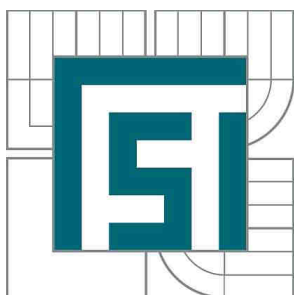


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKČNÍ NÁVRH MANIPULÁTORU OBROBKŮ

DESIGN OF MANIPULATOR FOR WORKPIECE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. LUBOMÍR PRUŠA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Lubomír Pruša

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

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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 manipulátoru obrobků

v anglickém jazyce:

Design of manipulator for workpiece

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte pro specifický stroj a obrobek manipulátor pro přesun obrobku z dopravního pásu do pracovního prostoru a hotový obrobek z pracovního prostoru do místa paletizace.

Technické parametry:

Hmotnost obrobku: max. 10 kg

Rozměry pracovního prostoru a směry přesunu obrobku: dle podkladové výkresové dokumentace

Doba taktu cyklu: dle upřesnění zadavatele

Cíle diplomové práce:

Vypracujte technickou zprávu s:

-koncepti umístění manipulátoru vzhledem k dopravníkům a pracovním strojům

-návrh a určení základních parametrů manipulátoru

-návrh pohonu a určení silových účinků na manipulátor

-pevnostní výpočet základní části manipulátoru

Nakreslete:

-celkovou sestavu manipulátoru

-jednotlivé podsestavy nebo dílenské výkresy dle pokynů vedoucího DP

Seznam odborné literatury:

DRAŽAN, F. JEŘÁBEK, K.: Manipulace s materiálem, SNTL/ALFA, 456 s., Praha, 1979

LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, vyd. Albra, 2003, s. 865, ISBN: 80-86490-74-2

GAJDŮŠEK, J. - ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skriptum VUT Brno 1988

Firemní literatura

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 16.11.2011

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá návrhem manipulátoru určeného k manipulaci řadících vidliček typů 1/5, 2/4, 3/7 a 6/R. Stroj má díly odebírat z pásu, který je transportuje ze značkovací stanice. Díly manipulátor přesouvá do rovnacího stroje. Srovnané kusy jsou transportovány na odkládací místo, odkud jsou robotem tříděny do beden a paletizovány. Součástí práce je návrh variant řešení, výběr nejvhodnější varianty, konstrukční zpracování této varianty a technické výpočty stěžejních částí manipulátoru. Dále práce obsahuje přiložené technické výkresy, výkresy sestavení a 3D model.

Klíčová slova

Manipulátor, řadící vidlička, rovnací stroj, paleta, efektor

Abstract

This master's thesis deals with design of manipulator which manipulate the types of shift forks 1/5, 2/4, 3/7 and 6/R. The machine takes parts from the belt, which transports them from mark station. Parts are moved to the straightening machine by manipulator. Straightened parts are transported on the storage place, from which are sorted into the boxes and palletized by robot. As a part of work is the proposal of alternativ solutions, selecting the best solution, the design of the chosen variant and technical calculations of the main parts of the manipulator. The work includes the accompanying drawings, assembly drawings and 3D model.

Keywords

Manipulator, gear shift, straightening machine, pallet, gripper

Bibliografická citace

PRUŠA, L. *Konstrukční návrh manipulátoru obrobků*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 84 s. Vedoucí diplomové práce
Ing. Jaroslav Kašpárek Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma konstrukční návrh manipulátoru obrobků vypracoval samostatně, pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka Ph.D., s pomocí pracovníků firmy KBH CZ. s.r.o Přerov a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne 25.5.2012

.....

Bc. Lubomír Pruša

Poděkování

Za obětavou pomoc, podporu, cenné připomínky a rady tímto děkuji vedoucímu mé diplomové práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi Ph.D. Dále chci poděkovat panu Ing. Milanovi Královi Ph.D., Ing. Miroslavu Almášimu, Ing. Josefu Vicencovi a pracovníkům firmy KBH Přerov. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat i své rodině a přítelkyni za podporu při studiu na vysoké škole.

Obsah

1 Úvod	9
2 Uspořádání obslužného prostoru	10
2.1 Popis automatizovaného provozu	11
2.2 Uložení dílu	11
3 Koncepční návrhy kinematiky	12
3.1 Podvěsný manipulátor s lineárním vertikálním posuvem	13
3.2 Podvěsný manipulátor s teleskopickým vertikálním posuvem.....	15
3.3 Kartézský manipulátor.....	17
3.4 Sloupový manipulátor.....	19
3.5 Manipulátor s lineárním vertikálním posuvem zavěšený na stěně	21
3.6 Dvouosý manipulátor s lineárním vertikálním posuvem	23
4 Výběr optimální varianty	25
4.1 Kritéria hodnocení	25
4.2 Hodnocení jednotlivých variant	26
5 Přehled a návrh subsystémů manipulátoru.....	27
5.1 Nosná konstrukce manipulátoru.....	28
5.1.1 Stojiny manipulátoru	28
5.1.2 Vodorovná dráha manipulátoru	29
5.2 Pohon osy x	31
5.2.1 Hydraulický pohon	31
5.2.2 Pneumatický pohon	32
5.2.3 Elektrický pohon	33
5.2.4 Volba pohonu vodorovné osy X.....	33
5.2.5 Návrh pastorku a ozubeného hřebene	34
5.2.6 Volba motoru a převodovky.....	37
5.3 Návrh lineárního vedení	39
5.3.1 Síly zatěžující lineární vedení	39
5.3.2 Volba lineárního vedení.....	40
6 Konstrukční řešení jednotlivých vozíků.....	41
6.1 Řešení pohonu a lineárního vedení	41
6.2 Řešení pohonu vozíku	42

6.3 Konstrukční návrh vozíku č.1	44
6.3.1 Lineární vedení osy y	45
6.3.2 Pneumatické prvky vozíku	46
6.3.3 Snímače polohy pohyblivých částí.....	50
6.4 Konstrukční návrh vozíku č.2	51
6.5 Automatický mazací systém manipulátoru	52
6.6 Koncové dorazy vozíků	53
6.7 Volba energetických řetězů	55
6.7.1 Návrh řetězů	55
6.7.2 Výpočet řetězu.....	56
7 Efektor	58
7.1 Požadavky na kontaktní efektor	59
7.2 Stanovení uchopovací síly	60
7.3 Výběr vhodného typu efektoru	63
7.4 Pevnostní analýza prstů efektoru	66
8 Časový rozbor	67
8.1 Výpočet doby pohybu osy X.....	67
9 Pevnostní analýza navrženého manipulátoru	71
9.1 Kontrola stojiny	71
9.2 Kontrola nosného profilu	73
10 Závěr	74
Přehled použitých zdrojů	75
Seznam použitých symbolů	77
Seznam obrázků.....	80
Seznam tabulek.....	82
Seznam příloh	83

1 Úvod

Tato diplomová práce se bude zabývat konstrukčním návrhem manipulátoru obrobku (řadicí vidličky) umístěným mezi dopravním pásem (paletou, na které je uložen obrobek), pracovním prostorem (rovnací stroj) a odkládacím paletizačním místem.

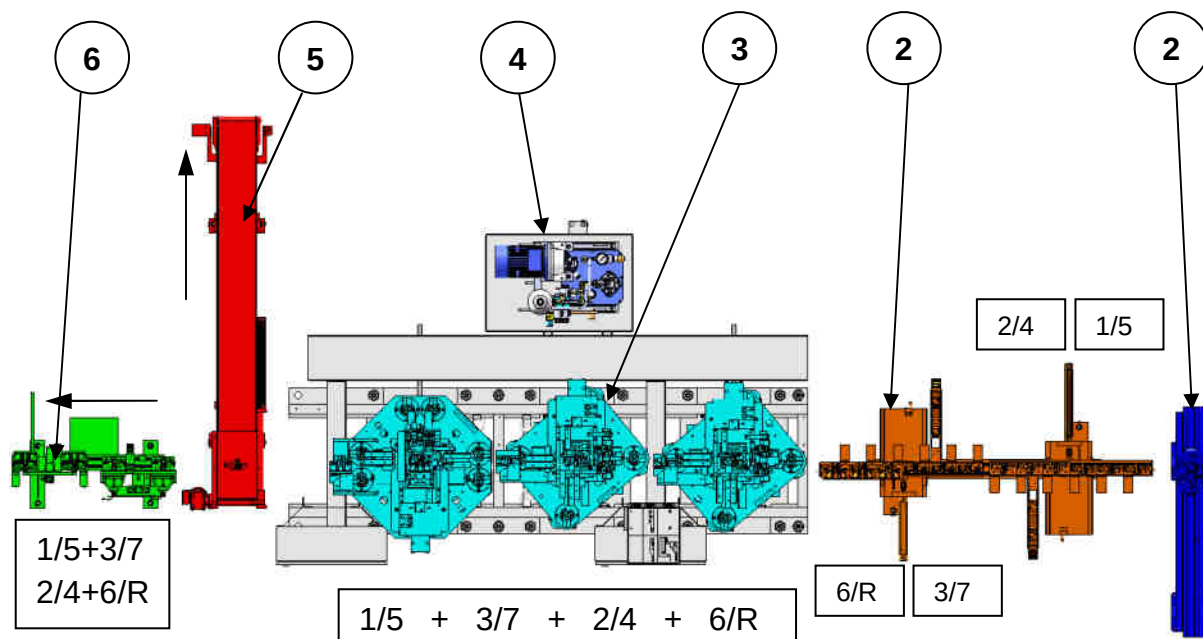
Proto bude navrženo několik variant řešení manipulátoru, provedeno technické porovnání těchto konstrukcí a vybrána jedna finální varianta. Tato varianta bude dále konstrukčně zpracována, budou provedeny technické výpočty a vytvořeny technické výkresy pro výrobu.

Manipulátor má sloužit k urychlení a zautomatizování pracovního procesu a také k nahrazení finančně náročného lidského faktoru. Konstrukční uspořádání manipulátoru vychází z požadavků zákazníka. Musí být zohledněno i rozmístění ostatních strojů v okolí.



Obr. 1.1 Předměty transportu

2 Uspořádání obslužného prostoru



Obr. 2.1 Dispoziční plánek s uspořádáním pracoviště

Schéma rovnací linky

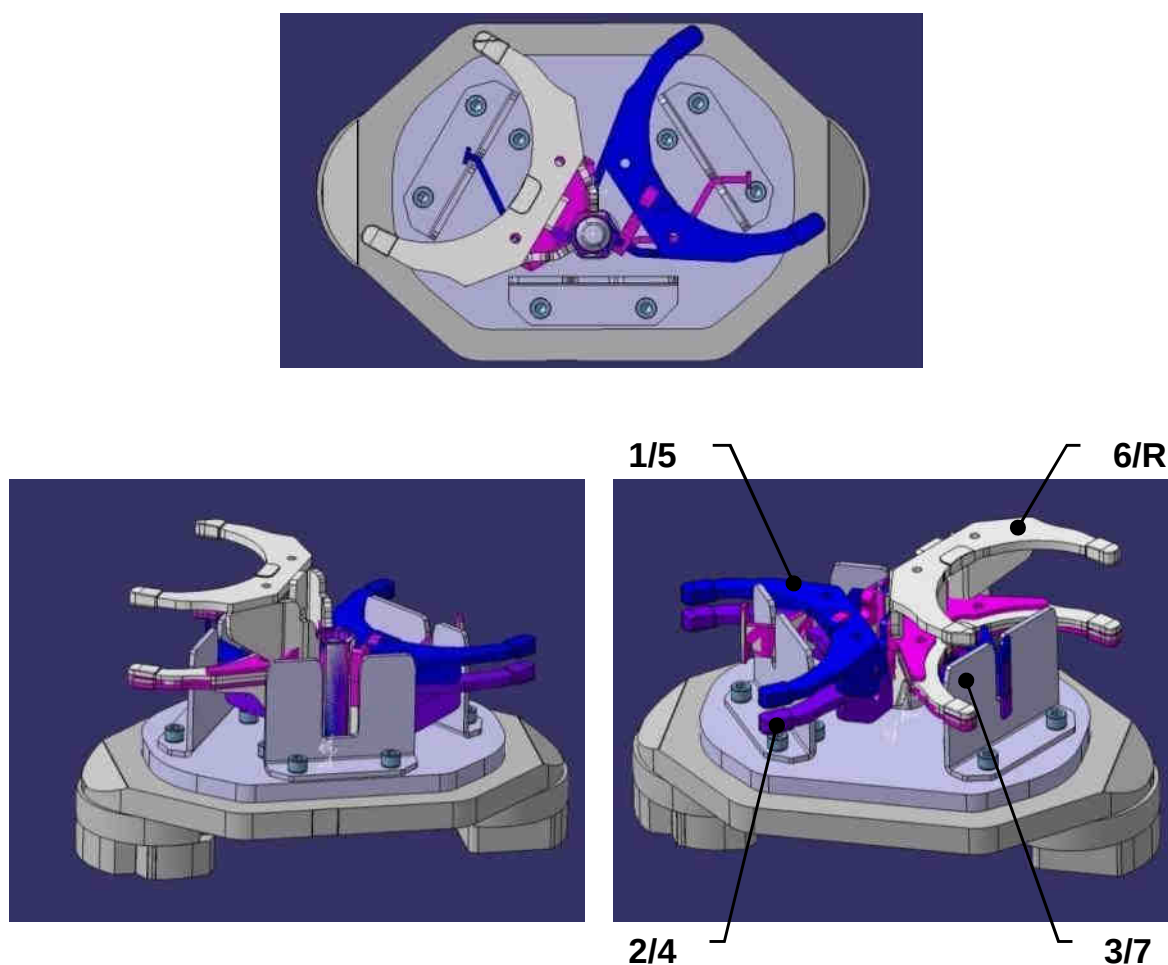
1. Vstupní paletový dopravník
2. Mezistanice
3. Rovnací stanice 1/5; 2/4; 3/7; 6/R
4. Hydraulický agregát
5. Dopravník na zmetky
6. Odkládací stanice (místo paletizace)

2.1 Popis automatizovaného provozu

Celý obsluhovaný provoz se skládá z několika pozic. Díl přijíždí na paletovém dopravníku z popisovací stanice. Paleta se zastaví na stopu a je vyzvednuta ve zvedací stanici, kde je připravena k odebrání. Další částí provozu je mezistanice. Tu můžeme chápat také jako zásobník dílů. Skládá se ze čtyř pozic a v každé z nich jsou uloženy čtyři díly. Mezistanice je osazena také snímači, které kontrolují správnost odloženého dílu v pozici. Z mezistanice díl putuje do stroje. Každý typ vidličky má svoji rovnací stanici. Po srovnání je díl přesunut do odkládací stanice. Z té je robotem přepraven do bedny a paletizován.

2.2 Uložení dílu

Z níže uvedených obrázků je zřejmé, že ne všechny čtyři typy vidliček jsou na paletě orientovány stejným směrem. Vidličky typu 1/5 a 2/4 (modrá a fialová) jsou pootočené o 120° oproti typům 3/7 a 6/R (růžová a šedá). Odebírací kleště prvního vozíku musí mít schopnost natáčet se, aby zvládly uchopit všechny typy dílů.



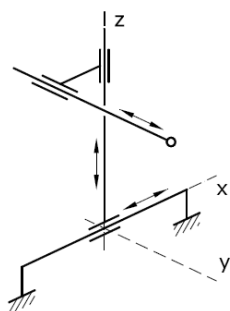
Obr. 2.2 Uložení vidliček na paletě

3 Koncepční návrhy kinematiky

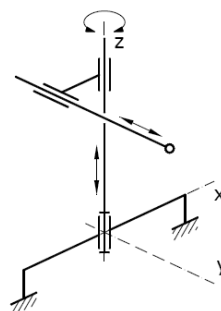
Mechanismy robotů a manipulátorů jsou reprezentovány kinematickými dvojicemi a jejich vazbami v prostoru, které tvoří kinematický řetězec. V analýze akčního členu systému manipulátoru má struktura složení kinematického řetězce významné místo podle toho do jaké míry ovlivňuje morfologii, vzhled a stavbu jednotlivých manipulátorů. Tento kinematický řetězec reprezentuje polohovací zařízení manipulátoru, které slouží k požadovanému ustavení referenčního bodu. [4]

V praxi se nejvíce rozlišují manipulátory základních kinematických struktur:

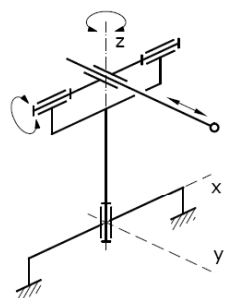
- tři translační kinematické dvojice TTT
- jedna rotační a dvě translační dvojice RTT
- dvě rotační a jedna translační dvojice RRT
- tři rotační dvojice RRR



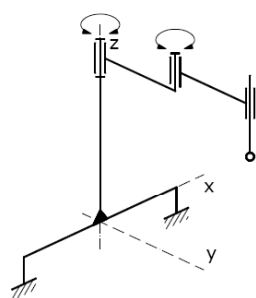
Obr. 3.1 - 1 Kinematická struktura T_x, T_z, T_y



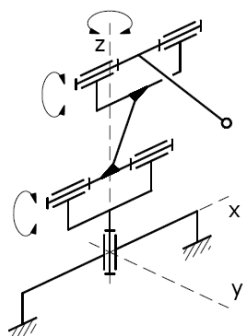
Obr. 3.1 - 2 Kinematická struktura R_z, T_z, T_y



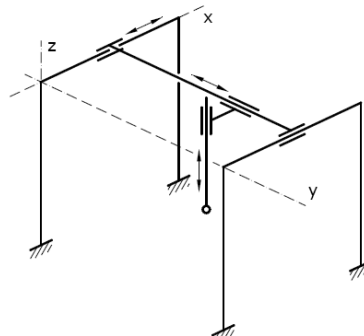
Obr. 3.1 - 3 Kinematická struktura R_z, R_x, T_y



Obr. 3.1 - 4 Kinematická struktura R_z, R_z, T_z



Obr. 3.1 - 5 Kinematická struktura R_z, R_x, R_x



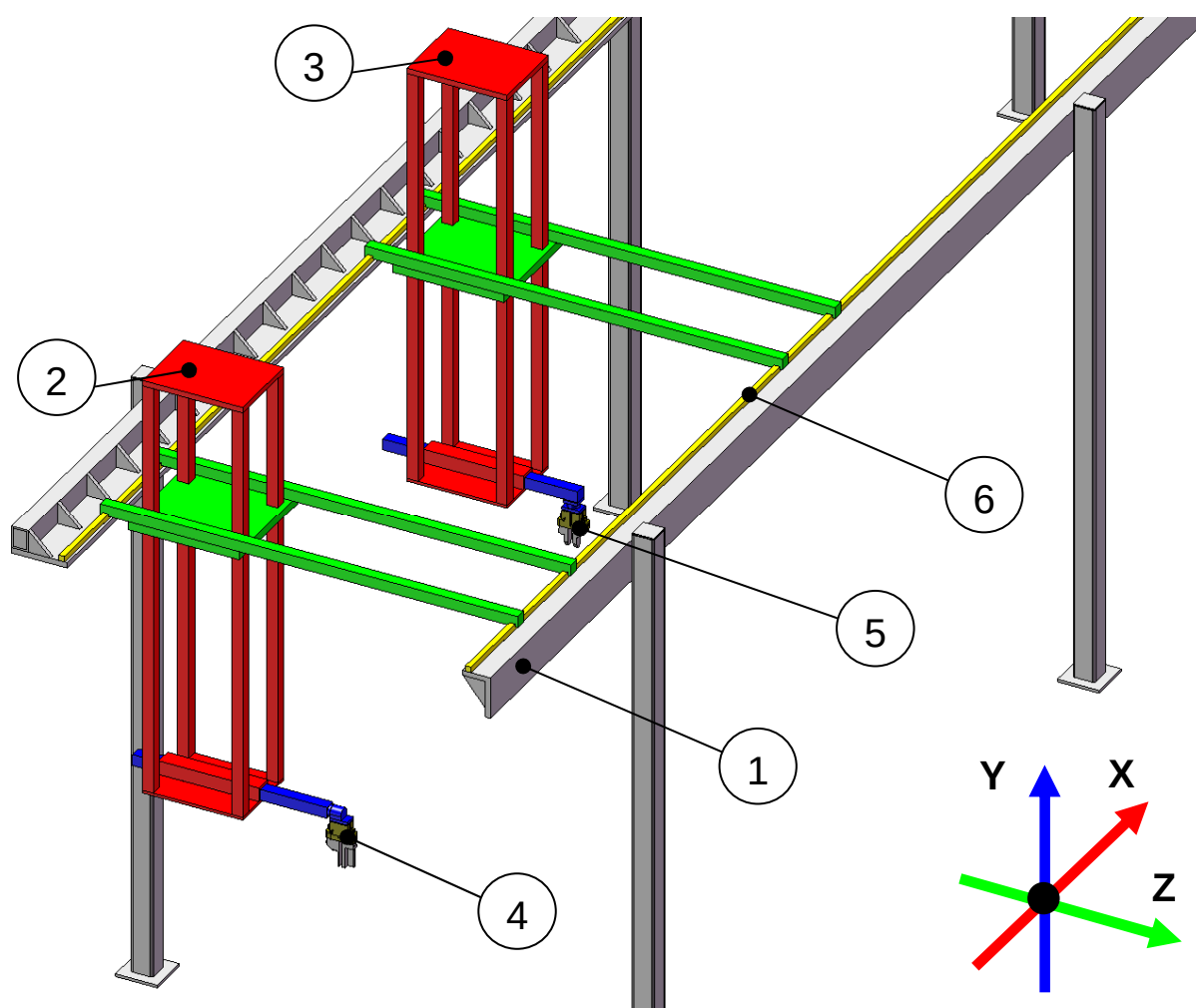
Obr. 3.1 - 6 Kinematická struktura T_x, T_y, T_z

Obr. 3.1 Kinematické struktury[4]

3.1 Podvěsný manipulátor s lineárním vertikálním posuvem

Jedná se o kartézský manipulátor typu TTT. Všechny hlavní pohyby vozíků jsou lineární. U vozíku č.1 jde zejména o pohyb nad prostor dopravníku dílů a z něj, u vozíku č.2 nad základací pozici stroje ve směru osy z . Následuje přesun pro díl a jeho vyzvednutí z palety a odložení vozíkem č.1, vyzvednutí a založení dílu do prostoru stroje vozíkem č.2 v ose y a přesun celých vozíků manipulátoru v horizontálním směru osy x .

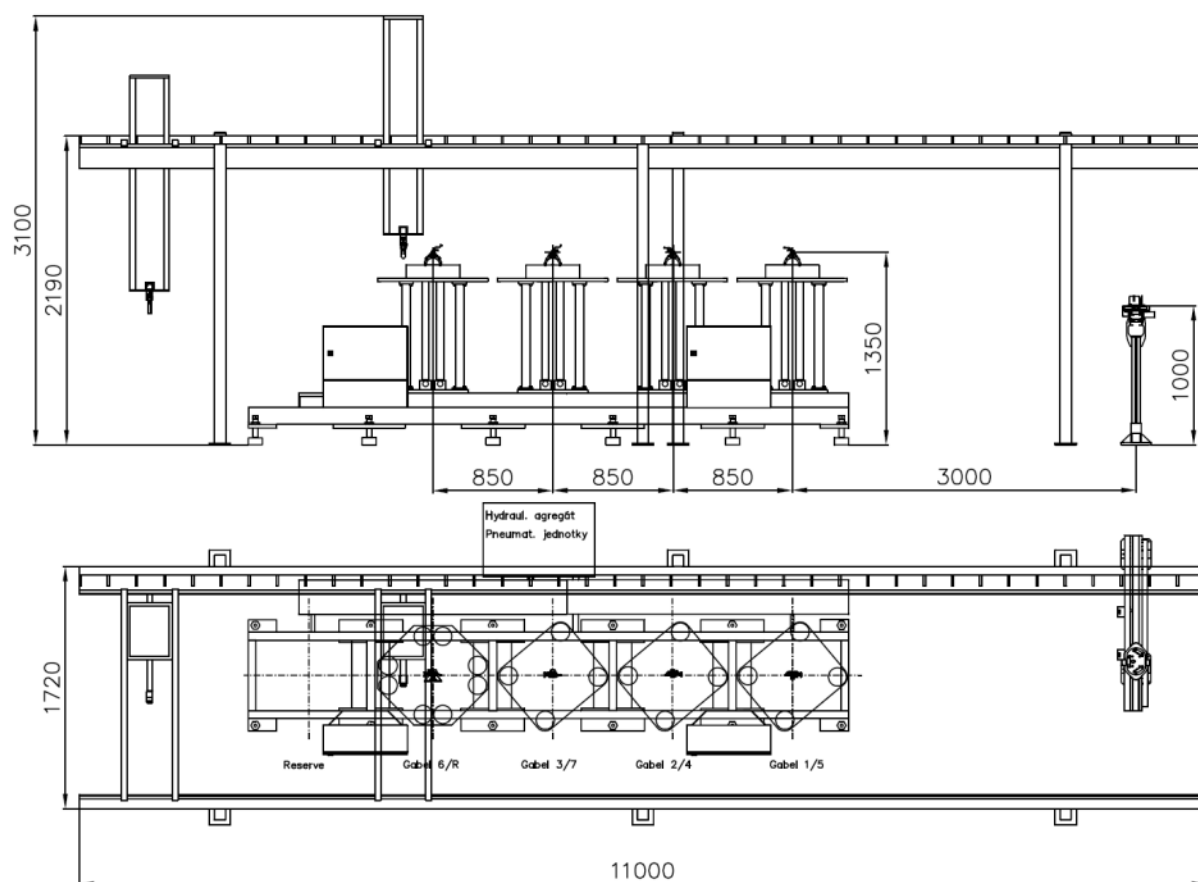
Oba vozíky jsou vybaveny koncovými efekty. Efektor vozíku č.1 dále může vykonávat vedlejší pohyb, tj. otáčení kolem osy z . Efektor druhého vozíku také vykonává vedlejší pohyb a to rotaci kolem osy y .



Obr. 3.2 Podvěsný manipulátor s lineárním vertikálním posuvem

- 1) Rám manipulátoru, 2) Vozík č.1, 3) Vozík č.2, 4) Efektor vozíku č.1, 5) Efektor vozíku č.2, 6) Vedení osy x

Vlastní přeprava dílu z dopravníku do stroje a ze stroje do místa paletizace probíhá nad strojem ve výšce 1,4 m nad podlahou. Prostor pro obsluhu před strojem, kolem dopravníku i kolem hydraulického agregátu zůstává zachován.



Obr. 3.3 Schéma polohy manipulátoru vzhledem k dopravníku, rovnacímu stroji a místu paletizace

Výhody:

- relativně jednoduchá kinematická konstrukce
- zůstává prostor před strojem, kolem dopravníku i přístup k agregátu

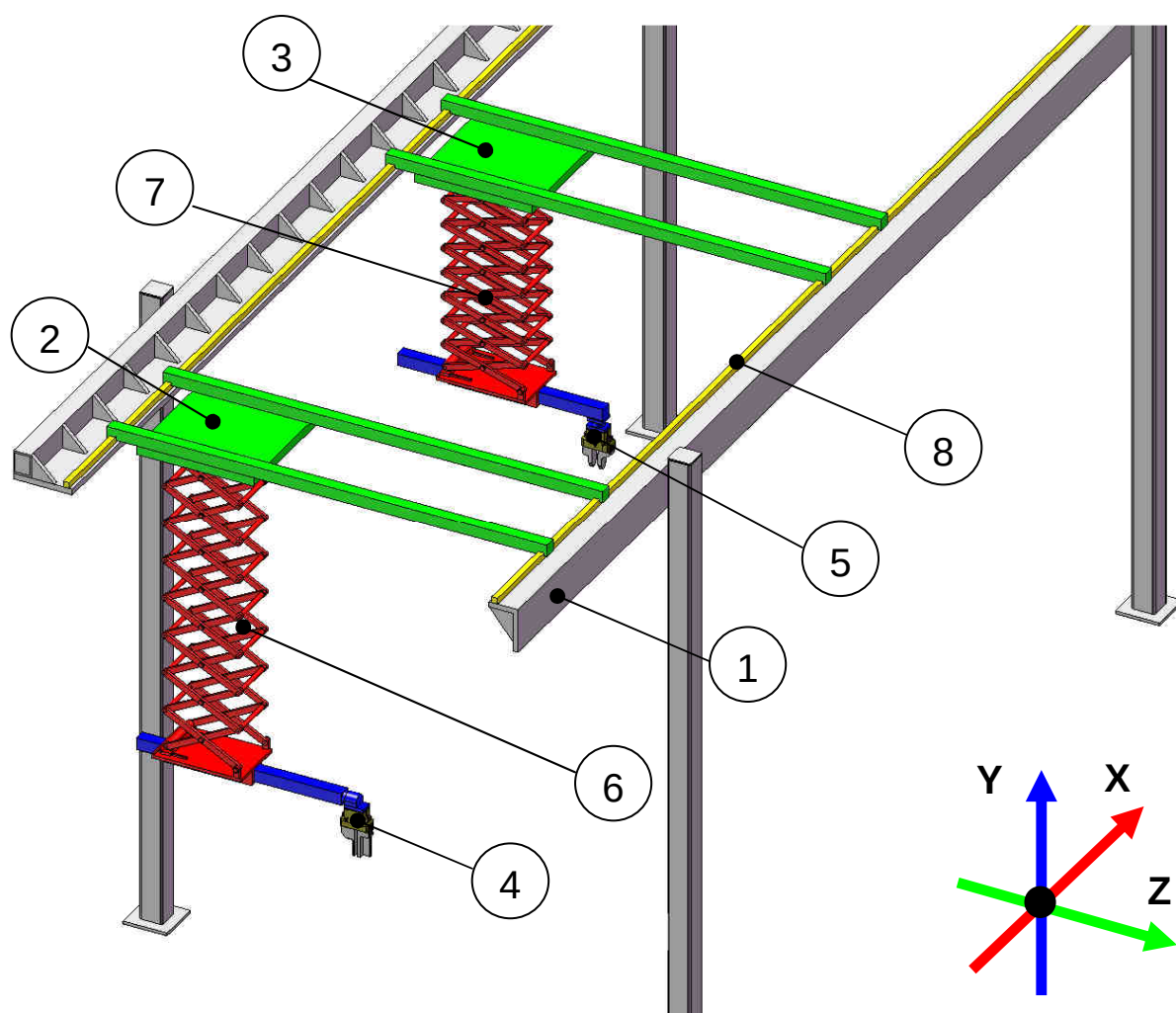
Nevýhody:

- vysoké přesouvané hmoty = velké setrvačné síly
- velká maximální výška konstrukce
- velké rozměry způsobené uložením kolejnic pro vertikální pohyb na dvou samostatných vzdálených nosnících

3.2 Podvěsný manipulátor s teleskopickým vertikálním posuvem

Jedná se o kartézský manipulátor typu TTT. U tohoto typu manipulátoru je pohyb nad prostorem dopravníku a prostorem stroje v osách x a z realizován lineárně a vertikální pohyb v ose y pro vyzvednutí, respektive založení dílu do rovnacího stroje je zajištěn pomocí teleskopického mechanismu.

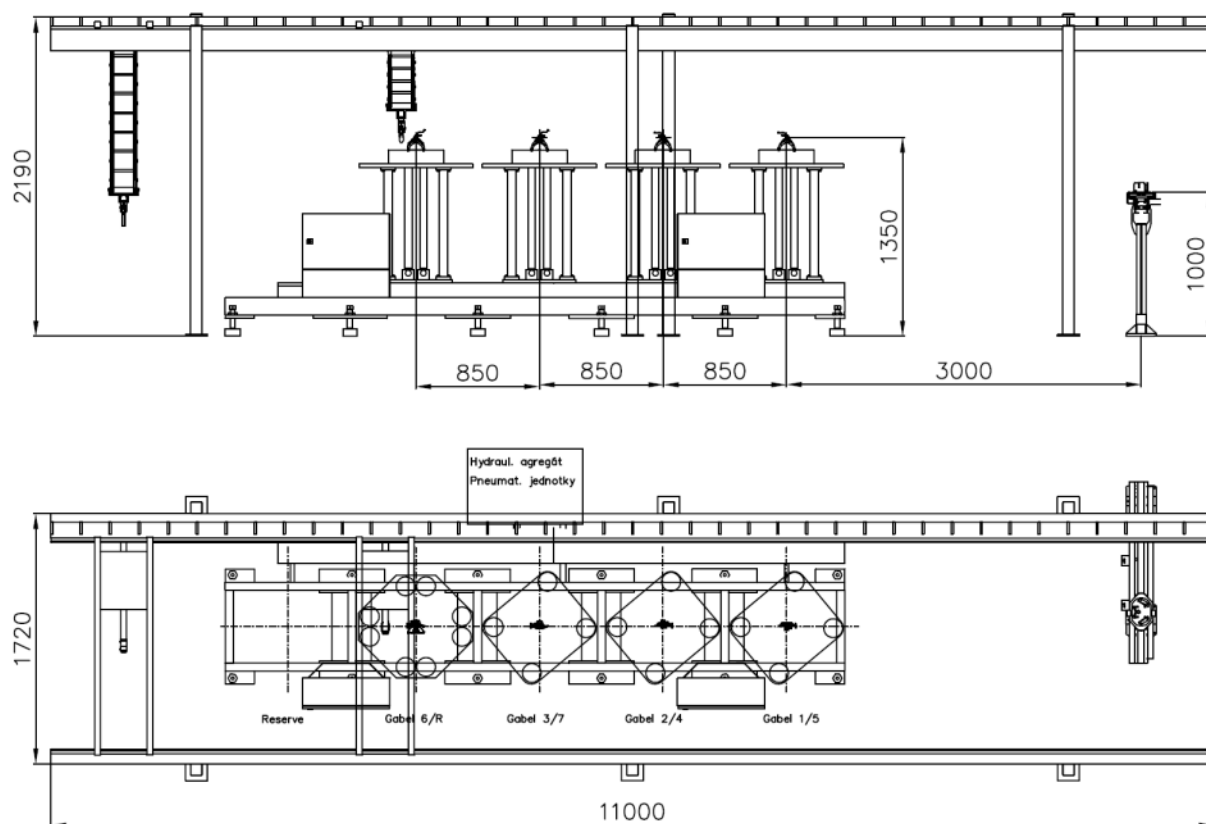
Oba vozíky jsou vybaveny koncovými efekty. Efektor vozíku č.1 dále může vykonávat vedlejší pohyb tj. otáčení kolem osy z , Efektor druhého vozíku také vykonává vedlejší pohyb a to rotaci kolem osy y .



Obr. 3.4 Podvěsný manipulátor s teleskopickým vertikálním posuvem

1) Rám manipulátoru, 2) Vozík č.1, 3) Vozík č.2, 4) Efektor vozíku č.1, 5) Efektor vozíku č.2, 6) Nůžkový mechanismus vozíku č.1, 7) Nůžkový mechanismus vozíku č.2, 8) Vedení osy x

Vlastní přeprava dílu z dopravníku do stroje a ze stroje do místa paletizace probíhá nad strojem ve výšce 1,4 m nad podlahou. Prostor před strojem, kolem dopravníku i přístup k hydraulickému agregátu stroje zůstává zachován.



Obr. 3.5 Schéma polohy manipulátoru vzhledem k dopravníku, rovnacímu stroji a místu paletizace

Výhody:

- relativně nízká zastavená plocha
- zůstává zachován prostor před strojem, kolem dopravníku i přístup k agregátu

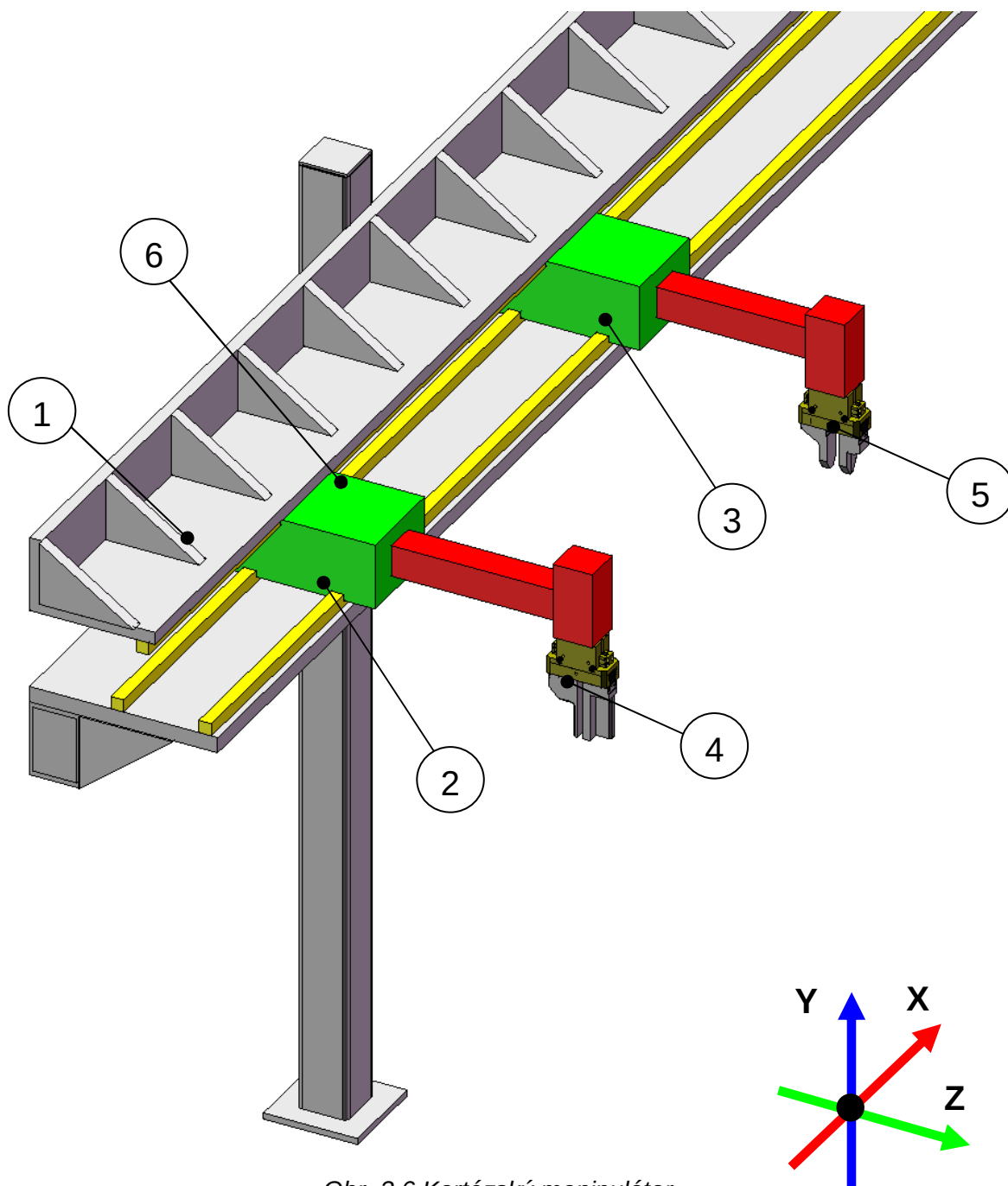
Nevýhody:

- velká složitost teleskopického mechanismu
- vysoké přesouvané hmoty = velké setrvačné síly
- minimální přesnost polohování
- velké rozměry způsobené uložením kolejnic pro vertikální pohyb na dvou samostatných vzdálených nosnících

3.3 Kartézský manipulátor

Manipulátor typu TTT, kde vertikální pohyb (osa y) vykonává samotný koncový efektor. Všechny pohyby ve třech kartézských osách jsou prováděny lineárně.

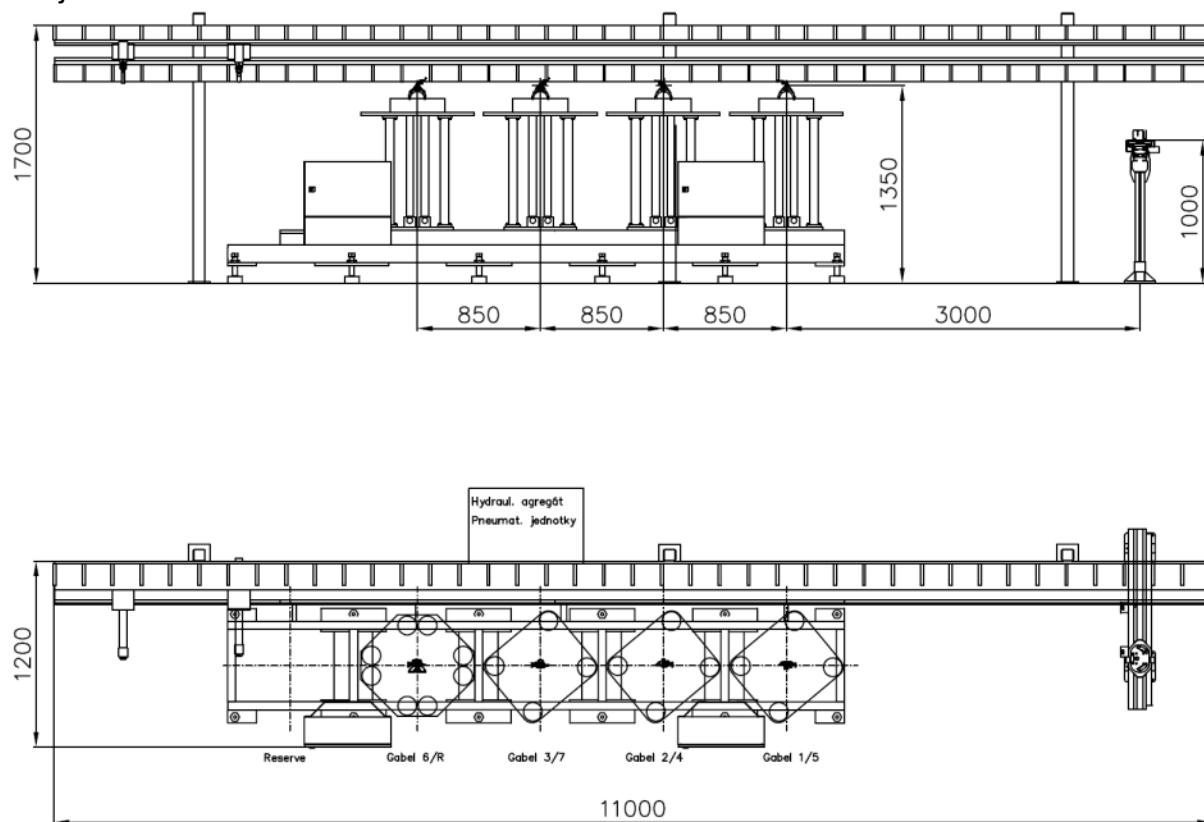
Oba vozíky jsou vybaveny koncovými efekty. Efektor vozíku č.1 dále může vykonávat vedlejší pohyb, tj. otáčení kolem osy y , Efektor druhého vozíku také vykonává vedlejší pohyb a to také rotaci kolem osy y .



Obr. 3.6 Kartézský manipulátor

1) Rám manipulátoru, 2) Vozík č.1, 3) Vozík č.2, 4) Efektor vozíku č.1, 5) Efektor vozíku č.2, 6) Vedení osy x

Přesun dílu probíhá ve výšce těsně nad dopravníkem a strojem a to asi 1,4 m nad podlahou. Při této variantě ovšem vzniká částečné zneprístupnění prostorů okolo stroje.



Obr. 3.7 Schéma polohy manipulátoru vzhledem k dopravníku, rovnacímu stroji a místu paletizace

Výhody:

- relativně jednoduchá kinematická posloupnost konstrukce
- nutnost malého zdvihu v ose y = snížení přesouvaných hmot
- relativně malé rozměry konstrukce

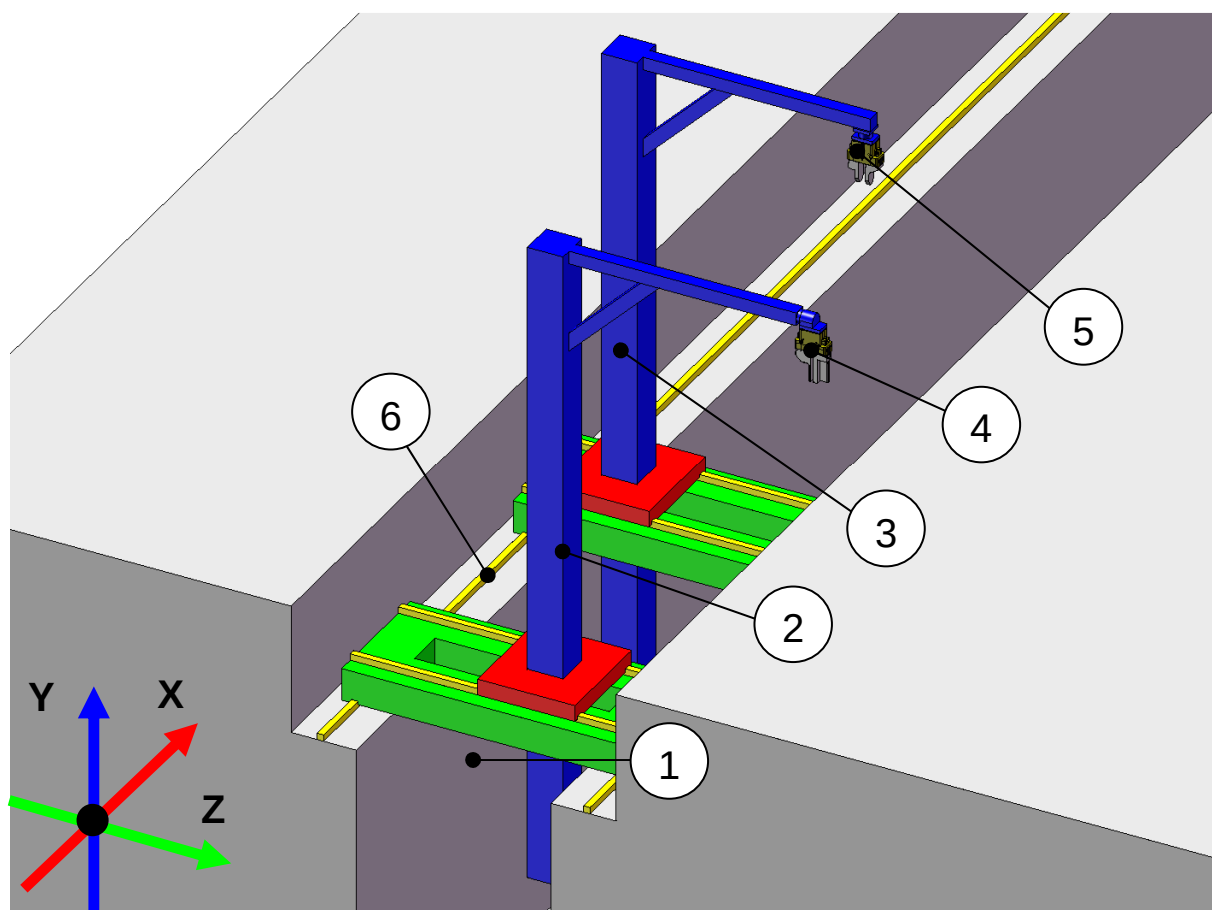
Nevýhody:

- velké nároky na přesnost uložení části pohybující se po kolejích
- nemožný průchod kolem dopravníku za stroj i k agregátu

3.4 Sloupový manipulátor

Tato varianta je manipulátor typu TTT. Díl je vyzvednut z palety (osa y), přesunut do transportní polohy (osa z) a poté transportován manipulátorem (osa X).

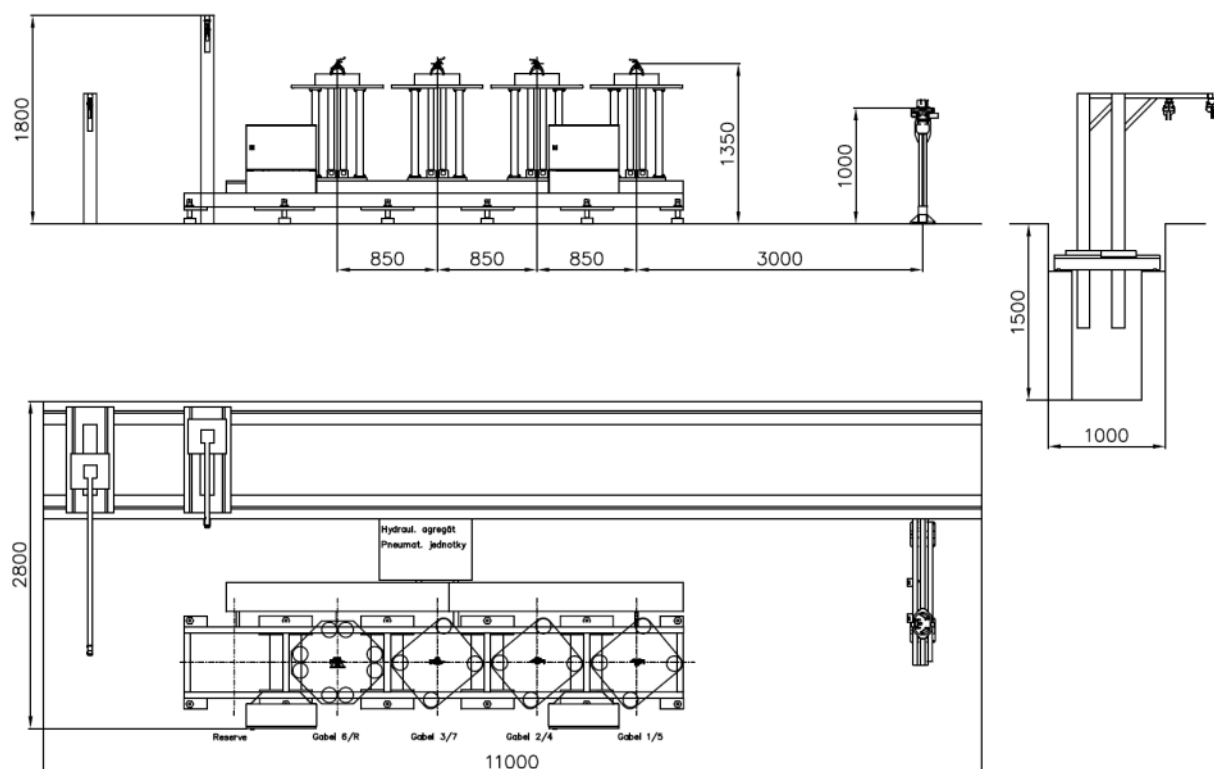
Oba vozíky jsou vybaveny koncovými efekty. Efektor vozíku č.1 dále může vykonávat vedlejší pohyb, tj. otáčení kolem osy z, Efektor druhého vozíku také vykonává vedlejší pohyb a to rotaci kolem osy y.



Obr. 3.8 Sloupový manipulátor

1) Výkop pro manipulátor, 2) Vozík č.1, 3) Vozík č.2, 4) Efektor vozíku č.1, 5) Efektor vozíku č.2, 6) Vedení osy x

Přesun dílu probíhá v úzkém prostoru nad jámou, která je vyhloubena pod podlahou. Varianta vyniká velkou úsporou místa v okolí stroje. Výhodou je možnost ukrytí celého manipulátoru pod zem.



Obr. 3.9 Schéma polohy manipulátoru vzhledem k dopravníku, rovnacímu stroji a místu paletizace

Výhody:

- relativně jednoduchá kinematická posloupnost konstrukce
- minimální nároky na prostor v okolí stroje
- zaručená bezpečnost pracovníků při výpadku proudu

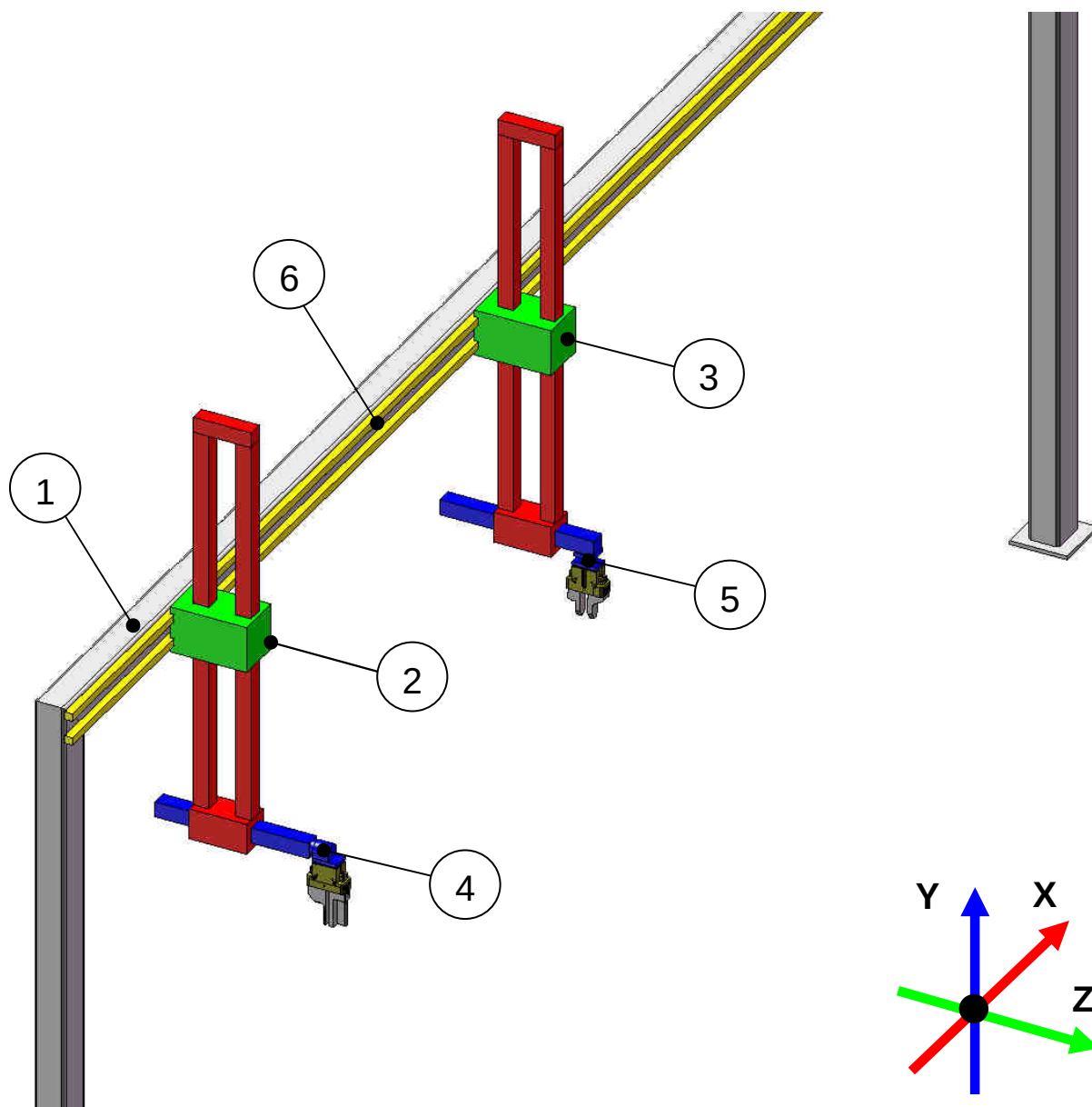
Nevýhody:

- složitější přístup k agregátu
- nutno provést hluboký výkop v těsné blízkosti stroje

3.5 Manipulátor s lineárním vertikálním posuvem zavěšený na stěně

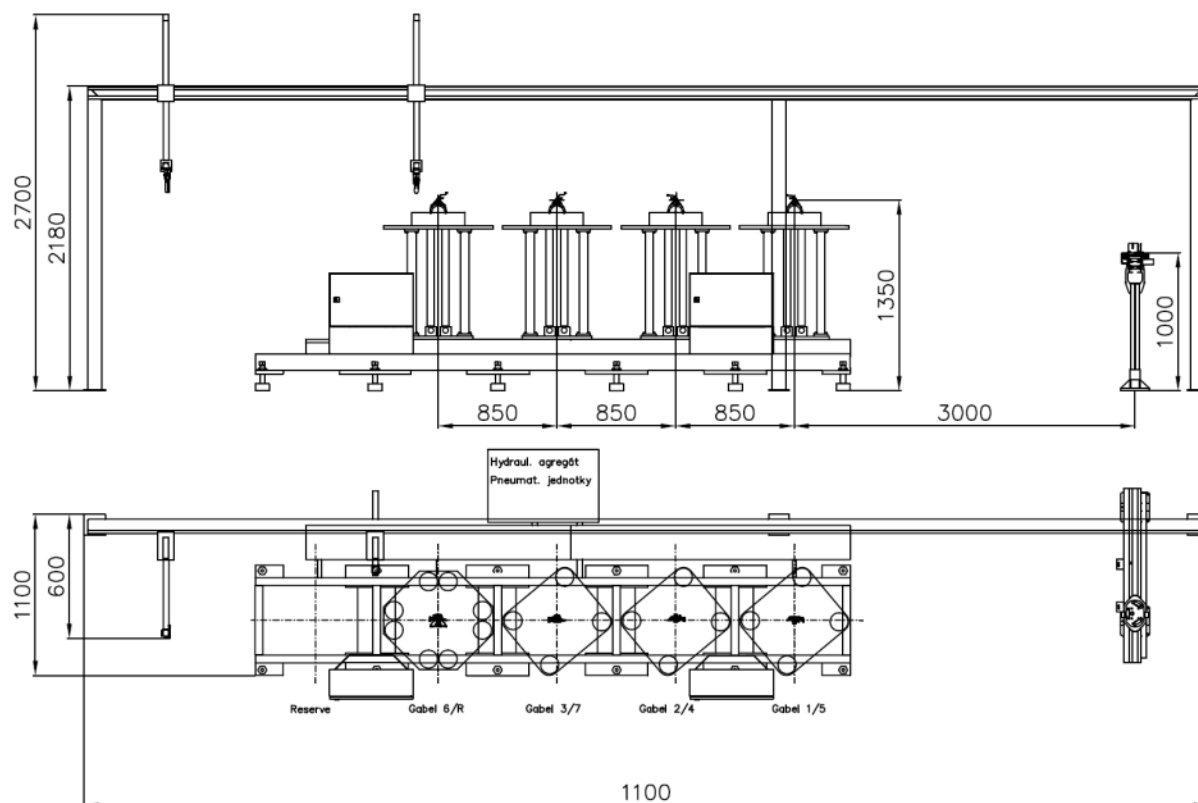
Jedná se o kartézský manipulátor typu TTT, kde pohyby ve všech třech osách jsou lineární. Lineární vedení ve směru osy x (horizontální pohyb mezi dopravníkem a strojem) je umístěno na rámu.

Oba vozíky jsou vybaveny koncovými efektory. Efektor vozíku č.1 dále může vykonávat vedlejší pohyb, tj. otáčení kolem osy z , Efektor druhého vozíku také vykonává vedlejší pohyb a to rotaci kolem osy y .



Obr. 3.10 Manipulátor s lineárním vertikálním posuvem zavěšený na stěně
1) Rám manipulátoru, 2) Vozík č.1, 3) Vozík č.2, 4) Efektor vozíku č.1, 5) Efektor vozíku č.2,
6) Vedení osy x

Přesun dílu probíhá v úzkém prostoru nad jámou, která je vyhloubena pod podlahou. Varianta vyniká velkou úsporou místa v okolí stroje.



Obr. 3.11 Schéma polohy manipulátoru vzhledem k dopravníku, rovnacímu stroji a místu paletizace

Výhody:

- zůstává zachován volný prostor před strojem kolem dopravníku i kolem agregátu
- možnost umístění manipulátoru blíže ke stroji využita umístěním vertikálního vedení na stěnu

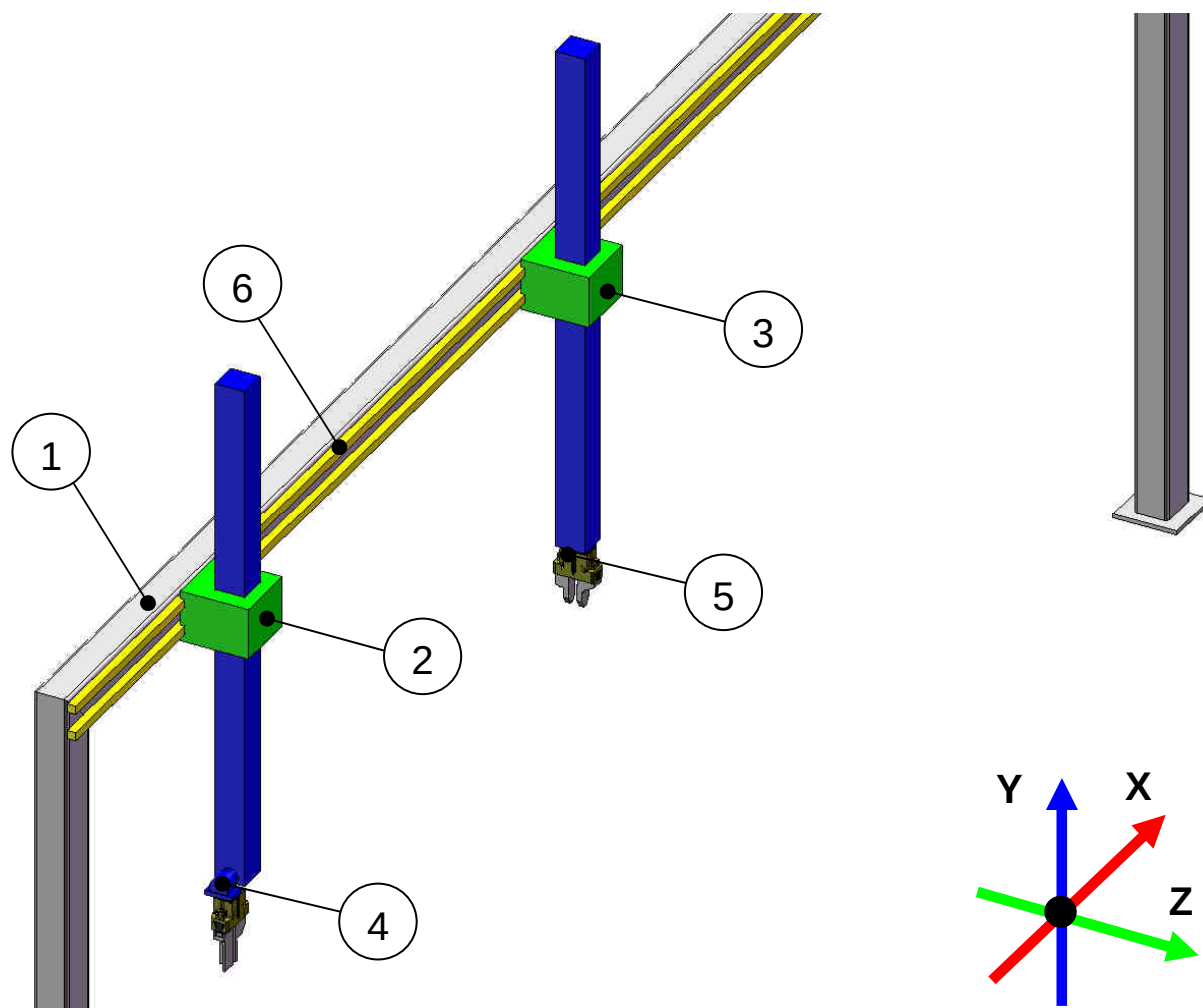
Nevýhody:

- velká maximální výška konstrukce manipulátoru

3.6 Dvouosý manipulátor s lineárním vertikálním posuvem

Jedná se o dvouosý kartézský manipulátor typu TTT. Pohyb je realizován pouze ve dvou hlavních osách a to x a y a tyto pohyby jsou lineární. Lineární vedení ve směru osy x (horizontální pohyb mezi zásobníky) je umístěno na stěnu.

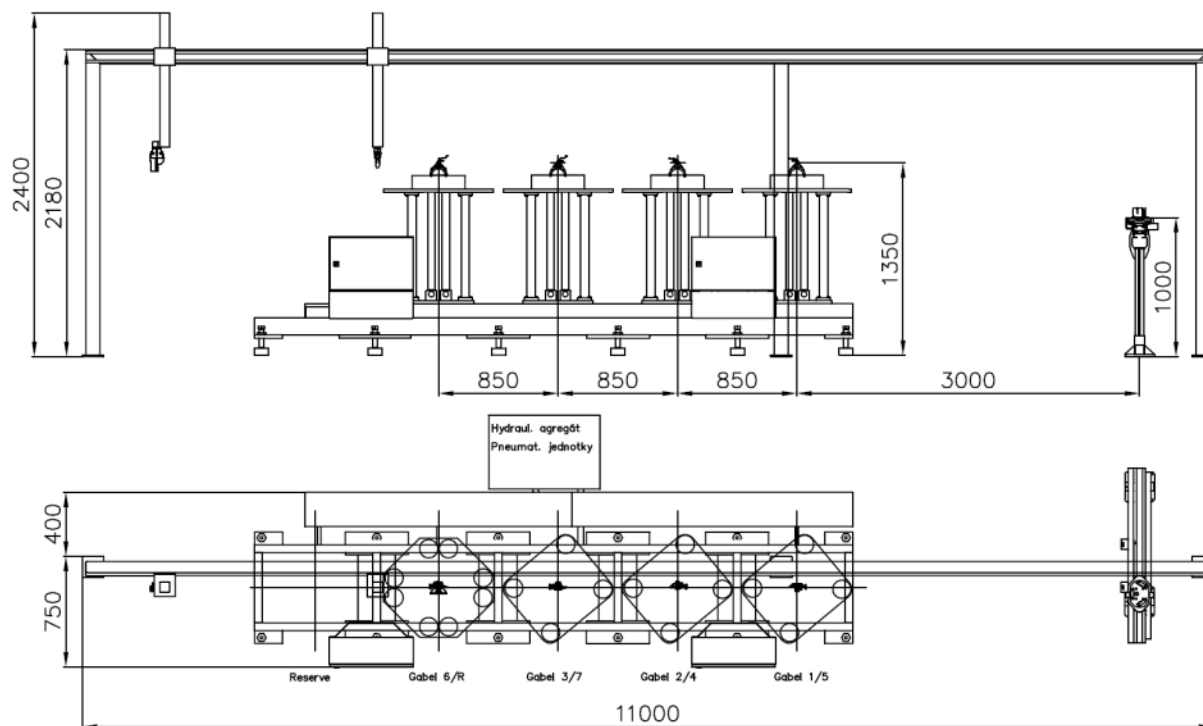
Oba vozíky jsou vybaveny koncovými efekty. Efektor vozíku č.1 dále může vykonávat vedlejší pohyby, tj. otáčení kolem os x a y . Efektor druhého vozíku nevykonává žádný vedlejší pohyb.



Obr. 3.12 Dvouosý manipulátor s lineárním vertikálním posuvem

1) Rám manipulátoru, 2) Vozík č.1, 3) Vozík č.2, 4) Efektor vozíku č.1, 5) Efektor vozíku č.2, 6) Vedení osy x

Podobně jako u varianty podvěsného manipulátoru s teleskopickým vertikálním posuvem probíhá i zde vlastní přesun dílů mezi dopravníkem a strojem ve výšce 1,4 m nad podlahou. Ulička mezi stroji a průchod k agregátu zůstávají zachovány.



Obr. 3.13 Schéma polohy manipulátoru vzhledem k dopravníku, rovnacímu stroji a místu paletizace

Výhody:

- zůstává zachován volný prostor před strojem, kolem dopravníku i k agregátu
- nutnost řídit pohyb jen ve dvou osách
- jednoduchá kinematická posloupnost konstrukce

Nevýhody:

- větší kinematická náročnost při vyzvedávání dílů z palety dopravníku

4 Výběr optimální varianty

Výběr optimální varianty řešení byl proveden na základě analýzy hodnocení jednotlivých variant v jednotlivých požadavcích na konstrukční řešení a nevyčíslitelných účinků tohoto řešení. Ekonomická nákladnost je řešena odděleně od nevyčíslitelných účinků.

Hodnocení je na stupnici od 1 do 5, přičemž 1 odpovídá velmi dobrému řešení, 2 dobrému řešení, 3 vyhovujícímu řešení, 4 dostatečnému řešení a 5 nevyhovujícímu řešení. Na závěr jsou body u jednotlivých variant sečteny a ta s nejnižším počtem bodů je vyhodnocena jako nejlepší. Tato varianta bude následně podrobně zpracována.

4.1 Kritéria hodnocení

- 1) Počet poháněných os – každá poháněná osa odpovídá jednomu bodu.
- 2) Náročnost řízení polohy – hodnocení náročnosti programového řízení polohy os jednotlivých variant jako je složitost pohybu manipulátoru a návaznosti jednotlivých pohybů. Nejsložitější varianta 5 bodů, nejjednodušší 1 bod.
- 3) Ulička mezi stroji a přístup k hydraulickému agregátu – hodnocení, zda je dosaženo jednoho ze základních požadavků na manipulátor a to zachování uličky mezi stroji a přístupu k hydraulickému agregátu. Ulička zachována, přístup k agregátu umožněn 1 bod, průchod mezi stroji a k agregátu znemožněn 5 bodů.
- 4) Přístup k pohonným jednotkám – přístup obsluhy a servisu k hydraulickému agregátu, ale také k panelu s pneumatickými prvky. Přístup zachován 1 bod, přístup omezen částečně 3 body, přístup znemožněn 5 bodů.
- 5) Přesnost polohování – hodnocení, jak je možné přesně najet na dané souřadnice opakovaně. Velmi dobrá přesnost 1 bod, nevyhovující přesnost 5 bodů.

4.2 Hodnocení jednotlivých variant

Jednotlivé varianty a výběrová kritéria byly přehledně utříděny do tabulky. Bylo jim přiřazeno příslušné bodové ohodnocení. Následně byly body pro každou navrhovanou variantu sečteny a zvýrazněn sloupec, který z tohoto porovnání vyšel vítězně. Toto kinematické uspořádání bude dále zpracováno do finální podoby.

Tab. 1 Hodnocení variant

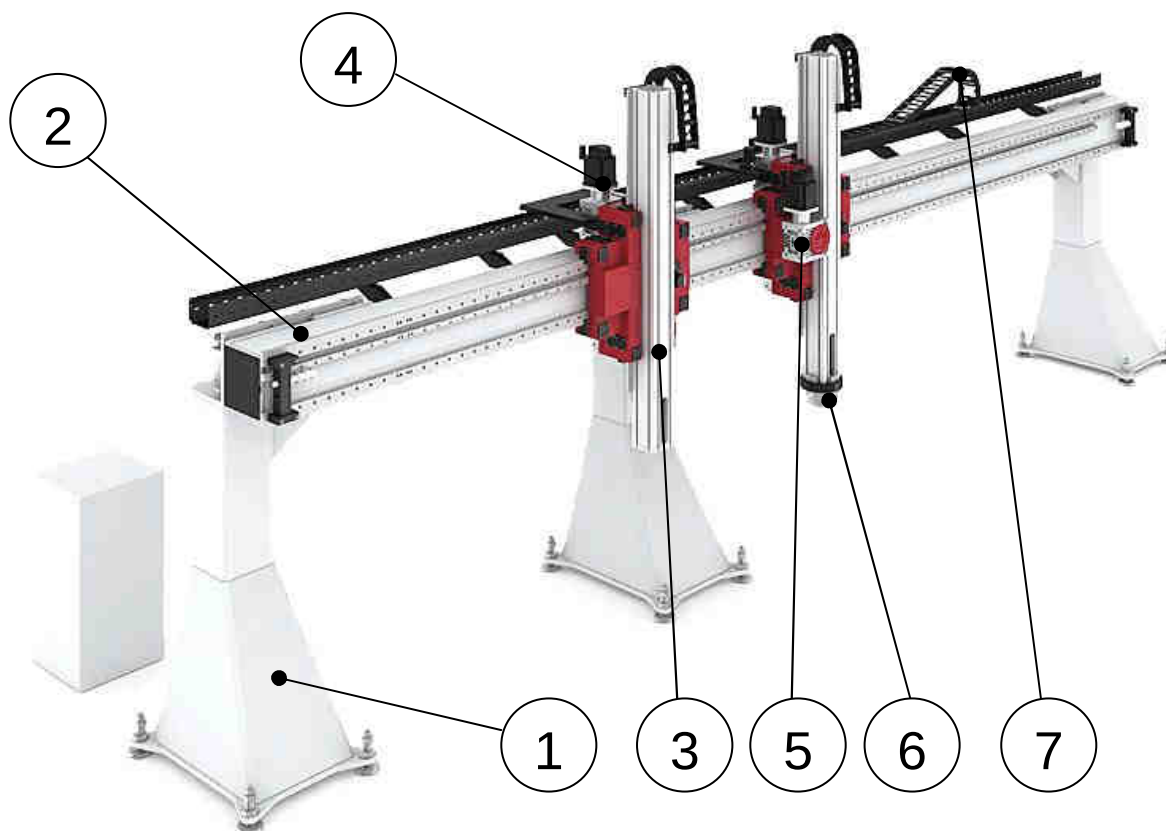
	<u>1. varianta</u> – podvěsný manipulátor s lineárním vertikálním posuvem	<u>2. varianta</u> – podvěsný manipulátor s teleskopickým vertikálním posuvem	<u>3. varianta</u> – kartézský manipulátor	<u>4. varianta</u> – sloupový manipulátor	<u>5. varianta</u> – manipulátor s lineárním vertikálním posuvem zavěšeným na	<u>6. varianta</u> – dvouosý manipulátor s lineárním vertikálním posuvem
Počet poháněných os	3	3	3	3	3	2
Náročnost řízení polohy	3	5	1	3	2	2
Volný prostor před strojem	1	1	5	1	1	1
Volný prostor nad strojem	1	1	5	3	1	1
Přesnost polohování	2	5	2	3	2	2
Suma bodů	10	15	16	13	9	8

Z tabulky vyplývá, že nejvhodnější variantou je varianta číslo 6 – „dvouosý manipulátor s lineárním vertikálním posuvem“. Tato varianta bude dále podrobně zpracována.

5 Přehled a návrh subsystémů manipulátoru

Základní subsystémy, z nichž se bude skládat navrhovaný manipulátor, jsou rozděleny do několika skupin uvedených v podkapitolách.

- Nosná konstrukce
- Pohon os X,Y
- Vedení os X,Y
- Efektor
- Automatický mazací systém
- Koncové spínače, snímače a dorazy pojezdových mechanismů os X,Y
- Systém energetického řetězu
- Řídicí systém



Obr. 5.1 Mostový manipulátor firmy Güdel (ilustrační foto) [15]

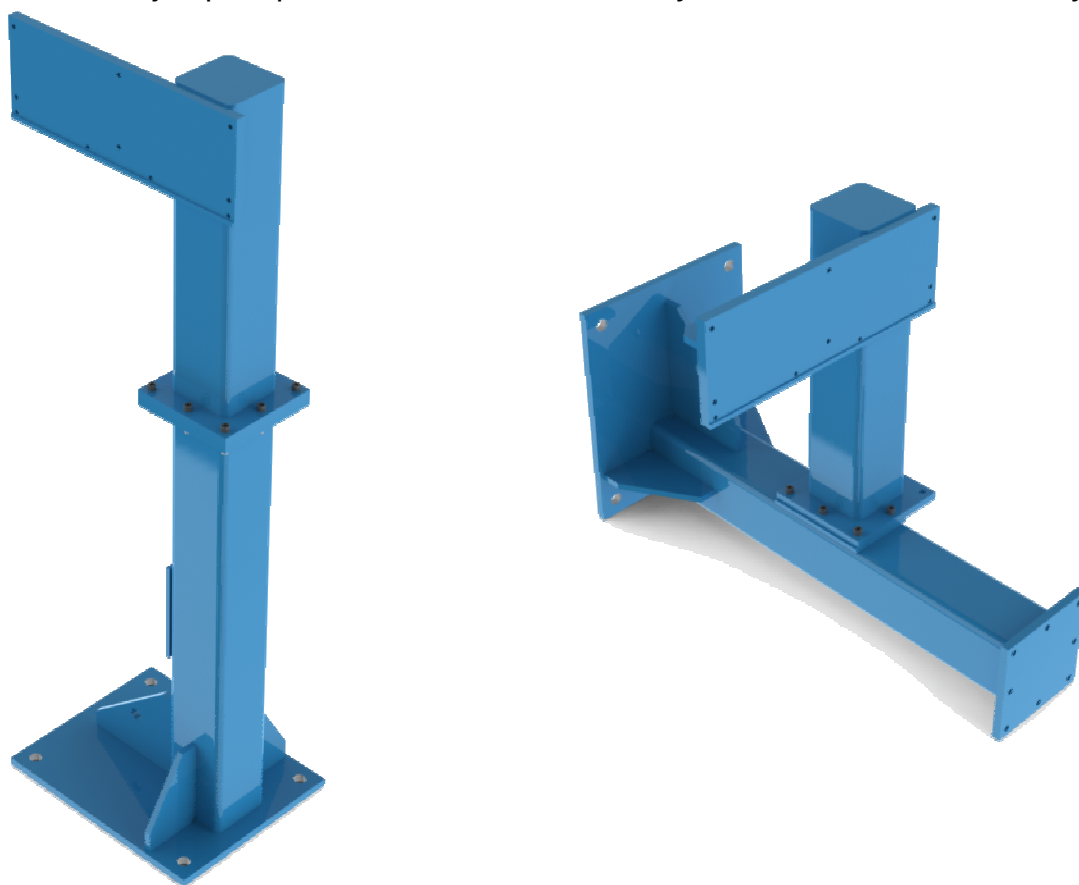
1) Stojina nosné konstrukce s nivelačními šrouby, 2) nosník pro pojezd osy X, 3) profil pro pojezd osy Y, 4) pohon osy X, 5) pohon osy Y, 6) Koncové efekторы, 7) Energetický řetěz,

5.1 Nosná konstrukce manipulátoru

Nosná (pevná) konstrukce mostového manipulátoru může být tvořena profily ocelovými, hliníkovými či jejich kombinací. Oproti hliníkovým mají ocelové profily pro daný průřez výhodu ve své vyšší tuhosti a nižší ceně. Je však nutné jejich funkční plochy opracovat a celou konstrukci ještě povrchově upravit (lakovat nebo zinkovat). Hliníkové profily mají v porovnání s profily ocelovými pro daný průřez podstatně nižší hmotnost, a proto jsou zase vhodnější pro pohyblivé části navrhovaného portálu. Hliníkové profily není nutné nijak povrchově upravovat, od výrobce jsou již upraveny eloxováním. Není třeba je ani opracovávat, výrobci profily dodávají s průvodními listy, ve kterých je uvedena toleranční přesnost.

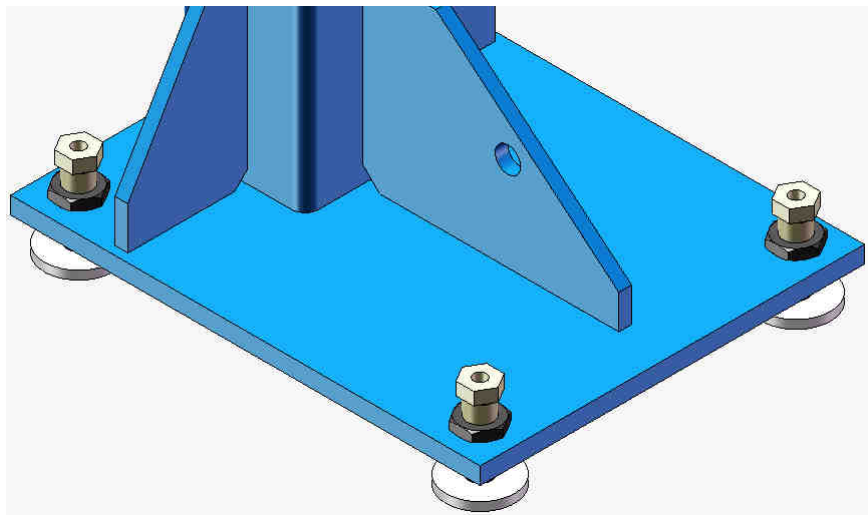
5.1.1 Stojiny manipulátoru

Stojiny a výztuhy portálové dráhy budou vyráběny z ocelových profilů. Navrhovaná výška manipulátoru je 2130mm (dolní hrana vodorovného vedení). Pro tuto variantu by bylo vhodné vyrobit nohy z jednoho kusu jako svarek. Z důvodu transportu však přistupujeme k variantě dělených stojin ve 2/3 výšky. Konstrukčně budou upraveny tak, aby při přemontování části nohy do transportní polohy zvýšily stabilitu celého manipulátoru, viz obr.5.2. Stojiny budou dráhu podpírat ve třech místech. Dvě stojiny budou navrženy jako podpěry. Třetí stojina bude navržena tak, aby vedení nejen podepřela, ale zároveň také zachytila momentové a osové síly.



Obr. 5.2 Stojiny nosné konstrukce manipulátoru

Vzhledem k potřebě dosáhnout přesného polohování manipulátoru je třeba celou konstrukci sloužící pro pojezdový mechanismus osy X v horizontálním směru nivelovat. Tato nivelace je i na křivé podlaze umožněna použitím nivelačních šroubů, jež jsou součástí každé stojiny. Z důvodu jednoduchosti montáže a případně i snadného prodloužení délky dráhy pojezdu jsou jednotlivé prvky nosné konstrukce spojeny pomocí šroubových spojů.



Obr. 5.3 Stojiny nosné konstrukce manipulátoru

5.1.2 Vodorovná dráha manipulátoru

Stěžejní částí manipulátoru bude jeho vodorovná osa, na které se budou pohybovat vozíky manipulátoru. Dráhu upevníme na 3 stojiny (dvě jsou zkonstruovány jako podpěry a jedna tak, aby zachycovala momentové účinky na dráze). Jelikož manipulátor přepravuje díly lehčího provedení, budou také vozíky relativně lehké. Na toto vedení tedy můžeme použít profily z hliníku, konkrétně z hliníkové slitiny AlMgSi0,5 od výrobce Kanya [16]. Tento výrobce má v nabídce profily speciálně na portálové konstrukce, u kterých jsou podpěry umístěny daleko od sebe. Tyto profily se vyznačují vysokou tuhostí, zejména v průhybu. V případě potřeby je výrobce schopen profily povrchově upravit i do chemicky znečištěného prostředí. Nevýhodou hliníkových profilů je jejich vysoká teplotní roztažnost. Nebylo by tedy vhodné používat je v prostředích, kde je velká teplotní rozdílnost. Pro náš případ jsou však profily vhodné, v hale se teplota pohybuje v rozmezí od 10 do 40°C. Rozmezí teplot je vhodné i pro všechny ostatní součásti manipulátoru.

Pro manipulátor byl vybrán profil typu MA1-9 100x200 [16] s následujícími technickými parametry:

$$I_x = 2442,5 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 718,6 \text{ cm}^4$$

$$W_x = 244,2 \text{ cm}^3$$

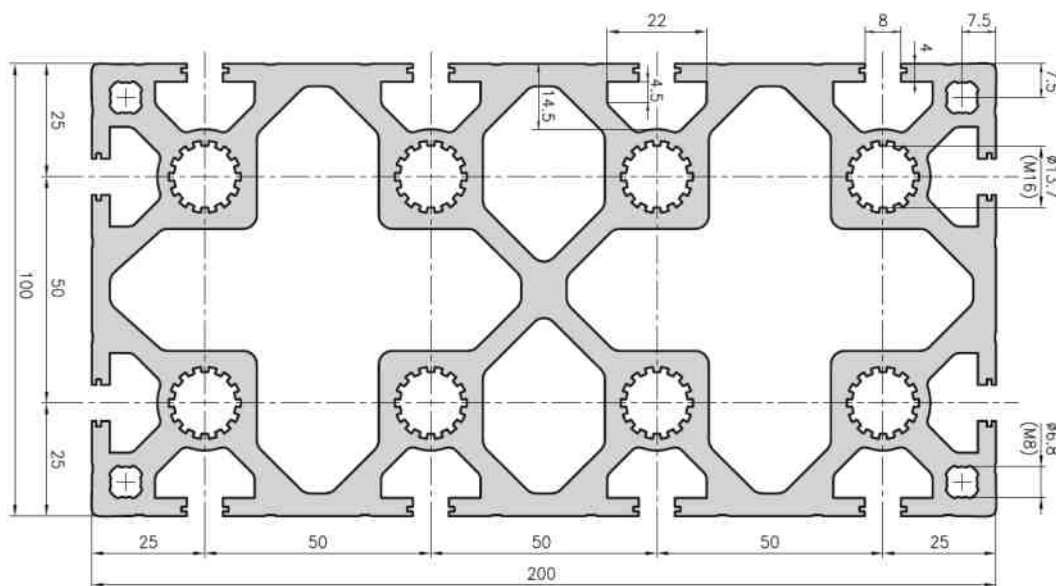
$$W_y = 143,7 \text{ cm}^3$$

$$S_p = 62,9 \text{ cm}^2$$

$$m_m = 17 \text{ kg/m}$$



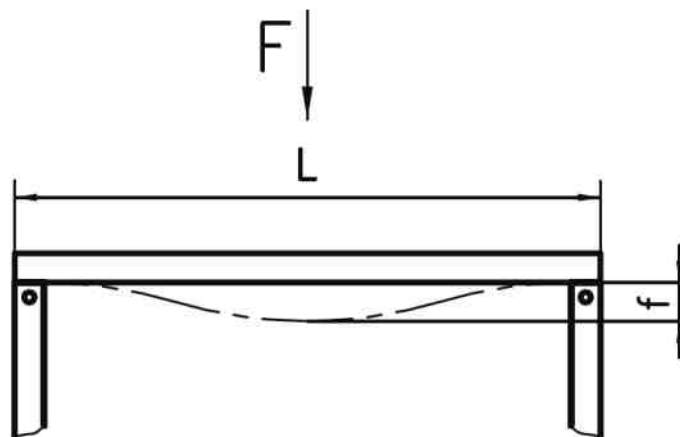
Obr. 5.4 Profil vodorovného vedení manipulátoru [16]



Obr. 5.5 Tvar profilu vodorovného vedení [16]

Jelikož se profily vyrábí v normalizovaných délkách 5 nebo 6 metrů (délka navrhovaného portálu bude 11 metrů) je nutné je spojit. Spojení je provedeno pomocí spojovacích elementů. Celý spoj zpevníme také tím, že toto místo bude podepřeno třetí nohou.

Kontrolní výpočet průhybu zvoleného profilu [16]



Obr. 5.6 Ilustrační obrázek výpočtu průhybu [16]

$$f = \frac{0,07 \cdot L_p \cdot F}{I} \quad [\text{mm}] \quad (1)$$

$$f = \frac{0,07 \cdot 6 \cdot 3000}{2442,5} = 0,516 \text{ mm}$$

Kde f [mm] – průhyb nosníku
 L_p [m] – vzdálenost podpěr
 F [N] – zatížení
 I [cm⁴] – moment setrvačnosti

Pro představu o tuhosti profilu byla provedena kontrola průhybu profilu podle vzorců výrobce [16]. Jako zatěžovací stav byla zvolena teoreticky nejhorší varianta, kdy jsou oba vozíky uprostřed profilu vedle sebe. Průhyb v tomto místě nám vyšel 0,516 mm. Pro přesnost odebírání a zakládání dílů je tato hodnota akceptovatelná.

5.2 Pohon osy x

Pojezdový mechanismus, neklíčovější část manipulátoru, jenž zprostředkovává translační pohyb jednotlivých os, může být vytvořen principiálně různými způsoby:

- hydraulický pohon
- pneumatický pohon
- elektrický pohon
 - o lineární motor
 - o rotační motor + ozubený řemen
 - o rotační motor + kuličkový šroub a matice
 - o rotační motor + ozubený hřeben

5.2.1 Hydraulický pohon

Hydraulické i pneumatické pohony pracují s podobným druhem média, někdy se proto označují jako tekutinové. Z rozdílných fyzikálních vlastností kapalin a plynů se na rozdílných vlastnostech mechanismů podílí především různá poddajnost a viskozita. Jako pracovní kapaliny se v hydraulických mechanismech používají minerální oleje, pracovním médiem pneumatického pohonu je stlačený vzduch. [4]

Mezi výhody hydraulických pohonů v porovnání s pneumatickými pohony patří:

- velká tuhost
- jednoduché spojité řízení základních parametrů pohonu, tzn. síly, krouticího momentu a rychlosti v celém rozsahu
- možnost přetížení motoru bez nebezpečí poškození
- vysoký měrný výkon

- možnost realizace přímočarých pohybů konstrukčně jednoduchými, rozměrově malými a spolehlivými motory bez nutnosti zařazení transformačního bloku
- plynulý chod, dosažení i malých rychlostí pohybů bez převodů a s velmi dobrou rovnoměrností

Nevýhody hydraulického pohonu:

- potřeba samostatného, odděleného energetického bloku
- obtížnější dosažení vyšších pohybových rychlostí
- závislost viskozity kapaliny na teplotě způsobující nestabilitu činnosti pohonu v takovém prostředí
- hořlavost některých druhů pracovních kapalin
- nutnost dalších zařízení (čerpadla, hadice, servoventily)
- možnost znečištění (nutná údržba)

5.2.2 Pneumatický pohon

Pneumatický pohon je vhodný pro průmyslové manipulátory menších výkonů (< 1 kW) s jednoduchými pracovními cykly. Omezení výkonu odpovídá provoznímu tlaku, který je u centrálních rozvodů většinou do 0,6 MPa. V případě použití samostatného kompresoru se pracuje s tlakem do 1 MPa. [4]

Přednosti pneumatického pohonu:

- možnost dosažení rychlých lineárních pohybů s velkými zdvihy
- konstrukční jednoduchost, spolehlivost, snadná údržba
- možnost připojení na centrální rozvod stlačeného vzduchu v rámci pohonu
- jednoduchý rozvod bez zpětného odvádění vzduchu z motoru
- možná činnost ve velkém tepelném rozsahu, ve výbušném prostředí a v provozech s nebezpečím vznícení od otevřeného ohně.
- možnost přetížení motoru bez nebezpečí poškození

Nedostatky pneumatického pohonu:

- obtížné udržování rovnoměrného pohybu, zejména při malých rychlostech
- poměrně komplikované mazání prvků mechanismu
- obtížné řízení rychlosti pohybu a polohy zastavení
- poddajnost způsobená stlačitelností vzduchu
- drahý provoz (v důsledku netěsností v dlouhých rozvodech) 6 - 8x dražší než u elektropohonů a asi 4x dražší než u hydropohonů

Ve srovnání s hydraulickým pohonem je pneumatický motor rychlejší a umožňuje měkčí rozběh a brzdění. U manipulátorů se uplatňují motory s přímočarým pohybem - pneumatické válce. Umožňují dosažení rychlostí 2 – 3 m/s. [4]

5.2.3 Elektrický pohon

Postupným rozšířením moderních stejnosměrných a v poslední době i střídavých motorů v kombinaci s harmonickými a cykloidními převodovkami se dostal elektrický pohon na přední místo v konstrukcích, zejména u robotů střední nosnosti. Zatím převažují pohony do maximálního výkonu 6 kW. Tím je dána možnost využívat servo-pohony určené pro NC obráběcí stroje, které se vyznačují velkým regulačním rozsahem rychlosti (při rotačním pohybu až 1:20 000) a ve spojení s číslicově řízenými systémy velkou přesností nastavení polohy v uzavřené smyčce. [4]

Výhody:

- snadno dostupný zdroj energie
- jednoduchost vedení zdroje k motoru
- jednoduchost spojení s řídicími prvky
- poměrně jednoduchá údržba
- čistota provozu
- oproti hydraulickému pohonu nižší hlučnost, menší nároky na chlazení a na celkový instalovaný prostor
- nižší pořizovací, provozní i udržovací náklady

Nevýhody:

- závislost na dodávce elektrické energie
- značné požadavky na kvalitu provedení všech částí mnohdy složitých systémů
- nebezpečí úrazu elektrickým proudem

Způsoby realizace elektrického pohonu:

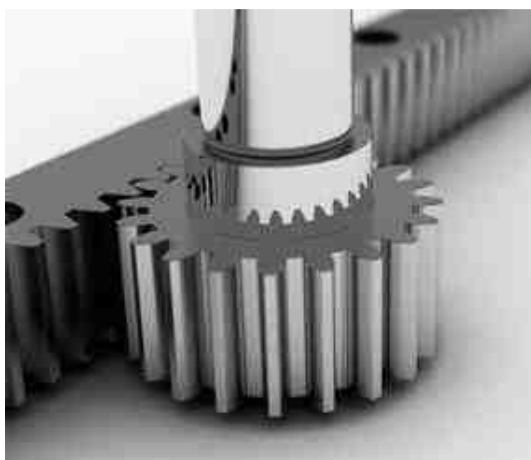
- o lineární motor
- o rotační motor + ozubený řemen
- o rotační motor + kuličkový šroub a matice
- o rotační motor + ozubený hřeben

5.2.4 Volba pohonu vodorovné osy X

Jedněmi z nejčastějších a nejpoužívanějších pohonů jsou pohony elektrické. Výhodou je jejich dobrá účinnost, značná jednoduchost implementace pohonu, ale také relativně nízká cena. Další velkou předností těchto pohonů je snadné řízení a vysoká přesnost polohování. Pro pohon osy x, tedy vodorovného vedení, byl zvolen elektrický pohon.

Pro tento případ transformace rotačního pohybu na lineární je nejvhodnější kombinace pastorku a ozubeného hřebene. Pohon vyniká především svojí konstrukční jednoduchostí, přesným polohováním, ale také schopností přenést dostatečně velké síly. Lze ho použít pro takřka neomezeně dlouhé pojezdy (nejsme

omezení délkou řemene nebo délkou kuličkového šroubu u dalších typů pohonu). Tato varianta je vzhledem k uvedeným skutečnostem pro námi navrhovaný manipulátor vyhodnocena jako nejlepší. Rotační motor je v tomto, jakož i v dalších způsobech pohonu (kuličkový šroub, ozubený řemen) doplněn téměř vždy o převodovku, která redukuje vysoké otáčky motoru na otáčky potřebné pro danou rychlost poháněné osy, čímž se navíc zvyšuje velikost točivého momentu na výstupní hřídeli z převodovky (na pastorku). Pro požadované hodnoty krouticího momentu na danou osu stačí zvolit menší, finančně méně nákladný motor (toto platí téměř výhradně pro elektrické rotační motory, které pracují s vysokými otáčkami). Tyto převodovky jsou nejčastěji buď planetové kuželočelní nebo šnekové, které umožňují navíc i vzájemné pootočení os výstupního hřídele převodovky vůči vstupnímu hřídeli o 90°.



Obr. 5.6 Pastorek a ozubený hřeben [17]

5.2.5 Návrh pastorku a ozubeného hřebene

Pro pohon osy X byl vybrán pastorek a ozubený hřeben z katalogu firmy Atlanta následujících parametrů [17]:

Pastorek [17, str F6]:

Modul pastorku	$m_P=2$
Počet zubů pastorku	$Z_P=30$
Úhel sklonu zubů pastorku	$\beta_P=20^\circ$
Šířka pastorku	$b_P=28 \text{ mm}$

Hřeben [17, str E11.1]:

Modul hřebene	$m_H=2$
Délka hřebene	$L_4=2000 \text{ mm}$
Počet zubů hřebene	$Z_{Hr}=300$
Úhel sklonu zubů pastorku	$\beta_H=20^\circ$
Šířka hřebene	$b_H= 26 \text{ mm}$

Pevnostní kontrola pastorku

Pevnostní kontrola pastorku je provedena dle ČSN 01 4686 [5]. U soukolí se dle ČSN kontroluje únosnost v ohybu a dotyková únosnost. Pastorek je vyroben z materiálu 16MnCr5 (14 220), je cementovaný a kalený.

Materiálové konstanty:

mez únavy v dotyku	$\sigma_{H \text{ lim}} = 1270 \text{ MPa}$
dovolené napětí v dotyku při maximální zátěži	$\sigma_{HP \text{ max}} = 2800 \text{ MPa}$
mez únavy	$\sigma_{F \text{ lim}} = 600 \text{ MPa}$
mez pevnosti v tahu	$R_m = 785 \text{ MPa}$
mez kluzu v tahu	$R_e = 588 \text{ MPa}$

Rozměry pastorku:

normální modul pastorku	$m_{ph} = 2 \text{ mm}$
úhel sklonu zubů	$\beta = 20$
šířka pastorku	$b_{wh} = 28 \text{ mm}$

Celková hmotnost vozíku:

$$m_c = m_v + m_e + m_{oj} + m_{hv1} + m_{hv2} + m_{Mot} + m_{ms} + m_m \quad [\text{kg}] \quad (2)$$
$$m_c = 38 + 2 + 3,3 + 1,8 + 3,2 + 8,9 + 5,3 + 11 = 73,5 \text{ kg}$$

Kde: m_v [kg] – hmotnost vyráběných dílů

m_e [kg] – hmotnost efektoru

m_{oj} [kg] – hmotnost otočné jednotky

m_{hv1} [kg] – hmotnost hydraulického válce 1

m_{hv2} [kg] – hmotnost hydraulického válce 2

m_{Mot} [kg] – hmotnost motoru

m_{ms} [kg] – hmotnost mazacího systému

m_n [kg] – hmotnost ostatních nakupovaných dílů

Obvodová síla pastorku

$$F_{past} = m_c \cdot a_n \quad [\text{N}] \quad (3)$$
$$F_{past} = 73,5 \cdot 5 = 367,5 \text{ N}$$

Kde: a_n [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] – navrhované zrychlení manipulátoru

Průměr roztečné kružnice pastorku:

$$d_{past} = \frac{z_{ph} \cdot m_{ph}}{\cos \beta} \quad [\text{mm}] \quad (4)$$

$$d_{past} = \frac{30 \cdot 2}{\cos 20^\circ} = 63,85 \text{ mm}$$

1. Kontrola dotykové únosnosti zubu

Směrodatná obvodová síla:

$$F_{Ht} = \frac{F_{past}}{b_w} K_I \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \quad [\text{N/mm}] \quad (5)$$

$$F_{Ht} = \frac{367,5}{26} 1,3 \cdot 1,3 \cdot 2 = 47,78 \text{ N/mm}$$

Kde: K_I [-] – provozní součinitel

K_v [-] – součinitel vnitřních dynamických sil

$K_{H\alpha}$ [-] – součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů

b_w [mm] – pracovní šířka ozubení

Srovnávací Hertzův (dotykový) tlak:

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{Ht}}{d_{past}}} \quad [\text{MPa}] \quad (6)$$

$$\sigma_{H0} = 190 \cdot 2,38 \cdot 0,85 \cdot \sqrt{\frac{47,78}{63,85}} = 332,5 \text{ MPa}$$

Kde: Z_E [$\text{MPa}^{1/2}$] – součinitel mechanických vlastností materiálu

Z_H [-] – součinitel tvaru zubů

Z_ϵ [-] – součinitel délky dotykových křivek boku zubů

Bezpečnost proti tvorbě pittingu:

$$k_p = \frac{\sigma_{H \lim}}{\sigma_{H0}} \quad [-] \quad (7)$$

$$k_p = \frac{1270}{332,5} = 3,85$$

2. Kontrola únosnosti paty zubu v ohybu

Srovnávací ohybové napětí:

$$\sigma_F = \frac{F_{Ht}}{m_{pH}} Y_{Fs} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \quad [\text{MPa}] \quad (8)$$

$$\sigma_F = \frac{47,78}{2} 3,85 \cdot 0,72 \cdot 0,48 = 31,79 \text{ MPa}$$

Kde: Y_{Fs} [-] – součinitel tvaru zubu

Y_{β} [-] – součinitel sklonu zubu

Y_{ε} [-] – součinitel vlivu trvání záběru evolventy

Bezpečnost proti únavovému lomu:

$$k_l = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N \cdot Y_{\delta} \cdot Y_X}{\sigma_F} \quad [-] \quad (9)$$
$$k_l = \frac{600 \cdot 0,8 \cdot 1,12 \cdot 1}{31,79} = 16,9$$

Kde σ_{Flim} [MPa] – mez únavy v ohybu

Y_N [-] – součinitel životnosti

Y_{δ} [-] – součinitel vrubové citlivosti

Y_X [-] – součinitel velikosti pro ohyb

Pevnostní návrh pastorku pro vozík č.1 je proveden dle postupu, který je uveden v [5]. Volba všech konstant je provedena z grafů uvedených v [5]. Jelikož bude vozík č.2 lehčí, protože nebude třeba otočného mechanismu, není třeba provádět obdobný výpočet. Dle výpočtu a kontroly pastorku pro vozík č.1 můžeme s určitostí říct, že i pastorek vozíku č.2 vyhovuje.

5.2.6 Volba motoru a převodovky

Pro pohon horizontálního pohybu je zvolen synchronní servomotor s paralelními magnety v kombinaci s planetovou převodovkou. Řízení polohy je ovládáno systémem servomotoru.

Servomotor je od firmy Siemens řady 1FK7 Hight dynamics [16]

Planetovou převodovku řady LP+ dodala také firma Siemens [16]

Parametry motoru:

sériové číslo	1FK7042-5AK71-1FG3
jmenovitý výkon	$P_M = 1,02 \text{ kW}$
jmenovitý proud	$I_M = 3,1 \text{ A}$
počet pólů	$p_M = 3$
hmotnost	$m_{Mot} = 8,9 \text{ kg}$
otáčky	$n_M = 6000 \text{ min}^{-1}$
moment setrvačnosti motoru	$J_M = 3,01 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
moment setrvačnosti brzdy	$J_{Mb} = 3,81 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
jmenovitý moment	$M_j = 1,95 \text{ Nm}$
maximální záběrný moment	$M_{max} = 3 \text{ Nm}$

Parametry převodovky:

převodový poměr	$i_g = 5$
moment setrvačnosti	$J_g = 1,77 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
účinnost	$\eta_g = 0,97 \%$

Moment setrvačnosti manipulátoru přepočtený na hřídel motoru:

$$J_h = m_c \cdot \left(\frac{d_{past}}{2} \right)^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{mm}^2] \quad (10)$$
$$J_h = 73,5 \cdot \left(\frac{63,85}{2} \right)^2 = 7,5 \cdot 10^4 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

Moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$J_{Mh} = \frac{J_h}{i_g^2} + J_g + J_M + J_{Mb} \quad [\text{kg} \cdot \text{mm}^2] \quad (11)$$
$$J_{Mh} = \frac{7,5 \cdot 10^4}{5^2} + 177 + 30,1 + 38,1 = 3,2 \cdot 10^4 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

Celkový zátěžný moment:

$$M_{cz} = F_{past} \cdot \frac{d_{past}}{2} \quad [\text{Nm}] \quad (12)$$
$$M_{cz} = 147 \cdot \frac{0,06385}{2} = 4,7 \text{ Nm}$$

Celkový zátěžný moment na vstupní hřídeli do převodovky:

$$M_g = \frac{M_{cz}}{i_g} \quad [\text{Nm}] \quad (13)$$
$$M_g = \frac{4,7}{5} = 0,94 \text{ Nm}$$

Úhlové zrychlení motoru:

$$\alpha_M = a_h \cdot i_g \quad [\text{s}^{-1}] \quad (14)$$
$$\alpha_M = 5 \cdot 5 = 25 \text{ s}^{-1}$$

Celkový moment na hřídeli:

$$M_M = J_{Mh} \cdot \alpha + M_g \quad [\text{Nm}] \quad (15)$$
$$M_M = 0,032 \cdot 25 + 0,94 = 1,74 \text{ Nm}$$

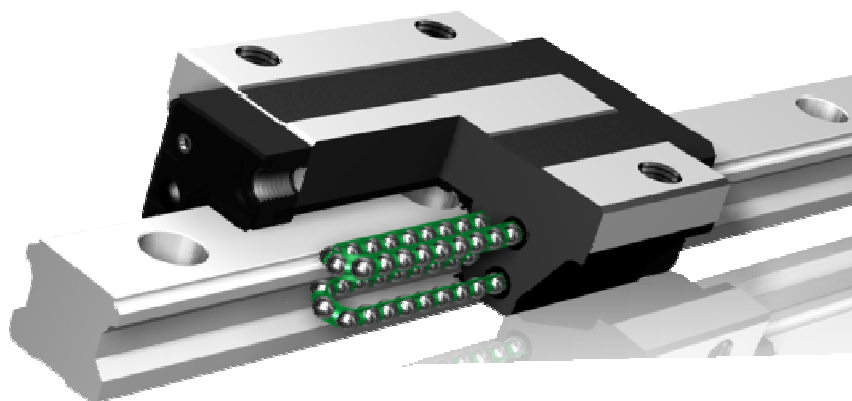
Celkový moment na hřídeli motoru je menší než jmenovitý moment motoru =
MOTOR VYHOVUJE.

5.3 Návrh lineárního vedení

Pro horizontální vedení manipulátoru je použito kuličkové lineární vedení s jednou kolejnicí a dvěma vozíky (hnízdy) od firmy Bosch Rexroth [19]. Toto řešení plně vyhovuje pro zachycení všech klopných momentů působících na vedení nosníku.

Vlastnosti vozíků [19]:

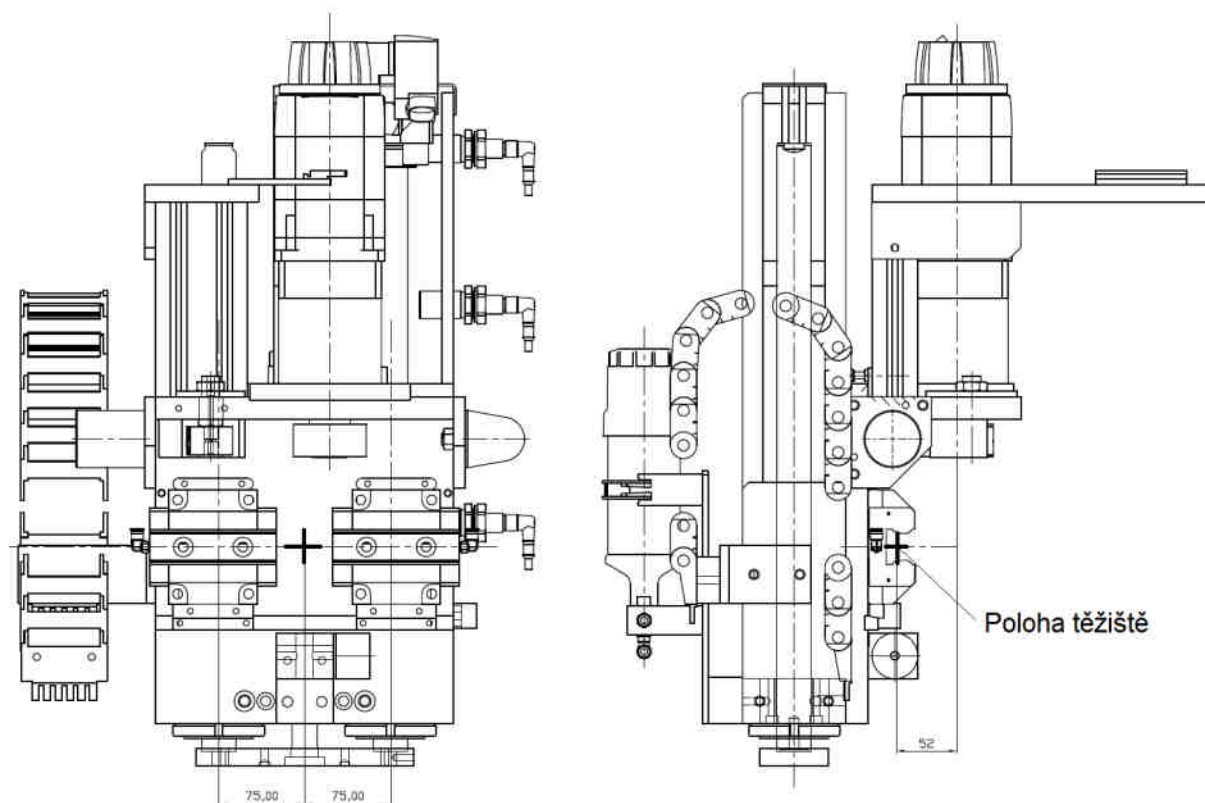
- vysoké nosnosti ve všech směrech působení zatížení
- nízká hlučnost a dobré provozní vlastnosti
- dynamické hodnoty $v_{\max} = 10 \text{ m/s}$ a $a_{\max} = 500 \text{ m/s}^2$
- při použití centrálního mazání bezúdržbový provoz
- díky použití standardizovaných kolejnic a vozíků bezproblémová zaměnitelnost
- rozsáhlý program příslušenství



Obr. 5.7 Lineární vedení Bosch Rexroth [19]

5.3.1 Síly zatěžující lineární vedení

Pomocí 3D modeláře jsme zjistili těžiště celého vozíku. Jak je již uvažováno v předchozích návrzích, je snaha dostat těžiště na osu kolejnice. Toto je však pouze teoretická poloha. Skutečná poloha se může lišit, protože vozík bude doplněn o kabely, spojovací materiál a další věci, které v modelu neuvažujeme. K navrhovanému vozíku proto přičteme ještě 15% hmotnosti navíc.



Obr. 5.8 Poloha těžiště vozíku

5.3.2 Volba lineárního vedení

Podle výše uvedeného návrhu volíme lineární vedení firmy Bosch Rexroth. U vozíků je třeba uvažovat také o tom, že malý moment vyvolají i setrvačné síly. V návrhu je zanedbáváme, ale při dimenzování vedení je musíme zohlednit.

Vozík – R 1651-313-20 [19]

Kolejnice – R1605-303-33 [19]

Parametry vozíku:

Tab. 2 Parametry vozíku [19]

Velikost	Třída přesnosti	Předpětí 0,02C	Hmotnost (kg)	Nosnosti (N)		Momenty (Nm)			
				C dyn.	C ₀ stat.	M _t dyn.	M _{t0} stat.	M _L dyn.	M _{L0} stat.
35	H	383 N	1,6	41900	54000	890	1160	440	565

Definice jednotlivých parametrů dle [19]:

Dynamická nosnost C – Radiální zatížení, jehož velikost a směr se nemění, kterým lze teoreticky zatížit valivá ložiska, a to po dobu jmenovité životnosti odpovídající uražené vzdálenosti 100 000m (podle DIN 636) dynamické nosnosti uváděné

v tabulkách jsou převážně o 30% vyšší než hodnoty uvedené v normě. Tyto hodnoty byly prokázány pokusy.

Statická nosnost C_0 – Statické zatížení ve směru zatížení, které odpovídá vypočtenému namáhání ve středu nejvíce zatíženého místa dotyku mezi valivým tělesem a oběžnou dráhou (kolejnicí).

Výpočet jmenovité doby životnosti počítané dle výrobce [19]:

Pravděpodobná (90%) dosažitelná životnost pro samostatné valivé hnízdo nebo pro skupinu očividně stejných, za stejných podmínek provozovaných valivých ložisek.

$$L = \left(\frac{C}{F}\right)^3 \cdot 10^5 \quad [\text{m}] \quad (16)$$

$$L = \left(\frac{41900}{1500}\right)^3 \cdot 10^5 = 2,1 \cdot 10^9 \text{ m}$$

$$L_h = \frac{L}{2 \cdot s \cdot n \cdot 60} \quad [\text{hod}] \quad (17)$$

$$L_h = \frac{2,1 \cdot 10^9}{2 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 60} = 2,02 \cdot 10^6 \text{ hod}$$

Kde: L [m] – nominální životnost

L_h [hod] – nominální životnost

C [N] – dynamická nosnost

F [N] – ekvivalentní zatížení

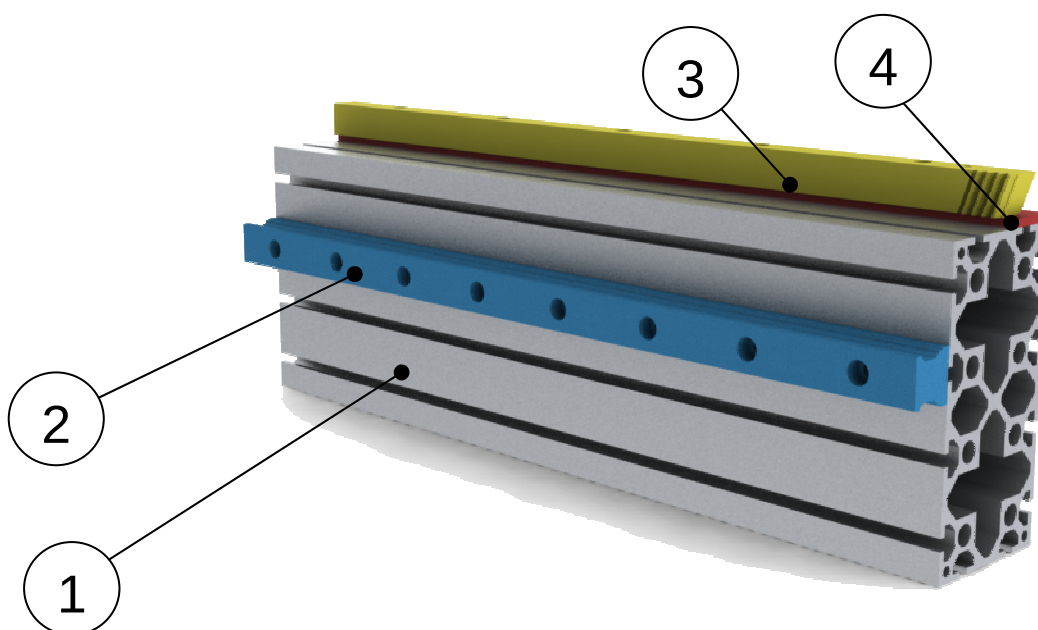
s [m] – zdvih vozíku

n [dvojdvih/min.] – frekvence zdvihů

6 Konstrukční řešení jednotlivých vozíků

6.1 Řešení pohonu a lineárního vedení

Na obr. 6.1. je znázorněno konstrukční řešení pohonu a lineárního vedení. Na vodorovný hliníkový nosník (poz.1) je připevněna kolejnice lineárního vedení (poz.2) a ozubený hřebec (poz.3). Kolejnice je připevněna na svislou stěnu vozíku. Ozubený hřebec je podložen pětimilimetrovým plechem (poz.4), aby pastorek nedřel o profil, ale aby byla využita celá šířka ozubení.

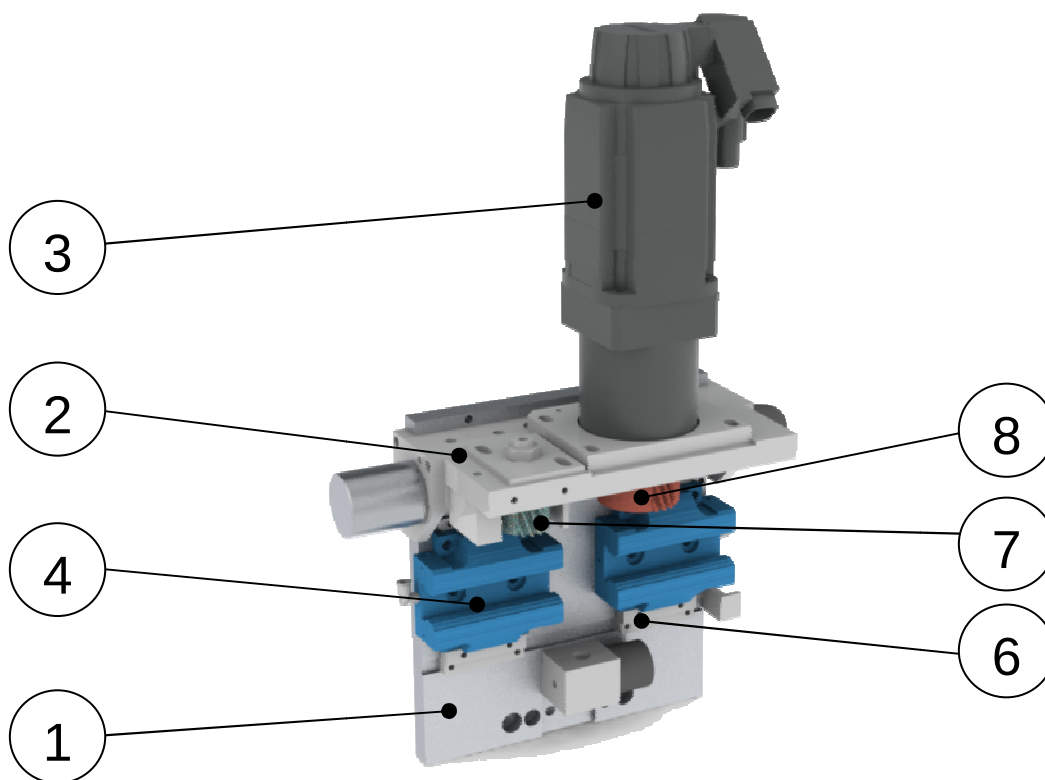


Obr. 6.1 Řešení pohonu a vedení

1 – Hliníkový profil; 2 – Kolejnice Bosch R1605-303-33; 3 – Ozubený hřeben Atlanta 47 20 200; 4 – Podkladový plech 35 x 5 x 1000mm

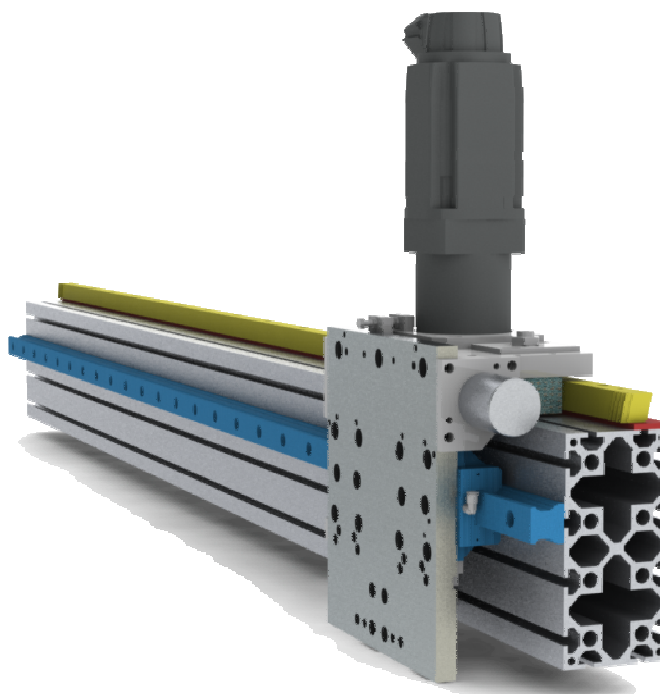
6.2 Řešení pohonu vozíku

Na obr. 6.2 je vidět jakým, způsobem bude realizován pohon vozíku. Na základní desce (poz.1) je vyfrézované osazení, do kterého je připevněna přídržná vodorovná deska (poz.2). Na ní je přišroubovaný motor (poz.3). Na základní desku je nutné připevnit také vozíky Bosch R1615 313 20 [19] (poz.4). Jelikož jsou navrhované vozíky s třídou přesnosti H a předpětím 0,02C, je nutné je ustavit velice přesně. Je třeba také zajistit jejich zaměnitelnost. Ustavení bude tedy realizováno pomocí těsných per (poz.5), ke kterým bude vozík přitažen pomocí svěrných klínek (poz.6). Na hřídeli motoru je připevněn pastorek (poz.7). Na desku je také připevněno mazací kolečko (poz.8), které bude centrálním mazacím systémem mazat celý hřeben.



Obr. 6.2 Řešení pohonu vozíku

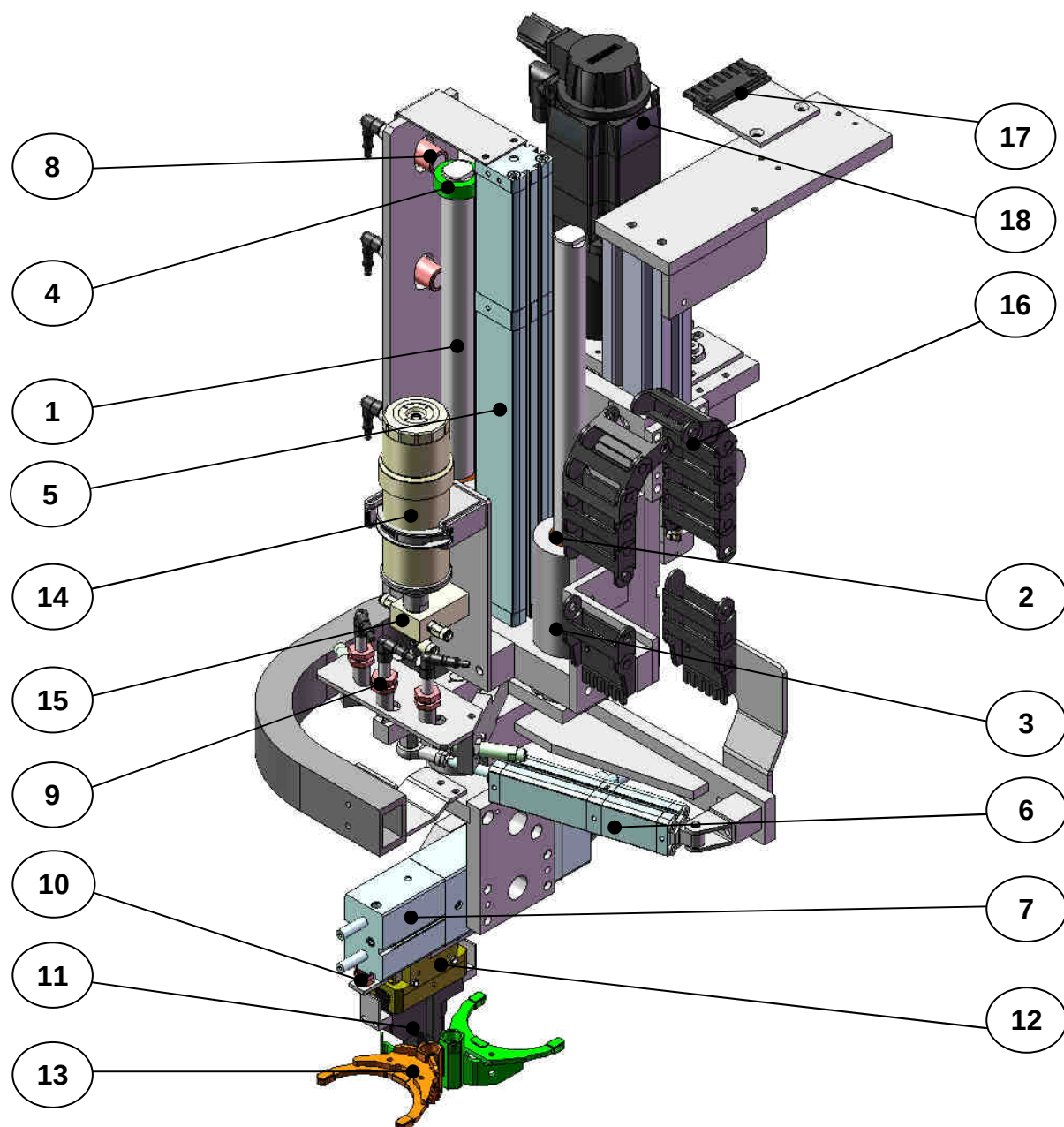
1) Základní deska 2) Přidrzná deska 3) Servomotor 4) Vozík Bosch Rexroth 5) Těsná pera
6) Svěrné klíny 7) Pastorek 8) Mazací kolečko



Obr. 6.3 Připojení vozíku ke kolejnici

6.3 Konstrukční návrh vozíku č.1

První vozík bude odebírat díl z palety. Vyzvedne jej, natočí ho do požadované polohy a přejede s ním nad mezistanici. Zde opět s dílem sjede na požadovanou pozici a odloží ho do mezistanice.



Obr. 6.4 Popis vozíku č.1

1) Lineární vedení 2) Ložiska INA 3) Ložiskový domek 4) Referenční kroužek 5) Vícepolohový válec ADNМ zajišťující svislý pohyb 6) Vícepolohový válec ADNМ zajišťující natočení dílu do správné polohy 7) Kyvný pohon DRQB s polohami 0°, 90° a 180° 8) Snímače Balluff určující polohu svislé osy 9) Snímače určující natočení kleští 10) Snímač detekující otevření, nebo zavření kleští 11) Prsty efektoru 12) Efektorová jednotka 13) Převázaný díl 14) Zásobník mazacího tuku 15) Mazací rozvaděč 16) Energetický řetěz 17) Hřeben hlavního energetického řetězu 18) Servomotor Siemens

Popis funkce vozíku č.1

Vozík sjíždí pomocí vícepolohového válce (5) na druhou nižší polohu. Díl upne chapadlem (12). Vyjede opět do referenční polohy a druhým vícepolohovým válcem (6) díl srovná kolmo k ose manipulátoru. Všechny polohy vozíku jsou kontrolovány pomocí indukčních snímačů (8,9,10). Díl je pomocí kyvného pohonu (7) otočen o 90°. Toto otočení se děje za pohybu vozíku nad mezistanicí. Poté, co servomotor (18) přesune vozík do požadované polohy, sjíždí vícepolohový válec (5) na druhou vyšší polohu a odkládá díl do mezistanice.

Vozík je vybaven centrálním mazáním. Ze zásobníku mazacího tuku (14) je pomocí rozváděcí kostky (15) rozváděno mazivo na hřeben pastorku a je přimazáváno i lineární vedení osy x prostřednictvím vozíku. K vozíku jsou hlavním energetickým řetězem přivedeny kabely a hadice, které jsou připevněny k hřebenu (17).

Dále budou rozebrány všechny dílčí části manipulátoru a bude zvolena jejich nejvhodnější varianta.

6.3.1 Lineární vedení osy y

Lineární vedení svislé osy je realizováno prostřednictvím kuličkového pouzdra a vodící tyče. Každá vodící tyč jezdí ve dvou ložiscích. Ta jsou umístěna v jednom společném ložiskovém domečku. Ložiska umožňují přesný pohyb po tyčích díky uzavřeným kuličkovým drahám. Tyče jsou vyrobeny z materiálu 115CrV3 (19 421). Tyč je kalená, broušená a tvrdě chromovaná v toleranci h6. Jelikož bude tento prvek sloužit jako přesné vedení, bude jeho silové zatížení zanedbatelné. Není tedy nutné kontrolovat jeho životnost [20].



Obr. 6.5 Lineární vedení svislé osy [20]

Oba vozíky manipulátoru jsou osazeny vedením od firmy INA [20]. Typ ložiska je KH 3050 P v kombinaci s tyčí Ø30h6 L=530. Ložiska jsou osazena do hliníkových domků. Každý ložiskový domek je osazen a na konci je vyřezán závit.

Oba ložiskové domky jsou přišroubovány pomocí KM matice ke spodní desce. Obě vodící tyče jsou přišroubovány k pohyblivé desce, na kterou bude v zápětí přidělán i koncový efektor. Na druhý konec tyče je přišroubován kroužek, který bude snímat polohový snímač a tím bude určena poloha svislého vedení viz obr. 6.7.



Obr. 6.6 Vozík s implementovaným vedením

6.3.2 Pneumatické prvky vozíku

Oba vozíky využívají k přesouvání dílů do pracovních poloh několik pneumatických prvků. Mezi nejdůležitější patří kyvné pohony

Kyvný pohon

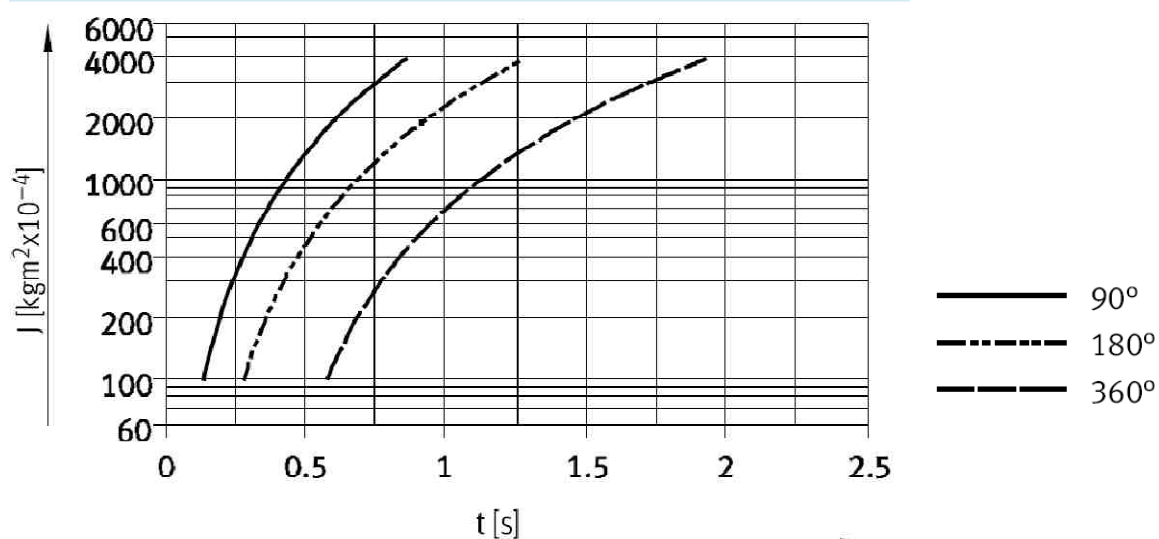
Po vyzvednutí dílu z palety je nutné díly přesunout do polohy, ve které budou odloženy do mezistanice. Vidličky 1/5 a 2/4 je nutné otočit o 90° a vidličky 3/7 a 6/R přesunout na druhou stranu tedy o -90°. K tomuto je vhodné využít kyvný pneumatický pohon. Výhodou je jeho nízká pořizovací cena, bezúdržbový a levný provoz. Těmto požadavkům zcela vyhovuje kyvný 180° pohon typu DRQD. DRQD je otočný pohon se dvěma písty s modulární konstrukcí.



Obr. 6.7 Kyvný pohon Festo [25]

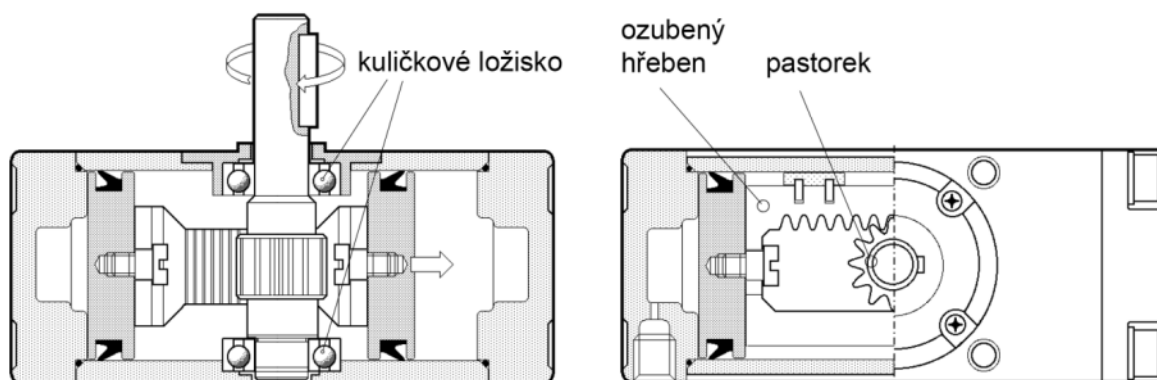
Dle těchto požadavků volíme pohon DRQD-B-32-180-YSRJ-A-AR-WF-Z1 [25]. Jedná se o kyvný pohon s polohami 0°, 90° a 180°.

DRQD-B-32-...-YSRJ



Obr. 6.8 Charakteristika kyvného pohonu [25]

Jde o konstrukci s implementovaným pastorkem a ozubeným hřebem viz obr. 9.10. Hřídel pohonu uložená ve valivých ložiskách tvoří s pastorkem jeden celek. Do ozubení pastorku zabíhá ozubení tyče přesouvané do koncových poloh písty. Na tělese pohonu jsou drážky pro upevnění snímačů polohy. Výstupní hřídele těchto motorů konají otáčivý pohyb kyvný v rozsahu 90° nebo 180°. Ve srovnání s pohony s rotorem s křídlem dosahují větších krouticích momentů. Maximální přípustný moment setrvačnosti této jednotky je 0,4 kg·m².



Obr. 6.9 Princip kyvného pohonu [25]

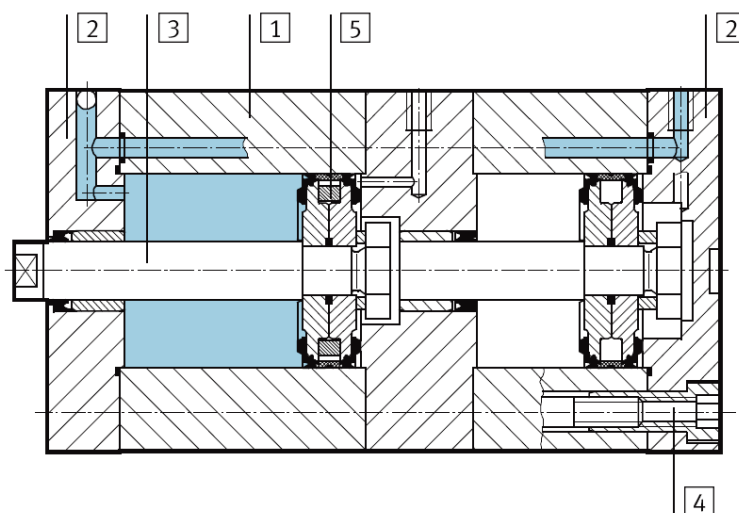
Vícepolohový válec

Jelikož se odebírací výška liší s odkládací polohou, je nutné, aby bylo možné pohon svislé osy přesouvat do více poloh. Standardními pneumatickými válci můžeme dosáhnout pouze dvou poloh, které odpovídají poloze při zasunutí a vysunutí pístnice. Vyžaduje-li se dosažení více poloh, lze použít kombinaci dvou a více jednotlivých pneumatických válců nebo jeden vícepolohový. Vícepolohový válec se skládá z několika válců s různými zdvihy v sobě. Přívodem vzduchu za jednotlivé písty dosáhneme další polohy [25].



Obr. 6.10 Vícepolohový válec Festo [25]

Konkrétní válec použitý na prvním vozíku je ADN-40-A-P-A-120Z1-310Z2 [25]. Válec má průměr pístu 40mm a polohy 120 a 310mm. Dalším vícepolohovým válcem, který bude v konstrukci použit, je válec typu ADN-40-A-P-A-40Z1-75Z2 [25]. Tento válec bude natáčet jednotkou. Vidličky jsou totiž typově pootočený o 120°. Do mezistanice je však potřeba je založit porovnané.



Obr. 6.11 Princip dvoupolohového válce [25]

1) Těleso válce 2) Víka válce 3) Pístnice 4) Přírubové šrouby 5) Píst

Dvoupolohový válec

Vozík č.2 bude mít pouze dvě pracovní polohy. První poloha bude referenční. V ní bude díl transportován. Druhá poloha bude sloužit k vyzvedávání a zakládání obrobků. K tomuto účelu nám poslouží klasický dvoupolohový válec.

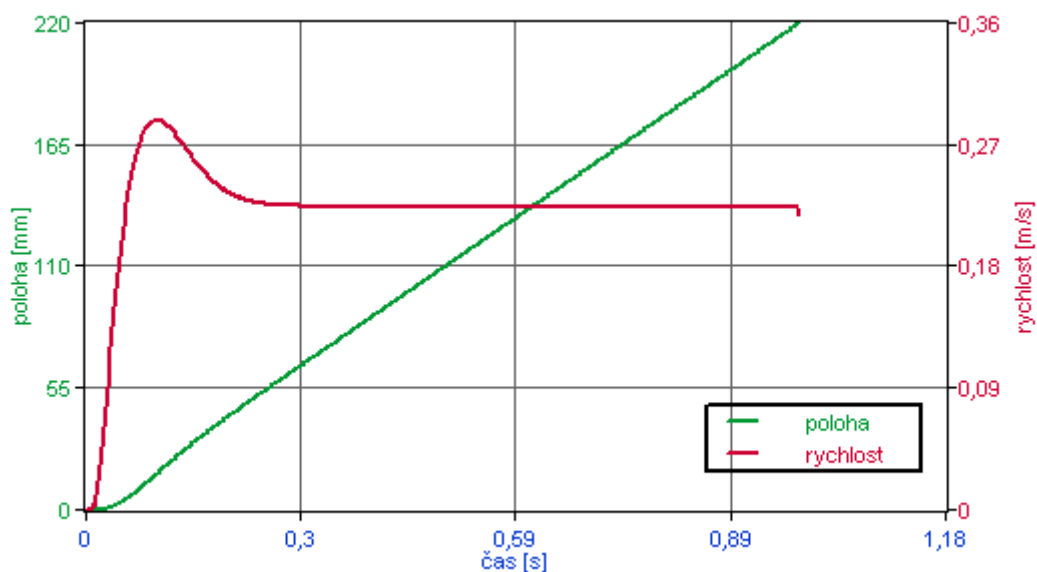


Obr. 6.12 Princip dvoupolohového válce [25]

Konkrétní válec použitý na prvním vozíku je ADN-40-220-A-P-A [25]. Válec má průměr pístu 40mm a zdvih 220mm. Pístnice je zakončena vnějším závitem M10x1,25. Simulaci pneumatického obvodu s tímto válcem provedeme v programu FluidDraw 5 Profesional. Zjistíme tak představu o chování celého obvodu a jeho vlastnosti.

vypočtené výsledky

celkový čas pro dosažení polohy	0.98 s	rychlost nárazu	0.22 m/s
kin. energie nárazu	0.25 J	minimální spotřeba vzduchu	2.19 l
průměrná rychlost	0.22 m/s	max. rychlost	0.29 m/s

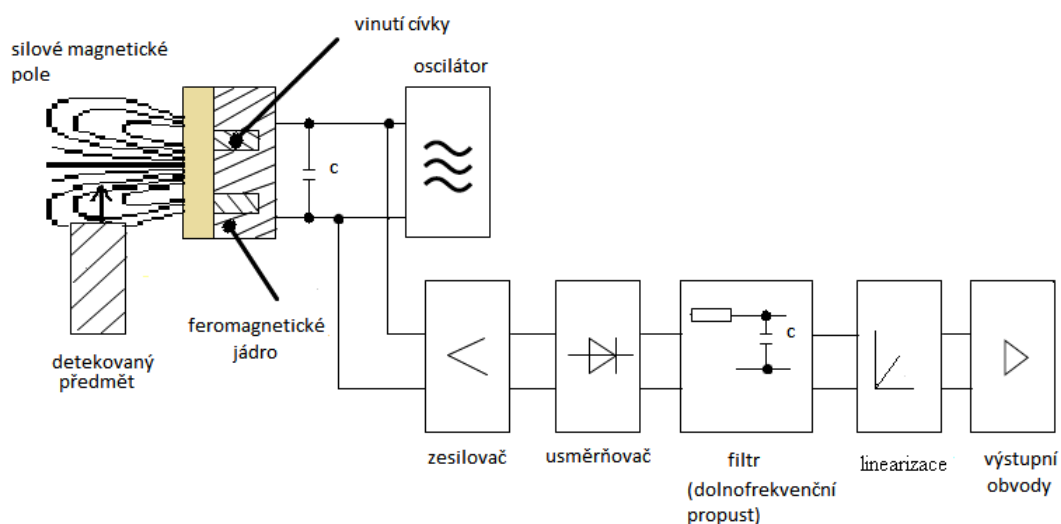


Obr. 6.13 Graf dvoupolohového válce ADN-40-220-A-P-A [25]

6.3.3 Snímače polohy pohyblivých částí

Pro přesnou a bezpečnou manipulaci dílů je nutné, abychom v každém okamžiku měli dostatek informací o tom, v jakých polohách se pohyblivé díly vozíků nacházejí. K tomuto účelu jsou nejvhodnější snímače indukční.

Princip indukčních snímačů je založen na vzájemném působení mezi kovovými vodiči a střídavým elektromagnetickým polem. V kovovém snímaném tlumícím materiálu jsou indukované vířivé proudy, které odebírají energii z pole a snižují velikost oscilační amplitudy. Tato změna je indukčním snímačem vyhodnocena.

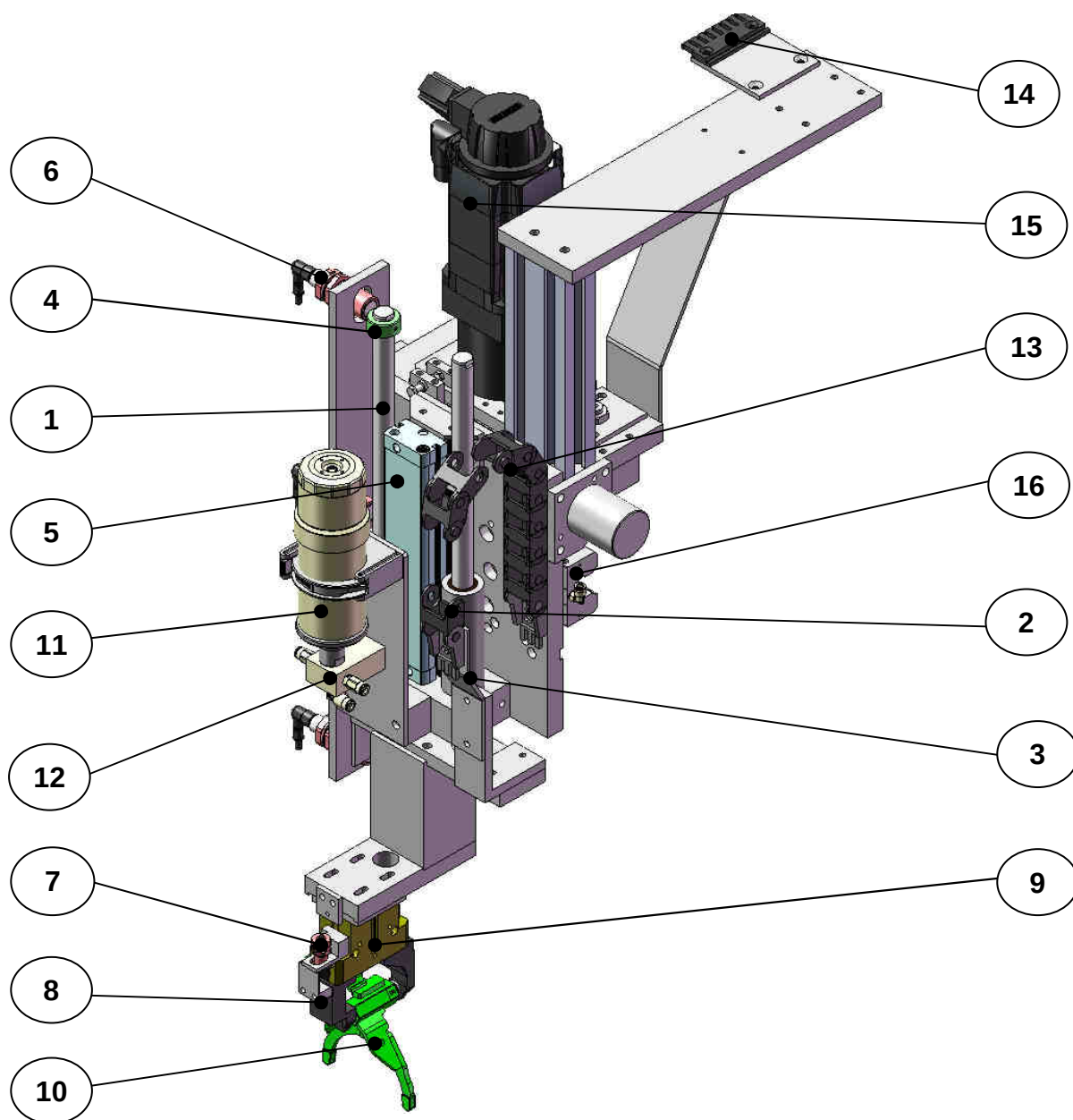


Obr. 6.14 Blokové schéma lineárního senzoru [21]

Pro určování polohy válců byly zvoleny snímače BES 516-326-S4-C s PNP přechodem, rozpínacím. Jmenovitá snímací vzdálenost snímače je 5mm.

6.4 Konstrukční návrh vozíku č.2

Konstrukce druhého vozíku bude podstatně jednodušší, než konstrukce prvního vozíku. Vozík bude odebírat díl z mezistanice, zakládat ho do rovnacího stroje a hotový kus bude odebírat ze stroje a odkládat do stanice. Zde bude robot díly třídit a ukládat do jednotlivých beden, které budou paletizovány.



Obr. 6.15 Popis vozíku č.2

1) Lineární vedení 2) Ložiska INA 3) Ložiskový domek 4) Referenční kroužek 5) Dvoupolohový válec ADN zajišťující svislý pohyb 6) Snímače Balluff určující polohu svislé osy 7) Snímač detekující otevření, nebo zavření kleští 8) Prsty efektoru 9) Efektorová jednotka 10) Přpravovaný díl 11) Zásobník mazacího tuku 12) Mazací rozvaděč 13) Energetický řetěz 14) Hřeben hlavního energetického řetězu 15) Servomotor Siemens 16) Vozík Bosch Rexroth

Popis funkce vozíku č.2

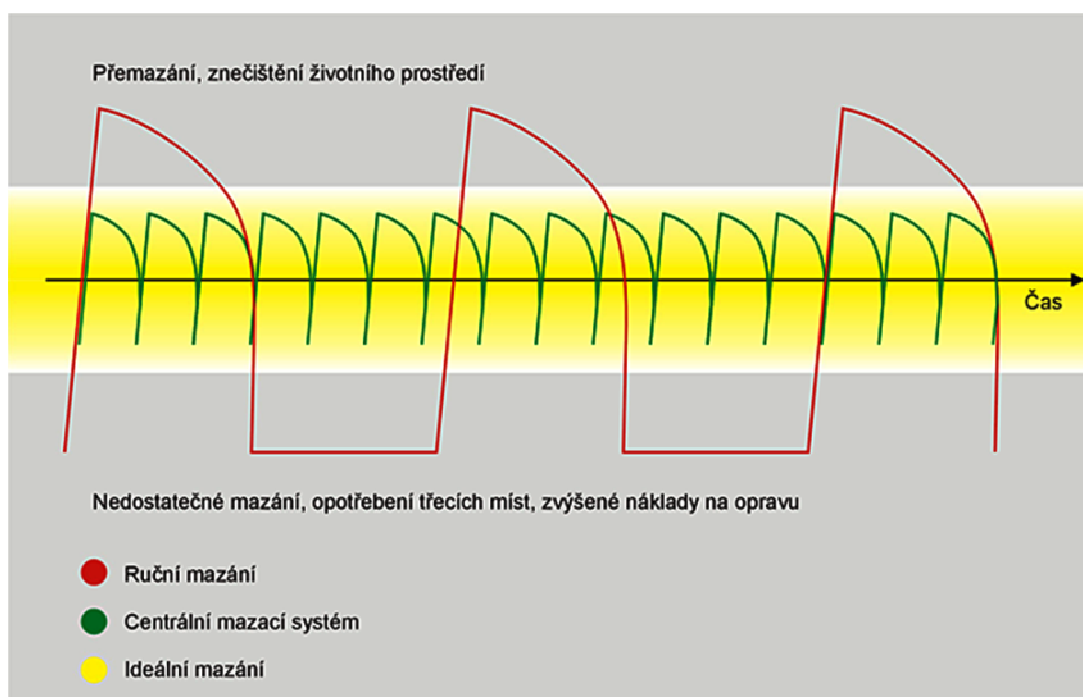
Vozík č.2 pracuje podobně jako vozík č.1. Jeho funkce jsou však jednodušší. Jednotka sjíždí pomocí dvupolohového válce (5) nad mezistanici pro díl. Díl upne chapadlem (9)a opět vyjede do referenční polohy. Obě polohy vozíku jsou kontrolovány pomocí indukčních snímačů (6). Po dosažení referenční polohy válce vozík přejíždí za pomoci servomotoru (15) nad rovnací stroj. Po dosažení požadované polohy nad strojem, válec (5) sjíždí a zakládá díl do stroje. Po srovnání dílu do příslušných tolerancí kus opět vyzvedne a odváží ho do stanice, kde probíhá třídění a paletizace dílů za pomoci robotu.

Vozík je vybaven centrálním mazáním. Ze zásobníku mazacího tuku (11) je pomocí rozváděcí kostky (12) rozváděno mazivo na hřeben pastorku a je přimazáváno i lineární vedení osy x prostřednictvím vozíku. K vozíku jsou hlavním energetickým řetězem přivedeny kabely a hadice, které jsou připevněny k hřebenu (17).

Dále budou rozebrány všechny dílčí části vozíku č.2, které nebyly použity na vozíku č.1 a bude zvolena jejich nejvhodnější varianta.

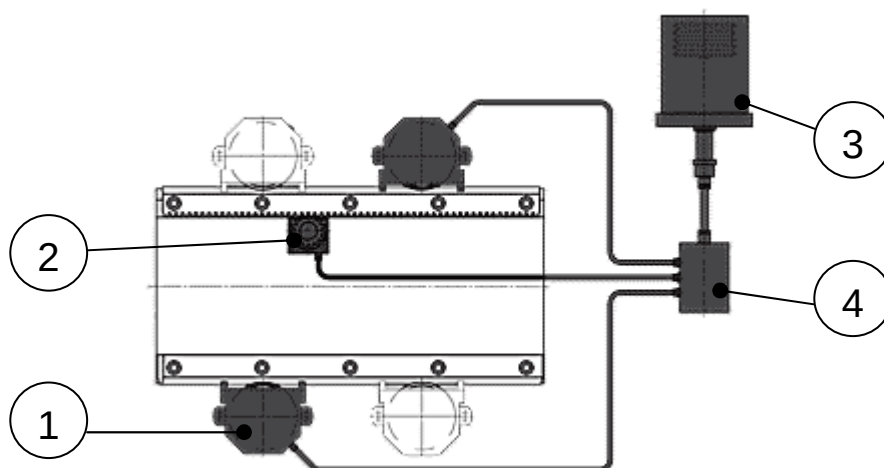
6.5 Automatický mazací systém manipulátoru

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. Existují dvě varianty jakým způsobem manipulátor mazat. Prvním způsobem je jednorázové mazání v pravidelných intervalech. Druhou metodou je mazání průběžné. Průběžně se za provozu doplňuje mazací médium viz obr. 6.20.



Obr. 6.16 Způsoby mazání [21]

Navrhovaný dvouosý manipulátor bude obsahovat automatický mazací systém, převzatý od firmy Vogel [21]. Vodící kolejnice bude automaticky mazána při pohybu vozíku nanášením olejového filmu na styčnou plochu kolejnice. Toto nanášení olejového filmu prostřednictvím vozíku zprostředkovává automatická mazací jednotka (obr. 6.21, poz.1) doplňovaná mazivem z centrálního zásobníku maziva (obr. 6.21, poz.3). Ozubený hřeben bude mazán prostřednictvím mazacího plstěného ozubeného kolečka, jež se po něm odvaluje (obr. 6.21, poz.2) při pohybu lineární osy a je též zásobováno mazivem z centrálního zásobníku maziva.



Obr. 6.17 Automatický mazací systém vozíku [21]

1) Automatická mazací jednotka vodící kolejnice 2) Automatická mazací jednotka ozubeného hřebene 3) Centrální mazací zásobník 4) Rozvaděč

6.6 Koncové dorazy vozíků

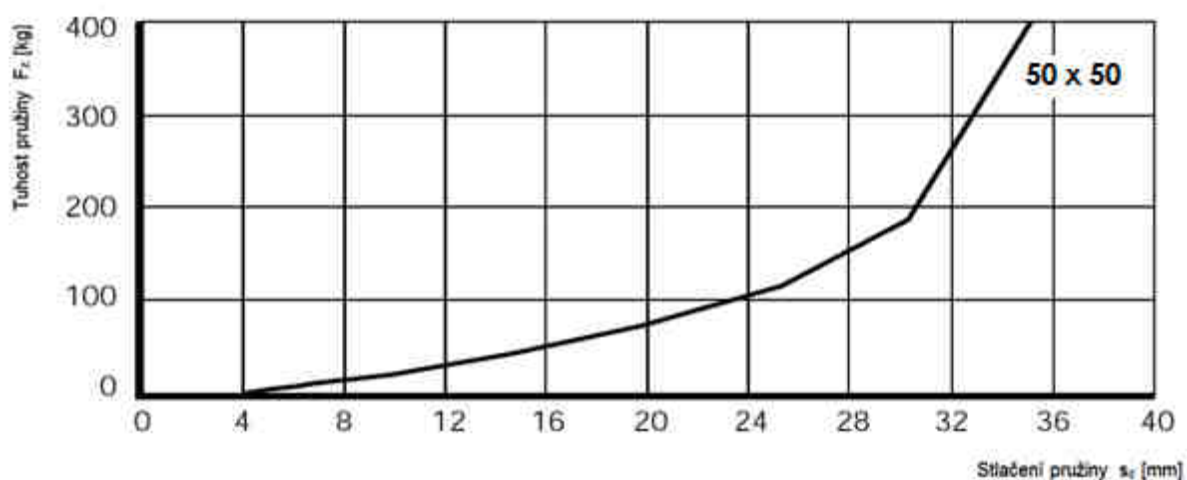
Poloha pojezdů (pojezdových vozíků) manipulátoru je registrována řídicím systémem manipulátoru prostřednictvím zpětné vazby monitorující počet otáček a natočení hřídele servomotoru. V případě zapnutí manipulátoru či výpadku proudu musí jednotlivé osy dvouosého manipulátoru najet do své referenční polohy. 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.

Posledním stupněm ochrany proti nekontrolovanému vyjetí pojezdového mechanismu ze své dané dráhy nebo proti srážce obou vozíků je pevný mechanický doraz (nárazníková pružina) umísťovaný na každé straně daného vozíku a také na obou koncích dráhy manipulátoru.

Tato nárazníková pružina by měla zabránit nebo částečně omezit poškození vozíků v případě srážky. Doraz je umístěn i na obou koncích pojezdové dráhy, kde by měl zabránit vyjetí vozíků z vedení.



Obr. 6.18 Nárazníkové pružiny 50x50 [18]



Obr. 6.19 Graf závislosti tuhosti na stlačení 50/50 nárazníkové pružiny [18]

Vozíky budou jezdit rychlostí 3 m/s. Je tedy třeba, aby nárazníková pružina při nárazu část kinetické energie pohltila. Část kinetické energie se přemění v odraz. Z tohoto důvodu volíme nárazníkovou pružinu 16-50/50-M10x20-50Sha [18].

Výpočet kinetické energie:

$$E_k = \frac{1}{2} m \cdot v^2 \quad [\text{J}] \quad (18)$$

$$E_k = \frac{1}{2} 100 \cdot 3^2 = 450 \text{ J}$$

Výpočet akumulované energie pružinou:

$$E_a = E_{ac} \cdot z \quad [\text{J}] \quad (19)$$

$$E_a = 45 \cdot 3,5 = 157,5 \text{ J}$$

Nárazníková pružina je schopna pohltit energii 157,5 J. Energie vzniklá nárazem je 450J. Jedna třetina energie je tedy pohlcena pružinou. Zbytek energie by se měl přeměnit v odraz a vozík zůstane neporušený.

Tab. 3 Technické parametry nárazníkové pružiny[18]

Vnější průměr	D_1 [mm]	50
Výška	H [mm]	50
Závit	Gxh	M10x20
Tvrdost	ShA	50
Deformace	Z [mm]	35
Tuhost	C_z [N/cm]	1500
Únosnost	P_z [N]	4000
Akumulace energie	E_{ac} [J/cm]	45
Hmotnost	m [g]	110

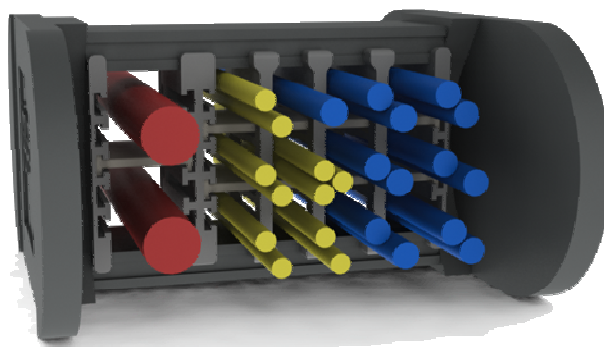
6.7 Volba energetických řetězů

Pro pohon manipulátoru je třeba přivést na patřičná místa napájecí kabely, řídicí kabely a hadice s tlakovým vzduchem. Jedná se o napájecí a řídicí kabely ke každému servomotoru, k snímačům polohy na pneumatických válcích a koncovým spínačům. Dále pak hadice s přívodem tlakového vzduchu k pneumatickým ventilům a k upínacím prvkům. Pro přívod těchto energií do pohybujících se částí manipulátoru musí být použity energetické řetězy pro bezpečné uložení a vedení všech kabelů a hadic [22].

6.7.1 Návrh řetězů

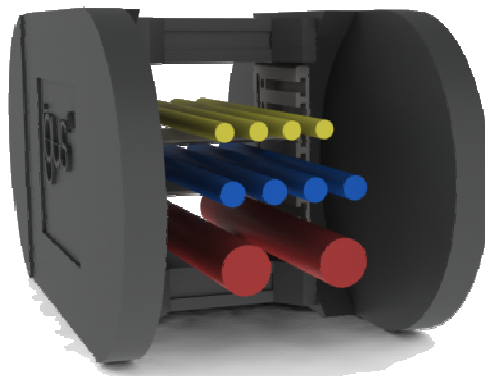
Pro konstrukci manipulátoru jsou použity energetické řetězy od firmy Igus [22]. Firma má dodací lhůtu 4 až 6 týdnů. Je tedy nutné navrhnout rozmístění kabelů a hadic v řetězu a spočítat požadovanou délku řetězu a počet článků s co největší přesností.

K vozíku č. 1 je třeba přivést 2 napájecí kabely ($\varnothing$ 12mm) 11 ovládacích a datových kabelů ($\varnothing$ 4mm) a 13 pneumatických hadic ($\varnothing$ 6mm). Volíme tedy řetěz E4/00 série 410 s vnější výškou článku 116 mm a šířkou 64 mm a poloměrem ohybu 100 mm. Objednací číslo dílu bude 390.087.100.0. [22].



Obr. 6.20 Řetěz E4/00 řady 390.087.100.0. a jeho naplnění pro vozík Č. 1

K vozíkům č. 2 je třeba přivést také 2 napájecí kabely (Ø 12mm) 6 ovládacích a datových kabelů (Ø 4mm) a 6 pneumatických hadic (Ø 6mm). Volíme tedy řetěz E4/00 série 410 s šířkou i výškou článku 84 mm a poloměrem ohybu 135mm. Objednací číslo dílu bude 410.05.135.0. [22].



Obr. 6.21 Řetěz E4/00 řady 410.05.135.0. a jeho naplnění pro vozík Č.2

Energetické řetězy budou použity také na obou vozících. Budou sloužit k rozvedení hadic a kabelů k dílčím pohyblivým částem. Konkrétně jde o řetěz typu E2-mini čísla 15i.5.048.0 [22] pro vozík č.1 a řetěz typu E2-mini čísla 15i.25.048.0. [22].

Tab. 4 Barevné rozlišení kabelů a hadic

-  - Napájecí kabely
-  - Datové a ovládací kabely
-  - Pneumatické hadice

Každý vozík se pohybuje po různé dráze a je tedy nutné vypočítat požadovanou délku a počet článků řetězu.

6.7.2 Výpočet řetězu

Délka řetězu:

$$Lr = \frac{L_D}{2} + \pi \cdot R \quad [\text{mm}] \quad (20)$$

Počet článků:

$$N = Lr / T \quad [-] \quad (21)$$

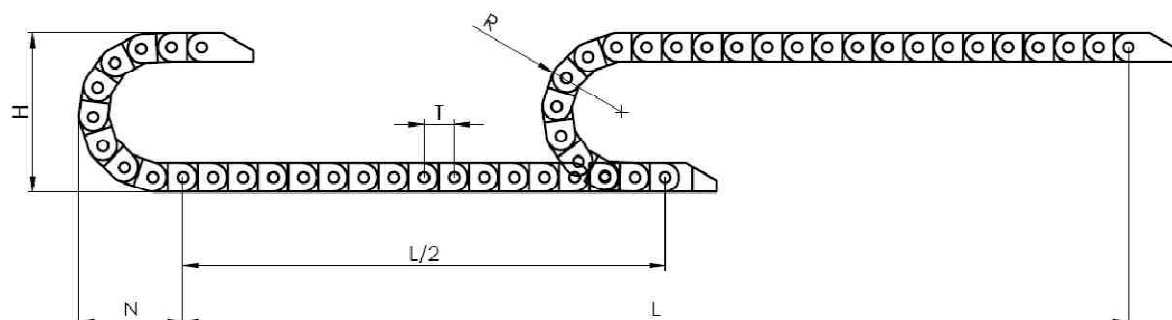
Kde: L_R [mm] – délka řetězu

L_D [mm] – délka dráhy vozíku

R [mm] – poloměr ohybu řetězu

T [-] – rozteč článku řetězu

N [-] – počet článků



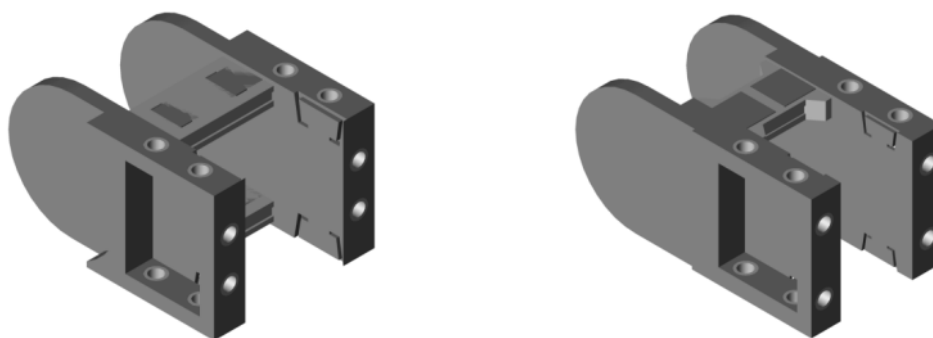
Obr. 6.22 Schéma výpočtu délky řetězu [22]

Parametry řetězu a výpočet požadovaných hodnot nutných k objednání řetězu:

Tab. 5 Výpočet délky a počtu článků

	Vozík č. 1	Vozík č. 2	Vozík č. 3
L [mm]	5000	9100	8700
R [mm]	100	135	135
Lr [mm]	2340	4350	4150
T [mm]	67	91	91
N	35	48	46

Dále budou energetické řetězy vybaveny koncovkami s upínacími elementy č. 3900.087.1.12 [22] pro řetěz prvního vozíku a č. 4100.05.2.12 [22] pro řetěz druhého vozíku. Upínací díly slouží k pevnému uchycení celého řetězu ke stroji nebo k vozíku. Pro uchycení kabelů popřípadě hadic na obou koncích energetického řetězu slouží vazací desky, které jsou přišroubovány na obou koncích řetězu. Pro oba vozíky je použita deska 2070.ZB [22]. Připevnění kabelů k vazací desce se provádí z důvodu zamezení pohybu kabelů a hadic uvnitř řetězů (deformace, vzájemné otěry kabelů...) pomocí běžných elektrikářských plastových upínek, tzv. "kabelbinderů".



Obr. 6.23 Upínací koncovky [22]

7 Efektor

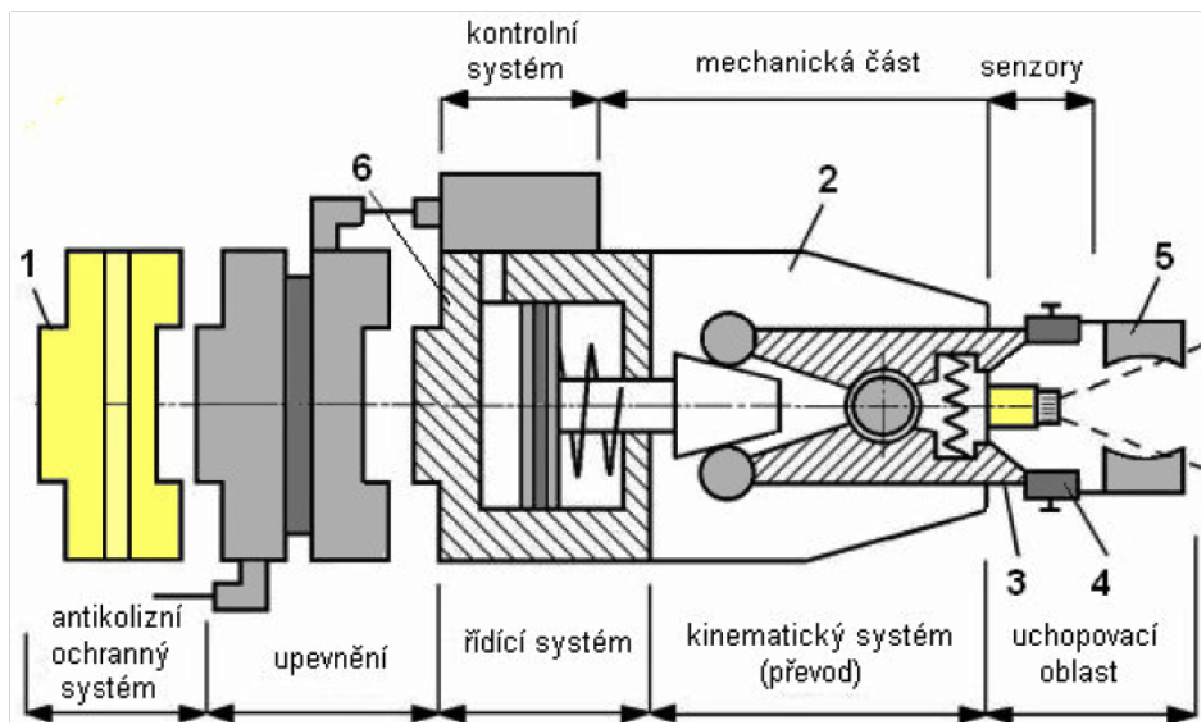
Efektor je výkonným subsystémem průmyslového případně servisního robotu nebo manipulátoru. Vlastnosti technických systémů se mohou totiž uplatnit (nebo znehodnotit) právě prostřednictvím efektoru. Název efektor vznikl z anglického end effector což česky v překladu znamená chapadlo.

Efektory jinak taky nazývané chapadla či koncové úchopové hlavice se v praxi skládají z akčních členů, což jsou například čelisti, adhezní plochy, magnetické plochy a dále ze samotného těla efektoru. Tvary a typy akčních členů se liší dle charakteru uchopovací operace. V dnešní době je snaha o co největší univerzálnost těchto členů, 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 většinou nacházejí díry a závity pro připojení chapadla k průmyslovému robotu nebo k jinému zařízení umožňujícímu měnit jeho prostorovou polohu. [4]

Tab. 6 Fyzikální principy jednotlivých druhů chapadel [9]

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 používaných chapadel v automatizovaných provozech jsou efektory pracující na kontaktním principu (obr 7.1), které uchopují objekt manipulace prostřednictvím prstů (2 až 4). Pro uchopení vidličky je kontaktních princip vyhodnocen jako nejvhodnější.



Obr. 7.1 Schematické znázornění prstového chapadla [9]

1) Ochranná část 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. [8]

7.1 Požadavky na kontaktní efektor

Jak je uvedeno v předchozí kapitole, efektoru kontaktního typu budou použity dva. První efektor bude uchopovat vidličku za referenční praporek a přesune ji z přepravní palety na mezistanici, kde ji odloží. Tento typ uchopení bude silový. Druhý efektor vidličku uchopí za otvor v šestihranu a přesune ji do stroje a po srovnání ji přesune ze stroje do místa paletizace. Typ tohoto uchopení bude spíše tvarového charakteru. Klíčové parametry při výběru vhodných efektorů budou:

- Jedním ze zásadních parametrů je minimální a maximální možná rozteč mezi vnějšími plochami uchopovacích čelistí efektoru. Rozdíl této minimální a maximální rozteče související se zdvihem obou čelistí je tím větší, čím větší efektor je. Je nutné vybrat koncové efektoru pro oba manipulující vozíky. Typově se jednotky efektoru lišit nebudou, budou mít pouze rozdílný zdvih a namontované rozdílné čelisti.

- Velikost uchopovací síly zvolených efektorů musí být adekvátní k hmotnosti vidličky. Je však nutné brát v potaz také kinetickou energii, kterou bude vidlička mít při manipulaci (cílem je, aby se díl v čelistech nepohnul).

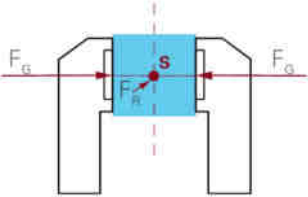
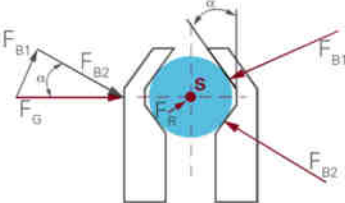
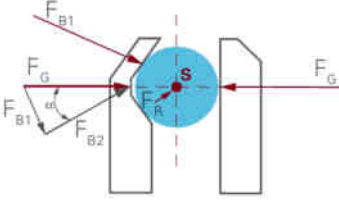
7.2 Stanovení uchopovací síly

Při nejjednodušší manipulaci s obrobkem mechanickým uchopovacím modulem bereme v úvahu setrvačné síly a síly vyvolané procesem přemístění. Na základě jejich účinků určujeme minimální velikost uchopovací síly. Uchopovací síla je aritmetickým součtem všech sil působících na uchopovacích čelistech.

Tab. 7 Součinitele tření vybraných materiálů [9]

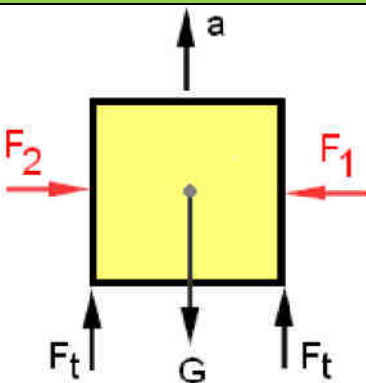
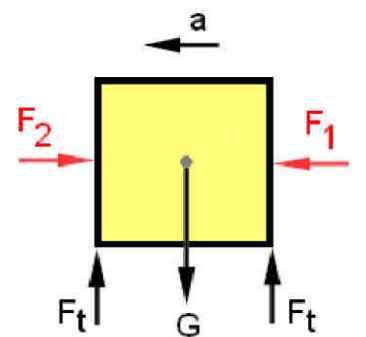
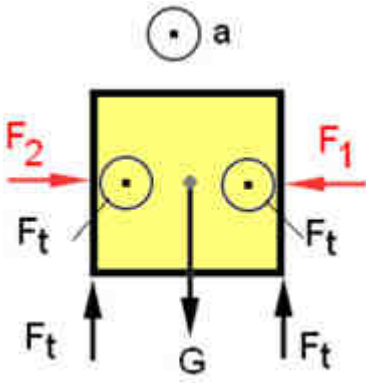
kontaktní materiály	suchý povrch	mastný povrch
ocel - ocel	0,12 - 0,17	0,05
ocel - litina	0,2	0,05
ocel - mosaz	0,2	0,05
ocel - bronz	0,2	0,05
ocel - pryž	0,3	0,15
ocel - kůže	0,6	0,25
ocel - ferodo	0,6 - 0,7	-
ocel - Quentes (SCHUNK)	0,3 - 0,4	-
nezakalené čelisti bez zdrsnění	0,12 - 0,15	-
zakalené čelisti se zdrsněním ve tvaru rybin	0,3 - 0,35	-
povrch čelistí rýhovaný podélně	0,3	-
povrch čelistí rýhovaný příčně	0,4	-
povrch čelistí s křížovým rýhováním	0,4 - 0,6	-
povrch čelistí s ostrými zářezy pro vniknutí do objektu manipulace	0,8 - 1	-

Tab. 8 Obecné vztahy pro určení uchopovací síly [10]

	Uchopovací síla	Základ upínací síly	Ovlivňující faktor kontaktu s materiálem
	$F_G =$	$F_R \cdot \frac{S}{\mu}$	$\frac{1}{2}$
	$F_G =$	$F_R \cdot \frac{S}{\mu}$	$\frac{\cos \alpha}{2}$
	$F_G =$	$F_R \cdot \frac{S}{\mu}$	$\frac{\cos \alpha}{1 + \cos \alpha}$

Kde: F_G [N] – uchopovací síla
 F_R [N] – výsledná síla
 S [-] – koeficient bezpečnosti
 μ [-] – koeficient tření
 α [°] – úhel prizma

Tab. 9 Odvození vzorců pro stanovení uchopovací síly [9]

Pohyb v ose y	
	$\sum F_Y = 0; \quad 2 \cdot F_t = G \pm m \cdot a_y$ $F_t = \frac{1}{2} m \cdot (g \pm a_y)$ $F_1 = F_2 = \frac{1}{2\mu} m \cdot (g \pm a_y)$ $F_G = F_1 = F_2 = 2 \cdot F_1$
	$F_{GY} = \frac{1}{\mu} m \cdot (g \pm a_y) \cdot S$
Pohyb v ose x	
	$\sum F_Y = 0; \quad 2 \cdot F_t = G \Rightarrow F_t = \frac{1}{2} m \cdot g$ $F_t = F_1 \cdot \mu \Rightarrow F_1 = \frac{F_t}{\mu} = \frac{1}{2\mu} m \cdot g$ $\sum F_X = 0; \quad F_1 - m \cdot a_x - F_2 = 0 \Rightarrow$ $\Rightarrow F_1 = F_2 = m \cdot a_x$ $F_1 = \frac{1}{2\mu} m \cdot g + \frac{1}{2} m \cdot a_x$
	$F_{GX} = 2 \cdot F_1 = m \cdot \left(\frac{1}{\mu} g + a_x \right) \cdot S$
Pohyb v ose z	
	$\sum F_Y = 0; \quad 2 \cdot F_{tY} = G \Rightarrow F_{tY} = \frac{1}{2} m \cdot g$ $\sum F_X = 0; \quad 2 \cdot F_{tX} = m \cdot a \Rightarrow F_{tX} = \frac{m \cdot a}{2}$ $F_{1Z} = F_{2Z} = \frac{1}{2\mu} m \cdot a_z \quad F_{GZ} = 2F_Z = \frac{m \cdot a_z}{\mu}$ $F_{1Y} = F_{2Y} = \frac{1}{\mu} m \cdot g \quad F_{GY} = 2F_Y = \frac{m \cdot g}{\mu}$
	$F_{GZ} = F_{GY} + F_{GZ} = \frac{1}{\mu} m \cdot (g + a_z) \cdot S$

Nejprve jsou stanoveny síly potřebné k realizaci pohybu ve všech osách, na které pak budeme převádět pohyby v jednotlivých úsecích drah. Určení sil bude provedeno na příkladu uchopení krychle, kde jsou styčné plochy čelistí ploché a nedochází tedy k rozkladu normálové síly působící na objekt manipulace (tab. 8).

Výše uvedené vzorce platí pro případ, kdy jsou použity ploché uchopovací elementy. Tento případ je použit také v navrhované konstrukci. Ploché čelisti budou uchopovat plochou část transportovaného dílu.

Přepřavované díly jsou vyrobeny z materiálu S420MC (11 503 – plech válcovaný za tepla, DIN 1543). Prsty koncového efektoru budou vyrobeny z materiálu 90MnCrV8 (19 313 – legovaná nástrojová ocel, žíhaná). Kontaktní materiály jsou tedy ocel - ocel. Součinitel tření mezi nimi je 0,12 – 0,17. Výpočet provedeme také pro příčně rýhované čelisti, kde je součinitel tření 0,4. Koeficient bezpečnosti je dle [9] pro zaplacené provozy, kam má člověk za normálních podmínek vstup zakázán $S = 2$. Provoz, ve kterém bude zařízení pracovat, by měl být zaplacen. Osoby by měly do pracovního prostoru manipulátoru vstupovat pouze v případě poruchy nebo v ručním režimu manipulátoru.

Vstupní parametry:

součinitel tření ocel – ocel	$\mu_1 = 0,14$
součinitel tření rýhovaného povrchu	$\mu_2 = 0,4$
maximální přesouvaná hmotnost	$m_{max} = 10 \text{ kg}$
zrychlení v ose x	$a_x = 5 \text{ m/s}^2$
zrychlení v ose y	$a_y = 8 \text{ m/s}^2$
zrychlení v ose z	$a_z = 0 \text{ m/s}^2$
koeficient bezpečnosti	$S = 2$

Vlastní výpočet dle tabulky 6 [10]:

Uchopovací síla v ose x

$$F_{GX1} = 2 \cdot F_1 = m_{max} \cdot \left(\frac{1}{\mu} g + a_x \right) \cdot S \quad [\text{N}] \quad (22)$$

$$F_{GX1} = 10 \cdot \left(\frac{1}{0,14} \cdot 9,81 + 5 \right) \cdot 2 = 1501,4 \text{ N}$$

$$F_{GX2} = 2 \cdot F_1 = m_{max} \cdot \left(\frac{1}{\mu} g + a_x \right) \cdot S \quad [\text{N}] \quad (23)$$

$$F_{GX2} = 10 \cdot \left(\frac{1}{0,4} \cdot 9,81 + 5 \right) \cdot 2 = 590,5 \text{ N}$$

Uchopovací síla v ose y

$$F_{GY1} = \frac{1}{\mu} m_{max} \cdot (g \pm a_y) \cdot S \quad [\text{N}] \quad (24)$$

$$F_{GY1} = \frac{1}{0,14} 10 \cdot (9,81 + 8) \cdot 2 = 2544,3 \text{ N}$$

$$F_{GY2} = \frac{1}{\mu} m_{max} \cdot (g \pm a_y) \cdot S \quad [N] \quad (25)$$

$$F_{GY2} = \frac{1}{0,4} 10 \cdot (9,18 + 8) \cdot 2 = 890,5N$$

Uchopovací síla osy z není uvažovaná. Námi navržený manipulátor je pouze dvouosý.

Vyhodnocení výsledků:

Upínací síly s použitím hladkých čelistí:

$$\text{v ose x} \quad F_{GX1} = 1501,4N$$

$$\text{v ose y} \quad F_{GY1} = 2544,3N$$

Upínací síly s použitím příčně rýhovaných čelistí:

$$\text{v ose x} \quad F_{GX1} = 590,5N$$

$$\text{v ose y} \quad F_{GY1} = 890,5N$$

Z vypočtených hodnot navrhujeme čelisti příčně rýhované.

7.3 Výběr vhodného typu efektoru

Pro manipulaci s dílem byl dle výše uvedeného výpočtu zvolen kontaktní efektor Schunk PGN-plus 80 [27] se dvěma prsty. Uchopovací síla tohoto typu efektoru je vyvozena pružinami. Odepnutí dílu, tedy lineární zdvih čelistí (prstů) je vyvozen pneumaticky poháněným válcem. Při výpadku vzduchu (prasknutí hadice, selhání systému...) zůstane díl bezpečně uchopen.

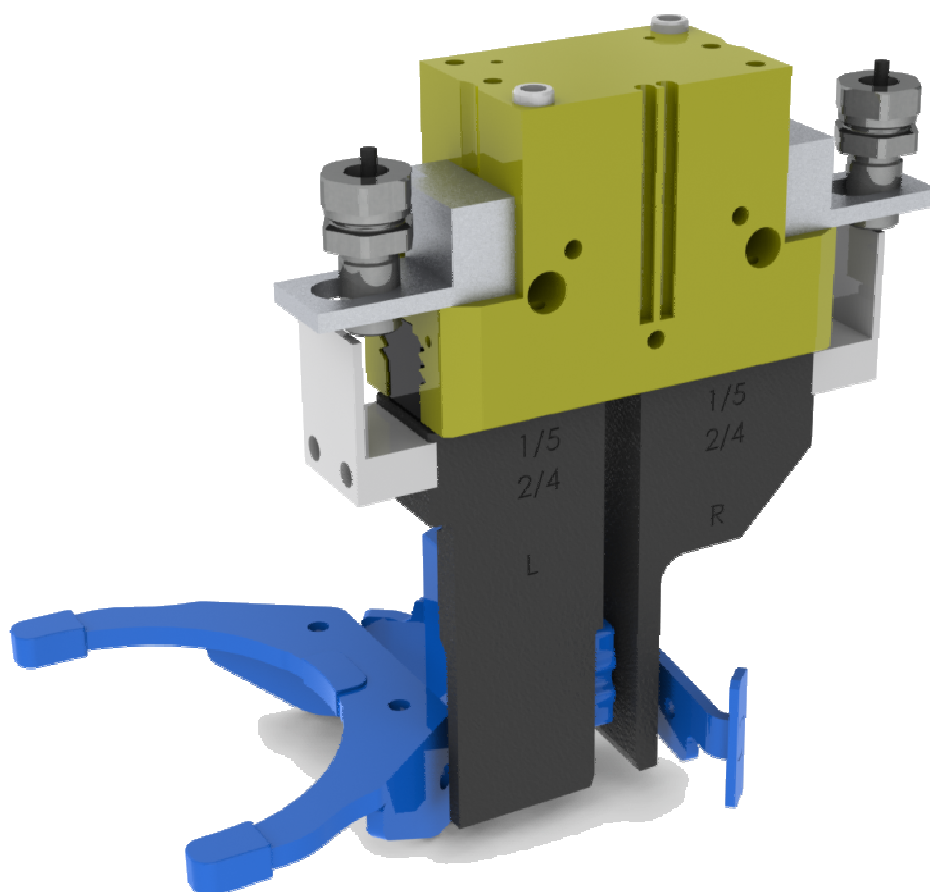
Na základě rozměrových a technických parametrů (maximální přípustná hmotnost předmětů, maximální uchopovací síla, minimální a maximální možná rozteč mezi vnějšími plochami čelistí a celková šířka efektoru) jsou tyto typy efektorů vyhodnoceny jako vhodné pro uchopení dílů. Efektory obou vozíků budou schopny vzhledem ke své velikosti bez problémů manipulovat s dílem.

Vozík č.1

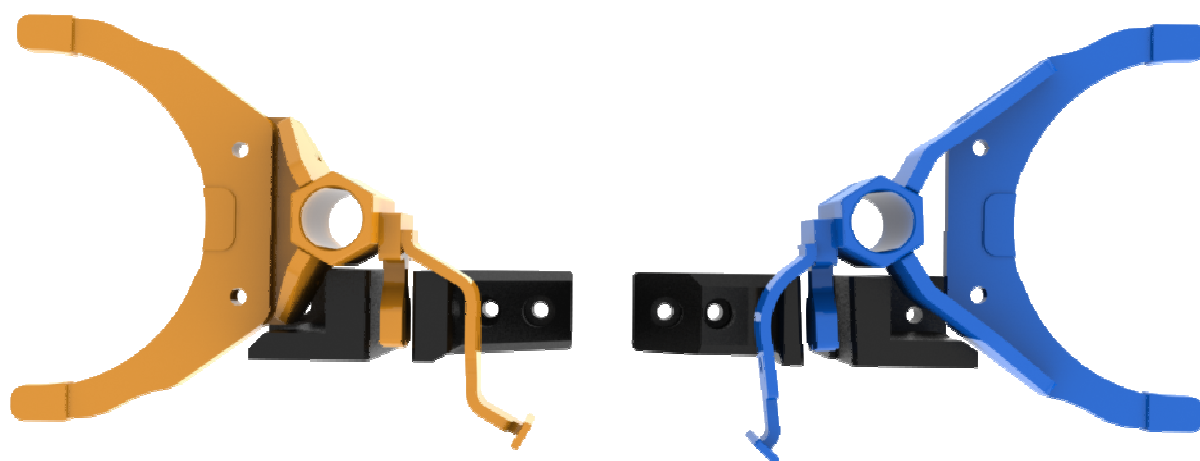
První vozík bude uchopovat vidličku za referenční praporek a přesouvat ji z palety do mezistanice. Šířka praporku je pouze 6 mm. Dle těchto parametrů a vypočtené uchopovací síly volíme efektor PGN-plus 80-2-AS [27] následujících parametrů:

Tab. 10 Vlastnosti efektoru prvního vozíku [27]

Zdvih jedné čelisti	4 [mm]
Upínací síla	1180 [N]
Rozpínací síla (vyvolaná pružinou)	320 [N]
Hmotnost	0,6 [kg]



Obr. 7.2 Upnutí vidličky



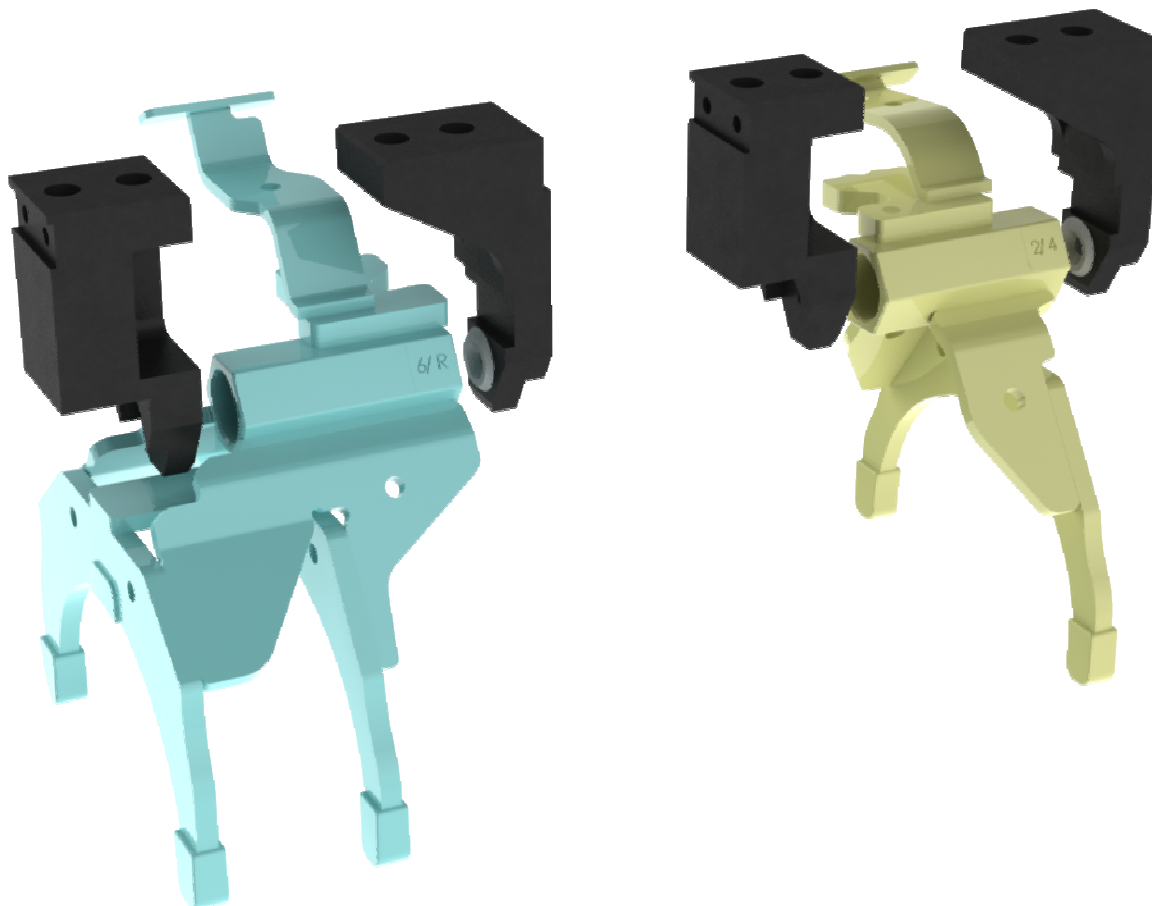
Obr. 7.3 Řešení prstů efektoru

Vozík č.2

Druhý vozík bude tvarově upínat vidličku díru v šestihranu a přesouvat ji z mezistanice do stroje a dále ze stroje do paletizačního prostoru. Šířka šestihranu respektive upínací vzdálenost je 55 mm. Dle těchto parametrů a vypočtené uchopovací síly, která však nemusí být tak velká jako v předchozím případě z důvodu tvarového upínání, volíme efektor PGN-plus 80-1-AS [27] následujících parametrů:

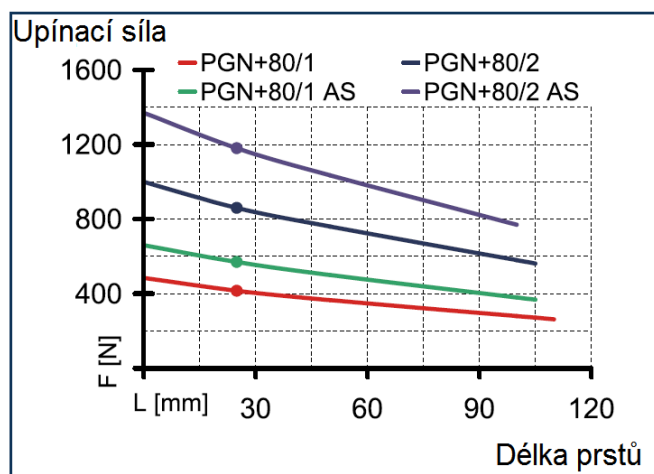
Tab. 11 Vlastnosti efektoru druhého vozíku [27]

Zdvih jedné čelisti	8 [mm]
Upínací síla	570 [N]
Rozpínací síla (vyvolaná pružinou)	155 [N]
Hmotnost	0,6 [kg]



Obr. 7.4 Upnutí vidličky

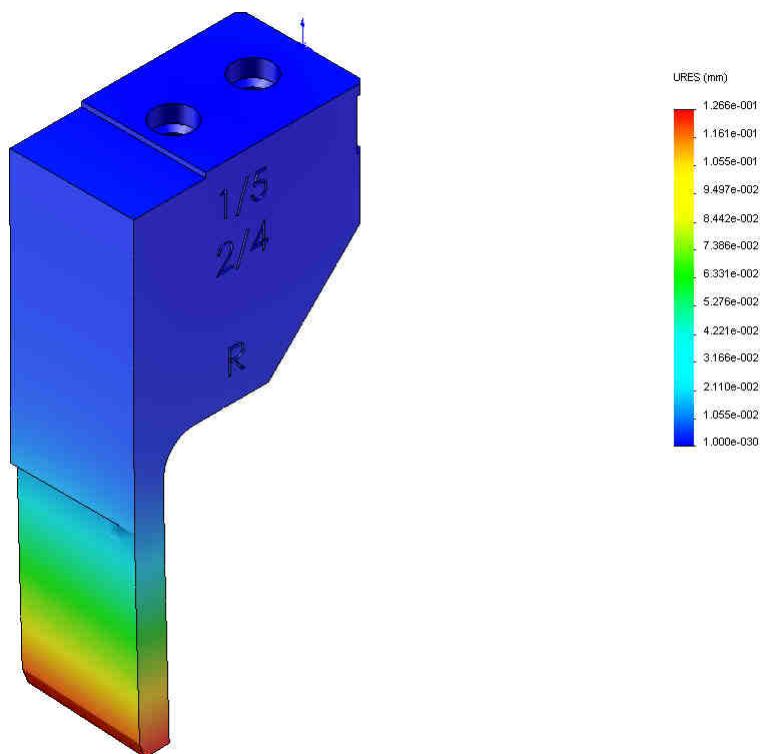
Na prsty efektoru druhého vozíku jsou přišroubovány kalené kužely, které zajišťují vystředění dílu a přesné nehybné upnutí.



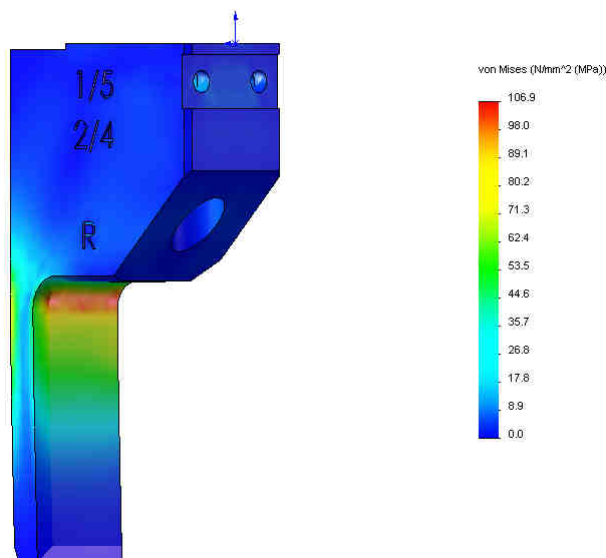
Obr. 7.5 Graf závislosti síly upínání na délce prstů [27]

7.4 Pevnostní analýza prstů efektoru

Podle prostorových možností (místo kolem praporku, díra v šestihranu) jsme navrhli a zkonstruovali prsty efektoru. Přihlédli jsme také k závislosti upínací síly na délce prstů. Pro kontrolu naší úvahy jsme model podrobili MKP analýze.



Obr. 7.6 Vyhodnocení posunutí v obecném prostoru pomocí MKP analýzy



Obr. 7.7 Vyhodnocení redukovaného napětí pomocí MKP analýzy

Z výše uvedených obrázků je patrné, že navržené díly jsou dostatečně tuhé a není třeba je nijak zpevňovat. Posunutí je na konci prstu 1,2 μm . Maximální

deformace je 106,9 MPa, což je v porovnání s mezí kluzu materiálu 19 313 akceptovatelná hodnota.

8 Časový rozbor

Pro jednotlivé osy byly určeny hodnoty rychlostí a zrychlení. Hodnoty osy X, tedy osy poháněné servomotorem byly zvoleny již v návrhu pohonu. Pro ty je třeba spočítat čas přesunu jednotlivých vozíků. Hodnoty osy Y, tedy osy obsluhované pneumatickými prvky jsou dodány výrobcem v katalogových listech pro provozní tlak 6 barů.

Hodnoty zrychlení pro jednotlivé osy:

Osa X	$a_x = 5 \text{ m/s}^2$
Osa Y	$a_y = 8 \text{ m/s}^2$

Z hodnot je patrné, že největší zrychlení bude u osy Y. Hodnota, s jakou bude pomocí pohonné jednotky osy x manipulátor obsluhovat celý provoz ve směru osy X je pochopitelně značně menší, protože pohonná jednotka osy X musí uvést do pohybu mnohem větší hmotu (celý vozík s příslušenstvím a energetickým řetězem) v porovnání s osou Y (zde se za pomocí pneumatických prvků pohybuje pouze efektor). Neúměrně vysoká hodnota zrychlení dosahovaná manipulátorem na ose X při nutnosti rozpohybovat značně větší hmotu pohonnou jednotkou osy X by znamenalo větší zatížení pojezdového mechanismu osy, s nímž by byly spojeny větší nároky na tuhost profilů, velikost pohonné jednotky, výkonnost jejich brzd atd. Jak už bylo řečeno, po spočtení a sečtení jednotlivých časů, které budou obě osy s těmito rychlostmi a zrychleními potřebovat na uražení daných drah na osách X a Y při jednom pracovním cyklu zjistíme, zdali byl odhad rychlostí a zrychlení jednotlivých os manipulátoru správný, a zdali bude manipulátor schopen s těmito navrženými rychlostmi a zrychleními při daných drahách pohybu dostat do požadovaného limitu doby jednoho pracovního cyklu 40 s.

8.1 Výpočet doby pohybu osy X

Elementární pohyby pohonných jednotek osy X můžeme rozdělit do čtyř částí:

- 1) Přeprava dílu z palety do mezistanice (dráha 0,6-1,6 m)
- 2) Výměna pozic jednotlivých vozíků nad mezistanicí (dráha 0,5 m)
- 3) Přeprava dílu z mezistanice do rovnacího stroje (dráha 3,-4,6 m)
- 4) Přeprava dílu ze stroje do místa paletizace (dráha 2,8-5,6 m)

Každý díl urazí v ose X stejnou celkovou dráhu 9,2 m (od dopravního pásu po místo paletizace). Liší se pouze dílčí vzdálenosti, což má vliv na to, zda-li se vozík rozjede na rychlost 3 m/s.

Ze známých hodnot (dráha, rychlost a zrychlení) spočítáme časy jednotlivých elementárních úseků. Nejprve však zjistíme jakou dráhu a jaký čas potřebují vozíky k dosažení rychlosti 3 m/s.

$$t_3 = \frac{v_x}{a_x} \quad [\text{s}] \quad (26)$$

$$t_3 = \frac{3}{5} = 0,6 \text{ s}$$

$$s_3 = \frac{1}{2} a_x \cdot t_3^2 \quad [\text{m}] \quad (27)$$

$$s_3 = \frac{1}{2} 5 \cdot 0,6^2 = 0,9 \text{ m}$$

Z výše uvedeného výpočtu je zřejmé, že za 0,6 s vozík zrychlí na 3 m/s a k tomu potřebuje dráhu 0,9 m. To samé platí i pro brzdění vozíku. Čas zrychlení na 3 m/s a následného zpomalení je tedy 1,2 s. Dráha uražená vozíkem je 1,8 m.

Výpočet času první elementární části:

$$s_{1x} = \frac{1}{2} a_x \cdot t_{1x}^2 \quad [\text{m}] \quad (28)$$

$$t_{1x} = \sqrt{\frac{2 \cdot s_{1x}}{a_x}} \quad [\text{s}] \quad (29)$$

$$t_{1x} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,6}{5}} = 0,49 \text{ s}$$

Vozík na dráze v prvním úseku nedosáhne požadované rychlosti 3 m/s. Doba přesunu vozíku z dopravníku nad mezistanici je 0,49 s.

Výpočet času druhé elementární části:

$$s_{2x} = \frac{1}{2} a_x \cdot t_{2x}^2 \quad [\text{m}] \quad (30)$$

$$t_{2x} = \sqrt{\frac{2 \cdot s_{2x}}{a_x}} \quad [\text{s}] \quad (31)$$

$$t_{2x} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,5}{5}} = 0,45 \text{ s}$$

Vozíky si vymění místo na dráze 0,5 m. Ani v tomto úseku nedosáhnou požadované rychlosti. Doba výměny míst vozíků je 0,45 s.

Výpočet času třetí elementární části:

Z předchozích výpočtů víme, že vozík potřebuje k dosažení rychlosti 3 m/s dráhu 1,8 m. Tuto dráhu urazí za 1,2 s. V třetím úseku tedy vozík jede rovnoměrnou rychlostí 1,2 m.

$$t_{3x} = \frac{s_{3x}}{v_x} \quad [s] \quad (32)$$
$$t_{3x} = \frac{1,2}{3} = 0,4s$$

Vozík přepravuje díl z mezistanice do stroje na dráze 3 m. V tomto úseku vozík zrychlí na 3 m/s a 1,2 m jede rovnoměrnou rychlostí. Celková doba přepravy dílu na této dráze je 1,6 s.

Výpočet času čtvrté elementární části:

Z předchozích výpočtů víme, že vozík potřebuje k dosažení rychlosti 3 m/s dráhu 1,8 m. Tuto dráhu urazí za 1,2 s. Ve čtvrtém úseku vozík jede rovnoměrnou rychlostí 3,8 m.

$$t_{4x} = \frac{s_{4x}}{v_x} \quad [s] \quad (33)$$
$$t_{4x} = \frac{3,8}{3} = 1,3s$$

Vozík přepravuje díl ze stroje do místa paletizace na dráze 5,6 m. V tomto úseku vozík zrychlí na 3 m/s a 3,8 m jede rovnoměrnou rychlostí. Celková doba přepravy dílu na této dráze je 2,5 s.

Výše spočítané časy zaneseme do tabulky. Do této tabulky zaneseme i časy pneumatických prvků manipulátoru, které jsou uvedeny v katalogových listech. Jednotlivé časy sečteme a zjistíme, zda-li navrhovaný manipulátor splňuje požadovaný takt 40 s na díl.

Tab. 12 Přehled časů jednotlivých pohybů os X a Y a jejich součet během jednoho cyklu

Číslo operace	Druh pohybu	Operace	Dráha [m]	Zrychlení [m/s ²]	Rychlost [m/s]	Čas [s]
1	Pohyb v ose Y	vysunutí pneumatického válce vozíku č.1	0,12	7,9	0,22	0,55
2	Upnutí	upnutí dílu efektořem vozíku č.1	-	-	-	0,5
3	Pohyb v ose Y	zasunutí pneumatického válce vozíku č.1	0,12	7,9	0,22	0,55
4	Rotace kolem osy Y	natočení dílu do referenční polohy	0,04	7,9	0,18	0,22
5	Rotace kolem osy X	natočení dílu do zakládací polohy	-	-	-	0,28
6	Pohyb v ose X	přesun manipulátoru nad mezistanici	0,6	5	3	0,49
7	Pohyb v ose Y	vysunutí pneumatického válce vozíku č.1	0,31	7,9	0,22	1,41
8	Odepnutí	odepnutí dílu efektořem vozíku č.1	-	-	-	0,5
9	Pohyb v ose Y	zasunutí pneumatického válce vozíku č.1	0,31	7,9	0,22	1,41
10	Pohyb v ose X	výměna pozic jednotlivých vozíků	0,5	5	3	0,45
11	Pohyb v ose Y	vysunutí pneumatického válce vozíku č.2	0,22	7,9	0,22	0,98
12	Upnutí	upnutí dílu efektořem vozíku č.2	-	-	-	0,5
13	Pohyb v ose Y	zasunutí pneumatického válce vozíku č.2	0,22	7,9	0,22	0,98
14	Pohyb v ose X	přesun manipulátoru nad rovnací stroj	3	5	3	1,6
15	Pohyb v ose Y	vysunutí pneumatického válce vozíku č.2	0,22	7,9	0,22	0,98
16	Odepnutí	odepnutí dílu efektořem vozíku č.2	-	-	-	0,5
17	Pohyb v ose Y	zasunutí pneumatického válce vozíku č.2	0,22	7,9	0,22	0,98
18	Proces rovnání		-	-	-	16
19	Pohyb v ose Y	vysunutí pneumatického válce vozíku č.2	0,22	7,9	0,22	0,98
20	Upnutí	upnutí dílu efektořem vozíku č.2	-	-	-	0,5
21	Pohyb v ose Y	zasunutí pneumatického válce vozíku č.2	0,22	7,9	0,22	0,98
22	Pohyb v ose X	přesun manipulátoru nad odkládací pozici	5,6	5	3	2,5
23	Pohyb v ose Y	vysunutí pneumatického válce vozíku č.2	0,22	7,9	0,22	0,98
24	Odepnutí	odepnutí dílu efektořem vozíku č.2	-	-	-	0,5
25	Pohyb v ose Y	zasunutí pneumatického válce vozíku č.2	0,22	7,9	0,22	0,98

Součet časů pohybů os X a Y + součet úchopů efektořů vozíků č.1 a č.2 = 36,3 s

Z výsledku součtu celkového času nutného pro vykonání jednoho pracovního cyklu manipulátoru vyplývá, že navržené rychlosti a zrychlení os manipulátoru vyhovují pro dosažení stanového limitu 40 s. Námi vypočtený takt má ještě 3,7 s rezervu. Při výrobě ještě proběhne optimalizace těchto časů a takt jednoho dílu se ještě sníží.

9 Pevnostní analýza navrženého manipulátoru

Ověření průhybu nosné konstrukce manipulátoru bylo provedeno za pomoci MKP (metodou konečných prvků). Celý manipulátor i se všemi potřebnými komponenty (vozíky, koncové dorazy, krycí plechy, energetické řetězy) je znázorněn na obrázku (obr. 9.1).

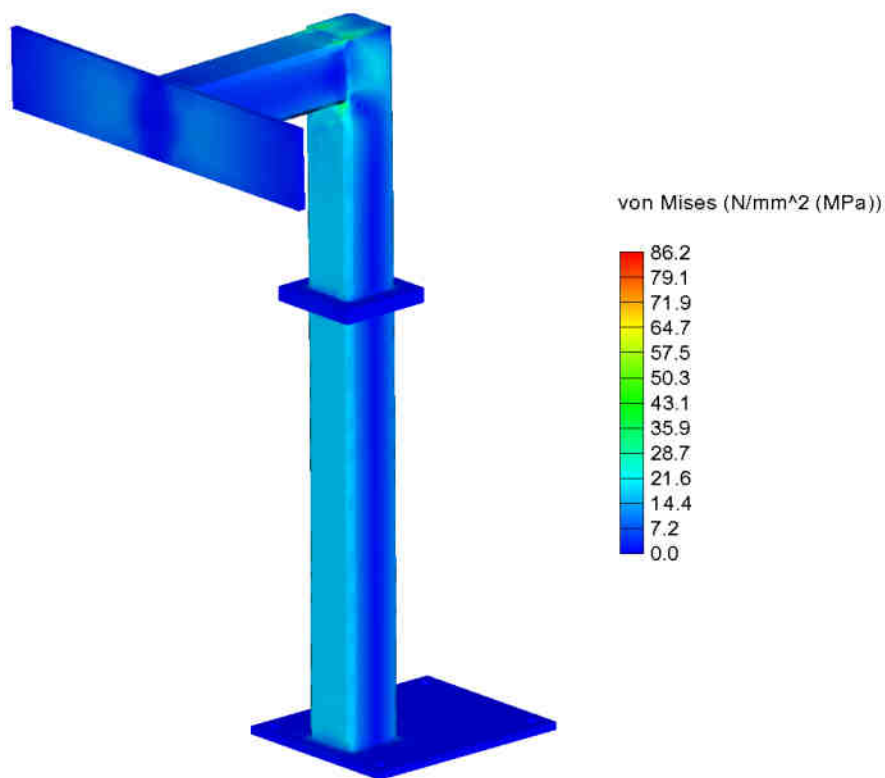
Nejprve bude provedena pevnostní kontrola stojiny. Poté provedeme kontrolu nosného profilu manipulátoru. Nosný profil bude počítaný pouze na ohyb. Zajímá nás totiž hlavně průhyb mostu a ne deformace průřezu ani napětí v hliníkovém profilu.



Obr. 9.1 Kompletní znázornění manipulátoru

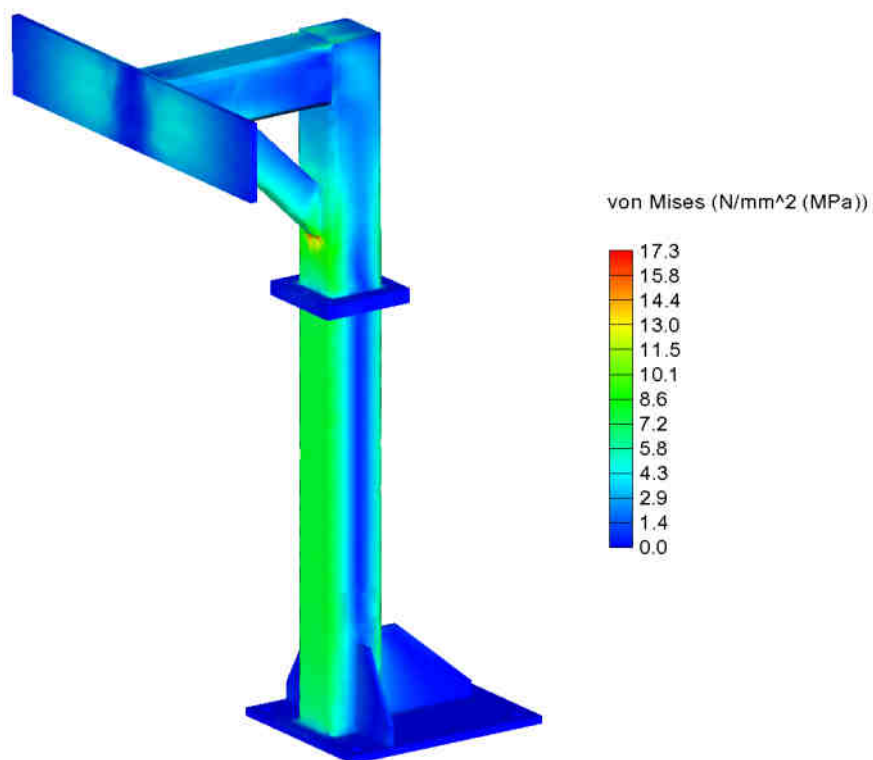
9.1 Kontrola stojiny

Dílčí prvky nosné konstrukce navrženého dvouosého manipulátoru jsou zatíženy jak samotnou vahou celé konstrukce, tak především jednotlivými vozíky. Každý vozík přenáší zatížení na vodorovnou osu nosné konstrukce manipulátoru (osa x) prostřednictvím vozíků lineárního vedení. Celé zatížení manipulátoru se při pohybu vozíků rozkládá přes nosný profil dráhy do jednotlivých stojin. Provedeme tedy MKP analýzu stojiny a vyhodnotíme její napětí a posunutí v obecném prostoru (obr. 9.2).



Obr. 9.2 Vyhodnocení redukovaného napětí stojiny

Z provedené analýzy je zřejmé, že maximální napětí stojiny je v místech spojení vodorovného a svislého profilu (místo svaru). V tomto místě se koncentruje napětí (53 MPa), a proto je nutné provést úpravu tak, abychom napětí v místě eliminovali.



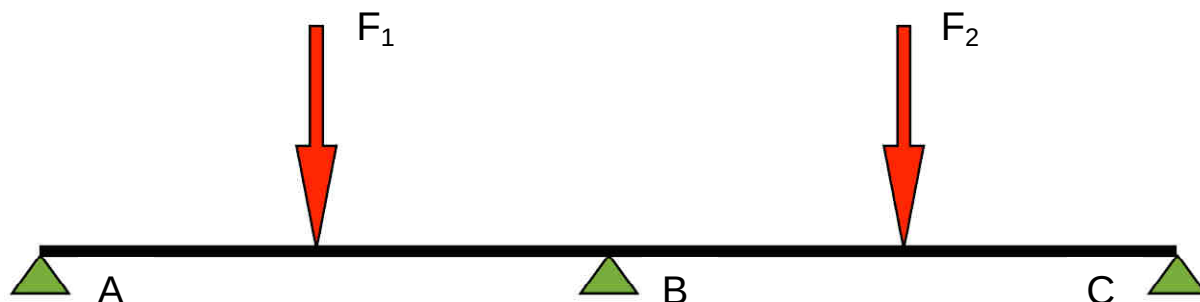
Obr. 9.3 Vyhodnocení redukovaného napětí stojiny po úpravě.

Po úpravě se maximální hodnota napětí snížila (na 17 MPa) a přesunula na jiné místo. Pro navrhovanou konstrukci je toto řešení vhodné. Obrázky posuvů stojiny před a po úpravě jsou v příloze. Před úpravou byl posuv v obecném prostoru 1,99 mm a po úpravě 0,84 mm. Hodnoty posuvů celého rámu však budou ještě nižší spojením jednotlivých částí v pevný celek.

9.2 Kontrola nosného profilu

Nosný profil manipulátoru je podpírán třemi stojinami. Do těchto míst jsou umístěny podpory. Jednotlivé vozíky jsou nahrazeny osamělými silami. Jelikož nás zajímá pouze průhyb profilu, provedeme výpočet pomocí zjednodušeného modelu, který je dostačující pro tuto operaci. Na obrázku (obr. 9.4) je znázorněn model nosného profilu s podporami (A, B, C). U všech podpor je zakázán pohyb translační ve všech třech osách. Zatížení způsobené jednotlivými vozíky bude nahrazeno osamělými silami (F_1 , F_2).

Extrémní zatížení nosné konstrukce lze očekávat ve dvou případech polohy vozíků. V prvním případě budou oba vozíky u sebe nad mezistanicí mezi stojinami první části nosné konstrukce. Ve druhém případě bude první vozík nad mezistanicí mezi stojinami první části a druhý vozík nad strojem mezi stojinami druhé části manipulátoru.



Obr. 9.4 Model profilu s jednotlivými podporami

10 Závěr

Tato diplomová práce se zabývá návrhem a konstrukčním zpracováním manipulátoru pro transport obrobků (řadicích vidliček s označením 1/5 2/4 3/7 a 6/R). Díly jsou transportovány z dopravníku, který je přiváží ze značkovací stanice, do rovnacího stroje a z něj pak do místa paletizace, kde je robot třídí a ukládá do jednotlivých beden. Manipulátor je navrhován ve spolupráci s firmou KBH CZ s.r.o.

Bylo navrženo šest variant kinematického uspořádání manipulátoru a jejich umístění vzhledem k dopravníku a rovnacímu stroji. Z těchto možností byla formou technického porovnání vybrána varianta číslo 6 – dvouosý manipulátor s lineárním vertikálním i horizontálním posuvem, která vyniká nutností pohánět a řídit pohyb pouze ve dvou osách. Tato vítězná varianta byla dále konstrukčně zpracována.

Manipulátor se pohybuje ve směru osy x po nosníku z hliníkové slitiny, který je umístěn nad rovnacím strojem. Nad nakládací polohu sjedou kleště vozíku jedna a dojde k upnutí. Dále dojde k vyzvednutí a otočení dílu. Vozík č.1 přejede do požadované polohy nad mezistanicí a tam odloží díl, pro který přijede vozík č.2 a založí jej do rovnacího stroje. Srovnanou vidličku vyzvedne a převezve ji do místa paletizace. Celý tento proces se cyklicky opakuje. Pro všechny tyto pohyby byl vyřešen způsob pohonu a řízení polohy. Byl také vyřešen problém přívodu energie dat a pneumatiky k pohonům a upínacím prvkům manipulátoru pomocí energetických řetězů. Všechny vozíky manipulátoru byly vybaveny uchopovacími efekty, které mají upravené prsty dle dílu. Z pevnostních výpočtů uvedených v kapitole 8 vyplývá, že maximální průhyb nosníku je dostatečně malý, a proto je manipulátor schopen dosahovat potřebné přesnosti bez ohledu na polohu jednotlivých vozíků manipulátoru.



Obr. 10.1 Dvouosý manipulátor

Přehled použitých zdrojů

Knihy:

- [1] DRAŽAN, F., JERÁBEK, K. *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL, 1979, 456 s.
- [2] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 1. vyd. Praha: ALBRA, 2003. 865 s. ISBN: 80-86490-74-2
- [3] GAJDUŠEK, J., ŠKOPÁN, M. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1988, 277 s. ISBN 55-517-88
- [4] SKAŘUPA, J. *Průmyslové roboty a manipulátory*. 1. vyd. Ostrava: Editační středisko. VŠB - TUO, 2007. 260 s.
- [5] ČSN 01 4686: 1988, *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Praha: Československý normalizační institut, 1988. 185 s.
- [8] FLEKAL, L. *Koncové Efektory v Průmyslové Robotice*. Brno: VUT Brno, FSI, 2009. 65 s.
- [9] MONKMAN, G., HESSE, S.; STEINMANN, R., SCHUNK, H. *Robot Grippers*. Weinheim: Wiley-VCH-Verl. 2007. 452 s. ISBN 978-3-527-40619-7
- [10] WOLF, A., STEINMANN, R., SCHUNK, H. *Grippers in Motion: The Fascination of Automated Handling Tasks*. Springer, 2005. 242 s. ISBN 978-3-540-27718-7

Internetové zdroje:

- [15] *Güdel AG* [online]. 2012 [cit. 2012-05-05]. Komponenty, Moduly, Robotika a automatizované Systémy. Dostupné z WWW: <<http://www.gudel.com/>>
- [16] *Kanya* [online]. 2012 [cit. 2012-05-05]. Hliníkové profily a hliníkové konstrukce. Dostupné z WWW: <http://www.kanya.ch/wDeutsch/produkte/Profile_basis50.php?navanchor=1110000>
- [17] *Atlanta* [online]. 2011 [cit. 2012-05-05]. Pohonné systémy. Dostupné z WWW: <<http://http://www.atlantagmbh.de/katalogteile/zahnstangen-ritzel/>>
- [18] *Rubena* [online]. 2012 [cit. 2012-05-05]. Silentbloky – pružiny. Dostupné z WWW: <<http://www.rubena.cz/default.asp?CatID=1989&TYPTREE=1>>

[19] *Rexroth Bosch Group*. [online]. 2007 [cit. 2012-05-05]. Dostupné z WWW: <<http://www.boschrexroth.cz>>

[20] *Schaeffler*. [online]. 2012 [cit. 2012-05-05]. INA ložiska. Dostupné z WWW: <http://www.schaeffler.cz/content.schaeffler.cz/cs/products_services/rotativ_products_1/index.jsp>

[21] *Vogel*. [online]. 2001 [cit. 2012-05-05]. Centrální mazací systémy. Dostupné z WWW: <http://www.lubtec.cz/vogel/dateien/de/frame_haupt_IZS.htm>

[22] *Igus*. [online]. 2012 [cit. 2012-05-05]. Energetické řetězy. Dostupné z WWW: <<http://www.igus.cz/default.asp?PAGE=EnergyChains>>

Katalogy

[25] *Festo AG & Co. KG*. Pneumatické systémy. Praha, 2005. 100 s.

[26] *Siemens AG*. SINUMERIK & SINAMICS. *Automatisierungssysteme für Bearbeitungsmaschinen*. Erlangen, 2007. 600 s.

[27] *Schunk GMBH & Co*. *Greifmodule*. Lauffeb/Neckar, 2007. 1200 s. ISBN 9948-923-10M

Seznam použitých symbolů

ADNM	vícepolohový válec	
a_M	úhlové zrychlení motoru	$[s^{-1}]$
a_{max}	maximální možné zrychlení vozíku	$[m/s^2]$
a_n	navrhované zrychlení manipulátoru	$[m/s^2]$
a_x	zrychlení v ose x	$[m/s^2]$
a_y	zrychlení v ose y	$[m/s^2]$
a_z	zrychlení v ose z	$[m/s^2]$
b_H	šířka hřebene	$[mm]$
b_P	šířka pastorku	$[mm]$
b_w	pracovní šířka ozubení	$[mm]$
b_{wh}	šířka pastorku	$[mm]$
C	dynamická nosnost vozíku	$[N]$
C_0	statická nosnost vozíku	$[N]$
d_{past}	průměr roztečné kružnice pastorku	$[mm]$
DRQD	otočný pohon se dvěma písty s modulární konstrukcí	
F	ekvivalentní zatížení	$[N]$
f	průhyb nosníku	$[mm]$
F	zatížení	$[N]$
F_1	uchopovací síla druhé čelisti	$[N]$
F_2	uchopovací síla první čelisti	$[N]$
F_G	uchopovací síla	$[N]$
F_{GX1}	uchopovací síla v ose x při tření μ_1	$[N]$
F_{GX2}	uchopovací síla v ose x při tření μ_2	$[N]$
F_{GY1}	uchopovací síla v ose y při tření μ_1	$[N]$
F_{GY2}	uchopovací síla v ose y při tření μ_2	$[N]$
F_{Ht}	směrodatná obvodová síla	$[N/mm]$
F_{past}	obvodová síla pastorku	$[N]$
F_R	výsledná síla	$[N]$
F_t	třecí síla	$[N]$
F_X	síla v ose x	$[N]$
F_Y	síla v ose y	$[N]$
F_Z	síla v ose z	$[N]$
F_z	tuhost nárazníkové pružiny	$[kg]$
g	gravitační zrychlení	$[m/s^2]$
I	moment setrvačnosti	$[cm^4]$
i_g	převodový poměr převodovky	$[-]$
I_M	jmenovitý proud motoru	$[A]$
I_x	moment setrvačnosti osy x	$[cm^4]$
I_y	moment setrvačnosti osy y	$[cm^4]$
J_g	moment setrvačnosti převodovky	$[kg \cdot mm^2]$
J_h	moment setrvačnosti manipulátoru	$[kg \cdot mm^2]$
J_M	moment setrvačnosti motoru	$[kg \cdot mm^2]$
J_{Mb}	moment setrvačnosti brzdy	$[kg \cdot mm^2]$
J_{Mh}	moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru	$[kg \cdot mm^2]$
K_{Ha}	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$[-]$

K_I	provozní součinitel	[-]
k_l	bezpečnost proti únavovému lomu	[-]
k_p	bezpečnost proti tvorbě pittingu	[-]
K_v	součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
L	nominální životnost	[m]
L_p	vzdálenost podpěr	[m]
L_4	délka hřebene	[mm]
L_D	délka dráhy vozíku	[mm]
L_h	nominální životnost	[hod]
L_R	délka řetězu	[mm]
m_c	celková hmotnost vozíku	[kg]
M_{cz}	celkový zátěžný moment	[Nm]
m_e	hmotnost efektoru	[kg]
M_g	celkový zátěžný moment na vstupní hřídeli do převodovky	[Nm]
m_H	modul hřebene	[-]
m_{hv1}	hmotnost hydraulického válce 1	[kg]
m_{hv2}	hmotnost hydraulického válce 2	[kg]
M_j	jmenovitý moment motoru	[Nm]
M_L	dynamický přípustný podélný moment	[Nm]
M_{L0}	statický přípustný podélný moment	[Nm]
M_M	celkový moment na hřídeli	[Nm]
m_m	hmotnost jednoho metru profilu	[kg/m]
m_{max}	maximální přesouvaná hmotnost	[kg]
M_{max}	maximální záběrný moment motoru	[Nm]
m_{Mot}	hmotnost motoru	[kg]
m_{ms}	hmotnost mazacího systému	[kg]
m_n	hmotnost ostatních nakupovaných dílů	[kg]
m_{oj}	hmotnost otočné jednotky	[kg]
m_P	modul pastorku	[-]
m_{ph}	normální modul pastorku	[mm]
M_t	dynamický přípustný klopný moment	[Nm]
M_{t0}	statický přípustný klopný moment	[Nm]
m_v	hmotnost vyráběných dílů	[kg]
n	frekvence zdvihů	[dvojzdvih/min.]
N	počet článků	[-]
n_M	otáčky motoru	[min ⁻¹]
P_M	jmenovitý výkon motoru	[kW]
p_M	počet pólů motoru	[-]
R	poloměr ohybu řetězu	[mm]
R_e	mez kluzu v tahu	[MPa]
R_m	mez pevnosti v tahu	[MPa]
RRR	tři rotační dvojice	
RRT	dvě rotační a jedna translační dvojice	
RTT	jedna rotační a dvě translační dvojice	
S	koeficient bezpečnosti	[-]
S_p	plocha profilu	cm ²
s	zdvih vozíku	[m]
S_z	stlačení nárazníkové pružiny	[mm]

T	rozteč článku řetězu	[-]
TTT	tři translační kinematické dvojice	
$v_{\max}$	maximální možná rychlost vozíku	[m/s]
W_x	průřezový modulu osy x	[cm ³]
W_y	průřezový modul osy y	[cm ³]
Y_{Fs}	součinitel tvaru zubu,	[-]
Y_N	součinitel životnosti	[-]
Y_X	součinitel velikosti pro ohyb	[-]
Y_β	součinitel sklonu zubu,	[-]
Y_δ	součinitel vrubové citlivosti	[-]
Y_ε	součinitel vlivu trvání záběru evolventy	[-]
Z_E	součinitel mechanických vlastností materiálu	[MPa ^{1/2}]
Z_{Hf}	počet zubů hřebene	[-]
Z_H	součinitel tvaru zubů,	[-]
Z_P	počet zubů pastorku	[-]
Z_ε	součinitel délky dotykových křivek boku zubů,	[-]
α	úhel prizma	[°]
β	úhel sklonu zubů	[°]
β_H	úhel sklonu zubů pastorku	[°]
β_P	úhel sklonu zubů hřebene	[°]
δ_F	srovnávací ohybové napětí	[MPa]
δ_{Flim}	mez únavy v ohybu	[MPa]
δ_{H0}	srovnávací Hertzův (dotykový) tlak	[MPa]
η_g	účinnost převodovky	[%]
μ	součinitel tření	[-]
μ_1	součinitel tření ocel – ocel	[-]
μ_2	součinitel tření rýhovaného povrchu	[-]
$\sigma_{F lim}$	mez únavy	[MPa]
$\sigma_{H lim}$	mez únavy v dotyku	[MPa]
$\sigma_{HP max}$	dovolené napětí v dotyku při maximální zátěži	[MPa]

Seznam obrázků

OBR. 1.1 PŘEDMĚTY TRANSPORTU	9
OBR. 2.1 DISPOZIČNÍ PLÁNEK S USPOŘÁDÁNÍM PRACOVNÍHO MÍSTA	10
OBR. 2.2 ULOŽENÍ VIDLIČEK NA PALETĚ	11
OBR. 3.1 KINEMATICKÉ STRUKTURY[4]	12
OBR. 3.2 PODVĚSNÝ MANIPULÁTOR S LINEÁRNÍM VERTIKÁLNÍM POSUVEM.....	13
OBR. 3.3 SCHÉMA POLOHY MANIPULÁTORU VZHLEDEM K DOPRAVNÍKU, ROVNACÍMU STROJI A MÍSTU PALETIZACE.....	14
OBR. 3.4 PODVĚSNÝ MANIPULÁTOR S TELESKOPICKÝM VERTIKÁLNÍM POSUVEM	15
OBR. 3.5 SCHÉMA POLOHY MANIPULÁTORU VZHLEDEM K DOPRAVNÍKU, ROVNACÍMU STROJI A MÍSTU PALETIZACE.....	16
OBR. 3.6 KARTÉZSKÝ MANIPULÁTOR	17
OBR. 3.7 SCHÉMA POLOHY MANIPULÁTORU VZHLEDEM K DOPRAVNÍKU, ROVNACÍMU STROJI A MÍSTU PALETIZACE.....	18
OBR. 3.8 SLOUPOVÝ MANIPULÁTOR.....	19
OBR. 3.9 SCHÉMA POLOHY MANIPULÁTORU VZHLEDEM K DOPRAVNÍKU, ROVNACÍMU STROJI A MÍSTU PALETIZACE.....	20
OBR. 3.10 MANIPULÁTOR S LINEÁRNÍM VERTIKÁLNÍM POSUVEM ZAVĚŠENÝ NA STĚNĚ	21
OBR. 3.11 SCHÉMA POLOHY MANIPULÁTORU VZHLEDEM K DOPRAVNÍKU, ROVNACÍMU STROJI A MÍSTU PALETIZACE.....	22
OBR. 3.12 DVOUOSÝ MANIPULÁTOR S LINEÁRNÍM VERTIKÁLNÍM POSUVEM	23
OBR. 3.13 SCHÉMA POLOHY MANIPULÁTORU VZHLEDEM K DOPRAVNÍKU, ROVNACÍMU STROJI A MÍSTU PALETIZACE.....	24
OBR. 5.1 MOSTOVÝ MANIPULÁTOR FIRMY GÜDEL (ILUSTRAČNÍ FOTO) [15]	27
OBR. 5.2 STOJINY NOSNÉ KONSTRUKCE MANIPULÁTORU	28
OBR. 5.3 STOJINY NOSNÉ KONSTRUKCE MANIPULÁTORU	29
OBR. 5.4 PROFIL VODOROVNÉHO VEDENÍ MANIPULÁTORU [16]	30
OBR. 5.5 TVAR PROFILU VODOROVNÉHO VEDENÍ [16]	30
OBR. 5.6 ILUSTRAČNÍ OBRÁZEK VÝPOČTU PRŮHYBU [16]	30
OBR. 5.6 PASTOREK A OZUBENÝ HŘEBEN [17]	34
OBR. 5.7 LINEÁRNÍ VEDENÍ BOSCH REXROTH [19].....	39
OBR. 5.8 POLOHA TĚŽIŠTĚ VOZÍKU	40
OBR. 6.1 ŘEŠENÍ POHONU A VEDENÍ.....	42
OBR. 6.2 ŘEŠENÍ POHONU VOZÍKU	43
OBR. 6.3 PŘIPOJENÍ VOZÍKU KE KOLEJNICI	43
OBR. 6.4 POPIS VOZÍKU Č.1	44

OBR. 6.5 LINEÁRNÍ VEDENÍ SVISLÉ OSY [20].....	45
OBR. 6.6 VOZÍK S IMPLEMENTOVANÝM VEDENÍM	46
OBR. 6.7 KYVNÝ POHON FESTO [25]	47
OBR. 6.8 CHARAKTERISTIKA KYVNÉHO POHONU [25]	47
OBR. 6.9 PRINCIP KYVNÉHO POHONU [25]	48
OBR. 6.10 VÍCEPOLOHOVÝ VÁLEC FESTO [25]	48
OBR. 6.11 PRINCIP DVOUPOLOHOVÉHO VÁLCE [25].....	49
OBR. 6.12 PRINCIP DVOUPOLOHOVÉHO VÁLCE [25].....	49
OBR. 6.13 GRAF DVOUPOLOHOVÉHO VÁLCE ADN-40-220-A-P-A [25].....	50
OBR. 6.14 BLOKOVÉ SCHÉMA LINEÁRNÍHO SENZORU [21]	50
OBR. 6.15 POPIS VOZÍKU Č.2	51
OBR. 6.16 ZPŮSOBY MAZÁNÍ [21]	52
OBR. 6.17 AUTOMATICKÝ MAZACÍ SYSTÉM VOZÍKU [21].....	53
OBR. 6.18 NÁRAZNÍKOVÉ PRUŽINY 50x50 [18].....	54
OBR. 6.19 GRAF ZÁVISLOSTI TUHOSTI NA STLAČENÍ 50/50 NÁRAZNÍKOVÉ PRUŽINY [18]	54
OBR. 6.20 ŘETĚZ E4/00 ŘADY 390.087.100.0. A JEHO NAPLNĚNÍ PRO VOZÍK Č. 1	55
OBR. 6.21 ŘETĚZ E4/00 ŘADY 410.05.135.0. A JEHO NAPLNĚNÍ PRO VOZÍK Č.2	56
OBR. 6.22 SCHÉMA VÝPOČTU DÉLKY ŘETĚZU [22].....	57
OBR. 6.23 UPÍNACÍ KONCOVKY [22].....	57
OBR. 7.1 SCHEMATICKE ZNÁZORNĚNÍ PRSTOVÉHO CHAPADLA [9].....	59
OBR. 7.2 UPNUTÍ VIDLIČKY	64
OBR. 7.3 ŘEŠENÍ PRSTŮ EFEKTORU	64
OBR. 7.4 UPNUTÍ VIDLIČKY	65
OBR. 7.5 GRAF ZÁVISLOSTI SÍLY UPÍNÁNÍ NA DÉLCE PRSTŮ [27].....	65
OBR. 7.6 VYHODNOCENÍ POSUNUTÍ V OBECNÉM PROSTORU POMOCÍ MKP ANALÝZY.....	66
OBR. 7.7 VYHODNOCENÍ REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ POMOCÍ MKP ANALÝZY	66
OBR. 9.1 KOMPLETNÍ ZNÁZORNĚNÍ MANIPULÁTORU	71
OBR. 9.2 VYHODNOCENÍ REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ STOJINY	72
OBR. 9.3 VYHODNOCENÍ REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ STOJINY PO ÚPRAVĚ.	72
OBR. 9.4 MODEL PROFILU S JEDNOTLIVÝMI PODPORAMI.....	73
OBR. 10.1 DVOUOSÝ MANIPULÁTOR	74

Seznam tabulek

TAB. 1 HODNOCENÍ VARIANT	26
TAB. 2 PARAMETRY VOZÍKU [19].....	40
TAB. 3 TECHNICKÉ PARAMETRY NÁRAZNÍKOVÉ PRUŽINY[18].....	55
TAB. 4 BAREVNÉ ROZLIŠENÍ KABELŮ A HADIC	56
TAB. 5 VÝPOČET DÉLKY A POČTU ČLÁNKŮ.....	57
TAB. 6 FYZIKÁLNÍ PRINCIPY JEDNOTLIVÝCH DRUHŮ CHAPADEL [9].....	58
TAB. 7 SOUČinitele tření vybraných materiálů [9]	60
TAB. 8 OBECNÉ VZTAHY PRO URČENÍ UCHOPOVACÍ SÍLY [10].....	60
TAB. 9 ODVOZENÍ VZORCŮ PRO STANOVENÍ UCHOPOVACÍ SÍLY [9]	61
TAB. 10 VLASTNOSTI EFEKTORU PRVNÍHO VOZÍKU [27]	63
TAB. 11 VLASTNOSTI EFEKTORU DRUHÉHO VOZÍKU [27].....	65
TAB. 12 PŘEHLED ČASŮ JEDNOTLIVÝCH POHYBŮ OS X A Y A JEJICH SOUČET BĚHEM JEDNOHO CYKLU	70

Seznam příloh

Příloha 1 Dispoziční plán

Příloha 2 Dispoziční plán s rozměry

Příloha 3 Posuv stojiny v obecném prostoru

Příloha 4 Posuv stojiny v obecném prostoru po konstrukční úpravě

Příloha 5 Redukované napětí v nosném profilu vodorovné osy x, jednotlivé vozíky
mezi stojinami

Příloha 6 Redukované napětí v nosném profilu vodorovné osy x, vozíky u sebe

Příloha 7 Posuv nosného profilu v obecném prostoru vodorovné osy x, jednotlivé
vozíky mezi stojinami

Příloha 8 Posuv nosného profilu v obecném prostoru vodorovné osy x, vozíky u sebe

Příloha 9 Portál s vozíky

Příloha 10 Vozíky v odebírací poloze

Příloha 11 Vozík č.1 nad dopravníkem

Příloha 12 Detail otočné jednotky vozíku č.1

Příloha 13 Detail otočné jednotky vozíku č.1 v poloze 90°

Příloha 14 Detail na kleště vozíku č.1 nad dopravníkem

Příloha 15 Vozík č. 2

Příloha 16 Detail vozíku č. 2

Příloha 17 Detail kleští vozíku č. 2

Seznam výkresů

<u>Číslo výkresu</u>	<u>Název výkresu</u>
10440 000 000	Dispoziční plán
10440 000 001	Dispoziční plán s manipulátorem
10440 118 000	Portál
10440 119 000	Vozík 1
10440 120 000	Kleště 1
10440 122 000	Vozík 2
10440 123 000	Kleště 2

Seznam kusovníků

Číslo kusovníku	Název kusovníku
10440 118	Portál
10440 119	Vozík 1
10440 120	Kleště 1
10440 122	Vozík 2
10440 123	Kleště 2