásti budou namazány při montáži předepsaným množstvím tuku, po zaběhnutí stroje bude tuk doplněn dle daných parametrů každé součásti.

12 BEZPEČNOST STROJNÍHO ZAŘÍZENÍ

Pro bezpečný provoz stroje, je nutné, aby vyrobené zařízení splňovalo zákony a normy ohledně bezpečnosti dané místem a prostředím své činnosti.

Pro zjednodušení, se v této stati zhodnotí pouze bezpečnost v rámci české republiky, a to v normálním pracovním prostředí (nezohlední se práce ve výbušném prostředí, nebo přítomnost jiného nebezpečného faktoru).

11. 1 Zákony a normy

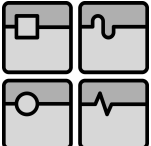
Konstruování manipulátoru je prováděno dle zákonů a norem:

- Zákon č. 22/1997
O technických požadavcích na výrobky a o změně a doplnění některých zákonů
- Nařízení vlády č. 176/2008 sb.
O technických požadavcích na strojní zařízení
Platný od: 29. 12. 2009, nahradí NV č. 170/1997
- Nařízení vlády č. 17/2003
O technických požadavcích na elektrická zařízení nízkého napětí
- Norma ČSN EN ISO 14121-1
Bezpečnost strojních zařízení – posouzení rizika

Kopie těchto zákonů a norem je možné nalézt na přiloženém CD

11.2 Analýza rizik

Tato analýza se musí provést pro každý stroj. Je pravidlem, že tuto analýzu provádí specializovaná osoba přes bezpečnost provozu. Obvykle to bývá jiná osoba, než konstruktér daného projektu (důvodem je nezaslepenost pracovníka a zkušenost v oboru).

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 99
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Mezní hodnoty zařízení

- Manipulátor bude umístěn v blízkosti obráběcího centra
- Zařízení má 4 stupně volnosti + uchopovací efekty
- Manipulátor přemísťuje nástrojové hlavy a nástroje mezi strojem a pevným zásobníkem bez přítomnosti lidského faktoru
- Zařízení je umístěno v normálním pracovním prostředí (suchá klimatizovaná hala bez nebezpečí výbuchu a jiných škodlivých faktorů)

Identifikace nebezpečí

- K výměně mezi manipulátorem a obráběcím centrem dochází ve volném prostoru

Je nutné, aby bylo zaručeno dokonalé uchopení nástroje všech zařízení. Zde v rámci diplomové práce je doporučeno, aby senzory kontrolující správné uchopení nástroje byly zdvojeny, popřípadě i ztrojeny.

– Vyšší bezpečnost z hlediska poruchy senzoru.
- Zdvih manipulátoru v ose z je proveden pomocí kuličkového šroubu poháněn přes ozubený řemen

V rámci diplomové práce je zvoleno brzdění kuličkového šroubu pomocí pásové brzdy napínané pružinou. Pro pohyb je nutné stlačit tuto pružinu, a tím umožnit volné otáčení kuličkového šroubu.

– Vyšší bezpečnost z hlediska přerušení dodávky elektrického proudu či poruchy na řemenovém převodu (senzor momentového zatížení na servomotoru).
- Z obráběcího stroje se dostávají do prostoru manipulátoru různé nečistoty (třísky, chladicí kapalina)





Vodící plochy manipulátoru jsou chráněny ochrannými měchy od firmy HESTEGO. Řemenové převody jsou zakrytovány.

– Vyšší bezpečnost z hlediska možné poruchy z hlediska zanesení vodících ploch manipulátoru.
- V okolí obráběcího centra je volný pohyb pracovníků

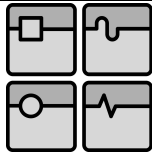
Manipulátor funguje v automatickém režimu bez přítomnosti lidského faktoru.

Celé obráběcí centrum včetně manipulátoru je oploceno. Dveře pro údržbu a dveře pro zakládání nástrojů do zásobníku jsou během provozu zamčeny elektronickým zámekem.

Prostor manipulátoru je snímán senzory pohybu od firmy SICK.

Str. 100	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	 
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	 

- **Manuální zakládání nástrojů do zásobníku**
Je navrženo speciální místo pro manuální zakládání nástrojů, z tohoto místa si pak manipulátor vezme nástroj a umístí ho do zásobníku. Při zakládání či vyjímání nástrojů v místě pro manuální zakládání se manipulátor uvede do klidového režimu. Manipulátor po uzavření dveří a pokynu přes ovládací konzolu, pak provede založení nástroje do zásobníku.
- **Režim seřizování manipulátoru**
Při seřizování manipulátoru budou bezpečnostní prvky vypnuty a technik údržby může vstoupit do pracovního prostoru manipulátoru. Manipulátor však pojedou ve speciálním režimu, kde bude snížena rychlost polohování na max. 2m/min a zároveň nepůjde spustit celý automatický režim, ale bude po každém kroku vyžadováno potvrzení dalšího kroku programu. Technik údržby musí být seznámen s veškerou dokumentací ohledně manipulátoru a musí být náležitě vybaven bezpečnou výstrojí a bude mít po ruce panel obsahující total stop.
- **Synchronizace manipulátoru s obráběcím centrem**
Manipulátor i obráběcí centrum bude ovládáno z jednoho místa, proto nucené vypnutí jednoho stroje znamená vypnutí i druhého stroje. Obráběcí centrum však může ve speciálním případě pracovat, i když bude manipulátor vypnut. Pokud bude prováděno seřizování manipulátoru a manipulátor bude v režimu seřizování, obráběcí centrum musí být také v režimu seřizování.
- **Obsluha stroje**
Pracovník obsluhující stroj musí být seznámen s bezpečnostními pokyny a musí být obeznámen s manuálem provozu stroje.



13 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

Ekonomické zhodnocení výroby manipulátoru je velmi složité. Firmy zabývající se výrobou a dodávkou součástí udávají cenu po dohodě s odběratelem (jiný zákazník jiná cena výrobku), a tedy nelze dopředu stanovit cenu, za kterou se daná součást pořídí. Lze jen sečíst počet kupovaných součástí a tím dopředně odhadnout cenu manipulátoru.

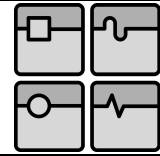
Pro výrobu 1ks manipulátoru je potřeba:

- | | |
|--------------------------------------|----------------|
| - Servomotor od firmy SEW | 5ks |
| - Hydraulický válec | 3ks |
| - Uchopovací efektor nástrojů | 2ks |
| - Těleso – odlitek | 2ks |
| - Těleso – svařenec | 8ks |
| - Vedení (kolejnice + vodící hnízda) | 5ks |
| - Ložisko SKF | 6ks |
| - Ložiska INA YRT | 1ks |
| - Ozubený řemen s řemenicemi | 3ks |
| - Upínací prvky (šrouby, matky, ...) | 1000ks (odhad) |

Pro sestavení manipulátoru je použito velké množství součástí, a zároveň je kladen důraz na vysokou přesnost sestavení.

Počítá se s tím, že sestavení manipulátoru bude prováděno spolu se sestavením obráběcího stroje, a tedy bude prováděno zkušeným týmem s dlouholetou praxí v tomto oboru, a to přímo firmou TOS Hulín.

Autor bohužel nemá dostatek zkušeností s kupováním součástí pro obráběcí stroje, a tedy by moje odhadnutá cena byla natolik odlišná, že by ztratila jakoukoliv informativní hodnotu. Odhad ceny jednotlivých dílů bych proto přenechal přímo na firmě TOSHULIN a.s., která má s tímto mnohem větší zkušenosti, a pro kterou je tento manipulátor konstruovaný.



14 ZÁVĚR

Při vlastním konstrukčním řešení bylo vycházeno z literatury /5/, /11/, /12/. Úkolem bylo navrhnout kinematické řešení pro manipulátor pro výměnu a uložení nástrojových hlav a nástrojů u strojů řady POWERTURN od firmy TOSHULIN a.s. s výškově přestavitelným příčnickem.

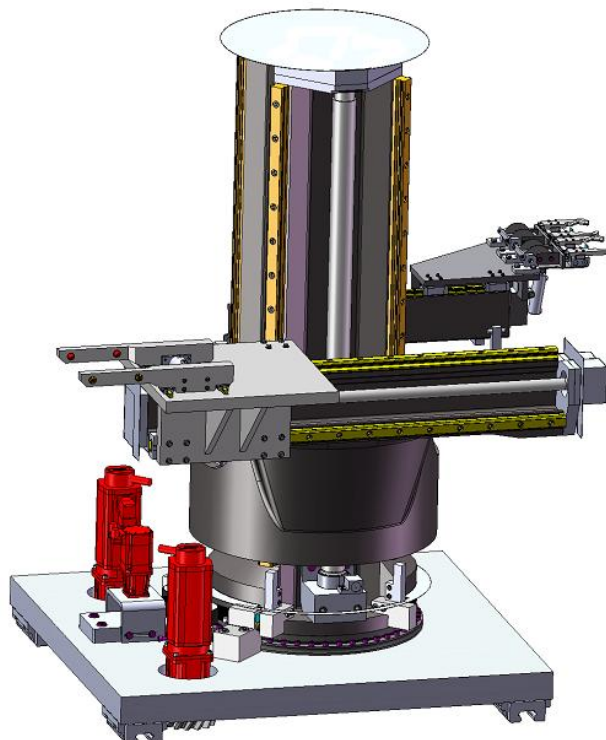
Z šesti uvažovaných variant řešení, byla formou bodového ohodnocení zvolena optimální varianta řešení – sloupový otočný manipulátor s pojezdem, a ta byla následně konstrukčně řešena.

Manipulátor je poměrně složitý, protože bylo nutno vyřešit uchopení 3 různých typů nástrojů a zároveň vyhovět prostorovým a časovým podmínkám zadání.

Celý manipulátor se pohybuje podél osy y vedle stroje, kde se nachází také pevný zásobník nástrojů. Samotný manipulátor má zdvih v ose z a posuv v ose x, tak aby bylo možné vyměnit nástrojovou hlavu. Sloup s vertikálně posuvnou konzolou má možnost se otočit o 180° a tím zaměnit uchopovací efektor pro nástrojové hlavy za uchopovací efektor pro výměnu samotných nástrojů. Upínání uchopovacími efektor je řešeno hydraulicky. Při výměně bude docházet k odstraňování nečistot pomocí stlačeného vzduchu a tím k čištění dosedacích ploch pro výměnu.

Manipulátor je schopný vyměnit až 300 kg vážící nástrojovou hlavu. Pokud má nástrojová hlava excentricky umístěné těžiště, tak manipulátor může vyměnit maximálně 120 kg nástrojovou hlavu, viz kapitola 9 Tuhostní analýza.

Z časových výsledků zhodnocených v kapitole 8 Časová analýza vyplývá, že tento manipulátor je schopný výměny v daných časových parametrech a tím splňuje zadané požadavky kladené na tento manipulátor.



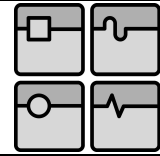
Obr. 14 - 1 Manipulátor výměny nástrojů

15 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- /1/ S. Černoch - Strojně technická příručka SNTL 1968
- /2/ webové stránky technik.ihned.cz
http://technik.ihned.cz/c4-10004030-11353200-800000_d-automaticka-vymena-nastroju-a-obrobku
- /3/ Katalog HIWIN lineární vedení
http://pdf.directindustry.com/pdf/hiwin/linear-guideways-complete-program/Show/14370-67559-_5.html
- /4/ katalog KSK 07-005 kuličkové šrouby
- /5/ Prof. Ing. Jiří Marek:MM průmyslové spektrum, Konstrukce CNC obráběcích strojů, září 2006, ISSN 1212-2572
- /6/ Katalog CHARVÁT- CHS, přímočaré hydraulické motory
<http://www.charvat-chs.cz/admin/userfiles/File/valce.pdf>
- /7/ webové stránky SEW- Eurodrive, elektrické motory
<http://www.sew-eurodrive.cz>
- /8/ Leinveber, Řasa, Vávra: Strojnické tabulky 1999 Praha
- /9/ webové stránky INA, katalog YRT ložisek
<http://medias.ina.de/medias/en!hp.ec.br/YRT>
- /10/ webové stránky MEGADYNE CZ s.r.o., sekce ozubené řemeny
<http://www.megadyne.cz/megalinear.php#>
- /11/ Chvála, Matička, Talácko: Průmyslové roboty a manipulátory, SNTL Praha 1990
- /12/ Matička, Talácko: Mechanismy manipulátorů a průmyslových robotů, SNTL Praha 1991
- /13/ HIWIN, mazání lineárního vedení
<http://www.hiwin.cz/cs/mazn/text.html?id=5>
- /14/ Elektronický katalog firmy IFM, [online],
http://www.ifm.com/ifm.cz/web/ps!select1_10_10_20.html
- /15/ Strojnické, průmyslové a technické výpočty MITCalc
http://www.mitcalc.com/index_cz.htm

Použité internetové stránky

www.toshulin.cz
www.hiwin.cz
www.hennlich.cz
www.ks-kurim.cz
www.skf.com
www.ina.com
www.sew-eurodrive.cz
www.megadyne.cz
www.pikron.cz
www.tyma.cz
www.hydraulikakindl.cz
www.charvat-chs.cz
www.hestego.cz
www.ifm.com



16 SEZNAM PŘÍLOH

- | | | |
|-----|--------------------------|--------|
| [1] | SESTAVA MANIPULÁTORU, | Výkres |
| [2] | SESTAVA OTOČNÝ STŮL, | Výkres |
| [3] | ÚPRAVA NÁSTROJOVÉ HLAVY, | Výkres |
| [4] | KULIČKOVÝ ŠROUB 80, | Výkres |
| [5] | OTOČNÝ STŮL | Výkres |
| [6] | KUŽELOVÁ VLOŽKA | Výkres |