



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

KONSTRUKČNÍ NÁVRH 3-OSÉHO MANIPULÁTORU

DESIGN OF 3 AXIS MANIPULATOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MICHAL ŠTOL

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MICHAL HOLUB

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Michal Štol

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

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Konstrukční návrh 3-osého manipulátoru

v anglickém jazyce:

Design of 3 axis manipulator

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro specifikovaný stroj a obrobek navrhnout 3osý manipulátor pro přesun obrobku z pracovního prostoru do místa kontroly a paletizace.

Cíle diplomové práce:

- Rozbor a specifikace úlohy
- Výpočtová dokumentace, 3D model a výkresová dokumentace.

Seznam odborné literatury:

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

Vedoucí diplomové práce: Ing. Michal Holub

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 1.12.2010

L.S.

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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

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

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Michala Holuba a s použitím literárních zdrojů, které jsou uvedeny v přehledu použitých zdrojů.

V Brně dne 26.května 2011

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

Poděkování

Za účinnou podporu a obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Michalu Holubovi; a dále panu Ing. Janu Pavlíkovi; Ing. Františkovi Bradáčovi, Ph.D. ; doc. Ing.Vladislavu Singulemu, CSc; panu Bc. Vladimíru Svobodovi ze společnosti Formex a kolektivu pracovníků firmy Arburg a Güdel.

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

Anotace

ŠTOL, M. *Konstruktivní návrh 3-osého manipulátoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního Inženýrství, 2011. 75s Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Holub

Tato diplomová práce se zabývá především konstrukčním návrhem 3-osého manipulátoru určeného pro manipulaci se záliskem – ložiskem a výliskem kladky, který je produktem vstřikovacího lisu. Součástí práce je i technicko – ekonomické zhodnocení možností manipulace s ložiskem a výliskem kladky a vyhodnocení nejvýhodnější varianty. Dále je zpracována i koncepce dopravníku pro dopravu zálisků a výlisků kladek z pracovního prostoru.

Klíčová slova: manipulátor, vstřikovací lis, ložisko, výlisek kladky, servomotor, efektor

Annotation

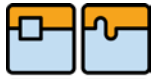
ŠTOL, M. *Design of 3-axis manipulator*. Brno: Brno university of technology, Faculty of mechanical engineering, 2011. 75p. Supervisor Ing. Michal Holub

This thesis deals with design of 3 axis manipulator which manipulate with ball bearing and moulding of pulley. Moulding of pulley is product of injection press. Part of this work is also technical-economics valuation of manipulating possibilities with ball bearing and pulley and is determinate the most useful option. Next is work out a conception of conveyor for ball bearings and pulleys.

Key words: manipulator, injection press, ball bearing, moulding of pulley, servo-drive, effector

1 Obsah

1	Obsah	6
2	Úvod	8
3	Předmět výroby a manipulace a jeho cesta ve výrobním procesu	9
4	Vstřikovací lis	10
4.1	Popis vstřikovacího lisu a principu vstřikování	10
4.2	Výpočet max. času na výrobu jedné kladky ve vstřikovacím lisu	10
4.3	Varianty pro výběr vstřikovacího lisu	11
4.3.1	Použití 1-násobné formy	11
4.3.2	Použití 4-násobné formy	11
5	Manipulátor	13
5.1	Přehled základních možností automatizované manipulace s výlisky	13
5.1.1	Integrovaný 3-osý manipulátor	14
5.1.2	Mostový 3-osý manipulátor	15
5.1.3	6-osý robot	16
5.2	Zvolení koncepce 3-osého manipulátoru	17
5.3	Determinování pracovního cyklu navrhovaného 3-osého manipulátoru	18
5.4	Postup určení parametrů navrhovaného 3-osého manipulátoru	19
5.5	Stanovení rychlosti a zrychlení jednotlivých os 3-osého manipulátoru	21
5.6	Přehled jednotlivých subsystémů navrženého 3-osého manipulátoru	25
5.6.1	Nosná konstrukce 3-osého manipulátoru	26
5.6.2	Pojezdový mechanismus os X,Y,Z	26
5.6.3	Pohony os X,Y,Z 3-osého manipulátoru	29
5.6.4	Efektory 3-osého manipulátoru	34
5.6.5	Vyrovňovací jednotka (kompenzátor) 3-osého manipulátoru	38
5.6.6	Automatický mazací systém 3-osého manipulátoru	39
5.6.7	Koncové spínače pojezdových mechanismů os X,Y,Z	39
5.6.8	Systém energetických řetězců 3-osého manipulátoru	40
5.6.9	Řídící systém 3-osého manipulátoru	41
6	Dopravník ložisek a výlisků kladek	42
7	Výpočty jednotlivých částí navrženého 3-osého manipulátoru	43
7.1	Výpočet servomotorů	43
7.1.1	Výpočet servomotoru pro osu Z	44
7.1.2	Výpočet servomotoru pro osu Y	48
7.1.3	Výpočet servomotoru pro osu X	51
7.2	Výpočet zatížení ložisek a jejich trvanlivosti	54
7.2.1	Výpočet zatížení ložisek pojezdu osy Z	55
7.2.2	Výpočet zatížení ložisek pojezdu osy Y	56
7.2.3	Výpočet zatížení ložisek pojezdu osy X	59
7.2.4	Výpočet trvanlivosti ložisek pojezdu osy Z	61
7.2.5	Výpočet trvanlivosti ložisek pojezdu osy Y	61
7.2.6	Výpočet trvanlivosti ložisek pojezdu osy X	62
8	Pevnostní analýza navrženého 3-osého manipulátoru	63
8.1	Pevnostní analýza nosné konstrukce 3-osého manipulátoru	63
8.1.1	Zatížení ocelového nosníku vlivem sil vzniklých najetím pojezdového mechanismu osy X doprostřed mezi stojny nosné konstrukce	63
8.1.2	Zatížení ocelového nosníku vlivem sil vzniklých najetím pojezdového mechanismu osy X do těsné blízkosti stojny nosné konstrukce	65

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

8.2	Pevnostní analýza hliníkového profilu pojezdu osy Y	66
8.2.1	Zatížení hliníkového profilu vlivem dvojice sil vzniklých najetím pojezdového vozíku osy Y doprostřed tohoto profilu.....	66
8.2.2	Zatížení hliníkového profilu vlivem dvojice sil vzniklých najetím pojezdového vozíku osy Y do krajní polohy tohoto profilu	68
9	Ekonomické vyhodnocení navrženého 3-osého manipulátoru	70
10	Závěr	71
11	Přehled použitých zdrojů	72
12	Seznam použitých symbolů	73
13	Seznam příloh	76

2 Úvod

Předmětem této diplomové práce je návrh 3-osého manipulátoru, který je součástí automatizovaného výrobního systému vyrábějícího kladku rozvodového napínacího mechanismu automobilu. Tato napínací kladka zajišťujícího optimální napnutí klínového řemene pro pohon jednotlivých agregátů spalovacího motorů, je vyráběna zastříknutím ložiska materiálem PA66GF40 ve vstřikovacím lisu. Navrhovaný 3-osý manipulátor má za úkol obsluhovat vstřikovací lis zakládáním zálisku – ložiska a vyjmutím hotového výrobku – výlisku kladky z pracovního prostoru výrobní vstřikovacího lisu. Nutným předpokladem pro konstrukční řešení 3- osého manipulátoru je zpracování koncepčního návrhu celého automatizovaného výrobního systému pro plastikařský průmysl.

Technologický postup výroby na navrženém výrobním systému je následující:

Ložiska typové řady 6203 (zálisek) budou dopravovány do pracovního prostoru vstřikovacího lisu pomocí dopravníku. Manipulátor nejprve sejme ložisko z dopravníku a poté ho založí do vstřikovacího lisu. Po založení a zastříknutí ložiska bude pokračovat vyjmutím výlisku kladky ze vstřikovacího lisu a jeho usazením na další dopravník, který ho dopraví z pracovního prostoru vstřikovacího lisu.

Základními prvky, výrobního systému jsou :

- vstřikovací lis,
- manipulátor, který je předmětem konstrukčního řešení,
- dopravník.

Návrh vstřikovacího lisu jeho provedení a jeho velikost je odvislá od velikosti, tvaru, materiálu, který se ve vstřikovacím lisu zpracovává a počtu kusů výlisků, které budou ve výrobním systému produkovány. Konstrukční řešení manipulátoru je ovlivněno především konstrukcí vstřikovacího lisu, který bude manipulátor obsluhovat a předmětem manipulace (velikost, tvar a počet kusů). Návrh dopravníků je dán velikostí, tvarem a počtem kusů produktů (zálisek, kladka), které budou dopravovány do a z pracovního prostoru vstřikovacího lisu a dále pak konstrukcí vstřikovacího lisu a manipulátoru.

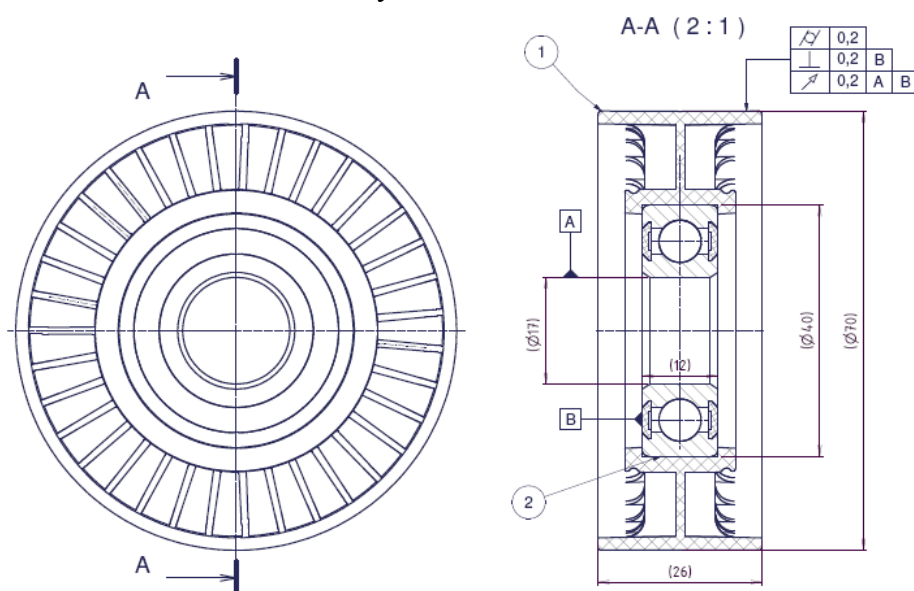
Základní parametry navržených technologických zařízení vycházejí z následujících stanovených podmínek pro řešení výrobního systému:

- Produkce v počtu 1,7 milionů kusů výlisků kladky ročně tak, aby byla zajištěna plynulost výroby celého napínacího mechanismu a tím i celého spalovacího motoru.
- Navržený výrobní systém bude kapacitně dimenzován na 3-směný provoz.
- Optimalizace technického řešení s ohledem na pořizovací a provozní náklady výrobního systému.



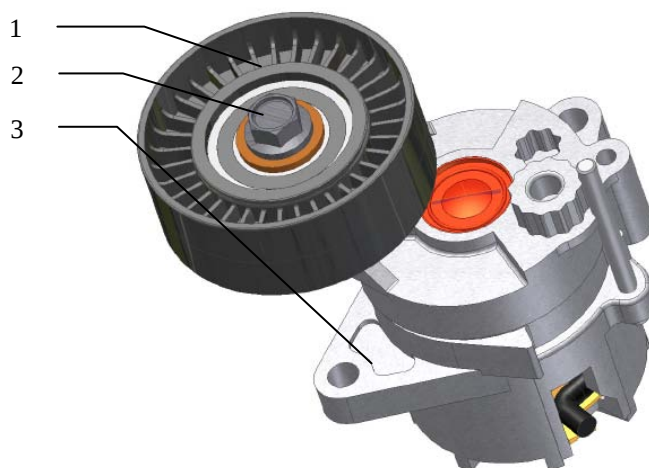
3 Předmět výroby a manipulace a jeho cesta ve výrobním procesu

Jak už bylo popsáno v úvodu, předmětem manipulace je v počátku řetězce ložisko typové řady 6203 (obr.1, poz.2), které je v prvním kroku pracovníkem obsluhy vybaleno z krabíčky a uloženo na dopravník, který ho přemístí do prostoru vstřikovacího lisu. V dalším kroku je toto ložisko sejmuto z dopravníku a založeno do vstřikovacího lisu nasunutím ložiska na trn vstřikovací formy. Po zastříknutí zálisku - ložiska a vyrobení výlisku kladky (obr.1, poz.1) vstřikovacím lisem je tento výlisek kladky v dalším kroku sejmuto z trnu vstřikovací formy a nasměrován na další dopravník, který ho pošle k optické kontrole geometrických tolerancí a konečné fázi montáže rozvodové napínací kladky (obr.2). Konečná montáž spočívá v připevnění kladky na těleso napínacího mechanismu šroubem s podložkou, která se opírá o vnitřní kroužek ložiska kladky.



obr.1 . Základní rozměry výlisku kladky rozvodového mechanismu

1) Výlisek kladky rozvodového mechanismu, 2) Ložisko 6203 - zálisek



obr.2. Kompletní rozvodová napínací kladka spalovacího motoru

1) Kladka rozvodového mechanismu, 2) Šroub spojující vnitřní kroužek ložiska kladky s tělesem napínacího mechanismu, 3) těleso napínacího mechanismu

4 Vstřikovací lis

Návrh parametrů a velikosti vstřikovacího lisu dle uvedených požadavků.

4.1 Popis vstřikovacího lisu a principu vstřikování

Vstřikovací lis je mechanický tvářecí stroj, který slouží k zpracování plastů vstříknutím roztaveného plastu do dutiny formy. Hlavní částí vstřikovacího lisu je samotný lis, sloužící k uzavírání a otevírání formy a vstřikovací jednotka, která za pomoci šneků dopravuje tavicí se granulát, zhutňuje ho, až ho v průběhu dopravy změni na roztavený plast (teploty taveniny je v rozmezí 150° až 350°C dle typu plastu). Ten je poté vstřikovací jednotkou pod vysokým tlakem (až 100MPa) vstříknut do ocelové formy - vstřikovacího nástroje, která je chlazená nuceným oběhem vody. Základní rozdělení vstřikovacích lisů je podle pohonu pro uzavírání formy. Uzavírání je buď hydraulické a nebo elektrické. Pohon vstřikovací jednotky je potom nejčastěji stejný jak u samotného lisu. Další rozdělení vstřikovacích lisů je podle typu uzavírání (vertikální, horizontální), podle počtu vodících tyčí uzavíracích jednotek (4,2, bez tyčí) atd.

Při vstřikování plastu je nezbytné, aby během tohoto procesu unikly z formy všechny plyny - jsou nutné odvětrávací nástroje. Zpravidla u vstřikovacích nástrojů postačí jako odvětrávací vůle mezi vyhazovacími trny (vyhazovači) a nástrojem nebo mezi pohyblivými tvarovými částmi nástroje. Po vstříknutí přijde na řadu nutný čas na chlazení formy. Forma bývá udržována na konstantní teplotě dané technologickými požadavky (20-90°C). Vlivem chladnutí hmoty dochází ke smrštění plastu, které má pro každý materiál svou specifickou hodnotu. Poté se forma otevře a vypadne nebo je vyjmut hotový výlisek. Stejný postup se děje i v případě, že je do formy před vstříknutím založen kovový nebo plastový díl (zálisek). Forma se nám s dílem zavře a obstříkne či zastříkne kovový nebo plastový kus. Vstřikovací lis dovoluje dle potřeby nastavení množství vstřikovacích parametrů – vstřikovací tlaky, dotlaky, dávkovací dráhu, rychlosti dávkování, otáčky šneku, rychlost vstřiku, atd. V případě nesprávně nastavených vstřikovacích parametrů, můžeme očekávat různé vady na kuse, jako jsou ořepy, přestříky, nedostříky a různé jiné deformace. Vstřikování plastů je dnes simulováno pomocí softwarového modelu. Je tak možné se již při konstrukci dílu a nástroje vyvarovat možným chybám [6].

4.2 Výpočet max. času na výrobu jedné kladky ve vstřikovacím lisu

Počet vyráběných kladek ročně : $q = 1\,700\,000 \text{ ks/rok}$

Roční fond pracovní doby : 253 dní

Směnnost výrobní dílny : 3-směnný provoz

Délka trvání směny : 7,5 hodiny

Maximální čas na výrobu jedné kladky t_k

$$t_k = \frac{q}{253 \cdot 7,5 \cdot 3 \cdot 3600} = \frac{1700000}{253 \cdot 7,5 \cdot 3 \cdot 3600} = 12s \quad (1)$$

Z výsledku výpočtu času potřebného na výrobu jedné kladky ve vstřikovacím lisu vyplývá, že ze vstřikovacího lisu(ů) musí každých 12s vypadnout 1 kladka.

4.3 Varianty pro výběr vstřikovacího lisu

Aby výrobní podnik byl schopen splnit zadání a vyrobit 1,7 milionů kusů výlisků kladky ročně při 3-směnném provozu, musí zvážit dvě varianty pro výběr vstřikovacího lisu.

4.3.1 Použití 1-násobné formy

Použití 1-násobné formy, tzn. jedna kladky na jeden zdvih, při použití dvou vstřikovacích lisů, přičemž čas na výrobu jednoho výlisku během jednoho cyklu nepřesáhne 24s. Čas 24s na výrobu jednoho výlisku kladky je vzhledem k velikosti a jednoduchosti formy dosažitelný parametr. Pro výpočet času cyklu výroby s 1-násobnou formou je vhodný např. vstřikovací lis Arburg 370A, jehož základní pořizovací cena činí 2 131 000 Kč.

Potřebné množství plastu pro 1-násobnou formu m_{p1}

$$m_{p1} = 1,2 \cdot (m_K \cdot n + A_1) \cdot \frac{\alpha_X}{\alpha_P} \quad (2)$$

$$m_{p1} = 1,2 \cdot (27 \cdot 1 + (27 \cdot 0,15)) \cdot \frac{110}{100} = 40,9g$$

Kde m_K je hmotnost plastu výlisku kladky, koeficient A_1 vyjadřuje množství plastu obsaženého ve vtokových kanálech a představuje asi 15% hmotnosti výlisku, α_X / α_P vyjadřuje poměr vstřikovaného plastu (PA66GF40) ku polystyrenu.

Minimální doba plastifikace t_{p1}

$$t_{p1} = \frac{3,6 \cdot m_{p1}}{Q_{A370}} = \frac{3,6 \cdot 40,9}{8} = 18,4s \quad (3)$$

Kapacita zpracování materiálu - plastikační výkon stroje Arburg 370A Q_{A370} je dostatečný (s časovou rezervou) na vyrobení 1 výlisku kladky do požadovaného limitu 24s i s přihlédnutím na čas potřebný pro uzavření a otevření vstřikovací formy, který se pohybuje do 4s.

4.3.2 Použití 4-násobné formy

Použití jednoho vstřikovacího lisu, který bude schopen vyrobit čtyři výlisky kladky na jeden zdvih (4-násobná forma), kdy čas výroby čtyř výlisků kladek nepřesáhne 48s. V tomto případě by forma pro výrobu čtyř kladek na jeden zdvih dosahovala v porovnání s formou pro jednu kladku na jeden zdvih značné velikosti s čímž jsou spojené vyšší nároky na chlazení formy a tím tak narůstá čas jednoho cyklu výroby. Čas 48s na jeden cyklus je i přes vyšší nároky na chlazení dosažitelný. Pro výpočet času cyklu výroby s 4-násobnou formou je vhodný např. vstřikovací lis Arburg 570A, jehož základní pořizovací cena činí 3 950 000 Kč.

Potřebné množství plastu pro 4-násobnou formu m_{p4}

$$m_{p4} = 1,2 \cdot (m_K \cdot n + A_4) \cdot \frac{\alpha_x}{\alpha_p} \quad (4)$$

$$m_{p4} = 1,2 \cdot (27 \cdot 4 + (27 \cdot 4 \cdot 0,15)) \cdot \frac{110}{100} = 163,7g$$

Minimální doba plastifikace t_{p4}

$$t_{p4} = \frac{3,6 \cdot m_{p4}}{Q_{A570}} = \frac{3,6 \cdot 163,7}{17,5} = 33,67s \quad (5)$$

Plastikační výkon stroje Arburg 570A Q_{A570} je dostatečný na vyrobení 1 výlisku kladky do požadovaného limitu 48s i s přihlédnutím na čas potřebný pro uzavření a otevření vstřikovací formy, který se pohybuje do 4s.

Závěr – výběru vstřikovacího lisu

Jelikož je jeden z hlavních požadavků výroby zajištění alespoň částečné plynulosti výroby, která nemůže být v případě použití pouze jednoho vstřikovacího lisu na celou produkci kladek dodržena, (z důvodu seřízení či náhodné poruchy vstřikovacího lisu) byla varianta použití dvou vstřikovacích lisů vyhodnocena jako nejvhodnější a to i s ohlednutím na porovnání pořizovacích cen vstřikovacích lisů. Zakoupení dvou menších vstřikovacích lisů není o mnoho dražší než pořízení jednoho většího. Navíc je možno druhý vstřikovací lis v případě potřeby přeorientovat na výrobu např. jiné pozměněné kladky. Pro zastříknutí ložiska a výrobu výlisku kladky tedy budou použity dva vstřikovací lisy Arburg Allrounder 370A, každý s formou pro vylisování jedné kladky na jeden zdvih. Na tuto variantu tedy bude směřován návrh 3-osého manipulátoru.



Uzavírací síla	max kN	600
Otevření	max. mm	250
Vzdálenost mezi vodícími sloupy	mm	370x370
Vyhazovací síla	max kN	25
Hmotnost vstřikovací dávky	max g	105
Průměr šneku	mm	25/30/35
Kapacita zpracování materiálu	max kg/h Pa 66	5/7/8
Vstřikovací tlak	max. Bar	2500/2000/1470

obr.3. [8] Vstřikovací lis Arburg Allrounder 370A s jeho základními parametry

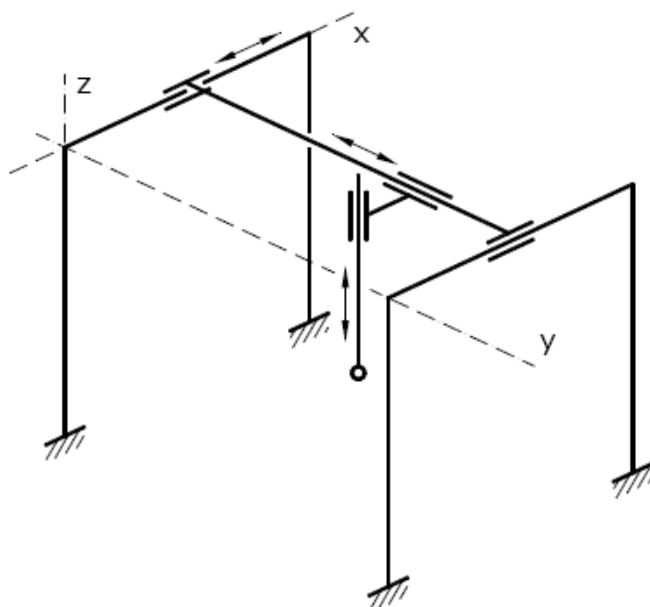


5 Manipulátor

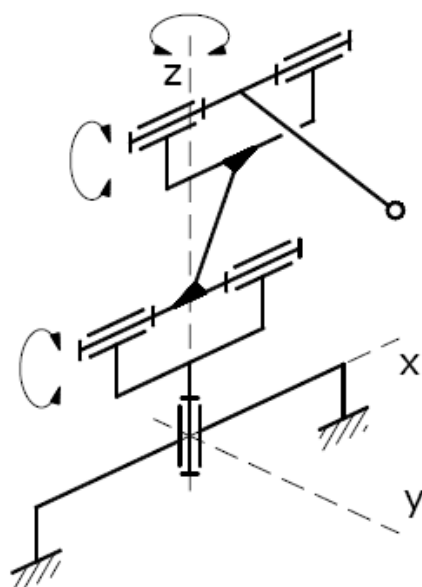
Návrh koncepce, stanovení parametrů a konstrukční řešení manipulátoru.

5.1 Přehled základních možností automatizované manipulace s výlisky popřípadě zálisky v plastikářském průmyslu

Pro automatizovanou manipulaci v plastikářském průmyslu se používají především jak 3-osé manipulátory pracující v kartézské souřadnicové soustavě (obr.4) doplněné v případě potřeby o další vedlejší otočné osy pro polohování výlisků v prostoru tak i víceosé roboty pracující v angulární kinematické struktuře (obr.5), které se využívají především pro komplikovanější manipulace s výlisky.

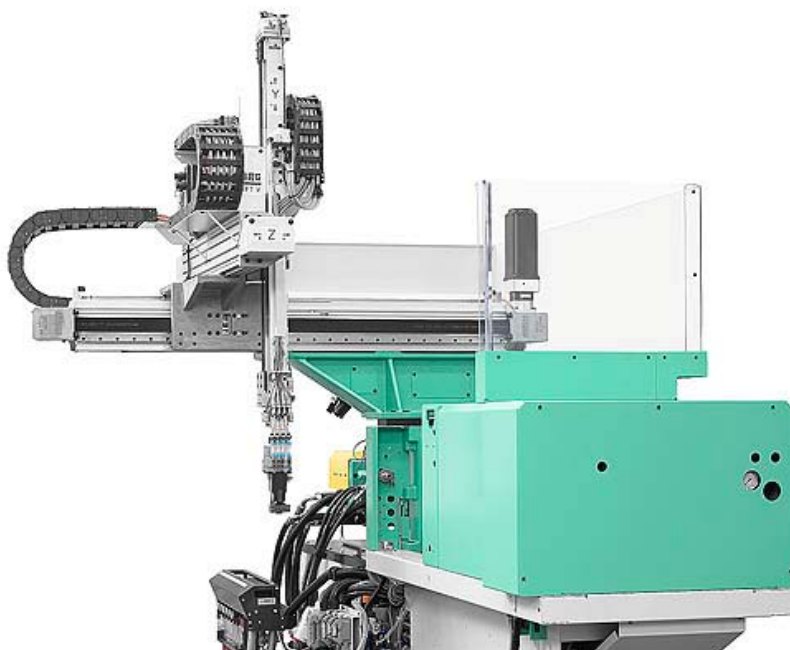


obr.4. [3] Kinematická struktura PRaM - Kartézské souřadnicová soustava TTT



obr.5. [3] Kinematická struktura PRaM - Angulární kinematická struktura RRR

5.1.1 Integrovaný 3-osý manipulátor



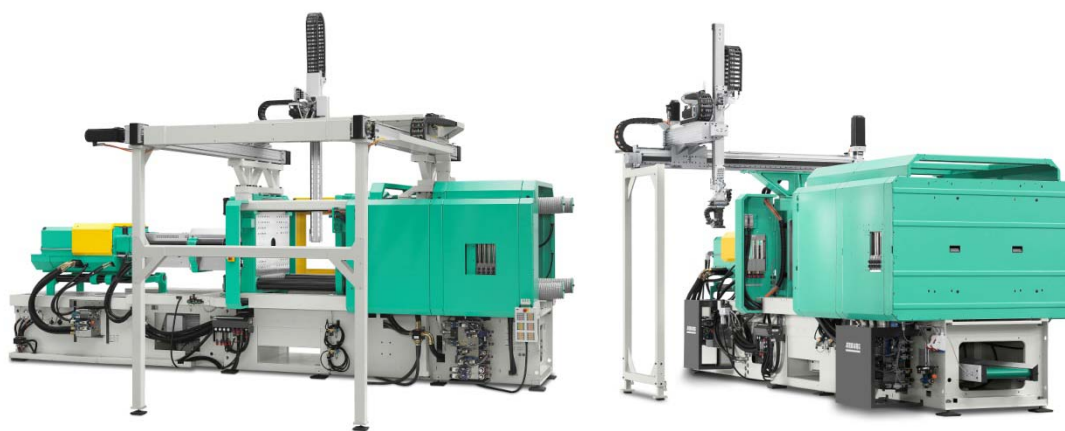
obr.6. [8] Manipulátor MULTILIFT V vstřikovacího lisu Arburg

Toto kompaktní řešení manipulátoru integrovaného ná rám vstřikovacího lisu je dnes jednou z nejvyužívanějších koncepcí automatického odběru výlisků popřípadě automatického vkládání zálisků, kdy jednotlivý výrobci vstřikovacích lisů zajišťují realizaci tohoto řešení jako jeden celek. Veškeré pohyby odebrání i odkládání probíhají uvnitř bezpečnostních zábran vstřikovacího stroje, zařízení je tudíž velmi kompaktní a nenáročné na místo, což v dnešních podmínkách důsledného využívání každého čtverečního metru výrobních ploch je nezanedbatelnou předností. Jak již z označení vyplývá, jde o manipulátor, jehož hlavní pohyby jsou realizovány po lineárních drahách (osách) - pracuje v kartezijské souřadné soustavě. Tyto osy jsou označeny písmeny X, Y, Z. Kromě uvedených hlavních pohybů může být robot vybaven dalšími, otočnými osami A, B, C (obr.7). Otočné osy mají za úkol orientovat předmět manipulace a mohou být realizovány nejrozličnějším způsobem, podle složitosti dané aplikace.



obr.7. [8] Otočné osy manipulátoru - natočení je realizováno pomocí servomotorů

Pojezdové (hlavní) osy manipulátoru jsou poháněny nejčastěji servo-elektricky což přináší pohybu jednotlivých os vysokou dynamičnost a reprodukovatelnost. Otočné osy mohou být poháněny pneumaticky, tam, kde není požadováno složitější polohování přebírací hlavy, ať už při přebírání výrobku či odkládání na dopravníky. Při nutnosti dodatečně montovat komponenty nebo zakládat zálisky do vstřikovacího nástroje se může k pohonu otočných os používat též servomotor nebo se mohou využít kombinace obou řešení. Zde je však zapotřebí uvažovat se zvýšenou zátěží a tím se zmenšenou manipulovatelnou hmotností. Měření absolutních hodnot zajišťuje spolehlivé určování pozice, díky čemuž už není nutné najíždět do referenční pozice. Řízení je implementováno do řízení vstřikovacího stroje. Manipulační procesy jsou řízeny řídicím programovatelným systémem přes dotykový displej pomocí jednoduchých grafických symbolů. Nevýhodou tohoto řešení by však zjevně mohl být omezený funkční radius manipulátoru, kdy maxiální délka ramen jednotlivých os je závislá na typu a velikosti vstřikovacího lisu. Tento nedostatek však může být částečně vyřešen podepřením a s tím souvisejícím možným prodloužením pojezdové horizontální osy, což vede k vytvoření tzv. portálového manipulátoru (obr.9). Jelikož však manipulace potřebná pro vstřikovací lis spočívá ve většině případů především jen v ukládání vylisků či odebrání zálisků z pásového dopravníku situovaného nejčastěji poblíž vstřikovacího lisu, nevzniká tedy potřeba na příliš velký funkční radius manipulátoru. Navíc dopravníky jsou již v dnešní době často ve vstřikovacích lisech integrovány.



obr.8. [8] Manipulátor MULTILIFT V – PORTAL vstřikovacího lisu Arburg

5.1.2 Mostový 3-osý manipulátor

3-osý mostový manipulátor pracuje na stejném principu jak již zmíněný integrovaný 3-osý manipulátor, s tím rozdílem že horizontální pojezdové osy nejsou uchyceny na rámu vstřikovacího stroje (obr.6), nebo částečně na rámu jako v případě portálového manipulátoru (obr.8), ale tvoří kompaktní nosnou konstrukci (obr.9), jejíž profily jsou dimenzovány tak, aby vyhovovaly požadavku manipulačnímu rozsahu daného manipulátoru. Skutečnost, že manipulátor je schopný pokrýt velký prostor, spolu s vysokou přesností opakovatelnosti polohování díky vysoké tuhosti nosné konstrukce, je hlavní předností tohoto řešení. Jak již však bylo zmíněno, pokrytí velkého prostoru manipulátorem však není příliš využíváno, jelikož manipulace s vylisky a zálisky probíhá nejčastěji v těsné blízkosti vstřikovacího lisu a jemu přilehlých pásových dopravníků či palet a proto je využití tohoto řešení aplikováno v menší míře.



obr.9. [9] 3-osý mostový manipulátor Güdel FP1

5.1.3 6-osý robot

6-osý robot pracuje v angulární kinematické struktuře a v plastikářském průmyslu se využívá k realizaci náročných a koplikovaných manipulací, např. při dodatečné vzájemné montáži jednotlivých výlisků. Vyznačují se vysokou flexibilitou, dynamičností pohybu i kompaktní konstrukcí. Zmíněné výhody robota jsou však za cenu vysokých pořizovacích nákladů.



obr.10. [8] Robot KUKA obsluhující vertikální vstřikovací lis Arburg

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 17
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5.2 Zvolení koncepce 3-osého manipulátoru

Pro manipulaci s ložiskem a výliskem kladky byla vybrána koncepce 3-osého mostového manipulátoru (dále zkráceno jen na 3-osý manipulátor) pracujícího v kartézské kinematické struktuře, jehož konstrukce bude zavěšena na stropní část 3,8m vysoké výrobní dílny. Tento 3-osý manipulátor bude navržen z hlediska rozměrů i dynamiky pohybu jednotlivých os tak, aby byl schopen obsluhovat současně oba dva vstřikovací lisy. Tato koncepce byla vybrána především proto, že přinese v porovnání s jednoúčelovým 3-osým manipulátorem integrovaným na rám každého ze dvou vstřikovacích lisů úsporu finančních prostředků – stačí jeden manipulátor místo dvou. Pro obsluhu dvou vstřikovacích lisů za pomoci pouze jednoho 3-osého manipulátoru bude nutno z hlediska racionalizace počtu pohybů 3-osého manipulátoru použít dvou koncových efektorů – jeden, menší, na ložisko, a druhý, větší na výlisek kladky. Konstrukce rámu pro pojezdy jednotlivých os manipulátoru bude zavěšena na stropní část výrobní dílny s tím účelem, aby nezabírala plochu kolem vstřikovacích lisů a dopravníků a její rozměry tak můžou být navrženy přesně pro potřeby obsluhy obou vstřikovacích lisů aniž by se konstrukce musela svou velikostí přizpůsobovat místům vhodným pro uchycení stojen konstrukce k podlaze. Konstrukce 3-osého manipulátoru nepočítá s použitím otočné osy (obr.7) pro natočení výlisku a zálisku o 90°, které je nezbytné v případě použití pásového dopravního pro dopravu ložisek a výlisků kladek volně ležících na jeho pásu. Řešení dopravy ložisek a výlisků kladek prostřednictvím pásového dopravníku by znamenalo i nutnost zavedení zpětné vazby v návaznosti na uchopení ložiska či výlisku kladky efektozem, jelikož na pásovém dopravníku není možno jednoduše zajistit přesně definovanou polohu odebrání zmíněných manipulovaných předmětů. Navíc systém zajišťující natočení osy přináší také dodatečné zatížení osy Z touto otočnou osou a komplikuje a prodražuje konstrukci. Na základě vyjmenovaných důvodů je pro dopravu použit řetězový dopravník (víc. kap 6.), jež dopraví ložisko a výlisek kladky v takové poloze v jaké bude osazeno na trn formy vstřikovacího lisu aniž by byla potřeba jeho natočení. Navíc je toto řešení řetězového dopravníků schopno zajistit přesně definovanou polohu při odběru ložiska a usazení kladky, kdy rychlost jejich dopravy bude řízena pomocí propojení s řídicím systémem manipulátoru. Ověření správnosti zvolené koncepce 3-osého manipulátoru z hlediska ekonomické efektivity porovnáním nákladů s technickým řešením manipulátorů dodavatele vstřikovacích lisů Arburg je uvedeno v kapitole 9.

5.3 Determinování pracovního cyklu navrhovaného 3-osého manipulátoru při obsluze vstřikovacích lisů Arburg

Procesy obsluhy vstřikovacích lisů 3-osým manipulátorem (obr.11) se dají rozdělit na dvě hlavní části :

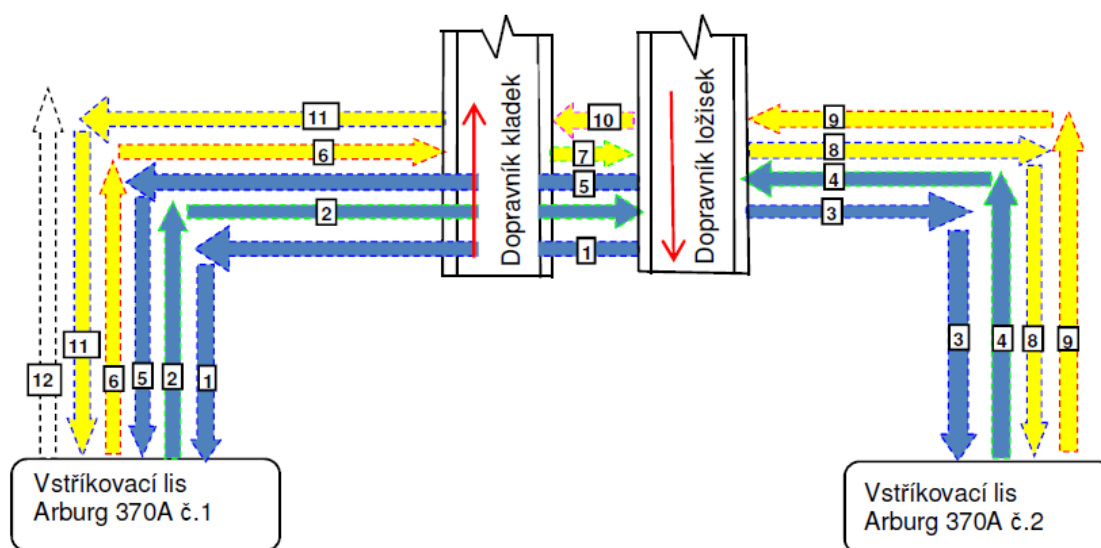
1. Nabíhání celého systému

Je charakterizováno krokem 1 až 5 a tyto kroky se už dále neopakují – jde o prvotní zakládání ložisek do vstřikolisu č.1 a č.2 aniž by došlo k vyjímání hotových výlisků kladek.

2. Celý jeden cyklus obsluhy vstřikovacích lisů č.1 a č.2

Jeden pracovní cyklus 3-osého manipulátoru je charakterizován součtem časů pro vykonání jednotlivých operací jednoho pracovního cyklu (pojezdy hlavních os X,Y,Z, úchopy efektorů) a doba tohoto cyklu byla limitována 24s.

Pracovní cyklus začíná krokem 6, kdy manipulátor vyjme hotovou kladku z vstřikovacího lisu č.1 a založí nové ložisko pro zastříknutí a končí krokem 11, kdy se manipulátor po obslužení vstřikolisu č.2 vrací s ložiskem zpět k vstřikolisu č.1 a hodlá u něho opět vyjmout hotový výlisek kladky a založit zde nové ložisko. Tím už však načne nový, 2. pracovní cyklus manipulátoru, na schematu označený krokem 12 .



obr.11. Schéma pracovních cyklů vykonávaných 3-osým manipulátorem (kroky 1-12)

Pohyby manipulátoru :

Krok 1 – manipulátor vyjíždí z referenční polohy nachazející se nad dopravníkem s ložisky a odebíráho ložisko z dopravníku – posouvá se nad vstřikovacího lisu č.1

Krok 2 – manipulátor zakládá ložisko ve vstřikovacím lisu č.1 a posouvá se opět nad dopravník s ložisky

Krok 3 – manipulátor odebere ložisko z dopravníku a posouvá se nad vstřikovací lis č.2

Krok 4 – manipulátor zakládá ložisko ve vstřikovacím lisu č.2 a posouvá se opět nad dopravník s ložisky

Krok 5 – manipulátor odebere ložisko z dopravníku a posouvá se nad vstřikovací lis č.1

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 19
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Krok 6 – manipulátor odebírá hotový výlisek kladky ze vstřikovacího lis č.1, zakládá ložisko ve vstřikovacím lisu č.1 a posouvá se nad dopravník pro výlisky kladek

Krok 7 – manipulátor ukládá výlisek kladky na dopravník a posouvá se nad dopravník s ložisky

Krok 8 – manipulátor odebere ložisko z dopravníku a posouvá se nad vstřikovací lis č.2

Krok 9 – manipulátor odebírá hotový výlisek kladky ze vstřikovací lis č.2, zakládá ložisko ve vstřikovacím lisu č.2 a posouvá se nad dopravník pro ložiska

Krok 10 – manipulátor odebere ložisko z dopravníku a posouvá se nad dopravník pro výlisky kladek

Krok 11 – manipulátor ukládá výlisek kladky na dopravník a posouvá vstřikovací lis č.1

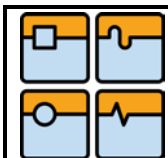
Krok 12 – opakuje se krok 6

5.4 Postup určení parametrů navrhovaného 3-osého manipulátoru

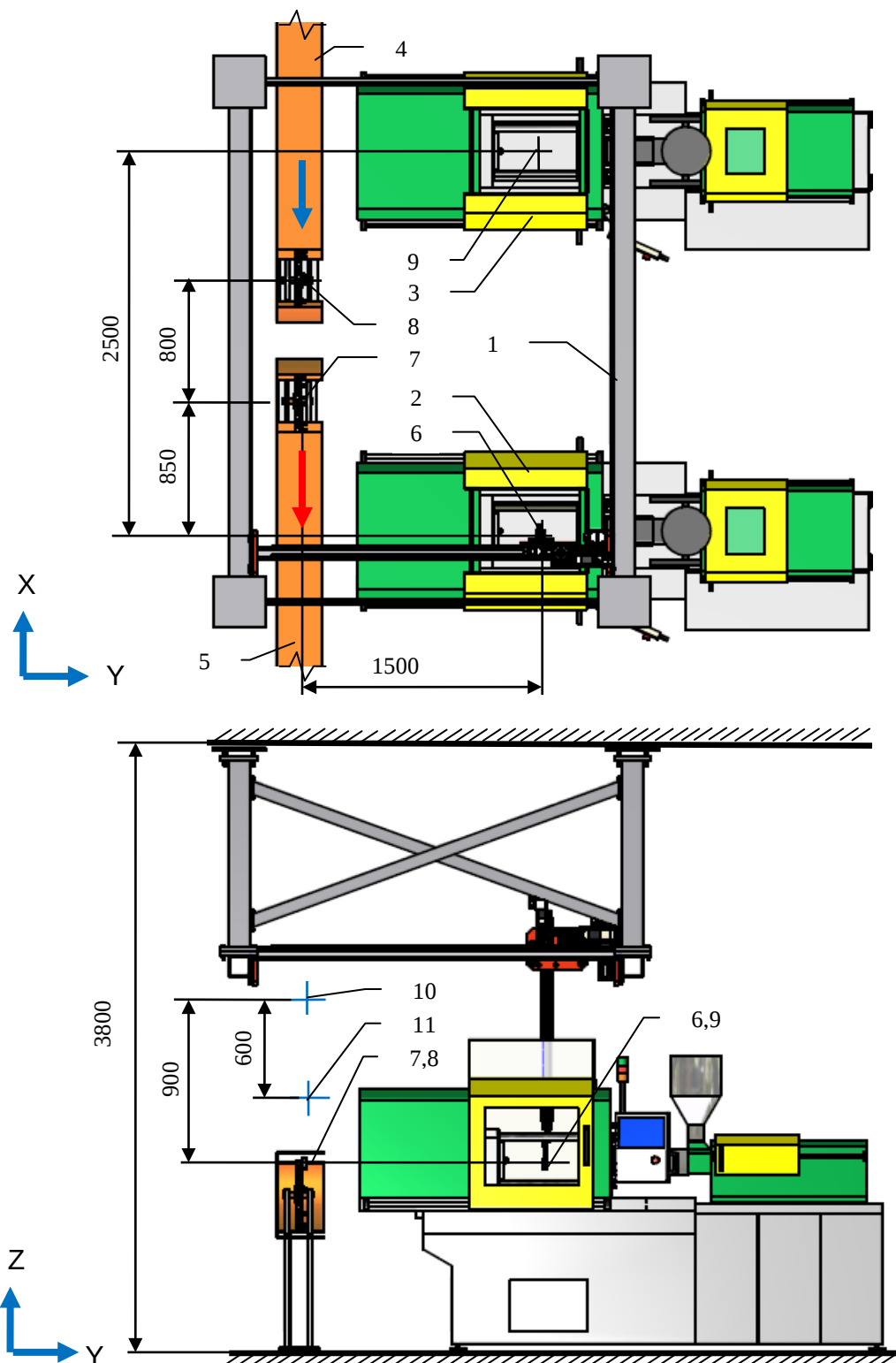
Jak již bylo uvedeno je doba jednoho pracovního cyklu součtem časů pro vykonání jednotlivých operací a nesmí přesáhnout 24s. Proto je třeba při návrhu manipulátoru začít nejprve s určením jeho dynamických parametrů, tzn s jakou rychlostí a zrychlením se musí jednotlivé osy 3-osého manipulátoru pohybovat, aby stačily oba vstřikolisy do limitu 24s obsloužit.

Nejjednodušší způsob, jak zjistit zrychlení s jakými pohonná jednotka bude uvádět osy X,Y,Z manipulátoru do pohybu a rychlostem s jakými se budou tyto osy pohybovat, tak aby celý manipulátor zvládl všechny procesy jednoho pracovního cyklu do stanovené doby 24s, je tyto hodnoty zrychlení a rychlostí os X,Y,Z manipulátoru nejdříve odhadem stanovit. V dalším kroku podle výsledku vypočteného celkového času potřebného pro vykonání jednoho pracovního cyklu s těmito odhadnutými hodnotami rychlostí a zrychlení doladíme tyto hodnoty rychlostí a zrychlení tak, aby nebyl překročen onen krajní limit cyklu 24s, tzn rychlost a zrychlení jednotlivých os zvýšíme, když bude čas 24s s odhadnutými hodnotami překročen. V případě, že by výsledný čas byl s odhadnutými hodnotami rychlostí a zrychlení příliš malý, bylo by vhodné naopak tyto rychlosti a zrychlení os manipulátoru snížit, neboť jejich vysoká hodnota by znamenala prodražení konstrukce z důvodu zbytečně vyšších nároků na pohonné jednotky atd. Hodnoty rychlostí a zrychlení jednotlivých os můžeme přibližně stanovit třeba s pomocí manuálů vydávaných výrobcí 3-osých manipulátorů. Vyberu si list parametrů 3-osého manipulátoru podobné velikosti, s podobným max. zatížením osy Z, vyberu si dynamický režim v jakém očekávám, že bude navrhovaný 3-osý manipulátor pracovat (nízký – střední – těžký), a odečtu hodnoty rychlosti a zrychlení pro takto definovaný 3-osý manipulátor.

Proto abych se dopočítal konečné hodnoty času potřebného na vykonání jednoho pracovního cyklu a mohl ji porovnat s limitní hodnotou času 24s, je samozřejmě nutné znát kromě odhadem stanovených rychlostí a zrychlení jednotlivých os manipulátoru také velikosti dráh, které osy X,Y,Z manipulátoru budou muset při pracovním procesu urazit. Tyto dráhy vyplývají z předem vyprojektovaného vzájemného rozmístění vstřikovacích lisů a řetězových dopravníků pro ložiska a výlisky a jsou zakótovány na obr.14. Na základě definitivně určených rychlostí a zrychlení os X,Y,Z potom budeme moci přejít ke konečné fázi návrhu což je dimenzování jednotlivých částí 3-osého manipulátoru. To jsou zejména pohonné jednotky jednotlivých os manipulátoru, jež do značné míry ovlivní cenu navrhovaného 3-osého manipulátoru či velikosti a typy profilů pro konstrukci jednotlivých pojezdů hlavních os, které mají zásadní vliv na tuhost na konstrukce což zase souvisí s přesností polohování.



DIPLOMOVÁ PRÁCE



obr.12. Vzájemné rozmístění vstříkovačů Arburg a dopravníků pro ložiska a výlisky kladek v návaznosti na pohyby pojezdů osy 3-osého mostového manipulátoru

1) 3-osý mostový manipulátor 2) Vstříkovač lis č.1, 3) Vstříkovač lis č.2, 4) Dopravník ložisek, 5) Dopravník výlisků kladek, 6) Poloha vyjmutí výlisku kladky a založení ložiska u vstříkovače Arburg č.1, 7) Poloha odložení výlisku na řetězový dopravník, 8) Poloha sejmutí ložiska z řetězového dopravníku 9) Poloha vyjmutí výlisku kladky a založení ložiska u vstříkovače Arburg č.2, 10) Poloha max. pojezdové výšky A 11) Poloha max. pojezdové výšky B

5.5 Stanovení rychlosti a zrychlení jednotlivých os 3-osého manipulátoru

Rychlosti a zrychlení jednotlivých os 3-osého manipulátoru byli odhadem stanoveny s pomocí technického manuálu pro 3-osý manipulátor FP1 firmy Güdel (tab.1)

tab.1. Navržené rychlosti a zrychlení pro osy X,Y,Z

Osa	X	Y	Z
Rychlost [m/s]	1	2	1,25
Zrychlení [m/s ²]	2	3	5

Z tabulky je patrné, že hodnoty zrychlení jsou největší na ose Z, a nejmenší na ose X. Hodnota zrychlení s jakou bude pomocí pohonné jednotky osy X manipulátor obsluhovat vstřikolis ve směru osy X je pochopitelně značně menší, protože pohonná jednotka osy X musí uvést do pohybu mnohem větší hmoty (profily a pohonné jednotky os Z a Y s příslušenstvím) v porovnání s osou Z (zde se rozpohybovává jenom profil osy Z s efekty). Neúměrně vysoká hodnota zrychlení dosahovaná manipulátorem na ose X při nutnosti rozpohybovat značně větší hmotu pohonnou jednotkou osy X by samozřejmě znamenalo větší zatížení pojezdového mechanismu osy X s nímž by byli spojeni větší nároky na tuhost profilů osy X, velikost pohonné jednotky osy X, výkonnost jejich brzd atd. Jak už bylo řečeno, po spočtení a sečtení jednotlivých časů, které budou jednotlivé osy s těmito rychlostmi a zrychleními potřebovat na uražení daných drah na osách X,Y,Z při jednom pracovním cyklu zjistíme, zdali byl odhad rychlosti a zrychlení jednotlivých os 3-osého manipulátoru správný, a zdali se bude manipulátor schopen s těmito navrženými rychlostmi a zrychleními při daných drahách pohybu dostat do požadovaného limitu doby jednoho pracovního cyklu 24s.

Výpočet doby pohybu osy Z

Výpočet celkového času činnosti osy Z během jednoho pracovního cyklu, bude vypočten součtem jednotlivých časů, kdy se bude osa Z pohybovat po dráze ve směru osy Z.

Elementární pohyb osy Z se dá rozdělit do tří částí

1. Pohonná jednotka osy Z uvádí do pohybu osu Z z rychlosti $0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ na rychlost $v_z = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ rovnoměrně zrychleným pohybem při zrychlení $a_z = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ na dráze s_{z1} za čas t_{z1}
2. Po dosažení rychlosti $v_z = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ se osa Z pohybuje rovnoměrným přímočarým pohybem touto konstantní rychlostí na dráze s_{z2} .
3. Brzda osy Z brzdí osu Z z rychlosti $v_z = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ na rychlost $0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ rovnoměrně zpomaleným pohybem při záporně vzatém zrychlení $a_{zB} = -5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, tzn. opět na dráze s_{z1} za čas t_{z1}

Pro čas t_{z1} na dosažení rychlosti $v_z = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ při rovnoměrně zrychleném pohybu platí

$$t_{z1} = \frac{v_z}{a_z} = \frac{1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}} = 0,25 \text{ s} \quad (6)$$

a pro dráhu s_{z1} osy Z bude při rovnoměrně zrychleném pohybu platit

$$s_{z1} = \frac{1}{2} a_z \cdot t_{z1}^2 = \frac{1}{2} \cdot 5 \cdot 0,25^2 = 0,16 \text{ m} \quad (7)$$

To mimo jiné znamená, že zabrždění z rychlosti $1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ na rychlost $0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ bude též na dráze 0,16m za 0,3s.

Jelikož známe celkovou dráhu s_z daného pohybu, který má osa vykonat a známe dráhu s_{z1} na které bude osa Z zrychlovat na požadovanou rychlost a brzdít z této rychlosti na nulovou rychlost, můžeme určit dráhu s_{z2} kdy se bude osa Z pohybovat rovnoměrným přímočarým pohybem:

$$s_{z2} = s_z - 2 \cdot s_{z1} = s_z - 0,31 \text{ m} \quad (8)$$

Pro čas t_2 po který se osa Z bude pohybovat rovnoměrně přímočaře bude platit:

$$t_{z2} = \frac{s_{z2}}{v_z} = \frac{s_z - 0,31}{1,5} = \frac{2}{3} s_z - 0,3 \text{ s} \quad (9)$$

Výpočet doby pohybu osy Y

Zde analogicky platí to samé co pro osu Z, s rozdílem jiných hodnot rychlostí a zrychlení.

Pro čas t_{y1} na dosažení rychlosti $v_y = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ při rovnoměrně zrychleném pohybu platí

$$t_{y1} = \frac{v_y}{a_y} = \frac{2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}} = 0,67 \text{ s} \quad (10)$$

pro dráhu s_{y1} , s_{y2} osy Y bude platit

$$s_{y1} = \frac{1}{2} a_y \cdot t_{y1}^2 = \frac{1}{2} \cdot 3 \cdot 0,67^2 = 0,67 \text{ m} \quad (11)$$

$$s_{y2} = s_y - 2 \cdot s_{y1} = s_y - 2 \cdot 0,67 = s_y - 1,33 \text{ m} \quad (12)$$

Pro čas t_2 bude platit

$$t_{y2} = \frac{s_{y2}}{v_y} = \frac{s_y - 1,33}{2} = 0,5 s_y - 0,67 \text{ s} \quad (13)$$

Výpočet doby pohybu osy X

Zde analogicky platí to samé co pro osu Z a Y, s rozdílem jiných hodnot rychlostí a zrychlení.

Pro čas t_{x1} na dosažení rychlosti $v_x = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ při rovnoměrně zrychleném pohybu platí

$$t_{x1} = \frac{v_x}{a_x} = \frac{1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}} = 0,5 \text{ s} \quad (14)$$

pro dráhu s_{x1} , s_{x2} osy X bude platit:

$$s_{x1} = \frac{1}{2} a_x \cdot t_{x1}^2 = \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot 0,5^2 = 0,25 \text{ m} \quad (15)$$

$$s_{x2} = s_x - 2 \cdot s_{x1} = s_x - 2 \cdot 0,25 = s_x - 0,5 \text{ m} \quad (16)$$

Pro čas t_{x2} bude platit:

$$t_{x2} = \frac{s_{x2}}{v_x} = \frac{s_x - 0,5}{1} = s_x - 0,5 \text{ s} \quad (17)$$

Na základě uvedených vztahů (6-17) a známých drah pojezdů (obr. 12) dopočítáme časy potřebné na vykonání těchto jednotlivých drah pojezdů jejichž součet odhalí zda návrh rychlostí a zrychlení jednotlivých os pojezdů byl správný (tab.2).

tab.2. Přehled drah a časů jednotlivých pohybů os X,Y,Z a jejich součet během 1 cyklu

číslo operace	druh pohybu	operace	dráha [m]	zrychlení [m/s ²]	rychlost [m/s]	čas [s]
1	Pohyb osy Z	pohyb manipulátoru od vstřikolisu č.1 - forma vstřikolisu č.1 se zavírá	0,90	5,00	1,25	0,60
2	Pohyb osy Y	manipulátoru na úroveň dopravníku kladek	1,50	3,00	2,00	1,00
3	Pohyb osy X	manipulátoru na úroveň dopravníku kladek	0,85	2,00	1,00	0,92
4	Pohyb osy Z	na úroveň vyložení kladky na dopravník kladek	0,90	5,00	1,25	0,60
5	uchycení	uvolnění kladky efektozem A	-	-	-	0,50
6	Pohyb osy Z	na pojezdovou výšku B	0,30	5,00	1,25	0,35
7	Pohyb osy X	manipulátoru na úroveň dopravníku ložisek	0,80	2,00	1,00	0,89
8	Pohyb osy Z	na úroveň uchycení ložiska na dopravníku ložisek	0,30	5,00	1,25	0,35
9	uchycení	uchycení ložiska efektozem B	-	-	-	0,50
10	Pohyb osy Z	na pojezdovou výšku A	0,90	5,00	1,25	0,60
11	Pohyb osy X	manipulátoru na úroveň osy vstřikování vstřikolisu č.2	0,85	2,00	1,00	0,92
12	Pohyb osy Y	manipulátoru na polohu vyjímání kladky z vstřikolisu č.2	1,50	3,00	2,00	1,00
13	Pohyb osy Z	manipulátoru do polohy vyjímání kladky efektozem A	0,90	5,00	1,25	0,60
14	uchycení	uchycení kladky efektozem A	-	-	-	0,50
15	Pohyb osy Y	sejmutí kladky efektozem A	0,20	3,00	2,00	0,37
16	Pohyb osy X	na úroveň osy trnu pro nasazení ložiska efektozem B	0,20	2,00	1,00	0,45
17	Pohyb osy Y	nasazení ložiska na doraz trnu efektozem B	0,20	3,00	2,00	0,37
18	uchycení	uvolnění ložiska efektozem B	-	-	-	0,50
19	Pohyb osy Y	od ložiska	0,20	3,00	2,00	0,37
20	Pohyb osy Z	na pojezdovou výšku A	0,90	5,00	1,25	0,60
21	Pohyb osy Y	manipulátoru na úroveň dopravníku ložisek	1,50	3,00	2,00	1,00
22	Pohyb osy X	manipulátoru na úroveň dopravníku ložisek	0,85	2,00	1,00	0,92
23	Pohyb osy Z	na úroveň uchycení ložiska na dopravníku ložisek	0,90	5,00	1,25	0,60
24	uchycení	uchycení ložiska efektozem B	-	-	-	0,50
25	Pohyb osy Z	na pojezdovou výšku B	0,30	5,00	1,25	0,35
26	Pohyb osy X	manipulátoru na úroveň dopravníku kladek	0,80	2,00	1,00	0,89
27	Pohyb osy Z	na úroveň vyložení kladky na dopravník kladek	0,30	5,00	1,25	0,35
28	uchycení	uvolnění kladky efektozem A	-	-	-	0,50
29	Pohyb osy Z	na pojezdovou výšku A	0,90	5,00	1,25	0,60
30	Pohyb osy X	manipulátoru na úroveň osy vstřikování vstřikolisu č.1	0,85	2,00	1,00	0,92
31	Pohyb osy Y	manipulátoru na polohu vyjímání kladky z vstřikolisu č.1	1,50	3,00	2,00	1,00
32	Pohyb osy Z	manipulátor jde do polohy vyjímání kladky efektozem A (až po otevření formy vstřikolisu č.1)	0,90	5,00	1,25	0,60

Součet časů pohybů os X,Y,Z + součet časů úchopů efektozů A,B [s]

20

Součet drah pohybů os X,Y,Z [m]

20,20

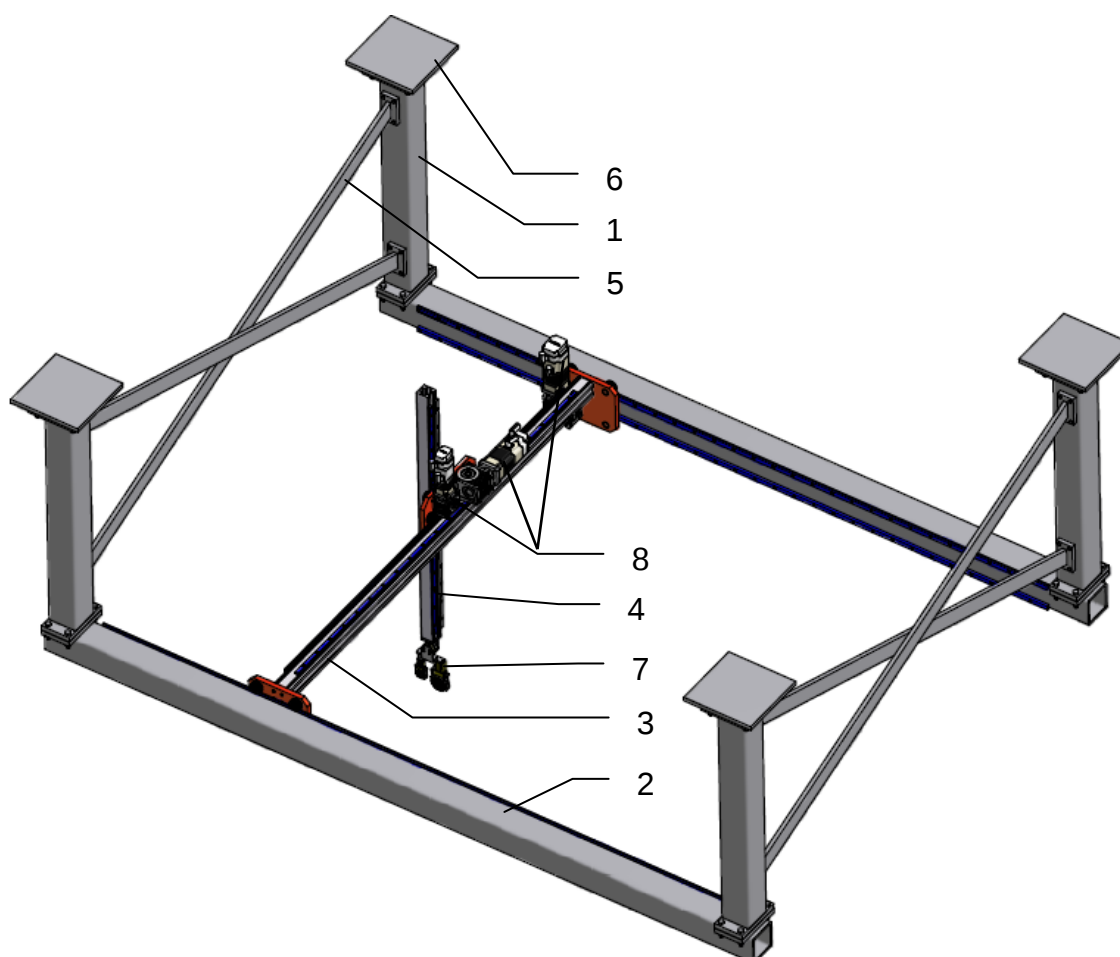
Z výsledku součtu celkového času nutného pro vykonání jednoho pracovního cyklu manipulátoru pro obsluhu obou vstřikolisu vyplývá, že navržené rychlosti a zrychlení os manipulátoru vyhovují pro dosažení stanového limitu 24s.



5.6 Přehled jednotlivých subsystémů navrženého 3-osého manipulátoru a výběr jednotlivých uzlů

Základní subsystémy z nichž se bude skládat navrhovaný 3-osý manipulátor jsou :

- Nosná konstrukce
- Pojezdový mechanismus os X,Y,Z
- Pohon os X,Y,Z
- Efektory + vyrovnávací jednotka (kompenzátor)
- Automatický mazací systém
- Koncové spínače pojezdových mechanismů os X,Y,Z
- Systém energetického řetězu
- Řídicí systém



obr.13 . 3-osý mostový manipulátor

1) Stojna nosné konstrukce s nivelační šrouby, 2) nosník pro pojezd osy X, 3) profil pro pojezd osy Y, 4) profil pro pojezd osy Z, 5) výztuhy nosné konstrukce, 6) kotvící desky pro uchycení nosné konstrukce do stropu výrobní haly 7) Koncové efektory, 8) Pohonné jednotky os X,Y,Z,

5.6.1 Nosná konstrukce 3-osého manipulátoru

Nosná (pevná) konstrukce 3-osého mostového manipulátorů může být tvořena profily ocelovými, hliníkovými či jejich kombinací. Ocelové profily mají pro daný průřez profilu oproti hliníkovým velkou výhodu ve své vyšší tuhosti a nižší ceně a vzhledem k této skutečnosti je výhodné ocelové profily využít pro nosnou konstrukci navrhovaného 3-osého mostového manipulátoru jejíž ocelové profily budou sloužit pro pojezdový mechanismus osy X s nejdelším vykonávaným pojezdem. Pro stojny, nosníky a výztuhy nosné konstrukce 3-osého mostového manipulátoru je použita konstrukční ocel 11 523.1. Hliníkové profily mají však naopak v porovnání s profily ocelovými pro daný průřez profilu podstatně nižší hmotnosti a proto jsou zase vhodnější pro pohyblivé části navrhovaného 3-osého mostového manipulátoru, jímž je profil pro horizontální pojezd osy Y a nosný profil pro vertikální pojezd osy Z. Pro tyto pojedy bude použita konkrétně hliníková slitina AlMgSi0,5. Vzhledem k potřebě dosáhnout přesného polohování 3-osým manipulátorem je třeba ocelové profily nosné konstrukce sloužící pro pojezdový mechanismus osy X navzájem ve vertikálním směru nivelovat tak, aby byli dostatečně rovnoběžné. Tato nivelace je umožněna použitím nivelačních šroubů (svorníků), jež jsou součástí každé stojny. Z hlediska jednoduchosti montáže či snadné případné úpravy délky pojezdů jsou jednotlivé prvky nosné konstrukce spojeny pomocí šroubových spojů.

5.6.2 Pojezdový mechanismus os X,Y,Z

Pojezdový mechanismus, nejkličovější část 3-osého manipulátoru jež zprostředkovává translační pohyb jednotlivých os může být vytvořen principiálně různými způsoby:

- lineární motor
- rotační motor + ozubený řemen
- rotační motor + kuličkový šroub a matice
- rotační motor + ozubený hřeben

5.6.2.1 Lineární motor

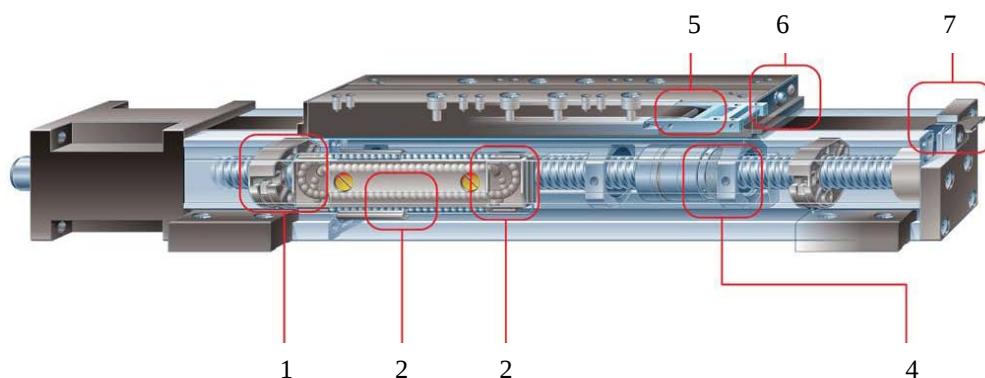
Lineární motory generují plynulou přímou lineární sílu. Lineární motor pracuje na indukčním principu a můžeme si ho tak představit jako klasický rotační motor rozvinutý do roviny, který umožňuje přímočarý pohyb bez zprostředkujícího převodu jímž může být ozubený řemen, ozubený hřeben a nebo kuličkový šroub. Lineární synchronní motory mají dvě části – magnetická dráha – „rotor“ (sekundární díl) a paket s třífázovým vinutím – „stator“ (primární díl). Tyto motory lze využít v aplikacích vyžadujících vysokou tuhost, rychlost, dynamiku a téměř nulovou vůli. Používají se lineární motory synchronní, asynchronní, krokové a reluktanční v široké škále konstrukčních uspořádání, přičemž mnohé z nich jsou určeny pouze k úzce specializovanému využití. Lineární motor, zejména s delší drahou je však v porovnání s rotačním motorem o stejném výkonu finančně náročnější a vyvozuje menší posuvná síla v porovnání s jinými typy lineárních pohonů. Tato varianta lineárního posuvu není na základě vyjmenovaných nevýhod pro pohon jednotlivých os navrhovaného 3-osého manipulátoru vhodná. [10]



Obr.14. [10] Lineární servomotor IntelLiSlide

5.6.2.2 Rotační motor s převodovkou + kuličkový šroub a matice

Lineární pohyb je u tohoto způsobu vyvozen maticí a kuličkovým šroubem jež uvádí do pohybu rotační motor. Výhodou tohoto řešení je vysoká účinnost, tuhost lineárního pohonu, vysoká přesnost polohování a vysoké akční síly avšak při menších posuvných rychlostech a omezené délce lineárního posuvu. Tato varianta lineárního posuvu není na základě vyjmenovaných nevýhod pro pohon jednotlivých os navrhovaného 3-osého manipulátoru vhodná.

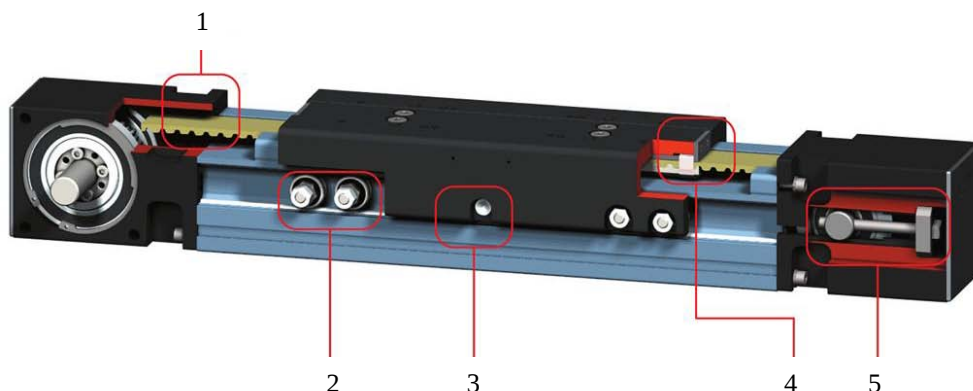
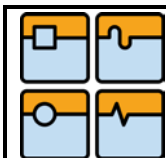


Obr.15. [11] Lineární pohon vytvořen pomocí rotačního motoru a KŠM

1) Uložení šroubu, 3) Systém vedení kuliček, 3) Klec 4) Kuličkový šroub, 5) mech. přesměrování krycí lišty, 6) Přívod maziva z centrálního mazání, 4) Napínací mechanismus

5.6.2.3 Rotační motor s převodovkou + ozubený řemen

Tato varianta předpokládá transformaci rotačního pohybu vyvozeného pohonnou jednotkou dané osy na pohyb lineární tím, že rotační motor rozpožbuje ozubený řemen. Toto řešení lineárního pohybu nevyžaduje mazání, a má tichý chod. V případě dlouhých pojezdových drah, jež navrhovaný 3-osý manipulátor vykonává, je tento druh pohonu však vzhledem k náchylnosti dlouhého řemene k rozvibrování nevhodný.



Obr.16. [11] Lineární pohon vytvořen pomocí rotačního motoru a ozub. hřebene
1) Ozubený řemen, 3) Valivá vodící kolejnice, 3) Přívod centrálního mazání, 4) Napínací mech.

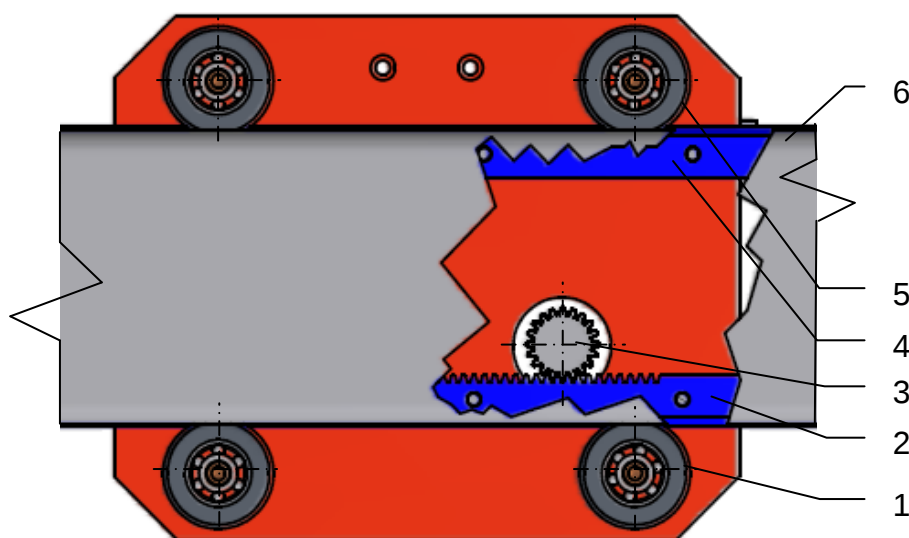
5.6.2.4 Rotační motor + ozubený hřeben

Tento případ transformace rotačního pohybu pastorku pohonné jednotky na lineární pohyb ozubeného hřebene je v oblasti pojezdových mechanismů manipulačních zařízení jeden z nejpoužívanějších především pro svou dobrou účinnost, značnou jednoduchost a relativně nízkou cenu. Lze ho použít takřka pro neomezeně dlouhé pojezdy. Varianta rotačního motoru s ozubeným hřebenem s přímým ozubením je tedy vzhledem k uvedeným skutečnostem vyhodnocena jako nejlepší pro pojezdový mechanismus navrhovaného 3-osého mostového manipulatoru. Rotační motor je v tomto jakož i v ostatních již uvedených případech (kuličkový šroub, ozubený řemen) doplněn téměř vždy o převodovku, která redukuje vysoké otáčky motoru na otáčky potřebné pro danou rychlost jednotlivé osy čímž se navíc navyšuje velikost točivého momentu na výstupní hřídeli z převodovky (na pastorku) a rotační motor tak vychází pro požadované hodnoty krouťícího momentu na danou osu menší, což je z hlediska finančních nákladů výhodné (to platí téměř výhradně pro elektrické rotační motory, které pracují s vysokými otáčkami). Tyto převodovky jsou nejčastěji buď planetové a nebo kuželočelní či šnekové (obr.17), které umožňují navíc i vzájemné pootočení os výstupního hřídele převodovky vůči vstupnímu hřídeli o 90°.



Obr.17. [4,12] Vlevo je transformace rotačního pohybu na lineární pomocí planetové převodovky a ozubeného hřebenu, vpravo řez šnekovou převodovkou.

Mechanismus zprostředkovávající převod rotačního pohybu na lineární je výrobcem buď implementovaný v nosném profilu dané osy a tvoří kompaktní celek s nosným profilem (lineární motor, rotační motor + ozubený řemen, rotační motor + kuličkový šroub a matice) a nebo je nosný profil dané osy jako v případě rotačního motoru v kombinaci s ozubeným hřeben dodáván a dimenzovat zvlášť (obr.18). Jelikož byl jako lineární pohon os X,Y,Z vybrán právě rotačního motor v kombinaci s ozubeným hřebenem, je třeba vybrat pro pojezd osy Y a Z navrhovaného 3-osého manipulátoru hliníkové profily s dostatečnou tuhostí, na nichž pak budou tyto ozubené hřebeny s přímým ozubením připevněné. Lineární posun osy X je realizován pomocí ozubeného hřebene připevněného na nosník ocelové konstrukce. Přesnost tohoto způsobu lineárního posuvu je potom dána součtem vůlí v ozubení hřebene a vůlí v převodovce (Dosahovaná opakovatelná přesnost výrobcem 3-osých manipulátoru Güdel je až 0,05mm).



Obr.18. Příklad lineárního posuvu navrhovaného 3-osého manipulátoru pomocí ozubeného hřebene a pastorku, kde je lineární posun veden kladkami po kolejnici
1) Spodní vodící kladka, 2) ozubený hřeben/vodící kolejnice, 3) pastorek, 4) vodící kolejnice, 5) horní vodící kladka, 6) nosný profil

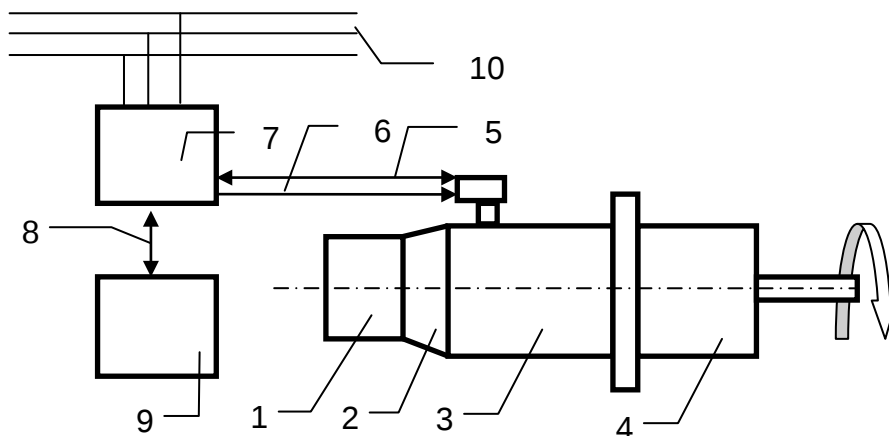
5.6.3 Pohony os X,Y,Z 3-osého manipulátoru

V předchozí kapitole bylo vyhodnoceno řešení pojezdového mechanismus lineárních os X,Y,Z pomocí rotačního motoru v kombinaci s ozubeným hřebenem jako nejvhodnější. V návaznosti na to je nyní třeba vybrat pro tento způsob lineárního posuvu jednotlivých os nejvhodnější rotační pohon. Pohony manipulátorů obecně jsou rozhodující součástí výkonného subsystému průmyslových manipulátorů, které podstatně ovlivňují jeho kvalitu. Funkcí pohonu manipulátoru je přeměna vstupní - primární energie na mechanický pohyb. Pohon je tvořen motorem, který zprostředkovává tuto přeměnu, blokem pro ovládání energie do motoru a transformačním blokem (převodovkou), který zprostředkovává vazbu mezi výstupem motoru a pohyblivou částí pohybové jednotky, kterou je v našem případě ozubený hřeben. Jako primární energie pro hlavní pohony manipulátorů se v plastikářském průmyslu téměř výhradně využívá energie elektrická, tzn. že výběr pohonu pro osy manipulátoru se zúží na pohony elektrické. Pohyb z výstupu motoru na výstup

pohybové jednotky se bude v našem případě přenášet přes šnekovou převodovku a funkci ovládací bloku bude zastávat frekvenční měnič. Vzhledem ke skutečnosti, že je třeba při automatizované manipulaci s předmětem opakovaně dosahovat 3-osým manipulátoru velice přesných poloh, musí být řízení pohybů manipulátoru provedeno se zpětnou vazbou, tzn. že se bude jednat elektrické servopohony pracující v uzavřeném systému. [3]

5.6.3.1 Elektrické servopohony

Elektrické servopohony se dají rozdělit podle druhu vykonávaného pohybu na motory s přímočarým pohybem - lineární motory (popsány v kapitole 5.6.2.1) a nebo na motory s rotačním pohybem, které byli v kombinaci s ozubeným hřebenem zvoleny pro vyvození lineárního posuvu u navrhovaného 3-osého manipulátoru. Nejpoužívanějším typem rotačních servomotorů pro pohony manipulátorů jsou dnes převážně trojfázové elektronicky řízené synchronní a nebo asynchronní servomotory. Za výhody elektrických servopohonů se považuje dále i jednoduchost vedení zdroje k motoru, jednoduchost spojení s řídicími prvky, poměrně jednoduchá údržba, čistota provozu. V porovnání s hydraulickým servopohonem vystupuje do popředí především nižší hlučnost, menší nároky na chlazení na celkový instalovaný prostor a nižší pořizovací, provozní i udržovací náklady. Elektrické servomotory mají oproti běžným motorům velmi malý setrvačný moment rotoru vzhledem ke krouticímu momentu, dosahují tedy velké úhlové zrychlení, což znamená, že se rychle dostávají do otáček, a to je vzhledem k potřebě neustálého přerušování pohybu jednotlivými osami 3-osého manipulátoru zásadní požadavek. Maximální otáčky těchto motorů bývají do 6000/min. Servomotory pohánějící mechanismy manipulátorů jsou umísťovány pokud možno tak, aby jejich setrvačná hmotnost nezpomalovala pohyby ramen, tedy co nejbližší ke střední nepohyblivé části manipulátoru. Potřebný výkon a tedy velikost servomotoru je určena převážně odporem setrvačných sil, nikoliv statickým zatěžováním manipulátoru vahou břemene. Součástí elektrického servopohonu jsou vedle elektromotoru ovládací a jistící prvky, říditelné zdroje elektrické energie pro napájení hlavních a budících vinutí a prvky pro automatické řízení výstupních parametrů pohybových jednotek.



Obr.19. Struktura elektrického rotačního servopohonu

1.Enkodér/Resolver, 2.Elektromagnetická brzda, 3.Rotační elektromotor, 4. Převodovka), 5. Sběrnice, 6. Přívodní kabel trojfázového modulovaného napětí, 7. frekvenční měnič + spínací a jistící prvky, 8. Komunikační síť, 9. Řídicí jednotka – PLC, 10. Hlavní napájení ze sítě

5.6.3.1.1 Enkodéry/resolvery

Servomotory jsou motory u kterých lze na rozdíl od „běžného motoru“ nastavit přesnou polohu natočení osy – servomotory pracují v uzavřeném pracovním systému se zpětnou vazbou. Zpětná vazba dělající z „běžného motoru“ servomotor, je fyzicky řešena použitím enkodéru či resolveru, který dává informace o poloze a otáčkách motoru převáděním rotačního pohybu na kód elektrických impulzů. Enkodér (resolver) mění signál např. bitový nebo data na kód. Na volbě typu enkodéru (resolveru) závisí přesnost motoru. Enkodéry jsou založeny na principu fotoelektrického snímání optických referenčních bodů dosahují v případě měření úhlů přesnosti až tisíce stupně. Resolvery pracují na principu elektromagnetickém. Enkodéry či resolvery měří snímané veličiny absolutně nebo inkrementálně. Absolutní enkodéry (resolvery) mají oproti inkrementálním velkou výhodu v tom, že nepotřebují nastavení do výchozí referenční polohy. Signálové propojení servomotorů s řídícími prvky (frekvenčními měniči) obstarává sběrnice, která zajišťuje nejen přenos signálů z enkodéru (resolverů), ale také identifikaci motorů dle jejich štítkových údajů.

Základní typy používaných enkodérů [13]:

- HTL inkrementální enkodér – pro asynchronní motory
- Resolver (2-pólový/multiplový) – pro synchronní i asynchronní motory
- Inkrementální enkodér sin/cos – pro synchronní i asynchronní motory
- EnDat absolutní enkodér – pro synchronní i asynchronní motory

5.6.3.1.2 Elektromagnetická brzda

Všechny servomotory mohou být vybaveny elektromagnetickou brzdou. Brzda není určena k polohování, ale slouží k mechanickému zajištění motoru v klidovém stavu. Elektromagnetická brzda je nezbytná součást elektrického servopohonu z hlediska bezpečnosti např. při výpadku proudu a je vyhodnocena v návaznosti na vertikální posuvnou osu Z navrhovaného 3-osého manipulátoru jako nezbytná součást elektrického motoru.

5.6.3.1.3 Frekvenční měnič

Měniče kmitočtu jsou polovodičová zařízení, sestávající z napájecího řízeného usměrňovače, stejnosměrného meziobvodu s kondenzátorem a výstupního střídače, který pracuje s pulsně šířkovou modulací (PWM). Vstupní usměrňovač se připojí na jednofázovou (měniče malých výkonů) nebo třífázovou napájecí síť. Na výstupu měniče je pak proměnné napětí a kmitočet ($U/f = \text{konst.}$), které umožňují regulaci otáček připojeného třífázového asynchronního motoru (s kotvou nakrátko případně i motorů s kroužkovou kotvou) či synchronního motoru, kde je frekvenční měnič na rozdíl od asynchronního motoru nezbytnou součástí pro samotné roztočení motoru. Pohony s měniči kmitočtu a střídavými motory se nazývají střídavé regulované pohony. Srdcem měniče je regulátor s řídícím procesorem, který zajišťuje vnitřní řízení měniče a komunikaci s vnějším okolím. Měniče umožňují připojení k nadřazenému PLC např.

,po sběrnici PROFIBUS DP. Funkce měničů lze rozšířit dovybavením řadou doplňků, volených podle konkrétních požadavků tak, že s nimi lze např. realizovat pohony s aktivní zátěží, což znamená, že u takovýchto pohonů se vyskytuje i generátorický chod (rekuperace energie do sítě) a nebo lze pohon provozovat v brzděném režimu (přes brzděné odpory). Měniče se vyrábí v provedení se skalárním nebo vektorovým řízením, bez zpětné otáčkové vazby, ale i s ní, standardně obsahují i PID regulátor. Frekvenční měniče se skalárním řízením umožňují plynulou změnu otáček motoru přibližně do velikosti 1/3 jmenovitých otáček motoru. Frekvenční měniče s vektorovým řízením umožňují nejen plynulou změnu otáček, ale dokážou i nastavení přesné polohy natočení motoru, a proto jsou frekvenční měniče s vektorovým řízením určeny pro vysoce dynamické řízení pohonů s velmi přesným polohováním. Pro polohování strojních os s vyšší dynamikou je určený např. měnič SINAMICS S120 od firmy Siemens, který bude použit pro řízení jednotlivých pohonů os X,Y,Z navrhovaného 3-osého manipulátoru. [14]



Obr.20. [15] Frekvenční měnič SINAMICS S120

5.6.3.2 Výběr elektrického servopohonu pro 3-osý manipulátor

Jako elektrický servopohon pro jednotlivé osy 3-osého manipulátoru přichází do úvahy motory synchronní nebo asynchronní.

5.6.3.2.1 Asynchronní servomotory

Asynchronní servomotory v kombinaci s frekvenčním měničem jsou nejjednodušším typem elektrického servopohonu. Oproti standardním asynchronním motorům se vyznačují při stejném výkonu nižší osovou výškou a širším rozsahem regulace otáček. Pro menší výkony se používají jednofázové motory s pomocnou fází a kondenzátorem. Pro větší výkony se používají

asynchronní motory třífázové s kotvou nakrátko. K zajištění určité přesnosti polohování se umísťuje mezi výstup motoru a vstup pohybové jednotky brzdu, která se aktivuje najetím na koncový spínač registrující požadovanou polohu. Brzda zároveň zajišťuje i polohovou tuhost pohonu v případě, že vazba za motorem není samosvorná. Délka rozběhu pohonu s asynchronním motorem závisí na velikosti setrvačných hmot - u menších pohonů je čas rozběhu asi 0,2 - 0,5 s, u středních výkonů 0,4 - 0,8 s a u velkých pohonů může být až 0,8 - 2 s. Použití asynchronního motoru jako servoregulátoru vybaveného zpětnou vazbou je výhodné především z ekonomického hlediska zejména u větších výkonů, kde lze docílit významné úspory, při nižších nárocích na dynamické vlastnosti a přesnost polohování. Výborné dynamické vlastnosti a vysoká přesnost polohování jsou však u elektrického servomotoru požadovány, a proto je pro pohon jednotlivých os 3-osého manipulátoru vyhodnocen asynchronní servomotor jako méně vhodný. [5]

5.6.3.2.2 Synchronní servomotory

Jedním z nejpoužívanějších motorů pro pohon manipulátorů jsou synchronní servomotory. Rotory synchronních elektromotorů se skládají z jádra jež je celokovové nebo je vytvořené z laminačních plechů a tenké vrstvy permanentních magnetů ze vzácných zemin neodym/železo/bór umístěných na povrchu rotorové hřídele. Díky této koncepci má motor nižší hmotnost, protože med', která je obecně používána k statorovému vinutí je těžká. Tím je tedy zaručen malý moment setrvačnosti motoru a proto se tyto servomotory dostávají snadno do otáček a vynikají dynamickými vlastnostmi. Synchronní servomotory s permanentními magnety na rotoru nepotřebují komutátor a to znamená, že jsou i mechanicky velice jednoduché a tím pádem taky do značné míry bezporuchové (absence kartáčů komutátoru znamená žádný přenos napětí na rotor). Stator střídavých synchronních servomotorů je tvořen trojfázové vinutím, které je navrženo pro sinusové průběhy proudu a napětí. Z důvodu požadavku na stále menší rozměry servomotorů a požadavku na jejich provozování i při nízkých otáčkách byli zkonstruované tzv. segmentové servomotory. Název segmentové servomotory vychází z provedení jejich statoru. Zkrácením čel vinutí statoru daného servomotoru se zkrátí délka servomotoru oproti běžným servomotorům o 20% až 30% ,čímž se sníží i jeho hmotnost.

Pro pohon jednotlivých os navrhovaného 3-osého manipulátoru jsou synchronní servomotory s permanentními magnety na statoru shledány jako nejvhodnější řešení především vzhledem k jejich dobrým dynamickým vlastnostem, přesnosti a k jejich momentově přetížitelnosti. Jeho cena pro menší výkonové kategorie motorů není oproti srovnatelnému asynchronnímu servomotoru výrazně vyšší.

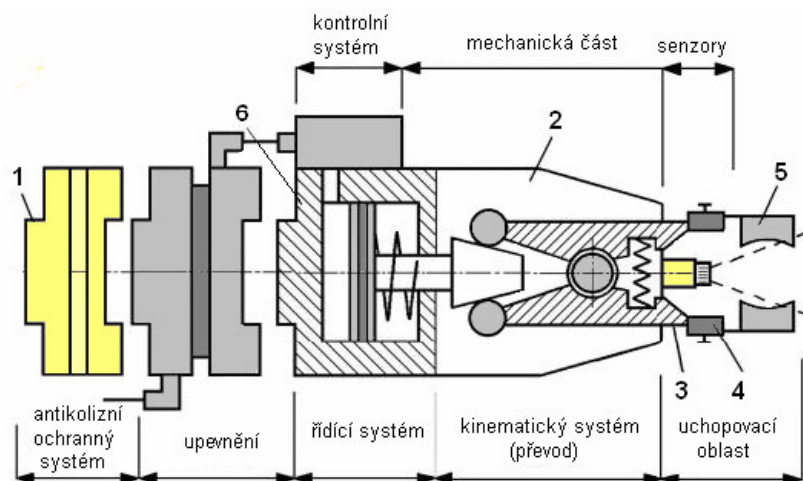
5.6.4 Efektory 3-osého manipulátoru

Jinak taky nazývané chapadla či koncové úchopové hlavice se v praxi se skládají z akčních členů což jsou např. čelisti, adhezní plochy, magnetické plochy a dále ze samotného těla efektoru. Tvary a typy akčních členu se liší dle charakteru uchopovací operace. V dnešní době je snaha o co největší univerzálnost těchto členu, aby bylo možno s jedním typem a tvarem akčního členu provádět co největší množství uchopovacích operací. Tělo chapadla se velice liší dle použitého principu uchopení objektu manipulace, může obsahovat například elektromotory, hydraulické či pneumatické válce, zařízení na výrobu vakua, elektromagnety a další zařízení. V těle efektoru se také většinou nacházejí díry a závity pro připojení chapadla k průmyslovému robotu nebo k jinému zařízení, umožňující měnit jeho prostorovou polohu. [7]

tab.3. [7] rozdělení chapadel podle fyzikálních principů jednotlivých druhů chapadel

Metoda uchopení	Typ	Typické příklady
Kontaktní		Svěrky (vnější prsty, vnitřní prsty, sklíčidla, pružinové svěrky), kleště (paralelní, úhlové, radiální)
Ingresivní	Vnikající	Sponky, jehly
	Nevnikající	Hák, smyčka
Stahující	Vakuové sání	Vakuová miska/měch
	Magnetická přilnavost	Permanentní magnet/elektromagnet
	Elektrická přilnavost	Elektrostatické pole
Přilnavá	Tepelný	Mrazení, tavení
	Chemický	
	Kapalinový	Kapilarita, povrchové napětí

Jedním z nejčastěji používanými chapadly v plastikářském průmyslu jsou efektory využívající princip vakuového sání a nebo efektory kontaktní (obr 21.), které uchopují objekt manipulace prostřednictvím prstů (2 až 4). Pro uchopení ložiska a kladky je kontaktních princip vyhodnocen jako nejvhodnější.



obr.21. [7] Schematické znázornění prstového chapadla

1 ochranný systém, 2 kryt, 3 prst chapadla, 4 základní čelist, 5 prodloužená čelist, 6 příruba

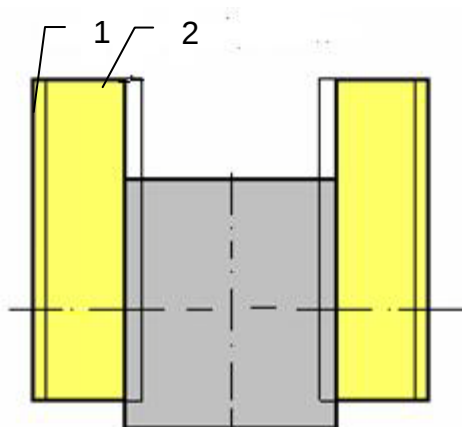
Prsty se zpravidla pohybují synchronizovaně. Princip těchto chapadel je založen na Newtonovské mechanice a využívá třecích sil vznikajících mezi objektem manipulace a čelistmi, které jsou díky pohonnému systému a kinematickému mechanismu v těle chapadla přitlačovány potřebnou silou.

5.6.4.1 Požadavky na kontaktní efektor pro navrhovaný 3-osý manipulátor

Jak již už bylo dříve zmíněno, efekторы kontaktního typu budou použity dva, první efektor bude uchopovat a uvolňovat pouze ložisko, tzn. bude vycházet menší a druhý efektor, větší, bude sloužit výhradně pro výlisek kladky.

Klíčové parametry při výběru vhodného efektoru pro výlisek kladky a ložiska budou:

- Jedním ze zásadních parametrů je minimální a maximální možná rozteč mezi vnějšími plochami uchopovacích čelistí efektoru (obr.23). Rozdíl této minimální a maximální rozteče, související se zdvihem obou čelistí, je tím větší čím větší efektor je. Je nutné vybrat koncový efektor zvlášť pro výlisek kladky a zvlášť pro ložisko tak, aby při daném nominálním zdvihu čelistí konkrétní typové řady efektoru bylo možno ložisko s vnějším průměrem 40mm a kladku s vnějším průměrem 70mm pevně uchopit. Zvolený efektor s vhodně zvolenou roztečí mezi plochami uchopovacích čelistí však musí být vybrán i v návaznosti na tvar a velikost uvažovaných uchopovacích prstů efektoru pro uchycení ložiska a výlisku kladky.
- Velmi důležitým parametrem při seřizování koncového efektoru a návrhu geometrických rozměrů čelistí je uchopovací přesah uchopovacích prstů (obr. 22), což je vlastně dráha, kterou by čelisti chapadla a s nimi i uchopovací prsty byly schopny urazit, kdyby nedošlo ke kontaktu s objektem manipulace. Při nedostatečně velkém přesahu může dojít k tomu, že se čelist a s ní i uchopovací prsty zabrzdí o svůj koncový doraz a tudíž nemůže vyvodit žádnou uchopovací sílu.



obr.22. [7] Uchopovací přesah

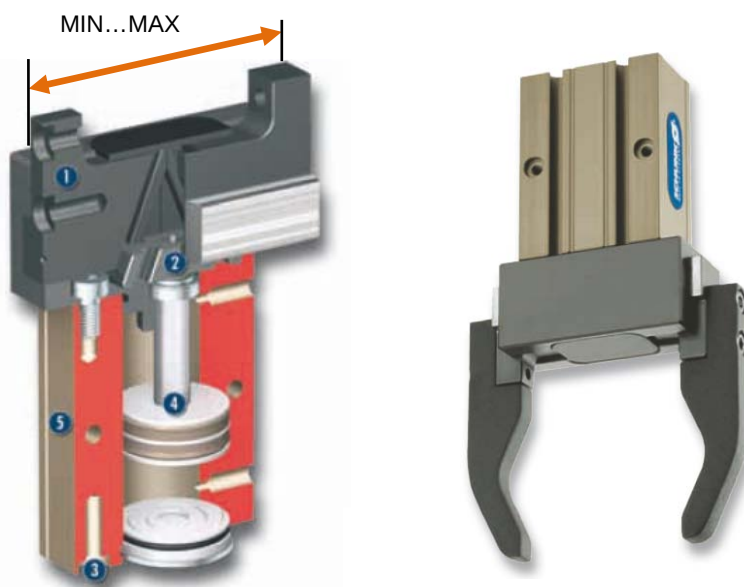
1) Prsty efektoru 2) uchopovací přesah

- Oba dva efekторы, které budou umístěny vedle sebe musí být schopny se dostat bez problémů mezi vodící tyče vstřikovacího lisu v případě že se buď nasazuje ložisko na trn formy (obr. 24) a nebo se vyjímá z trnu hotová kladka (obr. 25).

- Velikost uchopovací síly zvolených efektorů musí být adekvátní k hmotnosti výlisku kladky a ložiska.

5.6.4.2 Výběr vhodného typu efektoru pro navrhovaný 3-osý manipulátor

Pro manipulaci s výliskem kladky a ložiskem byl zvolen kontaktní efektor Schunk LGP se dvěma prsty, kdy lineární zdvih čelistí (prstů) je vyvozen pneumatickým poháněným válcem (obr.23). Pro manipulaci s ložiskem byl vybrán efektor Schunk LGP řady 10 a pro manipulaci s kladkou byl vybrán efektor Schunk LGP řady 20. Na základě rozměrových a technických parametrů, převážně max. přípustné hmotnosti uchopovaných předmětů jež souvisí s maximální uchopovací silou efektorů, minimální a maximální možné rozteči mezi vnějšími plochami uchopovacích čelistí efektorů a celkové šířky efektorů jsou tyto typy efektorů vyhodnoceny jako vhodné pro uchopení ložiska a výlisku kladky. Obadva efektorů umístěné vedle sebe budou schopny vzhledem ke své šířce projít mezi vodícími tyčemi vstřikovacího lisu.

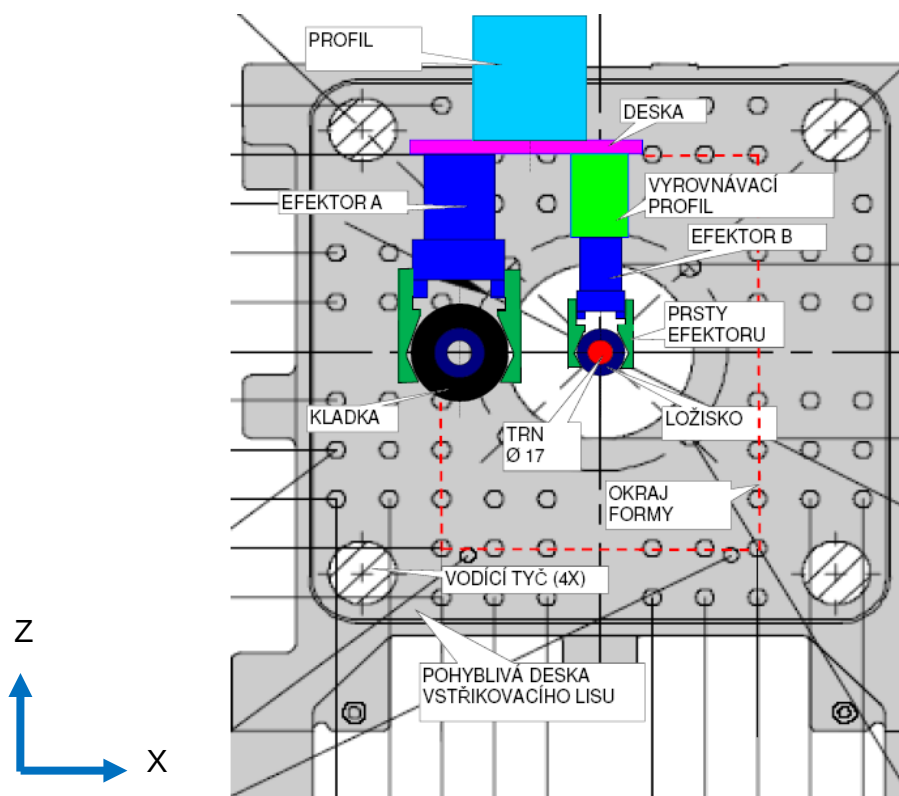


obr.23 [16]. Pneumaticky ovládaný efektor Schunk řady LGP

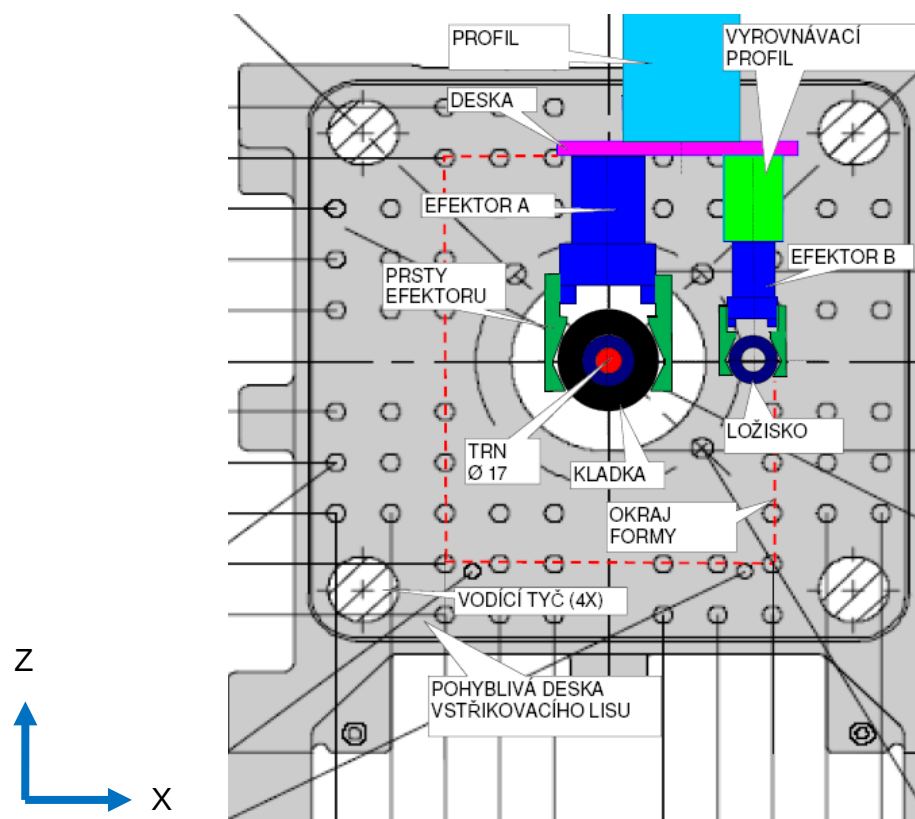
1) pohyblivá čelist, 2) „wedge-hook“ mechanismus, 3) montážní otvory, 4) píst vyvozující pohyb, 5) tělo efektoru



DIPLOMOVÁ PRÁCE



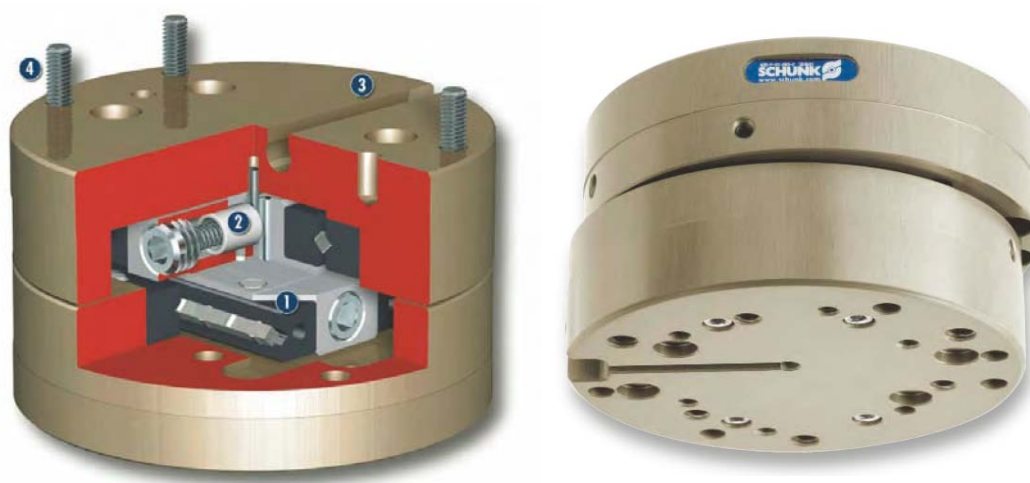
obr.24. Schéma nasazení ložiska na trn formy efektoem pro ložisko



obr.25 . Schéma vyjmutí výlisku kladky z trnu formy efektoem pro výlisek kladky

5.6.5 Vyrovnávací jednotka (kompenzátor) 3-osého manipulátoru

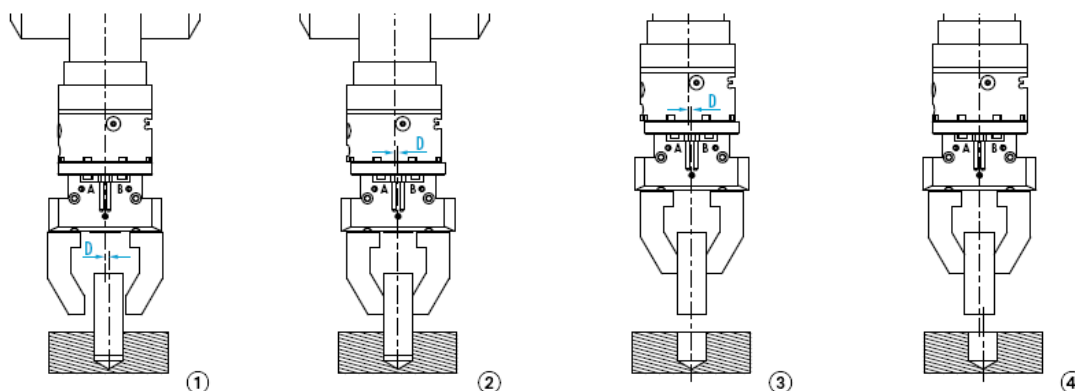
Vzhledem k potřebě velice přesného nasazení ložiska na trn formy s vůlí v toleranční třídě IT6 (obr. 24), je třeba tuhým osám X a Z 3-osého mostového manipulátoru pracujícím s přesností v řádu desetin milimetru dovolit ve směru osy X a Z jistou samočinnou korekci polohy – tzn. že je potřeba aby efektor najíždějící s ložiskem na kuželový náběh trnu formy „propružil“ ve směru X a Z a vyrovnal tak odchylku osy ložiska od osy trnu formy a přesně usadil ložisko na doraz trnu. K tomuto účelu je nutno osu Z 3-osého mostového manipulátoru vybavit tzv. vyrovnávací jednotkou (obr. 26)



obr.26 [16]. Vyrovnávací jednotka Schunk

1) Lineární vedení vyrovnávací jednotky, 2) pružinou ovládaný reverzní píst, 4) drážka pro snímač polohy, 4) hliníkové pouzdro

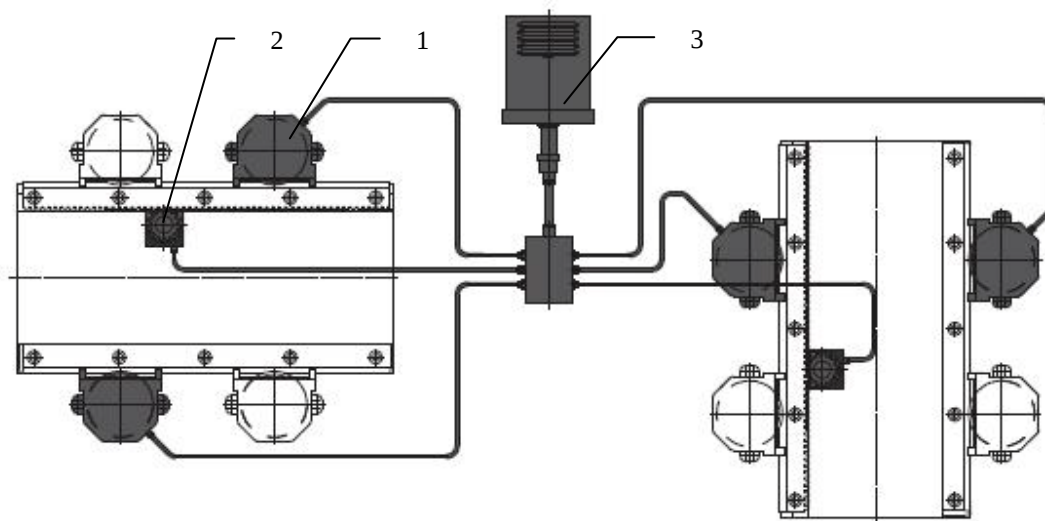
Před sejmutím výlisku kladky z trnu formy druhým efektem je třeba opět kompenzovat jistou nepřesnost polohování (D) při uchopování výlisku kladky prsty efektoru. Je tedy výhodné umístit kompenzátor mezi profil osy Z a desku na níž jsou upevněny oba efekty čímž slouží pro oba dva efekty zároveň.



obr.27 [16]. Schéma uchopení předmětu efektem vybaveným vyrovnávací jednotkou Schunk

5.6.6 Automatický mazací systém 3-osého manipulátoru

U lineárních systémů je efektivní mazání nezbytné protože minimalizuje tření pohyblivých dílů. Nedostatečné mazání vede k vyššímu otěru vodících kladek, kolejnic, ozubeného hřebenu či pastorku a zkracuje jejich životnost. Navrhovaný 3-osý manipulátor bude obsahovat automatický mazací systém, převzatý od firmy Güdel. Vodící kolejnice budou automaticky mazány při pohybu lineární osy nanášením olejového filmu na styčnou plochu vodící kolejnice a vodící kladky. Toto nanášení olejového filmu prostřednictvím naolejované plsti zprostředkovává automatická mazací jednotka (opr.28, poz.1) doplňovaná mazivem z centrálního zásobníku maziva (opr.28, poz.3). Ozubený hřeben bude mazán prostřednictvím mazacího plstěného ozubeného kolečka, jež se po něm odvaluje při pohybu lineární osy, a je též zásobováno mazivem z centrálního zásobníku maziva.



obr.28 [9]. Automatická mazací systém ozubeného hřebene a vodících kolejnic používaný firmou Güdel

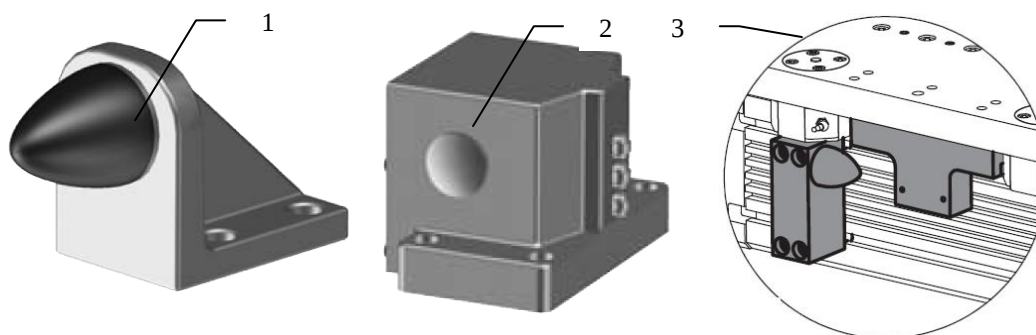
1) Automatická mazací jednotka vodící kolejnice, 2) Automatická mazací jednotka ozubeného hřebene, 3) centrální mazací zásobník s rozdělovačem

5.6.7 Koncové spínače pojezdových mechanismů os X,Y,Z

Poloha systému pojezdů (pojezdových vozíků) 3-osého manipulátoru je registrována řídicím systémem manipulátoru prostřednictvím zpětné vazby monitorující počet otáček a natočení hřídele servomotoru. V případě zapnutí 3-osého manipulátoru či výpadku proudu, musí jednotlivé osy 3-osého manipulátoru najet do své referenční polohy. Pokud je zpětná vazba servomotorů řešena pomocí absolutního enkodéru, pojezd dané osy najede do své softwarově určené referenční polohy aniž by musel najíždět pro získání referenční polohy na koncový spínač. Koncový spínač u servomotorů s absolutním enkodérem tedy působí v případě výpadku proudu taky jako další stupeň ochrany proti nekontrolovanému vyjetí pojezdového mechanismu 3-osého manipulátoru za mez svého maximálního pojezdu, pokud by určování polohy přes absolutní enkodér z nějakého důvodu selhalo. Posledním stupněm ochrany proti nekontrolovanému vyjetí pojezdového mechanismu ze své dané dráhy už je potom

jenom pevný mechanický doraz umísťovaný na každé strane daného pojezdu. V prípade užití servomotoru se zpětnou vazbou řešenou inkrementálním snímačem slouží analogicky koncový spínač pro samotné učení referenční polohy.

Pro navrhované osy 3-osého manipulátoru jsou použity koncové spínače firmy Güdel (obr.29), jež slouží jen jako 2. stupeň ochrany proti zmiňovanému vyjetí pojezdového mechanismu za mez své dané dráhy, jelikož řízení referenční polohy je u použitých servomotorů pomocí absolutních enkodérů.

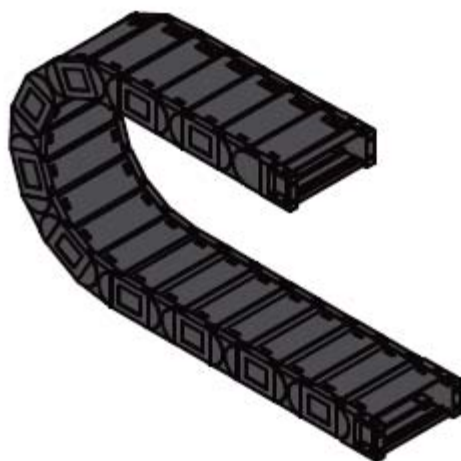


obr.29 [9]. Koncový spínač firmy Güdel

1) část koncového efektoru připevněná na pevném profilu, 2) část koncového efektoru připevněná na pojezdovém vozíku, 3) uspořádání částí koncového spínače

5.6.8 Systém energetických řetězů 3-osého manipulátoru

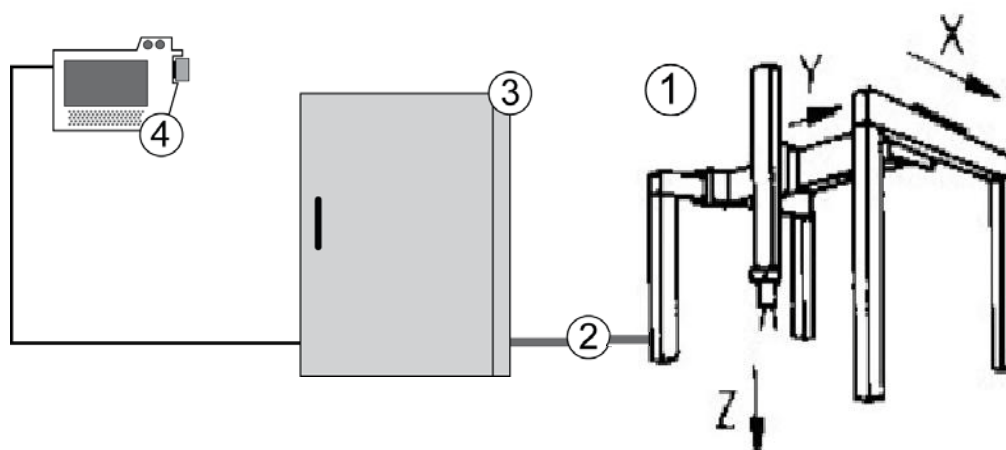
Energetické řetězy zajišťují optimální vedení kabelů a hadic k mobilním částem strojů a zařízení a jsou proto nepřetržitě v pohybu. Pro navrhovaný 3-osý manipulátor zajišťují energetické řetězy pro každý z motorů jednotlivé osy manipulátoru přívod energie, dat a signálů. Dále bude energetický řetěz využit pro vedení stlačeného vzduchu pro efektory a přívod mazacího oleje pro automatický mazací systém každé z os.



obr.30 [9]. Energetický řetěz použitý pro navrhovaný 3-osý manipulátor

5.6.9 Řídicí systém 3-osého manipulátoru

3-osé manipulátory jsou řízeny vyspělými řídicími systémy, jejichž vývoj je směřován s ohledem na potřeby manipulace. Řídicí systém 3-osých manipulátorů se skládá ze skříně (obr.31, poz.3) jenž obsahuje řízení 3-osého manipulátoru, frekvenční měniče jednotlivých os a další možné periferie, jakými jsou v případě navrhovaného 3-osého manipulátoru pneumatické efektory a výstupy pro ovládání řetězových dopravníků. Dalším nezbytným prvkem řídicího systému 3-osého manipulátoru je ovládací panel (obr.31, poz.4) pomocí něj lze s 3-osým manipulátorem pohybovat v prostoru. Pomocí zaznamenaných bodů se přes ovládací panel vytvoří dráha, kterou 3-osého manipulátor poté opakuje v automatickém režimu. Propojení samotného 3-osého manipulátoru s řídicím systémem je potom uskutečněno spojovacím vedením (obr.31, poz.2). V principu se dá říci, že pro uživatele je nejdůležitějším prvkem ovládací panel řídicího systému 3-osého manipulátoru, který je prostředníkem mezi uživatelem a řídicím systémem. Ovládací panel je zobrazovací zařízení, programovací zařízení, ale zároveň diagnostické zařízení. Veškeré informace o aktuálním stavu zařízení jsou vám díky němu okamžitě k dispozici ve velmi přehledných menu. Ovládací panel komunikuje s řídicím systémem vysokorychlostní sběrnici, jakýkoliv příkaz, který zadáte na ovládacím panelu, je okamžitě předán řídicímu systému k vykonání, a to samé platí opačně, cokoliv 3-osý manipulátor vykoná, okamžitě předá ovládacímu panelu (např. aktuální poloha, stavy vstupů apod.).



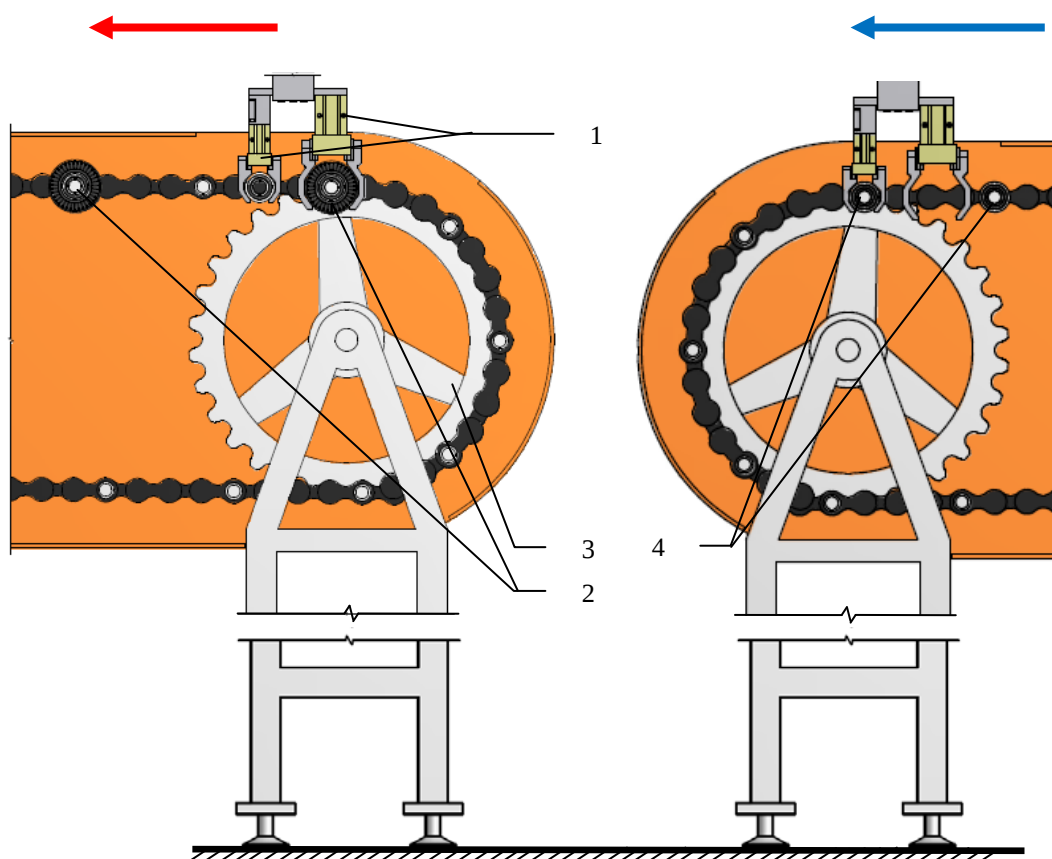
obr.31[17] . Schéma systému řízení 3-osého manipulátoru

1) 3-osý manipulátor, 2) Spojovací vedení, 3) Skříň řídicího systému, 4) Ovládací panel

Pro řízení os navrhovaného 3-osého manipulátoru, je navrženo použití řídicího systému SIMOTIN od firmy Siemens. Tento systém řízení je vyhodnocen jako nejvhodnější, protože bude řídit synchronní servopohony Siemens řady 1FK7 s frekvenčními měniči SINAMICS s120, které jsou též od firmy Siemens a pro jejich řízení je řídicí systém SIMOTIN prostřednictvím rozhraní STARTER předurčen. Řídicí systém musí být propojen i se vstřikovacím lisem, od kterého potřebuje získávat data týkající se především otevření a zavření formy. Tato komunikace s roboty a 3-osými manipulátory je u strojů Arburg umožněná přes rozhraní Euromap 67.

6 Dopravník ložisek a výlisků kladek

Jak už bylo v předchozích kapitolách zmíněno, pro dopravu ložisek a odvážení vylišovaných kladek bude použit řetězový dopravník. Řetězový dopravník, tak jak je zobrazen na obr. 32 dokáže přepravovat ložiska a výlisky kladek v takové poloze, v jaké budou usazeny – vyjmuty z trnu formy vstřikovacího lisu, aniž by byla potřeba jejich natočení. Takto řešený řetězový dopravník navíc dokáže například pomocí krokových motorů zajistit přesně definovanou polohu ložiska nasazeného na speciálním prodloužení čepu řetezu, což znamená, že koncová osa Z 3-osého manipulátoru nebude muset být vybavena zpětnou vazbou při odběr ložiska, jak by tomu bylo v případě volně položeného ložiska na pásovém dopravníku. Rychlost přepravy ložisek a výlisků kladek bude řízena pomocí propojení řídicího systému manipulátoru s motory řetězového dopravníku. Každý čtvrtý čep řetezu, bude zaměněn za speciální prodloužený čep s kuželovým náběhem pro usazení ložiska či kladky. V drážce tohoto čepu bude umístěn gumový okroužek přes který bude ložisko manipulátorem silou přetaženo z důvodu aretace během transportu.



obr.32. Řetězový dopravník, levý pro odvážení kladek, pravý pro dopravu ložisek.

1) Efektory osy Z - jeden pro ložisko, druhý pro výlisek kladky, 2) Výlisky kladek, 3) Řetězové kolo řetězového dopravníku dopravující výlisky kladek nebo ložisek, 4) Ložiska

7 Výpočty jednotlivých částí navrženého 3-osého manipulátoru

7.1 Výpočet servomotorů

Jak už bylo zmíněno v minulých kapitolách, k pohonu jednotlivých os manipulátoru byli zvoleny po vážlivém zhodnocení všech parametrů synchronní servomotory s permanentními magnety na statoru v kombinaci se šnekovými převodovkami, jež uvádějí do pohybu ozubené hřebeny os X,Y,Z přes pastorek vystupující ze šnekové převodovky. K tomuto rozhodnutí přispěla i skutečnost, že je tato kombinace k pohonu pracovních os jedna z nejpoužívanějších, a to zejména u světových výrobců 3-osých manipulátorů jako jsou např. Güdel či Wittmann. Vzhledem k vzneseným požadavkům na pohony jednotlivých os byla vybrána řada servomotorů 1FK7 Hight Dynamics od firmy Siemens, který vyniká především velice nízkým setrvačným momentem motoru. Dalším nezbytným krokem je výběr konkrétního adekvátní synchronního servomotoru pro každou z jednotlivých os X,Y,Z z katalogové řady synchronních servomotorů 1FK7 Hight Dynamics. Proto, abychom mohli vybrat z katalogu konkrétní motor o jistém jmenovitém momentu M_N pro danou osu mostového manipulátoru, musíme dopočítat minimální hodnotu momentu M_M , kterým musí motor disponovat pro každou z os X,Y,Z, tak aby je rozpohyboval dle jejich zadaných dynamických parametrů, přičemž musí platit $M_M < M_N$. Proto abychom se dopočítali potřebného minimálního momentu motoru M_M je třeba za pomoci známých parametrů os X,Y,Z (jejich rychlosti, zrychlení, hmotnosti, aj.) nejdříve přepočítat momenty pracovních mechanismů (pojezdy os X,Y, Z) na hřídel motoru konkrétní osy - tím dostaneme redukovaný moment na hřídel motoru M_{red} dané osy. K redukovanému momentu M_{red} připočtu dynamický moment M_D jež vyjadřuje vliv rotujících částí - hmot (převodovky, motoru, pracovního mechanismu) při změně úhlové rychlosti těchto rotujících částí (při rozběhu a doběhu, kdy se mění otáčky) a dostanu tak hledanou minimální hodnotu momentu M_M dané osy.

Pro rovnováhu momentů v přechodovém stavu motoru (rozjezd, brzdění) platí:

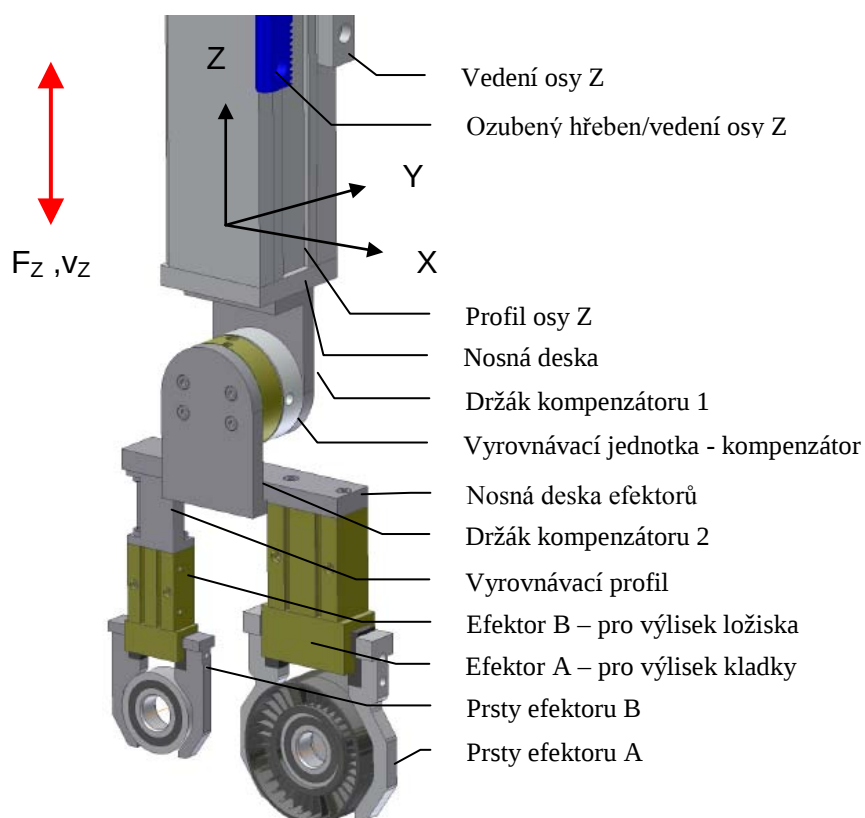
$$M_M = M_{red} + M_D$$



obr.33.[15] Synchronní servomotor firmy Siemens řady 1FK7

7.1.1 Výpočet servomotoru pro osu Z

Servomotor osy Z bude muset rozpohybovat pojezd osy Z, jež tvoří profil osy Z, efektor A, B, břemeno (ložisko, výlisek kladky) a další dílčí části připevněné na nosném profilu osy (obr. 34) podle zadaných dynamických parametrů :



obr.34. Schéma jednotlivých prvků pojezdu osy Z

Vstupní hodnoty:

Hmotnost všech prvků osy Z :

$$m_z = 13,49 \text{ kg}$$

Zrychlení osy Z :

$$a_z = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Pracovní rychlost osy Z:

$$v_z = 1,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Čas potřebný k dosažení pracovní rychlosti na ose Z:

$$t_{z1} = 0,25 \text{ s}$$

Nominální otáčky motoru osy Z:

$$n_{1z} = 6000 \text{ otáček/min}$$

Výběr pastorku pro pohonnou jednotku osy Z

Pro pohon osy Z byl vybrán pastorek z katalogu firmy Güdel o následujících parametrech .

Rozteč pastorku

$$D_{0z} = 31,83 \text{ mm}$$

Modul pastorku

$$\text{mod}_z = 1,592$$

Počet zubů pastorku

$$z_z = 20$$



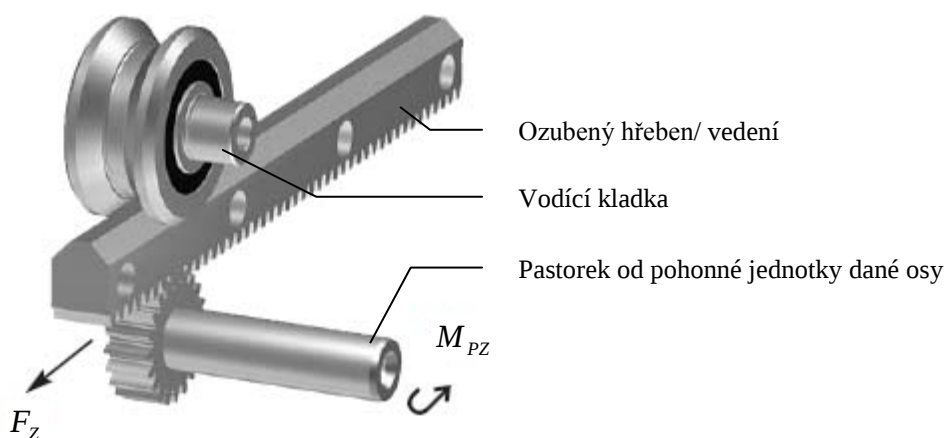
Maximální zatížení pastorku od kroutícího momentu

$$M_{PZ \max} = 40 \text{ Nm}$$

Maximální zatížení od vertikální posuvové síly

$$F_{Z \max} = 2488 \text{ N}$$

Podle velikosti kroutícího momentu M_{PZ} , který bude na pastorek působit od motoru znásoben spočteným převodovým poměrem převodovky i_{12Z} a velikosti vertikální posuvové síly F_Z vyvozené hřebenem nosného profilu osy Z, která bude pastorek radiálně zatěžovat zjistíme, zda volba pastorku byla správná.



obr.35. [9] Schéma záběru pastorku a hřebenu

Vertikální posuvová síla F_Z :

$$F_Z = m_z \cdot a_z + m_z \cdot g \cdot \mu + m_z \cdot g = m_z \cdot (a_z + g \cdot \mu + g)$$
$$F_Z = 13,49 \cdot (5 + 9,81 \cdot 0,1 + 9,81) = 213 \text{ N} \quad (18)$$

Je to síla, kterou musí vyvodit pastorek pohonné jednotky osy Z na hřeben připevněný k nosnému profilu osy Z, tak aby rozpohyboval nosný profil osy Z dle žádaných dynamických parametrů osy Z.

Otáčky pastorku n_{2Z} :

$$n_{2Z} = \frac{v}{D_{0Z} \cdot \pi} = \frac{1,25}{31,83 \cdot 10^{-3} \cdot \pi} = 12,5 \text{ otáček/s} = 750 \text{ otáček/min} \quad (19)$$

Potřebný převodový stupeň šnekové převodovky i_{12Z} :

$$i_{12Z} = \frac{n_{1Z}}{n_{2Z}} = \frac{6000}{750} = 8 \quad (20)$$

Jako nejvhodnější šneková převodovka s převodovým poměrem $i_{12Z} = 8$ byla zvolena šneková převodovka od firmy Güdel, která pracuje s účinností $\eta_{PZ} = 0,85$ a momentem setrvačnosti $J_{PZ} = 1,83 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

Úhlové zrychlení pastorku ε_{pZ} :

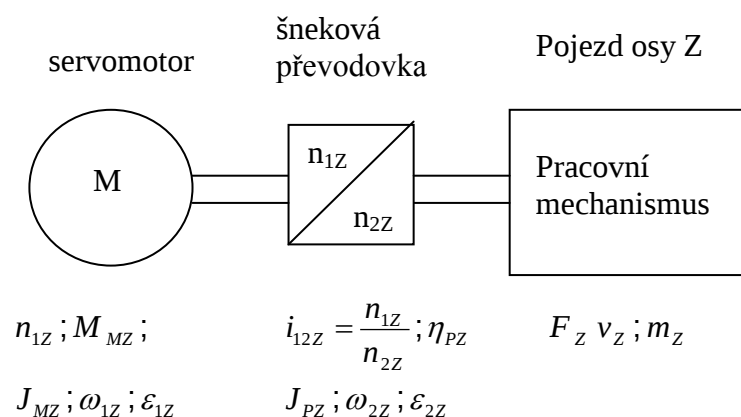
$$\varepsilon_{2Z} = \frac{\omega_{2Z}}{t_{Z1}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{2Z}}{t_{Z1}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 12,5}{0,25} = 314,17 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (21)$$

Úhlové zrychlení motoru ε_{MZ} :

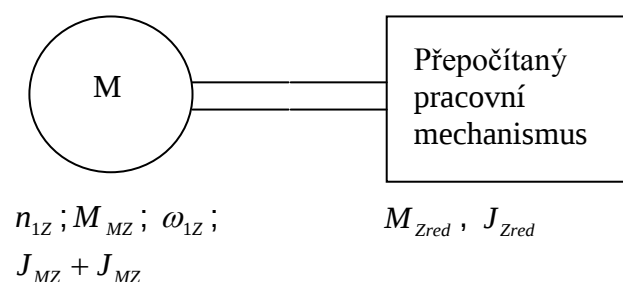
$$\varepsilon_{1Z} = \varepsilon_{2Z} \cdot 8 = 314,17 \cdot 8 = 2513,35 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (22)$$

Přepočty momentů pracovního mechanismu na hřídel motoru

Vzhledem k tomu, že servomotory pracují s podstatně vyššími otáčkami než vyžadují manipulační procesy je nutné zařadit mezi ně převod. V tom případě se otáčí jednotlivé hmoty různými otáčkami (nejsou na stejné hřídeli) a působí na ně různé momenty. Chování soustavy ovlivňují všechny hmoty. Ke zjednodušení popisu poměrů na soustavě za pohybu nahrazujeme skutečnou soustavu soustavou zjednodušenou – redukovanou. Při této redukci postupujeme tak, aby momenty motoru a pracovního stroje si zachovaly kinetické a dynamické vlastnosti původní soustavy.



obr.36 – Parametry soustavy před redukcí



obr.37 – Parametry soustavy po redukcí pracovního mechanismu na hřídel motoru

Redukce může být co do pohybu identická (rotace – rotace, translace – translace) a nebo jako v našem případě neidentická (rotace – translace a naopak). Zavedený moment M_{Zred} platí jako moment pracovního stroje redukovaný na hřídel motoru.

Pro výpočet redukovaného momentu na hřídel motoru M_{Zred} pro posuvný pohyb při neidentickou transformaci vycházíme z rovnosti výkonů:

$$P \cdot \eta_{PZ} = F_Z \cdot v_Z = M_{Zred} \cdot \omega_{1Z} \cdot \eta_{PZ} \quad (23)$$

Platí že příkon přivedený na hřídel motoru, zmenšený o ztráty ve vlastní soustavě se rovná odebranému výkonu v místě zátěže

Redukovaný moment na hřídel motoru M_{Zred}

$$M_{Zred} = \frac{F_Z \cdot v_Z}{2\pi \cdot n_{1Z} \cdot \eta_{PZ}} = \frac{213,54 \cdot 1,25}{2\pi \cdot 100 \cdot 0,85} = 0,5 Nm \quad (24)$$

Pro výpočet redukovaného momentu setrvačnosti J_{Zred} vycházíme z rovnosti kinetické energie soustavy před a po redukci:

$$E_{Kcelková} = E_{KPřevodovka} + E_{Kprac.mechanismus}$$

$$\frac{1}{2} J_{Zred} \cdot \omega_{1Z}^2 = \frac{1}{2} J_{převod.} \cdot \omega_{2Z}^2 + \frac{1}{2} m_Z \cdot v_Z^2 \quad (25)$$

Redukovaný moment setrvačnosti na hřídel motoru J_{Zred}

$$J_{Zred} = J_{převod.} \cdot \frac{\omega_{2Z}^2}{\omega_{1Z}^2} + \frac{m_Z \cdot v_Z^2}{\omega_{1Z}^2} = J_{převod.} \cdot \left(\frac{1}{i_{12Z}^2} \right) + m_Z \cdot \left(\frac{v_Z}{\omega_{1Z}} \right)^2$$

$$J_{Zred} = 0,0000183 \cdot \left(\frac{1}{8^2} \right) + 13,49 \cdot \left(\frac{1,25}{2 \cdot \pi \cdot 100} \right)^2 = 14,9 \cdot 10^{-5} kg \cdot m^2 \quad (26)$$

Dynamický moment osy Z M_{DZ}

$$M_{DZ} = J_{Zred} \cdot \varepsilon_{1Z} = 14,9 \cdot 10^{-5} \cdot 2513,35 = 0,38 Nm \quad (27)$$

Požadovaný moment motoru osy Z M_{MZ}

$$M_{MZ} = M_{Zred} + M_{DZ} = 0,48 + 0,38 = 0,86 Nm \quad (28)$$

Z katalogu Siemens pro motory 1FK7 Hight Dynamics byl na základě výpočtu vybrán pro pohon osy Z motor 1FK7033-7AK71 s jmenovitým momentem M_{NZ} 0,9Nm při 6000 otáčkách/min,. Je splněna podmínka $M_{NZ} > M_{MZ}$

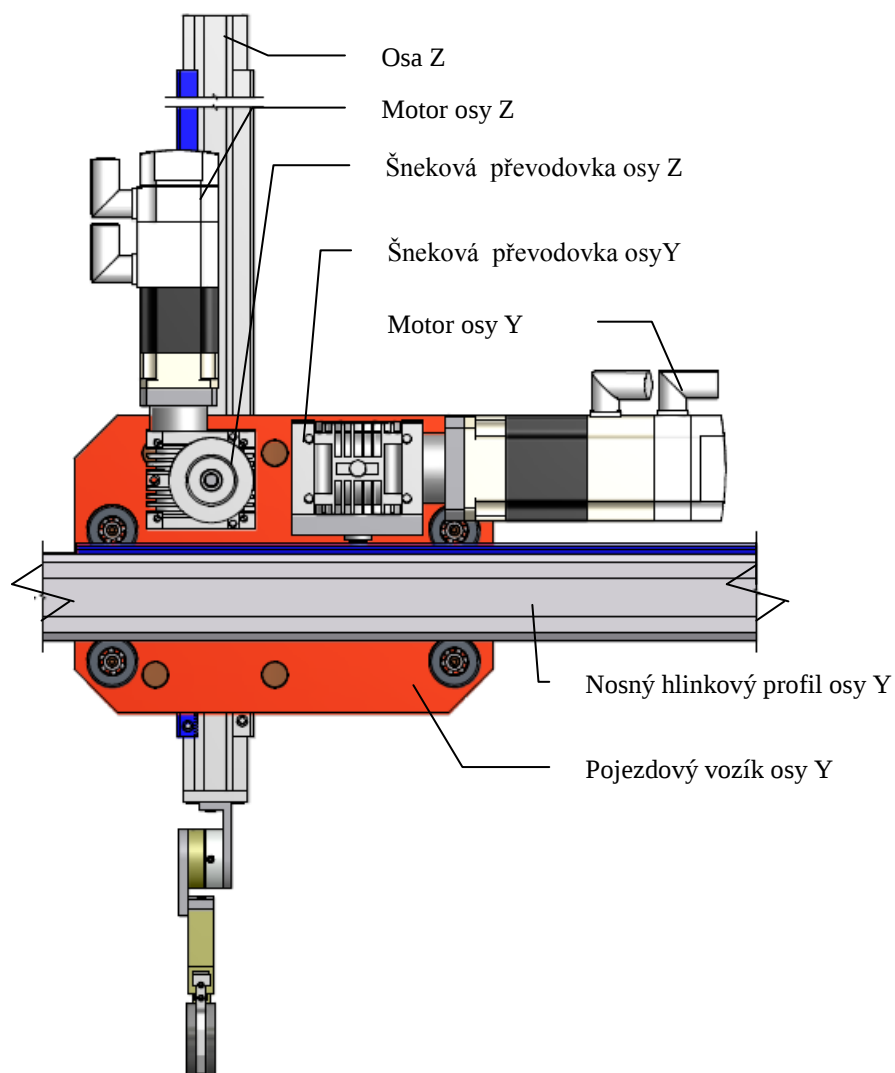
Kroutící moment na pastorku od motoru osy Z M_{PZ}

$$M_{PZ} = M_{NZ} \cdot i_{12Z} = 0,9 \cdot 8 = 7,2 Nm \quad (29)$$

$$F_Z < F_{Zmax}, M_{PZ} < M_{PZmax} : \text{Volba pastorku byla správná}$$

7.1.2 Výpočet servomotoru pro osu Y

Servomotor osy Y bude muset rozpohybovat dle daných dynamických parametrů osy Y nejen vozík pojezdu osy Y s jejím motorem ale i profil osy Z včetně motoru pro osu Z, který je nesen pojezdovým vozíkem (obr. 38). Postup výpočtu motoru pro osu Y bude analogický jako v předchozím případě počítání motoru pro osu Z.



obr.38. Schéma jednotlivých prvků pojezdu osy Y (Z)

Vstupní hodnoty:

Hmotnost všech prvků osy Y :

$$m_Y = 48,5 \text{ kg}$$

Zrychlení osy Y:

$$a_Y = 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Pracovní rychlost osy Y:

$$v_Y = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Čas potřebný k dosažení pracovní rychlosti na ose Y:

$$t_{Y1} = 0,67 \text{ s}$$

Nominální otáčky motoru osy Y:

$$n_{1Y} = 6000 \text{ otáček/min}$$

Výběr pastorku pro pohonnou jednotku osy Y

Pro pohon osy Y byl vybrán pastorek z katalogu firmy Güdel o následujících parametrech :

Rozteč pastorku	$D_{0Y} = 31,83mm$
Modul pastorku	$mod_Y = 1,592$
Počet zubů pastorku	$z_Y = 20$
Maximální zatížení pastorku od kroutícího momentu	$M_{PY\max} = 40Nm$
Maximální zatížení od vertikální posuvové síly	$F_{Y\max} = 2488N$

Horizontální posuvová síla F_Y :

$$F_Z = m_Y \cdot a_Y + m_Y \cdot g \cdot \mu = m_Y \cdot (a_Y + g \cdot \mu)$$

$$F_Z = 48,5 \cdot (3 + 9,81 \cdot 0,1) = 196N \quad (30)$$

Otáčky pastorku n_{2Y} :

$$n_{2Y} = \frac{v}{D_{0Y} \cdot \pi} = \frac{2}{31,83 \cdot 10^{-3} \cdot \pi} = 20 \text{ otáček/s} = 1200 \text{ otáček/min} \quad (31)$$

Potřebný převodový stupeň šnekové převodovky i_{12Y} :

$$i_{12Y} = \frac{n_{1Y}}{n_{2Y}} = \frac{6000}{1200} = 5 \quad (32)$$

Jako nejvhodnější šneková převodovka s převodovým poměrem $i_{12Y} = 5$ byla zvolena šneková převodovka od firmy Güdel, která pracuje s účinností $\eta_{PY} = 0,87$ a s momentem setrvačnosti $J_{PY} = 2,1 \cdot 10^{-5} kg \cdot m^2$

Úhlové zrychlení pastorku ε_{PY} :

$$\varepsilon_{2Y} = \frac{\omega_{2Y}}{t_{Y1}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{2Y}}{t_{Y1}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 20}{0,67} = 188,5 rad \cdot s^{-2} \quad (33)$$

Úhlové zrychlení motoru ε_{MY} :

$$\varepsilon_{1Y} = \varepsilon_{2Y} \cdot 5 = 188,5 \cdot 5 = 945,5 rad \cdot s^{-2} \quad (34)$$

Redukovaný moment na hřídel motoru M_{Yred}

$$M_{Yred} = \frac{F_Y \cdot v_Y}{2\pi \cdot n_{1Y} \cdot \eta_{PY}} = \frac{192,95 \cdot 2}{2\pi \cdot 100 \cdot 0,86} = 0,70 Nm \quad (35)$$

Pro výpočet redukovaného momentu setrvačnosti J_{Yred} vycházíme z rovnosti kinetické energie soustavy před a po redukci:

$$E_{Kcelková} = E_{KPřevodovka} + E_{Kprac.mechanismus}$$

$$\frac{1}{2} J_{Yred} \cdot \omega_{1Y}^2 = \frac{1}{2} J_{převod.} \cdot \omega_{2Y}^2 + \frac{1}{2} m_Y \cdot v_Y^2 \quad (36)$$

Redukovaný moment setrvačnosti na hřídel motoru J_{Yred}

$$J_{Yred} = J_{převod.} \cdot \frac{\omega_{2Y}^2}{\omega_{1Y}^2} + \frac{m_Y \cdot v_Y^2}{\omega_{1Y}^2} = J_{převod.} \cdot \left(\frac{1}{i_{12Y}^2} \right) + m_Z \cdot \left(\frac{v_Y}{\omega_{1Y}} \right)^2$$

$$J_{Yred} = 0,000021 \cdot \left(\frac{1}{5^2} \right) + 48,5 \cdot \left(\frac{2}{2 \cdot \pi \cdot 100} \right)^2 = 1,37 \cdot 10^{-3} kg \cdot m^2 \quad (37)$$

Dynamický moment osy Y M_{DY}

$$M_{DY} = J_{Yred} \cdot \varepsilon_{1Y} = 1,37 \cdot 10^{-3} \cdot 945,5 = 1,29 Nm \quad (38)$$

Požadovaný moment motoru osy Y M_{MY}

$$M_{MY} = M_{Yred} + M_{DY} = 0,70 + 1,29 = 1,99 Nm \quad (39)$$

Z katalogu Siemens pro motory 1FK7 Hight Dynamics byl na základě výpočtu vybrán pro pohon osy Y motor 1FK7043-7AK71 s jmenovitým momentem $M_{NY} 2 Nm$ při 6000 otáček/min. Je splněna podmínka $M_{NY} > M_{MY}$

Kroutící moment na pastorku od motoru osy Z M_{PZ}

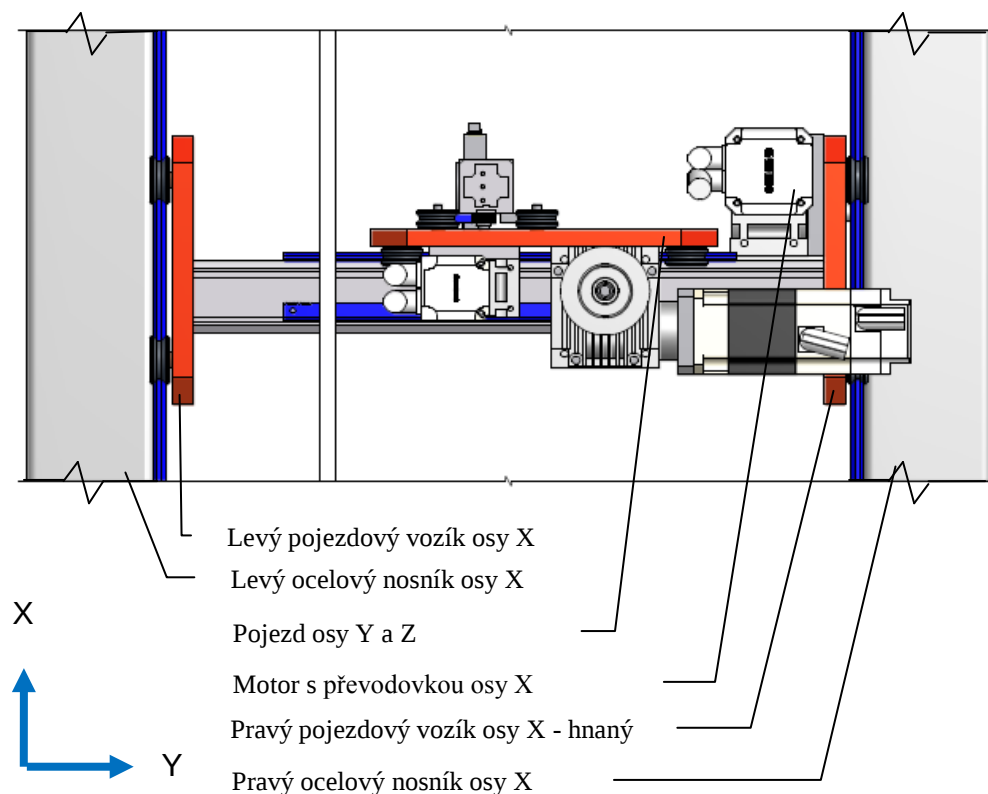
$$M_{PY} = M_{NY} \cdot i_{12Z} = 2 \cdot 5 = 10 Nm \quad (40)$$

$$F_Y < F_{Ymax}, M_{PY} < M_{PYmax} : \text{Volba pastorku byla správná}$$



7.1.3 Výpočet servomotoru pro osu X

Servomotor osy X bude muset rozpohybovat dle daných dynamických parametrů osy X pojezdové vozíky osy X, které nesou profil osy Y s pojezdovým vozíkem pro osu Y,Z (obr. 39). Postup výpočtu motoru pro osu Y bude analogický jako v předchozím případě počítání motoru pro osu Y a Z.



obr.39. Schéma jednotlivých prvků pojezdu osy X (Y,Z)

Vstupní hodnoty:

Hmotnost všech prvků osy X :

$$m_Y = 115,9 \text{ kg}$$

Zrychlení osy X:

$$a_X = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Pracovní rychlost osy X:

$$v_X = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Čas potřebný k dosažení pracovní rychlosti na ose X:

$$t_{X1} = 0,56 \text{ s}$$

Nominální otáčky motoru osy X:

$$n_{1X} = 4500 \text{ otáček/min}$$

Výběr pastorku pro pohonnou jednotku osy X

Pro pohon osy X byl vybrán pastorek z katalogu firmy Güdel o následujících parametrech .

Rozteč pastorku

$$D_{0X} = 47,74 \text{ mm}$$

Modul pastorku

$$\text{mod}_X = 2,387$$

Počet zubů pastorku

$$z_X = 20$$

Maximální zatížení pastorku od kroutícího momentu

$$M_{PX \text{ max}} = 166 \text{ Nm}$$

Maximální zatížení od vertikální posuvové síly

$$F_{X \max} = 6946N$$

Horizontální posuvová síla F_X :

$$F_X = m_X \cdot a_X + m_X \cdot g \cdot \mu = m_X \cdot (a_X + g \cdot \mu)$$

$$F_X = 115,9 \cdot (2 + 9,81 \cdot 0,1) = 345,5N \quad (41)$$

Otáčky pastorku n_{2X} :

$$n_{2Y} = \frac{v}{D_{0X} \cdot \pi} = \frac{1}{47,74 \cdot 10^{-3} \cdot \pi} = 7,5 \text{ otáček/s} = 450 \text{ otáček/min} \quad (42)$$

Potřebný převodový stupeň šnekové převodovky i_{12X} :

$$i_{12X} = \frac{n_{1X}}{n_{2X}} = \frac{4500}{450} = 10 \quad (43)$$

Jako nejvhodnější šneková převodovka s převodovým poměrem $i_{12X} = 10$ byla zvolena šneková převodovka od firmy Güdel, která pracuje s účinností $\eta_{PX} = 0,83$ a s momentem setrvačnosti $J_{PX} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Úhlové zrychlení pastorku ε_{PX} :

$$\varepsilon_{2X} = \frac{\omega_{2X}}{t_{X1}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{2X}}{t_{X1}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 7,5}{0,56} = 83,79 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (44)$$

Úhlové zrychlení motoru ε_{MX} :

$$\varepsilon_{1X} = \varepsilon_{2X} \cdot 10 = 83,8 \cdot 10 = 838 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (45)$$

Redukovaný moment na hřídel motoru M_{Xred}

$$M_{Xred} = \frac{F_Y \cdot v_Y}{2\pi \cdot n_{1X} \cdot \eta_{PX}} = \frac{345,5 \cdot 1}{2\pi \cdot 75 \cdot 0,86} = 0,99 \text{ Nm} \quad (46)$$

Pro výpočet redukovaného momentu setrvačnosti J_{Xred} vycházíme z rovnosti kinetické energie soustavy před a po redukci:

$$E_{Kcelková} = E_{KPřevodovka} + E_{Kprac.mechanismus}$$

$$\frac{1}{2} J_{Xred} \cdot \omega_{1X}^2 = \frac{1}{2} J_{převod.} \cdot \omega_{2X}^2 + \frac{1}{2} m_Y \cdot v_X^2 \quad (47)$$

Redukovaný moment setrvačnosti na hřídel motoru J_{Xred}

$$J_{Xred} = J_{převod.} \cdot \frac{\omega_{2X}^2}{\omega_{1X}^2} + \frac{m_X \cdot v_X^2}{\omega_{1X}^2} = J_{převod.} \cdot \left(\frac{1}{i_{12X}^2} \right) + m_X \cdot \left(\frac{v_X}{\omega_{1X}} \right)^2$$

$$J_{Xred} = 0,00001 \cdot \left(\frac{1}{10^2} \right) + 115,9 \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 75} \right)^2 = 1,84 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (48)$$

Dynamický moment osy X M_{DX}

$$M_{DX} = J_{Xred} \cdot \varepsilon_{1X} = 1,84 \cdot 10^{-3} \cdot 837,9 = 1,54 Nm \quad (49)$$

Požadovaný moment motoru osy Y M_{MX}

$$M_{MX} = M_{Xred} + M_{DX} = 0,99 + 1,54 = 2,53 Nm \quad (50)$$

Z katalogu Siemens pro motory 1FK7 Hight Dynamics byl na základě výpočtu vybrán pro pohon osy Y motor 1FK7043-7AK71 s jmenovitým momentem $M_{NX} 2,6 Nm$ při 4500 otáček/min. Je splněna podmínka $M_{NX} > M_{MX}$

Kroutící moment na pastorku od motoru osy X M_{PX}

$$M_{PX} = M_{NX} \cdot i_{12X} = 2,6 \cdot 10 = 26 Nm \quad (51)$$

$$F_X < F_{X \max}, M_{PX} < M_{PX \max} : \text{Volba pastorku byla správná}$$

7.2 Výpočet zatížení ložisek a jejich trvanlivosti

Ložiska jednotlivých pojezdů os jsou klíčovým prvkem celého manipulátoru, na jejichž správné funkci záleží jeho spolehlivý provoz. Jelikož jsou v jistých polohách jednotlivých pojezdů os X,Y,Z značně zatěžována, je třeba spočítat jejich základní trvanlivost. Proto, abychom mohli zkontrolovat, zda ložiska jednotlivých pojezdů osy X,Y,Z budou splňovat základní trvanlivost, která byla stanovena na 80 000km (obecně užívaná hodnota výrobci manipulátorů), musíme zjistit ekvivalentní dynamické či statické zatížení ložisek. Pro výpočet trvanlivostí ložisek pro jednotlivé osy X,Y,Z jsou vytipovány a počítány ty zatěžující síly, u nichž je předpoklad že budou ložiska té či oné osy zatěžovat nejvíce. Konstrukční řešení jednotlivých pojezdů os X,Y,Z kladlo důraz především na vhodné rozmístění hnacích elementů tak, aby bylo dosaženo optimální polohy těžiště pojezdů (pojezdových vozíků) vzhledem k poloze kladek a ložisek. Zprv je snaha, aby těžiště pojezdů zatěžovalo kladky – ložiska pojezdů co možná nejrovnoměrěji. Za druhé při vhodném umístění těžiště pojezdu (v ose kladky – ložiska) nevyvolává tíhová síla pojezdu klopné momenty zatěžující ložisko.

Základní trvanlivost ložiska je matematicky definována rovnicí trvanlivosti, která platí pro všechny typy ložisek

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad [\text{hodiny}] \quad (52)$$

Upravený vztah základní trvanlivosti ložiska na počet ujetých kilometrů

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{\pi \cdot D}{1000} \quad [\text{km}] \quad (53)$$

Kde C je základní dynamická únosnost, P – ekvivalentní dynamické (statické) zatížení ložiska (p – mocnitel pro kuličková ložiska p= 3), D – průměr kola (kladky)

Pro ekvivalentní statické zatížení dvouřadých ložisek s kosouhlým stykem, která jsou pro konstrukci pojezdů 3-osého manipulátorů vyhodnocena jako nejhodnější platí:

$$P_0 = 0,6 \cdot F_R + 0,5 \cdot F_A, \text{ pro } P_0 < F_R, \text{ platí } P_0 = F_R \quad [\text{N}] \quad (54)$$

Pro ekvivalentní dynamické zatížení platí:

$$P = 0,56F_R + Y \cdot F_A, \text{ pro } F_A / F_R \leq e \quad [\text{N}] \quad (55)$$

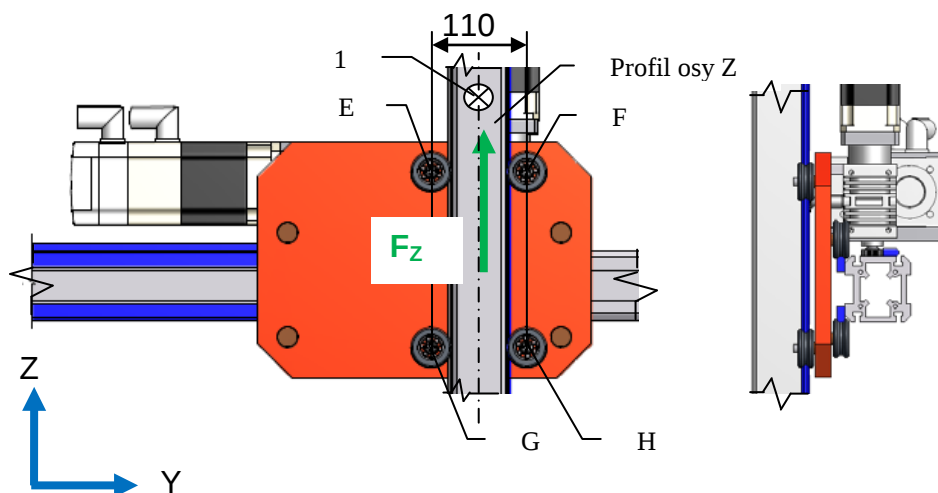
$$P = F_R, \text{ pro } F_A / F_R > e \quad [\text{N}]$$

Kde F_R je síla zatěžující ložisko radiálně, F_A je síla zatěžující ložisko axiálně, Y je koeficient axiálního zatížení, součinitel e závisí na vztahu F_A / C_0 (v tabulkách ložisek)



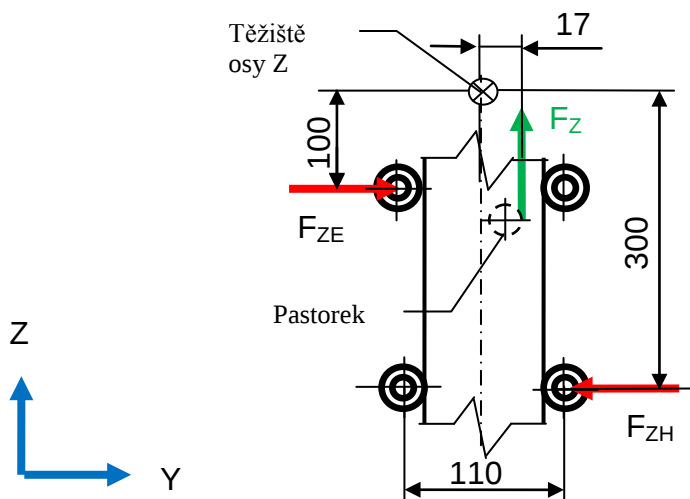
7.2.1 Výpočet zatížení ložisek pojezdu osy Z

Na základě konstrukčního provedení pojezdu osy Z nehrozí jejím ložiskům na prvním pohled žádně zřetelně velké zatížení např. ve srovnání s osou Y, kde jsou ložiska značněji zatížená už samotnou tíhou pojezdového vozíku. Pomineme-li zanedbatelné tečné síly způsobené třením mezi kladkami a kolejnicí vzniká největší potenciální zatížení ložisek od síly vyvolané pastorkem motoru osy Z. Tato síla F_z zatěžující radiálně především ložiska E, H je dána excentricitou pastorku od svislé osy profilu na níž leží těžiště osy Z (obr.40). Na základě velikosti reakčních sil vznikajících v ložiskách od pojezdu osy Z bude určena základní trvanlivost ložisek pojezdu osy Z, jež musí splňovat stanovenou minimální hodnotu. Další síla zatěžující ložiska by mohla vznikla předepnutím kladek pojezdů, které se však běžně neprovádí a s kterým návrh 3-osého manipulátoru nepočítá. Předepnutí kladek se provádí pomocí excentru na kladce, které slouží však především pro účel zoptimalizování vůle mezi kladkou a kolejnicí (u výrobce manipulátorů Güdel se tato vůle pohybuje v řádu setin milimetru).

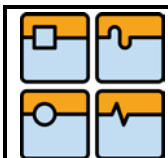


obr.40. Síla působící na ložiska osy Z pojezdového vozíku od pastorku profilu osy Z

- 1) Těžiště osy Z při jejím maximálním vysunutí (nachází se na svislé ose profilu a mění se v souřadnici Z podle polohy osy Z, E-H) ložiska pojezdu osy Z



obr.41. Zatížení ložisek osy Z od síly F_z vyvozenou pastorkem – náhradní schéma, zjednodušený předpoklad zanedbávající tečné síly vyvozené třením



Výpočet zatížení ložisek E,H vyvolaného pojezdem osy Z

$$\Sigma F_{ZE} = 0$$

$$F_{ZE} - F_{ZH} = 0$$

$$\Sigma M_Z = 0$$

$$F_{ZE} \cdot 0,1 - F_{ZH} \cdot 0,3 + F_Z \cdot 0,017 = 0$$

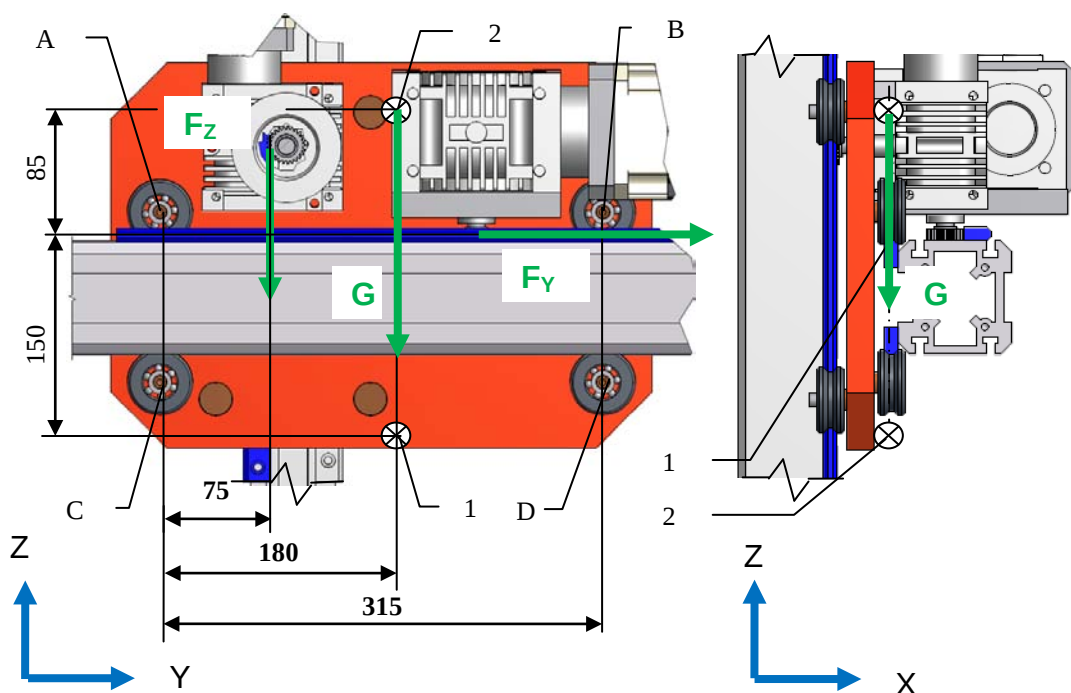
$$F_{ZE} = \frac{-F_Z \cdot 0,017}{0,1 - 0,3} = \frac{213 \cdot 0,017}{0,3 - 0,1} = 18N$$

$$F_{ZH} = F_{ZE} = 18N$$

(56)

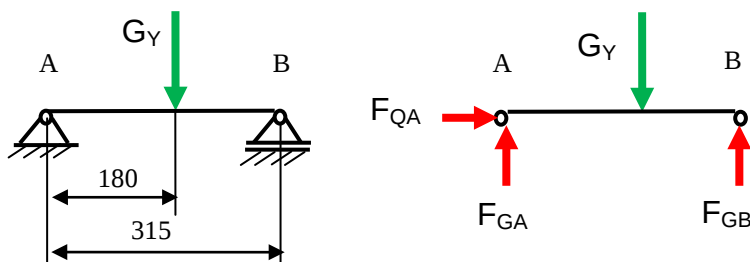
7.2.2 Výpočet zatížení ložisek pojezdu osy Y

Radiální zatížení ložisek tvořících pojezdový vozík osy Y, způsobuje především tíha pojezdového vozíku, dále síla působící na ložiska prostřednictvím pohybu osy Z dolů, a síla F_Y přenášená na ložiska pastorkem motoru osy X. Součet účinků těchto sil bude nejvíce zatěžovat pár horních ložisek A,B



obr.42. Síly a jejich působíště působící na pojezdový vozík osy Y

1) Těžiště vozíku při nejnižším poloze osy Z tzn. efektor je nejbližší podlaze výrobní haly, 2) těžiště vozíku při nejvyšší poloze osy Z, A-D) ložiska pojezdu osy Y



obr.43. Zatížení ložisek A,B pojezdového vozíku tíhou vozíku

Tíha pojezdového vozíku

$$G_Y = m_y \cdot g = 48,5 \cdot 9,81 = 476 N \quad (57)$$

Výpočet zatížení ložisek A,B vyvolaného tíhou pojezdového vozíku

$$\Sigma F_{GAB} = 0$$

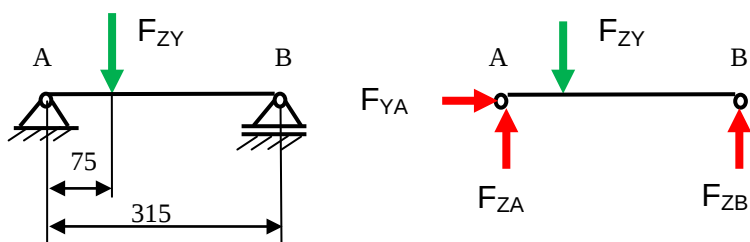
$$F_{GA} + F_{GB} - G_Y = 0$$

$$\Sigma M_{YG} = 0,$$

$$G_Y \cdot 0,180 - F_{GB} \cdot 0,315 = 0$$

$$F_{GB} = G_Y \cdot \frac{0,180}{0,315} = 476 \cdot \frac{0,180}{0,315} = 271 N$$

$$F_{GA} = G_Y - F_{GB} = 476 - 271 = 205 N \quad (59)$$



obr.44. Zatížení ložisek A,B pojezdového vozíku osy Y od pohybu osy Z dolů – náhradní schéma, úplné uvolnění

Výpočet zatížení ložisek A,B vyvolaného pojezdem osy Z dolů

$$\Sigma F_{ZAB} = 0$$

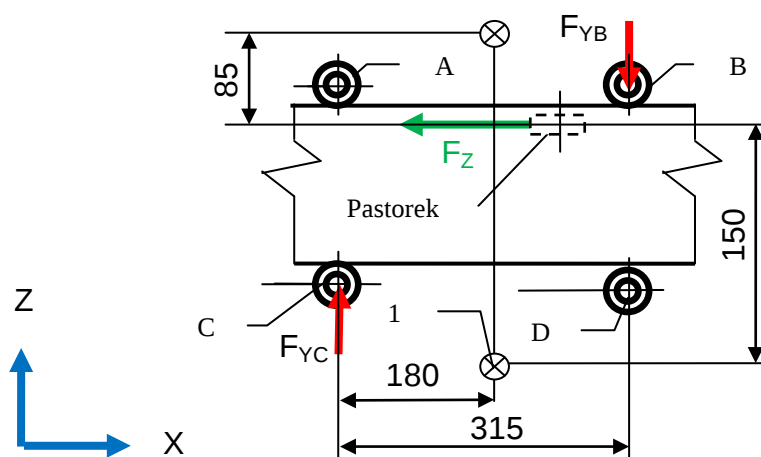
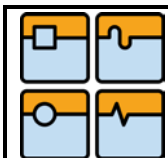
$$F_{ZA} + F_{ZB} - F_Z = 0$$

$$\Sigma M_{YZ} = 0,$$

$$F_{ZY} \cdot 0,075 - F_{ZB} \cdot 0,0315 = 0$$

$$F_{ZB} = F_Z \cdot \frac{0,075}{0,0315} = 213 \cdot \frac{0,075}{0,0315} = 49,0 N$$

$$F_{ZA} = F_{ZY} - F_{ZB} = 213 - 49 = 157,0 N \quad (60)$$



obr.45. Zatížení ložisek B,C pojezdového vozíku osy Y od síly pastorku F_Y (v případě obráceného směru pojezdu osy Y budou zatížena ložiska A,D)

1) Těžiště vozíku při nejnižší poloze osy Z , A-D) ložiska pojezdu osy X

Výpočet zatížení ložisek pojezdového vozíku osy Y od síly pastorku F_Y bude proveden k místu, kdy je těžiště pojezdového vozíku osy Y nejvíce vzdáleno od pastorku, a na ložiska tak působí největší zatížení od síly vyvozené pastorkem motoru Y (při dané síle na větším rameni vzniká větší zátěžný moment).

$$\Sigma F_{YBC} = 0$$

$$F_{YB} - F_{YC} = 0$$

$$\Sigma M_{YY} = 0$$

$$F_{YB} \cdot 0,18 + F_{YC} \cdot 0,135 - F_Y \cdot 0,15 = 0$$

$$F_{YB} = \frac{F_Y \cdot 0,15}{0,18 + 0,135} = \frac{193 \cdot 0,15}{0,18 + 0,135} = 92 N$$

$$F_{YC} = F_{YB} = 92 N \quad (61)$$

Vzhledem ke skutečnosti, že se osy Z a Y nepohybují současně a vlivem většího zatížení ložisek osy Y od pohybu osy Z dolů v porovnání se zatížením osy Y od pastorku, bude výsledné maximální zatížení ložisek A,B součtem vlivu tíhy vozíku a pohybu osy Z dolů.

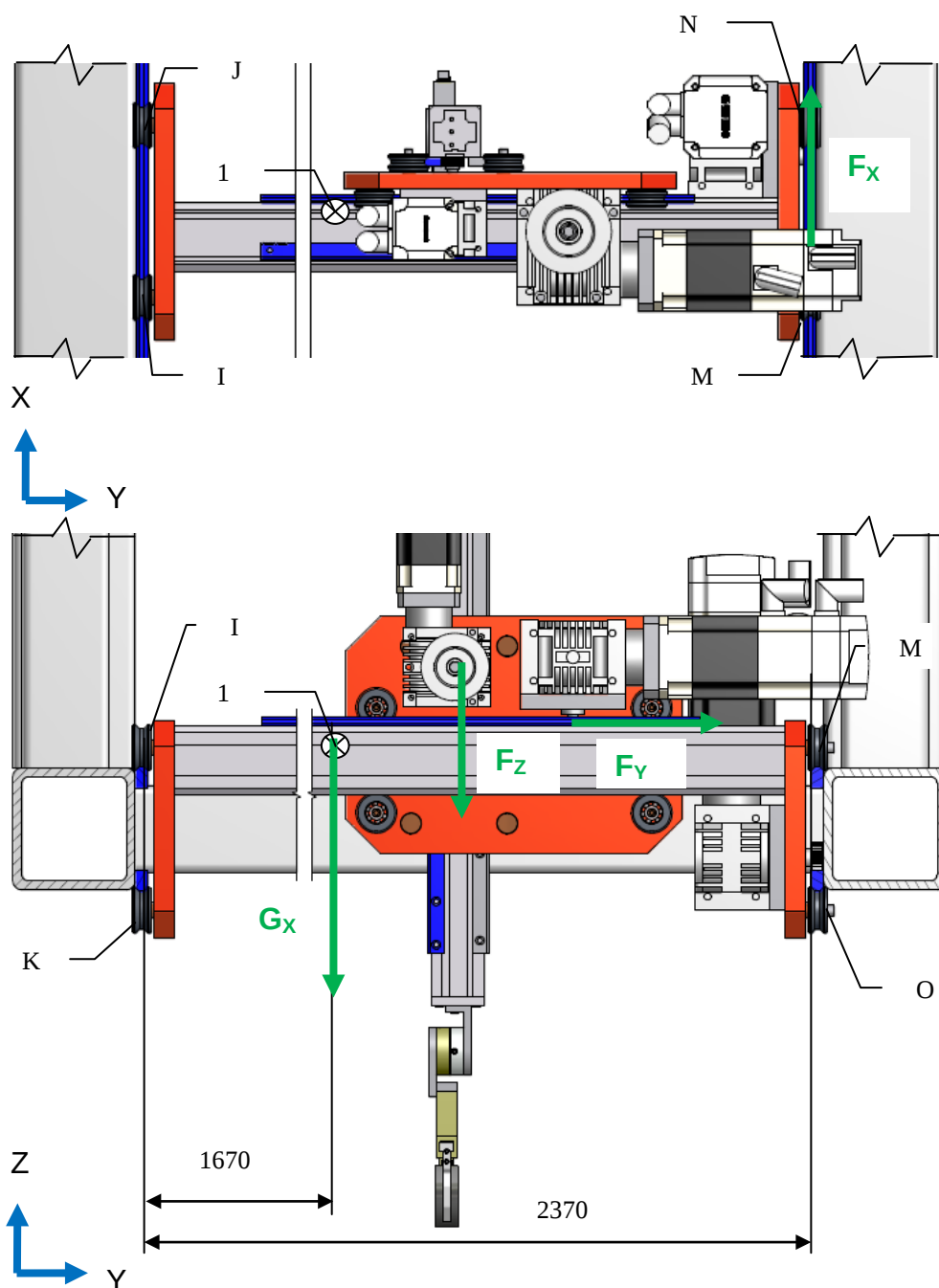
$$F_A = F_{ZA} + F_{GA} = 157 + 205 = 362 N \quad (62)$$

$$F_B = F_{ZB} + F_{GB} = 49 + 271 = 320 N \quad (63)$$



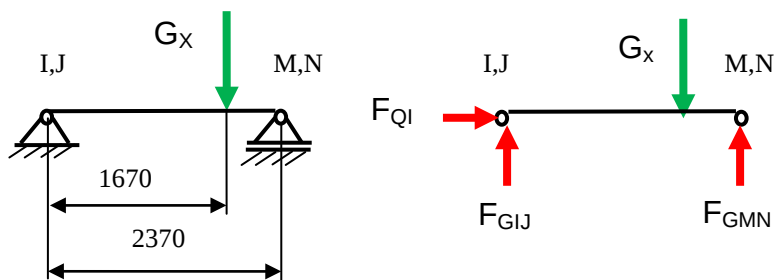
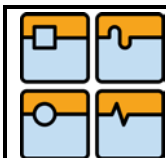
7.2.3 Výpočet zatížení ložisek pojezdu osy X

Předpokládá se, že ložiska pojezdových vozíků osy X budou nejvíce namáhána od tíhy celého mechanismu pojezdu osy X v případě dojetí pojezdového vozíku osy Y do své pravé krajní polohy (tam kde je pohon osy X). Dále budou ložiska zatěžována silou F_x od pastorku motoru osy X. Krom uvedených sil která budou ložiska zatěžovat radiálně, bude v ložiskách vznikat i axiální zatížení od síly F_y působící od pastorku motoru osy Y.



obr.46. Síly a jejich působíště vznikající u pojezdového vozíku osy X

1) Těžiště vozíku při vyjetí vozíku osy Y do pravé krajní polohy za současného nejvyššího vysunu osy Z, 2) působíště síly vyvolané vozíkem osy Y, I-N) ložiska pojezdu osy X



obr.47. Statické zatížení ložisek I,J,M,N levého a pravého pojzdového vozíku osy X při vyjetí pojzdového vozíku osy Y do své pravé krajní polohy

Tíha pojzdové soustavy os X,Y, Z

$$G_x = m_x \cdot g = 116 \cdot 9,81 = 1134 N \quad (64)$$

Výpočet zatížení páru horních ložisek I,J a M,N od tíhy pojzdu osy X při vyjetí pojzdového vozíku osy Y do své pravé krajní polohy

$$\Sigma F_{GX} = 0$$

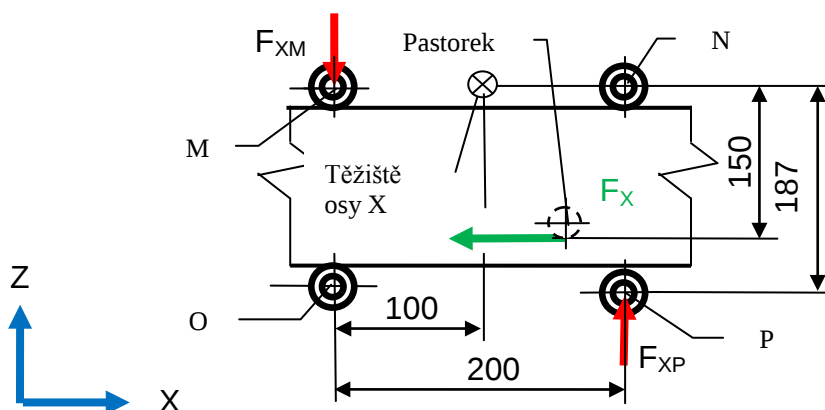
$$F_{GIJ} + F_{GMN} - G_x = 0$$

$$\Sigma M_{FG} = 0,$$

$$G_x \cdot 1,67 - F_{GK} \cdot 2,37 = 0$$

$$F_{GMN} = G_x \cdot \frac{1,67}{2,37} = 1134 \cdot \frac{1,67}{2,37} = 800 N$$

$$F_{GIJ} = G_x - F_{GMN} = 1134 - 800 = 324 N \quad (65)$$



obr.48. Zatížení ložisek M,P pravého pojzdového vozíku osy X od síly pastorku F_x (v případě obráceného směru pojzdu osy X budou zatížena ložiska N,O)
M-P) ložiska pojzdu osy X

Výpočet zatížení ložisek M,P (N,O) pravého pojezdového vozíku osy X od síly vyvolané pastorkem F_X

$$\Sigma F_{XMP} = 0$$

$$F_{XM} - F_{XP} = 0$$

$$\Sigma M_X = 0$$

$$F_{XM} \cdot 0,1 + F_{XP} \cdot 0,1 - F_X \cdot 0,15 = 0$$

$$F_{XM} = \frac{F_X \cdot 0,15}{0,1 + 0,1} = \frac{345,5 \cdot 0,15}{0,1 + 0,1} = 260 N$$

$$F_{XP} = F_{XM} = 260 N \quad (66)$$

Nejvíce zatížené je ložisko M a to sice od tíhy pojezdového vozíku osy X při současném silovém působení pastorku motoru osy X na toto ložisko (v případě pohybu pojezdového vozíku osy X na druhou stranu bude stejnými silami zatížené ložisko N)

Účinek tíhové síly na ložisko M (N)

$$F_{GM} = F_{GN} = \frac{F_{GMN}}{2} = 400 N \quad (67)$$

Výsledná síla na nejvíce zatížené ložisko M (N) pojezdu osy X

$$F_{XX} = F_{XM} + F_{GM} = 260 + 400 = 660 N \quad (68)$$

7.2.4 Výpočet trvanlivosti ložisek pojezdu osy Z

Pojezd osy Z je veden čtyřmi kladkami E-H jež obsahují 4 dvouřadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem ZKL 3200, kde u ložiska E a H je očekáváno největší zatížení.

Pro ekvivalentní dynamické zatížení ložisek E,H platí $P_Z = F_{ZE}$

Základní trvanlivost dvouřadých ložisek (E-H) pojezdu osy Z :

$$L_{ZD} = \left(\frac{C_{ZY}}{P_Z} \right)^3 \cdot \frac{\pi \cdot D_{ZY}}{1000} = \left(\frac{9253}{18} \right)^3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,041}{1000} = 14 \cdot 10^{10} km \quad (69)$$

Dvouřadá kuličková ložiska E-H s kosoúhlým stykem ZKL 3200 vydrží základní trvanlivost 80 000km.

7.2.5 Výpočet trvanlivosti ložisek pojezdu osy Y

Pojezd osy Y je veden čtyřmi kladkami A-D jež obsahují 4 dvouřadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem ZKL 3200 z nichž je nejvíce staticky zatížené ložisko A

Pro ekvivalentní statické zatížení ložiska A platí $P_{0Y} = F_A$

Základní trvanlivost dvouřadého ložiska A pojezdu osy Y

$$L_{YS} = \left(\frac{C_{ZY}}{P_{0Y}} \right)^3 \cdot \frac{\pi \cdot D_{ZY}}{1000} = \left(\frac{5840}{361,8} \right)^3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,041}{1000} = 0,54 \cdot 10^6 km \quad (70)$$

Dvouřadá kuličková ložiska A s kosoúhlým stykem ZKL 3200 vydrží základní trvanlivost 80 000km.

7.2.6 Výpočet trvanlivosti ložisek pojezdu osy X

Pojezd osy X je veden na každé straně čtyřmi kladkami I-L,M-P jež tvoří 8 dvouřadých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem ZKL 3202, z nichž je nejvíce zatíženo ložisko M (N)

Pro ekvivalentní dynamické zatížení ložiska M (N) platí:

$$P = 0,56F_R + Y \cdot F_A = 0,56 \cdot 660 + 2,3 \cdot \frac{196}{2} = 595N \quad (71)$$

Základní trvanlivost dvouřadých ložisek M (N) pojezdu osy X

$$L_X = \left(\frac{C_X}{P} \right)^3 \cdot \frac{\pi \cdot D_X}{1000} = \left(\frac{10381}{595} \right)^3 \cdot \frac{\pi \cdot 0,044}{1000} = 0,73 \cdot 10^6 km \quad (72)$$

Dvouřadá kuličková ložiska (I,J,M,N) s kosoúhlým stykem ZKL 3202 vydrží základní trvanlivost 80 000km.



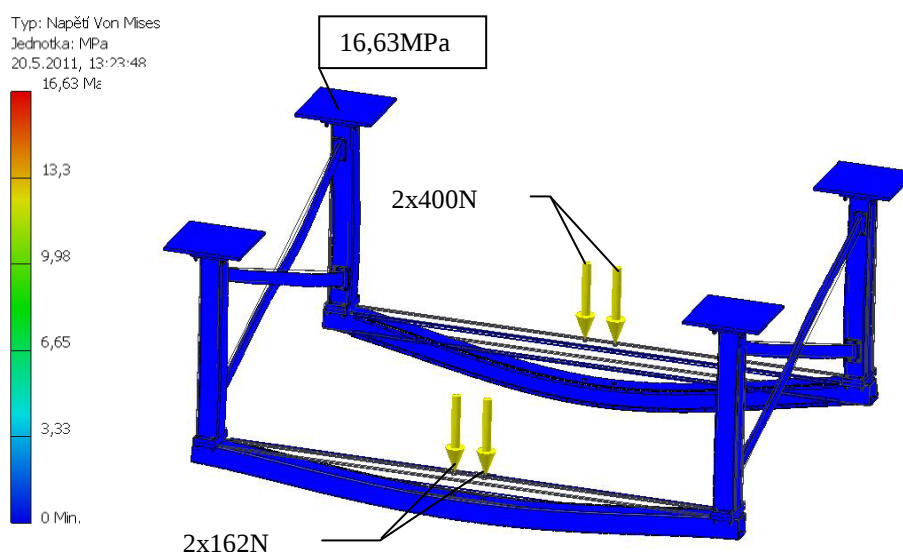
8 Pevnostní analýza navrženého 3-osého manipulátoru

Pevnostní analýza byla provedena v nástavbě CAD systému Autodesk Inventor 2010

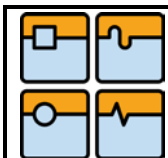
8.1 Pevnostní analýza nosné konstrukce 3-osého manipulátoru

Dílčí prvky nosné konstrukce navrženého 3-osého manipulátoru jsou zatíženy jak samotnou vahou celé konstrukce, tak především pojezdovým mechanismem osy X jež je tvořen levým a pravým hnaným pojezdovým vozíkem (Tyto vozíky jsou navzájem propojeny hliníkovým profilem, který nese pojezdový vozík osy Y). Pojezdové vozíky osy X přenášejí zatížení na nosnou konstrukci 3-osého manipulátoru prostřednictvím svých kladek, zejména pak horním párem kladek každého z pojezdových vozků osy X. Maximální zatížení nosné konstrukce lze očekávat ve dvou případech polohy pojezdového mechanismu osy X vůči nosné konstrukci. V prvním případě bude pojezdovým mechanismem osy X najeto do prostřed mezi stojny nosné konstrukce. Ve druhém případě do těsné blízkosti jedné ze stojen nosné konstrukce. V obou případech se bude pojezdový vozík osy Y vyskytovat v rámci hliníkového pojezdového profilu osy Y ve své pravé krajní poloze (tzn. blíže k pravému pojezdovému vozíku osy X, jež je hnaný a tedy i víc zatěžuje konstrukci). To znamená že maximální průhyb lze pochopitelně očekávat u pravého ocelového nosníku osy X a stejně tak i koncentrace napětí se bude vyskytovat v pravé části nosné konstrukce. Dvojice sil, která budou působit přes dva páry horních kladek pojezdového mechanismu osy X na pravý, potažmo levý ocelový nosník byly spočteny v kapitole 9.2.3, a jejich hodnota činí 800N pro pravý ocelový nosník a 324N pro levý ocelový nosník. Pro oba dva vyjmenované případy zjistíme maximální průhyby konstrukce a přesná místa vzniku (koncentrace) nejvyššího napětí a jeho hodnoty.

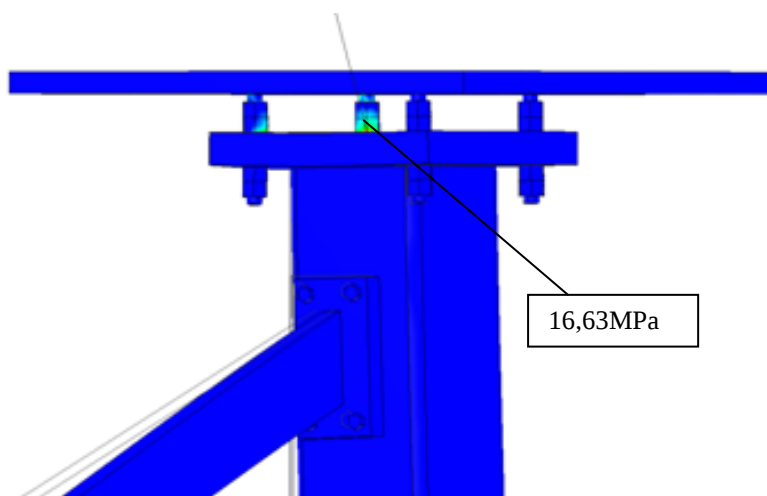
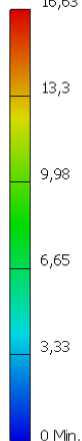
8.1.1 Zatížení ocelového nosníku vlivem sil vzniklých najetím pojezdového mechanismu osy X doprostřed mezi stojny nosné konstrukce



obr.49 Hlavní napětí v nosné konstrukci vzniklé zatížením dvěma dvojicemi sil (2x400N, 2x162N), které charakterizují zatížení od 4 kladek pojezdových vozků osy X.

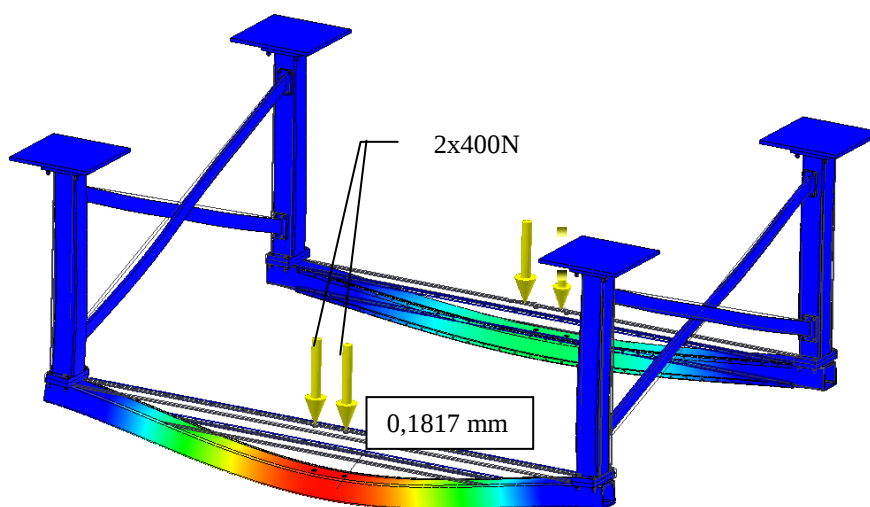
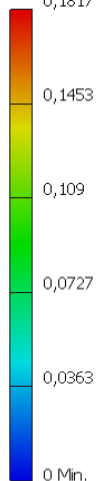


Typ: Napětí Von Mises
Jednotka: MPa
20.5.2011, 13:23:48
16,63 Max.



obr.50. Hlavní napětí v nosné konstrukci vzniklé zatížením dvěma dvojicemi sil ($2 \times 400\text{N}$, $2 \times 162\text{N}$) – detailnější přiblížení ukazuje přesné místo koncentrace napětí na pravé části nosné konstrukce, které je v patě svorníku.

Typ: Posunutí
Jednotka: mm
20.5.2011, 13:26:49
0,1817 Max.

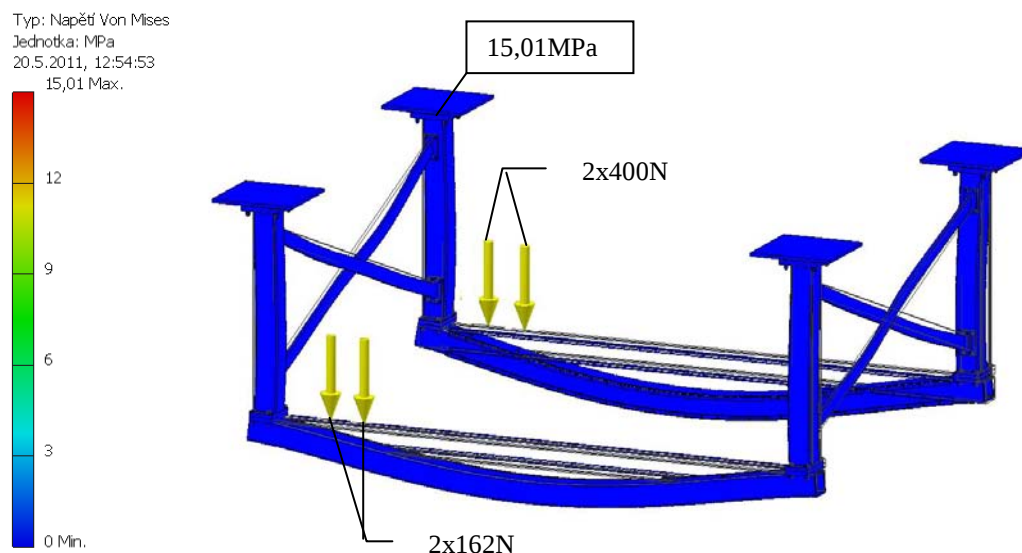


obr.51. Průhyb v nosné konstrukci vzniklý zatížením dvěma dvojicemi sil ($2 \times 400\text{N}$, $2 \times 162\text{N}$)

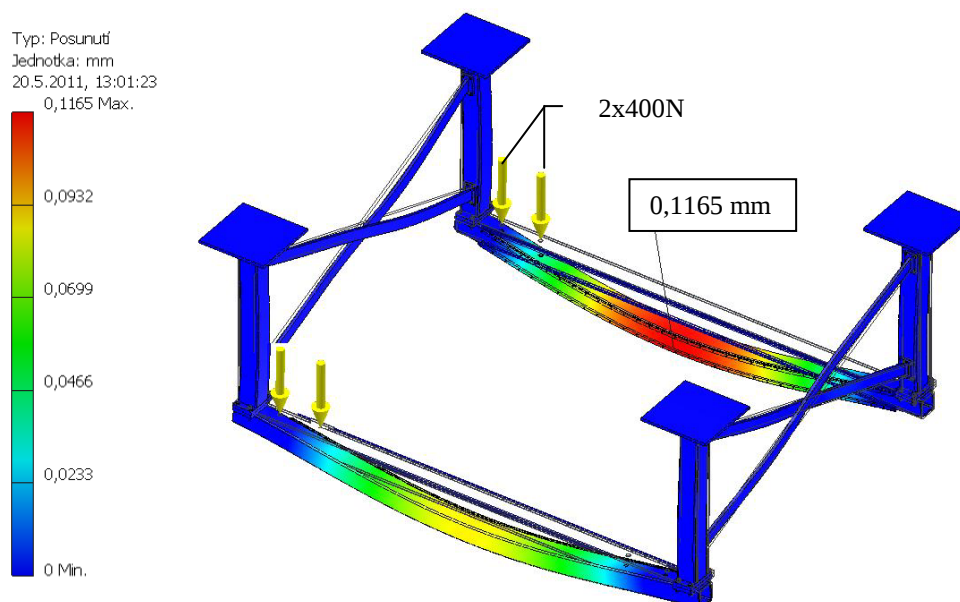
Zatížení ocelového nosníku dvěma dvojicemi sil o velikosti 400N a 162N způsobuje největší koncentraci napětí v patě svorníku určeného pro nivelaci konstrukce 3-osého manipulátoru. Hodnota 16,63MPa je výrazně pod mezí pevnosti běžných materiálů pro šroubové spoje (hodnota minimální pevnosti v tahu pro běžnou pevnostní třídu šroubů 6.6 činí 600MPa). Vzhledem k zatížení prostředku nosníku nabývá průhyb největší hodnoty pochopitelně zde a jeho hodnota činí 0,187mm.



8.1.2 Zatížení ocelového nosníku vlivem sil vzniklých najetím pojezdového mechanismu osy X do těsné blízkosti stojny nosné konstrukce



obr.52. Hlavní napětí v nosné konstrukci vzniklé zatížením dvěma dvojicemi sil (2x400N, 2x162N), které charakterizují zatížení od 4 kladek hnaného pojezdového vozíku osy X



obr.53. Průhyb v nosné konstrukci vzniklý zatížením dvěma dvojicemi sil (2x400N, 2x162N)

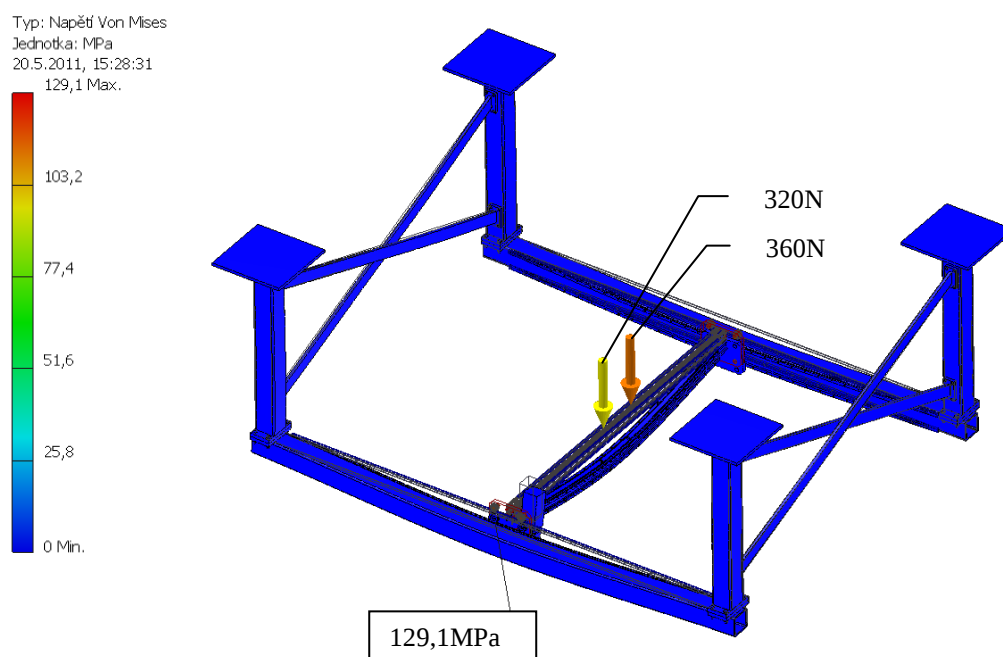
Zatížení ocelového nosníku dvěma dvojicemi sil o velikosti 400N a 162N způsobuje největší koncentraci napětí opět v patě stejného svorníku. Hodnota tohoto maximálního napětí v nosné konstrukci 3-osého manipulátoru je přibližně o 1.5MPa nižší než v předchozím případě, což si lze vysvětlit tím, že i přes teoreticky větší

tahové namáhání svorníku v tomto případě, má větší vliv na výsledné napětí v patě svorníku ohybové napětí, které u prvního případu namáhání konstrukce dosahuje vyšší hodnoty z důvodu působení zatěžující dvojice sil na větším rameni.

8.2 Pevnostní analýza hliníkového profilu pojezdu osy Y

Hliníkový profil, který spojuje oba dva pojezdové vozíky osy X a tvoří tak pojezdový mechanismus osy X, bude zatížen dvojicí sil, které představují zatížení vyvozené párem horních kladek pojezdového vozíku osy Y. Vzhledem k výpočtu maximálního průhybu a maximální koncentrace napětí v hliníkovém profilu osy Y (potažmo v celé soustavě pojezdu osy X) nás budou zajímat dvě polohy pojezdového vozíku osy Y, který prostřednictvím svých kladek způsobuje zatížení profilu osy Y. Maximální průhyb hliníkového profilu lze očekávat opět při najetí pojezdového vozíku osy Y na jeho prostředek. Maximální hodnota koncentrace napětí může vzniknout u hliníkového profilu osy Y, potažmo v celém pojezdovém mechanismu osy X, jak při najetí pojezdového vozíku osy Y na prostředek hliníkového profilu, tak může maximální hodnota koncentrace napětí vzniknout i při najetí vozíku osy Y do jedné z jeho krajních poloh. Síly, které budou působit přes kladky pojezdového mechanismu osy Y na pravou, potažmo levou část hliníkového profilu osy Y (tzn. na pravý či levý pojezdový vozík osy X) byly spočteny v kapitole 7.2.2 a jejich hodnota činí 320N a 362N. Pro oba dva vyjmenované případy zjistíme tedy maximální průhyby konstrukce a přesná místa vzniku (koncentrace) nejvyššího napětí a jeho hodnoty. Je třeba zmínit, že hodnota spočteného průhybu hliníkového profilu v sobě bude už zahrnovat i vliv průhybu profilu ocelového, jelikož ho hliníkový profil a s ním i celý pojezdový mechanismus osy X též prohýbá.

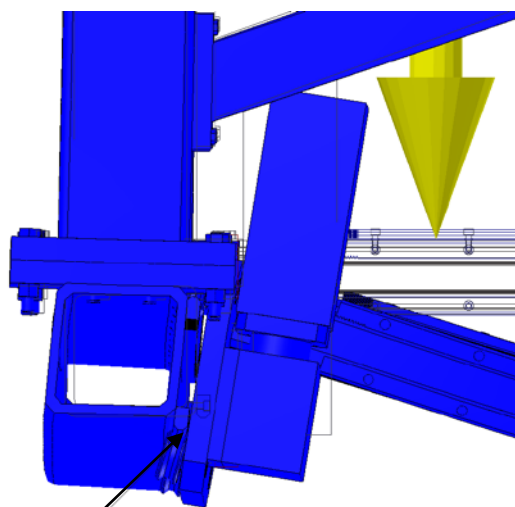
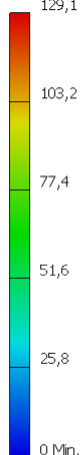
8.2.1 Zatížení hliníkového profilu vlivem dvojice sil vzniklých najetím pojezdového vozíku osy Y doprostřed tohoto profilu



obr.54. Hlavní napětí v hliníkovém profilu vzniklé zatížením dvojicí sil (320N,360N), která charakterizují zatížení od 2 kladek pojezdového vozíků osy Y.



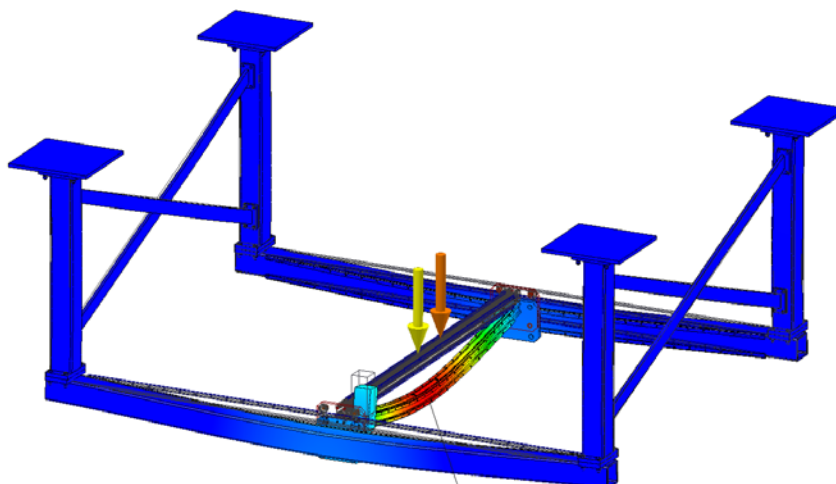
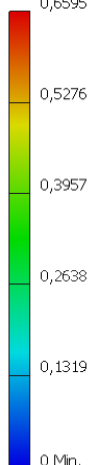
Typ: Napětí Von Mises
Jednotka: MPa
20.5.2011, 15:28:31
129,1 Max.



129,1MPa

obr.55. Hlavní napětí v hliníkovém profilu vzniklé zatížením dvojicí sil (320N,360N) – detailnější přiblížení ukazuje přesné místo koncentrace napětí, jež se nachází ve styku kladky hnaného pojezdového vozíku osy X se spodní vodící kolejničí.

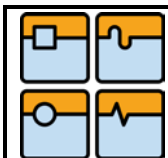
Typ: Posunutí
Jednotka: mm
20.5.2011, 15:32:58
0,6595 Max.



0,6595mm

obr.56. Průhyb v hliníkovém profilu vzniklé zatížení dvojicí sil (320N,360N)

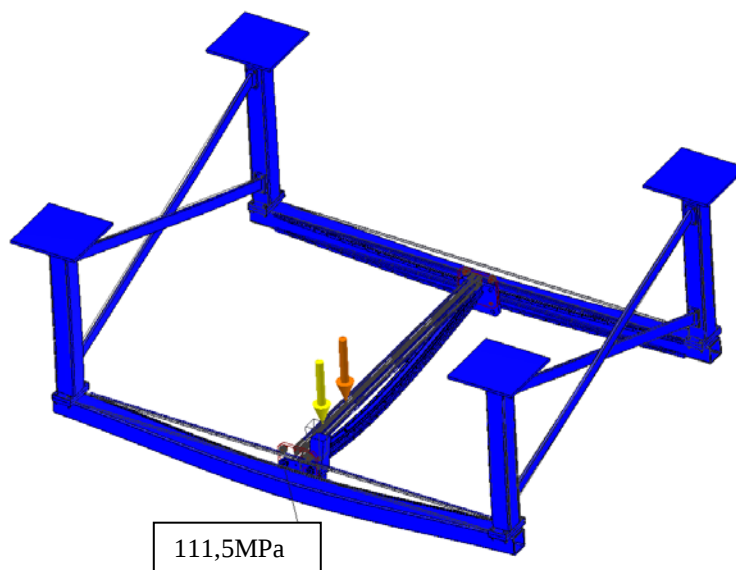
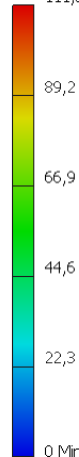
Zatížení hliníkového profilu dvěma dvojicemi sil o velikosti 320N a 360N způsobuje největší koncentraci napětí ve styku kladky hnaného pojezdového vozíku osy X se spodní vodící kolejničí uchycenou k nosné konstrukci 3-osého manipulátoru. Tato hodnota koncentrace napětí však může ještě narůst v případě, kdy pojezdový vozík osy Y najede do své krajní polohy na hliníkovém profilu do těsné blízkosti hnaného pojezdového vozíku osy X, a proto definitivní posouzení maximální hodnoty napětí vznikající v pojezdovém mechanismu osy X necháme až po analyzování i tohoto druhého případu. Na Hliníkový profil, jež je v tomto analyzovaném případě namáhán



dvojicí sil působících na jeho střed nabývá maximálního průhybu v důsledku zatížení těmito silami právě uprostřed a jeho hodnota činí 0,6595mm. Navrhovaný 3-osý manipulátor však nebude v této oblasti provádět žádnou manipulaci s výliskem a záliskem a proto nás s ohledem na posouzení hodnoty průhybu celého manipulátoru bude zajímat především hodnota průhybu v krajních polohách pojezdového vozíku osy Y, kde bude probíhat manipulace.

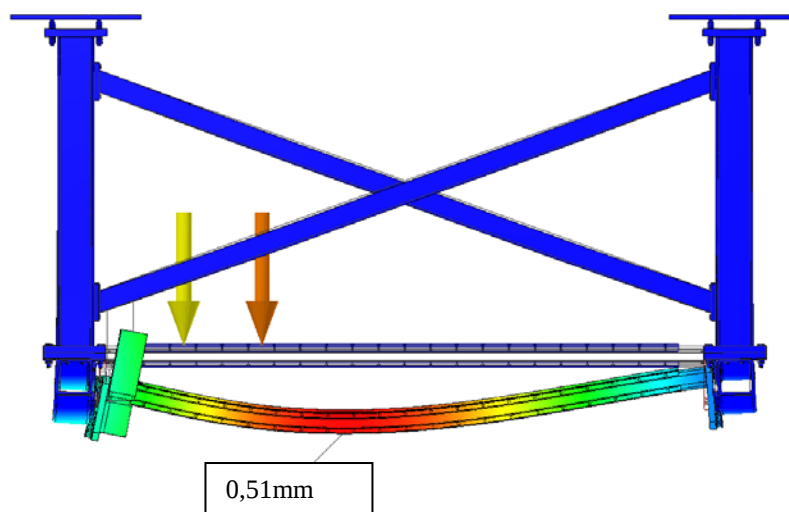
8.2.2 Zatížení hliníkového profilu vlivem dvojice sil vzniklých najetím pojezdového vozíku osy Y do krajní polohy tohoto profilu

Typ: Napětí Von Mises
Jednotka: MPa
20.5.2011, 14:47:31
111,5 Max.



obr.57. Hlavní napětí v hliníkovém profilu vzniklé zatížením dvojicí sil (320N,360N), která charakterizují zatížení od 2 kladek pojezdového vozíků osy Y.

Typ: Posunutí
Jednotka: mm
20.5.2011, 14:43:40
0,51 Max.



obr.58. Průhyb v hliníkovém profilu vzniklý zatížením dvojicí sil (320N,360N)

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 69
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Zatížení hliníkového profilu dvěma dvojicemi sil o velikosti 320N a 360N způsobuje opět největší koncentraci napětí ve styku kladky hnaného pojezdového vozíku osy X se spodní vodící kolejnicí, avšak koncentrace napětí zde již nedosahuje takové hodnoty jako v předešlém případě. Hodnota koncentrovaného maximálního napětí 129,1MPa z předešlého případu nepředstavuje pro kolejnice, kladky a její čepy jež jsou vyrobené z kvalitních legovaných oceli o vysoké pevnosti (58CrMoV4,100Cr6) závažný problém s ohledem na jejich správnou činnost a dlouhou životnost. Průhyb hliníkového profilu 0,51mm pro krajní polohu pojezdového vozíku ve kterém je zahrnut i vliv průhybu ocelového nosníku osy X bude z hlediska dosažení optimální přesnosti pro nasazení ložiska na trn formy a vyjmutí hotové kladky softwarově vykompenzován řídicím systémem manipulátoru.

9 Ekonomické vyhodnocení navrženého 3-osého manipulátoru

Posouzení ekonomické efektivity navrženého řešení vychází z kalkulace ceny navrhovaného 3-osého manipulátoru obsluhující dva vstřikolisy Arburg současně v porovnání s cenou dvou kusů integrovaných 3-osých manipulátorů Multilift Select od firmy Arburg, určených pro vstřikolisy Arburg A370, kdy každý obsluhuje jeden vstřikolís.

Pro tento výpočet byly použity informace o cenách od výrobců jednotlivých komponentů (motory, převodovky a jejich spojky a pastorky, frekvenční měniče, ozubené hřebeny a vodící kolejnice, mazací systém, koncové spínače, systémy energetických řetězců) a odborný odhad nákladů na výrobu netypizovaných částí, což je postačující pro ekonomické vyhodnocení navrženého řešení.

Tab.4 Cenová kalkulace navrženého 3-osého manipulátoru

Prvky navrhovaného 3-osého manipulátoru (bez efektorů)	Cena (Kč)
synchronní servomotor 1FK7033-7AK71SB0	16 220
synchronní servomotor 1FK7043-7AK71SB0	18 375
synchronní servomotor 1FK7043-7AH71SB0	24 206
šneková převodovka A30 pro motor 1FK7033-7AK71SB0	14 455
šneková převodovka A45 pro motor 1FK7043-7AK71SB0	17 640
šneková převodovka A45 pro motor 1FK7043-7AH71SB0	17 640
frekvenční měnič Sinamics S120 pro motor 1FK7033-7AK71SB0	21 805
frekvenční měnič Sinamics S120 pro motor 1FK7043-7AK71SB0	26 705
frekvenční měnič Sinamics S120 pro motor 1FK7043-7AHK71SB0	26 705
řídící systém Simotin	49 900
ozubené hřebeny (vysocelegovaná ocel 58CrMoV4), celková délka 8m (150eur/m)	29 400
vodící kolejnice (vysocelegovaná ocel 58CrMoV4) celková délka 8m (90eur/m)	17 640
ocelová konstrukce cca 825kg (jednotková cena 90 Kč/kg)	74 250
konstrukce z Al slitin cca 25kg hliník (jednotková cena 250 Kč/kg)	6 250
automatický mazací systém (odborný odhad výrobce)	29 400
pojezdový mechanismus - 2ks vozíky osy X, 1ks vozík osy Y,Z (deska 3ks, nerezová kladka 16 ks, ložisko 16ks, čep kladky 16ks, odborný odhad)	35 000
systém energetických řetězců, celková délka 8m (1500kč/m)	14 000
koncové spínače pevné dorazy (8ks)	10 000
spojovací materiál	2 500
cena montáže (jed. cena 550 Kč/hod) ; doba montáže (odborný odhad) – 160 hod.	88 000
CENA CELKEM	540 100

Tab. 5 Cena manipulátorů Multilift Select používaných u vstřikovacího lisu **Arburg**

3-osý manipulátor Multilift Select (bez efektoru) – 2ks	Cena (Kč)
CENA CELKEM	847 700

Varianta navrhovaného 3-osého manipulátoru vychází přibližně o 300 000 Kč levněji.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 71
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

10 Závěr

Cílem diplomové práce bylo zpracování návrhu 3-osého manipulátoru, který je součástí výrobního systému na výrobu napínací kladky. Pro zpracování návrhu bylo nutné navrhnout na základě technologického postupu výroby napínací kladky koncepci celého výrobního systému včetně návrhu jednotlivých technologických zařízení (vstřikovací lis, manipulátor a dopravník).

Pro stanovení základní koncepce řešení výrobního systému byly popsány možnosti řešení jednotlivých technologických uzlů s uvedením jejich technického popisu, funkce, případně jejich výhod či nevýhod pro použití. Výběr jednotlivých komponentů byl proveden na základě nejnovějších informací z oblasti plastikářského průmyslu a průmyslové automatizace výrobních procesů. Na základě těchto důležitých informací byla zvolena celková koncepce výrobního systému a výběr jednotlivých komponentů včetně uvedení důvodu pro jejich volbu s ohledem na stanovené podmínky pro řešení výrobního systému a to produkovat 1,7 milionů kusů výlisků napínací kladky ročně tak, aby byla zajištěna plynulost výroby při 3-směnném provozu za dodržení pokud možno maximální ekonomické efektivnosti celého projektu. Takto zvolená celková koncepce výrobního systému byla základem pro vytvoření konstrukčního řešení 3-osého manipulátoru. Při konstrukčním řešení 3-osého manipulátoru byl brán zřetel na co možná nejednodušší výrobu, montáž a údržbu zařízení při zachování celkové spolehlivosti systému v provozu.

Správnost navrženého řešení z hlediska produkce výroby (výroba 1,7 mil ks/rok) byla ověřena výpočtem a navržené řešení vyhovuje stanoveným podmínkám.

Dimenzování navržených konstrukčních prvků včetně výběru použitých materiálů bylo rovněž prověřeno výpočtem a z hlediska pevnostního vyhovuje navržená konstrukce ve všech svých parametrech daným požadavkům. Vstupní údaje (parametry, pevnostní údaje atd.), které byly použity při výpočtech byly převzaty z technické databáze jednotlivých výrobců použitých komponentů (materiálů).

Bylo provedeno porovnání pořizovacích nákladů navrženého konstrukčního řešení 3-osého manipulátoru obsluhujícího oba vstřikovací lisy současně s technickým řešením dodavatele vstřikovacích lisů Arburg, který řeší manipulaci s polotovary (výlisky) použitím dvou kusů 3-osých integrovaných manipulátorů Multilift Select pro každý vstřikovací lis zvlášť.

Vykalkulovaná cena navrženého 3-osého manipulátoru je téměř o 40% nižší než náklady na pořízení dvou kusů 3-osých integrovaných manipulátorů což potvrzuje správnost zvolené koncepce.

Závěrem je možno konstatovat, že navržené řešení 3-osého manipulátoru splňuje základní stanovené podmínky pro zajištění výroby napínací kladky, která je součástí rozvodového napínacího mechanismu pro pohon agregátů spalovacího motorů.

11 Přehled použitých zdrojů

- [1] MAREK, Jiří. *MM průmyslové spektrum : Konstrukce CNC obráběcích strojů*, 2006, Speciální vydání. ISSN 1212-2572
- [2] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů 1. vyd.* [s.l.] : [s.n.], 1986. 145 s. ISBN 55-600-86
- [3] SKAŘUPA, Jiří . *Průmyslové roboty a manipulátory*. Ostrava : Editační středisko VŠB - TUO, 2007. 229 s.
- [4] VELÍŠEK, Karol,KATALINIČ, Branko, JAVOROVÁ, Angela. *Priemyselné roboty a manipulátory*. Bratislava, 2006. 183s. ISBN 80-227-2492-0
- [5] KOLÁČNÝ, Josef. *Elektrické pohony*. Brno : VUT Brno, 2006. 127 s
- [6] DVOŘÁK, Jaroslav. *Moderní trendy ve výrobě vstřikovacích lisů*. Brno, 2008. 30s. Bakalářská práce. VUT Brno.
- [7] FLEKAL, Lukáš. *Koncové efektory v průmyslové robotice*. Brno, 2009. 65 s. Bakalářská práce. VUT Brno.
- [8] URL: < <http://www.arburg.com> >
- [9] URL: < <http://www.gudel.com> >
- [10] URL: < <http://intellidrives.com/LinearServoMotors.htm> >
- [11] URL: < <http://www.thomsonlinear.com> >
- [12] URL: < <http://www.hzpt.com> >
- [13] URL: < www.rem-technik.cz >
- [14] URL: < <http://www.sipor.cz/vyrobky.htm> >
- [15] URL: < <http://www.siemens.com> >
- [16] URL: < <http://www.schunk.com> >
- [17] URL: < <http://www.wittmann-group.cz> >

12 Seznam použitých symbolů

A_1	Množství plastu (1-násobná forma)	g
A_4	Množství plastu (4-násobná forma)	g
a_x	Zrychlení osy X	$m \cdot s^{-2}$
a_y	Zrychlení osy Y	$m \cdot s^{-2}$
a_z	Zrychlení osy Z	$m \cdot s^{-2}$
C	Základní dynamická únosnost	N
D_{0X}	Rozteč pastorku osy X	mm
D_{0Y}	Rozteč pastorku osy Y	mm
D_{0Z}	Rozteč pastorku osy Z	mm
D_x	Průměr vodící kladky osy X	m
D_{ZY}	Průměr vodící kladky osy Z,Y	m
F_A	Výsledná síla působící na ložisko A	N
F_B	Výsledná síla působící na ložisko B	N
F_{GA}	Síla působící na ložisko A	N
F_{GM}	Síla působící na ložisko M	N
F_{GMN}	Síla působící na ložiska MN	N
F_{GIJ}	Síla působící na ložiska IJ	N
F_{YC}	Síla působící na ložiska C	N
F_{ZA}	Síla působící na ložisko A	N
F_{ZH}	Síla působící na ložisko H	N
F_{ZH}	Síla působící na ložisko H	N
F_{XP}	Síla působící na ložisko P	N
F_{XM}	Síla působící na ložisko M	N
F_{XX}	Výsledná síla působící na ložisko M(N)	N
F_x	Síla na pastorku osy X	N
F_y	Síla na pastorku osy Y	N
F_z	Síla na pastorku osy Z	N
$F_{x \max}$	Maximální zatížení od posuvové síly F_x	N
$F_{y \max}$	Maximální zatížení od posuvové síly F_y	N
$F_{z \max}$	Maximální zatížení od posuvové síly F_z	N
g	Gravitace	$m \cdot s^{-2}$
G_y	Tíha pojezdového vozíku osy Y	N
G_x	Tíha pojezdového vozíku osy X	N
i_{12X}	Převodovým poměr převodovky osy X	—
i_{12Y}	Převodovým poměr převodovky osy Y	—
i_{12Z}	Převodovým poměr převodovky osy Z	—
J_{PX}	Momentem setrvačnosti převodovky osy X	kgm^2
J_{PY}	Momentem setrvačnosti převodovky osy Y	kgm^2

J_{PZ}	Momentem setrvačnosti převodovky osy Z	kgm^2
J_{Xred}	Redukovaný moment setrvačnosti na hřídel motoru osy X	kgm^2
J_{Yred}	Redukovaný moment setrvačnosti na hřídel motoru osy Y	kgm^2
J_{Zred}	Redukovaný moment setrvačnosti na hřídel motoru osy Z	kgm^2
L_{10}	Základní trvanlivost ložiska	km
L_X	Základní trvanlivost dvouřadých ložisek M (N)	km
L_{YS}	Základní trvanlivost dvouřadého ložiska A pojezdu osy Y	km
L_{ZD}	Základní trvanlivost dvouřadých ložisek (E-H) pojezdu osy Z	km
m_K	Hmotnost kladky	kg
m_{P1}	Potřebné množství plastu (1-násobná forma)	kg
m_{P4}	Potřebné množství plastu (4-násobná forma)	kg
m_X	Hmotnost všech prvků osy X	kg
m_Y	Hmotnost všech prvků osy Y	kg
m_Z	Hmotnost všech prvků osy Z	kg
M_D	Dynamický moment motoru	Nm
M_M	Minimální požadovaný moment motoru	Nm
M_N	Jmenovitý moment motoru	Nm
M_{PX}	Zatížení pastorku osy X od kroutícího momentu	Nm
M_{PY}	Zatížení pastorku osy Y od kroutícího momentu	Nm
M_{PZ}	Zatížení pastorku osy Z od kroutícího momentu	Nm
$M_{PX \max}$	Maximální zatížení pastorku osy X od kroutícího momentu	Nm
$M_{PY \max}$	Maximální zatížení pastorku osy Y od kroutícího momentu	Nm
$M_{PZ \max}$	Maximální zatížení pastorku osy Z od kroutícího momentu	Nm
M_{red}	Redukovaný moment motoru	Nm
M_{Xred}	Redukovaný moment motoru osy X	Nm
M_{Yred}	Redukovaný moment motoru osy Y	Nm
M_{Zred}	Redukovaný moment motoru osy Z	Nm
mod_Z	Modul pastorku osy X	–
mod_Y	Modul pastorku osy Y	–
mod_X	Modul pastorku osy Z	–
n_{1X}	Nominální otáčky motoru osy X:	ot / min
n_{1Y}	Nominální otáčky motoru osy Y:	ot / min
n_{1Z}	Nominální otáčky motoru osy Z:	ot / min
n_{2X}	Otáčky pastorku motoru osy X:	ot / min
n_{2Y}	Otáčky pastorku motoru osy Y:	ot / min
n_{2Z}	Otáčky pastorku motoru osy Z:	ot / min
P	Ekvivalentní dynamické zatížení	N
Q_{A370}	Plastifikační výkon vstřikovacího lisu Arburg A370	kg / hod
Q_{A570}	Plastifikační výkon vstřikovacího lisu Arburg A570	kg / hod

q	Počet vyráběných kladek ročně	ks
s_{x1}	Dráha pro dosažení rychlosti t_{x1}	m
s_{y1}	Dráha pro dosažení rychlosti t_{y1}	m
s_{z1}	Dráha pro dosažení rychlosti t_{z1}	m
t_k	Maximální čas na výrobu jedné kladky	s
t_{p1}	Minimální doba plastifikace při použití 1-násobné formy	s
t_{x1}	Čas na dosažení rychlosti v_x	s
t_{y1}	Čas na dosažení rychlosti v_y	s
t_{z1}	Čas na dosažení rychlosti v_z	s
v_x	Rychlost osy X	$m \cdot s^{-1}$
v_y	Rychlost osy Y	$m \cdot s^{-1}$
v_z	Rychlost osy Z	$m \cdot s^{-1}$
z_x	Počet zubů pastorku osy X	—
z_y	Počet zubů pastorku osy Y	—
z_z	Počet zubů pastorku osy Z	—
ε_{1x}	Úhlové zrychlení motoru osy X	$rad \cdot s^{-2}$
ε_{1y}	Úhlové zrychlení motoru osy Y	$rad \cdot s^{-2}$
ε_{1z}	Úhlové zrychlení motoru osy Z	$rad \cdot s^{-2}$
ε_{2x}	Úhlové zrychlení pastorku osy X	$rad \cdot s^{-2}$
ε_{2y}	Úhlové zrychlení pastorku osy Y	$rad \cdot s^{-2}$
ε_{2z}	Úhlové zrychlení pastorku osy Z	$rad \cdot s^{-2}$
η_{px}	Účinnost převodovky osy X	—
η_{py}	Účinnost převodovky osy Y	—
η_{pz}	Účinnost převodovky osy Z	—
μ	Koeficient tření	—

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

13 Seznam příloh

Katalogový list servomotorů Siemens řady 1FK7 Hight Dynamics

Katalogový list šnekové převodovky A30, A45 (Güdel)

Katalogový list kontaktních pneumatických efektorů (Schunk)

Katalogový list vyrovnávací jednotky (Schunk)

Katalogový list ozubeného hřebene / vodící kolejnice (Güdel)

Katalogový list pastorků (Güdel)

Katalogový list hliníkových a ocelových profilů (Güdel)

Výkres sestavy 3-osého manipulátoru

Kusovník