



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

AUTOMATICKÁ VÝMĚNA NÁSTROJŮ - NAPICHOVACÍ RAMENO

AUTOMATIC TOOL CHANGER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Andrej Rydlo

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Radim Blecha, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Bc. Andrej Rydlo
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	Ing. Radim Blecha, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

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:

Automatická výměna nástrojů – napichovací rameno

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Automatická výměna nástrojů (AVN) se u obráběcích strojů podílí na zkrácení neproduktivního strojního času a tím na zvyšování produktivity stroje.

Student se seznámí s možnými způsoby automatické výměny nástrojů u obráběcích strojů a provede konstrukční návrh AVN, kdy rameno výměny nabírá nástroj pomocí přímočarého pohybu.

Cíle diplomové práce:

Rozbor současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky.

Návrh variant konstrukce AVN a zdůvodnění výběru optimální varianty.

Potřebné technické výpočty.

Konstrukční návrh AVN pro manipulaci s nástroji o max. hmotnosti 5 kg.

Animace ukazující princip AVN.

Výkresová dokumentace vybraných částí.

Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří, et al. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. 1. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.

MM Průmyslové spektrum. MM Průmyslové spektrum.[online]. Praha: MM publishing, s.r.o., 2016 [cit. 2016-11-04]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com>

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Riešenou problematikou záverečnej práce je automatická výmena nástrojov pri obrábaní. Jadro práce tvorí konštrukčný návrh automatického výmenníka nástrojov. Navrhnutý je manipulátor s priamočiarym naberaním nástroja pre nešpecifikované horizontálne obrábacie centrum. Jednotlivé celky obsahujú návrh uchopovacích čeľustí, výsuvného pohybu, rotácie ramena a lineárneho presunu. Súčasťou práce sú potrebné technické výpočty a simulácie.

ABSTRACT

Addressed topic of the thesis is automatic tool change in industrial machining. Core work is done on construction design of automatic tool changer. Designed manipulator grabs the tool by linear movement and is meant to be used with unspecified horizontal machining centre. Individual working cells include design of grippers, extending motion of the arm, rotary motion of the arm and linear motion of the whole manipulator. Essential part of the thesis are technical calculations and simulations.

KĽÚČOVÉ SLOVÁ

Automatický výmenník nástrojov, napichovacie rameno, manipulátor nástrojov, horizontálna výmena nástrojov

KEYWORDS

Automatic tool changer, linear tool picking, tool manipulator, horizontal tool change

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

RYDLO, Andrej. *Automatická výměna nástrojů - napichovací rameno*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124717>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Radim Blecha.

POĎAKOVANIE

Na tomto mieste chcem poďakovať pánu Ing. Radimu Blechovi PhD. za odborné vedenie diplomovej práce a hlavne ďakujem mojim rodičom za vytrvalú podporu počas celej dĺžky môjho štúdia.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Radima Blechy, PhD. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25.06.2020

.....

Bc. Rydlo Andrej

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	PREHLAD SÚČASNÉHO STAVU POZNANIA	17
2.1	Rozdelenie AVN podľa typu zásobníka	17
2.1.1	Systémy AVN s nosným zásobníkom	17
2.1.2	Systémy AVN so skladovacím zásobníkom	18
2.1.3	Systémy AVN kombinované	19
2.2	Rozdelenie AVN podľa spôsobu realizácie manipulačného cyklu s nástrojmi	19
2.2.1	Systém zásobník – upínač (pick-up výmena)	19
2.2.2	Systém zásobník – podávač – upínač	19
2.2.3	Systém zásobník – dopravný manipulátor – podávač – upínač	20
3	ROZBOR ZADANIA	21
4	VARIANTY KONŠTRUKCIE	22
4.1	Varianty kinematického usporiadania	22
4.1.1	Varianta 1	22
4.1.2	Varianta 2	22
4.1.3	Varianta 3	23
4.2	Výber optimálnej varianty	24
5	KONŠTRUKCIA MANIPULÁTORA	25
5.1	Výber uchopovacieho mechanizmu	25
5.1.1	Dizajn uchopovacieho mechanizmu	25
5.1.2	Návrh tlačnej pružiny	27
5.1.3	Aretácia nástroja pri presune	29
5.2	Konštrukcia výsuvného pohybu	30
5.2.1	Kontrolný výpočet maximálneho zaťaženia vodiacej jednotky na krut	31
5.2.2	Kontrolný výpočet vodiacej jednotky na kombinované zaťaženie	34
5.3	Konštrukcia rotačného pohybu	36
5.3.1	Kontrola spojky k medznému stavu pružnosti	36
5.3.2	Návrh pohonu rotačného pohybu	41
5.3.3	Výpočet rotačného cyklu	43
5.3.4	Výpočet síl pôsobiacich na súkolie a návrh ložisiek	44
5.4	Nosná konštrukcia a krytovanie	49
5.4.1	Vedenie energií vnútri manipulátoru	50
5.5	Konštrukcia posuvu medzi zásobníkom nástrojov a strojom	51
5.5.1	Návrh motoru sústavy	52
6	CYKLUS VÝMENY NÁSTROJA	54
6.1	Výsuvný pohyb nástroja	54
6.2	Posuv pri naberaní nástroja	54
6.3	Kombinovaný rýchloposuv so spomalením	55
7	DISKUSIA A ZHODNOTENIE	60
8	ZÁVER	61
9	ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV	63
10	ZOZNAM SKRATIEK, SYMBOLOV, OBRÁZKOV A TABULIEK	65
10.1	Zoznam skratiek a symbolov	65

10.2	Zoznam tabuliek	67
10.3	Zoznam obrázkov	68
10.4	Zoznam grafov a diagramov.....	69
11	ZOZNAM PRÍLOH	70

1 ÚVOD

Aktuálne trendy v strojníckej výrobe kladú dôraz na kvalitu, rýchlosť a spoľahlivosť. Konštruktéri sú tak nútení vyvíjať nové koncepcie obrábacích strojov, vyvíjajú sa nové materiály nástrojov, ktoré umožňujú použiť náročnejšie rezné podmienky a to všetko s cieľom zníženia nákladov na výrobu a získania zákazníka. Avšak nie všetky úkony v priemyselnej výrobe pridávajú hodnotu výslednému produktu. Aktivity s nepridanou hodnotou môžu byť zjednodušene definované ako také, za ktoré nie je zákazník ochotný zaplatiť. Typickým predstaviteľom aktivít s nepridanou hodnotou v priemysle je výmena obrobku a výmena nástroja. Hoci sú tieto úkony nevyhnutné, nepridávajú priamu hodnotu výslednej súčasti. Z tohto dôvodu sa ako jedna z prvých úloh zvyšovania automatizácie výrobných strojov riešila otázka automatickej výmeny nástrojov.

Najskôr sa automatizácia výmeny začala uplatňovať vo veľkosériovej a hromadnej výrobe. Hlavným prínosom u číslicovo riadených strojov je možnosť automaticky riadiť komplexné obrábanie celého obrobku na danom stroji. Z relatívne dlhého pracovného cyklu je tak možné vyradiť zásahy ľudskej obsluhy a dosiahnuť vyššiu výrobnosť stroja.

V tejto práci je predstavený konštrukčný návrh automatického výmenníka nástrojov s napichovacím ramenom. V procese dizajnu takéhoto zariadenia je nevyhnutné mať poznatky používaných a overených riešení ale takisto istú dávku kreativity a nápadu. Cieľom je vytvoriť manipulátor, ktorý sa nebude striktne držať konvenčných metód, ale zachová si funkčnosť porovnateľnú s používanými modelmi na trhu.

2 PREHLAD SÚČASNÉHO STAVU POZNANIA

Komplexné obrábacie centrá dokážu pracovať na čoraz zložitejších operáciách, k čomu je tiež nutné využívať rôzne nástroje. Manipulácia, polohovanie a upnutie nástrojových jednotiek je nepridanou hodnotou obrábacieho času stroja. Preto existuje široký sortiment konštrukčných riešení ako nástroje skladovať a manipulovať s nimi, aby bol proces výmeny čo najefektívnejší.

Aby systém pre výmenu nástrojov kvalitne plnil svoju funkciu, musí v princípe spĺňať tieto požiadavky:

- čas na výmenu nástroja musí byť čo najkratší
- uzol stroja, ktorý nesie nástroj počas odoberania triesky, musí byť dostatočne tuhý
- zásobník nástrojov musí mať dostatočnú kapacitu a nemá byť náročný na priestor, resp. pôdorysnú plochu
- celý systém AVN má byť navrhnutý tak, aby nepracujúce nástroje alebo mechanizmy systému neobmedzovali pracovný priestor stroja
- mechanizmy systému a nepracujúce nástroje musia byť zakryté alebo usporiadané tak, aby neohrozovali operátora (obsluhu stroja)
- celý systém AVN má byť čo možno najjednoduchší a spoľahlivý [1]

2.1 Rozdelenie AVN podľa typu zásobníka

Tak ako sú obrábacie stroje konštruované na konkrétne aplikácie, tak je aj dizajn výmenníka nástrojov prispôsobený na daný typ stroja. Podľa použitého zásobníka nástrojov rozdeľujeme systémy výmeny nástrojov na tri základné skupiny:

2.1.1 Systémy AVN s nosným zásobníkom

Charakteristickou črtou nosných zásobníkov je, že pri práci stroja prenášajú rezné odpory. Obvykle sa používa dizajn revolverovej hlavy (obr.1), kde sa natočením n-bokého hranola zapojí požadovaný nástroj do procesu. Systém automatickej výmeny jednotlivých nástrojov pomocou revolverovej hlavy sa používa zvlášť na strojoch, u ktorých obrobok vykonáva hlavný rezný pohyb. Vyskytujú sa v rozsiahlom rade vyhotovení s rôzne orientovanou osou pootáčania. Ak je revolverová hlava súčasťou sústružníckeho centra, nástrojová poloha je tiež riešená samostatným pohonom rotačného nástroja.



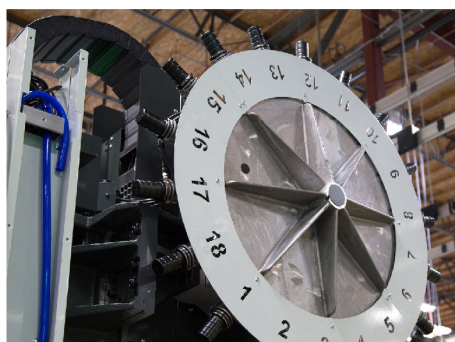
Obr. 1 Revolverová hlava s radiálnym uložením nástrojov od firmy Pragati [9]

2.1.2 Systémy AVN so skladovacím zásobníkom

Skladovací zásobník slúži len pre uloženie nástrojov a neprichádza pri práci stroja do kontaktu s obrobkom. Neprenáša rezné odpory, čím má prakticky neobmedzené rozmery, ale navyšuje zástavbovú plochu stroja.

Podľa koncepcie stroja a kapacity zásobníku sú používané rôzne dizajnové riešenia.

- Diskový (hviezdicový) zásobník má kruhový tvar s nástrojmi uloženými po obvode (obr. 2a). Je typický kolmou, prípadne šikmou osou nástroja k ose otáčania zásobníku. Nevýhodou sú veľké rozmery, tie však poskytujú väčší priestor pre čeľuste výmenného ramena pri odoberaní nástroja.
- Kruhový (bubnový) zásobník má naopak osu nástroja rovnobežnú s osou otáčania zásobníku (obr. 2b.). Využíva sa pre malokapacitné zásobníky do 50 úložných miest. Výhodou je jednoduchý dizajn s kompaktnými rozmermi. Tým vzniká malý priestor pre uchopenie nástroja, a preto sú úložné držiaky častokrát riešené výklopnými lôžkami o 90°. Ak nemá zásobník vyklápací držiak, musí byť doplnený o prípravnú polohu pre výmenu. [2]
- Reťazový zásobník má nástroje uložené v lôžkach, ktoré sú spojené v reťazi, vďaka čomu je možné tvarovať trasu obeh. Využíva sa hlavne lineárna trasa pohybu s bodmi otáčania s relatívne malým rádiusom. Vyniká dobrým priestorovým využitím, čím je vhodný pre 40 až 100 ks nástrojov. Úložné kapsy sú podľa použitého výmenníku pevné, alebo vyklápacie (obr. 2c).
- Veľkoobjemové zásobníky sú vhodné pre potreby skladovania ešte väčšieho množstva nástrojov. Sú riešené tak, aby vyplnili plnú plochu zásobníku. Tým sa docieli vysoká kapacita pri plnom využití zástavbového priestoru, avšak dôsledkom toho vzniká zložitejšia manipulácia medzi prípravnou polohou pre výmenu a úložnými miestami v zásobníku.



Obr. 2a.) Diskový zásobník Haas [10] b.) Kruhový zásobník Haas s výklopným lôžkom [11] c.) Reťazový zásobník Gifu [12]

2.1.3 Systémy AVN kombinované

Sú také, ktoré majú sekciu prenášajúcu pri práci stroja rezné odpory a sekciu skladovaciu. Kombinované systémy AVN sú vytvorené integráciou systému AVN so skladovacím zásobníkom a systému s nosným zásobníkom – revolverovou hlavou. Rotáciou revolverovej hlavy sú dosiahnuté rýchle prechody medzi často používanými nástrojmi. Výmena nástrojov zo skladovacieho zásobníka do pozície revolverovej hlavy, ktorá práve nie je v činnosti je vykonaná počas pracovného cyklu, čím je dosiahnutý minimálny čas výmeny nástroja.

2.2 Rozdelenie AVN podľa spôsobu realizácie manipulačného cyklu s nástrojmi

Ak uvažujeme o systéme s nosným zásobníkom, významný vplyv na čas výmeny má práve spôsob akým sa nástroj dostane z pozície v zásobníku do pracovnej pozície vretena. Podľa tejto cesty nástroja rozdeľujeme systémy pre výmenu jednotlivých nástrojov zo zásobníka do troch podskupín:

- systém zásobník - upínač
- systém zásobník – podávač - upínač
- systém zásobník - dopravný manipulátor - podávač – upínač

2.2.1 Systém zásobník – upínač (pick-up výmena)

Konstruktívne jednoduchší systém bez manipulačného prvku (obr. 4). Podmieneny je výsuvným pracovným vretenom a pohybom vretena aspoň v jednej ďalšej ose. Pracovné vreteno najprv odloží pôvodný nástroj do pozície v zásobníku. Otočením zásobníka sa dostane žiadaný nástroj pred vreteno, ktoré si daný nástroj odoberie za pomoci vlastných pohybov. Pracovný priestor stroja je obmedzený, aby nedošlo ku kolízii vretena so zásobníkom. Klasický pick-up systém je väčšinou využívaný na strojoch, u ktorých nie sú kladené príliš vysoké nároky na počet nástrojov a rýchlosť ich výmeny. Systém zásobník – upínač sa využíva aj v spolupráci s veľkoobjemovými zásobníkmi na HFC strojoch, kde sa s výhodou využívajú vysoké rýchlosti posuvov výkonných členov (až 100 m.s⁻¹ i viac) na preklopenie relatívne veľkých vzdialeností medzi zásobníkom a vretenom stroja. [1]

2.2.2 Systém zásobník – podávač – upínač

Na manipuláciu nástroja výmeny sa využíva účelový manipulátor. Ten je konštruovaný tak, aby bola výmena nástrojov čo možno najjednoduchšia, bezpečná a rýchla. Pre dosiahnutie efektívnej výmeny sa overil dizajn dvojramenného manipulátora. Nový nástroj je zo zásobníku uchytý do čelustí na jednej strane manipulátora, ten následne prejde ku vretenu stroja, odkiaľ odoberie nástroj výmeny. Rotačným pohybom o 180° dostaneme nový nástroj pred vreteno a translačným pohybom je nástroj zasunutý do skličidla. Následne je týmto spôsobom odložený starý nástroj do zásobníka a manipulátor prejde do vyčkávej pozície.

Napichovacie ramená sa v praxi používajú ak je vyžadovaný presun nástroja na väčšiu vzdialenosť od stroja. Nemecký výrobca Miksch ponúka univerzálny dizajn manipulátora, ktorý je možné aplikovať na vhodný pojazd pre individuálne aplikácie. Na obr. 5 je zobrazený model CUT 51 s lineárnym pojazdom.

Ďalším príkladom výmeny nástrojov systémom zásobník – podávač – upínač je model obrábacieho stroja vo virtuálnej realite vytvorený ústavom výrobných strojov, systémov a robotiky na VUT v Brne. Pre vreteno stroja s vertikálnym uložením nástroja je navrhnutý model manipulátora s diskovým zásobníkom (obr. 3).

Rovina zásobníka vzhľadom k rovine otáčania manipulátora môže byť rôzne natočená, napríklad o 90° ak je zásobník umiestnený na boku alebo na stĺpe stroja. Potom sa nástroje

prichádzajúce do prípravnej pozície na výmenu zo zásobníka vyklápajú, alebo má manipulátor tomu prispôbenú konštrukciu (obr. 6). [1]

2.2.3 Systém zásobník – dopravný manipulátor – podávač – upínač

Princíp činnosti systému je založený na tom, že v priebehu práce jedným nástrojom sa automaticky vyhľadá nástroj potrebný pre nasledujúcu operáciu pootočením zásobníka, potom ho dopravný manipulátor preniesie na miesto, kde môže byť uchopený podávačom. Ďalší postup výmeny je taký istý ako v predchádzajúcich prípadoch. Vlastná výmena nástroja vo vretene sa teda môže uskutočniť v čase niekoľkých sekúnd. Takéto systémy sa používajú predovšetkým v kombinácii s veľkoobjemovými zásobníkmi nástrojov, ktoré sú umiestnené vedľa stroja v relatívne veľkej vzdialenosti, takže dopravný manipulátor zaisťuje transport nástrojov medzi zásobníkom a pracovným priestorom stroja.



Obr. 4 Pick up systém firmy Lang [13]



Obr. 3 Model výmenníku vo virtuálnej realite [21]



Obr. 5 Miksch model CUT 51 [22]



Obr. 6 TOS FUTQ [14]

3 ROZBOR ZADANIA

Úlohou tejto práce je navrhnuť automatický výmenník nástrojov zo skladovacieho zásobníka. Bežne používanou konštrukciou sú ramená výmenníkov napichovacie, alebo zasekávacie. Rozdiel medzi nimi spočíva v dráhe naberania nástroja. Zatiaľ čo napichovacie rameno naberá nástroj lineárnym pohybom gripperu, zasekávacie rameno rotačným. Z toho plynú vlastné výhody a vhodnosť použitia jednotlivých variant.

Pri naberaní nástroja zo zásobníku zasekávacím ramenom je potrebný voľný priestor v oblasti rádiusu pohybu, aby nedošlo ku kolízii s ostatnými nástrojmi v zásobníku. Vo valnej väčšine sa preto využíva zásobník so sklopným lôžkom, čím je požadovaný nástroj oddelený od ostatných nástrojov a manipulátor ho môže bezpečne odobrať. Aby sa minimalizoval čas výmeny nástroja, je možné manipulátor konštruovať tak, že dokáže jednou stranou odobrať nástroj zo zásobníka a druhou z vretena naraz jedným pohybom.

Lineárny pohyb napichovacieho manipulátora je menej náročný na priestor pri odoberaní nástroja, čo mu umožňuje nástroj odobrať priamo zo zásobníka. Nutnosťou však je pohyb lineárnej osy manipulátora od zásobníka k vretenu stroja.

V tejto práci bude ďalej preberaný návrh manipulátora s napichovacím ramenom pre horizontálne obrábacie centrum (obr. 7). Príkladom takéhoto stroja môže byť modelová rada NH či NHX od DMG Mori alebo od amerického výrobcu Haas rada produktov EC. Z tunajších výrobcov to je od Tajmac-ZPS rada H a od TOS-Kuřim stroj FS.



Obr. 7 Diskový zásobník s napichovacím ramenom manipulátora – DMG Mori [15]

4 VARIANTY KONŠTRUKCIE

Pre návrh manipulátora je uvažované, že nástroj je v zásobníku pre výmenu polohovaný rovnobežne s nástrojom vo vretene a oba nástroje sú v rovnakej výške. Zjednoduší sa tak konštrukcia celého výmenníka nástrojov a zefektívni sa proces samotnej výmeny.

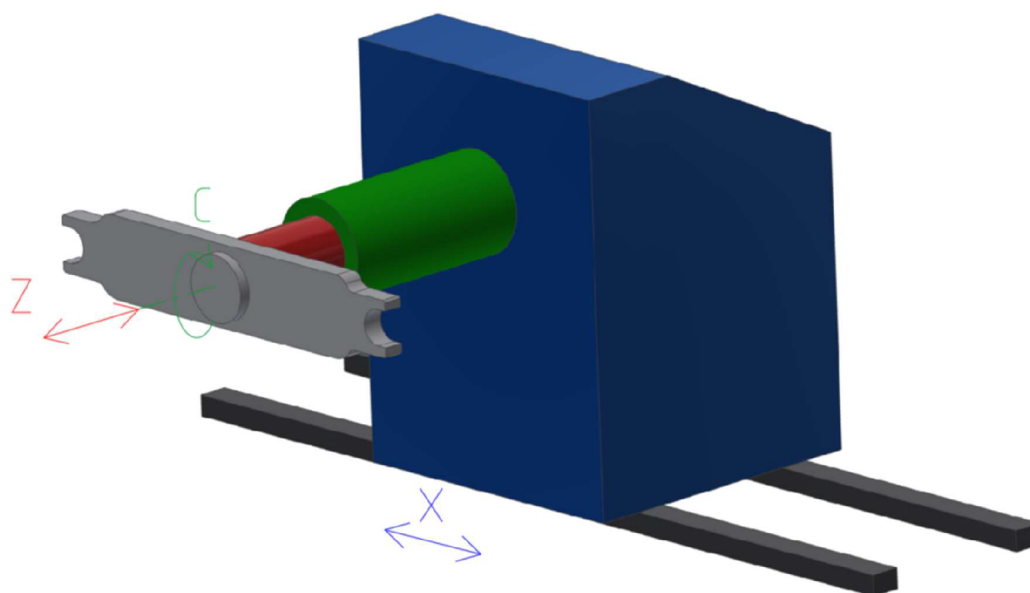
Trasa nástroja prebehne v troch osiach:

- Translačný pohyb pre nabratie nástroja a presun od zásobníka k stroju.
- Translačný pohyb pre vysunutie / zasunutie nástroja do vretena stroja a lôžka v zásobníku.
- Rotačný pohyb pre otočenie ramena manipulátora.

4.1 Varianty kinematického usporiadania

4.1.1 Varianta 1

Pohyb od zásobníka ku vretenu vykonáva celý manipulátor. Náhon je zabezpečený servomotorom s prevodom po lineárnej dráhe a použité je klzné profilové vedenie. V tele manipulátora je uložený servomotor ktorý cez vhodný prevod poháňa hriadeľ osi C. Na tento hriadeľ je pripravený pneumatický piest, ktorý zabezpečuje posuv v ose Z. Koncept manipulátora je zobrazený na obr. 8.

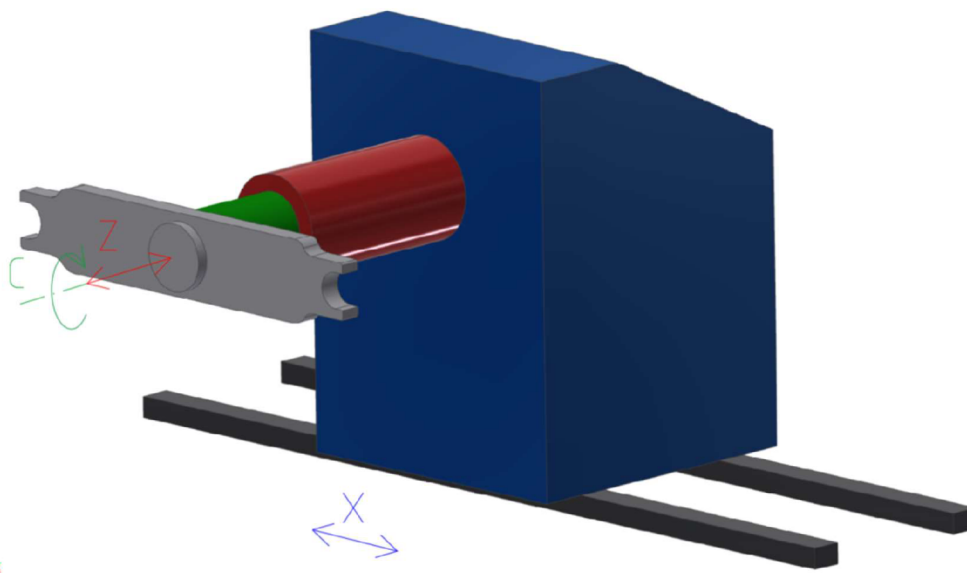


Obr. 8 Konštrukčná varianta 1

4.1.2 Varianta 2

Ďalšou možnosťou usporiadania je riešenie pohonu v osi X rovnako ako pri variante 1, t.j. nosná konštrukcia manipulátora je poháňaná po lineárnej dráhe. Z konštrukcie vychádza translačný pohyb v ose Z. Ten je zabezpečený výsuvným piestom, alebo servomotorom s vhodným prevodom na posuvný pohyb. Rotácia manipulačného ramena v osi C je vykonaná

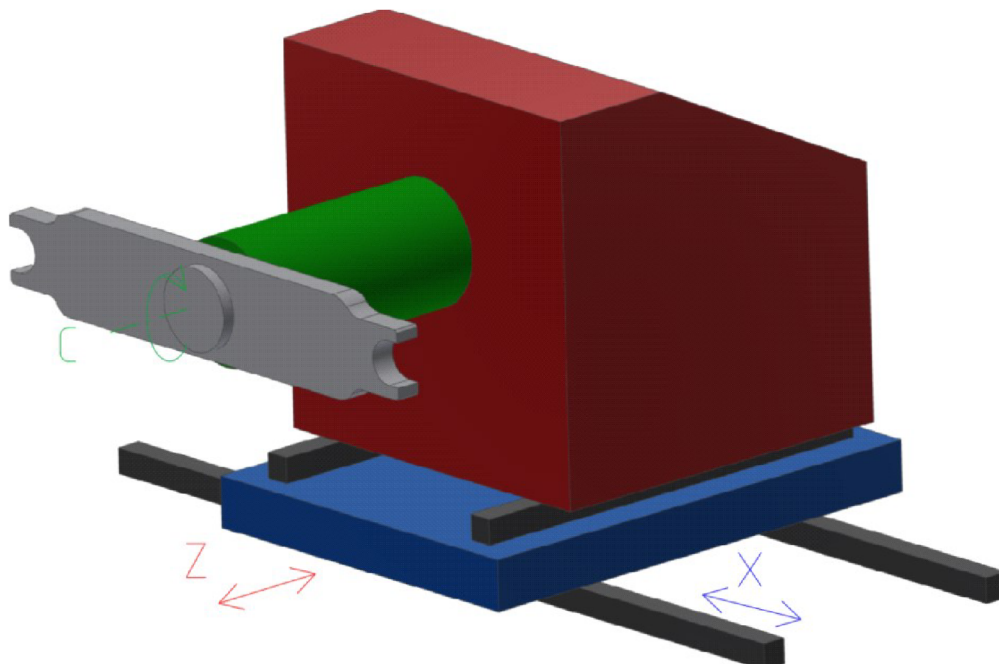
motorom, ktorý je zakomponovaný na koniec výsuvného piestu. Koncept manipulátora varianty 2 je zobrazený na obr. 9.



Obr. 9 Varianta 2

4.1.3 Varianta 3

Tretia varianta využíva, rovnako ako predchádzajúce verzie, na presun v ose X profilové vedenie s lineárnym náhonom. Na tomto bloku je postavená nosná konštrukcia. Tá je poháňaná guľičkovou skrutkou, čím je zabezpečený posuv v ose Z. Rotačný pohyb manipulačného ramena vychádza z pohonu hriadeľa, uloženého v tele výmenníka. Koncept manipulátora je zobrazený na obr. 10.



Obr. 10 Varianta 3

4.2 Výber optimálnej varianty

Každé z uvažovaných riešení je uskutočniteľné a ponúka vlastný prístup. Aby sa vybrala optimálna varianta bude použitá viackriteriálna hodnotová analýza. Pri rozhodovaní sa zvažia klady a zápory jednotlivých prevedení, čoho výsledkom bude výber najvhodnejšej varianty z pohľadu technického, tak aj ekonomického. Výstup analýzy je zapísaný v tab.1.

Tabuľka 1: Viackriteriálna analýza

Kritérium	Váha kritéria	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
Tuhosť konštrukcie	5	5	5	7
Rýchlosť výmeny	7	6	6	4
Veľkosť pracovného priestoru	5	8	5	2
Konštrukčná zložitosť	8	5	4	8
Ekonomická náročnosť	7	8	4	5
Hodnotenie		203	152	172

Jednotlivé kritériá boli zvolené podľa charakteristiky stroja a každému z nich bola priradená váhová hodnota. Váha kritéria je v rozsahu od 1 do 10, kde 1 znamená najnižší a 10 najvyšší dopad na funkčnosť zariadenia. Každá z variant bola oznámkovaná podľa daného kritéria, kde 1 znamená najmenej a 10 najviac vyhovujúce. Výsledné hodnotenie je súčtom súčinov váhy kritéria s ohodnotením u danej varianty. Varianta s najvyššou výslednou hodnotou je označená za optimálnu a ďalej sa bude pokračovať s návrhom konštrukcie toho daného usporiadania. Každá z variant bola ohodnotená čo možno najobjektívnejšie, nakoľko sa ale pracuje len s orientačnými návrhmi u ktorých je možná istá flexibilita v rámci konštrukčného procesu, musel byť použitý v mnohých prípadoch len odborný odhad. Pre príklad je možné uviesť nízke hodnotenie varianty 3 pre kritérium veľkosť pracovného priestoru. Jedná sa o knštrukčné usporiadanie, v ktorom vykonáva výsuvný pohyb celá konštrukcia manipulátoru. Naproti tomu u varianty 1 a 2 je výsuvný pohyb vykonávaný len ramenom manipulátoru pripevnenom na otočnom hriadelí. Je možné sa teda s určitou domnievať, že zástavbová plocha tohto usporiadania bude tým pádom väčšia.

Najvyššie bodové hodnotenie z analýzy vyzýšlo pre variantu 1 a v nasledujúcom postupe bude ďalej technicky spracovaná.

5 KONŠTRUKCIA MANIPULÁTORA

V tejto kapitole je rozvinutý návrh konštrukcie jednotlivých funkčných celkov spolu s potrebnými technickými výpočtami.

5.1 Výber uchopovacieho mechanizmu

Pre návrh uchopovacích čelustí je potrebné brať ohľad na to, aby boli kompatibilné s použitým upínačom nástrojov. S ohľadom na podmienku zadania – manipulácia nástrojov do 5 kg, bol zvolený upínač HSK-A 63.

Možnosť ako naberat' nástroj je niekoľko. Elastické plastové čeluste na obr. 11 a.) sú jednoduchým a lacným riešením. Nástroj je v čelustiach držaný silou od deformácie a orientácia nástroja je zaistená drážkou. Nedostatkom tohoto riešenia je, že mu chýba forma uzamknutia čelustí. Pri dynamických rotačných pohyboch výmeny nástrojov tak nie je zaistené, že sa nástroj v uložení nepootočí, prípadne celý nevypadne. Ďalšou nevýhodou je otázna tuhosť uchopenia nástroja. Obzvlášť v prípade horizontálnej výmeny nástrojov, kedy je ťažisko nástroja posunuté mimo čelustí, je potrebné zaistiť tuhé uchopenie, ktoré dokáže poňať vzniknutý klopný moment.

Univerzálny pneumatiký gripper na obr. 11 b.) odstraňuje tieto nedostatky. Vysoká zverná sila a namieru dizajnované prsty sú vhodné pre presnú manipuláciu objektov. Nevýhodou sú väčšie rozmery a vyššia hmotnosť.

Pre uvedené nedostatky bola zvolená možnosť návrhu vlastného uchopovacieho mechanizmu.

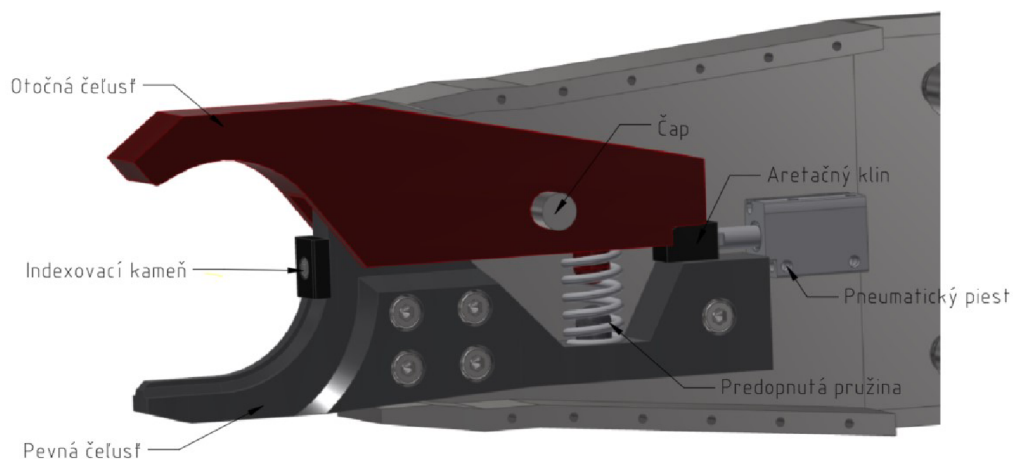


Obr. 11 Uchopovače a.) elastické [16] b.) pneumatiké [17]

5.1.1 Dizajn uchopovacieho mechanizmu

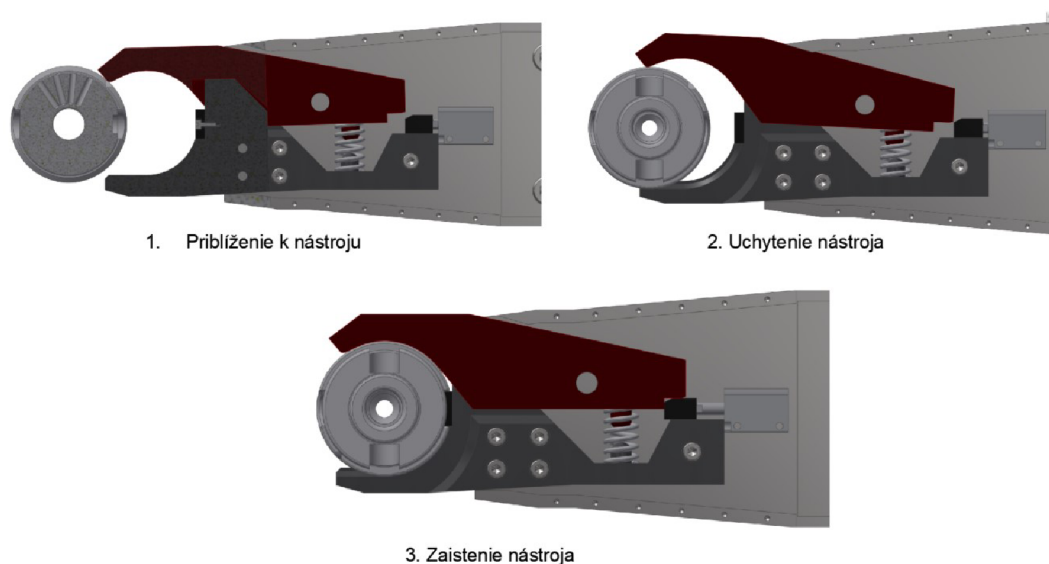
Pre konštrukciu uchopovača bola zvolená geometria pozostávajúca z dvoch čelustí – pevnej a otočnej. Pevná čelusť je vybavená drážkou po obvode pre presné uchytenie upínača nástroja a indexovacím kameňom pre správne polohovanie. Otočná čelusť je upevnená na čape a je širšia. Osou čeluste vedie výrez ktorým obopýna spodnú čelusť čím je vymedzená spodná poloha. Čeluste sú k sebe navzájom tlačené predopnutou pružinou, ktorá je založená na trňoch jednotlivých súčastí. Geometria pevnej čeluste je navrhnutá tak, aby umožňovala vloženie pružiny a zároveň poskytovala vymedzovaciu rovinu pre aretačný klin. Ten slúži pre

uzamknutie čeľustí v polohe po uchopení nástroja a je ovládaný pneumatickým piestom. Schéma mechanizmu je zobrazená na obr. 12.



Obr. 12 Uchopovací mechanizmus

Naberanie nástroja je zabezbečené lineárnym pohybom celého zariadenia v ose x. Pri kontakte s nástrojom je horná čeľusť vytlačená nahor okolo rotačného čapu. Po dosadnutí upínacieho kužeľa na miesto je naspäť zatlačená pružinou. Upnutá poloha je poistená zasunutím aretačného klinu, čím je dosiahnuté tuhé upnutie nástroja v horizontálnej polohe. Napichovací cyklus je znázornený na obr. 13. Upustenie nástroja prebieha rovnakým spôsobom so sledom akcií v opačnom poradí.



Obr. 13 Naberanie nástroja

5.1.2 Návrh tlačnej pružiny

Úlohou vymedzujúcej pružiny je tlačiť k sebe jednotlivé čeluste uchopovača. Pružina by mala byť dostatočne tuhá aby pri presune bez nástroja vymedzila pozíciu hornej čeluste ale zároveň natoľko poddajná aby nebránila pohybu nástroja pri napichovaní / upúšťaní.

Následné vzťahy pre výpočet sú prebrané z [4].

Ako materiál sa použije oceľový pružinový drôt triedy SL, pre ktorý platí:

$$R_m = 1720 - 660 * \log(d) = 1720 - 660 * \log(2) = 1521 \text{ MPa} \quad (1)$$

$$R_{Se} = 0,45 * R_m = 0,45 * 1521 = 684 \text{ MPa} \quad (2)$$

$$G = 81500 \text{ MPa} \quad (3)$$

kde:

R_m – Medzný stav pevnosti v ťahu

R_{Se} – Medzný stav pevnosti v šmyku

G – Modul pružnosti v šmyku

Vonkajší priemer pružiny je daný rozmerom uloženia na $D_v = 16 \text{ mm}$ a priemer drôtu bol zvolený $d = 2 \text{ mm}$.

Stredný priemer pružiny tak je:

$$D = 16 - 2 = 14 \text{ mm} \quad (4)$$

Pomer vinutia je možné určiť ako:

$$C = \frac{D}{d} = \frac{14}{2} = 7 \quad (5)$$

Vplyv zakrivenia drôtu sa vypočíta Bergsträsserovým súčiniteľom

$$K_B = \frac{4 * C + 2}{4 * C - 3} = \frac{4 * 7 + 2}{4 * 7 - 3} = 1,2 \quad (6)$$

Statické zaťaženie vyvolávajúce v pružine napätie na medzi klzu v šmyku je

$$F_{RSe} = \frac{\pi d^3 * R_{Se}}{8 K_B D} = \frac{\pi * 2^3 * 684}{8 * 1,2 * 14} = 128 \text{ N} \quad (7)$$

Počet závitov bol zvolený 8 a činné závity sa určia ako $n_a = 8 - 2 = 6$. Tuhosť pružiny je tak možné dopočítať ako

$$k = \frac{d^4 G}{8 D^3 n_a} = \frac{2^4 * 81500}{8 * 14^3 * 6} = 9,9 \text{ Nmm}^{-1} \quad (8)$$

Deformácia pružiny na medzi klzu

$$y = \frac{F_{RSe}}{k} = \frac{128}{9,9} = 12,9 \text{ mm} \quad (9)$$

Dĺžka pružiny v medznom stave

$$L_s = (n_z + 1) * d = (8 + 1) * 2 = 18 \text{ mm} \quad (10)$$

Dĺžka pružiny vo voľnom stave

$$L_0 = y + L_s = 12,9 + 18 = 30,9 \text{ mm} \quad (11)$$

Rozteč činných závitov vo voľnom stave

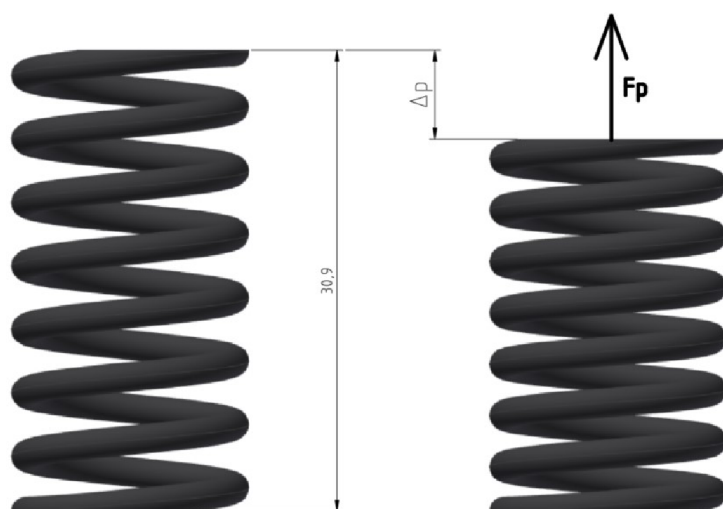
$$p = \frac{L_0 - 3d}{n_a} = \frac{30,9 - 3 * 2}{6} = 4,15 \text{ mm} \quad (12)$$

Voľná dĺžka navrhutej pružiny je podľa (11) 30,9 mm. V základnej polohe, kedy nie je upnutý nástroj je pružina stlačená na dĺžku 25 mm. Pružina vo voľnom a predopnutom stave je zobrazená na obr. 14. Toto predopnutie pôsobí silou na uchopovacie rameno podľa vzťahu:

$$F_{pmin} = (L_0 - 25) * k = (30,9 - 25) * 9,9 = 58,41 \text{ N} \quad (13)$$

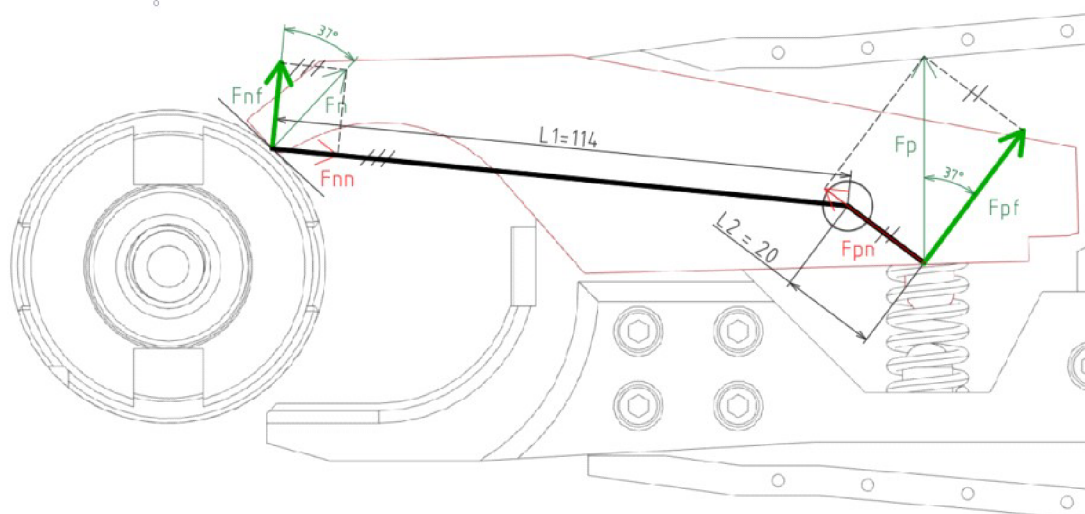
Pri otvorení čelustí pre prechod nástroja dôjde k dodatočnému stlačeniu pružiny o 1,2 mm. Maximálna sila od pružiny tak je

$$F_{pmax} = (L_0 - 23,8) * k = (30,9 - 23,8) * 9,9 = 70,29 \text{ N} \quad (14)$$



Obr. 14 Vymedzovacia pružina vo voľnom a stlačenom stave

Pružina pôsobí silou proti rotačnej súčasti, čím je náchylná na vybočenie. Aby sa tomu zamedzilo je použité uloženie na trňoch jednotlivých čelustí. Z geometrie hornej čeluste je patrné, že pri naberaní nástroja je časť sily prenášaná do čapu rotácie a nevykonáva prácu. Pôsobenie síl pri naberaní nástroja je rozobrané na obr. 15. F_n je normálová sila, ktorou nástroj pôsobí na hornú čelusť pri kontakte. F_{nn} je neúčinná zložka, ktorá smeruje do stredu otáčania a F_{nf} je funkčná zložka sily, ktorá nadvihuje čelusť. Obdobne je rozloženie reakčných síl popísané pri pružine.



Obr. 15 Působenie sil pri naberaní nástroja

Z momentovej rovnováhy tak možno určiť silu potrebnú na vloženie nástroja do čelusti.

$$M_1 = M_2 = F_n \cdot \cos(\alpha_1) \cdot L_1 = F_p \cdot \cos(\alpha_2) \cdot L_2 \quad (15)$$

$$F_n = \frac{F_p \cdot \cos(\alpha_2) \cdot L_2}{\cos(\alpha_1) \cdot L_1} = \frac{58,41 \cdot \cos(37) \cdot 20}{\cos(37) \cdot 114} = 10,25 \text{ N} \quad (16)$$

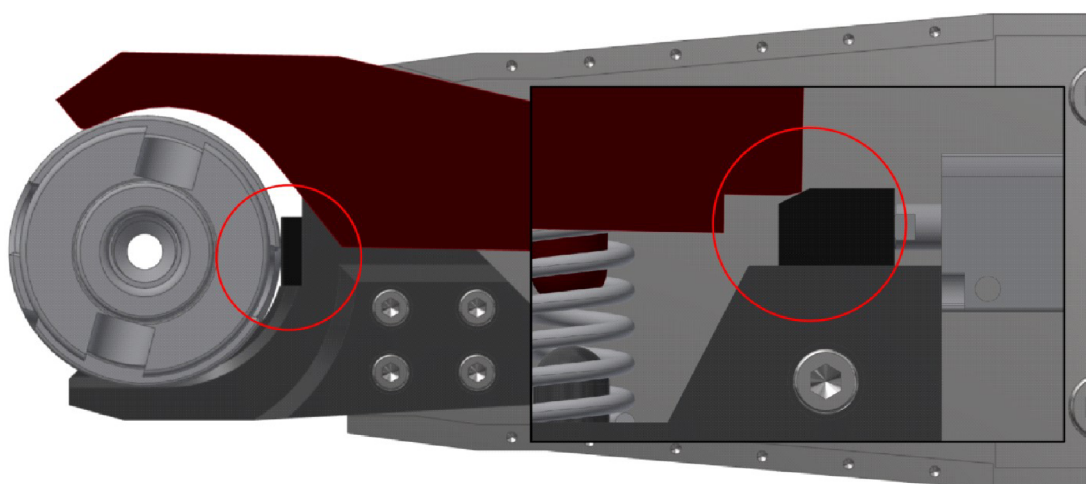
Samotná pružina nie je konštruovaná na pevné uchopenie nástroja pri presune v horizontálnej polohe. Jej úlohou je držať čeluste vo vymedzených polohách a zabrániť nadbytočným vibráciám voľného uchopovača. Poistenie nástroja pri pohybe je riešené výsuvným aretačným klinom.

5.1.3 Aretácia nástroja pri presune

Horizontálna pozícia nástroja pri presune vytvára klopný moment na uchopovacie čeluste. Aby sa zabránilo natočeniu nástroja, je uchopovač vybavený aretačným klinom, ktorý drží čeluste v uzamknutej pozícii. Po úplnom zasunutí nástroja do lôžka manipulátora je klin poháňaný dvojčinným pneumatickým piestom zatlačený medzi čeluste. Zamedzí sa tak pohybu hornej čeluste a uchopenie je tuhé a bezpečné. Tak ako horná čelusť aj samotný klin má zkosenu prednú hranu pre plynulý pohyb medzi čeluste. Konštrukcia klinu je dizajnovaná tak, aby ho v prípade nesprávneho uchopenia nástroja nebolo možné zatlačiť do aretačnej pozície. Piest, ktorý je vybavený snímačmi koncových polôh nedosiahne plný zdvih, čím sa nedá signál riadiacemu systému, vyhodnotí sa chyba a manipulátor sa zastaví. Situácia nesprávneho uchopenia je zobrazená na obr. 16 a parametre použitého aretačného piestu sú v tab. 2.

Tabuľka 2: Pneumatický piest [3]

ADN-S-10-10-A-A		
Operačný mód	dvojčinný	
Dĺžka zdvihu	10mm	
Priemer piestu	10 mm	
Snímanie polohy	Snímač polohy v C drážke	
Ťlmenie	bez	




Obr. 16 Nesprávna poloha nástroja pri uchopení


5.2 Konštrukcia výsuvného pohybu

Vysunutie nástroja zo zásobníka, alebo naopak zasunutie do vretena stroja je priamočiary pohyb, ktorý vykonáva celé rameno uchopovača. To je priamo poháňané dvojčinným pneumatickým piestom. Pri uchopení jedného nástroja a otáčaní ramena bude pôsobiť na piest ťažová sila a krútiaci moment, preto je pneumatický pohon vybavený vodiacou jednotkou na zachytávanie týchto síl. Zvolené komponenty sú zobrazené v tabuľke 3.

Tabuľka 3: Pneumatický piest s použitým vedením [5],[6]

DSBC-80-150-PPV-A		
Operačný mód	dvojčinný	
Dĺžka zdvihu	150 mm	
Priemer piestu	80 mm	
Snímanie polohy	Snímač polohy v T drážke	
Ťlmenie	nastaviteľné pneumatické v koncových polohách	

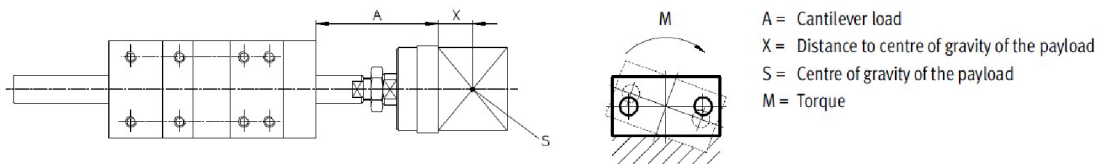
FENG-80-150-GF		
Dĺžka zdvíhu	H	150 mm
Priemer piestu		80 mm
Vedenie		klzné ložiská
Základná hmotnosť pri 0 mm zdvíhu		10 720 g
Prídavná hmotnosť na 10 mm zdvíhu		76 g
Pohyblivá hmotnosť pri 0 mm zdvíhu	m0b	4 955 g
Prídavná pohyblivá hmotnosť na 10 mm zdvíhu	mHb	76 g



5.2.1 Kontrolný výpočet maximálneho zaťaženia vodiacej jednotky na krut

Konštrukcia pneumatického piestu neumožňuje prenášať vysoké krútiace momenty v ose piestu. Silové dvojice vyvolávajúce krut sú tak v plnej miere zachytávané vodiacou jednotkou. Maximálny krútiaci moment ako funkcia vzdialenosti záťaže od podpory je zobrazený na obr. 17.

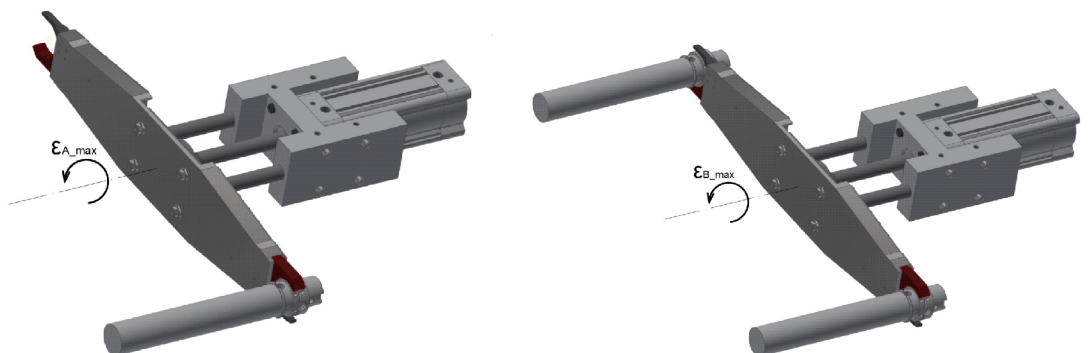
Max. payload F and torque M as a function of cantilever load A



Obr. 17 Zaťaženie ako funkcia vzdialenosti od podpory [6]

Pre určenie dovoleného momentu boli vybrané dve pozície manipulátora ako kritické.

- Piest je vo vysunutej polohe, uchopený je jeden nástroj s maximálnou hmotnosťou a manipulátor sa otáča zrýchleným pohybom – obr. 16 a).
- Piest je vo vysunutej polohe, uchopené sú dva nástroje s maximálnou hmotnosťou a manipulátor sa otáča zrýchleným pohybom – obr. 16 b).



Obr. 18 Pozície zaťažujúce piest na krut a) zrýchlenie s jedným uchopeným nástrojom b) 2 uchopené nástroje

Povolený dynamický moment – varianta A

Vzdialenosť A je v oboch prípadoch zdvih piestu $A = 150 \text{ mm}$. Vzďialenosť x je poloha ťažiska závažia vzhľadom k montážnej platni piestu. V situácii s jedným uchopeným nástrojom je to $x_a = 56,6 \text{ mm}$. Použitý nástroj má hmotnosť 5 kg a rozmery valca s priemerom 52 mm a výškou 300 mm. Ťažisko závažia k oporným bodom vedenia je

$$L_{TM_A} = A + x_a = 150,0 + 56,6 = 206,6 \text{ mm} \quad (17)$$

Hmotnosť záťaže je spočítaná ako súčet hmotnosti uchopovača s jedným nástrojom a pohyblivej hmotnosti vodiacej jednotky. Pohyblivá hmotnosť vedenia sa spočíta ako

$$m_b = m_{ob} + (m_{Hb} * H) = 4,96 + (7,6 * 0,15) = 6,1 \text{ kg} \quad (18)$$

$$m_{b_total_A} = m_b + m_{loadA} = 6,1 + 13,9 = 20,0 \text{ kg} \quad (19)$$

$$F_{b_total_A} = m_{b_total_A} * g = 196,2 \text{ N} \quad (20)$$

kde:

m_{loadA} – hmotnosť závažia (uchopovacie rameno + 1 nástroj)

Maximálny povolený krútiaci moment sa následne odčíta z diagramu 1 pre piest s priemerom 80 mm. Najprv sa hodnota L_{TM_A} odčíta na ose x a označí sa bod na krivke. Tento bod je prenesený na momentovú osu a značí hodnotu M_{A2} . Na ose y, zobrazujúcej silové pôsobenie sa odčíta hodnota $F_{b_total_A}$ a jej hodnota prenesená na momentovú osu značí M_{A1} .

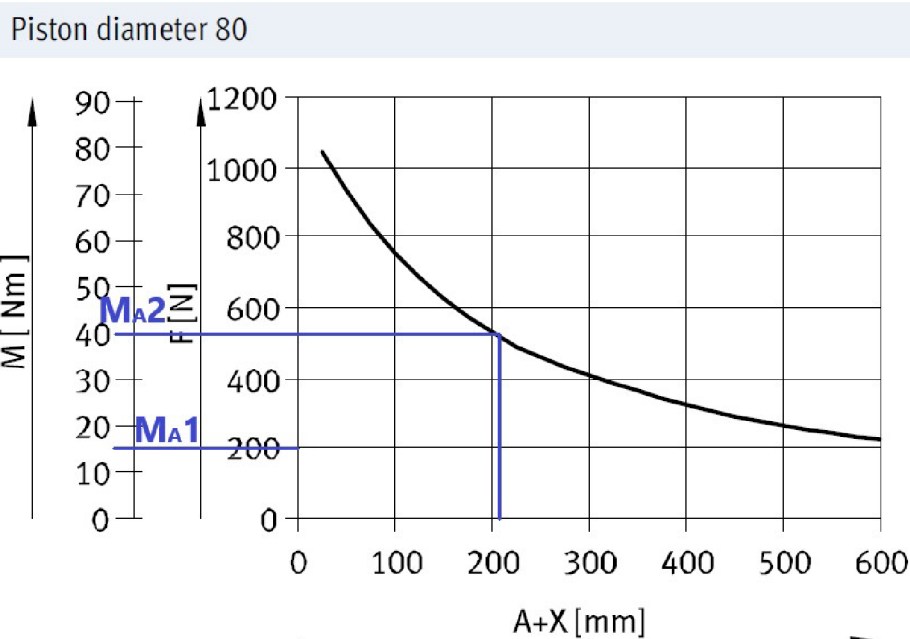


Diagram 1 Mimoosé zataženie vedenia piestu- varianta A [6]

Maximálny prípustný moment sa vypočíta ako rozdiel odčítaných hodnôt.

$$M_{A,max} = M_{A2} - M_{A1} = 40 - 15 = 25 \text{ Nm} \quad (21)$$

Nevyvážené uchopenie nástroja len na jednej strane vytvára statický moment.

$$M_{A,stat} = m_{nastr} * g * R_A = 5,2 * 9,81 * 0,362 = 18,5 \text{ Nm} \quad (22)$$

kde:

m_{nastr} – hmotnosť nástroja spolu s upínačom

R_A – vzdialenosť osi nástroja od stredu otáčania

Povolený dynamický moment, ktorý vznikne pri akcelerácii otáčania manipulátora je

$$M_{A,dyn} = M_{A,max} - M_{A,stat} = 25 - 18,5 = 6,5 \text{ Nm} \quad (23)$$

Maximálne zrýchlenie otáčania tak možno dopočítať ako

$$\varepsilon_{A,max} = \frac{M_{A,dyn}}{I_A} = \frac{6,5}{0,483888} = 13,4 \text{ rad} * s^{-2} \quad (24)$$

kde:

I_A – moment zotrvačnosti závažia (uchopovacie rameno + 1 nástroj)

Povolený dynamický moment – varianta B

Vzdialenosť ťažiska od montážnej platne piestu je pre variantu s dvomi upnutými nástrojmi $x_b = 86,0 \text{ mm}$. Použité sú dva nástroje s rovnakými rozmermi ako pre variantu A. Ťažisko závažia k oporným bodom vedenia je

$$L_{TM,B} = A + x_b = 150,0 + 86,0 = 236,0 \text{ mm} \quad (25)$$

Hmotnosť záťaže je spočítaná ako súčet hmotnosti uchopovača s dvomi nástrojmi a pohyblivej hmotnosti vodiacej jednotky, tá zostáva rovnaká ako v predchádzajúcom výpočte.

$$m_{b,total,B} = m_b + m_{loadB} = 6,1 + 19,1 = 25,2 \text{ kg} \quad (26)$$

$$F_{b,total,B} = m_{b,total,B} * g = 247,2 \text{ N} \quad (27)$$

kde:

m_{loadB} – hmotnosť závažia (uchopovacie rameno + 2 nástroje)

Piston diameter 80

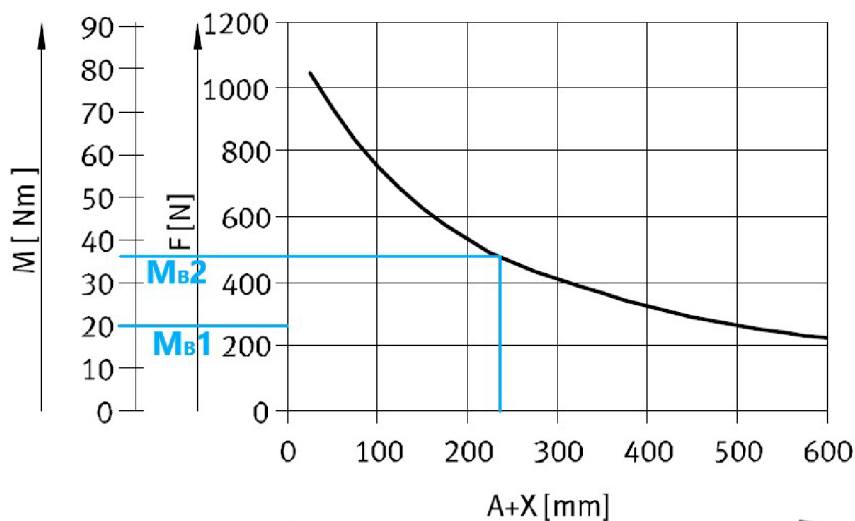


Diagram 2 Mimoosé zataženie vedenia piestu - varianta B [6]

Maximálny povolený krútiaci moment sa následne odčíta z diagramu 2 pre piest s priemerom 80 mm.

$$M_{B_max} = M_{B2} - M_{B1} = 35 - 20 = 15 \text{ Nm} \quad (28)$$

Pri uchopení dvoch nástrojov je rameno vyvážené a na piest nepôsobí statický moment. Povolený dynamický moment od akcelerácie otáčania manipulátora je

$$M_{B_dyn} = M_{B_max} = 15 \text{ Nm} \quad (29)$$

Maximálne zrýchlenie otáčania pri uchopení dvoch nástrojov tak možno dopočítať ako

$$\varepsilon_{B_max} = \frac{M_{B_dyn}}{I_B} = \frac{15}{1,012694} = 14,81 \text{ rad} * s^{-2} \quad (30)$$

kde:

I_B – moment zotrvačnosti závažia (uchopovacie rameno + 2 nástroje)

Povolená veľkosť zrýchlenia rotačného pohybu je daná menšou z hodnôt vypočítaných variant. Toto zrýchlenie bude neskôr v práci použité pre návrh pohonu rotácie, aby nedošlo k prekročeniu povoleného krútiaceho momentu na vedení piestu.

$$\varepsilon_{B_max} > \varepsilon_{A_max} \quad (31)$$

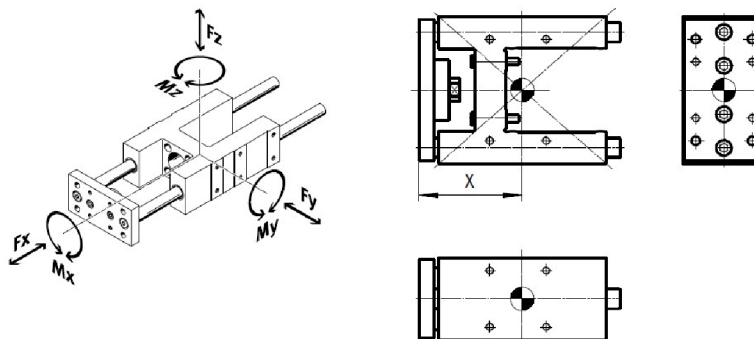
$$\varepsilon_{max} = \varepsilon_{A_max} = 13,4 \text{ rad} * s^{-2} \quad (32)$$

5.2.2 Kontrolný výpočet vodiacej jednotky na kombinované zaťaženie

Zobrazenie pôsobiacich síl rozložených do jednotlivých osí je na obr. 19. Výpočty pre kontrolu maximálneho možného zaťaženia sú prevzaté z [6].

Characteristic load value for FEN-...-KF/FENG-...-KF

The indicated forces and torques refer to the guide centre.



Obr. 19 Súradný systém vodiacej jednotky [6]

Ak na vodiacu jednotku simultánne pôsobia sily vo viacerých osiach je potrebné aby platila nasledujúca nerovnosť:

$$f_v = \frac{|F_{y_dyn}|}{F_{y_max}} + \frac{|F_{z_dyn}|}{F_{z_max}} + \frac{|M_{x_dyn}|}{M_{x_max}} + \frac{|M_{y_dyn}|}{M_{y_max}} + \frac{|M_{z_dyn}|}{M_{z_max}} \leq 1 \quad (33)$$

kde:

f_v – faktor kombinovaného zaťaženia

F_{y,z_max} – maximálna povolená sila v danej osi

M_{x,y,z_max} – maximálny povolený moment sily v danej osi

Maximálne povolené sily a momenty od výrobcu sú zobrazené v tab. 4.

Tabuľka 4: Maximálne povolené hodnoty [6]

Distance X (for calculation example → page 8)									
Type	FEN-...-KF				FENG-...-KF				
Piston diameter	8, 10	12, 16	20, 25	32	40	50	63	80	100
Dimension X	55	68	69	83	85	99	117	142	145

Max. permissible forces and torques									
Type	FEN-...-KF				FENG-...-KF				
Piston diameter	8, 10	12, 16	20, 25	32	40	50	63	80	100
Static									
$F_{y\max}/F_{z\max}$	680	830	830	1020	1260	1600	1600	3120	3120
$M_{x\max}$	16	20	24	38	55	83	95	231	268
$M_{y\max}/M_{z\max}$	7	12	31	46	65	89	115	259	267
Dynamic (for a service life of 5000 km)									
$F_{y\max}/F_{z\max}$	450	520	520	750	1000	1260	1260	2300	2300
$M_{x\max}$	11	12	15	28	44	65	75	170	198
$M_{y\max}/M_{z\max}$	5	7	20	34	52	70	90	191	197

Pre výpočet dynamických síl a momentov je najprv nutné určiť zrýchlenie v ose y, t.j. od pohybu celého zariadenia medzi zásobníkom nástrojov a vretenom stroja. Konštrukcia tohoto posuvu ešte nie je v tejto fáze navrhnutá a preto sa bude rátať s konzervatívnym odhadom zrýchlenia $a_y = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Ťažisko pohybujúcej sa hmotnosti závažia sa uvažuje pri rovnakých podmienkach ako u výpočtu momentu vyrianty B. To znamená uchopené sú dva nástroje a počíta sa s maximálnym zdvihom piestu. Spoločné ťažisko pohybujúcej sa záťaže sa počíta podľa vzťahu:

$$L_b = L_{0b} + H * L_{Hb} = 0,054 + 0,150 * 0,39 = 112,5 \text{ mm} \quad (34)$$

$$L_{b_total} = \frac{(x_b * m_{loadB}) + (-L_b * m_b)}{m_{b_total_B}} = \frac{(0,086 * 19,1) + (-0,113 * 6,1)}{25,2} = 38 \text{ mm} \quad (35)$$

kde:

L_b – ťažisko pohybujúcich sa častí vodiacej jednotky

Následne je možné vypočítať pôsobiace sily a silové momenty v jednotlivých osách

$$F_{y\text{dyn}} = m_{b_total_B} * a_y = 25,2 * 2 = 50,4 \text{ N} \quad (36)$$

$$F_{z\text{dyn}} = m_{b_total_B} * (a_z + g) = 25,2 * (0 + 9,81) = 247,2 \text{ N} \quad (37)$$

$$M_{y\text{dyn}} = F_{z\text{dyn}} * (\text{dimensionX} + H + L_{b_total}) = 247,2 * (0,142 + 0,150 + 0,038) = 81,6 \text{ Nm} \quad (38)$$

$$M_{z\text{dyn}} = F_{y\text{dyn}} * (\text{dimensionX} + H + L_{b_total}) = 50,4 * (0,142 + 0,150 + 0,038) = 16,6 \text{ Nm} \quad (39)$$

kde:

dimensionX – vzdialenosť ťažiska vodiacej jednotky od montážnej platne udávaná výrobcom

$$f_v = \frac{|F_{y\text{dyn}}|}{F_{y\text{max}}} + \frac{|F_{z\text{dyn}}|}{F_{z\text{max}}} + \frac{|M_{x\text{dyn}}|}{M_{x\text{max}}} + \frac{|M_{y\text{dyn}}|}{M_{y\text{max}}} + \frac{|M_{z\text{dyn}}|}{M_{z\text{max}}} \leq 1 \quad (40)$$

$$f_v = \frac{|50,4|}{2300} + \frac{|247,2|}{2300} + \frac{|15|}{170} + \frac{|81,6|}{191} + \frac{|16,6|}{191} \leq 1 \quad (41)$$

$$f_v = 0,73 \leq 1 \quad (42)$$

Kontrola kombinovaného zaťaženia vyšla pozitívne a predpokladaná životnosť je

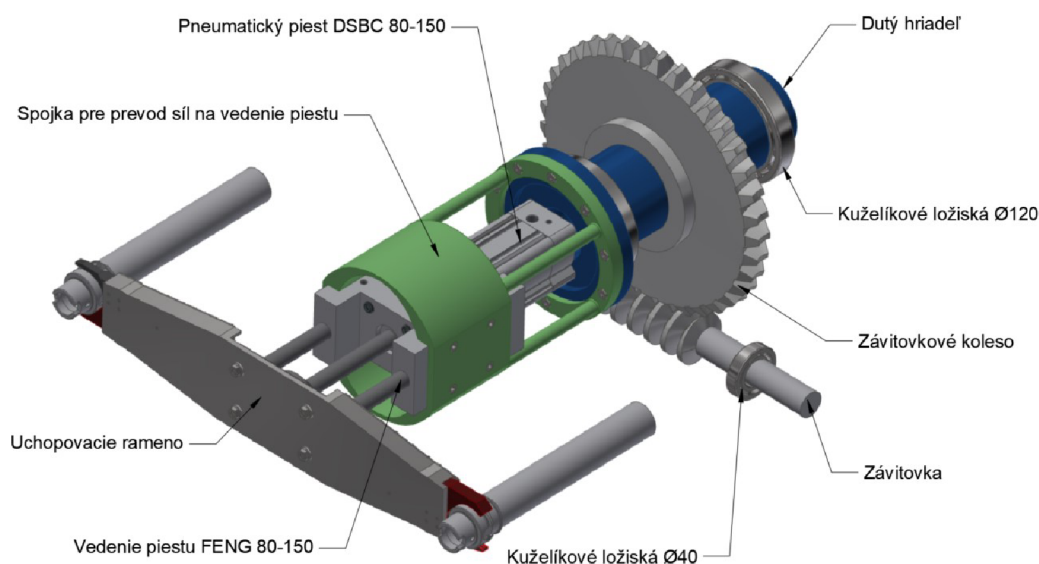
$$L_{kalk} = \frac{L_{ref}}{f_v^3} = \frac{5000 \text{ km}}{0,73^3} \cong 12000 \text{ km} \quad (43)$$

kde:

L_{ref} – referenčná životnosť udávaná výrobcom pre $f_v = 1$

5.3 Konštrukcia rotačného pohybu

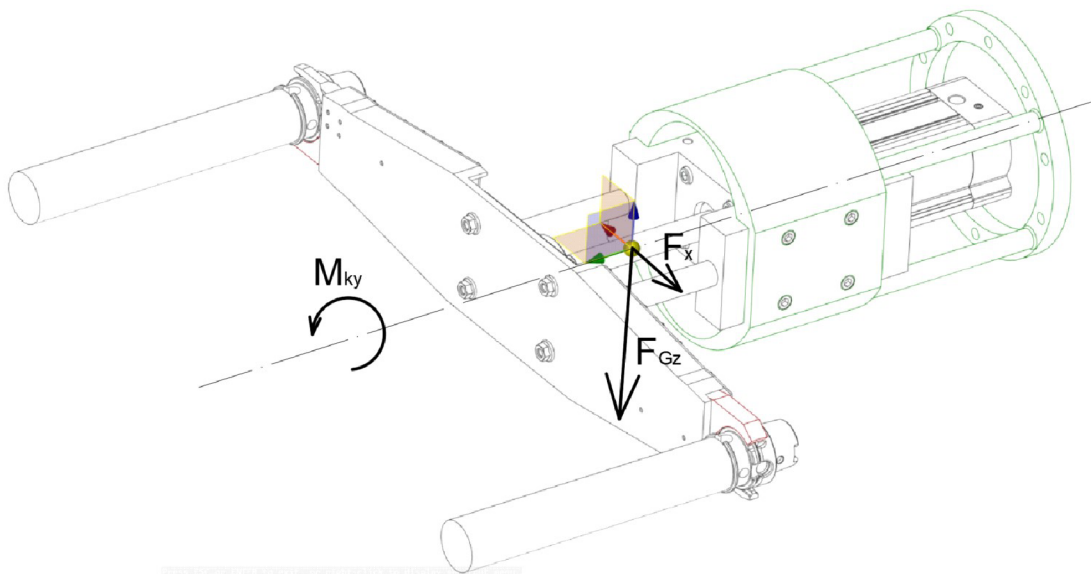
Otočenie nástrojov je riešené rotáciou celku uchopovacieho ramena s výsuvným piestom. Krútiaci moment je prenesený zo servopohonu na hriadeľ cez šnekový prevod a pre prenos momentu z hriadeľa na vedenie piestu je navrhnutá oceľová spojka. Riešenie je zobrazené na obr. 20.



Obr. 20 Konštrukcia rotačného pohybu manipulátora

5.3.1 Kontrola spojky k medznému stavu pružnosti

Prepojenie rotačného pohybu na uchopovacie rameno je jednou z kritických súčastí celého zariadenia. Táto spojka bude niesť celú hmotnosť uchopovacieho ramena aj s pneumatickým piestom a vedením. Požiadavky na konštrukciu sú dostatočná tuhosť a pevnosť pri prenose reakčných síl vznikajúcich pri pohybe manipulátora, ale tiež nízka hmotnosť a dobré dynamické vlastnosti. Konštrukcia bola dizajnovaná s pomocou výpočtov metódou konečných prvkov v študentskej verzii programu Ansys Workbench. Simulovaná bola situácia pri pohybe celého zariadenia v ose y a súčasnom otáčaní uchopovacieho ramena s dvomi nástrojmi. Pôsobenie reakčných síl vychádza z rovníc silovej a momentovej rovnováhy na obr. 21.



Obr. 21 Silové pôsobenie na vybrané časti manipulátora

$$F_{Gz} = m_s * g = 49,0 * 9,81 = 480,7 \text{ N} \quad (44)$$

$$F_x = m_s * a_{xs} = 49,0 * 2,0 = 98,0 \text{ N} \quad (45)$$

$$M_{ky} = \varepsilon_{ys} * I_s = 13,4 * 2,005541 = 26,9 \text{ Nm} \quad (46)$$

kde:

m_s – hmotnosť počítaných častí (spojka, piest, vedenie, rameno, 2 nástroje). Hodnota z Autodesk Inventor = 49,0 kg

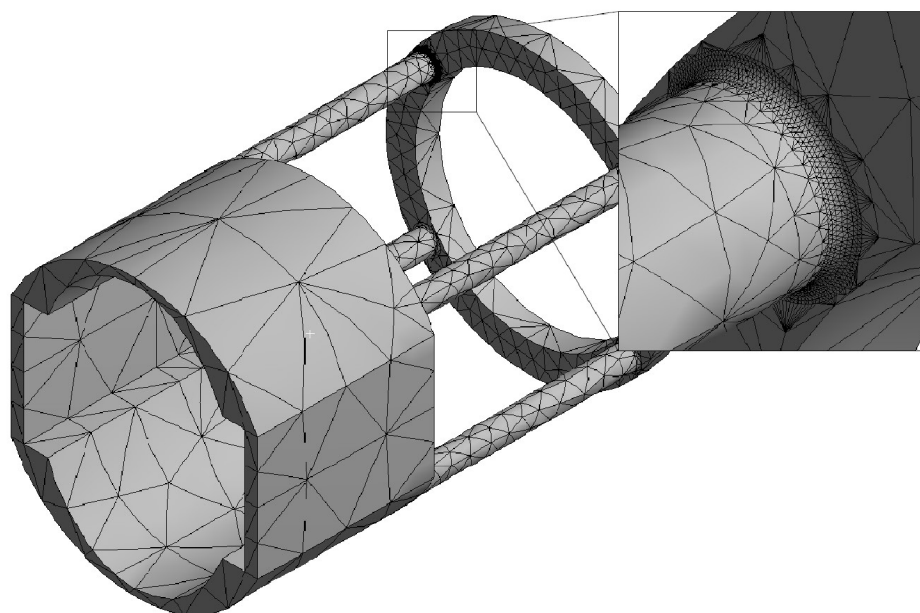
a_{xs} – predpokladané zrýchlenie od lineárneho posuvu medzi zásobníkom nástrojov a strojom = 2,0 m * s⁻²

ε_{ys} – Maximálne možné uhlové zrýchlenie otáčania ramena z (32) = 13,4 rad * s⁻²

I_s – Moment zotrvačnosti počítaných častí (spojka, piest, vedenie, rameno, 2 nástroje). Hodnota z Autodesk Inventor = 2,005541 m * kg²

Preprocessing

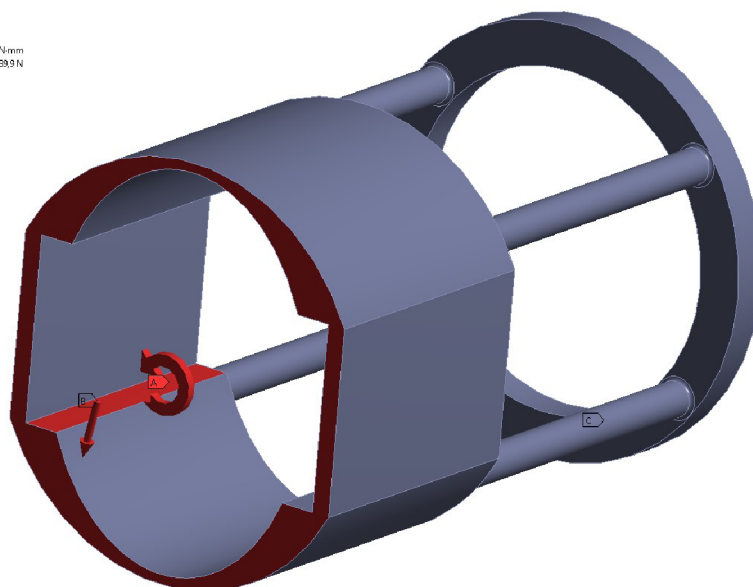
Model spojky je v prvom rade zjednosušený o prvky nemajúce vplyv na výsledok výpočtu. Odstránené sú diery pre šróby a rádiusy, kde nedochádza k nebezpečnému napätiu. Vďaka tomu je výpočet urýchlený a sieť elementov v oblastiach, kde je to potrebné je možné výrazne viac zjemniť. Na obrázku 22 je vidieť použité sieťovanie štvrstenovými elementmi s veľkosťou 50 mm so zjemnením v oblasti rádiusov až na 0,5 mm.



Obr. 22 Použitie sieťovanie pre výpočet MKP

Spojenie spojky s hriadeľom je možné považovať za votknuté, nakoľko sú zamedzené všetky posuvy aj natočenia a reprezentuje ho väzba C - fixed support. Silové zaťaženie v osiach „x“ a „z“ z rovníc statickej rovnováhy zobrazené na obr. 23 je sčítané do jednej sily a má pôsobisko v ťažisku sústavy, pre čo bol vytvorený vlastný bod B funkciou „Remote point“.

C: Final R2
 Static Structural
 Time: 1, s
 A Moment: 27000 N-mm
 B Remote Force: 4893 N
 C Fixed Support



Obr. 23 Zaväzbenie súčasti

Postprocessing

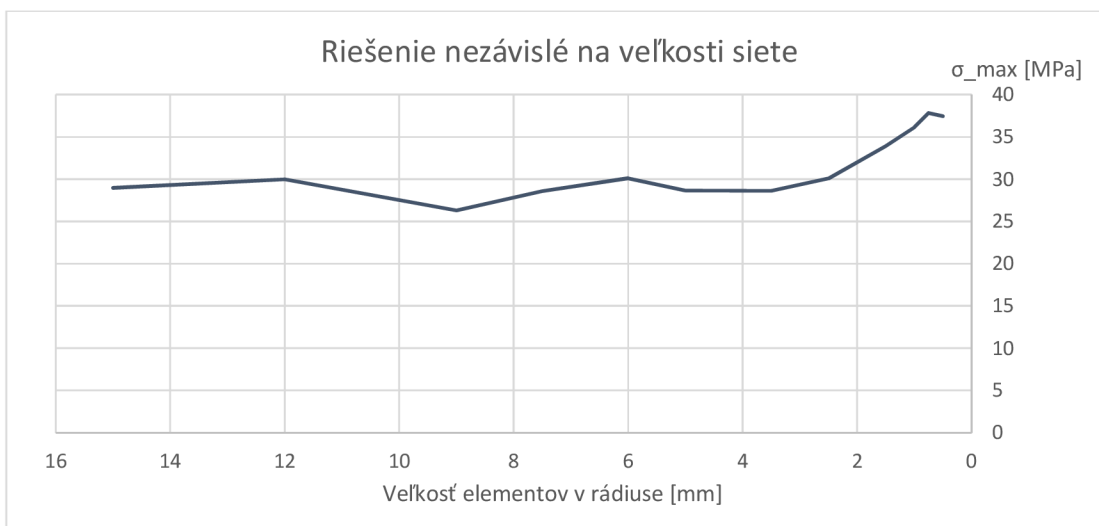
Relevantné pre návrh či kontrolu konštrukcie je rozloženie napätia v telese, jeho koncentrátoři a maximálne hodnoty. Užitočné je tiež vedieť maximálne hodnoty deformácie,

ktoré majú vplyv na finálnu polohu nástroja. Výsledky simulácie sú zobrazené na obr. 24 – obr. 26.

Maximálny posuv vplyvom zaťaženia je podľa očakávania na konci súčasti. Deformácia je v rádoch desiatín milimetrov a možno bezpečne konštatovať, že nemá významný vplyv na potrebnú presnosť polohovania. Maximálne napätie sa nachádza v rádiuse konštrukcie a je podľa metódy VonMises 37,5 MPa. Dáta z meraní pri rôznej veľkosti elementov sieťovania sú použité pre overenie riešenia nezávislého na hrúbke siete. V tabuľke a následnom grafe sú zobrazené hodnoty maximálneho napätia na súčasti pri rastúcej jemnosti siete v kritickom mieste. Pri elementoch väčších ako 2 mm sa maximálne napätie pohybovalo okolo 30 MPa. Pri zjemnení pod 1 mm však napätie vystúpilo na hodnotu nad 37 MPa. Táto hodnota bola potvrdená aj následným zjemnením pod 0,5 mm. Prezintované výsledné hodnoty sú brané pri veľkosti elementov v mieste maximálneho napätia 0,5 mm. Bezpečnosť k medznému stavu pružnosti je pri počítanom zaťažení vyše 5. Takáto bezpečnosť by mohla navádzať na predimenzovanú konštrukciu. Manipulátor však bude pracovať v cykloch a je potrebné uvažovať aj únavové poškodenie. Pre výpočet bezpečnosti cyklického zaťaženia na únavu materiálu bol použitý Fatigue tool a výsledná bezpečnosť v tomto prípade je 2,3.

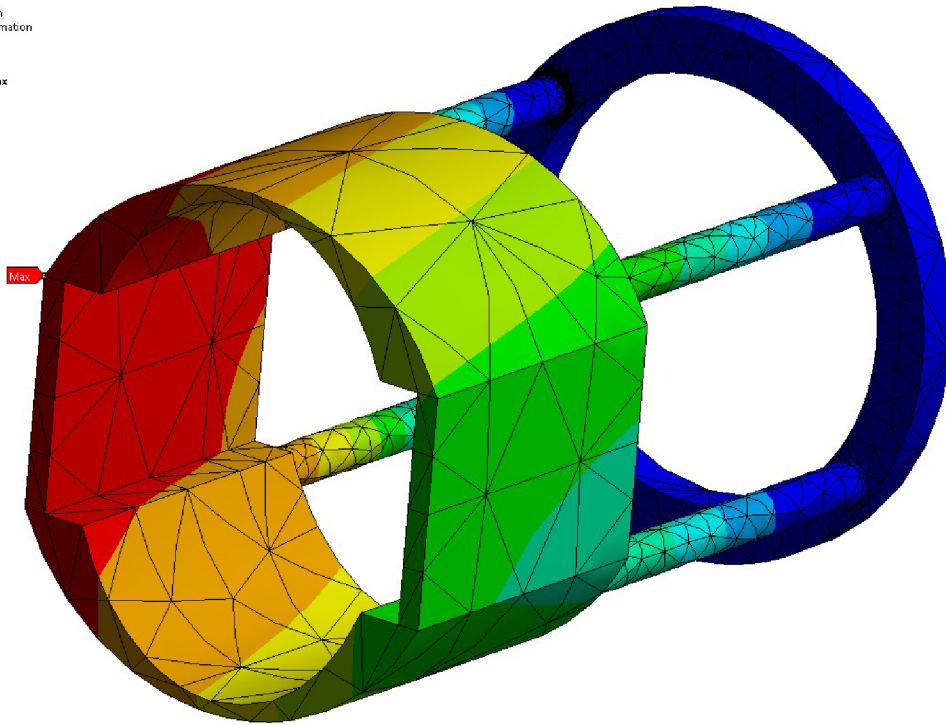
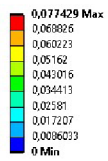
Tabuľka 5: Riešenie nezávislé na veľkosti siete

Veľkosť elementov [mm]	15	12	9	7,5	6	5	3,5	2,5	1,5	1	0,75	0,5
Maximálne napätie [Mpa]	28,98	29,98	26,29	28,58	30,11	28,65	28,61	30,06	33,93	36,14	37,84	37,46



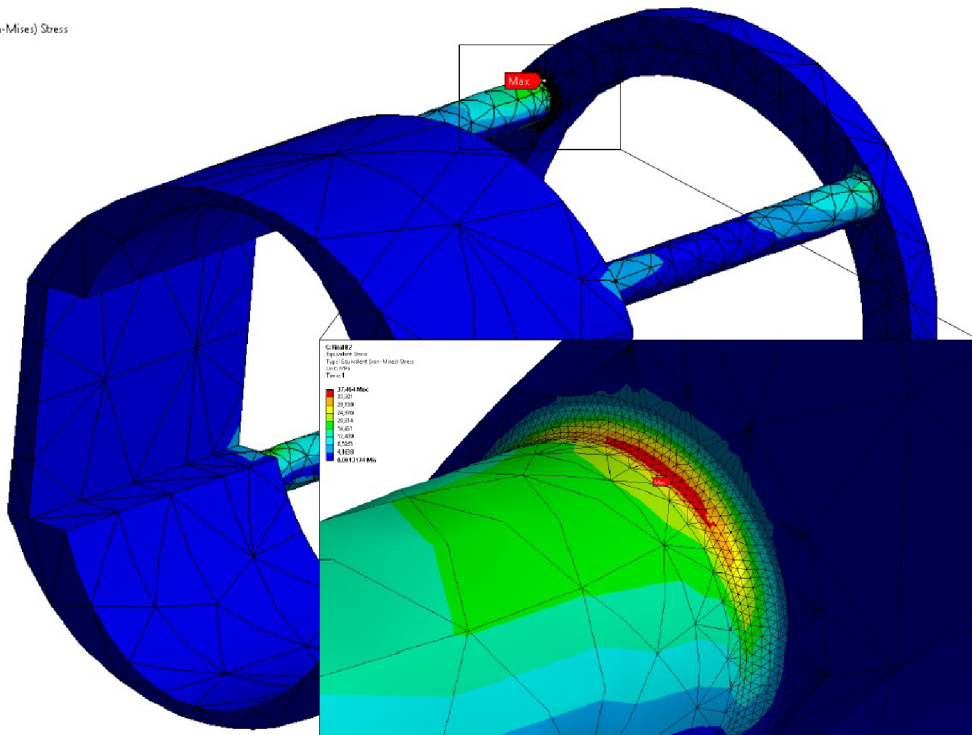
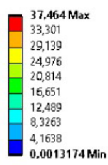
Graf: 1 Závislosť vypočítaného napätia na jemnosti siete

C:Final R2
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1



Obr. 24 Deformácia na súčasti

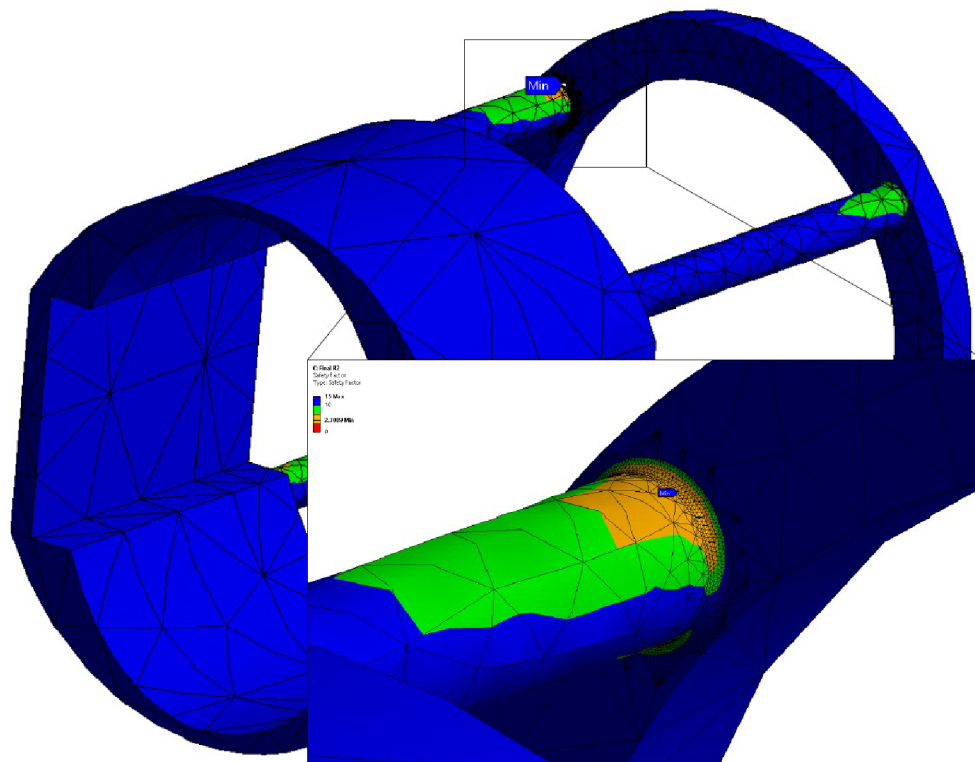
C:Final R2
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1



Obr. 25 Napätie na súčasti

C: Final R2
Safety Factor
Type: Safety Factor

15 Max
10
2,3009 Min
0



Obr. 26 Bezpečnosť voči únavovému poškodeniu

5.3.2 Návrh pohonu rotačného pohybu

Pohon otáčania manipulátora je podmienený polohovaním v krajných polohách. Ako jedinou možnosťou bol teda zvažovaný elektrický servopohon. Prenos krútiaceho momentu na hriadeľ je možné realizovať viacerými spôsobmi.

- Priamy náhon
- Spojenie prevodom s čelným ozubením
- Spojenie prevodom s kuželovým ozubením
- Spojenie prevodom so závitkovým ozubením

Pre danú aplikáciu by sa dal navrhnuť servomotor s priamim náhonom, kde by samotný servomotor dokázal vyvinúť dostatočný krútiaci moment z kľudovej pozície. Limitujúcim parametrom pre otočenie manipulátora je dynamický moment na spojení uchopovacieho ramena s piestom a z toho vyplývajúce uhlové zrýchlenie otočného hriadeľa. Pohon by trebalo odpovedajúco tomu nadimenzovať a výkon priamo napojeného motoru by nebol naplno využitý. Z toho dôvodu bol pre túto aplikáciu zvolený náhon s prevodom. Každá z uvažovaných variant prevodov by sa dala použiť a odôvodniť. Závitkový prevod bol zvolený hlavne kvôli zamýšľanej pozícii motoru na skrini, vysokému prevodovému pomeru, kompaktnej konštrukcii a mimobežnému uloženiu hriadeľov.

Návrh prevodu bol vykonaný v programe AutoDesk Inventor. Zvolené parametre súkolia sú zobrazené v tabuľke 6.

Tabuľka 6: Závitkové súkolie

Spoločné parametry	Označenie	Hodnota
Prevodový pomer	i	37
Modul	m	9,9 mm
Uhol sklonu	γ	9,02 °
Uhol profilu	α	19,77°
Vzdialenosť os	aw	225 mm
Účinnosť	η	0,754
Parametry koleša		
Materiál		bronz
Počet zubov	z	37
Priemer roztečnej kružnice	d	370 mm
Parametry zívitovky		
Materiál		tvrdená oceľ
Počet chodov	z	1

Následne bol vypočítaný potrebný moment elektromotora. Maximálny statický moment na hriadeli v prípade uchopenia jedného nástroja je daný z rovnice 22, $M_{stat} = 18,5 Nm$. Z rovnice 32 je maximálne prípustné uhlové zrýchlenie manipulátora $\varepsilon = 9,3 \frac{rad}{s^2}$. Vstupný moment je dopočítaný nasledovne:

$$M_{man} = M_{stat} + M_{dyn} \quad (47)$$

$$M_{man} = M_{stat} + I_{man} * \varepsilon_{max} = 18,5 + 3,03 * 9,3 = 46,67 Nm \quad (48)$$

$$M_{mot} = \frac{M_{man}}{i * \eta_c} = \frac{46,67}{37 * 0,754} = 1,67 Nm \quad (49)$$

kde:

M_{man} – Celkový moment na hriadeli

M_{dyn} – Dynamický moment na hriadeli

I_{man} – Moment zotrvačnosti manipulátora (uchopovač, piest, spojka, hriadeľ, zívitkové koleso). Vypočítané v Autodesk Inventor = $3,033861 kg * m^2$

M_{mot} – vypočítaný moment motora

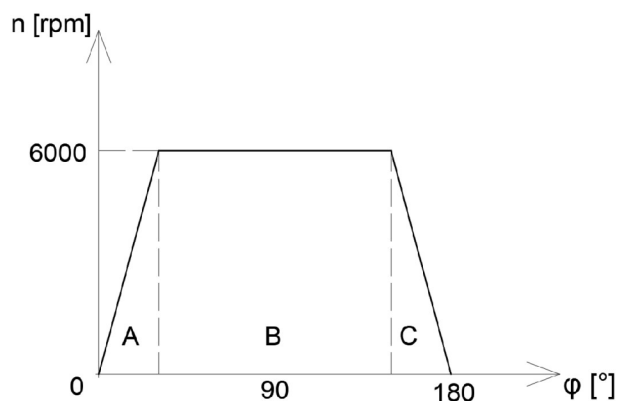
Zvolený bol motor Siemens 1FK7 042-5AK7 s vlastnosťami zobrazenými v tabuľke 7.

Tabuľka 7: Charakteristika zvoleného motoru [7]

1FK7 042-5AK7	Označenie	Hodnota
Menovité otáčky	nm	6000 rpm
Menovitý výkon	Pm	1,02 kW
Menovitý moment	Mm	2,0 Nm
Moment zotrvačnosti	Im	3,01*10 ⁻⁴ kg*m ²
Hmotnosť	m	4,9 kg

5.3.3 Výpočet rotačného cyklu

Priebeh rýchlosti otočenia uchopovača o 180° je možné rozdeliť do troch oblastí zobrazených na obr. 27. Oblasť A je uhlové natočenie pri rovnomerom zrýchlenom pohybe, kedy motor akceleruje na menovité otáčky. V oblasti B sa motor a manipulátor otáčajú konštantnou rýchlosťou a v oblasti C je pohyb rovnomerom spomalením.



Obr. 27 Priebeh otáčok motoru v závislosti na natočení uchopovacieho ramena

Moment zotrvačnosti redukovaný na hriadeľ motoru, ktorý je použitý pre nasledovné výpočty je vypočítaný zo vzťahu:

$$I_{red} = I_{snek} + I_m + \frac{I_{man}}{i^2} = 0,001927 + 0,000301 + \frac{3,033861}{37^2} = 0,0044441 \text{ kgm}^2 \quad (50)$$

kde:

I_{snek} – Moment zotrvačnosti závitovky vypočítaný v Autodesk Inventor

Čas nábehu motoru na menovité otáčky sa určí podľa vzťahu

$$t_A = \frac{2\pi I_{red} * n_M}{60 M_M * \eta} = \frac{2\pi 0,0044441 * 6000}{60 * 2,0 * 0,754} = 0,031 \text{ s} \quad (51)$$

Za tento čas hriadeľ motoru prekoná vzdialenosť

$$\varphi_A = \frac{1}{2} \varepsilon_M * t_A^2 = \frac{1}{2} \frac{M_M}{I_{red}} * t_A^2 = \frac{1}{2} * \frac{2,0}{0,0044441} * 0,031^2 = 0,214 \text{ rad} \quad (52)$$

kde:

ε_M – Uhlové zrýchlenie na hriadeľ motora

Otočenie hriadeľa manipulátora pri zrýchlenom pohybe je

$$\varphi_{Aman} = \frac{\varphi_A * \eta}{i} = \frac{0,214 * 0,754}{37} = 0,004 \text{ rad} \quad (53)$$

Uhlové zrýchlenie prenesené na hriadeľ manipulátora je

$$\varepsilon_{man} = \frac{M_M * \eta}{I_{red} * i} = \frac{2,0 * 0,754}{0,0044441 * 37} = 9,171 \text{ rad} * s^{-2} \quad (54)$$

$$\varepsilon_{man} < \varepsilon_{max} \quad (55)$$

Dosiahnuteľné zrýchlenie od motora prenesené na manipulátor je menšie ako maximálne povolené zrýchlenie určené z podmienky krútiaceho momentu na vedení pneumatického piestu. Nie je preto nutné výkon motora pri zrýchlení a zastavení obmedziť a pre ďalší výpočet sa bude rátať s týmito hodnotami. Dráha, ktorú manipulátor prejde pri konštantnej rýchlosti menovitých otáčok je

$$\varphi_{Kman} = \varphi_{Cman} - 2 * \varphi_{Aman} = \pi - 2 * 0,004 = 3,133 \text{ rad} \quad (56)$$

kde:

φ_{Cman} – Celková dráha otočenia manipulátora

Čas otáčania manipulátora pri menovitých otáčkach motoru je

$$t_{Kman} = \frac{\varphi_{Kman}}{\omega_{Kman}} = \frac{\varphi_{Kman}}{2\pi * n_{Kman}} = \frac{\varphi_{Kman} * i * 60}{2\pi * n_M} = \frac{3,133 * 37 * 60}{2\pi * 6000} = 0,184 \text{ s} \quad (57)$$

kde:

ω_{Kman} – Uhlová rýchlosť manipulátora pri menovitých otáčkach motoru

n_{Kman} – Otáčky manipulátora pri menovitých otáčkach motoru

Celkový čas otočenia manipulátora o 180° je

$$t_{Cman} = t_{Kman} + 2 * t_A = 0,184 + 2 * 0,031 = 0,246 \text{ s} \quad (58)$$

5.3.4 Výpočet síl pôsobiacich na súkolie a návrh ložísiel

Pri zábere kuželových súkolí dochádza k vzájomnému odval'ovaniu valcov, respektíve kuželov. K čistému valeniu však dochádza iba vo valivom bode, mimo neho nastáva sklz, ktorého veľkosť rastie smerom k hlave a päte zubu. Pri zábere závitkového súkolia dochádza k veľkému sklzu pozdĺž bokov zubov, ktorý vedie k vyšším stratám trením a nižšej účinnosti v porovnaní so súkolím valivým. [4]

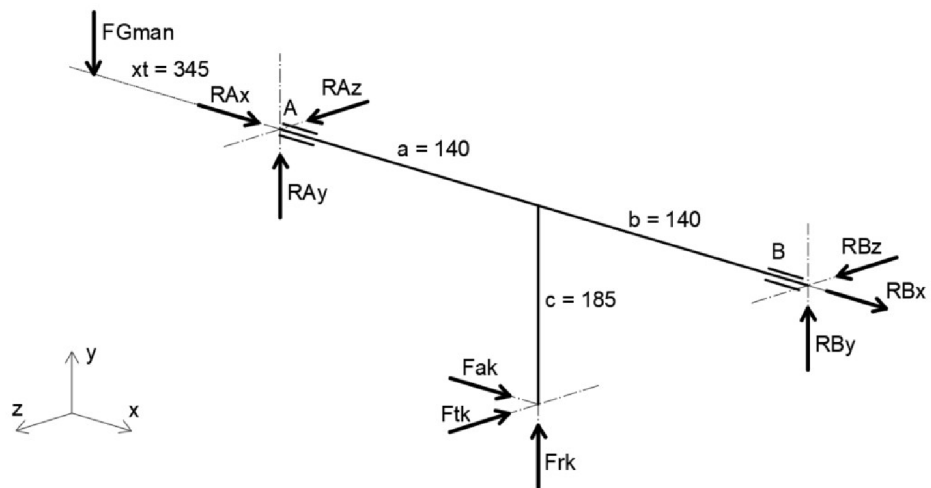
Pre výpočet síl, ktoré musia byť zachytené v ložiskách sa prevzali vypočítané sily pôsobiace v prevode z aplikácie Autodesk Inventor a sú zobrazené v tab. 8.

Tabuľka 8: Zataženie závitkového súkolia

Zaťaženie	Označenie	Závitovka [N]	Označenie	Závitkové koleso [N]
Radiálna sila	Frz	70,8	Frk	70,8
Obvodová sila	Ftz	40,6	Ftk	244,9
Axiálna sila	Faz	244,9	Fak	40,6

Závitovkové koleso

Pri výpočte väzbových reakcií sa vychádza z pôsobenia síl na uvoľnený hriadeľ závitovkového kolesa zobrazenom na obr. 28.



Obr. 28 Sily pôsobiace na uvoľnený hriadeľ závitovkového kolesa

Uloženie hriadeľa je na kuželíkových ložiskách zostavených do „O“. Pre výpočet sa predpokladá, že vplyvom zaťaženia axiálnej sily sa krúžky ložiska B zovrú a ložisko bude prenášať celé axiálne zaťaženie F_a . Krúžky ložiska A sa naopak od seba uvoľnia a ložisko nebude prenášať axiálne zaťaženie. Reakčné sily sa určia zo silovej podmienky statickej rovnováhy v smere jednotlivých os súradného systému.

$$\sum F_x = F_{aK} + R_{Bx} + R_{Ax} = 0 \quad (59)$$

$$\sum F_y = F_{rK} + R_{Ay} + R_{By} - F_{Gman} = 0 \quad (60)$$

$$\sum F_z = -F_{tK} - R_{Az} - R_{Bz} = 0 \quad (61)$$

A z momentovej podmienky statickej rovnováhy k jednotlivým osám súradného systému.

$$\sum M_y(B) = -F_{tK} * b + R_{Az} * (a + b) = 0 \quad (62)$$

$$\sum M_z(B) = -F_{rK} * b - R_{Ay} * (a + b) + F_{Gman} * (xt + a + b) = 0 \quad (63)$$

Po úprave a dosadení:

$$R_{Ax} = 0 \quad (64)$$

$$R_{Bx} = -F_{aK} = -40,6 \text{ N} \quad (65)$$

$$R_{Az} = \frac{F_{tK} * b}{(a + b)} = \frac{244,9 * 0,140}{(0,140 + 0,140)} = 122,5 \text{ N} \quad (66)$$

$$R_{Ay} = \frac{-F_{rK} * b + F_{Gman} * (xt + a + b)}{(a + b)} \quad (67)$$

$$= \frac{-70,8 * 0,14 + 513,9 * (0,345 + 0,14 + 0,14)}{(0,14 + 0,14)} = 624,6 \text{ N}$$

$$R_{By} = F_{Gman} - F_{rK} - R_{Ay} = 513,9 - 70,8 - 624,6 = -181,5 \text{ N} \quad (68)$$

$$R_{Bz} = -F_{tK} - R_{Az} = -244,9 - 122,5 = -367,4 \text{ N} \quad (69)$$

Celkové radiálne sily zaťažujúce ložiská A a B sú

$$R_{Ar} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{624,6^2 + 122,5^2} = 636,5 \text{ N} \quad (70)$$

$$R_{Br} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{(-181,5)^2 + (-367,4)^2} = 409,8 \text{ N} \quad (71)$$

Zvonku pôsobiacu radiálnu silu možno pri kuželikových ložiskách rozložiť na normálovú zložku a axiálnu zložku pôsobiacu v ose hriadeľa. V ose hriadeľa tak pôsobia sily F_{LAx} , F_{LBx} od radiálnych síl a externá axiálna sila R_{Bx} . Vlastná axiálna silová zložka od radiálnej sily sa vypočíta zo vzťahu

$$F_{LAx} = \frac{1 R_{Ar}}{2 Y} = \frac{1}{2} * \frac{636,5}{0,6} = 530,4 \text{ N} \quad (72)$$

$$F_{LBx} = \frac{1 R_{Br}}{2 Y} = \frac{1}{2} * \frac{409,8}{0,6} = 341,5 \text{ N} \quad (73)$$

Kde:

Y – Súčiniteľ dynamického axiálneho zaťaženia – hodnota prevzatá z Autodesk Inventor

Veľkosť výslednej sily v osi hriadeľa pri otáčaní v jednom a druhom smere je

$$F_{ax1} = R_{Bx} + F_{LBx} - F_{LAx} = -40,6 + 341,5 - 530,4 = -229,5 \text{ N} \quad (74)$$

$$F_{ax2} = -R_{Bx} + F_{LBx} - F_{LAx} = +40,6 + 341,5 - 530,4 = -148,3 \text{ N} \quad (75)$$

Sila na osu hriadeľa vyvíjaná ložiskami od vonkajšieho radiálneho zaťaženia je dominantnejšia a výsledná axiálna sila pôsobí v zápornom smere osi x pri otáčaní manipulátora v oboch smeroch. Potvrdil sa tak predpoklad zovretého ložiska B a uvoľneného ložiska A.

Životnosť ložísk je vypočítaná pre viac zaťažené ložisko podľa rovnice 77, kde sú jednotlivé parametre prevzané z katalógu Timken pre kuželikové ložiská s použitými rozmermi.

Tabuľka 9: Kuželikové ložiská Timken d 120 [8]

Bearing Dimensions			Load Ratings							Part Number	
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾			Dynamic ⁽³⁾		Factors ⁽²⁾	Static C_0	Inner	Outer
mm	mm	mm	C_1	e	Y	C_{90}	C_{a90}	K	C_0		
119.974 4.7234	174.625 6.8750	35.720 1.4063	244000 54900	0.33	1.80	63400 14200	36100 8110	1.76	422000 94900	M224748	M224710
120.000 4.7244	170.000 6.6929	25.400 1.0000	145000 32600	0.46	1.31	37600 8450	29500 6640	1.27	231000 52000	JL724348	JL724314

$$P_A = 0,4 * R_{Ar} + K_A * F_{ax1} = 0,4 * 636,5 + 1,27 * 229,5 = 546,1 \text{ N} \quad (76)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C_L}{P_A}\right)^{\frac{10}{3}} * 10^6 = \left(\frac{145000}{546,1}\right)^{\frac{10}{3}} * 10^6 \cong 120 * 10^{12} h \quad (77)$$

kde:

K_A – Súčiniteľ konkrétneho ložiska

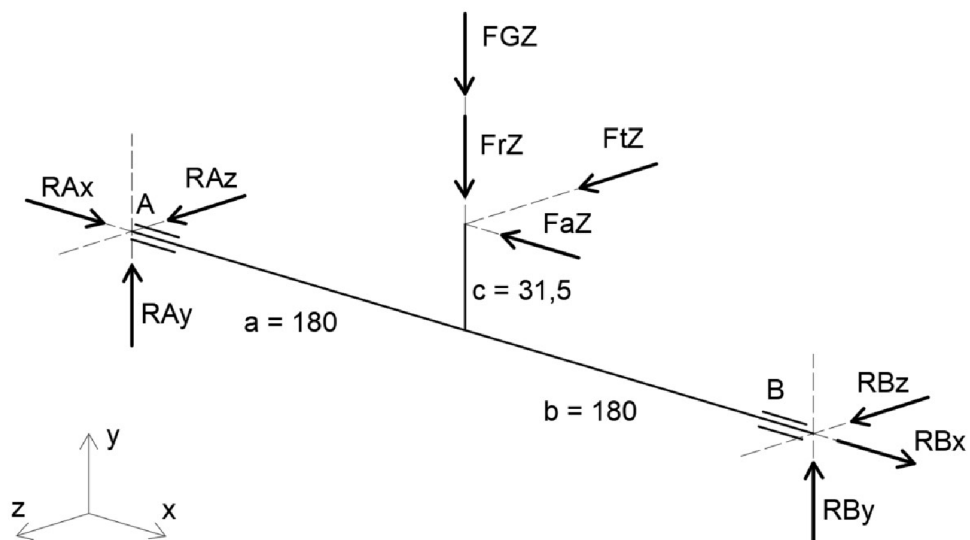
C_L – Základná dynamická únosnosť

P_A – Dynamické ekvivalentné zaťaženie

Silové pôsobenie od pohonu a manipulátoru nie je z hľadiska zaťaženia ložísk výrazné a je preto možné použiť najmenšie z ložísk s daným vnútorným priemerom.

Závitovka

Uloženie hriadeľa je na kuželíkových ložiskách zostavených do „X“. Pre výpočet sa predpokladá, že vplyvom zaťaženia axiálnej sily sa krúžky ložiska A zovrú a ložisko bude prenášať celé axiálne zaťaženie F_a . Krúžky ložiska B sa naopak od seba uvoľnia a ložisko nebude prenášať axiálne zaťaženie. Na obr. 29 je zobrazený uvoľnený hriadeľ závitovky a reakčné sily sa určia zo silovej podmienky statickej rovnováhy v smere jednotlivých os súradného systému.



Obr. 29 Uvoľnený hriadeľ závitovky

$$\sum F_{xZ} = -F_{aZ} + R_{BxZ} + R_{AxZ} = 0 \quad (78)$$

$$\sum F_{yZ} = -F_{rZ} + R_{AyZ} + R_{ByZ} - F_{GZ} = 0 \quad (79)$$

$$\sum F_{zZ} = F_{tZ} + R_{AzZ} + R_{BzZ} = 0 \quad (80)$$

A z momentovej podmienky statickej rovnováhy k jednotlivým osám súradného systému.

$$\sum M_{yZ}(A) = -F_{tZ} * a_z - R_{BzZ} * (a_z + b_z) = 0 \quad (81)$$

$$\sum M_{ZZ}(A) = -(F_{rZ} + F_{GZ}) * a_Z + R_{ByZ} * (a_Z + b_Z) = 0 \quad (82)$$

Po úprave a dosadení:

$$R_{BxZ} = 0 \quad (83)$$

$$R_{AxZ} = -F_{aZ} = -244,9 \text{ N} \quad (84)$$

$$R_{ByZ} = \frac{(F_{GZ} + F_{rZ}) * a_Z}{(a_Z + b_Z)} = \frac{(98,1 + 70,8) * 0,18}{(0,18 + 0,18)} = 84,4 \text{ N} \quad (85)$$

$$R_{BzZ} = \frac{-F_{tZ} * a_Z}{(a_Z + b_Z)} = \frac{-40,6 * 0,18}{(0,18 + 0,18)} = -15,8 \text{ N} \quad (86)$$

$$R_{Azz} = -F_{tZ} - R_{BzZ} = -40,6 - (-15,8) = 24,8 \text{ N} \quad (87)$$

$$R_{AyZ} = F_{GZ} + F_{rZ} - R_{ByZ} = 98,1 + 70,8 - 84,4 = 84,4 \text{ N} \quad (88)$$

Celkové radiálne sily zaťažujúce ložiská A a B sú

$$R_{ArZ} = \sqrt{R_{AyZ}^2 + R_{Azz}^2} = \sqrt{84,4^2 + 24,8^2} = 88,0 \text{ N} \quad (89)$$

$$R_{BrZ} = \sqrt{R_{ByZ}^2 + R_{BzZ}^2} = \sqrt{84,4^2 + (-15,8)^2} = 85,9 \text{ N} \quad (90)$$

Zvonku pôsobiacu radiálnu silu možno pri kuželíkových ložiskách rozložiť na normálovú zložku a axiálnu zložku pôsobiacu v ose hriadeľa. V ose hriadeľa tak pôsobia sily F_{LaxZ} , F_{LBxZ} od radiálnych síl a externá axiálna sila R_{AxZ} . Vlastná axiálna silová zložka od radiálnej sily sa vypočíta zo vzťahu

$$F_{LaxZ} = \frac{1}{2} \frac{R_{ArZ}}{Y} = \frac{1}{2} * \frac{88,0}{0,6} = 73,3 \text{ N} \quad (91)$$

$$F_{LBxZ} = \frac{1}{2} \frac{R_{BrZ}}{Y} = \frac{1}{2} * \frac{85,9}{0,6} = 71,6 \text{ N} \quad (92)$$

Veľkosť výslednej sily v osi hriadeľa pri otáčaní v jednom a druhom smere je

$$F_{axZ1} = R_{AxZ} + F_{LBxZ} - F_{LaxZ} = -244,9 + 71,6 - 73,3 = -246,7 \text{ N} \quad (93)$$

$$F_{axZ2} = -R_{AxZ} + F_{LBxZ} - F_{LaxZ} = -(-244,9) + 71,6 - 73,3 = 243,2 \text{ N} \quad (94)$$

Axiálne sily vzniknuté v ložiskách majú približne rovnakú hodnotu a navzájom sa rušia. Dominantné je tak vonkajšie silové pôsobenie, ktoré mení svoj smer závisle na smere otáčania a tým definuje, ktoré ložisko je zovreté a uvoľnené.

Životnosť ložisk je vypočítaná pre viac zaťažované ložisko A. Jednotlivé parametre sú prevzané z katalógu Timken pre použité kuželíkové ložiská s vnútorným priemerom 40 mm.

Tabuľka 10: kuželíkové ložiská Timken d 40 [8]

Bearing Dimensions			Load Ratings						Part Number	
Bore d	O.D. D	Width T	Dynamic ⁽¹⁾ C ₁	Factors ⁽²⁾ a	Y	Dynamic ⁽³⁾ C ₉₀	Factors ⁽²⁾ K	Static C ₀	Inner	Outer
mm in.	mm in.	mm in.	N lbf			N lbf	N lbf	N lbf		
39.980 1.5740	80.035 3.1510	20.142 0.7930	75200 16900	0.40	1.49	19500 4390	13400 3020	68900 15500	28156	28317
39.987 1.5743	90.975 3.5817	32.000 1.2598	170000 38300	0.33	1.80	44200 9930	25200 5660	172000 38600	HM204043	HM204010
40.000 1.5748	76.200 3.0000	20.625 0.8120	75200 16900	0.40	1.49	19500 4390	13400 3020	68900 15500	28158	28300X

$$P_{AZ} = 0,4 * R_{ArZ} + K_{AZ} * F_{axZ1} = 0,4 * 88,0 + 1,45 * 73,3 = 141,5 N \quad (95)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C_{LZ}}{P_{AZ}} \right)^{\frac{10}{3}} * 10^6 = \left(\frac{75200}{141,5} \right)^{\frac{10}{3}} * 10^6 \cong 1,2 * 10^{12} h \quad (96)$$

kde:

K_{AZ} – Súčiniteľ konkrétneho ložiska

C_{LZ} – Základná dynamická únosnosť

P_{AZ} – Dynamické ekvivalentné zaťaženie

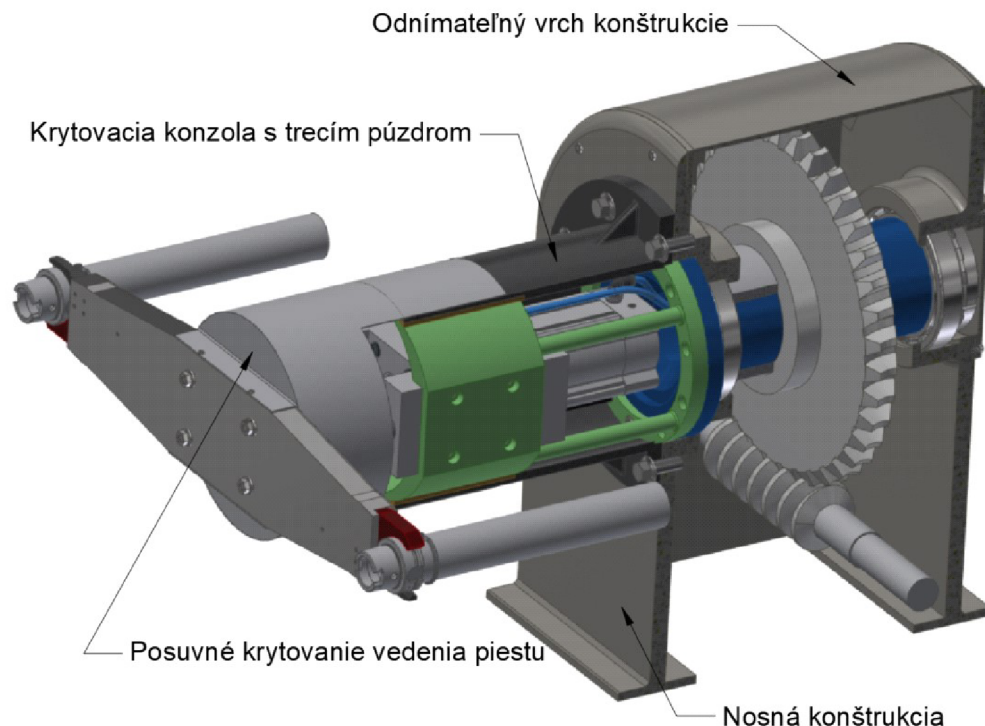
Podobne ako u kolesa, ani pri závitovke nie je silové pôsobenie od pohonu a manipulátoru z hľadiska zaťaženia ložísk výrazné. Použité sú aj v tomto prípade najmenšie z ložísk s daným vnútorným priemerom.

5.4 Nosná konštrukcia a krytovanie

Nosná konštrukcia je navrhnutá s ohľadom na uloženie šnekového prevodu a dostatočnú tuhosť pri prenose síl od tiaže ramena a akcelerácie pohonov. Do konštrukcie sú zakomponované uloženia ložísk a v úvahu je tiež braná zmontovateľnosť manipulátoru a kompaktné rozmery.

Krytovanie výsuvného piestu je riešené konzolou pripevnenou k prevodovkovej skrini. Vnútrná valcová plocha je na kontakte s nosnou spojkou pneumatického piestu vybavená mosadzným krúžkom pre zabezpečenie nízkeho trenia. Táto konštrukcia tiež prenáša časť tiaže mechanizmu a zamedzuje natočeniu pneumatického valca.

Krytovanie na vedení piestu neprenáša žiadne zaťaženie a má len ochrannú úlohu. Bráni vniku cudzích častíc do mechanizmov manipulátoru a vysúva sa spolu s otočným ramenom. Zobrazenie krytovania je na obrázku 30.








Obr. 30 Krytovanie manipulátoru

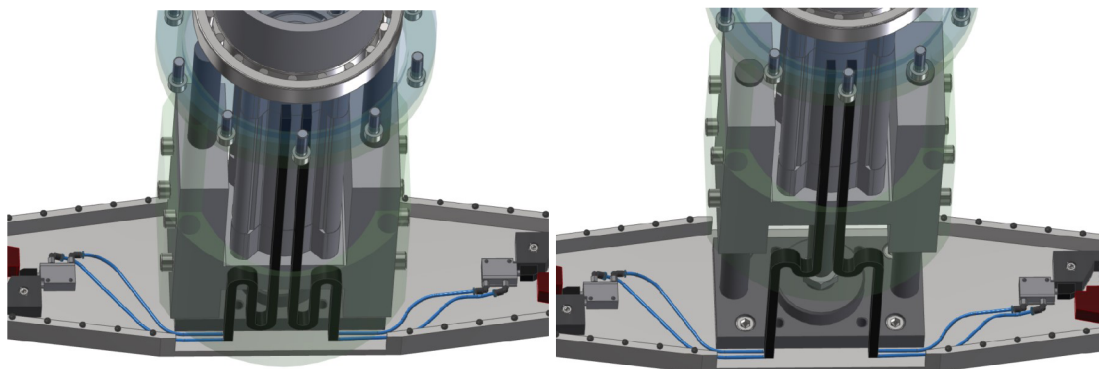
5.4.1 Vedenie energií vnútri manipulátoru

V manipulátore sú osadené celkom tri dvojčinné pneumatické piesty, ku ktorým je nutné priviesť tlakový vzduch pre ich ovládanie a dátový kábel pre signalizáciu koncových polôh. Valec ovládajúci výsuvný pohyb je umiestnený na konci dutého hriadeľa, ktorým sú médiá vedené. Pre pripojenie na valec sú použité rýchlospojky tvaru „L“. Na druhej strane je vzduch privedený cez prechodku v zadnom veku. Rotáciou piestu dochádza k zaťažovaniu pneumatických hadíc, pre odľahčenie torzného namáhania je preto možné použiť rotačné spojky na veku. Nakoľko je pohyb ramena obmedzený na 180°, boli zvolené obyčajné prípojky s flexibilnými hadicami s dostatočnou vôľou.

Pneumatické valce v telese ramena ovládajúce zamykanie čeľustí vykonávajú spolu s ramenom ako rotačný, tak aj výsuvný pohyb. Hadice sú preto vedené energetickými reťazami v dostatočnej dĺžke aby umožňovali výsuvný pohyb ramena a chránili ich pred poškodením. Na pripojení hadíc k prechodke v zadnom veku dochádza rovnako ako pri hlavnom pieste k torznému namáhaniu. Dĺžka hadíc je tak uvažovaná s dostatočnými vôľami pre pohyb s tým, že alternatívne prichádza do úvahy aj riešenie s rotačnými prípojkami. Vedenie vzduchu je zobrazené na obr. 31 a zoznam použitých komponentov je v tab. 11.

Tabuľka 11: Doplnky pneumatických pohonov [18,19,20]

Pneumatická spojovacia technika	Množstvo	Popis	
QSSF-¼-8-B	2 ks	Závitová spojka - prechodka	
QSSF-¼-4-B	4 ks		
QSL-G¼-8	2 ks	Nástrčná prípojka L	
QSML-M3-4	4 ks		
PAN-MF-8X1-SW	2 m	Polyamidová hadica	
PAN-MF-4X0,75-SW	12 m		
SMT - 8M - A	2 ks	Snímač koncových polôh pre T drážku	
SME - 10M	4 ks	Snímač koncových polôh pre kruhovú drážku	
E2 Micro	2 m	Energetická reťaz	

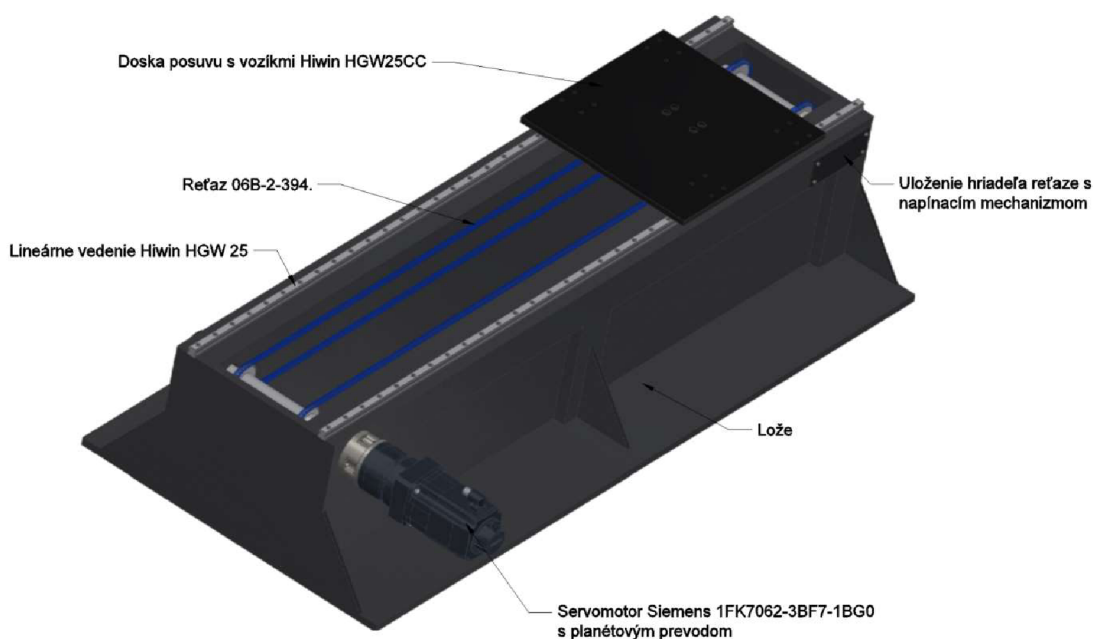


Obr. 31 Vedenie energií k aretačným piestom v ramene a.) v zasunutej polohe b.) vo vysunutej polohe

5.5 Konštrukcia posuvu medzi zásobníkom nástrojov a strojom

Trasa nástroja do vretena je úzko spätá s dizajnom stroja a možnosťami zástavbových rozmerov. Podľa toho je zvolená optimálna nosná konštrukcia s vedením a pohonom. Trajektória posuvu môže byť lineárna, alebo po zakrivenej dráhe a samotný výmenník môže byť umiestnený aj na stĺp stroja. V prípade tejto práce, kde nie je uvažované s konkrétnym strojom, pre ktorý je výmenník navrhovaný bola zvolená lineárna trasa nástroja s vlastnou nosnou konštrukciou.

Pohyb na vzdialenosť krajných polôh 1,7 m je vykonávaný reťazovým pohonom. Použité sú dve reťaze s krátkou roztečou hnané servomotorom Siemens 1FK7062-3BF7-1BG0 vybaveným planétovou prevodovkou s prevodom 1:10. Uloženie hriadeľa reťaze na protiahlom konci je v ložiskových púzdrach vybavených prestavovacím šrúbom pre napnutie reťaze. Vedenie posuvovej dosky je zabezpečené koľajnicami Hiwin s vozíkmi HGW25CC. Základné parametre použitých komponentov sú v tabuľke 12 a model konštrukcie je zobrazený na obr. 32.



Obr. 32 Konštrukcia lineárneho posuvu

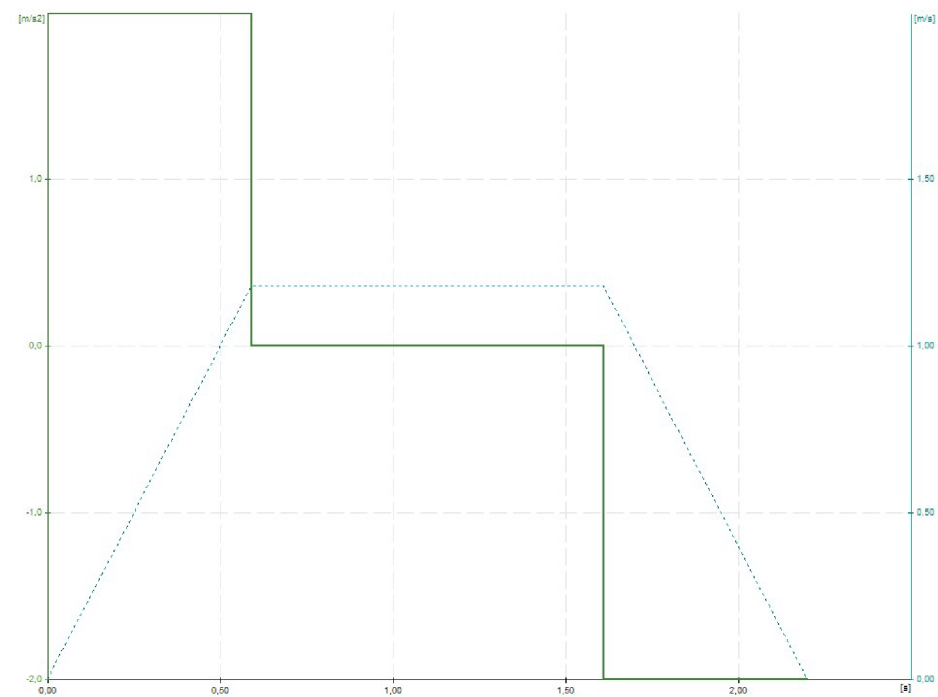
Tabuľka 12: Parametre lineárneho pohonu

Refaz 06B-2-394	Hodnota
Rozteč	9,525 mm
Počet článkov	394
Vnútoraná šírka	5,72 mm
Pevnosť pri pretrhnutí	16,9 kN
Počet zubov kolesa	28

Roztečný priemer koleša	85 mm
Servomotor 1FK7062-3BF7-1BG0	
Menovitá otáčka	3000 rpm
Menovitý výkon	1,6 kW
Menovitý moment	6 Nm
Moment zotrvačnosti	$23,5 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Hmotnosť	10,7 kg
Prevodový pomer planetovej prevodovky	10
Vedenie Hiwin	
Kofajnice lin. vedenia HGW 25	1700 mm
Vozík lin vedenia HGW 25CC	-

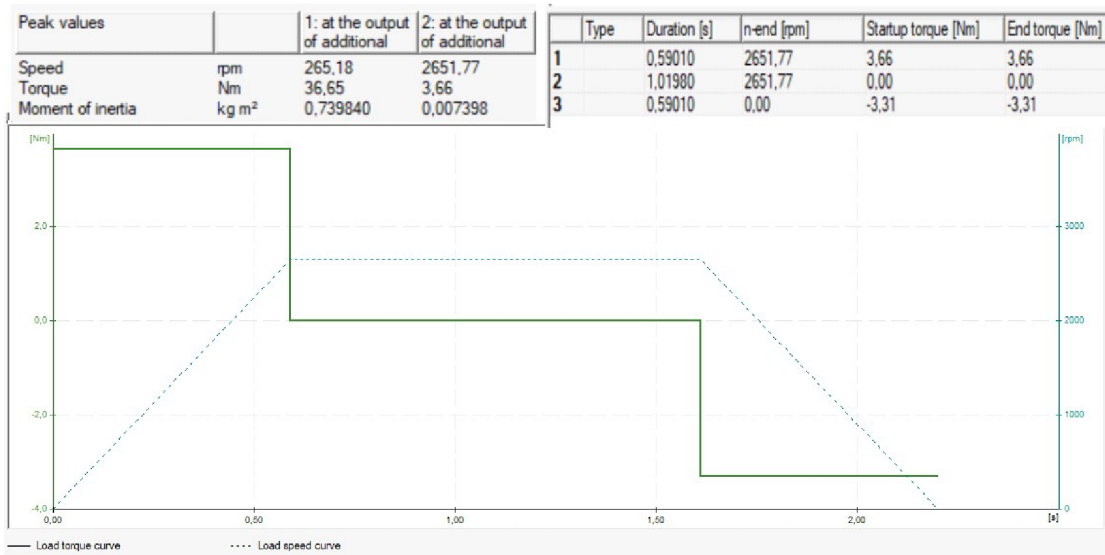
5.5.1 Návrh motoru sústavy

Servomotor pre pohon reťaze bol vypočítaný pomocou programu Sizer od Siemens. Mechanické dáta ako hmotnosť závažia či priemer reťazového koleša boli prevzaté z modelu v Autodesk Inventor. Rýchlostný profil posuvu manipulátora je zadaný trapézovou krivkou, so zrýchlením obmedzeným na hodnotu $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a vzdialenosťou 1,7 m. Profil je zobrazený v nasledujúcom grafe.



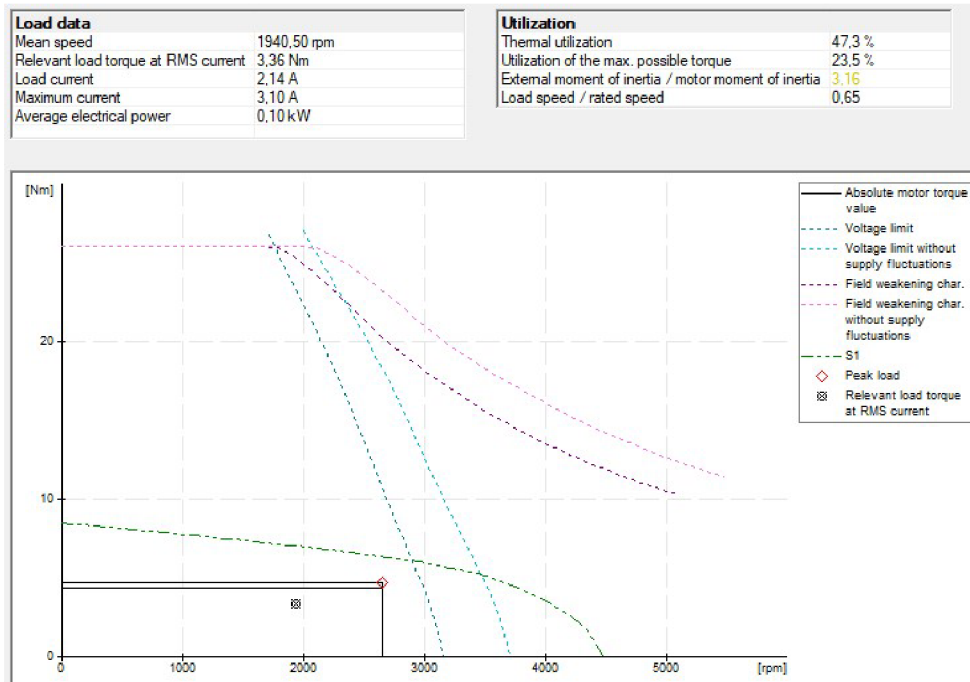
Obr. 33 Kinematický priebeh posuvu od zásobníka ku stroju

Aby bola požadovaná charakteristika dosiahnutá, pôsobí na hriadeľ motoru zaťaženie zobrazené na obr. 34. Planétová prevodovka bola zvolená z dôvodu zníženia požadovaného momentu motoru. Tým je umožnené použiť slabší motor, ktorý bude pracovať na vyšších otáčkach.



Obr. 34 Zataženie v priebehu pohybu

Zvolený bol motor s vyšším výkonom než je pre danú aplikáciu z hľadiska využitia momentovej charakteristiky potrebné. Limitujúcim parametrom je v tomto prípade pomer momentu zotrvačnosti poháňanej sústavy ku motoru. V záujme dynamických vlastností je dobrou praxou výrazne neprekračovať hodnotu 3,0. Využitie a charakteristika motoru je zobrazená na obr. 35.



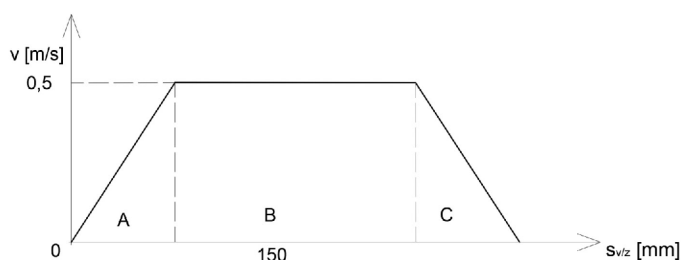
Obr. 35 Zatažujúca charakteristika motoru 1FK7062-3BF7-1BG0

6 CYKLUS VÝMENY NÁSTROJA

Výmenu nástroja vo vretene je možné rozdeliť na menšie opakujúce sa celky. Vo flowcharte v ďalšej časti kapitoly je podrobne popísaný cyklus v jednotlivých krokoch. Pre výpočet cyklového času výmeny postačí vedieť štyri základné kinematické stavy, pomocou ktorých sa dopočíta celkový čas. Čas otočenia ramena pritom je už známy z kap. 5.3.3 ako $t_{cman} = 0,246$ s.

6.1 Výsuvný pohyb nástroja

Pneumatický valec so zdvihom 150 mm poháňa výsuvný a zasúvajúci pohyb do vretena a lôžka zásobníka. Dráha pohybu je vyjadrená na obr. 36, kde maximálna rýchlosť je obmedzená na $v_{v/z} = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a maximálne zrýchlenie je $a_{v/z} = 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.



Obr. 36 Výsuvný pohyb manipulátora

$$t_{v/z(a)} = \frac{v_{v/z}}{a_{v/z}} = \frac{0,5}{3} = 0,167 \text{ s} \quad (97)$$

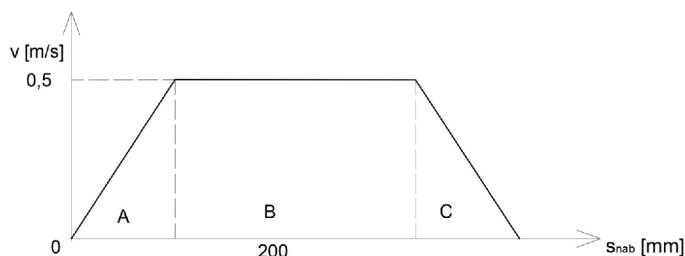
$$s_{v/z(a)} = \frac{1}{2} a_{v/z} \cdot t_{v/z(a)}^2 = \frac{1}{2} \cdot 3 \cdot 0,167^2 = 41,67 \text{ mm} \quad (98)$$

$$t_{v/z(v)} = \frac{s_{v/z(v)}}{v_{v/z}} = \frac{0,150 - 2 \cdot (0,04167)}{0,5} = 0,133 \text{ s} \quad (99)$$

$$t_{v/z(c)} = 2 \cdot t_{v/z(a)} + t_{v/z(v)} = 2 \cdot 0,167 + 0,133 = 0,47 \text{ s} \quad (100)$$

6.2 Posuv pri naberaní nástroja

Na obr. 37 je znázornený rýchlostný profil napichnutia nástroja riadený reťazovým pohonom. Rýchlosť je tu zámerne znížená od 200 mm na hodnotu $v_{nab} = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Spomalenie je použité tak ako pri návrhu pohonu $a_{nab} = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.



Obr. 37 Rýchlostná charakteristika pri naberaní nástroja

$$t_{nab(a)} = \frac{v_{nab}}{a_{nab}} = \frac{0,5}{2} = 0,25 \text{ s} \quad (101)$$

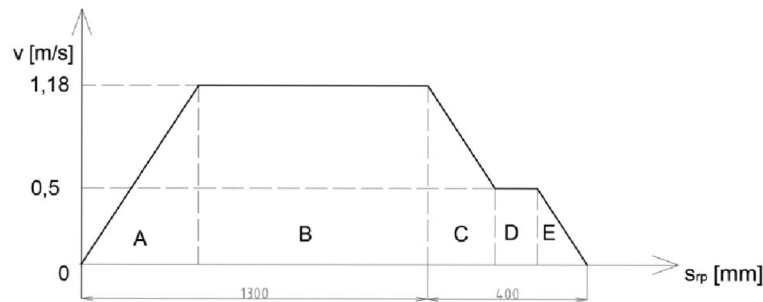
$$s_{nab(a)} = \frac{1}{2} a_{nab} * t_{nab(a)}^2 = \frac{1}{2} * 2 * 0,25^2 = 62,5 \text{ mm} \quad (102)$$

$$t_{nab(v)} = \frac{s_{nab(v)}}{v_{nab}} = \frac{0,200 - 2 * (0,0625)}{0,5} = 0,15 \text{ s} \quad (103)$$

$$t_{nab(c)} = 2 * t_{nab(a)} + t_{nab(v)} = 2 * 0,25 + 0,15 = 0,65 \text{ s} \quad (104)$$

6.3 Kombinovaný rýchlposuv so spomalením

Pri presune cez celú vzdialenosť medzi zásobníkom a strojom je možné využiť maximálnu rýchlosť posuvu so spomalením v koncovej polohe. Na obr. 38 je zobrazený profil rýchlosti s vyznačenými oblasťami.



Obr. 38 Rýchlостná charakteristika presunu medzi zásobníkom a strojom

A:

$$t_{rp(A)} = \frac{v_{rp}}{a_{rp}} = \frac{1,18}{2} = 0,59 \text{ s} \quad (105)$$

$$s_{rp(A)} = \frac{1}{2} a_{rp} * t_{rp(A)}^2 = \frac{1}{2} * 2 * 0,59^2 = 348,1 \text{ mm} \quad (106)$$

B:

$$t_{rp(B)} = \frac{s_{rp(B)}}{v_{rp}} = \frac{1,30 - 0,35}{1,18} = 0,81 \text{ s} \quad (107)$$

C:

$$t_{rp(C)} = \frac{v_{rp} - v_{nab}}{a_{rp}} = \frac{1,18 - 0,50}{2} = 0,34 \text{ s} \quad (108)$$

$$\begin{aligned} s_{rp(C)} &= v_{nab} * t_{rp(C)} + \frac{1}{2} a_{rp} * t_{rp(C)}^2 \\ &= 0,50 * 0,34 + \frac{1}{2} * 2 * 0,34^2 = 285,6 \text{ mm} \end{aligned} \quad (109)$$

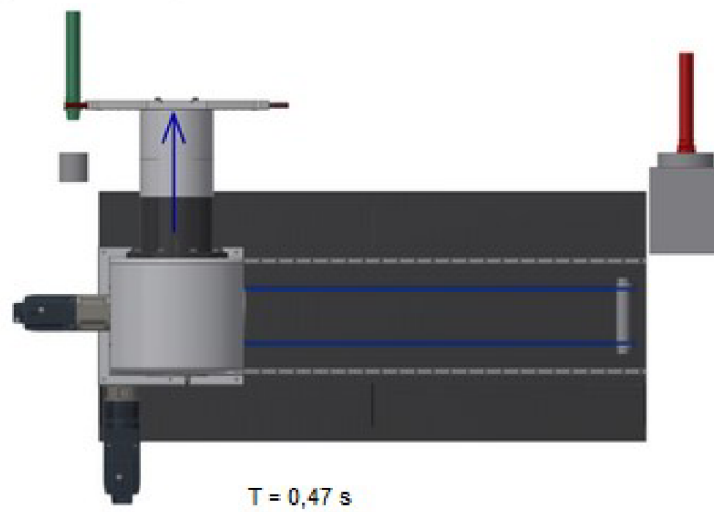
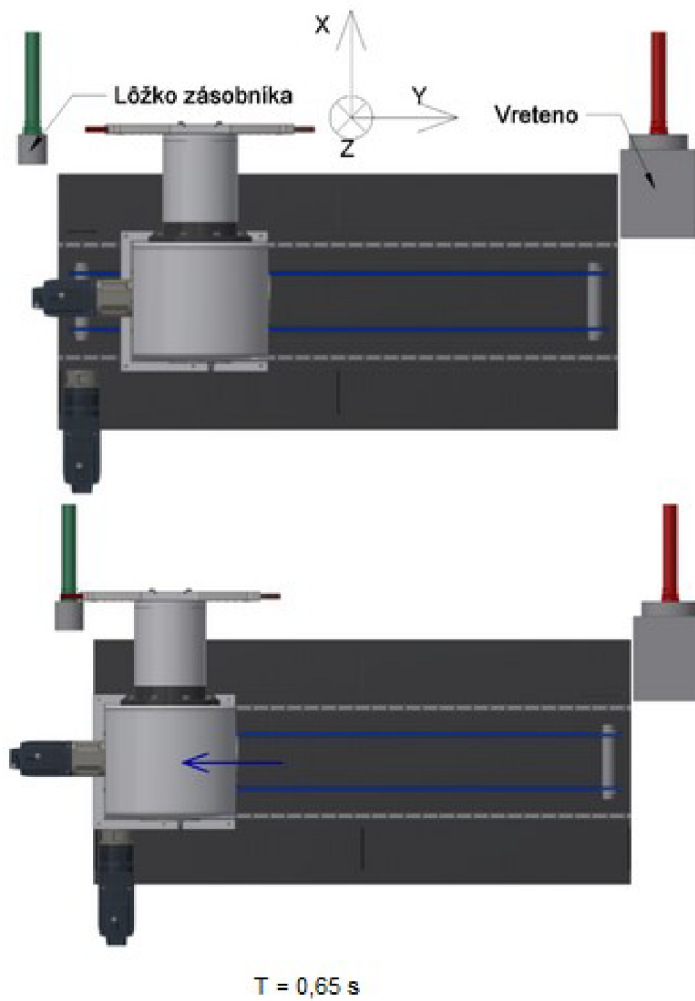
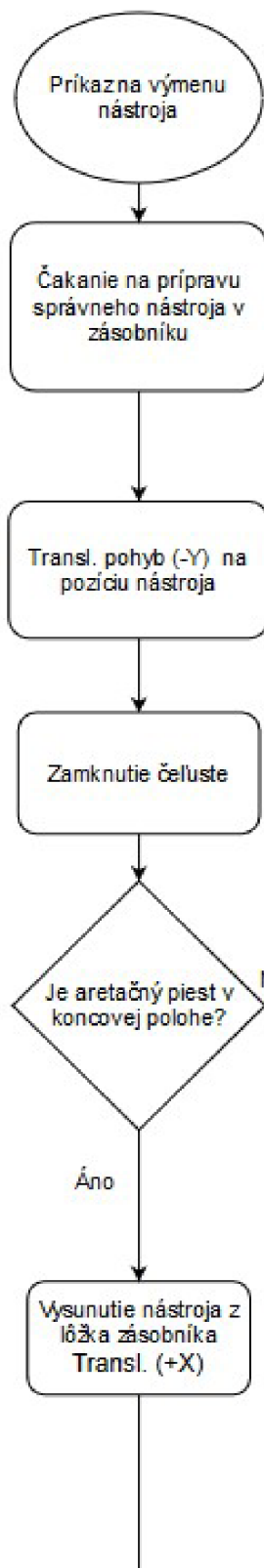
E:

$$t_{rp(E)} = \frac{v_{nab}}{a_{nab}} = \frac{0,5}{2} = 0,25 \text{ s} \quad (110)$$

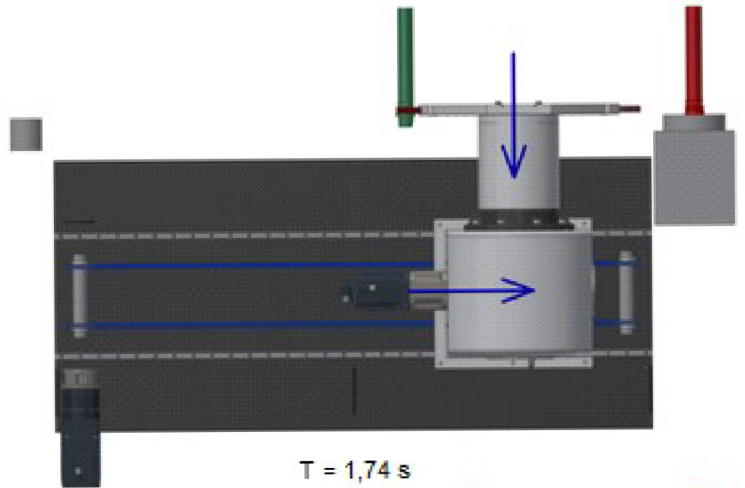
$$s_{rp(E)} = \frac{1}{2} a_{rp} * t_{rp(E)}^2 = \frac{1}{2} * 2 * 0,25^2 = 62,5 \text{ mm} \quad (111)$$

D:

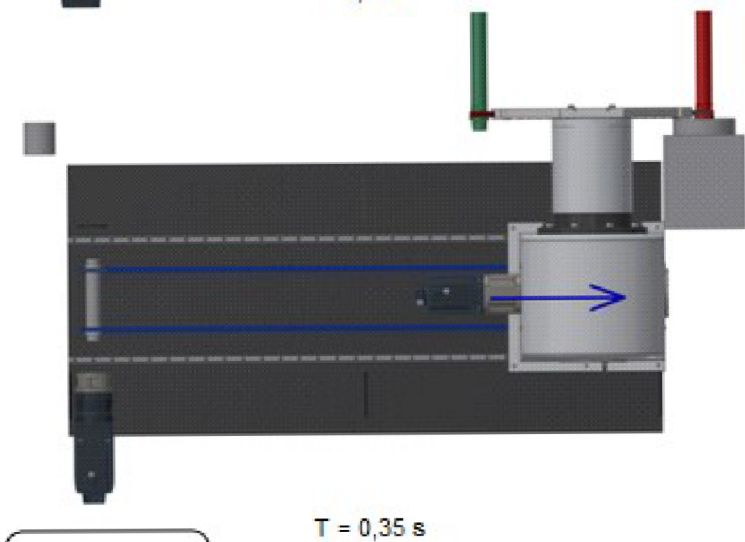
$$t_{rp(D)} = \frac{s_{rp(D)}}{v_{nab}} = \frac{0,4 - 0,2856 - 0,0625}{0,5} = 0,1038 \text{ s} \quad (112)$$



Presun pred vretienom
Transl. (-X, +Y)



Nabratie nástroja vo vretieně
Transl. (+Y)



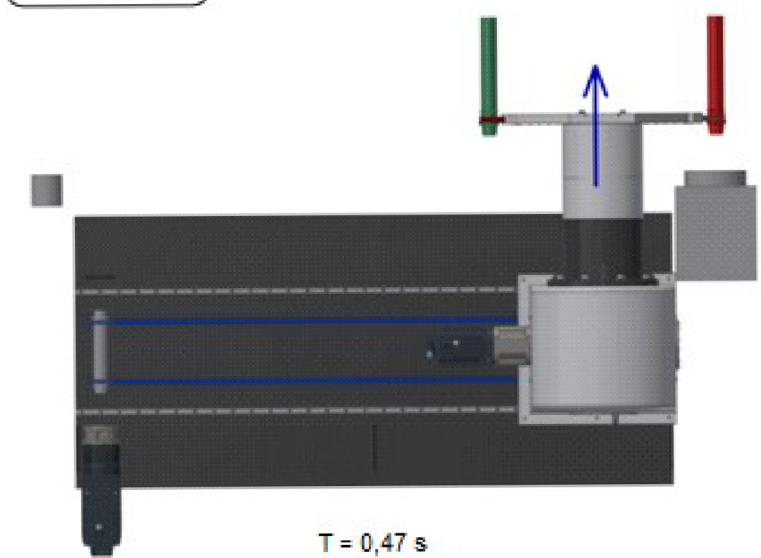
Zamknutie čeluste

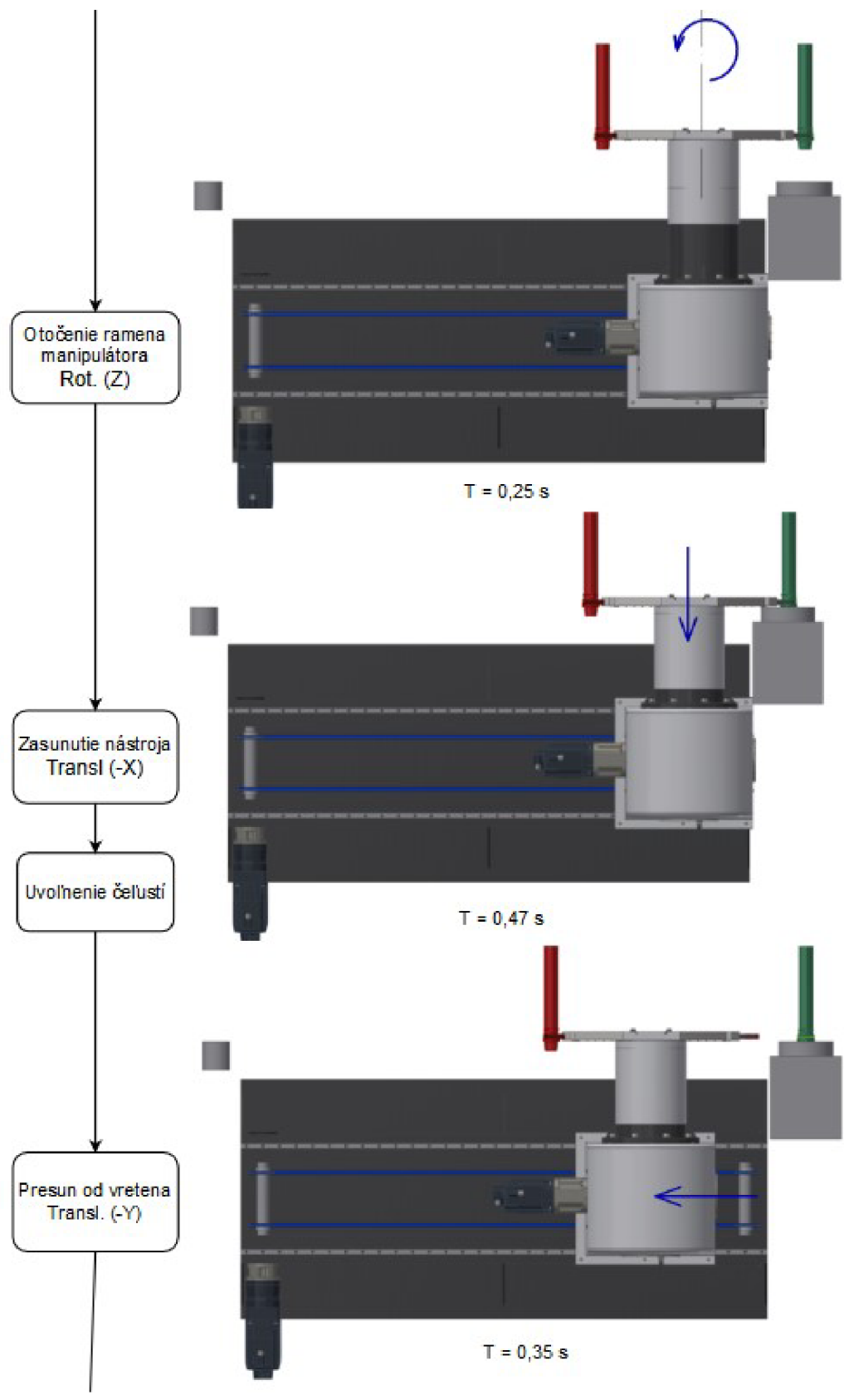


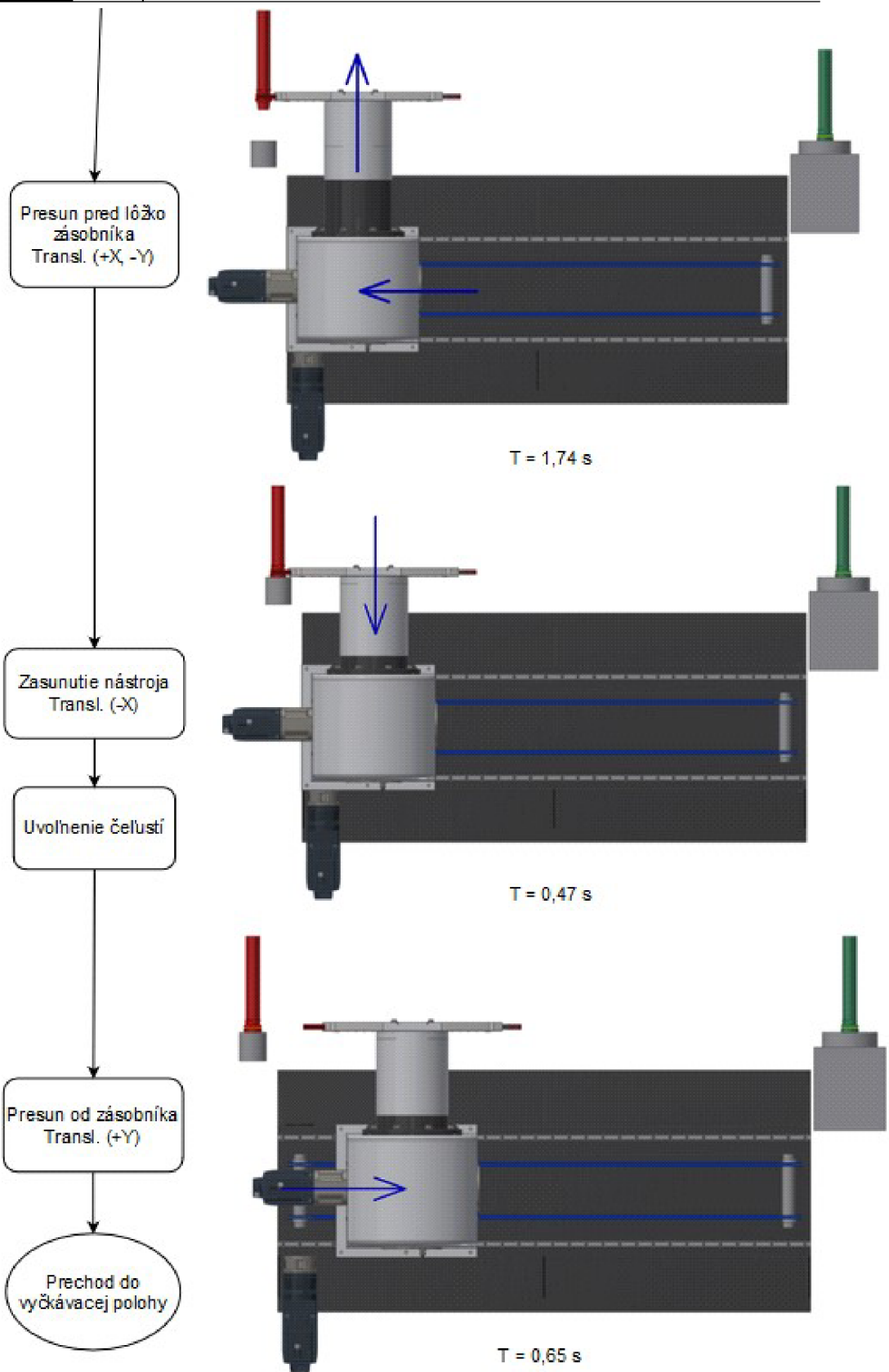
Nie
Chybová hláška

Áno

Vysunutie nástroja z vretieně
Transl. (+X)







7 DISKUSIA A ZHODNOTENIE

Zadanie špecifikovalo manipulátor s napichovacím ramenom ale umožnilo dostatočnú voľnosť individuálneho výberu pre aký stroj bude výmenník používaný. Zvolený koncept pre horizontálne obrábacie centrum obsahuje vlastný dizajn zariadenia, ktorý je celý namodelovaný v programe Autodesk Inventor 2019. Pri návrhu konštrukcie boli spracované štúdie súčasne používaných riešení a použité sú aj nové návrhy.

Vlastná konštrukcia chápadiel prispôbená pre kužeľ HSK-63 A kombinuje pozitívne vlastnosti elastických uchopovačov ako nízka hmotnosť a lacná výroba. Zároveň sú chápadlá vybavené pružinou čím je dosiahnutý väčší rozsah pohybu a pevnejšie uchopenie. Inšpiráciou z pneumaticky ovládaného gripperu je zamknutie čeľustí pomocou pneumatického valca. To dáva manipulátoru viac možností kontroly oproti konvenčne používanému zamykaniu pomocou tvarového zámku. Zatiaľ čo mechanické zamykanie je aktívne len pri vysunutí a rotácii ramena, pneumaticky ovládané zamknutie je možné aktivovať podľa potreby v každej pozícii. Znižuje sa nárok na prítlačnú silu čeľustí, čím sa zníži opotrebenie dosadacích plôch a zvýši sa bezpečnosť uchopenia nástroja pri presune. Vybavenie piestu snímačmi v koncových polohách dodáva riadeniu spätnú väzbu, čo funguje ako ďalší kontrolný prvok pri manipulácii s nástrojom. Tento spôsob zamykania so sebou však prináša aj niekoľko nevýhod. Oproti mechanickému zamykaniu je dražšie, zvyšuje sa riziko poruchy a je k nemu nutné viesť energie cez rotujúce súčasti. Nároky na zvýšenú údržbu sú riešené krytovaním s jednoduchým prístupom k valcu a vedením tlakového vzduchu v energetických kábloch. Obdobný problém bolo nutné vyriešiť aj pri pneumatickom valci pre výsuvný pohyb, kde priame spojenie valca na otočné rameno komplikuje a namáha vedenie energií.

Vedenie piestu pre výsuvný pohyb je z hľadiska zaťaženia manipulátora rozhodujúcim komponentom. Prenáša krútiaci moment ramena a vlastnými fyzickými obmedzeniami tak definuje rozpätie ramena pri počítanom zrýchlení pohybov výmenníka na 420 mm. Priestor pre uchytienie nástroja z vretena stroja je kompaktný a je potrebné aby bol umožnený čo najbližší prístup výmenníka k stroju.

Prenos nástroja zo zásobníka ku vretenu je v rámci zadania riešené samostatnou konštrukciou s lineárnym pohybom nosnej dosky. V praxi je možné použiť toto riešenie, alebo po úprave prevodovkovej skrine navrhnutý celok otočného ramena aplikovať aj na závesné vedenie po zakrivenej dráhe, záleží od konkrétnej špecifikácie zadania.

Sčítaním jednotlivých sekcií manipulácie podľa flowchartu je minimálny dosiahnutý čas výmeny nástroja vo vretene 4,8 s a celkový čas cyklu manipulácie 7,6 s. Tieto hodnoty je dobré brať s istou dávkou rezervy, nakoľko sú počítané čisté časy pohybu zariadenia a nie je braný ohľad na prestoje pri manipulácii nástroja a vretena, či straty spôsobené prechodmi medzi smermi pohybov.

8 ZÁVER

V tejto práci bol vytvorený konštrukčný návrh pre samostatný automatický výmenník nástrojov, ktorý je určený pre horizontálny obrábací stroj. Manipuláciu nástrojov do 5 kg vykonáva napichovacie rameno s naberaním priamočiarym pohybom. V úvode je priblížený koncept manipulátora a predstavené sú 3 varianty kinematického usporiadania, z ktorých je vybraná varianta podrobne konštrukčne spracovaná.

Návrh vlastného uchopovacieho mechanizmu vychádza z nutnosti horizontálnej manipulácie s nástrojom, kde uchytenie mimo ťažiska spôsobuje klopný moment na čeluste uchopovača. Výsledkom je dizajn uchopovača, ktorý dokáže jednoducho naberať nástroj, zaistiť ho proti vypadnutiu a presunúť na novú pozíciu. Integráciou ovládateľného zamknutia čeluste sa dosiahla vyššia miera bezpečnosti a kontrola správneho uchytenia. To potom vo výsledku umožňuje zvýšiť rýchlosť pohybov a znížiť cyklový čas výmeny, ktorý je vypočítaný pod 10 sekúnd.

Podstatné konštrukčné uzly hlavných pohybov boli navrhnuté pomocou technických výpočtov, aby boli zvolené optimálne rozmery súčastí. Vlastné riešenia boli overené simuláciami v kritických prevádzkových podmienkach, kde sa využil editor v programe Autodesk Inventor pri návrhu prevodu a ložísk, metódou konečných prvkov bola navrhnutá konštrukcia spojky rotačného hriadeľa s uchopovacím ramenom a program Sizer od Siemens bol použitý pre výber vhodného pohonu pohybu medzi zásobníkom a strojom. Výsledný produkt tak je zariadenie na výmenu nástrojov, ktoré obsahuje aj nekonvenčné riešenia. Dôraz pri návrhu jednotlivých celkov však bol zakaždým kladený predovšetkým na celkovú funkčnosť zariadenia a jeho zmontovateľnosť.

9 ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV

- [1] DEMEČ, Peter. *Systémy automatickej výmeny nástrojov na číslicovo riadených strojoch.*, 34.
- [2] MAREK, Jiří, et al. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III.* 1. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [3] Compact cylinders ADN-S, AEN-S. *Www.festo.com* [online]. 2018 [cit. 2020-05-23]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/sk_sk/data/doc_engb/PDF/EN/ADN-S_EN.PDF
- [4] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MESHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí.*
- [5] Normalizovaný valec DSBC, ISO 15552. *Www.festo.com* [online]. [cit. 2020-05-23]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/sk_sk/data/doc_sk/PDF/SK/DSBC_SK.PDF
- [6] Guide units FEN/FENG for ISO cylinders. *Www.festo.com* [online]. [cit. 2020-05-23]. Dostupné z: <https://www.festo.com/media/pim/324/D15000100122324.PDF>
- [7] 1FK7 Synchronous Motors SINAMICS S120. <https://support.industry.siemens.com/cs/start?lc=en-SK> [online]. [cit. 2020-05-23]. Dostupné z: https://cache.industry.siemens.com/dl/files/106/28683106/att_110828/v1/PFK7S_1206_en.pdf
- [8] TIMKEN® TAPERED ROLLER BEARING CATALOG. *Www.timken.com* [online]. [cit. 2020-05-23]. Dostupné z: <https://www.timken.com/wp-content/uploads/2016/10/Timken-Tapered-Roller-Bearing-Catalog.pdf>
- [9] SMT-R [online]. In: . [cit. 2020-05-23]. Dostupné z: <http://www.pragati-automation.com/sites/default/files/product-image/SMT-R.png>
- [10] SMTC-18 [online]. In: . [cit. 2020-05-23]. Dostupné z: <https://www.haascnc.com/productivity/tool-changer/smtc-18.html>
- [11] EC1600_SMTC [online]. In: . [cit. 2020-05-23]. Dostupné z: https://www.haascnc.com/content/dam/haascnc/machines/horizontal-mills/ec-series/assets/EC1600_SMTC_01_4x3.jpg/_jcr_content/renditions/cq5dam.thumbnail.800.600.png
- [12] Chain tool magazine [online]. In: . [cit. 2020-05-23]. Dostupné z: http://www.atcgifu.com/eng/product_show.php?id=185
- [13] Pick up tool changer [online]. In: . [cit. 2020-05-23]. Dostupné z: <https://www.lang.de/en/product-overview/milling-engraving-technology/accessories/tool-changing-systems/>
- [14] FUTQ-200-VR4 [online]. In: . [cit. 2020-05-23]. Dostupné z: http://www.toskurim.cz/images/references/Horizontalni_obrabeci_centra/TOS_FUT/FUTQ-200-VR4-Finsko.jpg
- [15] DMG Mori tool changer [online]. In: . [cit. 2020-05-23]. Dostupné z: https://uk.dmgmori.com/resource/image/228198/article_top/xlg/8/1803-benz-pic-2.jpg
- [16] Tool changer grippers [online]. In: . [cit. 2020-05-23]. Dostupné z: <https://tacrockford.com/img/standard-duty-tool-changer-grippers-overview-thumb.png>

- [17] *PGN_80_gripper* [online]. In: . [cit. 2020-05-23]. Dostupné z: https://schunk.com/fileadmin/user_upload/Live_ab_2016/06_Service/Tools_Downloads/eGrip/eGRIP_Metall_PGN_80_TRIBOS_geschlossen.png
- [18] Nástrčné prípojky. *Www.festo.com* [online]. [cit. 2020-06-06]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_SK/PDF/SK/QS_SK.PDF
- [19] Snímače. *Www.festo.com* [online]. [cit. 2020-06-06]. Dostupné z: https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/53453/Sensoren_en_V05_M.pdf
- [20] Plastové hadice, kalibrácia vonkajšieho priemeru. *Www.festo.com* [online]. [cit. 2020-06-06]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/sk_sk/data/doc_sk/PDF/SK/OD-TUBING_SK.PDF
- [21] Virtual model of machine. In: *YouTube* [online]. [cit. 2020-06-19]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=bl33SKTqBFo&list=PLAPcJegHeDHma7TzH7itbf04_bO35xxD7&index=7&t=316s
- [22] *Werkzeugwechsler für schwere Brocken* [online]. In: . [cit. 2020-06-19]. Dostupné z: <https://www.blechnet.com/werkzeugwechsler-fuer-schwere-brocken-a-266258/>

10 ZOZNAM SKRATIEK, SYMBOLOV, OBRÁZKOV A TABULIEK

10.1 Zoznam skratiek a symbolov

a_w	mm	Vzdialenosť os závitovkového súkolia zrýchlenie od lineárneho posuvu medzi zásobníkom nástrojov a strojom
a_{x_s}	$m \cdot s^{-2}$	
C	-	Pomer vinutia
C_L	-	Základná dynamická únosnosť
D	mm	Stredný priemer pružiny
d	mm	Priemer roztečnej kružnice
F_{ax1}	N	Výsledná sila v osi hriadeľa 1
F_{ax2}	N	Výsledná sila v osi hriadeľa 1
F_{az}	N	Axiálna sila
$F_{b_total_A}$	N	Sila pôsobiaca na vedenie piestu var. A
$F_{b_total_B}$	N	Sila pôsobiaca na vedenie piestu var. B
F_{Gz}	N	Tiažová sila na spojku
$F_{L_{Ax}}$	N	Vlastná axiálna silová zložka od radiálnej sily v ložisku A
$F_{L_{Bx}}$	N	Vlastná axiálna silová zložka od radiálnej sily v ložisku B
F_n	N	Sila pri vložení nástroja do čeľustí
F_{pmax}	N	Maximálna sila od pružiny
F_{pmin}	N	Sila predponutia na uchopovacie rameno
F_{RSe}	N	Zaťaženie vyvolávajúce v pružine napätie na medzi klzu
F_{rz}	N	Radiálna sila
F_{tz}	N	Obvodová sila
f_v	-	faktor kombinovaného zaťaženia
F_x	N	Sila v ose x na spojku
$F_{y,zmax}$	N	maximálna povolená sila v danej osi
G	MPa	Modul pružnosti v šmyku
H	mm	Dĺžka zdvihu
i	-	Prevodový pomer
I_{man}	$m \cdot kg^2$	Moment zotrvačnosti manipulátora
I_{red}	$m \cdot kg^2$	Moment zotrvačnosti redukovaný na hriadeľ motora
I_s	$m \cdot kg^2$	Moment zotrvačnosti počítaných častí spojky
I_{snek}	$m \cdot kg^2$	Moment zotrvačnosti závitovky
K_A	-	Súčiniteľ konkrétneho ložiska
K_B	-	Bergsträsserov súčiniteľ
k_p	-	Tuhosť pružiny
L_0	mm	Dĺžka pružiny vo voľnom stave
L_{10}	h	Životnosť ložísk

L_B	mm	ťažisko pohybujúcich sa častí vodiacej jednotky
L_{B_total}	mm	Spoločné ťažisko pohybujúcej sa záťaže
L_{kalk}	km	predpokladaná životnosť piestu
L_{ref}	km	referenčná životnosť piestu udávaná výrobcom
L_s	mm	Dĺžka pružiny v medznom stave
L_{TM_A}	mm	Ťažisko závažia k oporným bodom vedenia var. A
L_{TM_B}	mm	Ťažisko závažia k oporným bodom vedenia var. B
m	mm	Modul
m_{ob}	kg	Pohyblivá hmotnosť pri 0 mm zdvihu
M_{A_dyn}	Nm	Povolený dynamický moment var. B
M_{A_max}	Nm	Maximálny prípustný moment na vedenie var. A
M_{A_stat}	Nm	Statický moment od nevyváženia var. A
m_b	kg	Pohyblivá hmotnosť vedenia
M_{B_dyn}	Nm	Statický moment od nevyváženia var. B
M_{B_max}	Nm	Maximálny prípustný moment na vedenie var. B
$m_{b_total_A}$	kg	Hmotnosť záťaže vedenia piestu var.A
$m_{b_total_B}$	kg	Hmotnosť záťaže vedenia piestu var.B
M_{dyn}	Nm	Dynamický moment na hriadelí
m_{Hb}	kg	Prídavná pohyblivá hmotnosť na 10 mm zdvihu
M_{ky}	Nm	Krútiaci moment
m_{load_A}	kg	hmotnosť závažia (uchopovacie rameno + 1 nástroj)
m_{load_B}	kg	hmotnosť závažia (uchopovacie rameno + 2 nástroje)
M_{man}	Nm	Celkový moment na hriadelí
M_{mot}	Nm	vypočítaný moment motoru
m_{nastr}	kg	hmotnosť nástroja spolu s upínačom
m_s	kg	hmotnosť počítaných častí na spojku
$M_{x,yzmax}$	Nm	maximálny povolený moment sily v danej osi
n_{K_man}	rpm	Otáčky manipulátora pri menovitých otáčkach motoru
P_A	N	Dynamické ekvivalentné zaťaženie
p_{pr}	mm	Rozteč činných závitov vo voľnom stave
R_a	mm	vzdialenosť osi nástroja od stredu otáčania
R_{Ar}	N	Celkové radiálne sily zaťažujúce ložiská A
R_{Ax}	N	Reakčná sila v ložiskách A v smere osi x
R_{Ay}	N	Reakčná sila v ložiskách A v smere osi y
R_{Az}	N	Reakčná sila v ložiskách A v smere osi z
R_{Br}	N	Celkové radiálne sily zaťažujúce ložiská B
R_{Bx}	N	Reakčná sila v ložiskách B v smere osi x
R_{By}	N	Reakčná sila v ložiskách B v smere osi y
R_{Bz}	N	Reakčná sila v ložiskách B v smere osi z
R_m	MPa	Medzný stav pevnosti v ťahu
R_{Se}	MPa	Medzný stav pevnosti v šmyku
$S_{nab(a)}$	s	Dráha nabrania pohybu pri zrýchlení
$S_{rp(a)}$	s	Dráha kombinovaného rýchloposuvu v oblasti A

$S_{rp(c)}$	s	Dráha kombinovaného rýchlposuvu v oblasti C
$S_{rp(e)}$	s	Dráha kombinovaného rýchlposuvu v oblasti E
$S_{v/z(a)}$	s	Dráha výsuvného pohybu pri zrýchlení
t_A	s	Čas nábehu motoru na menovité otáčky
t_{C_man}	s	Celkový čas otočenia manipulátora o 180°
t_{K_man}	s	Čas otáčania manipulátora pri menovitých otáčkach motoru
$t_{nab(a)}$	s	Čas naberania pri zrýchlení
$t_{nab(c)}$	s	Čas naberania pri spomalení
$t_{nab(v)}$	s	Čas naberania pri rovnomernej rýchlosti
$t_{rp(a)}$	s	Čas kombinovaného rýchlposuvu v oblasti A
$t_{rp(b)}$	s	Čas kombinovaného rýchlposuvu v oblasti B
$t_{rp(c)}$	s	Čas kombinovaného rýchlposuvu v oblasti C
$t_{rp(d)}$	s	Čas kombinovaného rýchlposuvu v oblasti D
$t_{rp(e)}$	s	Čas kombinovaného rýchlposuvu v oblasti E
$t_{v/z(a)}$	s	Čas výsuvného pohybu pri zrýchlení
$t_{v/z(c)}$	s	Čas výsuvného pohybu pri spomalení
$t_{v/z(v)}$	s	Čas výsuvného pohybu pri rovnomernej rýchlosti
Y	-	Súčiniteľ dynamického axiálneho zaťaženia
y_p	mm	Deformácia pružiny na medzi klzu
Z	-	Počet zubov
α	°	Uhol profilu
γ	°	Uhol sklonu
ϵ_{A_max}	rad*s ⁻²	Maximálne zrýchlenie otáčania var. B
ϵ_{B_max}	rad*s ⁻²	hmotnosť nástroja spolu s upínačom
ϵ_M	rad*s ⁻²	Uhlové zrýchlenie na hriadeľ motora
ϵ_{man}	rad*s ⁻²	Uhlové zrýchlenie prenesené na hriadeľ manipulátora
ϵ_{max}	rad*s ⁻²	Maximálny prípustný moment na vedenie
ϵ_{ys}	rad*s ⁻²	Maximálne možné uhlové zrýchlenie otáčania ramena
η	-	Účinnosť
φ_A	rad	Natočenie motoru pri zrýchlení
φ_{A_man}	rad	Otočenie hriadele manipulátora pri zrýchlenom pohybe
φ_{C_man}	rad	Celková dráha otočenia manipulátora
φ_{K_man}	rad	Dráha maniplátora pri konštantnej rýchlosti
ω_{K_man}	rad*s ⁻¹	Uhlová rýchlosť manipulátora pri menovitých otáčkach motora

10.2 Zoznam tabuliek

TAB. 1 VIACKRITERIÁLNA ANALÝZA	ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.
TAB. 2 PNEUMATICKÝ PIEST [3]	30
TAB. 3 PNEUMATICKÝ PIEST S POUŽITÝM VEDENÍM [5],[6] .	ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.
TAB. 4 MAXIMÁLNE POVOLENÉ HODNOTY [6]	ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.
TAB. 5 RIEŠENIE NEZÁVISLÉ NA VEĽKOSTI SIETE	39 ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.
TAB. 6 ZÁVITOVKOVÉ SÚKOLIE	42

TAB. 7 CHARAKTERISTIKA ZVOLENÉHO MOTORU [7]	42
TAB. 8 ZAŤAŽENIE ZÁVITOVKOVÉHO SÚKOLIA	44
TAB. 9 KUŽELÍKOVÉ LOŽISKÁ TIMKEN D 120 [8]	ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED. 6
TAB. 10 KUŽELÍKOVÉ LOŽISKÁ TIMKEN D 40 [8]	48
TAB. 11 DOPLNKY PNEUMATICKÝCH POHONOV [18,19,20]	ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.
TAB. 12 PARAMETRE LINEÁRNEHO POHONU	ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED. 1

10.3 Zoznam obrázkov

OBR. 1 REVOLVEROVÁ HLAVA S RADIÁLNYM ULOŽENÍM NÁSTROJOV OD FIRMI PRAGATI [9]... 17	
OBR. 2A.) DISKOVÝ ZÁSOBNÍK HAAS [10] B.) KRHOVÝ ZÁSOBNÍK HAAS S VÝKLOPNÝM LŮŽKOM [11] C.) REŤAZOVÝ ZÁSOBNÍK GIFU [12].....	18
OBR. 3 PICK UP SYSTÉM FIRMY LANG [13].....	20
OBR. 4 MODEL VÝMENNÍKU VO VIRTUÁLNEJ REALITE.....	20
OBR. 5 MIKSCH MODEL CUT 51	20
OBR. 6 TOS FUTQ [14]	20
OBR. 7 DISKOVÝ ZÁSOBNÍK S NAPICHOVACÍM RAMENOM MANIPULÁTORU – DMG MORI [15].	21
OBR. 8 KONŠTRUKČNÁ VARIANTA 1	22
OBR. 9 VARIANTA 2	23
OBR. 10 VARIANTA 3.....	23
OBR. 11 UCHOPOVAČE A.) ELASTICKÉ [16] B.) PNEUMATICKÉ [17].....	25
OBR. 12 UCHOPOVACÍ MECHANIZMUS.....	26
OBR. 13 NABERANIE NÁSTROJA	26
OBR. 14 VYMEDZOVACIA PRUŽINA VO VOENOM A STLAČENOM STAVE	28
OBR. 15 PÔSOBENIE SÍL PRI NABERANÍ NÁSTROJA	29
OBR. 16 NESPRÁVNA POLOHA NÁSTROJA PRI UCHOPENÍ.....	30
OBR. 17 ZAŤAŽENIE AKO FUNKCIA VZDIALENOSTI OD PODPERY [6].....	31
OBR. 18 POZÍCIE ZAŤAŽUJÚCE PIEST NA KRUT A) ZRÝCHLENIE S JEDNÝM UCHOPENÝM NÁSTROJOM B) 2 UCHOPENÉ NÁSTROJE	31
OBR. 19 SÚRADNÝ SYSTÉM VODIACEJ JEDNOTKY [6]	34
OBR. 20 KONŠTRUKCIA ROTAČNÉHO POHYBU MANIPULÁTORA	36
OBR. 21 SILOVÉ PÔSOBENIE NA VYBRANÉ ČASTI MANIPULÁTORA.....	37
OBR. 22 POUŽITÉ SIEŤOVANIE PRE VÝPOČET MKP	38
OBR. 23 ZAVÄZBENIE SÚČASTI.....	38
OBR. 24 DEFORMÁCIA NA SÚČASTI	40
OBR. 25 NAPÄTIE NA SÚČASTI.....	40
OBR. 26 BEZPEČNOSŤ VOČI ÚNAVOVÉMU POŠKODENIU	41
OBR. 27 PRIEBEH OTÁČOK MOTORU V ZÁVISLOSTI NA NATOČENÍ UCHOPOVACIEHO RAMENA ..	43
OBR. 28 SILY PÔSOBIACE NA UVOĽNENÝ HRIADEL ZÁVITOVKOVÉHO KOLESA	45
OBR. 29 UVOĽNENÝ HRIADEL ZÁVITOVKY	47
OBR. 30 KRYTOVANIE MANIPULÁTORU	49
OBR. 31 VEDENIE ENRGÍ K ARETAČNÝM PIESTOM V RAMENE A.) V ZASUNUTEJ POLOHE B.) VO VYSUNUTEJ POLOHE.....	50
OBR. 32 KONŠTRUKCIA LINEÁRNEHO POSUVU	51
OBR. 33 KINEMATICKÝ PRIEBEH POSUVU OD ZÁSOBNÍKA KU STROJU	52
OBR. 34 ZAŤAŽENIE V PRIEBEHU POHYBU	53
OBR. 35 ZAŤAŽUJÚCA CHARAKTERISTIKA MOTORU 1FK7062-3BF7-1BG0.....	53

OBR. 36 VÝSUVNÝ POHYB MANIPULÁTORA	54
OBR. 37 RÝCHLOSTNÁ CHARAKTERISTIKA PRI NABERANÍ NÁSTROJA	54
OBR. 38 RÝCHLOSTNÁ CHARAKTERISTIKA PRESUNU MEDZI ZÁSOBNÍKOM A STROJOM.....	55

10.4 Zoznam grafov a diagramov

DIAGRAM 1 MIMOOSÉ ZAŤAŽENIE VEDENIA PIESTU- VARIANTA A [6]	32
DIAGRAM 2 MIMOOSÉ ZAŤAŽENIE VEDENIA PIESTU - VARIANTA B [6].....	33
GRAF: 1 ZÁVISLOSŤ VYPOČÍTANÉHO NAPÄTIA NA JEMNOSTI SIETE	39

11 ZOZNAM PRÍLOH

Výkresy:

- 01_Výkres zostavy
- 02_Výkres konštrukcia ramena
- 03_Výkres čeľusť – pevná
- 04_Výkres čeľusť – otočná
- 05_Výkres spojka hriadeľa
- 06_Výkres hriadeľ