



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 NÁSTROJŮ PRO SVISLÝ ZÁSOBNÍK NÁSTROJŮ

MANIPULATOR OF TOOLS USED FOR VERTICAL TOOL MAGAZINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

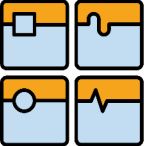
Bc. RADEK FIEBIGER

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. LUBOMÍR NOVOTNÝ, Ph.D.

BRNO 2010

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Anotace:

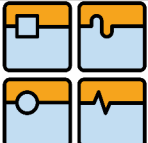
Cílem této práce je návrh variant, výběr optimální varianty a konstrukční řešení manipulátoru nástrojů pro svislý zásobník nástrojů ke svislému soustruhu řady SKG firmy TOS HULÍN a.s. Součástí je také technická zpráva a ekonomické zhodnocení. Je zde vyřešena základní koncepce, hlavní rozměry, funkční a pevnostní výpočty vybraných částí manipulátoru. Všechny výpočty a postupy jsou v souladu s platnými normami.

Klíčová slova: manipulátor, automatická výměna nástrojů, držák nástrojů

Annotation:

The aim of this thesis is to design different variants, choose an optimal one and the constructional solution of a tool manipulator for vertical lathe from SKG line by TOS HULÍN a.s. This thesis also includes technical and economical report. There is a solution of a basic conception, main dimensions, functional calculations and calculations of rigidity of chosen parts of this manipulator. All computations and methods are in accord with valid standards.

Key words: manipulator, automatic tool change, tool holder

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Bibliografická citace:

FIEBIGER, R. *Manipulátor nástrojů pro svislý zásobník nástrojů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 77 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubomír Novotný, Ph.D.

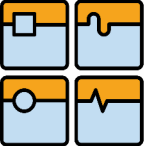
MÍSTOPŘÍSEŽNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne:





.....

Radek Fiebiger

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

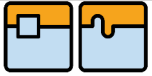
PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych chtěl poděkovat Ing. Lubomíru Novotnému, Ph.D. za vedení a připomínky při psaní diplomové práce. Dále bych rád poděkoval Mgr. Janě Mikeladzové za cenné rady ohledně formální úpravy práce a grafické korektury a v neposlední řadě celé své rodině a blízkým za podporu při vypracování diplomové práce.

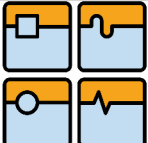
 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

OBSAH

1	Úvod	8
2	Rozbor řešené problematiky	9
2.1	Automatická výměna nástrojů	9
2.1.1	Požadavky kladené na prvky AVN.....	9
2.1.2	Základní struktura a typy AVN	9
2.1.3	Systémy s nosným zásobníkem	10
2.1.4	Systémy se skladovacím zásobníkem.....	10
2.2	Analýza současného stavu	12
2.2.1	Popis vertikálního soustruhu TOS HULÍN a.s. řady SKG	12
2.2.2	Stávající systém AVN na strojích SKG	13
2.3	Upřesnění zadání	13
3	Varianty řešení.....	14
3.1	Varianta 1.....	14
3.2	Varianta 2.....	15
3.3	Varianta 3.....	16
3.4	Varianta 4.....	17
3.5	Výběr optimální varianty řešení	18
4	Konstrukční řešení a výpočty	20
4.1	Uchopovací mechanismus	20
4.1.1	Varianty řešení.....	20
4.2	Konstrukce osy B manipulátoru	23
4.2.1	Varianty řešení.....	23
4.2.2	Volba optimální varianty	25
4.2.3	Konstrukční provedení.....	26
4.2.4	Kontrolní výpočet servopohonu FHA-32C-160L.....	27
4.2.5	Kontrola ložiska B2	31
4.2.6	Kontrola hřídele k meznímu stavu pružnosti.....	33
4.2.7	Kontrolní výpočet pera	37
4.3	Konstrukce osy A a Y manipulátoru	39
4.3.1	Varianty řešení.....	39
4.3.2	Konstrukční provedení.....	39
4.3.3	Kontrolní výpočet servopohonu FHA-25-C160L.....	40
4.3.4	Kontrolní výpočet hydraulického válce VEGA V160C	44
4.3.5	Kontrolní výpočet profilového valivého vedení.....	47
4.4	Konstrukce osy X manipulátoru	50
4.4.1	Konstrukční provedení.....	50
4.4.2	Volba pohonné soustavy.....	51
4.4.3	Kontrolní výpočet servomotoru	51
4.4.4	Kontrolní výpočet kuličkového šroubu	54
4.4.5	Kontrolní výpočet profilového valivého vedení.....	55
5	Časová analýza	59
5.1	Definování cyklu výměny nástroje	59
5.2	Výpočet dílčích časů.....	60
5.3	Výpočet celkového času výměny nástroje.....	63
6	Koncepce přívodu energií.....	64
6.1	Přiváděná média.....	64
6.2	Základní koncept přívodu energií.....	65

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

7 Závěr	67
8 Seznam použitých zkratk a symbolů.....	68
9 Seznam použité literatury	75

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 8
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1 ÚVOD

Diplomová práce se zabývá návrhem konstrukce manipulátoru nástrojů ke karuselu řady SKG firmy TOS HULÍN a.s., který bude automaticky dopravovat nástroj ze svislého řetězového zásobníku do prostoru výměny nástrojů.

Použitím tohoto manipulátoru se sníží nevýrobní časy, vzroste produktivita a efektivnost výroby a plně se zautomatizuje výrobní proces.

Požadavky na manipulátor:

- maximální hmotnost nástroje 35 kg
- maximální délka nástroje 600 mm
- maximální průměr nástroje 300 mm
- doba polohování nástroj-nástroj max. 10 s
- doba polohování místo výměny smykadlo – místo výměny zásobník nástrojů 35 s



2 ROZBOR ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

2.1 Automatická výměna nástrojů

S rozvojem číslicově řízené techniky, přibližně v 50-tých letech minulého století dochází také k intenzivnímu vývoji různých typů systémů automatické výměny nástrojů (AVN). Výrazně roste kapacita zásobníků, minimalizují se časy výměny nástroje, nástroje mohou být řazeny v libovolném sledu za sebou, čímž se zvyšuje flexibilita výrobních strojů. To zapříčinilo vznik prvních obráběcích center, na kterých lze obrobit součást na jedno upnutí obrobku a vyloučit tak zásah lidské obsluhy z pracovního cyklu, za účelem zkrácení vedlejších časů a potažmo zvýšením produktivity [2].

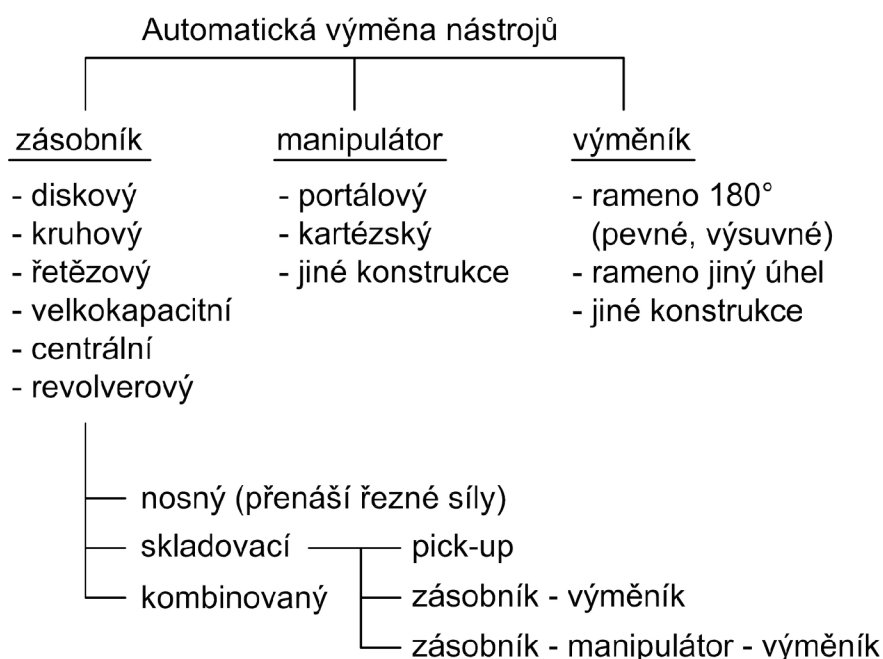
2.1.1 Požadavky kladené na prvky AVN

Následující text je převzat z [1]. Hlavními požadavky kladenými na systémy AVN jsou:

- minimální čas výměny nástroje z řezu do řezu, tzv. chip-to-chip
- zásobník nástrojů musí mít optimální kapacitu nástrojů, pro daný stroj
- vysoká funkční spolehlivost a životnost celého systému
- systém AVN musí být vhodně prostorově uspořádán a nesmí zasahovat do pracovního prostoru stroje
- odolnost proti vlivu prostředí a nečistot.

2.1.2 Základní struktura a typy AVN

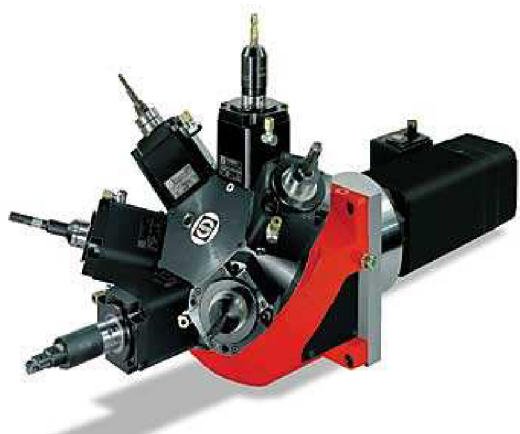
Morfologie a typy automatické výměny nástrojů jsou zobrazeny na obr. 1.



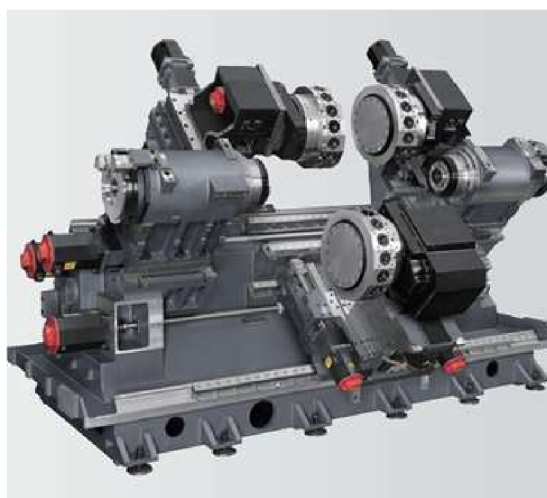
Obr. 1: Morfologie a typy AVN

2.1.3 Systémy s nosným zásobníkem

Nejčastějším zástupcem této kategorie jsou systémy s výměnou jednotlivých nástrojů pevně upnutých v zásobníku. Typickými představiteli těchto zařízení jsou revolverové a nožové hlavy soustružnických center. Zařízení je umístěno přímo v pracovním prostoru stroje a je přímo zatěžováno řeznými silami. To přináší vysoké nároky na tuhost celé soustavy AVN. Kapacita těchto systémů je relativně malá. Výhodou tohoto uspořádání je velmi nízká prostorová náročnost. Představitelé AVN s nosným zásobníkem jsou zobrazeni na obr. 2 a obr. 3.



Obr. 2: Revolverová hlava korunového typu firmy Sauter Feinmechanik GmbH



Obr. 3: Multifunkční soustruh řady NZ firmy Mori Seiki se třemi revolverovými hlavami

2.1.4 Systémy se skladovacím zásobníkem

Na rozdíl od předchozího typu AVN tento řezné síly nepřenáší a slouží pouze ke skladování nástrojů, proto také mohou mít tyto systémy daleko větší kapacitu nástrojů.

Nevýhodou jsou delší časy potřebné k výměně nástrojů a také velké zástavbové rozměry zásobníků nástrojů.

Systémy se skladovacím zásobníkem můžeme členit podle způsobu manipulace s nástrojem mezi zásobníkem a vřetenem následovně:

- Přímá (Pick-Up) výměna

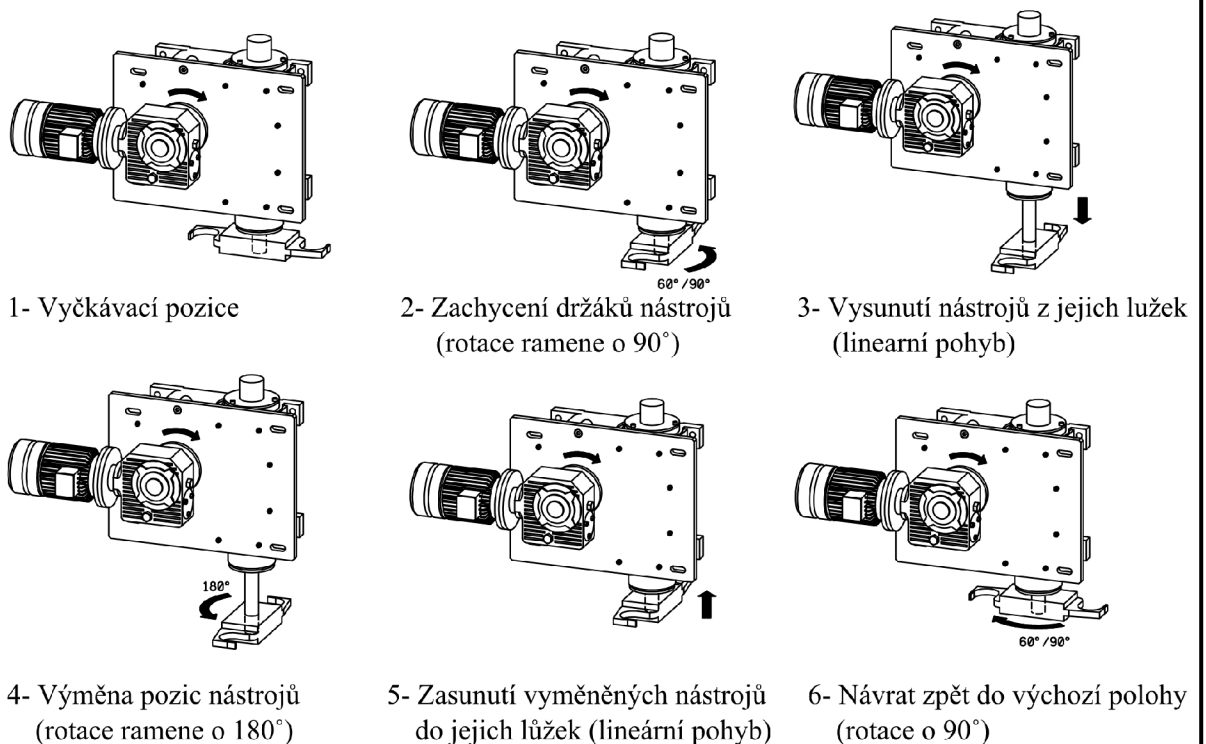
Je to nejjednodušší způsob AVN, jelikož zde není potřeba žádného manipulátoru. Vřeteno stroje nejprve odloží stávající nástroj do zásobníku, poté dojde k pootočení zásobníku do žádané polohy, případně k přemístění vřetene na jinou pozici zásobníku a vřeteno si odebere nový nástroj za pomoci vlastních posuvů. Tato metoda se uplatní zejména u menších obráběcích center s malým až středním počtem nástrojů v zásobníku. Příklad tohoto typu AVN je zobrazen na obr. 4.



Obr. 4: Pick-up výměna z kruhového zásobníku firmy MAG Fadal

**- Systém zásobník – výměník – vřeten**

Tento princip AVN se používá na strojích nejčastěji. Systém využívá pro manipulaci s nástrojem mezi vřetenem a zásobníkem účelový výměník, který má většinou podobu dvouramenné páky s úhlem 180° nebo 90° . Princip činnosti výměníku s dvouramennou pákou s úhlem 180° je schematicky znázorněn na obr. 5. Zásobník může být diskový, kruhový i řetězový, často se také používají výklopná lůžka nástrojů, je-li osa nástroje pootočena o 90° (obr. 6) [1].



Obr. 5: Princip činnosti výměníků s dvouramennou pákou



Obr. 6: AVN s horizontálním řetězovým zásobníkem s výklopným lůžkem čínské firmy BEI JYU

- Systém zásobník – manipulátor - výměník – vřeteno

Tento systém se shoduje s předchozím s tím rozdílem, že je často používán se zásobníky o velké kapacitě nástrojů, které musí být z prostorových důvodů umístěny dál od stroje. Proto musí být mezi výměník a zásobník zařazen ještě nějaký typ manipulátoru. Může jít o manipulátor kartézský nebo portálový, případně jiné koncepce. Princip činnosti spočívá v tom, že v průběhu obrábění systém vyhledá následující nástroj, manipulátor jej dopraví k místu výměny a dále proces probíhá stejně jako u předchozího typu AVN [1].

2.2 Analýza současného stavu

2.2.1 Popis vertikálního soustruhu TOS HULÍN a.s. řady SKG

Hlavní přednosti svislých soustruhů řady SKG jsou:

- obrábění těžkých rozměrných obrobků
- velký rozsah pojezdu suportů zvyšuje variabilitu použití strojů
- variabilní koncepce výměny nástrojů a nástrojových držáků
- používané nástroje: ISO 50, HSK 100, Coromant Capto C8 nebo UTS 80
- možnost vybavení třetí řízenou osou C a náhonem rotačních nástrojů
- termosymetrická konstrukce rámu stroje

Tab.1: Parametry strojů řady SKG TOS HULÍN a.s.

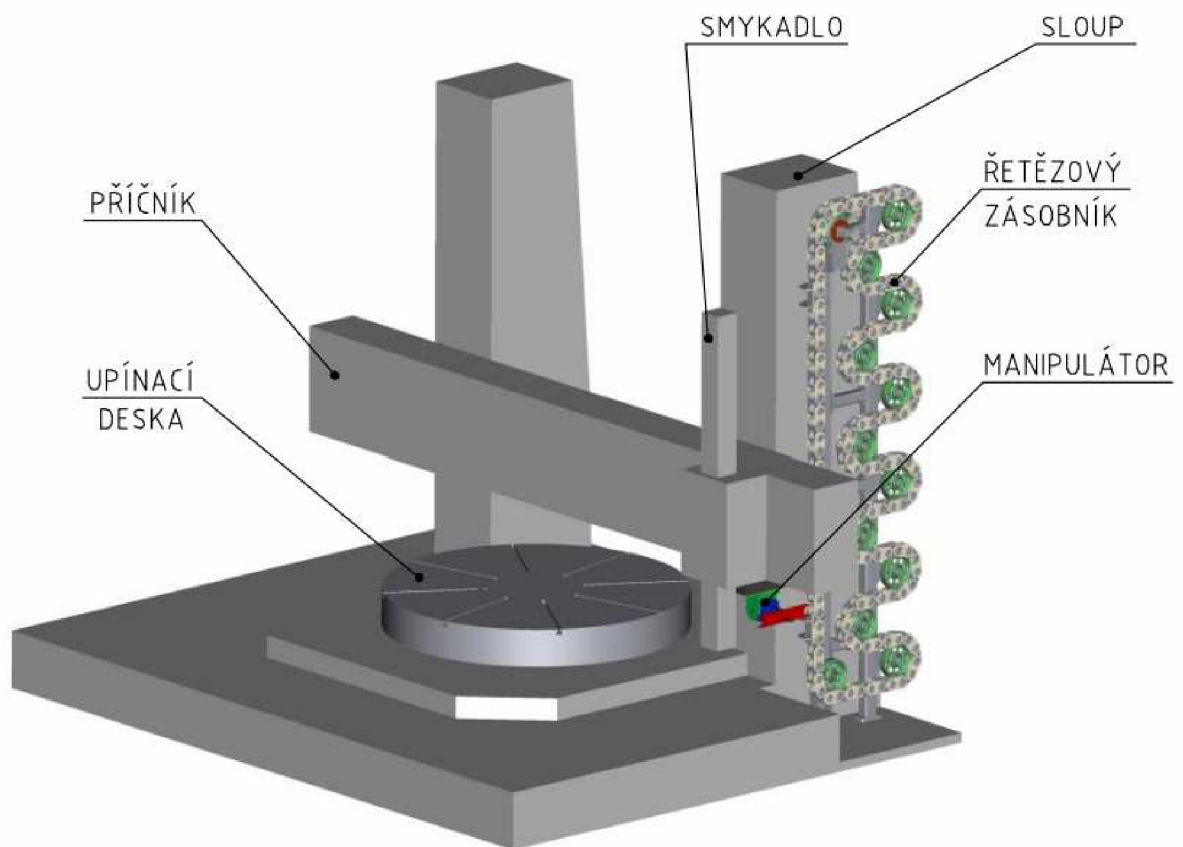
Parametry upínací desky	SKG 40	SKG 50
Max. průměr desky [mm]	4000	5000
Max. průměr soustružení [mm]	4500	5500
Max. průměr čelního soustr. [mm]	4500	5500
Max. výška obrobku [mm]	3500	4200
Max. hmotnost obrobku [kg]	60000	90000
Max. kroutící moment [Nm]	130000	260000
Výkon [kW]	71/114	71/114
Otáčky [min ⁻¹]	30/120	15/60
Parametry posuvové soustavy	SKG 40	SKG 50
Zdvih příčnicku [mm]	3000	3700
Zdvih smykadla [mm]	2000	2500
Průřez smykadla [mm]	320x320	320x320
Max. řezná síla [N]	80000	80000
Pracovní posuv [mm.min ⁻¹]	1-4000	1-4000
Rychloposuv [mm.min ⁻¹]	10000	10000
Náhon rotačních nástrojů	SKG 40	SKG 50
Výkon [kW]	28/39	28/39
Otáčky [min ⁻¹]	3000	3000
Max. kroutící moment [Nm]	800/1000	800/1000
Náhon osy C	SKG 40	SKG 50
Otáčky [min ⁻¹]	0,01-4	0,01-2,67
Max. kroutící moment [Nm]	23000	50000



2.2.2 Stávající systém AVN na strojích SKG

V současné době se na stroji vyskytuje systém výměny pick-up způsobem. Na každé straně stroje je otočný zásobník diskového typu, který může pojmout maximálně 12 nástrojů a dvě výměnné obráběcí hlavy.

Náhradou za tento systém by měla být kombinace velkokapacitního řetězového zásobníku nástrojů, který byl před časem řešen v rámci diplomové práce *Svislý zásobník* [17] pana Ing. Petra Zháněla na FSI VUT Brno a manipulátoru nástrojů, který je předmětem této práce. Na obr. 7 je schematicky znázorněn stroj řady SKG a vize budoucího systému AVN.



Obr. 7: Schéma stroje řady SKG s novým systémem AVN

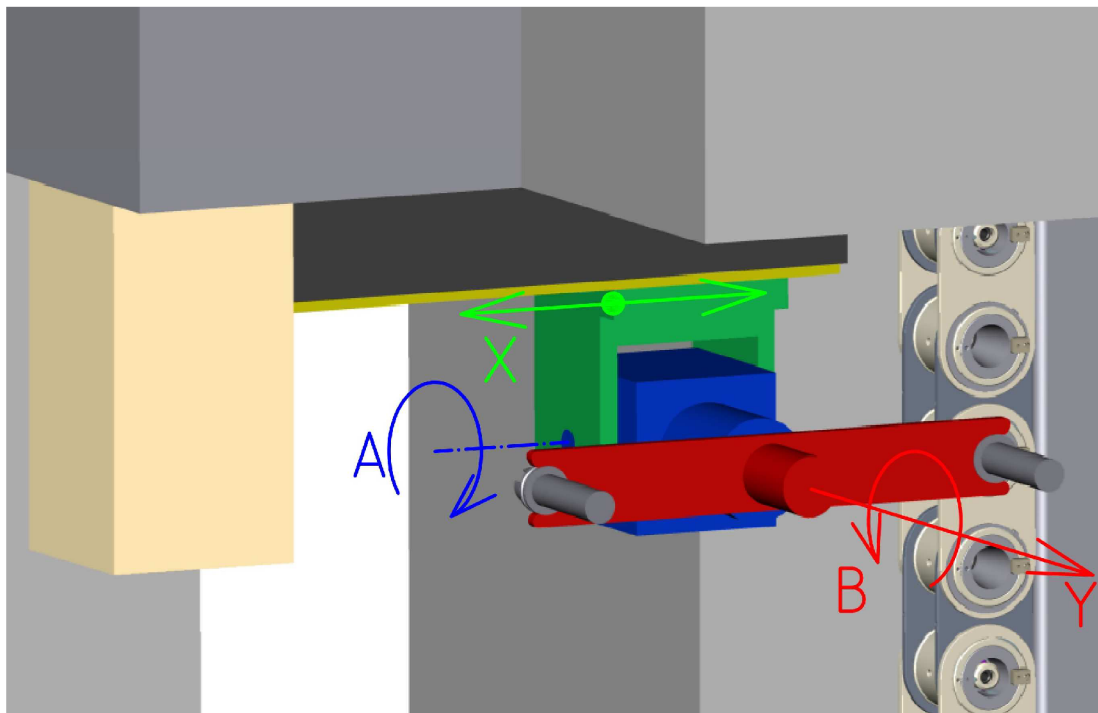
2.3 Upřesnění zadání

Základním požadavkem na manipulátor je schopnost napolohovat uchycený nástroj v místě výměny jak do svislé, tak do vodorovné roviny, z důvodu používání různých typů výměnných hlav, které jsou upnuty ve smykadle stroje. Tím bude zajištěna vysoká flexibilita celého systému AVN. Tato skutečnost sebou přináší potřebu vyvinout zcela specifické zařízení, které nelze nalézt u žádné společnosti zabývající se systémy AVN.

Dalším požadavkem je dosažení přesnosti polohování $\pm 0,2$ mm ve všech 3 osách.

3 VARIANTY ŘEŠENÍ

3.1 Varianta 1



Obr. 8: Varianta 1

Na obrázku 8 je znázorněna varianta manipulátoru, kde pohyb ve směru Y a rotaci kolem osy Y vykonává poslední člen manipulátoru – výměnné rameno. Na osu X je použito profilové valivé vedení, pohon obstarává servomotor, který přes převod pohání kuličkový šroub. Na osy A, B je také použit servomotor v kombinaci s vhodným typem převodovky. Na posuv v ose Y je použit hydraulický případně pneumatický válec.

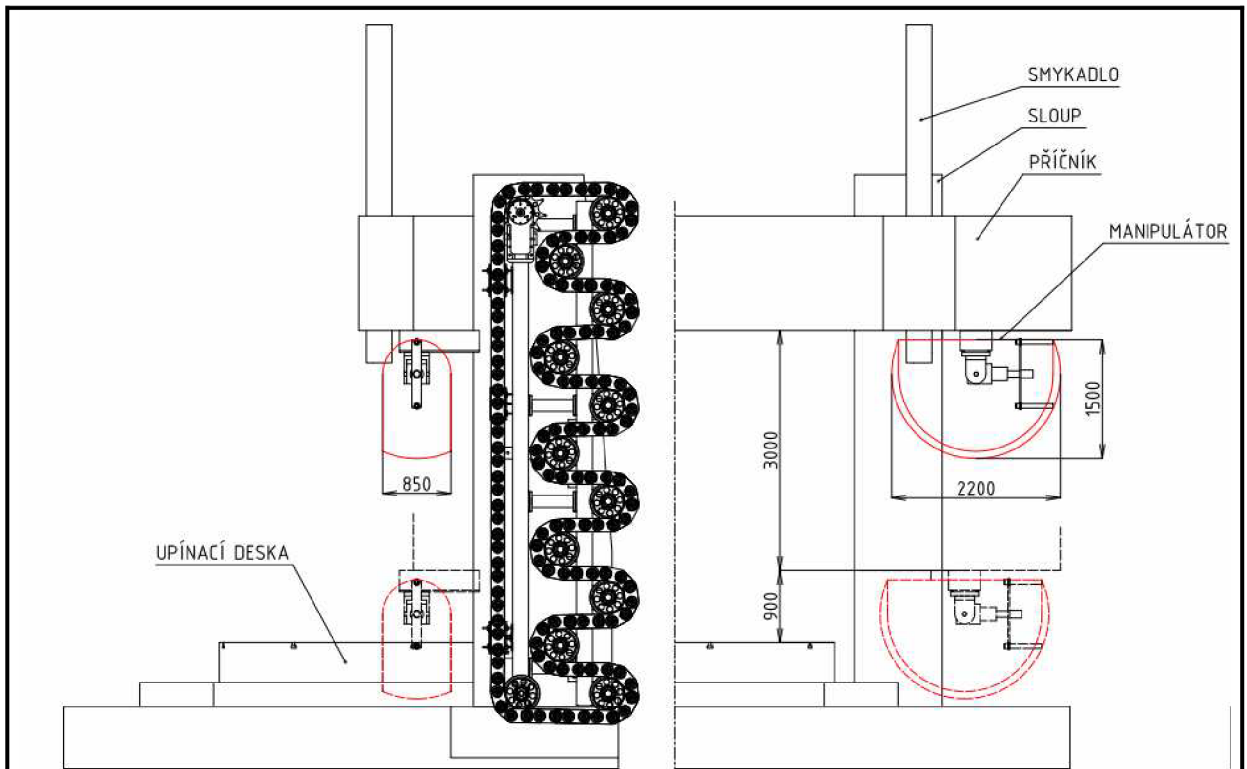
Na obr. 9 je schéma stroje s tímto manipulátorem s vyobrazením jeho manipulačního prostoru (v koncové poloze v ose X).

Klady:

- výměna nástrojů probíhá bez přispění pracovních posuvů stroje
- velmi nízké časy výměny

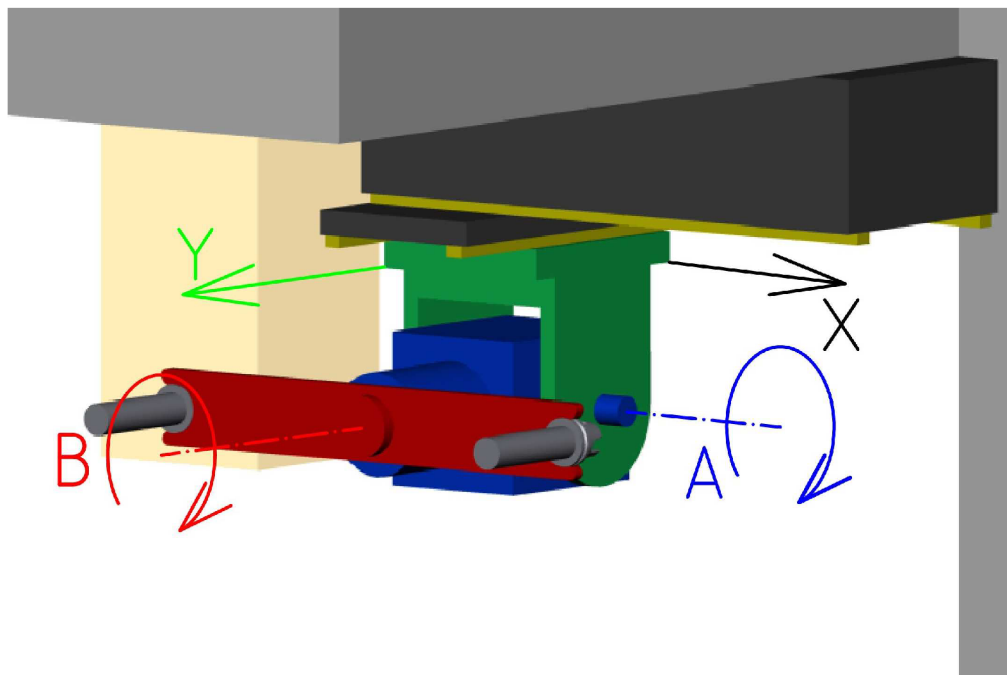
Zápory:

- značně komplikované řešení translace a rotace výměnného ramene
- příliš velký manipulační prostor manipulátoru



Obr. 9: Schéma stroje s manipulátorem varianty 1

3.2 Varianta 2



Obr. 10: Varianta 2

Druhá varianta manipulátoru (obr. 10, 11) odstraňuje nevýhodu předchozího řešení. Osa Y navazuje bezprostředně na osu X a odpadá tím komplikované řešení konstrukčního uzlu v oblasti výměnného ramene. Konstrukce osy X je zachována, osa Y je osazena profilovým

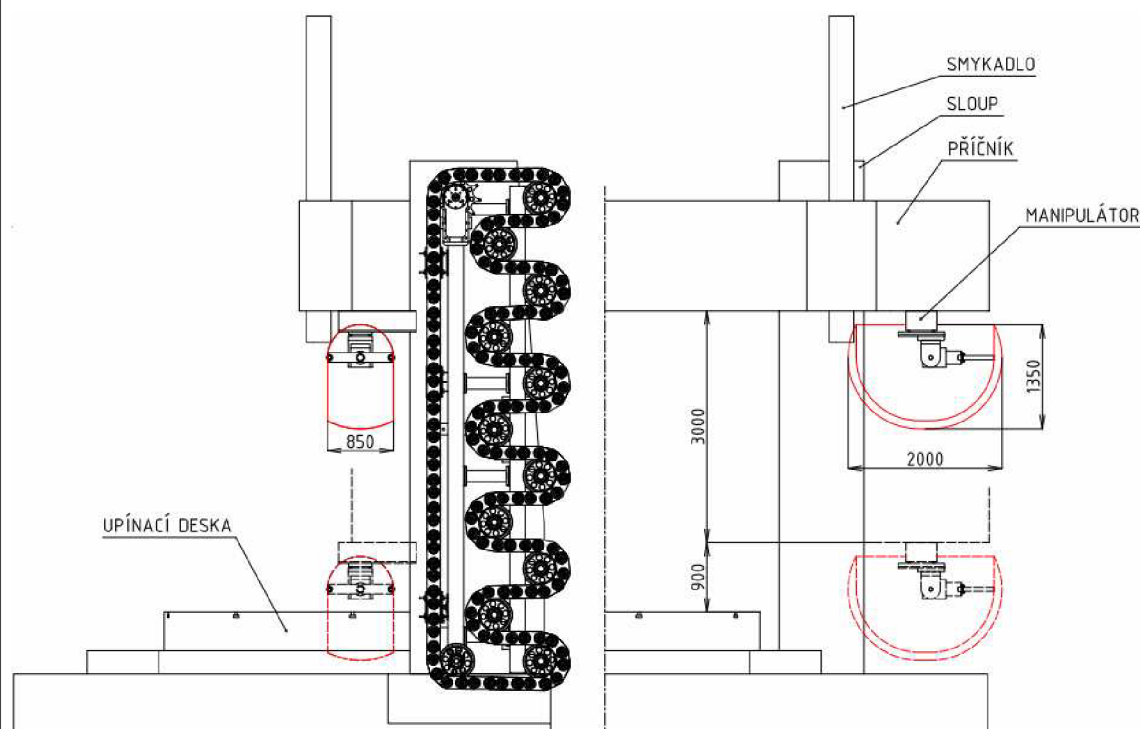
valivým vedením a translační pohyb zajišťuje hydraulický (pneumatický) válec. Osy A, B jsou osazeny, stejně jako v předchozím případě, servomotory s vhodnou převodovkou.

Klady:

- relativně jednoduché konstrukční řešení

Zápory:

- výměna nástroje ve vertikální poloze není možná bez asistence posuvu smykadla



Obr. 11: Schéma stroje s manipulátorem varianty 2

3.3 Varianta 3

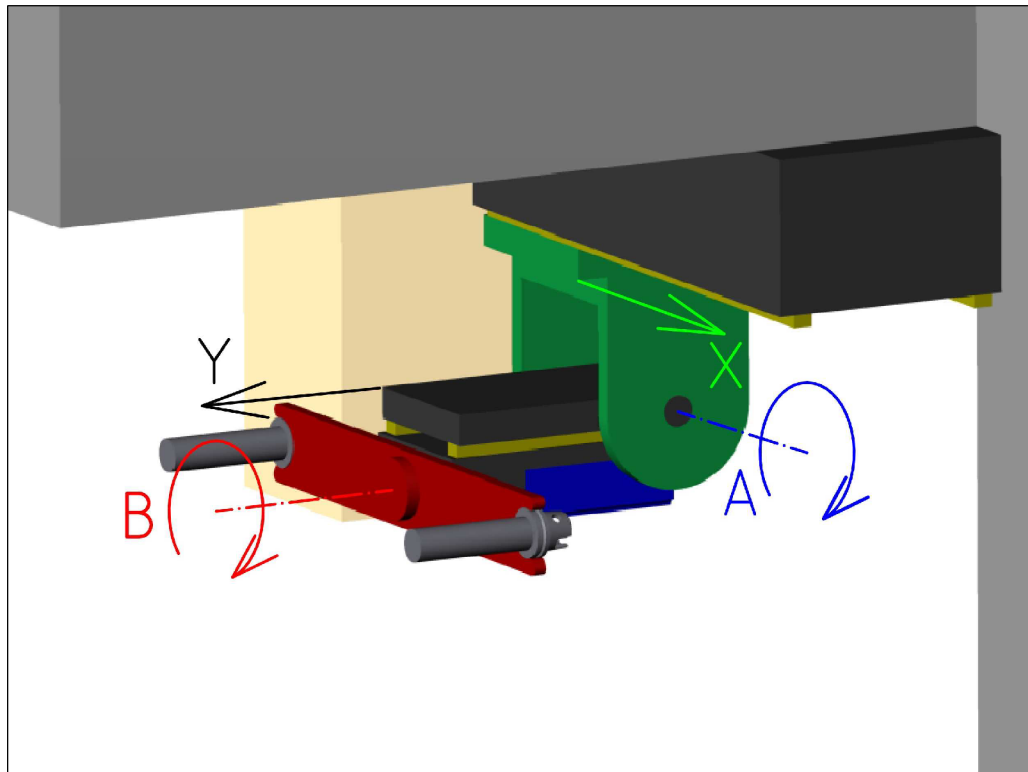
Třetí varianta (obr.12) je kinematicky blízká variantě první, ale není tak konstrukčně složitým řešením. Osa Y se v kinematickém řetězci přesouvá za rotační osu A. Osa X je řešena shodně jako v předchozích případech, stejně tak pohon i vedení osy Y. Manipulační prostor odpovídá variantě 1 (viz obr. 8).

Klady:

- výměna nástrojů probíhá bez jakékoliv pracovních posuvů stroje
- velmi nízké časy výměny

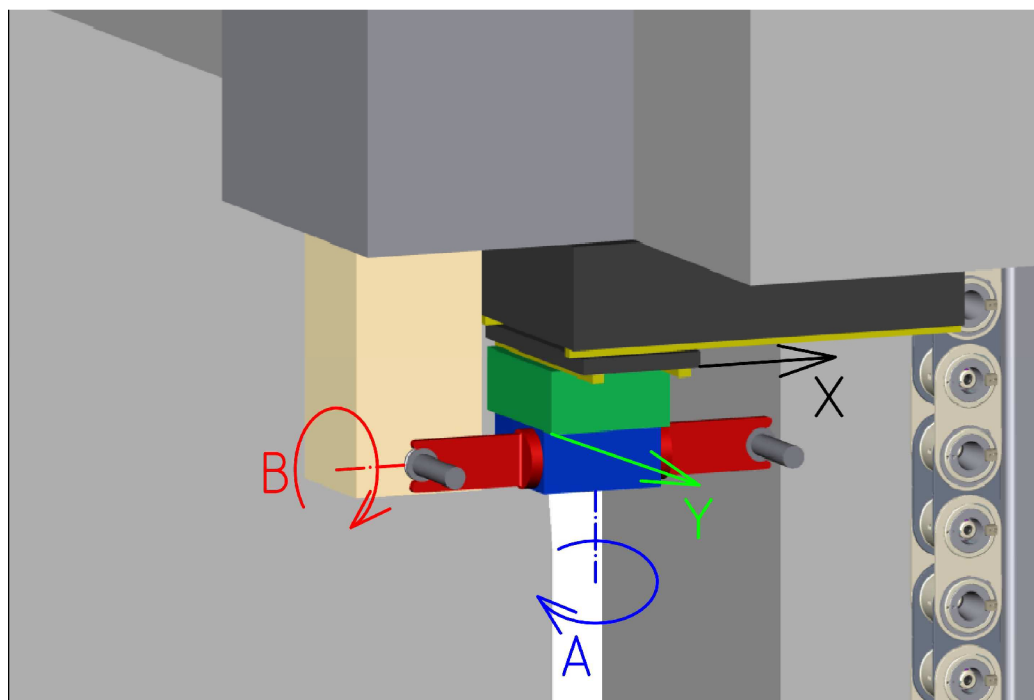
Zápory:

- příliš velký manipulační prostor manipulátoru



Obr. 12: Varianta 3

3.4 Varianta 4



Obr.13: Varianta 4

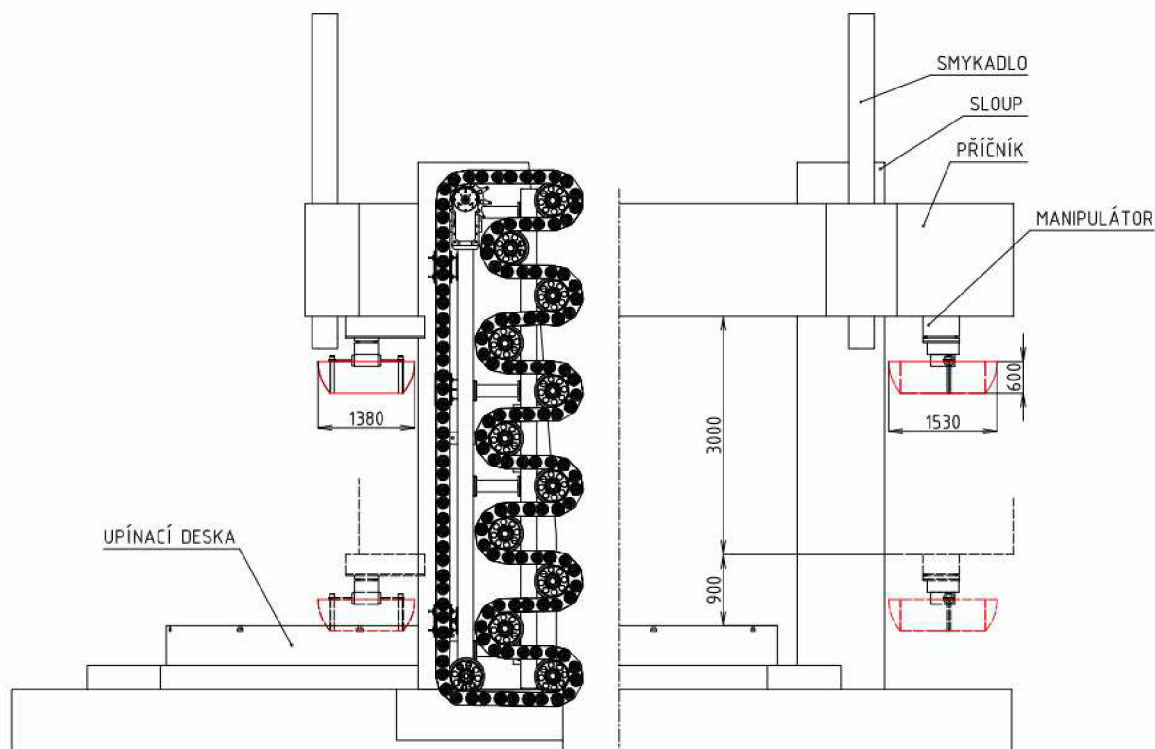
Tato varianta (viz obr. 13) představuje manipulátor diametrálně odlišné koncepce od předchozích verzí. Základem je “křížové vedení“ v rovině X, Y stejně jako u varianty 2. Dále navazuje blok (zelená barva), který zahrnuje uložení a pohon rotační osy A. Vlastní výměník není tvořen jednou dvouramennou pákou, ale dvěma samostatnými, mechanicky spojenými uchopovači (červená barva), které jsou uloženy v centrálním bloku (modrá barva), který nese společný servomotor s převodovkou pro rotační pohyb obou uchopovacích prvků v ose B.

Klady:

- relativně jednoduché konstrukční řešení
- nízké nároky na výkon pohonných servomotorů (statické zatížení jen od hmotnosti nástrojů)
- malý pracovní prostor manipulátoru (viz obr. 14)

Zápory:

- výměna nástroje není možná bez asistence pracovních posuvů stroje
- komplikovaný cyklus výměny a z toho plynoucí delší časy výměny



Obr. 14: Schéma stroje s manipulátorem varianty 4

3.5 Výběr optimální varianty řešení

Při hledání optimální varianty řešení manipulátoru je nutné zvážit všechny klady a zápory jednotlivých variant a pokusit se nalézt řešení, které bude splňovat všechny technické požadavky na něj kladené, a zároveň bude ekonomicky přijatelné.

Pro posouzení navržených variant byl zaveden systém hodnocení podle daných kritérií. Každému kritériu je přidělena hodnota od 1 do 10, která značí váhu (důležitost) jednotlivých kritérií (10 - nejvyšší váha). Následně jsou jednotlivé varianty obodovány od 1 do 5 podle toho, jak plní dané požadavky (čím vyšší bodové ohodnocení, tím lépe plní dané kritérium).

Poté jsou jednotlivé bodové zisky vynásobeny příslušnou důležitostí a celkový součet pro každou variantu je zvlášť zaznamenán do tabulky 2.

Zvolená kritéria:

- rychlost polohování
- konstrukční složitost
- velikost pracovního prostoru
- energetická náročnost – závisí hlavně na volbě typu a výkonu použitých pohonů
- náklady – předpokládaná ekonomická náročnost

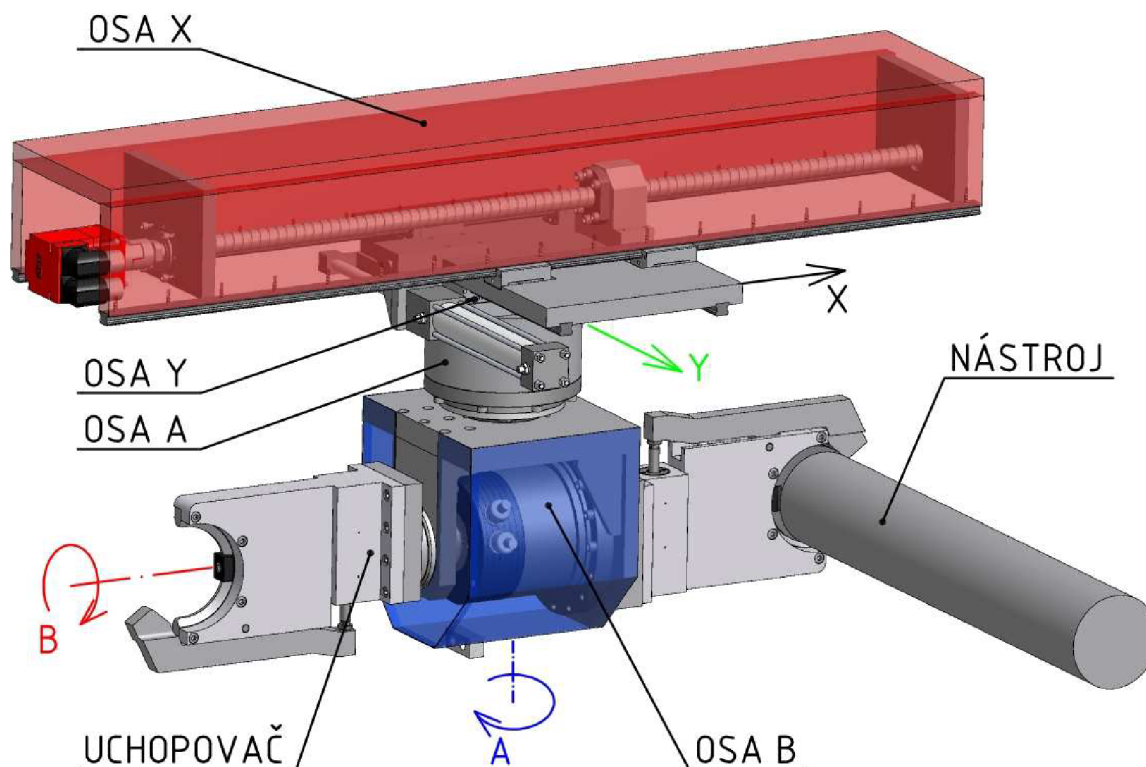
Tab. 2: Posouzení navržených variant

Kritérium	Váha kritéria	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4
Rychlost polohování	5	5	3	4	2
Konstrukční složitost	8	1	4	3	4
Velikost pracovního prostoru	6	2	3	2	5
Energetická náročnost	3	2	3	2	5
Náklady	9	2	4	3	5
Celkové hodnocení	X	69	110	89	127

Z tabulky 2 je zřejmé, že nejvyššího celkového hodnocení dosáhla varianta číslo 4 a byla tak zvolena jako optimální pro následující technické zpracování.

4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ A VÝPOČTY

Na obrázku 15 je pohled na kompletní manipulátor nástrojů. Jednotlivé konstrukční celky jsou z důvodu přehlednosti a rychlé orientace pojmenovány podle rotačních a translačních os, které jim přísluší. V následujících kapitolách jsou podrobně popsány jednotlivé konstrukční skupiny a provedeny nezbytné výpočty.



Obr. 15: Manipulátor nástrojů

4.1 Uchopovací mechanismus

Univerzální uchopovací systém pro upínací hlavičky typu UTS 80, CAPTO C6, ISO 50 v podstatě neexistuje, proto byl zvolen jednotný typ a to upínací kužel ISO 50. Pokud se v portfoliu nástrojů obráběcího stroje vyskytnou jiné upínací systémy, je nutné do řetězce výměny zapojit redukční systém, nebo upínací stopky sjednotit.

Pro uchopení nástrojů v upínacím kuželu ISO 50 je nutné zvolit vhodný uchopovač, který musí bezpečně zajistit nástroj v průběhu manipulace.

4.1.1 Varianty řešení

Varianta č. 1 - Pneumatický uchopovač firmy SCHUNK PGN-plus 240

Jedná se o univerzální paralelní uchopovač s vysokou upínací silou opatřený kluzným profilovaným vedením upínacích kamenů, díky kterému je možné uchopovací čelisti zatěžovat silami a momenty a vysoké hodnotě.

Tento uchopovací systém využívá například nizozemská firma CELLRO (viz obr. 16).

**Základní údaje z katalogu výrobce [18] :**

- zdvih na jednu čelist 17mm
- uzavírací síla 8340 N
- hmotnost 12 kg
- maximální tlak 6,5 bar
- uzavírací čas 0,35 s
- opakovatelná přesnost 0,04 mm

V průběhu dalších konstrukčních prací bylo nutné nalézt jiné řešení, převážně z důvodů velkých rozměrů uchopovací jednotky, vysoké hmotnosti a z toho plynoucího vysokého momentu setrvačnosti celé otočné části manipulátoru (osa A,B).

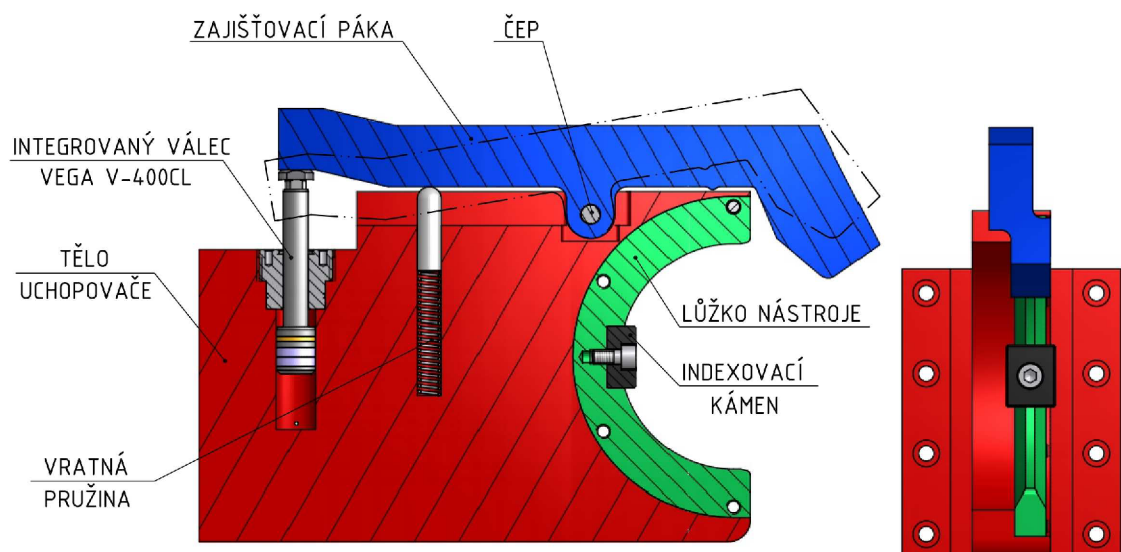


Obr. 16: Řešení uchopovacího systému firmy CELLRO

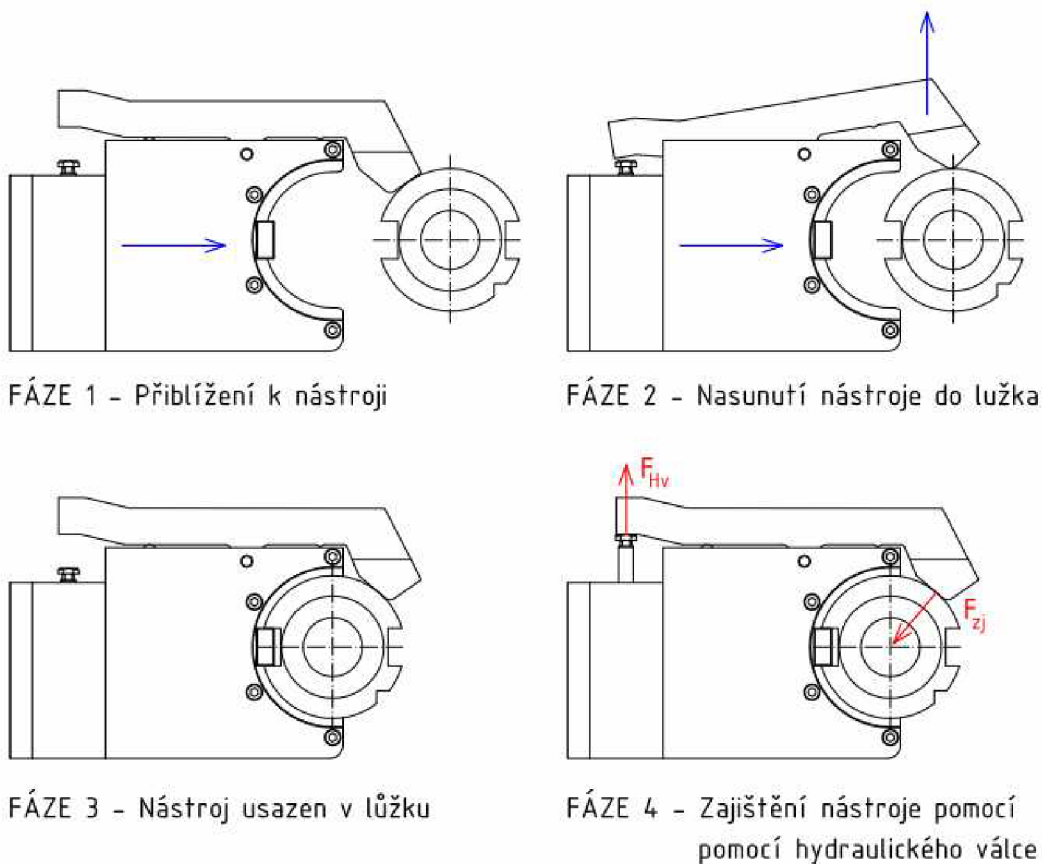
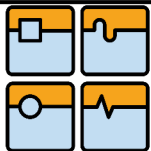
Varianta č. 2 – Návrh hydraulického uchopovače

Na obr. 17 je znázorněn schematický řez uchopovačem. Základem je integrovaný hydraulický válec firmy VEGA V400-CL, který zajišťuje nástroj v jeho lůžku ve tvaru půlky mezikruží. Tímto je zajištěno dostatečně tuhé upnutí nástroje v každé poloze. Vratná pružina pouze zajišťuje, aby se páka nacházela vždy v definované poloze v případě, kdy není upnutý nástroj (aby nedocházelo k vibracím páky v době, kdy manipulátor nepracuje).

Na obrázku 18 jsou zobrazeny jednotlivé fáze při upínání nástroje do uchopovače. Zajišťovací páka se zvedá automaticky při najíždění do nástroje díky vhodně tvarovanému náběhu (fáze 2).



Obr. 17: Schematický řez hydraulickým uchopovačem



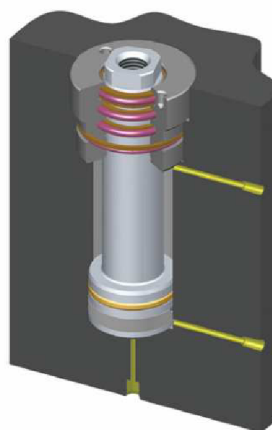
Obr. 18: Fáze upínání nástroje

Parametry válce VEGA V400-CL [14]:

- průměr pístu 16 mm
- průměr pístnice 10 mm
- tlačná síla (80 bar) 1580 N

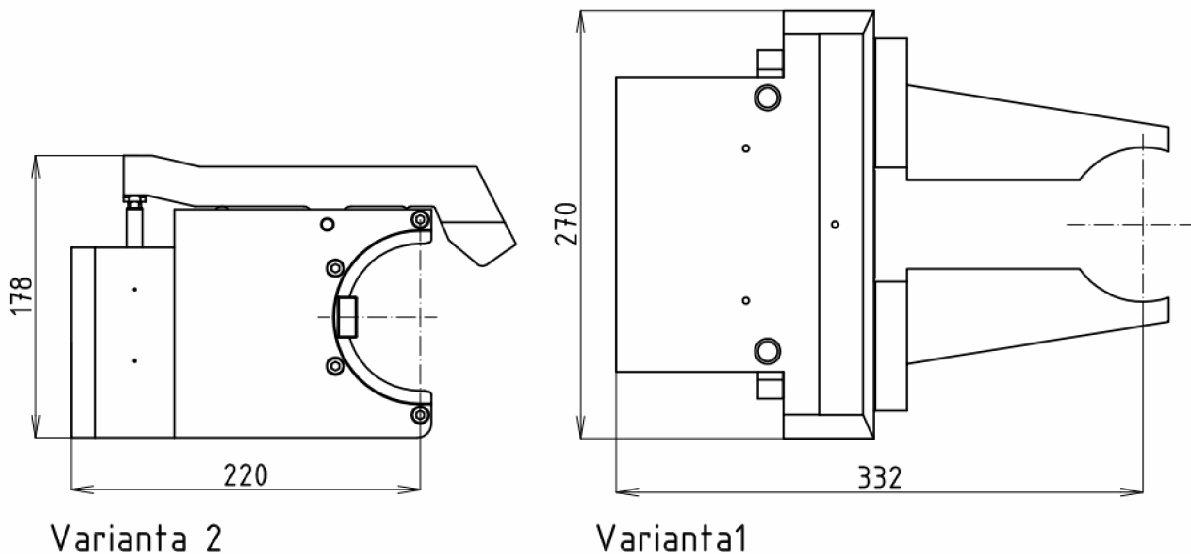
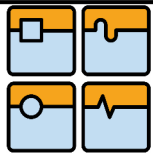
Dosažená zlepšení proti variantě 1:

- zmenšení rozměrů (viz obr. 20)
- snížení hmotnosti ze 17 kg na 8,9 kg
- podstatné snížení momentu setrvačnosti celé rotační části manipulátoru



Obr. 19: Integrovaný hydraulický válec VEGA V400-CL

Porovnání důležitých rozměrů obou navržených variant uchopovacího systému je znázorněno na obr. 20.



Obr. 20: Srovnání důležitých rozměrů variant uchopovače

4.2 Konstrukce osy B manipulátoru

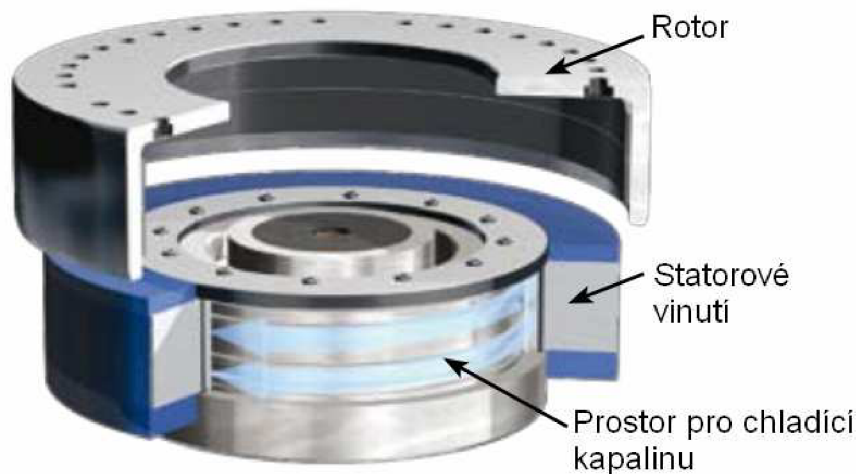
4.2.1 Varianty řešení

Pro pohon manipulátoru v ose B, sloužící k orientaci nástrojů do vodorovné nebo svislé polohy byly zvažovány následující varianty řešení:

- hydraulický válec s převodem na rotační pohyb pomocí ozubeného hřebene a pastorku
- torquemotor
- servopohon firmy Harmonic drive řady FHA-C s harmonickou převodovkou
- klasický servomotor v kombinaci se šnekovou převodovkou

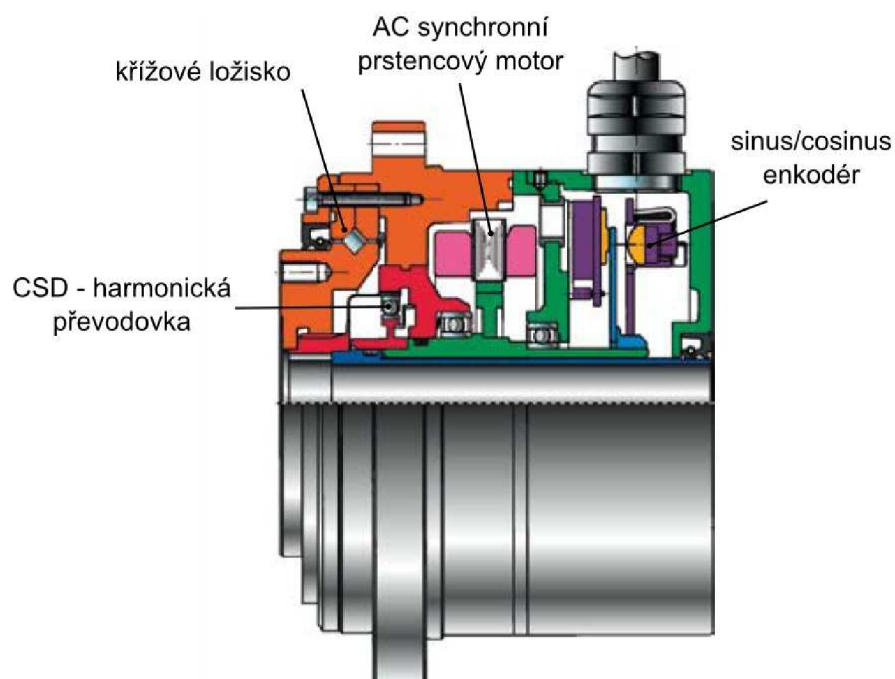
Během zpracování diplomové práce vyvstal další požadavek na manipulátor, a to možnost napolohovat nástroj pod jakýmkoliv úhlem od vodorovné roviny. Z tohoto důvodu byla z výběru odstraněna varianta pohonu pomocí hydraulického válce, který neumožňuje jednoduše dosáhnout takovéto funkčnosti (bez použití proporčního ventilu, systému odměřování, vymezení vůle v ozubení).

Torquemotor, neboli vysokomomentový prstencový motor, je moderní řešení pohonu bez použití převodovky, které výrazně zjednodušuje konstrukci zařízení. Jsou to principiálně synchronní točivé stroje s rotorem s permanentními magnety a velkým počtem pólů. Tyto motory vyrábí a používá pro svoje zařízení například firma Cytek (viz obr. 21). Bohužel nevýhody tohoto pohonu, jaké jsou například nutnost chlazení vodou, potřeba použití výkonné bezpečnostní brzdy a v neposlední řadě také příliš vysoká cena, převažují v této aplikaci nad výhodami.

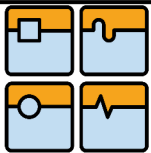


Obr. 21: Torquemotor firmy Cytek

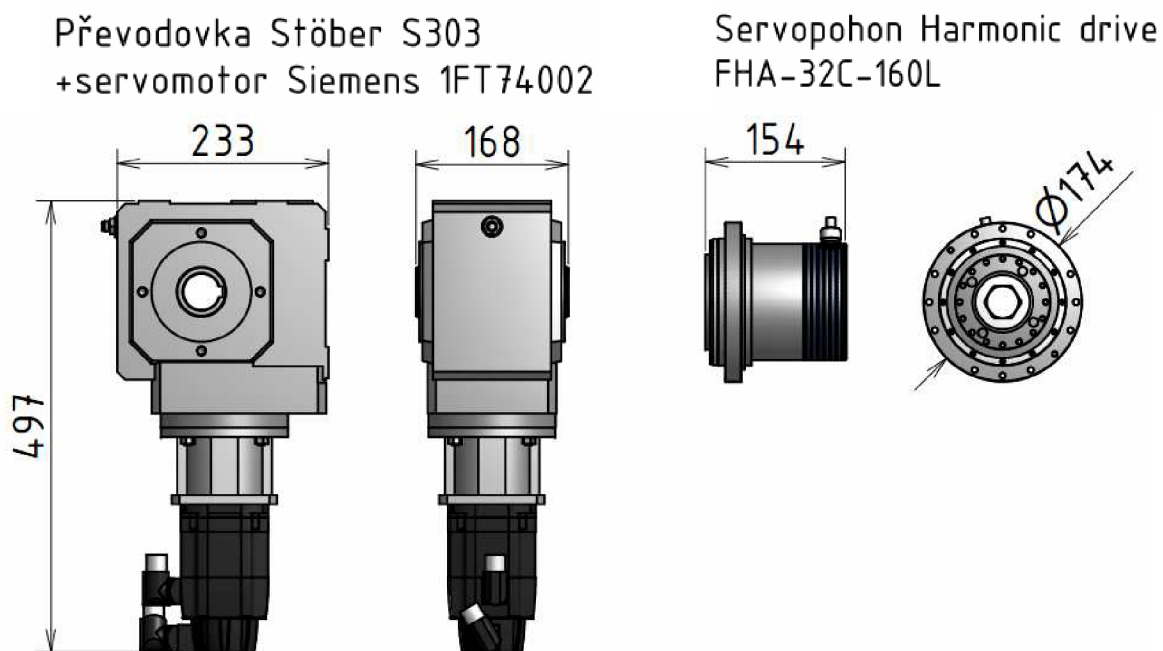
Pohony Harmonic drive řady FHA-C se skládají z harmonické převodovky, prstencového AC servomotoru a sinus-cosinus optického snímače pro regulaci polohy. Pohony jsou také opatřeny na výstupu velmi kompaktním a tuhým speciálním křížovým ložiskem pro zachycení vnějších sil a klopných momentů bez dodatečného uložení. Centrální dutý hřídel umožňuje protažení přívodů energií, hřídele nebo např. průchod laserového paprsku středem pohonu. Tato vlastnost může značně zjednodušit konstrukci průmyslových robotů, manipulátorů a obráběcích strojů [7]. Řez tímto typem pohonu je zobrazen na obr. 22.



Obr. 22: Řez pohonem Harmonic drive FHA-C



Na obr. 23 je rozměrové porovnání dvou typů servopohonů o téměř shodných výstupních parametrech (max. kroutící moment přibližně 450 Nm, max. výstupní otáčky 25 min^{-1}). Hmotnost převodovky Stöber S 303 v kombinaci se servomotorem Siemens 1FT7402 je přibližně 38 kg, naproti tomu servopohon Harmonic drive FHA-32C-160L disponuje hmotností pouhých 7,6 kg.



Obr. 23: Srovnání rozměrů klasického servomotoru se šnekovou převodovkou a servopohonu Harmonic drive řady FHA-C

4.2.2 Volba optimální varianty

Vzhledem k velice příznivé hmotnosti a malé osově délce byl pro pohon osy B manipulátoru zvolen servopohon firmy Harmonic drive FHA-32C-160L (obr. 24). Jeho výhodou je integrované výstupní křížové ložisko, které slouží přímo jako uložení jednoho z uchopovačů. Součástí pohonu je také bezpečnostní brzda a jednotáčkové absolutní odměřování standardu HIPERFACE.

Technické parametry od výrobce [3] :

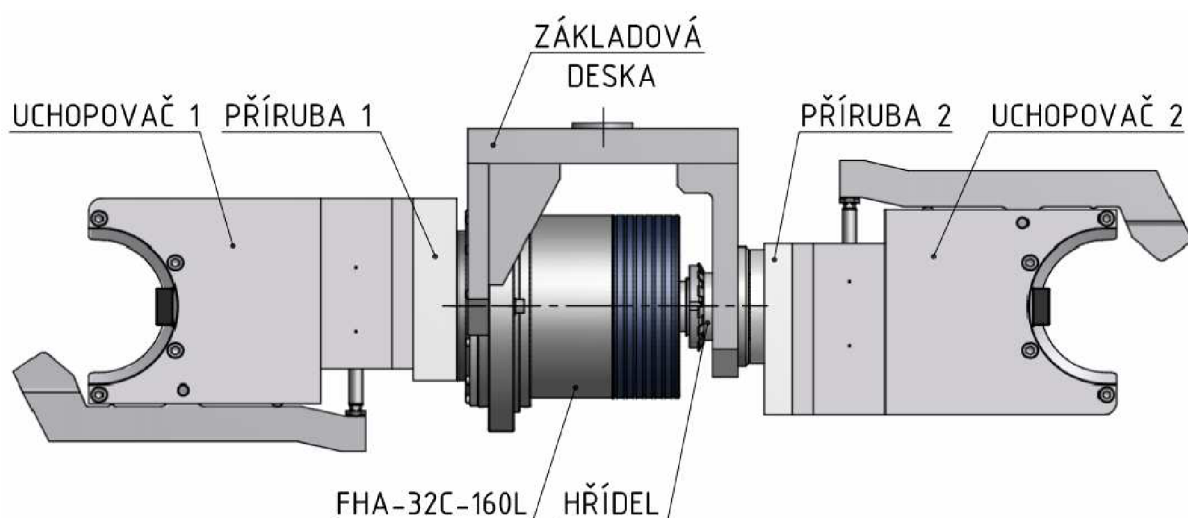
- | | |
|-------------------------------|--|
| - maximální výstupní moment | $M_{B\max} = 453 \text{ Nm}$ |
| - maximální výstupní rychlost | $N_{B\max} = 25 \text{ min}^{-1}$ |
| - převodový poměr | $i_B = 160$ |
| - trvalý statický moment | $M_{BS\max} = 228 \text{ Nm}$ |
| - moment setrvačnosti | $J_{B\text{mot}} = 8,9 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$ |
| - moment brzdy na výstupu | $M_{Bb} = 240 \text{ Nm}$ |
| - hmotnost | $m_{B\text{mot}} = 7,6 \text{ kg}$ |



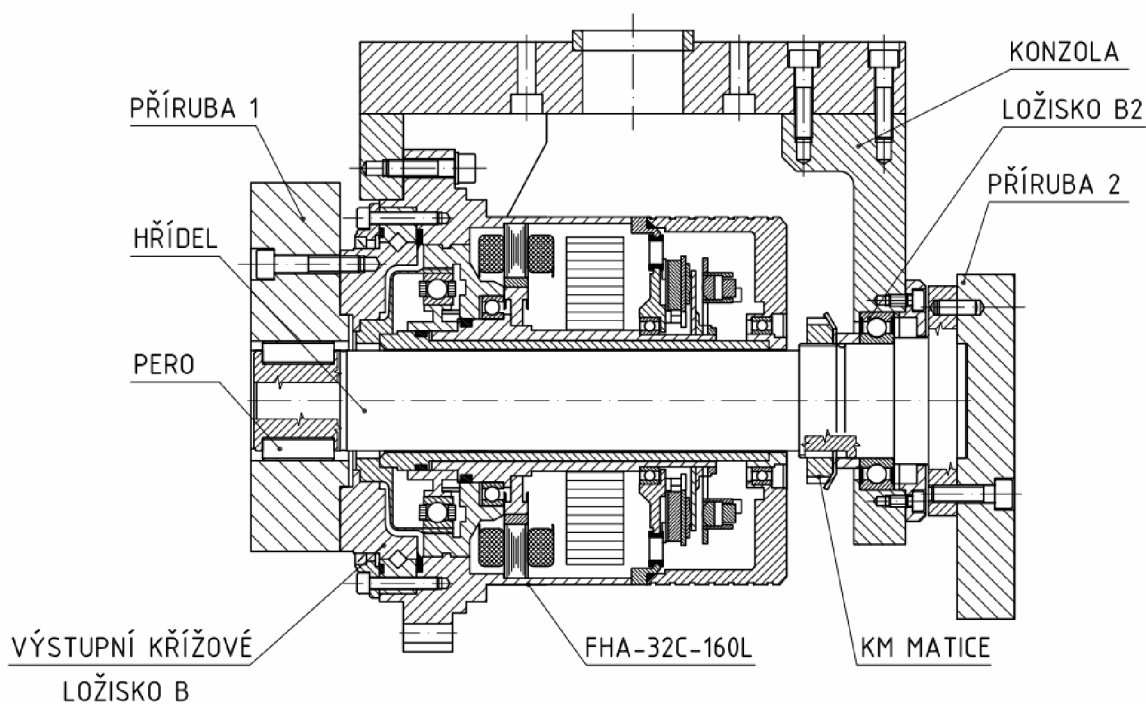
Obr. 24: Servopohon řady FHA-C

4.2.3 Konstrukční provedení

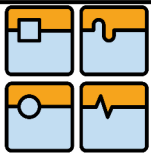
Provedení osy B je znázorněno na obr. 25, a na následujícím obrázku 26 je řez centrální částí. Uložení pro uchopovač 1 tvoří výstupní křížové ložisko pohonu FHA-32C-160L. Přenos kroutícího momentu na uchopovač 2 je realizován hřídelí, která jde skrz dutou hřídel servopohonu a na straně příruby 2 je uložena v klasickém jednořadém kuličkovém ložisku. Na straně příruby 1 je hřídel uložena ve výstupním ložisku převodovky servopohonu. Tímto uspořádáním byla snížena osová vzdálenost upnutých nástrojů na minimum. Pro přenos kroutícího momentu na hřídel slouží 2 těsná pera přesazená o 180°. Axiálnímu pohybu hřídele zamezuje KM matice zajištěná MB podložkou.



Obr. 25: Konstrukční provedení osy B manipulátoru nástrojů



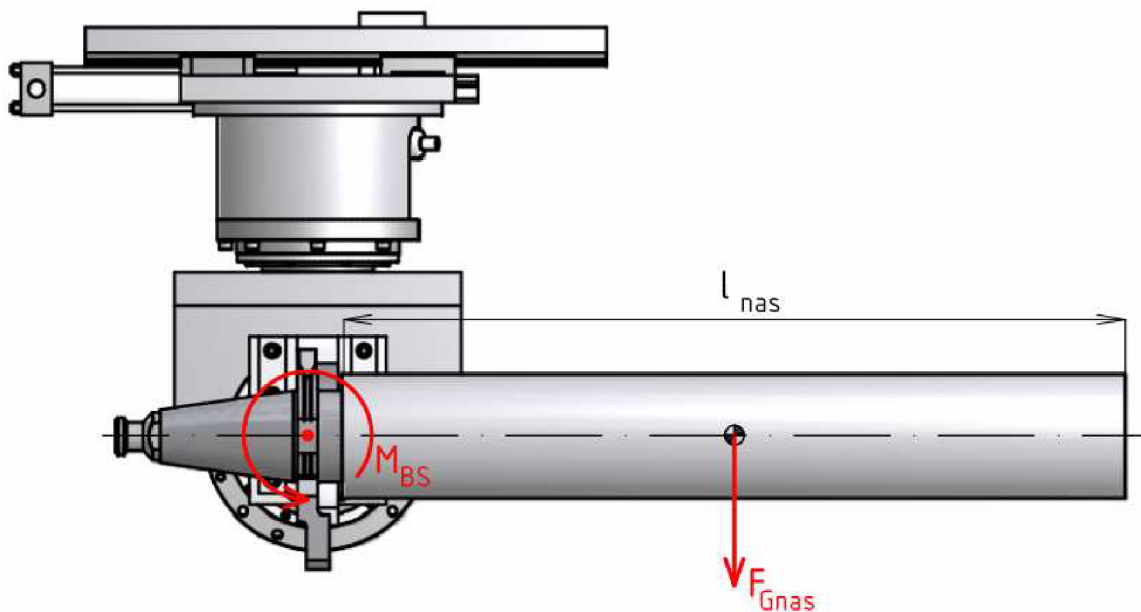
Obr. 26: Řez centrální částí se servopohonem (uchopovače nejsou zobrazeny)



4.2.4 Kontrolní výpočet servopohonu FHA-32C-160L

Statické zatížení od hmotnosti nástrojů:

Maximálního statického zatížení se dosáhne, když budou uchyceny oba nástroje o maximálních parametrech (délka nástroje 600 mm, hmotnost 35 kg).



Obr. 27: Zatížení motoru od tíhové síly nástroje

Pro statický moment pohonu platí (oba nástroje ve vodorovné poloze, viz obr. 27):

$$M_{BS} = 2 \cdot F_{Gnas} \cdot \frac{l_{nas}}{2} = 2 \cdot m_{nas} \cdot g \cdot \frac{l_{nas}}{2} = 2 \cdot 35 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,6}{2} = 206 \text{ Nm} \quad (1)$$

kde:

F_{Gnas} - tíhová síla od nástroje $M_{Gnas} = m_{nas} \cdot g = 35 \cdot 9,81 = 343,35 \text{ N}$

g - gravitační konstanta [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

m_{nas} - max. hmotnost nástroje $m_{nas} = 35 \text{ kg}$

l_{nas} - max. délka nástroje $l_{nas} = 0,6 \text{ m}$

$$M_{BS} < M_{BSmax} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2)$$

$$M_{BS} < M_{Bb} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3)$$

Dynamické poměry:

Pozn.: všechny výpočty jsou vztaženy k výstupu převodovky.

Průběh úhlové rychlosti při otáčení o 90° je na obr. 28. Jelikož čas i úhlová dráha jsou pro zrychlení i zpomalení shodné, bude i potřebný moment shodný.

Platí:

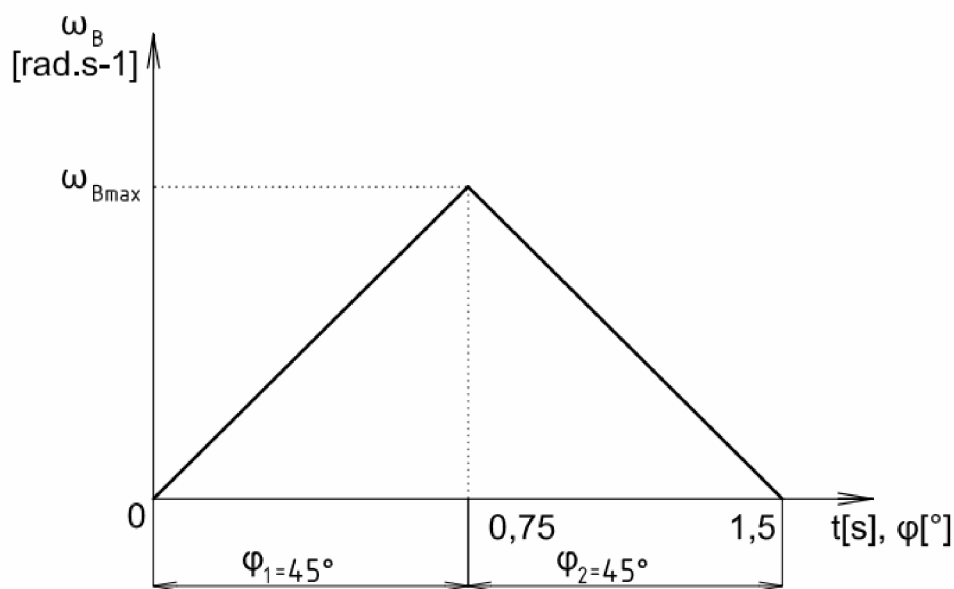
$$M_{BD1,2} = J_{BRP} \cdot \varepsilon_{BVP} \quad (4)$$

kde:

$M_{BD1,2}$ - potřebná velikost kroutícího momentu pro zrychlení (zpomalení) celé soustavy [Nm]

J_{BRP} - moment setrvačnosti všech rotujících prvků osy B redukováný na výstup [kg.m²]
převodovky

ϵ_{BVP} - úhlové zrychlení (zpomalení) pohonu [rad.s⁻²]



Obr. 28: Průběh úhlové rychlosti v závislosti na čase a úhlu natočení

$$J_{BRP} = J_{Bmot} \cdot i_B^2 + J_{BS} = 8,9 \cdot 10^{-4} \cdot 160^2 + 8,94 = 31,72 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (5)$$

kde:

J_{BS} - moment setrvačnosti soustavy osy B [kg.m²] (2x uchopovač, hřídel, 2x nástroj v upínači ISO50) vygenerovaný z modelu v programu Autodesk Inventor)

$$\epsilon_{BVP} = \frac{2 \cdot \varphi_{1,2}}{t_{1,2}^2} = \frac{2 \cdot 45 \cdot \frac{\pi}{180}}{0,75^2} = 2,79 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (6)$$

kde:

$\varphi_{1,2}$ - úhlová dráha [rad]

$t_{1,2}$ - čas potřebný k překonání úhlové dráhy $\varphi_{1,2}$ [s] (dle obr. 6)

potom:

$$M_{BD1,2} = J_{BRP} \cdot \epsilon_{BVP} = 31,72 \cdot 2,79 = 88,5 \text{ Nm} \quad (7)$$

Celkový maximální moment potřebný pro pootočení osy B o 90° (ze svislé do vodorovné polohy) je:

$$M_B = M_{BS} + M_{BD1,2} = 206 + 88,5 = 294,5 \text{ Nm} \quad (8)$$

Pozn.: Těto hodnoty v reálu nebude nikdy dosaženo, jelikož zde není uvažována změna tíhové síly od nástroje v průběhu otáčení ze svislé do vodorovné polohy.

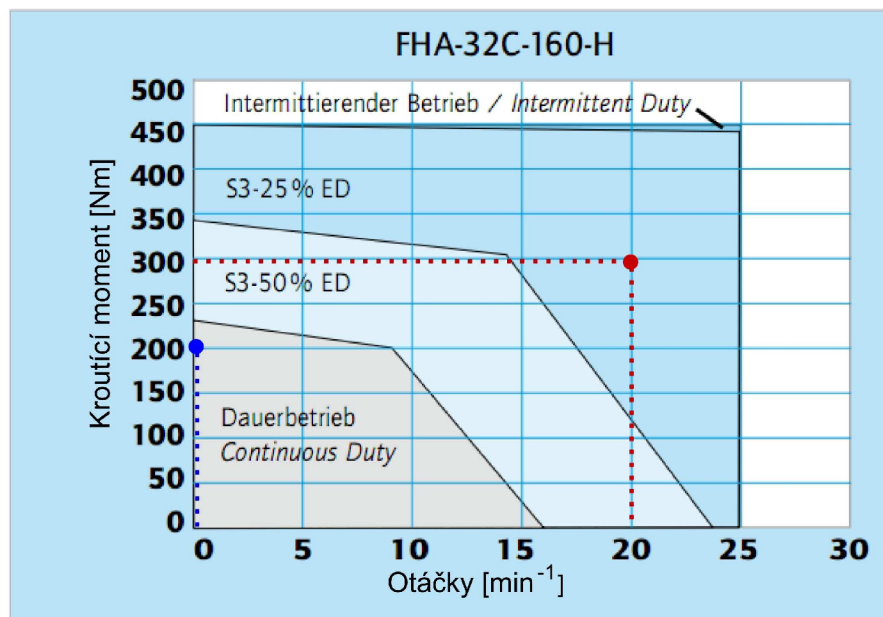


$$M_B < M_{Bmax} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (9)$$

Maximální dosažené otáčky:

$$\omega_B = \varepsilon_{VP} \cdot t_{1,2} = 2,79 \cdot 0,75 = 2,09 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} = 20 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (10)$$

$$\omega_B < N_{Bmax} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (11)$$



Obr. 29: Momentová charakteristika motoru FHA-32C-160

Na obr. 29 je momentová charakteristika motoru s vyznačenými pracovními body. Modrý bod odpovídá maximálnímu zatížení při nulových otáčkách (upnuté dva nástroje o maximálních parametrech ve vodorovné poloze) a červený bod reprezentuje maximální zatížení při rozběhu (brzdění).

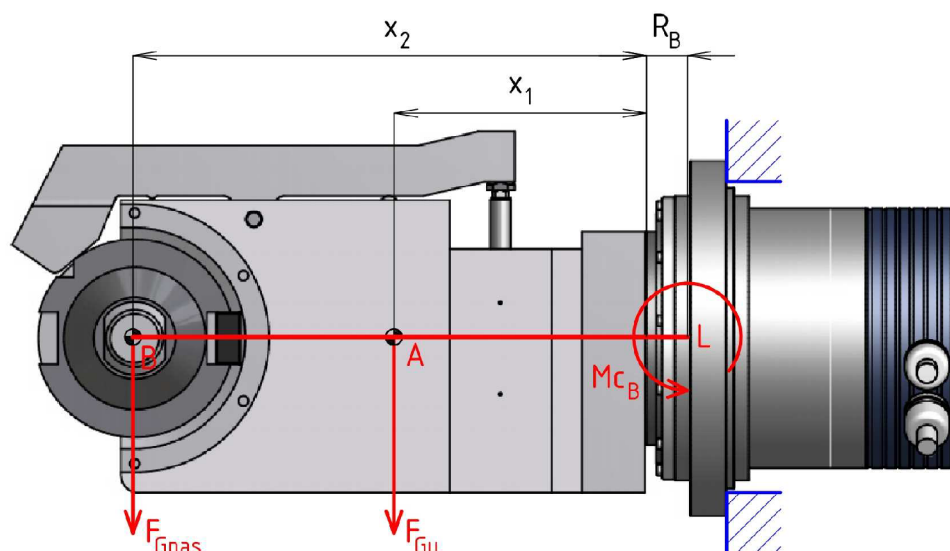
Kontrola integrovaného křížového ložiska B:

Parametry ložiska:

- průměr roztečné kružnice valivých elementů $d_{pB}=112.2 \text{ mm}$
- vzdálenost ložiska od příruby $R_B=18.5 \text{ mm}$
- dynamická únosnost $C_B=24100 \text{ N}$
- statická únosnost $C_{0B}=44300 \text{ N}$
- max. dovolené radialní zatížení $F_{rBmax}=9500 \text{ N}$
- max. dovolené axiální zatížení $F_{aBmax}=24500 \text{ N}$
- max. dovolený klopný moment $M_{cBmax}=530 \text{ Nm}$

Pozn.: Maximální dovolený klopný moment M_{cBmax} nevychází z rovnice životnosti ložiska, ale je určený na základě maximální deformace prvků harmonické převodovky [3]. Všechny výpočty byly provedeny dle katalogu HARMONIC DRIVE AG [3].

Na obr. 30 je znázorněna situace při zatížení nástrojem o maximální hmotnosti 35 kg. Axiální setrvačná síla vznikající při otáčení celé soustavy osy B kolem osy A (viz obr. 15) je zanedbatelná.



Obr. 30: Silové působení na křížové ložisko motoru osy B

Pro klopný moment platí:

$$Mc_B = F_{Gu} \cdot (R_B + x_1) + F_{Gnas} \cdot (R_B + x_2) = m_u \cdot g \cdot (R_B + x_1) + m_{nas} \cdot g \cdot (R_B + x_2) \quad (12)$$

$$Mc_B = 8,9 \cdot 9,81 \cdot (0,0185 + 0,125) + 35 \cdot 9,81 \cdot (0,0185 + 0,251) = 105,1 Nm$$

$$Mc_B < Mc_{Bmax} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (13)$$

kde:

Mc_B - klopný moment vyvolaný tíhovými silami od hmotnosti nástroje a uchopovače [Nm]

F_{Gu} - tíhová síla od hmotnosti uchopovače [N]

m_u - hmotnost uchopovače [kg] (vygenerováno z modelu v programu Autodesk Inventor)

x_1 - vzdálenost těžiště uchopovače od příruby motoru [m] (vygenerováno z modelu v programu Autodesk Inventor)

x_2 - vzdálenost těžiště nástroje od příruby motoru [m]

Pro radiální zatížení platí:

$$Fr_B = F_{Gu} + F_{Gnas} = m_u \cdot g + m_{nas} \cdot g = 8,9 \cdot 9,81 + 35 \cdot 9,81 = 430,7 N \quad (14)$$

$$Fr_B < Fr_{Bmax} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (15)$$

kde:

Fr_B - radiální zatížení ložiska [N]

Výpočet životnosti ložiska

Jelikož je problematické určit průměrné síly působící na ložisko (velikost zátěže je nepravidelně proměnná v čase a lze jen těžko odhadnout zatěžovací cyklus) je výpočet životnosti ložiska proveden s maximálním možným zatížením. Skutečná životnost bude vyšší.



Ekvivalentní dynamické zatížení bez uvažování axiální síly:

$$P_{BC} = Fr_B + \frac{2 \cdot Fr_B \cdot x_{FrB}}{dp_B} \quad (16)$$

kde:

x_{FrB} - vzdálenost působíště síly Fr_B od osy ložiska [m]

$$x_{FrB} = \frac{Mc_B}{Fr_B} = \frac{105,1}{430,7} = 0,244 \text{ m} \quad (17)$$

Dále platí:

$$P_{BC} = Fr_B + \frac{2 \cdot Fr_B \cdot x_{FrB}}{dp_B} = 430,7 + \frac{2 \cdot 430,7 \cdot 0,244}{0,1122} = 2300,1 \text{ N} \quad (18)$$

Trvanlivost ložiska v provozních hodinách:

$$L_{Bh10} = \frac{10^6}{60 \cdot \omega_B} \cdot \left(\frac{C_B}{f_{BW} \cdot P_{BC}} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \cdot 20} \cdot \left(\frac{24100}{1,5 \cdot 2300,1} \right)^{10/3} = 542936 \text{ h} \quad (19)$$

kde:

f_{BW} - faktor zatížení; Pro normální provoz bez otřesů je doporučená hodnota $f_w = 1,2 \sim 1,5$. Bylo zvoleno $f_{BW} = 1,5$.

Závěr: ložisko vyhovuje provozním podmínkám.

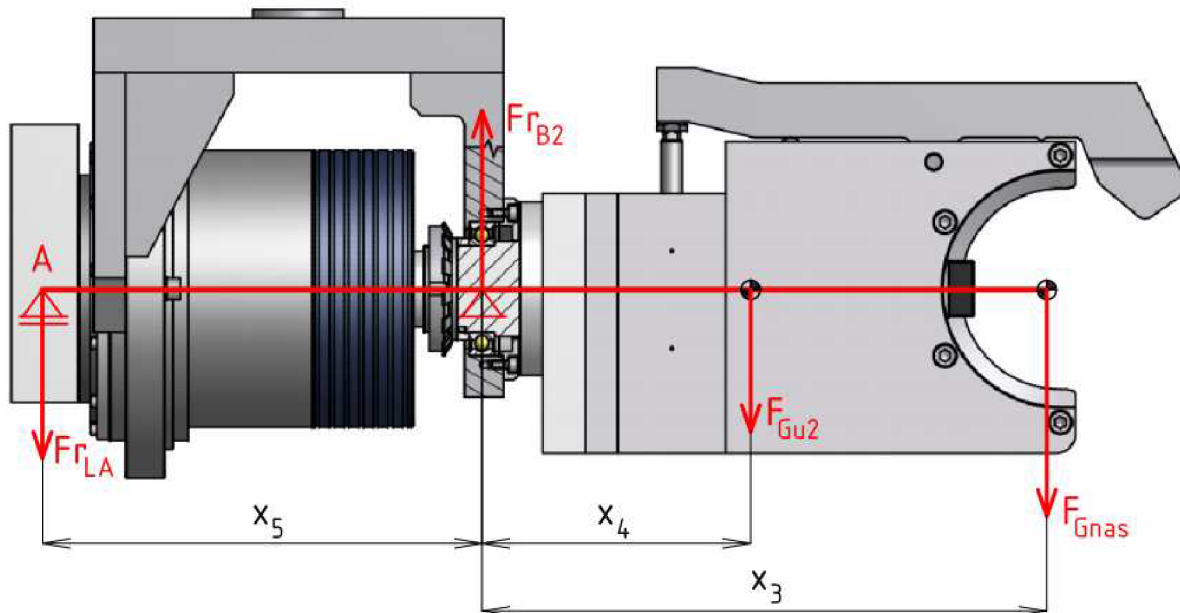
4.2.5 Kontrola ložiska B2

Ložisko B2 (viz obr. 25) je jednořadé kuličkové ložisko SKF 61908-2RS1. Kontrola byla provedena dle ISO 281:1990.

Parametry ložiska:

-statická únosnost $C_{0B2} = 10000 \text{ N}$
-dynamická únosnost $C_{B2} = 13800 \text{ N}$

Na obrázku 31 je znázorněno silové působení na ložisko B2 při zatížení nástrojem o max. hmotnosti 35 kg. Stejně jako v předchozím případě není uvažována žádná axiální síla.



Obr. 31: Silové působení na ložisko B2

Výpočet silového působení na ložisko B2:

$$\sum M_A : -F_{Gnas} \cdot (x_3 + x_5) - F_{Gu2} \cdot (x_4 + x_5) + Fr_{B2} \cdot x_5 = 0$$

$$Fr_{B2} = \frac{F_{Gnas} \cdot (x_3 + x_5) + F_{Gu2} \cdot (x_4 + x_5)}{x_5} = \frac{m_{nas} \cdot g \cdot (x_3 + x_5) + m_{u2} \cdot g \cdot (x_4 + x_5)}{x_5} \quad (20)$$

$$Fr_{B2} = \frac{35 \cdot 9,81 \cdot (0,268 + 0,2015) + 13 \cdot 9,81 \cdot (0,085 + 0,2015)}{0,2015} = 981,3 N$$

$$\sum F_Z : -Fr_{LA} + Fr_{B2} - F_{Gu2} - F_{Gnas} = 0 \quad (21)$$

$$Fr_{LA} = Fr_{B2} - F_{Gu2} - F_{Gnas} = 981,3 - 127,53 - 343,35 = 510,4 N$$

kde:

Fr_{LA} - radiální síla působící v podpoře A [N]

Fr_{B2} - radiální síla působící na ložisko B2 [N]

F_{Gu2} - tíhová síla od hmotnosti soustavy hřídel-uchopovač

$$F_{Gu2} = m_{u2} \cdot g = 13 \cdot 9,81 = 127,53 N$$

m_{u2} - hmotnost soustavy hřídel-uchopovač [kg] (vygenerováno z modelu v programu Autodesk Inventor)

x_3 - vzdálenost těžiště nástroje od ložiska [m]

x_4 - vzdálenost těžiště soustavy hřídel-uchopovač od ložiska [m] (vygenerováno z modelu v programu Autodesk Inventor)

x_5 - vzdálenost ložiska od podpory A [m] (střed příruby 1 – viz obr. 25)



Základní trvanlivost ložiska B2:

$$L_{10B2} = \left(\frac{C_{B2}}{P_{B2C}} \right)^p = \left(\frac{13800}{981,3} \right)^3 = 2781,2 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (22)$$

kde:

P_{B2C} - ekvivalentní dynamické zatížení ložiska $P_{B2C} = Fr_{B2} = 981,3 \text{ N}$

p - exponent rovnice trvanlivosti pro – ložiska s bodovým stykem $p=3$
– ložiska s čárovým stykem $p=10/3$

Trvanlivost v provozních hodinách:

$$L_{10B2h} = \frac{10^6}{60 \cdot \omega_B} \cdot L_{10B2} = \frac{10^6}{60 \cdot 20} \cdot 2781,2 = 2317667 \text{ h} \quad (23)$$

Závěr: ložisko vyhovuje provozním podmínkám.

4.2.6 Kontrola hřídele k meznímu stavu pružnosti

Na obr. 32 je zobrazena hřídel pro přenos kroutícího momentu od servopohonu na uchopovač 2. Je dáno zatížení hřídele od tíhových sil nástroje a uchopovače (viz obr. 31).

Kroutící moment od motoru není vyobrazen, je konstantní po celé délce střednice prutu a jeho maximální hodnota je součtem statického zatížení od hmotnosti nástroje a kroutícího momentu potřebného pro zrychlení rotující soustavy (hřídel, uchopovač, nástroj).

$$Mk_{hmax} = \frac{M_{BS}}{2} + M_{hD} = \frac{M_{BS}}{2} + J_{hun} \cdot \varepsilon_{BRP} = \frac{206}{2} + 4,46 \cdot 2,79 = 115,4 \text{ Nm} \quad (24)$$

kde:

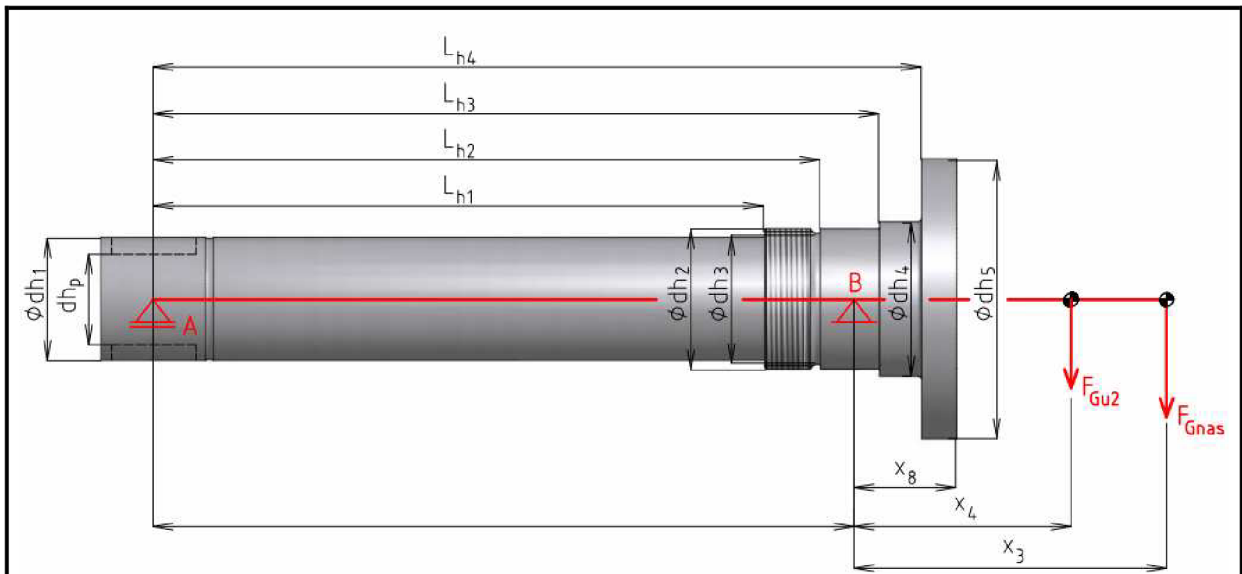
Mk_{hmax} - maximální kroutící moment na hřídeli [Nm]

M_{hD} - moment potřebný ke zrychlení rotující soustavy hřídele

J_{hun} - moment setrvačnosti soustavy hřídel, uchopovač, nástroj o max. parametrech

Materiálem hřídele byla zvolena ocel C 45E+QT (1.1191) dle ČSN EN 10083-1 (odpovídá oceli 12050.7 dle ČSN 41 2050).

Minimální mez kluzu po zušlechtnění - $Re = 370 \text{ Mpa}$ (hodnota stanovena dle [15]).



Obr. 32: Rozměrový náčrt hřídele a její zatížení tíhovými silami

- | | |
|---|-----------------------------|
| kde: $\varnothing dh_1 = 35 \text{ mm}$ | $L_{h1} = 174,5 \text{ mm}$ |
| $\varnothing dh_2 = 40 \text{ mm}$ | $L_{h2} = 190,5 \text{ mm}$ |
| $\varnothing dh_3 = 37,4 \text{ mm}$ | $L_{h3} = 207,5 \text{ mm}$ |
| $\varnothing dh_4 = 44 \text{ mm}$ | $L_{h4} = 219,5 \text{ mm}$ |
| $\varnothing dh_5 = 80 \text{ mm}$ | $x_8 = 28 \text{ mm}$ |
| $dh_p = 25,6 \text{ mm}$ (vzdálenost mezi pery) | |

Na obrázku 33 je úplné uvolnění hřídele (bez uvažování axiálních sil) spolu se zobrazením VVU a vyznačenými nebezpečnými průřezy NM_1 - NM_5 . Bylo nutné stanovit ekvivalentní zatížení hřídele působící v bodě C. Tíhové síly od nástroje a uchopovače byly nahrazeny silou F_{GE} a momentem Mo_E , který působí ekvivalentním zatížením.

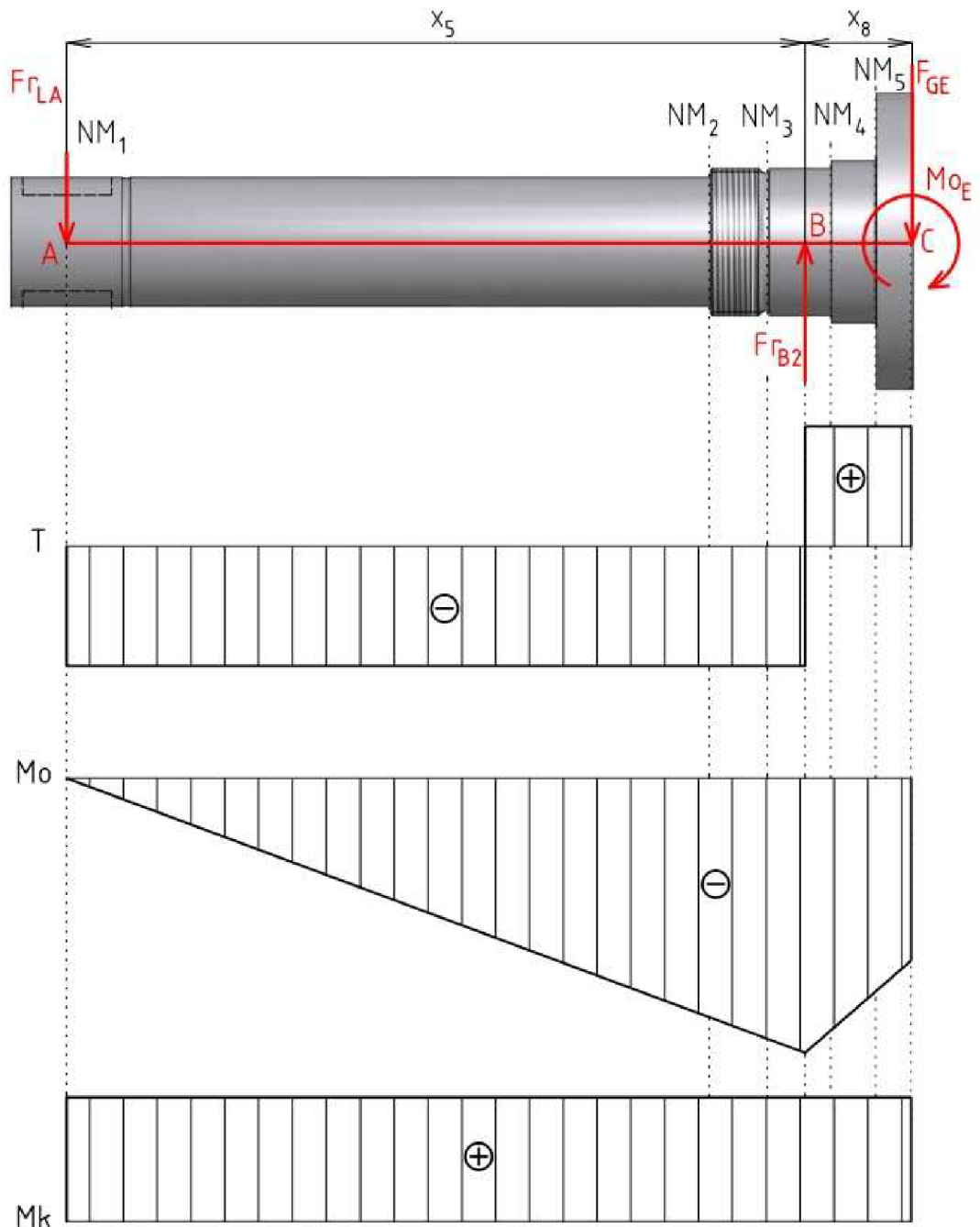
Ekvivalentní síla působící v bodě C:

$$F_{GE} = Fr_{B2} - Fr_{LA} = 981,3 - 510,4 = 470,9 \text{ N} \quad (25)$$

Ekvivalentní moment působící v bodě C:

$$\sum M_C : Fr_{LA} \cdot (x_5 + x_8) - Fr_{B2} \cdot (x_8) - Mo_E = 0 \quad (26)$$

$$Mo_E = Fr_{LA} \cdot (x_5 + x_8) - Fr_{B2} \cdot (x_8) = 510,4 \cdot (0,2015 + 0,028) - 981,3 \cdot (0,028) = 89,66 \text{ Nm}$$



Obr. 33: Průběhy VVU na hřídeli

V tabulce 2 jsou součinitele koncentrace nebezpečných průřezů α stanovené dle tvaru vrubu a průměru hřídele v nebezpečném místě dle [6]. Výsledná napětí v ohybu a krutu resp. redukovaná napětí v nebezpečných místech NM₁-NM₅ jsou přehledně zpracována v tabulce 3. Je proveden pouze vzorový výpočet napětí pro nebezpečná místa NM₁ (průměr mezi pery, pouze krut) a NM₂. Analogicky jsou spočítána i napětí ve zbývajících nebezpečných průřezích.

Tab. 2: Součinitele koncentrace α_σ , α_τ

Nebezpečný průřez	Součinitel koncentrace α_σ pro ohyb	Součinitel koncentrace α_τ pro krut
NM ₂	2,4	1,7
NM ₃	2,9	2,1
NM ₄	2,7	2
NM ₅	2,8	2,2

Výpočet napětí pro nebezpečný průřez NM₁

Napětí v krutu:

$$\tau_{k1} = \frac{Mk_{hmax}}{Wk_1} = \frac{Mk_{hmax}}{\frac{\pi \cdot dh_p^3}{16}} = \frac{115400}{\frac{\pi \cdot 25,6^3}{16}} = 35 \text{ MPa} \quad (27)$$

kde:

τ_{k1} - napětí v krutu v nebezpečném průřezu NM₁ [MPa]

Wk_1 - modul průřezu v krutu v nebezpečném průřezu NM₁ [mm³]

Redukované napětí:

$$\sigma_{red1} = \sqrt{3 \cdot \tau_{k1}^2} = \sqrt{3 \cdot 35^2} = 60,6 \text{ MPa} \quad (28)$$

Bezpečnost:

$$k_1 = \frac{R_e}{\sigma_{red1}} = \frac{370}{60,6} = 6,1 \quad (29)$$

Výpočet napětí pro nebezpečný průřez NM₂

Napětí v ohybu:

$$\sigma_{o2} = \frac{Mo_2}{Wo_2} \cdot \alpha_{\sigma 2} = \frac{Fr_{LA} \cdot L_{h1}}{\frac{\pi \cdot dh_1^3}{32}} \cdot \alpha_{\sigma 2} = \frac{510,4 \cdot 174,5}{\frac{\pi \cdot 35^3}{32}} \cdot 2,4 = 50,8 \text{ MPa} \quad (30)$$

kde:

σ_{o2} - ohybové napětí v nebezpečném průřezu NM₂ [MPa]

Mo_2 - ohybový moment v nebezpečném průřezu NM₂ [Nm]

Wo_2 - modul průřezu v ohybu v nebezpečném průřezu NM₂ [mm³]

$\alpha_{\sigma 2}$ - součinitel koncentrace napětí pro ohyb v nebezpečném průřezu NM₂ [-]



Napětí v krutu:

$$\tau_{k2} = \frac{Mk_{hmax}}{Wk_2} \cdot \alpha_{\tau2} = \frac{Mk_{hmax}}{\frac{\pi \cdot dh_1^3}{16}} \cdot \alpha_{\tau2} = \frac{115400}{\frac{\pi \cdot 35^3}{16}} \cdot 1,7 = 23,3 \text{ MPa} \quad (31)$$

kde:

τ_{k2} - napětí v krutu v nebezpečném průřezu NM_2 [MPa]

Wk_2 - modul průřezu v krutu v nebezpečném průřezu NM_2 [mm³]

$\alpha_{\tau2}$ - součinitel koncentrace napětí pro krut v nebezpečném průřezu NM_2 [-]

Redukované napětí:

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + 3 \cdot \tau_{k2}^2} = \sqrt{50,8^2 + 3 \cdot 23,3^2} = 64,8 \text{ MPa} \quad (32)$$

Bezpečnost:

$$k_2 = \frac{R_e}{\sigma_{red2}} = \frac{370}{64,8} = 5,7 \quad (33)$$

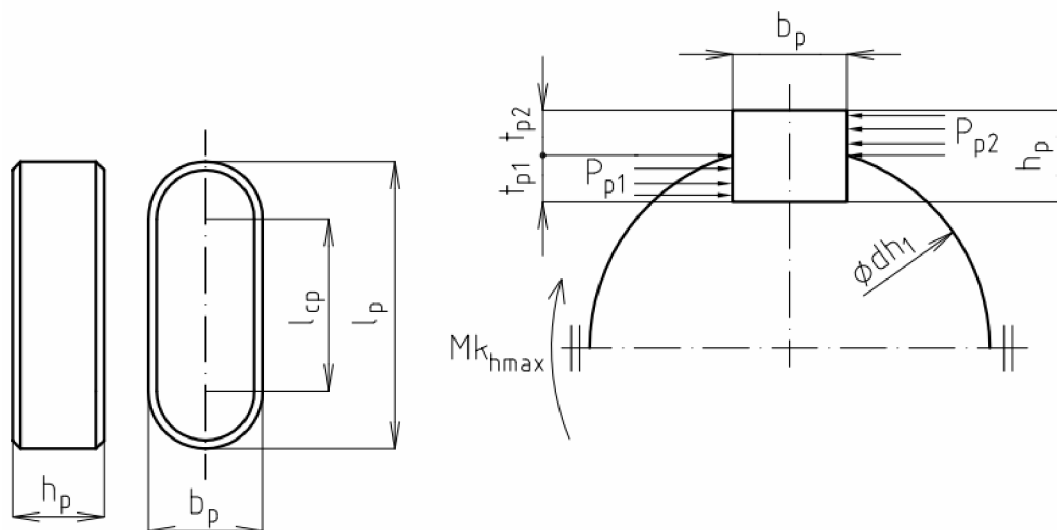
Tab. 3: Výsledná napětí v jednotlivých nebezpečných průřezích

Nebezpečný průřez	Napětí v ohybu σ_o [Mpa]	Napětí v krutu σ_k [Mpa]	Redukované napětí σ_{red} [Mpa]	Bezpečnost k
NM_1	0	35	60,6	6,1
NM_2	50,8	23,3	64,8	5,7
NM_3	54,9	23,6	68,4	5,4
NM_4	43	18,4	53,5	6,9
NM_5	31,6	15,2	41,1	9

Závěr: Nejvyššího redukovaného napětí na hřídeli je dosaženo v nebezpečném místě NM_2 (zápich) a to $\sigma_{red2} = 68,4$. Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti $k_2 = 5,4$. Hřídel pevnostně vyhovuje provozním podmínkám.

4.2.7 Kontrolní výpočet pera

Pro přenos kroutícího momentu jsou použita dvě těsná pera 10 h9 x 8 x 25 přesazena o 180°. Výpočet je proveden dle [11]. Obr. 34 znázorňuje silové působení na pera při zatížení kroutícím momentem Mk_{hmax} .



Obr. 34: Zatížení pera

Kontrola drážky v hřídeli proti otláčení:

$$F_{p1} = \frac{Mk_{hmax}}{\frac{dh_1}{2} \cdot \frac{tp_1}{2}} = \frac{115,4}{\frac{0,035}{2} \cdot \frac{0,004}{2}} = 7445,1 N \quad (34)$$

kde:

F_{p1} - síla působící na plochu drážky v hřídeli [N]

t_{p1} - hloubka drážky pro pero v hřídeli (měřeno od hrany) [m]

Tlak působící na plochu drážky v hřídeli:

$$P_{p1} = \frac{F_{p1}}{t_{p1} \cdot l_p \cdot n_p} = \frac{7445,1}{4 \cdot 25 \cdot 2} = 37,2 MPa \quad (35)$$

kde:

l_p - délka pera [mm]

n_p - počet per [-]

$$P_{p1} < P_{pdov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (36)$$

kde:

P_{pdov} - dovolený tlak [MPa]; $P_{pdov} = 120 MPa$ (zvoleno dle [11])

Kontrola drážky v náboji proti otláčení:

$$F_{p2} = \frac{Mk_{hmax}}{\frac{dh_1}{2} + \frac{tp_2}{2}} = \frac{115,4}{\frac{0,035}{2} + \frac{0,004}{2}} = 5917,9 N \quad (37)$$

kde:

F_{p2} - síla působící na plochu drážky v náboji [N]

t_{p2} - hloubka drážky pro pero v náboji (měřeno od hrany) [m]

Tlak působící na plochu drážky v náboji:

$$P_{p2} = \frac{F_{p2}}{t_{p2} \cdot (l_p - b_p) \cdot n_p} = \frac{5917,9}{4 \cdot (25 - 10) \cdot 2} = 49,3 \text{ MPa} \quad (38)$$

kde:

b_p - šířka pera [mm]

$$P_{p2} < P_{pdov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (39)$$

4.3 Konstrukce osy A a Y manipulátoru

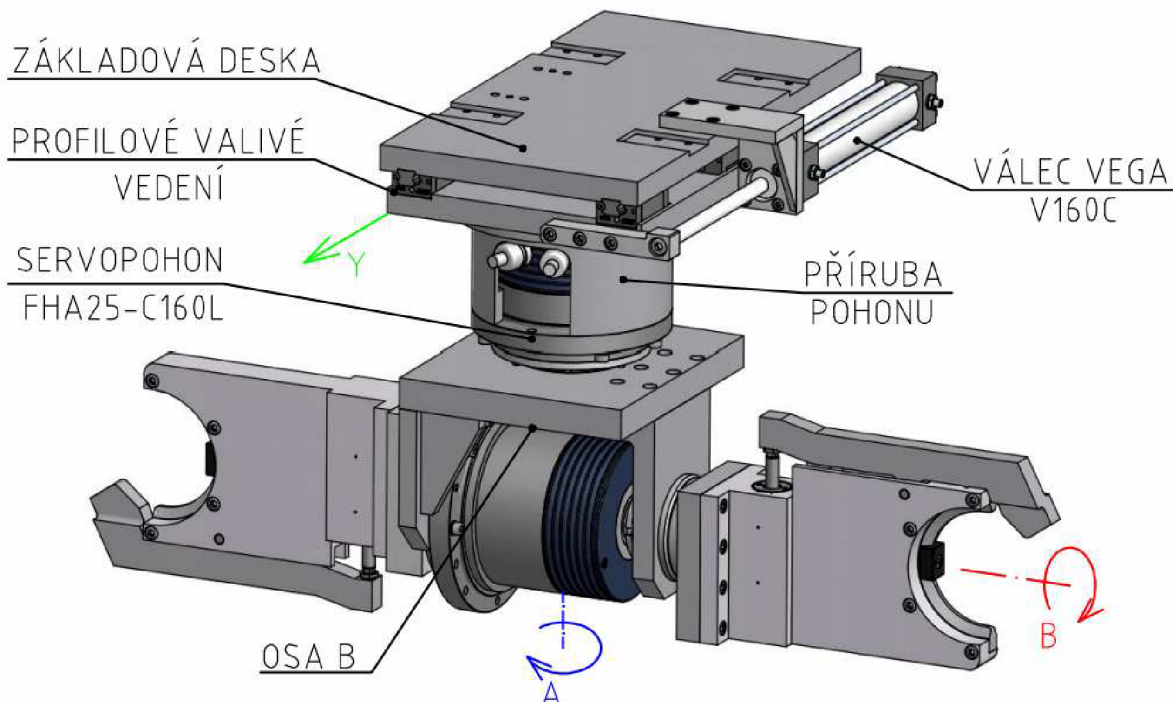
4.3.1 Varianty řešení

Pro pohon osy A byly posuzovány stejné varianty řešení jako v případě osy B. Rozdílem je pouze fakt, že není nutné používat brzdu, jelikož osa rotace je svislá a na pohon nepůsobí žádné statické zatížení. Z výše zmíněných důvodů a hlavně z důvodu kompaktnosti byl zvolen servopohon firmy Harmonic drive s harmonickou převodovkou typ FHA-25C-160L. Tento servopohon umožňuje uložení celé otočné části manipulátoru pouze na jeho vlastním výstupním křížovém ložisku. Tímto dojde ke zjednodušení konstrukce, snížení hmotnosti a zmenšení rozměrů oproti klasickému uložení s hřídelí na dvou podporách.

Pro pohon osy Y, sloužící primárně pro vysouvání nástroje z řetězového zásobníku, byly navrženy dvě varianty a to hydraulický nebo pneumatický válec. Jelikož je zapotřebí pouze krajních poloh, je použití hydraulického nebo pneumatického válce velice přesným a levným řešením. Byl zvolen hydraulický válec firmy VEGA V160C vybavený regulovatelným tlumením a senzory krajních poloh.

4.3.2 Konstrukční provedení

Na obr. 35 je provedení části manipulátoru s vyznačenými osami rotace A a B a kladným směrem translace Y. Jak již bylo řečeno výše, uložení osy A zajišťuje výstupní křížové ložisko servopohonu Harmonic drive FHA25-C160L. Základová deska osy B je přímo přišroubována k výstupu převodovky tohoto pohonu. Uložení osy Y je realizováno profilovým valivým vedením od společnosti HIWIN. Způsob montáže hydraulického válce VEGA V160C je patrný z obrázku.



Obr. 35: Schematický popis části manipulátoru (osy A, B, Y)

4.3.3 Kontrolní výpočet servopohonu FHA-25-C160L

Jedná se o servopohon ze stejné řady jako v případě pohonu osy B. Je vybaven absolutním odměřovacím systémem standardu HIPERFACE. Pro pohon osy A není nutné použití bezpečnostní brzdy.

Technické parametry od výrobce [3]:

- maximální výstupní moment	$M_{Amax} = 261 \text{ Nm}$
- maximální výstupní rychlost	$N_{Amax} = 28 \text{ ot/min}$
- převodový poměr	$i_A = 160$
- trvalý statický moment	$M_{ASmax} = 101 \text{ Nm}$
- moment setrvačnosti	$J_{Amot} = 3,45 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$
- hmotnost	$m_{Amot} = 4,3 \text{ kg}$

Vzhledem k tomu, že na pohon nepůsobí žádné statické zatížení od vnějších sil, bude provedena pouze kontrola na rozběh resp. brždění.

Dynamické poměry:

Pozn.: Všechny výpočty jsou vztaženy k výstupu převodovky.

Průběh úhlové rychlosti při otočení o 180° je na obr. 36. Jelikož čas i úhlová dráha jsou pro zrychlení i zpomalení shodné, bude shodný i potřebný moment.

Byly zvoleny následující dynamické parametry:

- maximální dosažené otáčky	$\omega_{Amax} = 25 \text{ min}^{-1} = 2,62 \text{ rad.s}^{-1}$
- úhlové zrychlení pohonu	$\epsilon_{AVP} = 7 \text{ rad.s}^{-2}$



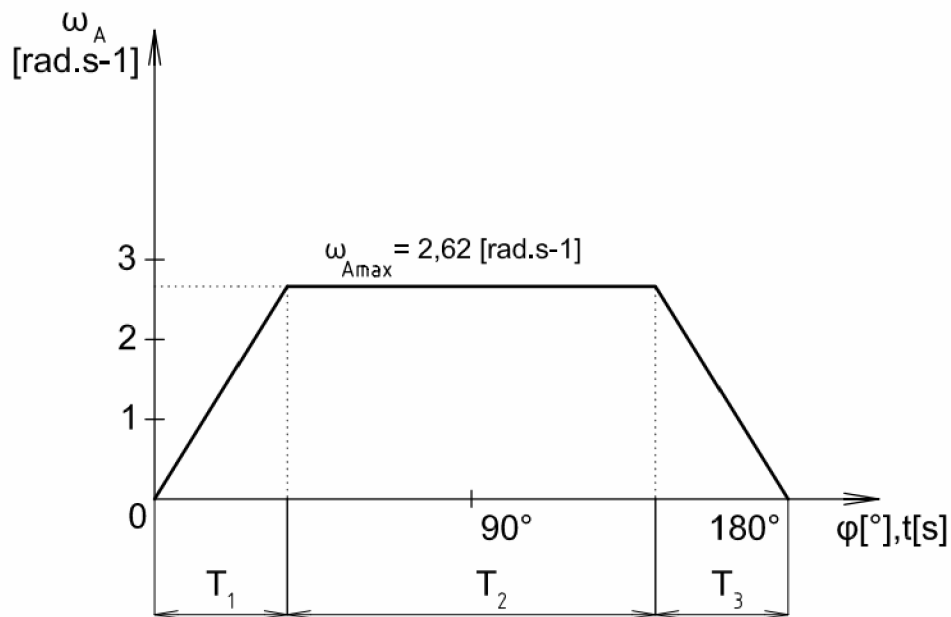
Platí:

$$M_{AD1,2} = J_{ARP} \cdot \varepsilon_{AVP} \quad (40)$$

kde:

$M_{AD1,2}$ - potřebná velikost kroutícího momentu pro zrychlení (zpomalení) celé soustavy [Nm]

J_{ARP} - moment setrvačnosti všech rotujících prvků hnaných servopohonem osy A redukovaný na výstup převodovky [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]



Obr. 36: Průběh úhlové rychlosti v závislosti na čase a úhlu natočení

$$J_{ARP} = J_{Amot} \cdot i_A^2 + J_{AS} = 3,45 \cdot 10^{-4} \cdot 160^2 + 19,3 = 28,13 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (41)$$

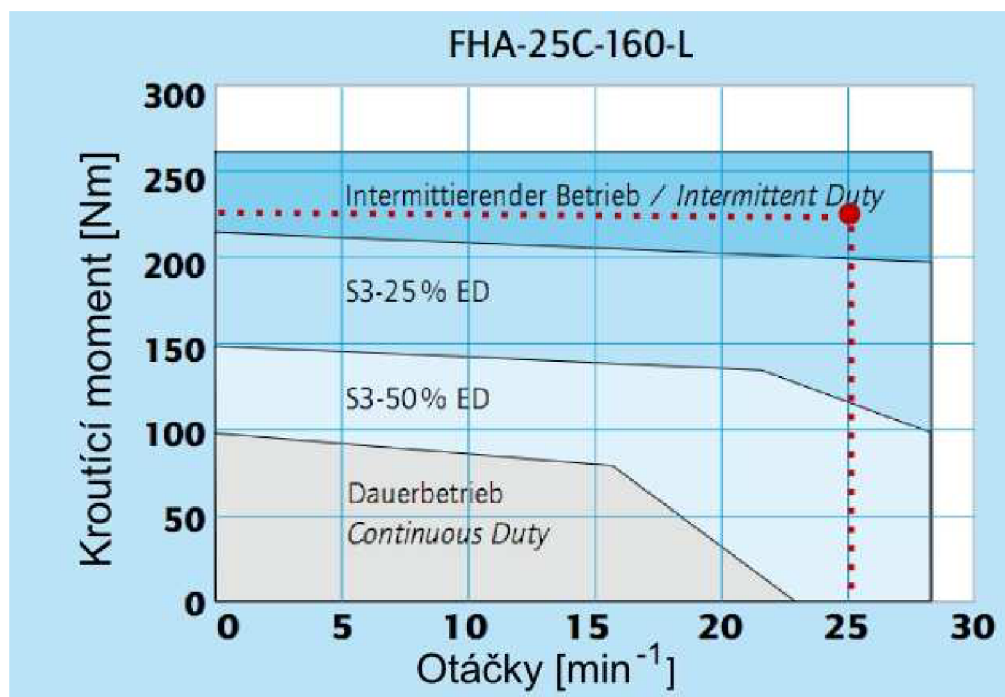
kde:

J_{AS} - moment setrvačnosti soustavy osy A (kompletní sestava osy B, upnutý dva nástroje o max. hmotnosti 35 kg) vygenerovaný z modelu v programu Autodesk Inventor [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

potom:

$$M_{AD1,2} = J_{ARP} \cdot \varepsilon_{AVP} = 28,13 \cdot 8 = 225 \text{ Nm} \quad (42)$$

$$M_{AD1,2} < M_{Amax} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (43)$$



Obr. 37: Momentová charakteristika motoru FHA-25C-160L

Na obr. 37 je momentová charakteristika motoru s vyznačeným pracovním bodem. Jedná se o zatížení pohonu při akceleraci nebo brzdění.

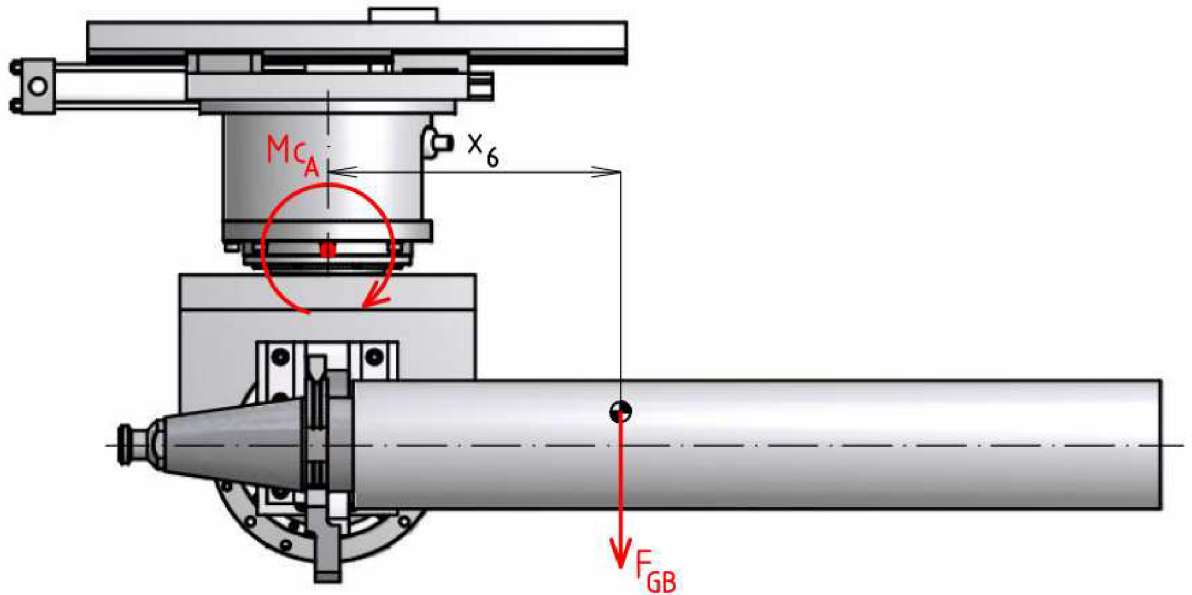
Kontrola integrovaného křížového ložiska A

Parametry ložiska:

- průměr roztečné kružnice valivých elementů $dp_A=96,0$ mm
- vzdálenost ložiska od příruby $R_A=18,0$ mm
- dynamická únosnost $C_A=18000$ N
- statická únosnost $Co_A=33300$ N
- max. dovolené radiální zatížení $Fr_{Amax}=4900$ N
- max. dovolené axiální zatížení $Fa_{Amax}=14700$ N
- max. dovolený klopný moment $Mc_{Amax}=370$ Nm

Pozn.: Maximální dovolený klopný moment Mc_{Amax} nevychází z rovnice životnosti ložiska, ale je určený na základě maximální deformace prvků harmonické převodovky [3]. Všechny výpočty byly provedeny dle katalogu HARMONIC DRIVE AG [3].

Na obr. 38 je znázorněna situace, při které dojde k největšímu zatížení výstupního ložiska pohonu osy A. V uchopovačích jsou upnuty nástroje o maximálních parametrech (délka nástroje 600 mm, hmotnost 35 kg) a tyto jsou ve vodorovné poloze. Při otáčení celku kolem osy A vzniká odstředivá síla, která ovšem zapříčiní vznik momentu, který působí proti momentu Mc_A , čili při otáčení je zatížení ložiska vlivem klopného momentu nižší než za klidu.



Obr. 38: Silové působení na křížové ložisko motoru osy A

Pro klopný moment platí:

$$M_{c_A} = F_{GB} \cdot x_6 = m_B \cdot g \cdot x_6 = 119,5 \cdot 9,81 \cdot 0,176 = 206,3 \text{ Nm} \quad (44)$$

$$M_{c_A} < M_{c_{Amax}} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (45)$$

kde:

M_{c_A} - klopný moment působící na výstupní ložisko servopohonu [N]

F_{GB} - tíhová síla od hmotnosti kompletu osy B a upnutých nástrojů [N]

m_B - hmotnost kompletu osy B a upnutých nástrojů [kg] (vygenerováno z modelu v programu Autodesk Inventor)

x_6 - vzdálenost těžiště kompletu osy B a upnutých nástrojů od osy servopohonu [m] (vygenerováno z modelu v programu Autodesk Inventor)

Pro axiální zatížení platí:

$$F_{a_A} = F_{GB} = m_B \cdot g = 119,5 \cdot 9,81 = 1172,3 \text{ N} \quad (46)$$

$$F_{a_A} < F_{a_{Amax}} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (47)$$

kde:

F_{a_A} - axiální zatížení ložiska servopohonu osy A [N]

Výpočet životnosti ložiska

Jelikož je problematické určit průměrné síly působící na ložisko (velikost zátěže je nepravidelně proměnná v čase a lze jen těžko odhadnout zatěžovací cyklus) je výpočet životnosti ložiska proveden s maximálním možným zatížením. Skutečná životnost bude vyšší.

Ekvivalentní dynamického zatížení:

$$P_{AC} = 0,45 \cdot Fa_A + \frac{2 \cdot Fa_A \cdot x_6}{dp_A} = \frac{2 \cdot 1175,3 \cdot 0,176}{0,096} = 4826 \text{ N} \quad (48)$$

Trvanlivost ložiska v provozních hodinách:

$$L_{Bh10} = \frac{10^6}{60 \cdot \omega_{Amax}} \cdot \left(\frac{C_A}{f_{AW} \cdot P_{AC}} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \cdot 25} \cdot \left(\frac{18000}{1,5 \cdot 4826} \right)^{10/3} = 138853 \text{ h} \quad (49)$$

kde:

f_{AW} - faktor zatížení; Pro normální provoz bez otřesů je doporučena hodnota $f_w = 1,2 \sim 1,5$. Bylo zvoleno $f_{AW} = 1,5$.

Závěr: Ložisko vyhovuje provozním podmínkám.

4.3.4 Kontrolní výpočet hydraulického válce VEGA V160C

Technické parametry válce dané výrobcem [4]:

- průměr pístu $d_V = 25 \text{ mm}$
- zdvih $l_V = 160 \text{ mm}$
- průměr pístnice $dp_V = 12 \text{ mm}$
- maximální tlak $P_{Vmax} = 160 \text{ bar}$
- tlačná síla při 80 bar $F_{TL80} = 3855 \text{ N}$
- tažná síla při 80 bar $F_{TA80} = 2963 \text{ N}$
- délka tlumení $x_{TV} = 16 \text{ mm}$
- regulovatelné tlumení v koncových polohách
- elektromagnetická čidla koncových poloh

Z hlediska vyvozené síly je tento válec silně předimenzovaný. Limitujícím faktorem je jednak maximální kinetická energie, kterou je schopné pohltit integrované tlumení a také setrvačná síla přesouvaného břemene, která způsobí vznik klopného momentu působící na výstupní křížové ložisko servopohonu osy A.

Kontrola tlumení:

Tlumení ve válci je schopné absorbovat jen omezené množství kinetické energie. Závislost této energie na tlaku je znázorněna na obr. 39. Z grafu lze odvodit, že pro průměr válce 25 mm je hodnota energie do hodnoty tlaku 80 bar přibližně 7 joulů.

Pro maximální rychlost vysouvání válce platí [4]:

$$V_{Vmax} = \sqrt{\frac{2 \cdot E_{TV}}{m_{ABY}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 7}{141}} = 0,316 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (50)$$

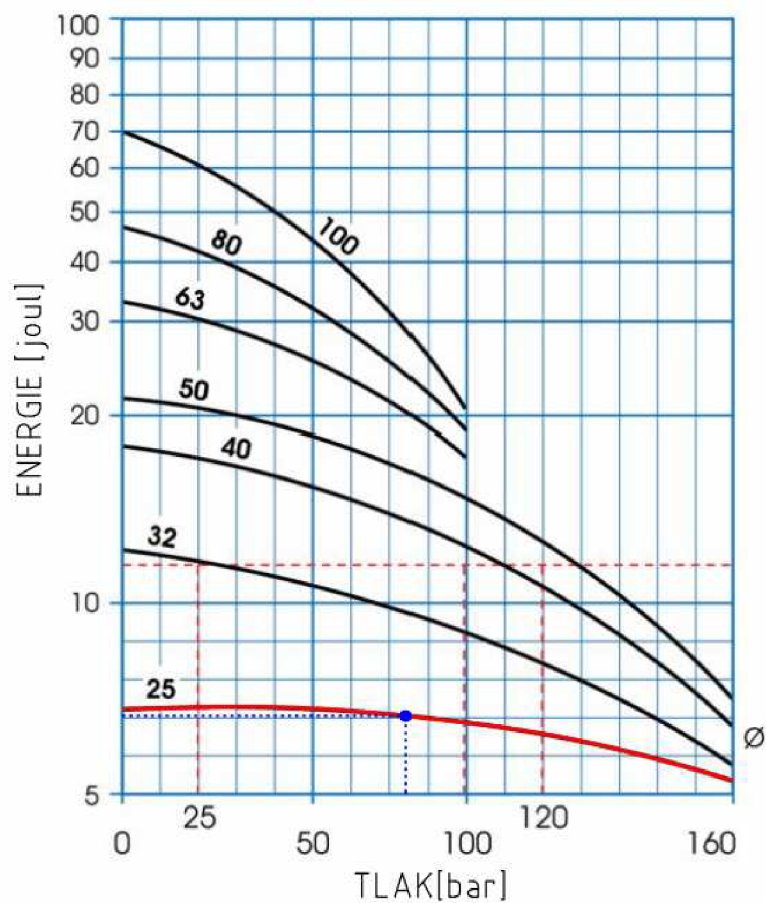


kde:

E_{TV} - maximální energie absorbovatelná tlumením [J] (viz. obr. 38)

m_{ABY} - hmotnost soustavy přesouvané válcem [kg] (vygenerováno z modelu v programu Autodesk Inventor)

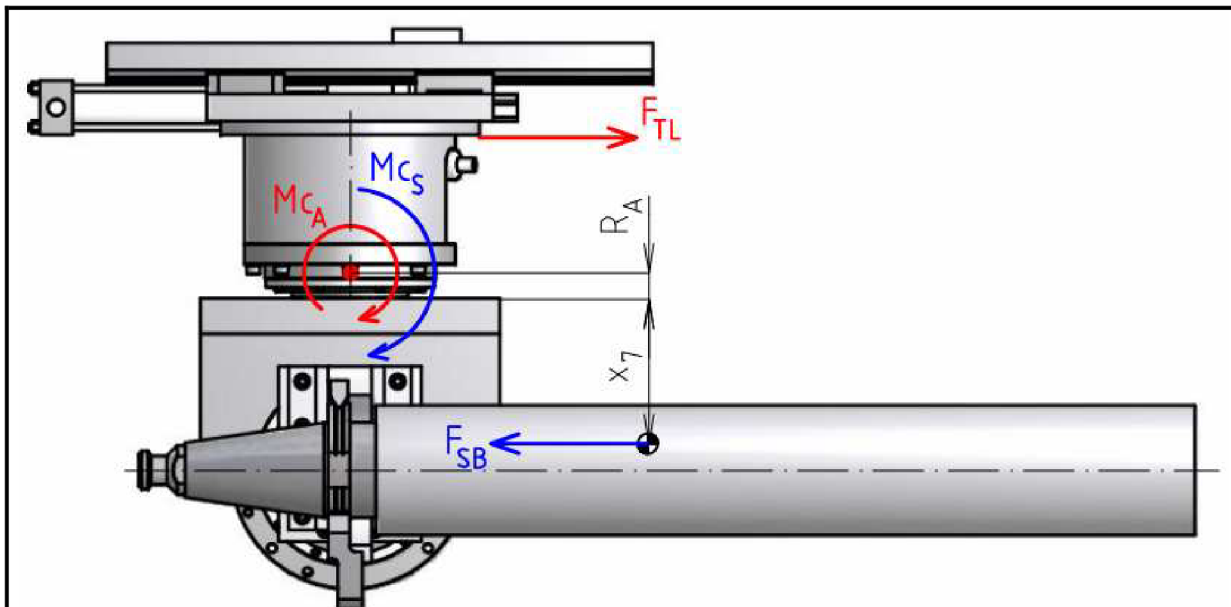
-> volba provozní rychlosti: $V_V = 0,3 \text{ m.s}^{-1}$



Obr. 39: Závislost energie absorbovatelné tlumením na tlaku

Výpočet maximálního provozního tlaku:

Na obrázku 40 je znázorněna situace, kdy je manipulátor zatížen dvěma nástroji o maximální hmotnosti 35 kg a setrvačnou silou vyvolanou zrychlením při translačním pohybu v ose Y. Vznikající momenty zatěžují výstupní křížové ložisko pohonu osy A.



Obr. 40: Působení setrvačné síly při zrychlení v ose Y

Platí:

$$M_{c_S} = M_{c_{Amax}} - M_{c_A} = 370 - 206,3 = 163,7 \text{ Nm} \quad (51)$$

kde:

M_{c_S} - maximální dovolený klopný moment od setrvačné síly působící na výstupní křížové ložisko pohonu osy A [Nm]

Potom:

$$F_{TL} = F_{SB} = \frac{M_{c_S}}{x_7 + R_A} = \frac{163,7}{0,115 + 0,018} = 1230,8 \text{ N} \quad (52)$$

kde:

F_{TL} - tlačná síla hydraulického válce [N]

F_{SB} - setrvačná síla působící na soustavu osy B [N]

x_7 - vzdálenost těžiště kompletu osy B a upnutých nástrojů od příruby motoru osy A [m]

Maximální provozní tlak na pístu hydraulického válce:

$$P_{pVmax} = \frac{F_{TL}}{S_{pV}} = \frac{F_{TL}}{\pi \cdot \left(\frac{d_V}{2}\right)^2} = \frac{1230,8}{\pi \cdot \left(\frac{25}{2}\right)^2} = 2,5 \text{ MPa} = 25 \text{ bar} \quad (53)$$

Maximální zrychlení přesouvané hmoty:

$$a_{ABY} = \frac{F_{TL}}{m_{ABY}} = \frac{1230,8}{141} = 8,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (54)$$

**Kontrola maximálního zrychlení (resp. zpomalení) při dojezdu do koncové polohy:**

Z rovnic pro rovnoměrně zrychlený přímočarý pohyb vyplývá:

$$s = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2$$

$$a = \frac{v}{t} \rightarrow t = \frac{v}{a}$$

$$s = \frac{1}{2} \cdot a \cdot \left(\frac{v}{a}\right)^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{v^2}{a} \rightarrow a = \frac{1}{2} \cdot \frac{v^2}{s}$$

Proto platí:

$$a_{TV} = \frac{1}{2} \cdot \frac{V_V^2}{x_{TV}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,3^2}{0,016} = 2,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (55)$$

kde:

a_{TV} - zrychlení (resp. zpomalení) přesouvané hmoty při dojezdu do koncové polohy [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

$$a_{TV} < a_{ABY} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (56)$$

Závěr: Hydraulický válec vyhovuje provozním podmínkám. Je nutné omezit průtok tak, aby bylo dosaženo max. provozní rychlosti $V_V = 0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a tlak redukovat na hodnotu maximálně $P_{pV_{\max}} = 25 \text{ bar}$.

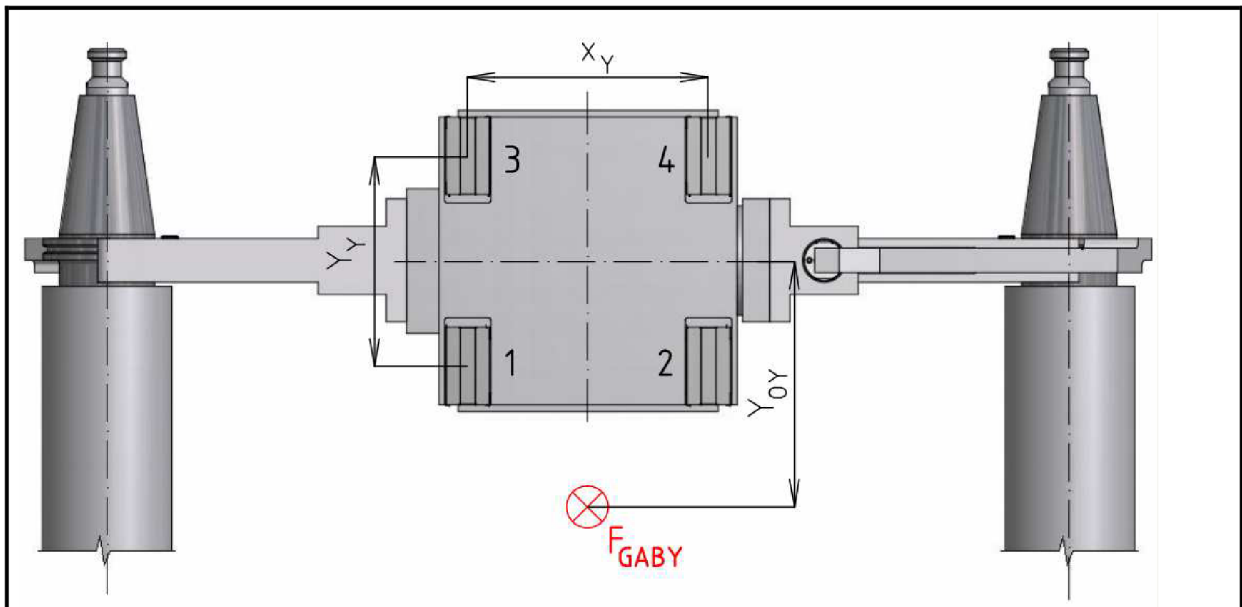
4.3.5 Kontrolní výpočet profilového valivého vedení

Pro uložení osy Y bylo zvoleno profilové valivé vedení společnosti HIWIN typ EGH15CA. Všechny výpočty byly provedeny dle katalogu HIWIN – lineární vedení [5].

Parametry vedení dané výrobcem [5]:

- šířka kolejničky 15mm
- statická únosnost $C_{oY} = 16190 \text{ N}$
- dynamická únosnost $C_Y = 7830 \text{ N}$

Na obr. 41 je zatížení vozíků vedení v situaci, kdy jsou upnuty dva nástroje o maximální hmotnosti 35kg a jejich poloha je vodorovná.



Obr. 41: Zatížení vozíků vedení osy Y (dva nástroje)

Ekvivalentní zatížení jednotlivých vozíků:

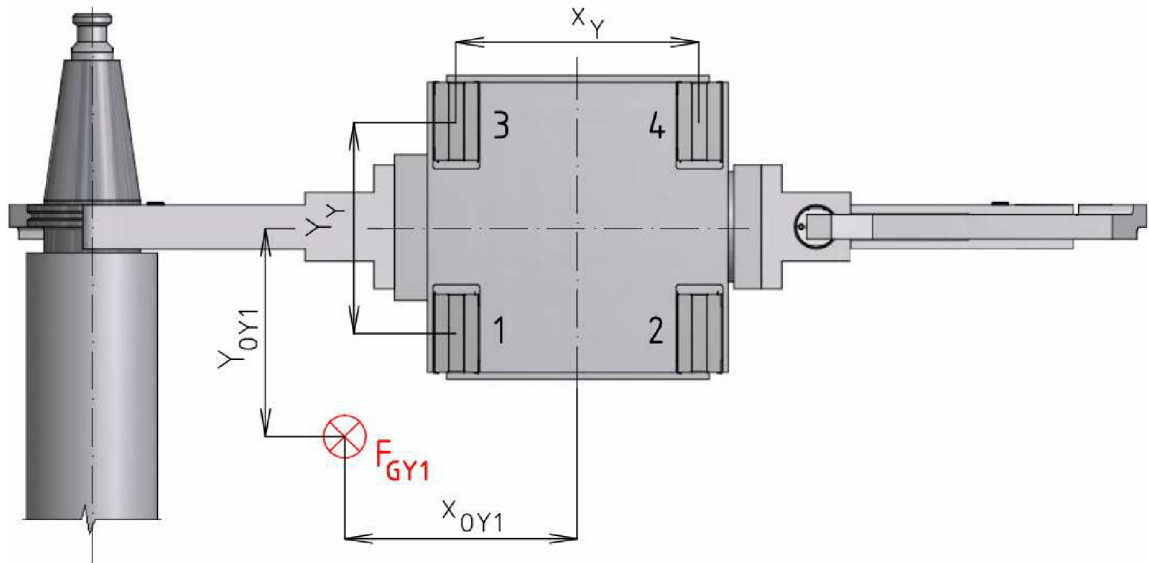
$$P_{Y1,2} = \frac{1}{4} \cdot F_{GABY} + \frac{Y_{OY}}{2 \cdot Y_Y} \cdot F_{GABY} = \frac{1}{4} \cdot 1383,2 + \frac{0,157}{2 \cdot 0,153} \cdot 1383,2 = 1055,5 \text{ N} \quad (57)$$

$$P_{Y3,4} = \frac{1}{4} \cdot F_{GABY} - \frac{Y_{OY}}{2 \cdot Y_Y} \cdot F_{GABY} = \frac{1}{4} \cdot 1383,2 - \frac{0,157}{2 \cdot 0,153} \cdot 1383,2 = -363 \text{ N} \quad (58)$$

kde:

- $P_{Y1,2,3,4}$ - zatížení vozíků 1,2,3,4 [N]
- F_{GABY} - tíhová síla od soustavy zatěžující vedení $F_{GABY} = m_{ABY} \cdot g = 141 \cdot 9,81 = 1383,2 \text{ N}$
- Y_Y - osová vzdálenost vozíků ve směru Y [m]
- Y_{OY} - vzdálenost působíště tíhové síly F_{GABY} od osy souměrnosti [m] (vygenerováno z modelu v programu Autodesk Inventor)

Obrázek 42 znázorňuje zatížení vedení pouze jedním nástrojem a maximálních parametrech. Tato situace nastane při zasouvání a vysouvání nástroje ze zásobníku případně smykadla.



Obr. 42: Zatížení vozíků vedení osy Y (jeden nástroj)

Ekvivalentní zatížení jednotlivých vozíků:

$$P_{1Y1} = \frac{1}{4} \cdot F_{GY1} + \frac{X_{OY1}}{2 \cdot X_Y} \cdot F_{GY1} + \frac{Y_{OY1}}{2 \cdot Y_Y} \cdot F_{GY1} = \frac{1}{4} \cdot 1039,9 + \frac{0,140}{2 \cdot 0,176} \cdot 1039,9 + \frac{0,109}{2 \cdot 0,153} \cdot 1039,9$$

$$P_{1Y1} = 1044 \text{ N} \quad (59)$$

$$P_{2Y1} = \frac{1}{4} \cdot F_{GY1} - \frac{X_{OY1}}{2 \cdot X_Y} \cdot F_{GY1} + \frac{Y_{OY1}}{2 \cdot Y_Y} \cdot F_{GY1} = \frac{1}{4} \cdot 1039,9 - \frac{0,140}{2 \cdot 0,176} \cdot 1039,9 + \frac{0,109}{2 \cdot 0,153} \cdot 1039,9$$

$$P_{2Y1} = 216,7 \text{ N} \quad (60)$$

$$P_{3Y1} = \frac{1}{4} \cdot F_{GY1} + \frac{X_{OY1}}{2 \cdot X_Y} \cdot F_{GY1} - \frac{Y_{OY1}}{2 \cdot Y_Y} \cdot F_{GY1} = \frac{1}{4} \cdot 1039,9 + \frac{0,140}{2 \cdot 0,176} \cdot 1039,9 - \frac{0,109}{2 \cdot 0,153} \cdot 1039,9$$

$$P_{3Y1} = 303,1 \text{ N} \quad (61)$$

$$P_{4Y1} = \frac{1}{4} \cdot F_{GY1} - \frac{X_{OY1}}{2 \cdot X_Y} \cdot F_{GY1} - \frac{Y_{OY1}}{2 \cdot Y_Y} \cdot F_{GY1} = \frac{1}{4} \cdot 1039,9 - \frac{0,140}{2 \cdot 0,176} \cdot 1039,9 - \frac{0,109}{2 \cdot 0,153} \cdot 1039,9$$

$$P_{4Y1} = -524,1 \text{ N} \quad (62)$$

kde:

$P_{1,2,3,4Y1}$ - zatížení vozíků 1,2,3,4 [N]

F_{GY1} - tíhová síla od soustavy zatěžující vedení:

$$F_{GY1} = F_{GABY} - F_{Gnas} = F_{GABY} - m_{nas} \cdot g = 1383,2 - 35 \cdot 9,81 = 1039,9 \text{ N}$$

Y_{OY1} - vzdálenost působíště tíhové síly F_{GY1} od osy souměrnosti (směr Y) [m]
(vygenerováno z modelu v programu Autodesk Inventor)

X_{OY1} - vzdálenost působíště tíhové síly F_{GY1} od osy souměrnosti (směr X) [m]
(vygenerováno z modelu v programu Autodesk Inventor)

Výpočet životnosti vedení:

Stejně jako v předchozích případech i v tomto je problematické určit průměrné síly působící na vedení (velikost zátěže je nepravidelně proměnná v čase a lze jen těžko

odhadnout zatěžovací cyklus). Z tohoto důvodu je proveden výpočet životnosti vedení s maximálním možným zatížením. Skutečná životnost bude vyšší. Dle výpočtů uvedených výše je patrné, že nejvyššího zatížení je dosaženo v prvním uvedeném případě (zatížení dvěma nástroji) a to shodně na vozících číslo 1 a 2.

Životnost vedení v kilometrech:

$$L_y = \left(\frac{C_y}{P_{y1,2}} \right)^3 \cdot 50 = \left(\frac{7830}{1055,5} \right)^3 \cdot 50 = 20411,8 \text{ km} \quad (63)$$

Životnost vedení v provozních hodinách:

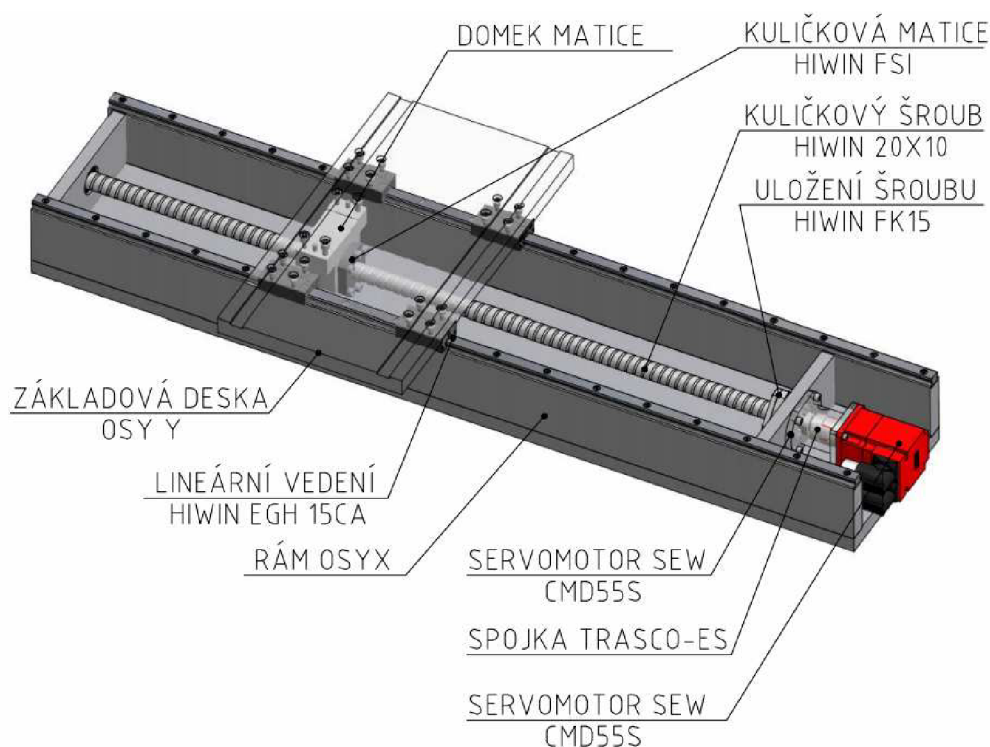
$$L_{hy} = \frac{L_y \cdot 10^3}{V_y \cdot 3600} = \frac{20411,8 \cdot 10^3}{0,3 \cdot 3600} = 18899,8 \text{ h} \quad (64)$$

Závěr: Vedení vyhovuje provozním podmínkám.

4.4 Konstrukce osy X manipulátoru

4.4.1 Konstrukční provedení

Jako uložení osy X bylo zvoleno profilové valivé vedení HIWIN EGH15CA (shodné jako na ose Y). Pro translační pohyb byl zvolen pohon servomotorem spojeným napřímo s kuličkovým šroubem. Rám osy X je svařenec z ocelových plechů, po svaření a následném žíhání jsou opracovány funkční plochy. Na obr. 43 je pohled na celek osy X.



Obr. 43: Provedení osy X manipulátoru



4.4.2 Volba pohonné soustavy

Pro pohon kuličkového šroubu byl zvolen servomotor od firmy SEW Eurodrive typ CMD 55S (obr. 44). Jedná se o velice kompaktní synchronní motor, vyznačující se vysokou dynamikou, nízkou hmotností a malou osovou délkou. Jelikož je motor možné krátkodobě vysoce přetěžovat, byl zvolen nejmenší motor z celé řady s nominálním momentem pouze 0,25 Nm.

Kuličkový šroub byl zvolen válcovaný od firmy HIWIN a to včetně nepředepnuté matice typu FSI (s možností vymezení vůle výběrem kuliček) a ložiskovým přírubovým domkem se dvěma ložisky s kosoúhlým stykem taktéž z produkce firmy HIWIN. Válcovaný kuličkový šroub byl zvolen z důvodu ne příliš vysokých nároků na přesnost polohování v ose x. Tyto šrouby jsou v toleranci IT7 a odchylka stoupání na 300mm délky je max. 0,052 mm, což je pro tuto aplikaci naprosto dostatečující a cena je podstatně nižší než u šroubů broušených či okružovaných.

Parametry motoru CMD 55S [8] :

- nominální otáčky $N_{nX} = 4500 \text{ min}^{-1}$
- nominální moment $M_{nX} = 0,25 \text{ Nm}$
- maximální moment $M_{Xmax} = 1,2 \text{ Nm}$
- maximální otáčky $N_{Xmax} = 8000 \text{ min}^{-1}$
- hmotnost $m_{Xmot} = 0,9 \text{ kg}$
- moment setrvačnosti $J_{Xmot} = 0,09 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$



Obr. 44: Servomotor řady CMD od firmy SEW Eurodrive

Parametry kuličkového šroubu HIWIN [9]:

- třída přesnosti IT7
- nominální průměr $d_{SX} = 20 \text{ mm}$
- stoupání závitu $p_{SX} = 10 \text{ mm}$
- délka závitové části $L_{SX} = 820 \text{ mm}$
- statická únosnost $C_{OSX} = 23500 \text{ N}$
- dynamická únosnost $C_{SX} = 10000 \text{ N}$
- max. otáčkový faktor $Dn_{Smax} = 70000$

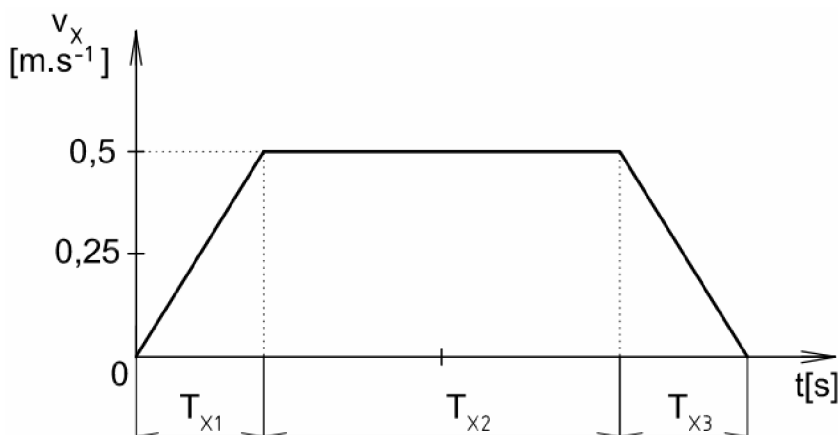
4.4.3 Kontrolní výpočet servomotoru

Výpočet proveden dle [1].

Volba dynamických parametrů pojezdu:

- maximální rychlost v ose X $v_X = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
- maximální zrychlení v ose X $a_x = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Průběh rychlosti v závislosti na čase je patrný z obrázku 45.



Obr. 45: Průběh rychlosti posuvu v ose X v závislosti na čase

Pro potřebný moment motoru platí:

$$M_X = J_{Xrhm} \cdot \varepsilon_{Xm} + M_{Xpo} \quad (65)$$

kde:

- M_X - moment motoru potřebný ke zrychlení přesouvané hmoty [Nm]
- J_{Xrhm} - celkový moment setrvačnosti soustavy redukováný na hřídel motoru [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
- ε_{Xm} - úhlové zrychlení motoru [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$]
- M_{Xpo} - moment pasivních odporů [Nm]

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel servopohonu:

$$J_{Xrhm} = J_{mot} + J_S + J_m = J_{mot} + \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7830 \cdot L_{SX} \cdot \left(\frac{d_{SX}}{2}\right)^4 + m_X \cdot \left(\frac{p_{SX}}{2 \cdot \pi}\right)^2 \quad (66)$$

$$J_{Xrhm} = 0,09 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7830 \cdot 0,82 \cdot \left(\frac{0,02}{2}\right)^4 + 168 \cdot \left(\frac{0,01}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 5,35 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde:

- J_S - moment setrvačnosti kuličkového šroubu [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
- J_m - moment setrvačnosti přesouvané hmoty redukováný na hřídel motoru [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
- m_X - hmotnost přesouvané soustavy [kg] (kompletní sestava os A,B a Y + dva nástroje o maximálních parametrech – hodnota vygenerována z modelu v programu Autodesk Inventor)

Moment pasivních odporů:

$$M_{Xpo} = M_{GX} + M_{SX} = \frac{m_X \cdot g \cdot f_{VX} \cdot p_{SX}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_S \cdot \eta_L^j} + \frac{0,5 \cdot m_X \cdot g \cdot f_{VX} \cdot d_{SX} \cdot f_{SMX}}{\eta_L^j} \quad (67)$$



$$M_{xpo} = \frac{168 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi \cdot 0,92 \cdot 0,99^3} + \frac{0,5 \cdot 168 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot 0,02 \cdot 0,003}{0,99^3} = 0,015 \text{ Nm}$$

kde:

M_{GX} - moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot [Nm]

M_{SX} - moment zátěže od třecích sil v ložiscích a matici kuličkového šroubu [Nm]

f_{vX} - součinitel tření ve vodících plochách; $f_{vX} = 0,005$

f_{sMX} - ekvivalentní součinitel tření KŠM redukováný na poloměr šroubu; $f_{sMX} = 0,003$

η_S - účinnost KŠM; $\eta_S = 0,92$

η_L - účinnost kuličkového ložiska; $\eta_S = 0,99$

j - počet ložisek

pozn.: součinitelé a účinnosti voleny dle [1]

Úhlové zrychlení motoru:

$$\varepsilon_{xm} = \frac{2 \cdot \pi \cdot a_x}{p_{sx}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 2}{0,01} = 1256,6 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (68)$$

Potom platí:

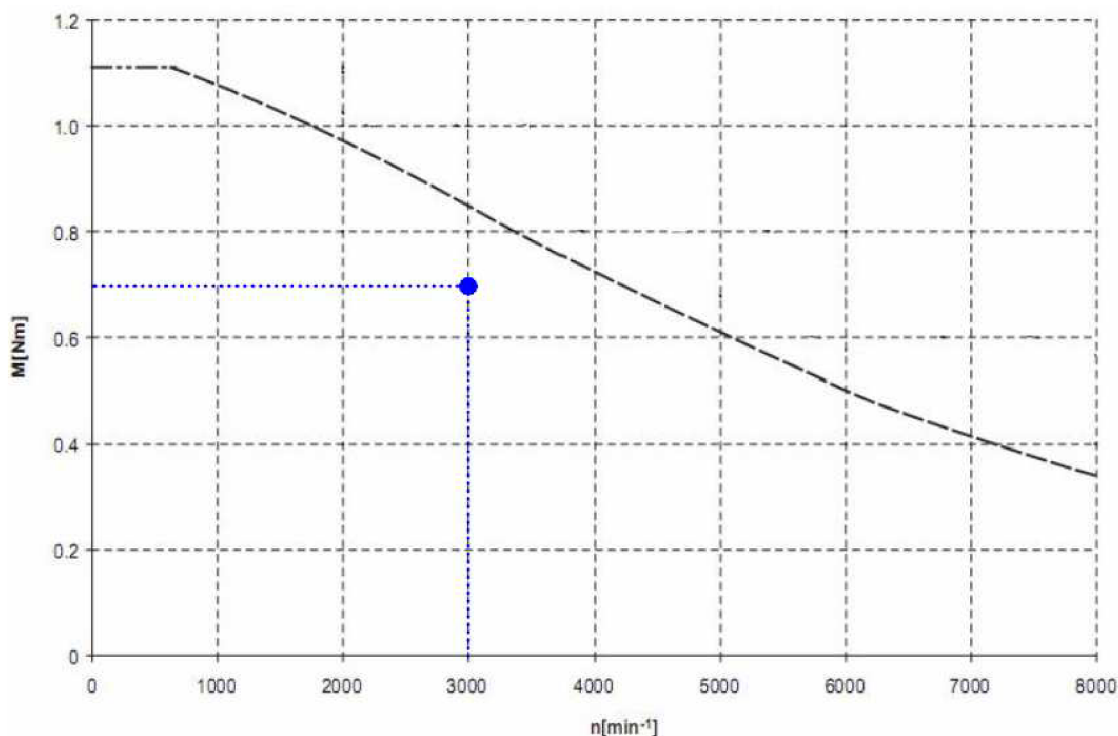
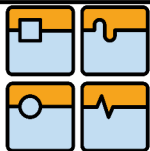
$$M_x = J_{xrhm} \cdot \varepsilon_{xm} + M_{xpo} = 5,35 \cdot 10^{-4} \cdot 1256,6 + 0,015 = 0,69 \text{ Nm} \quad (69)$$

$$M_x < M_{xmax} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Otáčky motoru při ustálené rychlosti v_x :

$$N_x = \frac{v_x}{p_{sx}} = \frac{0,5}{0,01} = 50 \text{ s}^{-1} = 3000 \text{ min}^{-1} \quad (70)$$

Maximální hodnoty kroutícího momentu a dosažených otáček jsou zaneseny do dynamické mezní charakteristiky viz obr. 46 [8].



Obr. 46: Mezní dynamická charakteristika servomotoru SEW CMD 55S

4.4.4 Kontrolní výpočet kuličkového šroubu

Pozn.: Všechny výpočty provedeny dle katalogu kuličkových šroubů HIWIN [9].

Kontrola maximálních otáček šroubu:

$$N_{SXmax} = 0,8 \cdot N_{SXk} = 0,8 \cdot k_{SXu} \cdot \frac{d_{SX}^2}{L_{SX}} \cdot 10^8 = 0,8 \cdot 1,88 \cdot \frac{20}{820^2} \cdot 10^8 = 4473,5 \text{ min}^{-1} \quad (71)$$

kde:

N_{SXmax} - maximální přípustné otáčky kuličkového šroubu [min^{-1}]

N_{SXk} - kritické otáčky kuličkového šroubu [min^{-1}]

k_{SXu} - koeficient uložení kuličkového šroubu; zvoleno dle [9] - $k_{SXu}=1,88$

$$N_{SX} < N_{SXmax} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (72)$$

kde:

N_{SX} - provozní otáčky šroubu při ustálené rychlosti posuvu v_X ; $N_{SX} = N_X = 3000 \text{ min}^{-1}$

Kontrola otáčkového faktoru:

$$Dn_S = d_{SX} \cdot N_{SX} = 20 \cdot 3000 = 60000 \quad (73)$$

kde:

Dn_S - otáčkový faktor

$$Dn_S < Dn_{Smax} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (74)$$

**Kontrola vzpěrné tuhosti šroubu:**

Kuličkový šroub je zatěžován pouze axiální silou, která vzniká při urychlování přesouvané hmoty. Síla od tření ve valivém vedení je zanedbatelná.

$$F_{SX} = m_x \cdot a_x = 168 \cdot 2 = 336 \text{ N} \quad (75)$$

kde:

F_{SX} - max. dosažená axiální síla v šroubu [N]

Maximální dovolené axiální zatížení šroubu:

$$F_{SX \max} = 0,5 \cdot k_{SXu2} \cdot \frac{d_{SX}^4}{Ln_{SX}^2} \cdot 10^5 = 0,5 \cdot 2,05 \cdot \frac{20^4}{752^2} \cdot 10^5 = 29000 \text{ N} \quad (76)$$

kde:

k_{SXu2} - koeficient uložení kuličkového šroubu; zvoleno dle [9] - $k_{SXu2}=2,05$

Ln_{SX} - max. nepodepřená délka kuličkového šroubu

$$F_{SX} \ll F_{SX \max} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (77)$$

Životnost kuličkového šroubu:

Jelikož zatížení kuličkového šroubu v axiálním směru je minimální, není potřeba počítat životnost šroubu, tato bude dostatečná. Limitujícím faktorem při volbě KŠM byl otáčkový limit vzhledem ke kritickým otáčkám.

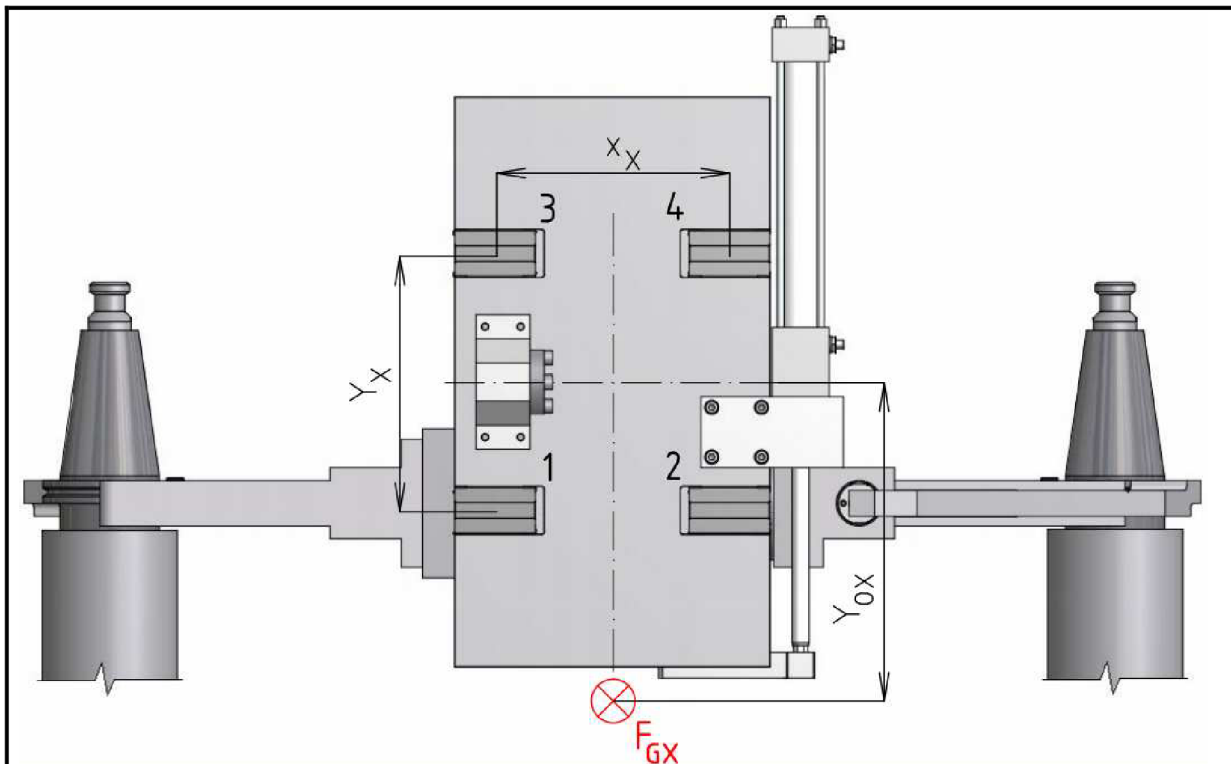
4.4.5 Kontrolní výpočet profilového valivého vedení

Pro uložení osy X bylo zvoleno profilové valivé vedení společnosti HIWIN typ EGH15CA. Všechny výpočty byly provedeny dle katalogu HIWIN – lineární vedení [5]

Parametry vedení dané výrobcem:

- šířka kolejničky 15mm
- statická únosnost $C_{0X} = 16190 \text{ N}$
- dynamická únosnost $C_X = 7830 \text{ N}$

Na obr. 47 je zatížení vozíků vedení v situaci, kdy jsou upnuty dva nástroje o max. hmotnosti 35kg a jejich poloha je vodorovná.



Obr. 47: Zatížení vozíků vedení osy X (dva nástroje)

Ekvivalentní zatížení jednotlivých vozíků:

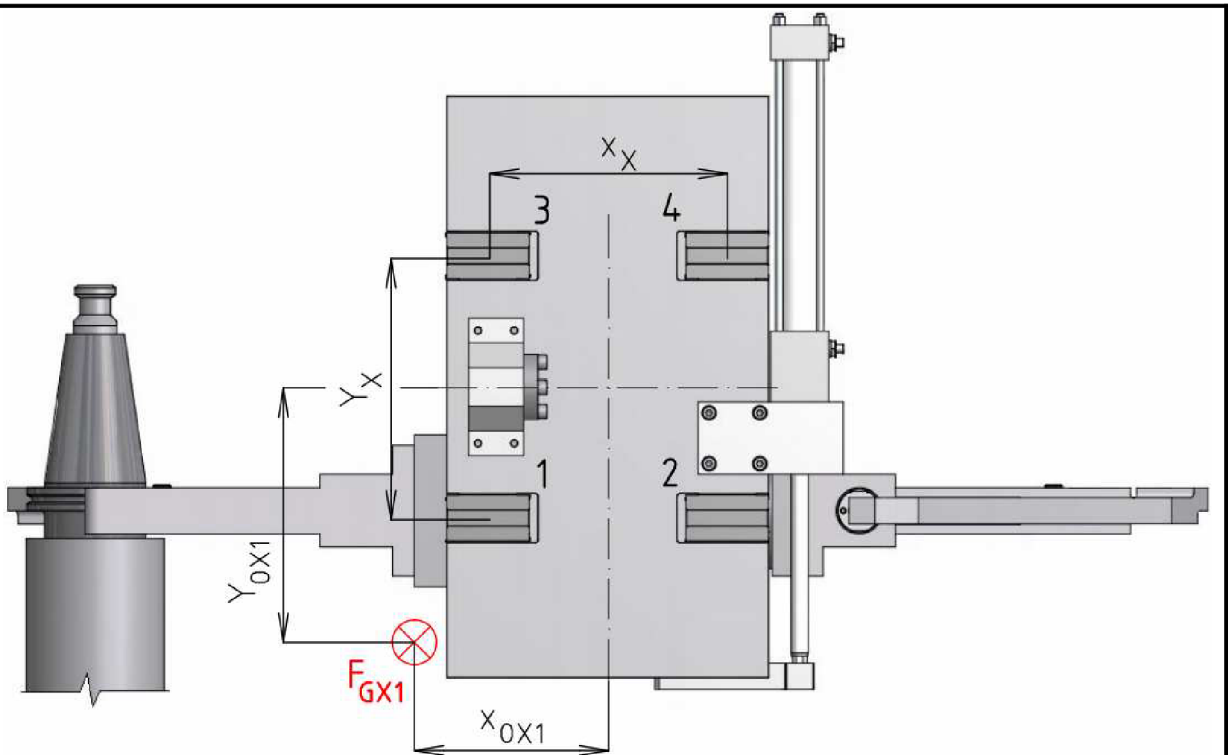
$$P_{X1,2} = \frac{1}{4} \cdot F_{GX} + \frac{Y_{OX}}{2 \cdot Y_X} \cdot F_{GX} = \frac{1}{4} \cdot 1648,1 + \frac{0,201}{2 \cdot 0,180} \cdot 1648,1 = 1332,3 \text{ N} \quad (78)$$

$$P_{X3,4} = \frac{1}{4} \cdot F_{GX} - \frac{Y_{OX}}{2 \cdot Y_X} \cdot F_{GX} = \frac{1}{4} \cdot 1648,1 - \frac{0,201}{2 \cdot 0,180} \cdot 1648,1 = -508,2 \text{ N} \quad (79)$$

kde:

- $P_{X1,2,3,4}$ - zatížení vozíků 1,2,3,4 [N]
- F_{GX} - tíhová síla od soustavy zatěžující vedení $F_{GX} = m_x \cdot g = 168 \cdot 9,81 = 1648,1 \text{ N}$
- Y_X - osová vzdálenost vozíků ve směru Y [m]
- Y_{OX} - vzdálenost působíště tíhové síly F_{GX} od osy souměrnosti [m] (vygenerováno z modelu v programu Autodesk Inventor)

Obrázek 48 znázorňuje zatížení vedení pouze jedním nástrojem a maximálních parametrech.



Obr. 48: Zatížení vozíků vedení osy X (jeden nástroj)

Ekvivalentní zatížení jednotlivých vozíků:

$$P_{1X1} = \frac{1}{4} \cdot F_{GX1} + \frac{X_{OX1}}{2 \cdot X_X} \cdot F_{GX1} + \frac{Y_{OX1}}{2 \cdot Y_X} \cdot F_{GX1} = \frac{1}{4} \cdot 1304,7 + \frac{0,108}{2 \cdot 0,164} \cdot 1304,7 + \frac{0,154}{2 \cdot 0,180} \cdot 1304,7$$

$$P_{1X1} = 1313,9 \text{ N} \quad (80)$$

$$P_{2X1} = \frac{1}{4} \cdot F_{GX1} - \frac{X_{OX1}}{2 \cdot X_X} \cdot F_{GX1} + \frac{Y_{OX1}}{2 \cdot Y_X} \cdot F_{GX1} = \frac{1}{4} \cdot 1304,7 - \frac{0,108}{2 \cdot 0,164} \cdot 1304,7 + \frac{0,154}{2 \cdot 0,180} \cdot 1304,7$$

$$P_{2X1} = 454,7 \text{ N} \quad (81)$$

$$P_{3X1} = \frac{1}{4} \cdot F_{GX1} + \frac{X_{OX1}}{2 \cdot X_X} \cdot F_{GX1} - \frac{Y_{OX1}}{2 \cdot Y_X} \cdot F_{GX1} = \frac{1}{4} \cdot 1304,7 + \frac{0,108}{2 \cdot 0,164} \cdot 1304,7 - \frac{0,154}{2 \cdot 0,180} \cdot 1304,7$$

$$P_{3X1} = 197,7 \text{ N} \quad (82)$$

$$P_{4X1} = \frac{1}{4} \cdot F_{GX1} - \frac{X_{OX1}}{2 \cdot X_X} \cdot F_{GX1} - \frac{Y_{OX1}}{2 \cdot Y_X} \cdot F_{GX1} = \frac{1}{4} \cdot 1304,7 - \frac{0,108}{2 \cdot 0,164} \cdot 1304,7 - \frac{0,154}{2 \cdot 0,180} \cdot 1304,7$$

$$P_{4X1} = -661,5 \text{ N} \quad (83)$$

kde:

$P_{1,2,3,4X1}$ - zatížení vozíků 1,2,3,4 [N]

F_{GX1} - tíhová síla od soustavy zatěžující vedení:

$$F_{GX1} = F_{GX} - F_{Gnas} = F_{GX} - m_{nas} \cdot g = 1648,1 - 35 \cdot 9,81 = 1304,7 \text{ N}$$

- X_X - osová vzdálenost vozíků ve směru X [m]
 Y_{OX1} - vzdálenost působíště tíhové síly F_{GX1} od osy souměrnosti [m] (vygenerováno z modelu v programu Autodesk Inventor)
 X_{OX1} - vzdálenost působíště tíhové síly F_{GX1} od osy souměrnosti [m] (vygenerováno z modelu v programu Autodesk Inventor)

Výpočet životnosti vedení:

Jak již bylo uvedeno výše, určit zatěžovací cyklus kontrolovaného vedení je obtížné. Z tohoto důvodu byla životnost určena při maximálním možném zatížení vedení. Reálná životnost bude podstatně vyšší. Dle vypočtených zatížení jednotlivých vozíků je patrné že maximálního zatížení se dosáhne, stejně jako v případě vedení v ose Y, při zatížení dvěma nástroji o maximálních parametrech ve vodorovné poloze.

Životnost vedení v kilometrech:

$$L_X = \left(\frac{C_X}{P_{X1,2}} \right)^3 \cdot 50 = \left(\frac{7830}{1332,3} \right)^3 \cdot 50 = 10149,6 \text{ km} \quad (84)$$

Životnost vedení v provozních hodinách:

$$L_{hX} = \frac{L_X \cdot 10^3}{V_X \cdot 3600} = \frac{10149,6 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 3600} = 5638,7 \text{ h} \quad (85)$$

Závěr: Vedení vyhovuje provozním podmínkám.

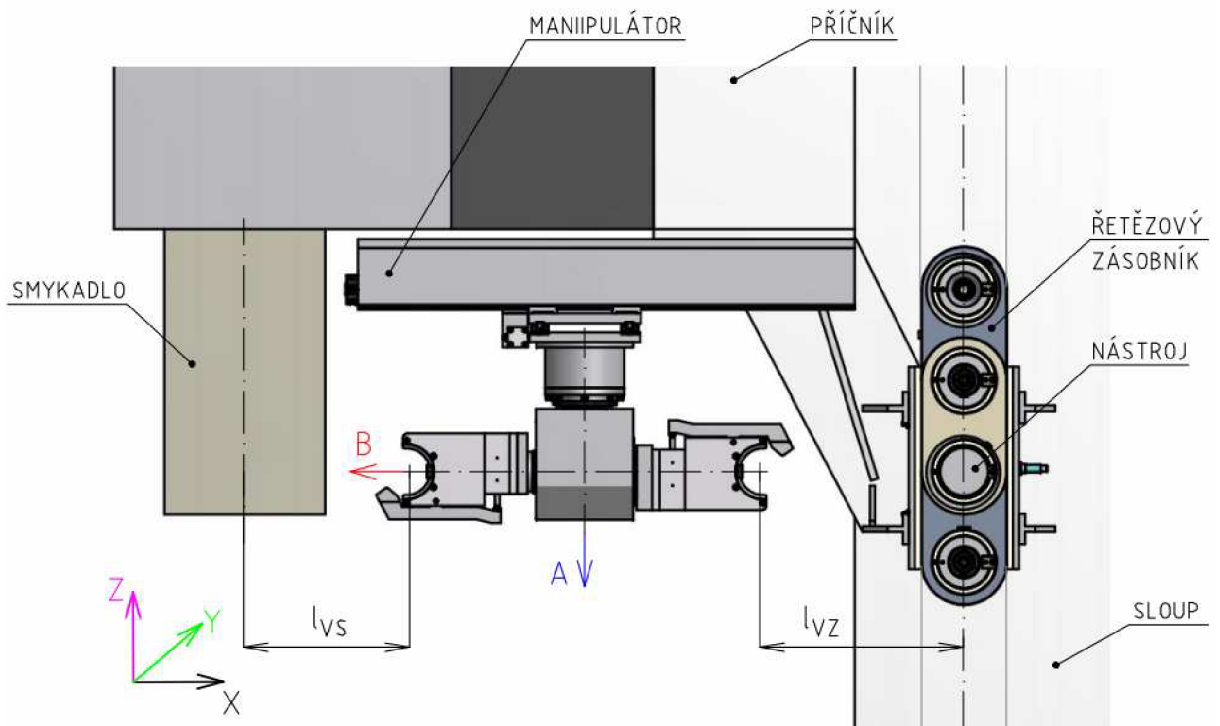


5 ČASOVÁ ANALÝZA

Cyklus výměny nástroje je relativně složitý, skládá se z mnoha dílčích pohybů manipulátoru i vlastního stroje (smykadla). V následujícím rozboru je spočítán čas výměny nástroje, který je upnutý ve stroji ve svislé poloze. Při tomto cyklu budou dosažené časy nejvyšší.

5.1 Definování cyklu výměny nástroje

Na obr. 49 je vyobrazena výchozí a zároveň vyčkávací poloha manipulátoru. Z této polohy manipulátor zahajuje cyklus výměny a také se do ní vrací po umístění vyměněného nástroje do zásobníku.



Obr. 49: Výchozí poloha manipulátoru

Cyklus výměny:

- začátek cyklu zásobník – smykadlo - zásobník
- najetí manipulátoru do osy nástroje (směr +X, vzdálenost l_{VZ}) $\rightarrow T_{c1}$ (čas pohybu)
- zajištění nástroje v uchopovači (odhad doby) $\rightarrow T_{cz}$
- vysunutí nástroje ze zásobníku (směr -Y, plný zdvih pístu l_V) $\rightarrow T_{c2}$
- přejezd do vyčkávací polohy (směr -X, vzdálenost l_{VZ}) $\rightarrow T_{c1}$
- zpětný pohyb v ose Y (směr +Y, plný zdvih pístu l_V) $\rightarrow T_{c2}$
- pootočení v ose B do svislé polohy (směr -B, úhel 90°) $\rightarrow T_{c3}$
- začátek cyklu nástroj-nástroj (smykadlo s nástrojem v pozici pro výměnu)
- najetí do osy nástroje upnutého ve stroji (směr -X, vzdálenost l_{VS}) $\rightarrow T_{c4}$
- zajištění nástroje v uchopovači $\rightarrow T_{cz}$
- povyjetí smykadla v ose Z (směr +Z, vzdálenost $l_{ZS} = 160 \text{ mm}$) $\rightarrow T_{c5}$

- otočení manipulátoru v ose A (směr +A, úhel 180°) → T_{c6}
- návrat smykadla do pozice výměny (směr -Z, vzdálenost l_{ZS}) → T_{c5}
- odjištění nástroje v uchopovači → T_{cZ}
- přejezd do vyčkávací polohy (směr +X, vzdálenost l_{VS}) → T_{c4}
- **konec cyklu nástroj-nástroj** (smykadlo s novým nástrojem připraveno)
- natočení nástroje do vodorovné polohy (směr +B, úhel 90°) → T_{c3}
- vysunutí v ose Y (směr -Y, plný zdvih pístu l_V) → T_{c2}
- najetí do osy řetězového zásobníku (směr +X, vzdálenost l_{VZ}) → T_{c1}
- zasunutí nástroje do zásobníku (směr +Y, plný zdvih pístu l_V) → T_{c2}
- odjištění nástroje v uchopovači → T_{cZ}
- návrat do výchozí polohy (směr -X, vzdálenost l_{VZ}) → T_{c1}
- návrat osy A do výchozí polohy(směr -A, úhel 180°) → T_{c6}
- **konec cyklu zásobník – smykadlo - zásobník**

5.2 Výpočet dílčích časů

Jednotlivé dílčí časy jsou počítány z údajů rychlosti a zrychlení vypočtených (resp. zvolených) u jednotlivých částí manipulátoru (viz. kapitoly v sekci 4 - Konstrukční řešení a výpočty). Jedná se tedy o časy při maximální zátěži manipulátoru.

Výpočet času T_{c1}:

$$t_{ax} = \frac{V_x}{a_x} = \frac{0,5}{2} = 0,25 \text{ s} \quad (86)$$

kde:

t_{ax} - čas zrychlení v ose X [s]

$$l_{ax} = \frac{1}{2} \cdot a_x \cdot t_{ax}^2 = \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot 0,25^2 = 0,0625 \text{ m} \quad (87)$$

kde:

l_{ax} - dráha uražená při zrychlení [m]

potom:

$$t_{vZX} = \frac{l_{VZ} - 2 \cdot l_{ax}}{V_x} = \frac{0,4 - 2 \cdot 0,0625}{0,5} = 0,55 \text{ s} \quad (88)$$

kde:

t_{vZX} - čas v úseku s konstantní rychlostí (osa X) [s]

l_{VZ} - vzdálenost manipulátoru od osy řetězového zásobníku [m] (viz. obr. 49, hodnota získaná z modelu v programu Autodesk Inventor)

Celkový čas T_{c1}:

$$T_{c1} = 2 \cdot t_{ax} + t_{vZX} = 2 \cdot 0,25 + 0,55 = 1,05 \text{ s} \quad (89)$$

Výpočet času T_{c2}:

$$t_{ay1} = \frac{V_v}{a_{ABY}} = \frac{0,3}{8,7} = 0,035 \text{ s} \quad (90)$$



kde:

t_{ay1} - čas zrychlení v ose Y [s]

$$l_{ay1} = \frac{1}{2} \cdot a_{ABY} \cdot t_{ay1}^2 = \frac{1}{2} \cdot 8,7 \cdot 0,035^2 = 0,00053 m \quad (91)$$

kde:

l_{ay1} - dráha uražená při zrychlení [m]

$$t_{ay2} = \frac{V_V}{a_{TV}} = \frac{0,3}{2,81} = 0,107 s \quad (92)$$

kde:

t_{ay2} - čas zpomalení v ose Y [s] (důsledek tlumení v hydraulickém válci Vega V160C)

$$l_{ay2} = \frac{1}{2} \cdot a_{TV} \cdot t_{ay2}^2 = \frac{1}{2} \cdot 2,81 \cdot 0,107^2 = 0,016 m \quad (93)$$

kde:

l_{ay2} - dráha uražená při zpomalení [m]

potom:

$$t_{VY} = \frac{l_V - l_{ay1} - l_{ay2}}{V_V} = \frac{0,16 - 0,0005 - 0,016}{0,3} = 0,48 s \quad (94)$$

kde:

t_{VY} - čas v úseku s konstantní rychlostí (osa Y) [s]

Celkový čas T_{c2} :

$$T_{c2} = t_{ay1} + t_{ay2} + t_{VY} = 0,035 + 0,107 + 0,48 = 0,62 s \quad (95)$$

Výpočet času T_{c3} :

Průběh otočení osy B o 90° viz obr. 28. Čas $t_{1,2}$ zvolen v kapitole 4.2.4.

$$T_{c3} = 2 \cdot t_{1,2} = 2 \cdot 0,75 = 1,5 s \quad (96)$$

Výpočet času T_{c4} :

$$t_{Vsx} = \frac{l_{VS} - 2 \cdot l_{ax}}{V_X} = \frac{0,321 - 2 \cdot 0,0625}{0,5} = 0,39 s \quad (97)$$

kde:

t_{Vsx} - čas v úseku s konstantní rychlostí (osa X) [s]

l_{VS} - vzdálenost manipulátoru od osy nástroje ve smykadlu [m] (viz. obr. 49, hodnota získaná z modelu v programu Autodesk Inventor)

Celkový čas T_{c4} :

$$T_{c4} = 2 \cdot t_{ax} + t_{vSX} = 2 \cdot 0,25 + 0,39 = 0,89 \text{ s} \quad (98)$$

Výpočet času T_{c5} :

$$t_{azs} = \frac{V_{ZS}}{a_{ZS}} = \frac{0,2}{0,98} = 0,20 \text{ s} \quad (99)$$

kde:

t_{azs} - čas zrychlení smykadla v ose Z [s]
 V_{ZS} - maximální rychlost smykadla [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
 a_{ZS} - zrychlení smykadla [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Pozn: hodnoty rychlosti a zrychlení smykadla byly získány po konzultaci s Ing. Lubomírem Novotným, Ph.D.

$$l_{azs} = \frac{1}{2} \cdot a_{ZS} \cdot t_{azs}^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,98 \cdot 0,2^2 = 0,0196 \text{ m} \quad (100)$$

kde:

l_{azs} - dráha uražená při zrychlení [m]

potom:

$$t_{vZS} = \frac{l_{ZS} - 2 \cdot l_{azs}}{V_{ZS}} = \frac{0,16 - 2 \cdot 0,0196}{0,2} = 0,6 \text{ s} \quad (101)$$

kde:

t_{vZS} - čas v úseku s konstantní rychlostí (osa Z) [s]

Celkový čas T_{c5} :

$$T_{c5} = 2 \cdot t_{azs} + t_{vZS} = 2 \cdot 0,2 + 0,6 = 1 \text{ s} \quad (102)$$

Výpočet času T_{c6} :

$$t_{aA} = \frac{\omega_{Amax}}{\varepsilon_{AVP}} = \frac{2,62}{7} = 0,37 \text{ s} \quad (103)$$

kde:

t_{aA} - čas zrychlení v ose A (rotační pohyb) [s]
 pozn: hodnoty rychlosti a zrychlení viz. kapitola 4.3.2

$$\varphi_{aA} = \frac{1}{2} \cdot \varepsilon_{AVP} \cdot t_{aA}^2 = \frac{1}{2} \cdot 7 \cdot 0,37^2 = 0,479 \text{ rad} \quad (104)$$



kde:

φ_{aA} - úhlová dráha uražená při zrychlení [rad]

potom:

$$t_{VA} = \frac{\pi - 2 \cdot \varphi_{aA}}{\omega_{aA}} = \frac{\pi - 2 \cdot 0,479}{2,62} = 0,83 \text{ s} \quad (105)$$

kde:

t_{VA} - čas v úseku s konstantní rychlostí otáčení (osa A) [s]

Celkový čas T_{c6} :

$$T_{c6} = 2 \cdot t_{aA} + t_{VA} = 2 \cdot 0,37 + 0,83 = 1,57 \text{ s} \quad (106)$$

Volba času T_{cz} :

Čas zajištění nástroje v uchopovači je odhadem stanoven na $T_{cz} = 0,4 \text{ s}$.

5.3 Výpočet celkového času výměny nástroje

Celkový čas cyklu zásobník – smykadlo – zásobník:

$$\begin{aligned} T_{ZSZ} &= 4 \cdot T_{c1} + 4 \cdot T_{c2} + 2 \cdot T_{c3} + 2 \cdot T_{c4} + 2 \cdot T_{c5} + 2 \cdot T_{c6} + 4 \cdot T_{cz} \\ T_{ZSZ} &= 4 \cdot 1,05 + 4 \cdot 0,62 + 2 \cdot 1,5 + 2 \cdot 0,89 + 2 \cdot 1 + 2 \cdot 1,57 + 4 \cdot 0,4 = 18,2 \text{ s} \end{aligned} \quad (107)$$

$$\underline{T_{ZSZ} < T_{ZSZmax} \rightarrow \text{vyhovuje}}$$

kde:

T_{ZSZmax} - maximální doba výměnného cyklu zásobník – smykadlo – zásobník; $T_{ZSZmax} = 35 \text{ s}$
(hodnota je součástí zadání práce)

Čas cyklu nástroj–nástroj:

$$\begin{aligned} T_{NN} &= 2 \cdot T_{c4} + 2 \cdot T_{c5} + T_{c6} + 2 \cdot T_{cz} \\ T_{NN} &= 2 \cdot 0,89 + 2 \cdot 1 + 1,57 + 2 \cdot 0,4 = 6,15 \text{ s} \end{aligned} \quad (108)$$

$$\underline{T_{NN} < T_{NNmax} \rightarrow \text{vyhovuje}}$$

kde:

T_{NNmax} - maximální doba výměnného cyklu nástroj – nástroj; $T_{NNmax} = 10 \text{ s}$
(hodnota je součástí zadání práce)

Závěr: Výsledné dosažené časy s rezervou splňují požadavky kladené na manipulátor.

6 KONCEPCE PŘÍVODU ENERGIÍ

V průběhu konstrukčních prací vyšlo najevo, že jedním z vážných problémů u takto kompaktního 4-osého manipulátoru bude přívod energií k pohyblivým částem zařízení. V následující kapitole jsou specifikována přiváděná média a prvky použité pro jejich transport. Dále byl navržen základní koncept přívodu energií k pohyblivým částem manipulátoru, který je řešen pouze rámcově. Konkrétní konstrukční řešení energetických přívodů není v této práci z důvodu velkého rozsahu blíže specifikováno a může být předmětem jejího dalšího rozšíření.

6.1 Přiváděná média

Uchopovače:

K oběma uchopovačům je nutné přivést tlakový olej a to v obou směrech (dvoučinný píst). Principiálně jsou možná dvě provedení přívodu oleje k rotujícím částem stroje, a to buď pomocí rotačního hydraulického převodníku, který umožňuje neomezené otáčení, nebo použití vhodně navržených flexibilních hydraulických hadic, které svým prostorovým uspořádáním dávají možnost omezené rotace.

Jelikož je požadovaný úhel otáčení pouze 180° a řešení pomocí hydraulických hadic je podstatně jednodušší a ekonomicky přijatelnější, byl tento způsob zvolen pro přívod tlakového oleje k uchopovačům.

Byla zvolena hydraulická hadice firmy HYDROTECHNIK ze sortimentu mikrohydrauliky.

Parametry hadice získané od výrobce [12]:

- vnitřní průměr 4 mm
- vnější průměr 8 mm
- pracovní tlak 315 bar
- destruktivní tlak 810 bar
- minimální poloměr ohybu 20 mm

Servopohony:

K servopohonům je třeba přivést silový a signálový kabel. Vzhledem k malým předpokládaným poloměrům ohybu byly zvoleny kabely ÖLFLEX ROBOT 900 DP firmy LAPP KABEL. Jsou to vysoce flexibilní kabely používané pro průmyslové roboty a manipulátory. Jsou použitelné všude tam, kde dochází ke kombinovanému torznímu a ohybovému namáhání.

Hydraulický válec:

Pro přívod tlakového oleje byla zvolena hydraulická hadice SEMPERPAC 1 SNK firmy SEMPERIT.

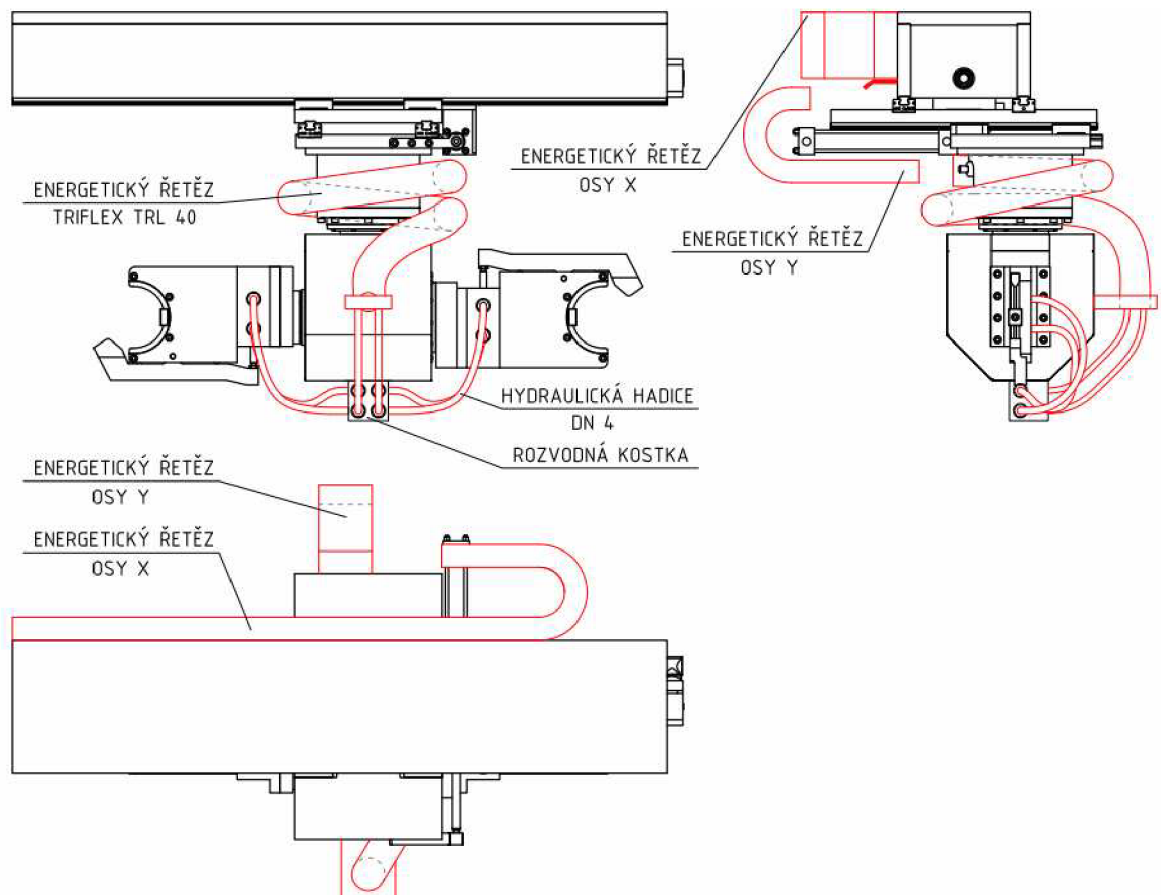


Parametry hadice získané od výrobce [13]:

- vnitřní průměr 6,4 mm
- vnější průměr 11,8 mm
- pracovní tlak 290 bar
- destrukční tlak 1160 bar
- minimální poloměr ohybu 40 mm

6.2 Základní koncept přívodu energií

Na obrázku 48 je schematicky znázorněn rozvod médií pomocí energetických řetězů. Hydraulické hadice z uchopovačů jsou zavedené do rozvodné kostky na spodní straně krytu servopohonu osy B. Vhodným prostorovým uspořádáním hadic je dosaženo možnosti natáčení uchopovačů v rozsahu 180°. Z rozvodné kostky jdou hadice (celkem 4) do energetického řetězu TRIFLEX TRL 40 firmy IGUS (obr. 49). Jedná se o unikátní vícesosý systém přívodu energie, který byl vyvinutý speciálně pro šestiosé robotické aplikace v průmyslovém prostředí [14]. Tento řetěz je spirálovitě obtočen kolem příruby servopohonu osy A a ústí těsně pod hydraulickým válcem osy Y. Do tohoto řetězu jsou také svedeny elektrické kabely servopohonu osy B (není zobrazeno na schématu). Dále navazuje energetický řetěz IGUS Easy Chain E 200 na ose Y. Energetický řetěz na ose X je stejného typu jako v předchozím případě. Jeho orientace je oproti běžnému použití pootočená o 90° z důvodu nutné podpory na straně rámu osy X.



Obr. 48 : Koncept přívodu médií pomocí energetických řetězů

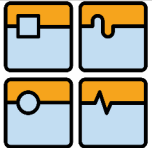
Výhody řetězu TRIFLEX TRL [16]:

- vícerozměrný pohyb
- vysoká flexibilita komplikovaných pohybů
- absorpce tahové síly na speciálním "závěsném principu" (= kulové spojení) má za následek hladké pohyby ve všech osách
- provedení se snadným otevíráním - pro snadné plnění a výměnu předem sestavených kabelů nebo hadic
- malé poloměry ohybu - pro montáž s úsporou prostoru

Pozn.: prvky energetických přívodů nejsou součástí výkresové dokumentace, jelikož se jedná pouze o koncepci.



Obr. 49: Energetický řetěz TRIFLEX TRL

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 67
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

7 ZÁVĚR

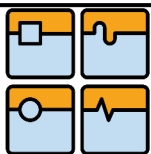
Úkolem této práce je navrhnout manipulátor nástrojů ke svislému soustruhu řady SKG firmy TOS HULÍN a.s. Byly navrženy 4 varianty řešení z nichž byla vybrána ta, která dosáhla nejvyššího bodového ohodnocení v technicko-ekonomickém porovnání.

Navržený manipulátor disponuje čtyřmi stupni volnosti, dvě pohybové osy jsou translační a dvě rotační. Díky tomuto uspořádání je možné měnit nástroje jak ve vodorovné tak i ve svislé poloze. Pro pohon rotačních os sloužících pro orientaci nástroje byly zvoleny kompaktní servopohony HARMONIC DRIVE s harmonickou převodovkou. Bylo plně využito jejich předností, mezi které patří například průchozí dutá hřídel nebo výstupní ložisko s křížově uspořádanými valivými elementy. Díky těmto pohonům vznikla kompaktní konstrukce s hmotností přibližně 194 kg. Translační pohyb manipulátoru mezi zásobníkem nástrojů a místem výměny zajišťuje kuličkový šroub poháněný napřímo synchronním servomotorem společnosti SEW EURODRIVE. Pro vysouvání nástroje ze zásobníku slouží lineární hydromotor. Uložení obou translačních os je realizováno profilovým valivým vedením od firmy HIWIN.

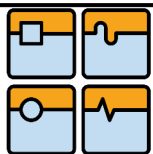
Následně byly analyzovány časy výměny nástroje. Výsledná doba cyklu výměny nástroj – nástroj je přibližně 6,2 s a celková doba výměny nástroje (cyklus zásobník – smykadlo – zásobník) činí 18,2 s. Dané časy s rezervou vyhovují zadaným požadavkům.

V závěru práce je navržena koncepce přívodu médií k manipulátoru. Návrh počítá s využitím flexibilních hydraulických hadic a speciálního víceosého energetického řetězu TRIFLEX od společnosti IGUS pro přívod energií k rotačním částem manipulátoru.

Další etapa vývoje by mohla být zaměřena na detailní provedení energetických přívodů, vyřešení bezpečností senzoriky a ochranného krytování.

**8 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

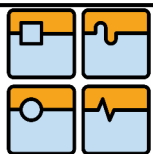
Značka	Jednotka	Název
a_{ABY}	$[m.s^{-2}]$	maximální zrychlení přesouvané hmoty
a_{TV}	$[m.s^{-2}]$	zrychlení (resp. zpomalení) přesouvané hmoty při dojezdu do koncové polohy
a_x	$[m.s^{-1}]$	max. zrychlení v ose X
a_{ZS}	$[m.s^{-2}]$	zrychlení smykadla
C_A	[N]	dynamická únosnost ložiska A
C_B	[N]	dynamická únosnost ložiska B
C_{O_A}	[N]	statická únosnost ložiska A
C_{O_B}	[N]	statická únosnost ložiska B
$C_{O_{SX}}$	[N]	statická únosnost KŠM
C_{O_X}	[N]	statická únosnost vedení osy X
C_{O_Y}	[N]	statická únosnost vedení osy Y
C_{S_X}	[N]	dynamická únosnost KŠM
C_X	[N]	dynamická únosnost vedení osy X
C_Y	[N]	dynamická únosnost vedení osy Y
$dh_{1,2,3,4,5}$	[mm]	průměr hřídele
Dn_S	[-]	otáčkový faktor
Dn_{Smax}	[-]	otáčkový faktor KŠ
dp_A	[mm]	průměr roztečné kružnice křížového ložiska A
dp_B	[mm]	průměr roztečné kružnice křížového ložiska B
dp_V	[mm]	průměr pístnice
d_{S_X}	[mm]	nominální průměr KŠ
d_V	[mm]	průměr pístu
E_{TV}	[J]	maximální energie absorbovatelná tlumením
F_{a_A}	[N]	axiální zatížení ložiska A
$F_{a_{Amax}}$	[N]	max. dovolené axiální zatížení ložiska A
$F_{a_{Bmax}}$	[N]	max. dovolené axiální zatížení ložiska B
f_{AW}	[-]	faktor zatížení ložiska A
f_{BW}	[-]	faktor zatížení ložiska B
F_{GABY}	[N]	tíhová síla od soustavy zatěžující vedení osy Y
F_{GB}	[N]	tíhová síla od hmotnosti kompletu osy B a upnutých nástrojů



DIPLOMOVÁ PRÁCE

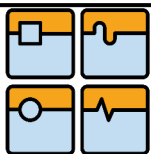
F_{GE}	[N]	ekvivalentní síla
F_{Gnas}	[N]	tíhová síla od nástroje
F_{Gu}	[N]	tíhová síla od hmotnosti uchopovače
F_{Gu2}	[N]	tíhová síla od hmotnosti soustavy hřídel-uchopovač
F_{GX}	[N]	tíhová síla od soustavy zatěžující vedení osy X
F_{GX1}	[N]	tíhová síla od soustavy zatěžující vedení osy X
F_{GY1}	[N]	tíhová síla od soustavy zatěžující vedení osy Y
Fr_{Amax}	[N]	max. dovolené radiální zatížení ložiska A
Fr_B	[N]	radiální zatížení ložiska B
Fr_{B2}	[N]	radiální síla působící na ložisko B2
Fr_{Bmax}	[N]	max. dovolené radiální zatížení ložiska B
Fr_{LA}	[N]	radiální síla v podpoře A
F_{SB}	[N]	setrvačná síla působící na soustavu osy B
f_{SMX}	[-]	ekvivalentní součinitel tření KŠM redukováný na poloměr šroubu
F_{SX}	[N]	max. dosažená axiální síla v šroubu
F_{SXmax}	[N]	Maximální dovolené axiální zatížení šroubu
F_{TA80}	[bar]	tažná síla při 80 bar
F_{TL}	[N]	tlačná síla hydraulického válce
F_{TL80}	[bar]	tlačná síla při 80 bar
f_{VX}	[-]	součinitel tření ve vodících plochách osy X
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
i_A	[-]	převodový poměr převodovky pohonu osy A
i_B	[-]	převodový poměr převodovky pohonu osy B
j	[-]	počet ložisek
J_{Amot}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti pohonu osy A
J_{ARP}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti soustavy redukováný na výstup převodovky pohonu osy A
J_{AS}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti soustavy osy A
J_{Bmot}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti pohonu osy B
J_{BRP}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti redukováný výstup převodovky
J_{BS}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti soustavy osy B
J_{hun}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti soustavy hřídel, uchopovač, nástroj
J_m	[kg.m ²]	moment setrvačnosti přesouvané hmoty redukováný na hřídel motoru osy X

J_S	[kg.m ²]	moment setrvačnosti kuličkového šroubu
J_{Xmot}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti servomotoru osy X
J_{Xrhm}	[kg.m ²]	celkový moment setrvačnosti soustavy redukováný na hřídel motoru osy X
$k_{1,2,3,4}$	[-]	bezpečnosti v jednotlivých nebezpečných průřezech
k_{SXu}	[-]	koeficient uložení kuličkového šroubu
k_{SXu2}	[-]	koeficient uložení kuličkového šroubu
L_{10B2}	[ot]	základní trvanlivost ložiska B2
L_{10B2h}	[h]	trvanlivost ložiska B2 v hodinách
l_{ax}	[m]	dráha uražená při zrychlení v ose X
l_{ay1}	[m]	dráha uražená při zrychlení v ose Y
l_{ay2}	[m]	dráha uražená při zpomalení v ose Y
l_{azs}	[m]	dráha uražená při zrychlení
L_{Bh10}	[h]	trvanlivost ložiska B v hodinách
L_{Bh10}	[h]	trvanlivost ložiska A v hodinách
$L_{h1,2,3,4}$	[mm]	délkové rozměry hřídele
Lh_X	[hod]	životnost vedení X v provozních hodinách
Lh_Y	[hod]	životnost vedení Y v provozních hodinách
l_{nas}	[m]	max. délka nástroje
Ln_{SX}	[mm]	max. nepodepřená délka kuličkového šroubu
L_{SX}	[mm]	délka závitové části KŠ
l_v	[mm]	zdvih
l_{vS}	[m]	vzdálenost manipulátoru od osy nástroje ve smykadlu
l_{vZ}	[m]	vzdálenost manipulátoru od osy řetězového zásobníku
L_X	[km]	životnost vedení X
L_Y	[km]	životnost vedení Y
m_{ABY}	[kg]	hmotnost soustavy přesouvané válcem
$M_{AD1,2}$	[Nm]	dynamický kroutící moment pohonu osy A
M_{Amax}	[Nm]	maximální výstupní moment pohonu osy A
m_{Amot}	[N]	hmotnost pohonu osy A
M_{ASmax}	[Nm]	trvalý statický moment pohonu osy A
M_B	[Nm]	celkový kroutící moment pohonu osy B
m_B	[kg]	hmotnost kompletu osy B a upnutých nástrojů
M_{Bb}	[Nm]	moment brzdy na výstupu pohonu osy B



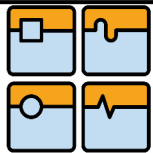
DIPLOMOVÁ PRÁCE

$M_{BD1,2}$	[Nm]	dynamický kroutící moment pohonu osy B
M_{Bmax}	[Nm]	maximální výstupní moment pohonu osy B
m_{Bmot}	[N]	hmotnost pohonu osy B
M_{BS}	[Nm]	statický kroutící moment
M_{BSmax}	[Nm]	trvalý statický moment pohonu osy B
M_{cA}	[Nm]	klopný moment působící na ložisko A
M_{cAmax}	[Nm]	max. dovolený klopný moment na ložisko A
M_{cB}	[Nm]	klopný moment působící na ložisko B
M_{cBmax}	[Nm]	max. dovolený klopný moment na ložisko B
M_{cS}	[Nm]	maximální dovolený klopný moment od setrvačné síly působící na výstupní křížové ložisko pohonu osy A
M_{GX}	[Nm]	moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot
M_{hD}	[Nm]	moment potřebný ke zrychlení rotující soustavy hřídele
M_{khmax}	[Nm]	maximální kroutící moment na hřídeli
m_{nas}	[kg]	max. hmotnost nástroje
M_{nX}	[Nm]	nominální moment servomotoru osy X
M_{nXmax}	[Nm]	maximální moment servomotoru osy X
$M_{O1,2,3,4}$	[Nm]	ohybový moment v nebezpečných průřezech
M_{OE}	[Nm]	ekvivalentní moment
M_{SX}	[Nm]	moment zátěže od třecích sil v ložiscích a matici kuličkového šroubu
m_u	[kg]	hmotnost uchopovače
m_{u2}	[kg]	hmotnost soustavy hřídel uchopovač
M_X	[Nm]	moment motoru potřebný ke zrychlení přesouvané hmoty
m_X	[kg]	hmotnost přesouvané soustavy
m_{Xmot}	[kg]	hmotnost servomotoru osy X
M_{Xpo}	[Nm]	moment pasivních odporů
N_{Amax}	[min ⁻¹]	maximální výstupní otáčky pohonu osy A
N_{Bmax}	[min ⁻¹]	maximální výstupní otáčky pohonu osy B
N_{nX}	[min ⁻¹]	nominální otáčky servomotoru osy X
N_{nX}	[min ⁻¹]	maximální otáčky servomotoru osy X
N_{SX}	[min ⁻¹]	provozní otáčky šroubu při ustálené rychlosti posuvu v_X
N_{SXk}	[min ⁻¹]	kritické otáčky kuličkového šroubu
N_{SXmax}	[min ⁻¹]	maximální přípustné otáčky kuličkového šroubu
N_X	[min ⁻¹]	otáčky motoru při ustálené rychlosti v_X



DIPLOMOVÁ PRÁCE

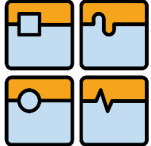
p	[-]	exponent rovnice trvanlivosti ložiska
$P_{1,2,3,4X1}$	[N]	zatížení vozíků vedení osy X
$P_{1,2,3,4Y1}$	[N]	zatížení vozíků osy Y
P_{AC}	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A
P_{B2C}	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska B2
P_{BC}	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska B
P_{pVmax}	[bar]	maximální provozní tlak
p_{SX}	[mm]	stoupání KŠ
P_{Vmax}	[bar]	maximální tlak
$P_{X1,2,3,4}$	[N]	zatížení vozíků vedení osy X
$P_{Y1,2,3,4}$	[N]	zatížení vozíků osy Y
R_A	[mm]	vzdálenost křížového ložiska A od příruby
R_B	[mm]	vzdálenost křížového ložiska B od příruby
$t_{1,2}$	[s]	rozběhový a brzdící čas
t_{aA}	[s]	čas zrychlení v ose A
t_{ax}	[s]	čas zrychlení v ose X
t_{ay1}	[s]	čas zrychlení v ose Y
t_{ay2}	[s]	čas zpomalení v ose Y
t_{azs}	[s]	čas zrychlení smykadla v ose Z
$T_{c1,2,3,4,5,6}$	[s]	časy jednotlivých pohybů cyklu výměny nástroje
T_{cz}	[s]	čas zajištění nástroje v uchopovači
T_{NN}	[s]	čas cyklu nástroj-nástroj
T_{NNmax}	[s]	maximální doba výměnného cyklu nástroj – nástroj
t_{VA}	[s]	čas v úseku s konstantní rychlostí otáčení (osa A)
t_{VSX}	[s]	čas v úseku s konstantní rychlostí (osa X)
t_{VY}	[s]	čas v úseku s konstantní rychlostí (osa Y)
t_{VZS}	[s]	čas v úseku s konstantní rychlostí (osa Z)
t_{VZX}	[s]	čas v úseku s konstantní rychlostí (osa X)
T_{ZSZ}	[s]	celkový čas cyklu zásobník – smykadlo – zásobník
T_{ZSZmax}	[s]	maximální doba výměnného cyklu zásobník – smykadlo – zásobník
V_V	[m.s ⁻¹]	provozní rychlost
V_{Vmax}	[m.s ⁻¹]	maximální rychlost vysouvání válce
v_X	[m.s ⁻¹]	max. rychlost v ose X



DIPLOMOVÁ PRÁCE

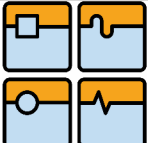
V_{ZS}	[m.s ⁻¹]	maximální rychlost smykadla
$W_{k1,2,3,4}$	[mm ³]	modul průřezu v krutu v nebezpečných průřezech
$W_{o1,2,3,4}$	[mm ³]	modul průřezu v ohybu v nebezpečných průřezech
x_1	[m]	vzdálenost těžiště uchopovače od příruby pohonu osy B
x_2	[m]	vzdálenost těžiště nástroje od příruby pohonu osy B
x_3	[m]	vzdálenost těžiště nástroje od ložiska B2
x_4	[m]	vzdálenost těžiště soustavy hřídel uchopovač od ložiska B2
x_5	[m]	vzdálenost ložiska B2 od podpory
x_6	[m]	vzdálenost těžiště kompletu osy B a upnutých nástrojů od osy servopohonu osy A
x_7	[m]	vzdálenost těžiště kompletu osy B a upnutých nástrojů od příruby motoru osy A
x_8	[mm]	délkový rozměry hřídele
x_{FrB}	[m]	vzdálenost působíště síly F_{rB} od osy ložiska
X_{OX1}	[m]	vzdálenost působíště síly F_{GX1} od osy souměrnosti (směr X)
X_{OY1}	[m]	vzdálenost působíště síly F_{GY1} od osy souměrnosti (směr X)
x_{TV}	[mm]	délka tlumení
X_X	[m]	osová vzdálenost vozíků ve směru X
X_Y	[m]	osová vzdálenost vozíků ve směru X
Y_{OX}	[m]	vzdálenost působíště tíhové síly F_{GX} od osy souměrnosti
Y_{OX1}	[m]	vzdálenost působíště síly F_{GX1} od osy souměrnosti (směr Y)
Y_{OY}	[m]	vzdálenost působíště tíhové síly F_{GABY} od osy souměrnosti
Y_{OY1}	[m]	vzdálenost působíště síly F_{GY1} od osy souměrnosti (směr Y)
Y_X	[m]	osová vzdálenost vozíků ve směru Y
Y_Y	[m]	osová vzdálenost vozíků ve směru Y
ϵ_{AVP}	[rad.s ⁻²]	úhlové zrychlení na výstupu převodovky pohonu osy A
ϵ_{BVP}	[rad.s ⁻²]	úhlové zrychlení na výstupu převodovky pohonu osy B
ϵ_{Xm}	[rad.s ⁻²]	úhlové zrychlení motoru osy X
η_L	[-]	účinnost kuličkového ložiska
η_S	[-]	účinnost KŠM
$\sigma_{o1,2,3,4}$	[MPa]	ohybové napětí v nebezpečných průřezech
$\sigma_{red1,2,3,4}$	[MPa]	redukované napětí v nebezpečných průřezech
$\tau_{k1,2,3,4}$	[MPa]	napětí v krutu v nebezpečných průřezech
$\phi_{1,2}$	[rad]	úhlová dráha
ϕ_{aA}	[rad]	úhlová dráha uražená při zrychlení v ose A

ω_{Amax}	$[\text{min}^{-1}]$	maximální dosažené otáčky pohonu osy A
ω_B	$[\text{min}^{-1}]$	maximální dosažené otáčky pohonu osy B

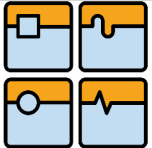
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 75
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

9 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Marek, J.: *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Speciální vydání MM Průmyslové spektrum, MM publishing, 2006. ISSN 1212-2572.
- [2] Borský, V.; *Obráběcí stroje*. VUT Brno, 1992, 1. vydání, 216 s. ISBN 80-214-0470-1
- [3] *HARMONIC DRIVE AG* [online]. 2010 [cit. 2010-01-05]. Dostupný z WWW: http://www.harmonicdrive.de/cms/upload/pdf/GK2007/english/5_ServoActuators_Motors_Controllers/3_FHA-C/FHA-C_complete_en.pdf
- [4] *VEGA-katalog V160-C* [online]. 2010 [cit. 2010-01-05]. Dostupný z WWW: <http://www.vegacylinder.com/catalogue/book.aspx?id=V160CB&langu=GB+IT&version=1001.00>
- [5] *HIWIN-linearní vedení* [online]. 2009 [cit. 2010-01-05]. Dostupný z WWW: <http://www.hiwin.cz/cs/linearni-vedeni/file.html?id=799>
- [6] Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: *Mechanika těles. Pružnost a pevnost I*. VUT Brno, 1992.
- [7] *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2002 [cit. 2010-29-04]. Dostupný z WWW: <http://www.mmspektrum.com/clanek/novy-servopohon-s-dutou-hrideli>
- [8] *SEW-EURODRIVE* [online]. 2010 [cit. 2010-10-05]. Dostupný z WWW: <http://www.sew-eurodrive.cz/produkt/cmd-kompaktn-servomotory.htm>
- [9] *HIWIN-kuličkové šrouby* [online]. 2009 [cit. 2010-01-05]. Dostupný z WWW: <http://www.hiwin.cz/cs/kulickove-srouby/pdf-download.html?id=8>
- [10] *MATEZA s.r.o.* [online]. 2009 [cit. 2010-01-05]. Dostupný z WWW: <http://www.mateza.cz/index.php?menu=4&vybranaskupina=07&vybranaskupina1=0742>
- [11] KALÁB, K. *Návrh a výpočet spojů pro přenos kroutícího momentu z hřídele na náboj* [online]. 2003 [cit. 2010-22-05]. Dostupný z WWW: www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-spojehridelnaboj.pdf
- [12] *HYDROTECHNIK* [online]. 2009 [cit. 2010-01-05]. Dostupný z WWW: http://www.hydrotechnik.co.uk/Hydrotechnik_microbore-hose.htm
- [13] *SEMPERIT* [online]. 2010 [cit. 2010-22-05]. Dostupný z WWW: http://www.semperflex.com/uploads/media/DH_Folder_Tschechisch_Englisch_28.11.06.pdf
- [14] *VEGA-katalog V400-CL* [online]. 2010 [cit. 2010-20-05]. Dostupný z WWW: <http://www.vegacylinder.com/catalogue/book.aspx?id=V400CL&langu=GB+IT&version=1001.0>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 76
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [15] *Bohdan Bolzano – Technická příručka* [online]. 2010 [cit. 2010-23-05]. Dostupný z WWW: <http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprir/tycovaocel/EN10083/Prehled_vlast_C45/>
- [16] *IGUS* [online]. 2010 [cit. 2010-23-05]. Dostupný z WWW: <http://www.igus.cz/wpck/default.aspx?pagename=overview_TriflexR>
- [17] Zháněl, P.: *Svislý zásobník*. Diplomová práce, Fakulta strojního inženýrství VUT Brno, 2006.
- [18] KATALOG PNEUMATICKÝCH UCHOPOVAČŮ SCHUNK [ONLINE]. 2010 [CIT. 2010-23-05]. DOSTUPNÝ Z WWW: <[HTTP://WWW.SCHUNK.COM/SCHUNK_FILES/ATTACHMENTS/PGN-PLUS_240_US.PDF](http://www.schunk.com/schunk_files/attachments/pgn-plus_240_us.pdf)>**

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 77
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

10 SEZNAM PŘÍLOH

1. výkres sestavy manipulátoru (0-MAN-00/00)
2. výkres sestavy orientačního ústrojí (1-MAN-01/00)
3. výkres hřídele (3-MAN-01/04)
4. výkres bloku uchopovače (3-MAN-01/08)
5. kusovníky (K-4-MAN-00/001, K-4-MAN-00/002, K-4-MAN-01/001, K-4-MAN-00/002, K-4-MAN-00/003)
6. licenční smlouva
7. CD – digitální podoba diplomové práce
8. poster