

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
FAKULTA STROJNÍ  
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

NÁVRH ROBOTICKÉ VÝMĚNY S POJÍZDNÝM ROBOTEM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Bc. Jiří Hanáček

Konstrukce výrobních strojů a zařízení

2020-2022

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.

Plzeň, květen 2022

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2021/2022

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Jiří HANÁČEK**  
Osobní číslo: **S20N0006K**  
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**  
Specializace: **Konstruování výrobních strojů a zařízení**  
Téma práce: **Návrh robotické výměny s pojízdným robotem**  
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

## Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Analýza problému konstrukčního uzlu. Konstrukční návrh robotické výměny s pojízdným robotem.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Specifikace požadavků, analýza úlohy.
2. Konstrukční návrh s příslušnými výpočty.
3. Vypracování příslušné technické dokumentace.
4. Komplexní hodnocení navrhovaného řešení.

Konzultant – Ing. Pavel Klesa

Zadavatel – ŠMT a.s.

Rozsah diplomové práce: **40-60 stran**  
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojího inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999  
[2] BRENÍK, P., PÍČ, J. Obráběcí stroje: Konstrukce a výpočty. Praha: SNTL, 1986

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**  
Katedra konstruování strojů

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2021**  
Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2022**

L.S.

---

**Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.**  
děkan

---

**Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**  
vedoucí katedry

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a zdrojů informací.

Ve Hvozdcí 27/5/2022

Vlastnoruční podpis

### *Poděkování*

Tímto bych chtěl poděkovat Doc. Ing. Zdeňku Hudcovi, CSc., za odborné rady a připomínky. Ing. Pavlu Klesovi, za odborné konzultace při návrhu řešení. Ing. Karlu Petrželkovi, Karle Hanáčkové a Jiřímu Hanáčkovi st. za poskytnutou pomoc s editací. V neposlední řadě mé manželce MUDr. Anahita Anita Hanackova Abed Fayaz, za podporu a trpělivost se studiem na ZCU a finální tvorbou diplomové práce.

## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Bc. Hanáček	Jméno Jiří	
<b>STUDIJNÍ PROGRAM</b>	N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení		
<b>VEDOUČÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hudec, CSc.	Jméno Zdeněk	
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU – FST – KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	NÁVRH ROBOTICKÉ VÝMĚNY S POJÍZDNÝM ROBOTEM		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2022
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

**POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)**

<b>CELKEM</b>	115	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	115	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	0
---------------	-----	---------------------	-----	----------------------	---

<p><b>STRUČNÝ POPIS</b> <b>(MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Návrh robotické výměny nástrojů za využití pojízdného robota u stroje HCW2, vyráběného firmou ŠMT a.s.Plzeň). Jedná se o konstrukční studii možného zařízení, též analyzující vhodný prostor k umístění navrhovaného mechanismu v již vybudované nebo budované šachtě. Kdy jsou kalkulovány základní kinematické vlastnosti, dynamická a statická únosnost jednotlivých prvků sestavy. Získané hodnoty jsou využity pro ověření živostnosti, spolehlivosti lineárních kolejnic a vozíků. Též práce analyzuje deformace a napětí v jednotlivých členech, a celkovou tuhost. Dále jsou specifikovány el. pohony pro jednotlivé členy dohromady s vhodnou převodovkou.</p>
<p><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p> <p><b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p>	<p>HCW2, robot, robotická výměna nástrojů, pojízdný robot, 3D měření, Laserové kalení, vozík robota, pohyb robota, výměna nástroje</p>

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	<b>Surname</b> Bc. Hanacek	<b>First name</b> Jiri	
<b>STUDY PROGRAMME</b>	N0715A270017 Design engineering of machines and technical devices		
<b>SUPERVISOR</b>	<b>Surname (Inclusive of Degrees)</b> Doc. Ing. Hudec, CSc.	<b>First name</b> Zdenek	
<b>INSTITUTION</b>	ZCU – FST – KKS (PILSEN)		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BECHALOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITTLE OF THE WORK</b>	Design of a robotic tool exchanger with a moveable robotic arm		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	KKS	<b>SUBMITTED IN</b>	2022
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	115	<b>TEXT PART</b>	115	<b>GRAPHICAL PART</b>	0
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION</b> <b>(MAX 10 ROWS)</b> <b>TOPIS, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	Design of a device for robotic tool exchange with usage of a movable robotic arm at HCW 2 milling machine, made by SMT a.s. company in Pilsen. Diploma work is analyzing a suitable space in an already built or being built a concrete foundation of HCW 2 machine. Main filed of focus is determination of a fundamental kinematic properties, dynamic and static load capacity each of the subassemblies of the designed system, including calculation and suggestion of electric drives and its gearboxes. Calculated variables are used for verification of sustainability of linear tracks and a carriage. It had been also calculated deformation, strain, and overall rigidity in designed subassemblies.
<b>KEY WORDS</b>	HCW2, robot, robotic tool exchange, robotic tool change, movable robot, 3D scanning, laser hardening, a robotic carriage,

## Obsah

1	Přehled použitých zkratk a symbolů .....	4 -
2	Seznam obrázků .....	5 -
3	Seznam tabulek .....	9 -
4	Úvod.....	11 -
5	Teoreticko-metodologická a analytická část práce .....	12 -
5.1	Historie ŠMT a.s.....	12 -
5.1.1	Historie výroby obráběcích strojů .....	12 -
5.1.2	Výrobní portfolio horizontálních vyvrtávaček firmy ŠMT a.s. ....	12 -
5.2	Automatická výměna nástrojů (AVN).....	12 -
5.2.1	Historie výměny nástrojů na obráběcích strojích.....	12 -
5.2.2	Přínosy AVN u NC strojů .....	13 -
5.2.3	Obecné požadavky AVN.....	13 -
5.3	Systémy s nosnými zásobníky .....	13 -
5.3.1	Nožové hlavy.....	13 -
5.3.2	Vodorovné hlavy .....	13 -
5.3.3	Revolverové hlavy se svislou osou .....	14 -
5.3.4	Vřetenové hlavy .....	14 -
5.4	AVN z nezávisle ložených zásobníků na vřeteno stroje.....	14 -
5.4.1	Základními prvky těchto systémů je: .....	14 -
5.4.2	Rozlišení typů zásobníků: .....	14 -
5.4.3	Robotická AVN.....	17 -
5.5	Analýza problému.....	18 -
5.5.1	Popis stroje HCW2.....	18 -
5.5.2	Požadavky na AVN s pohyblivým robotem.....	19 -
5.5.3	Specifikace vlastností jednotlivých typů robotů možných k využití.....	22 -
5.5.4	Uložení robotů pro lineární pohyb – typy lineárních vedení .....	22 -
5.5.5	Maximální prostor pro uložení robotického ramena vně stroje HCW2 .....	23 -
6	Analyticko-syntetická část.....	25 -
6.1	Analýza variant uložení robotického ramene .....	25 -
6.1.1	Návrh možných variant robotického uložení .....	25 -
6.1.2	Analýza volby uložení robota .....	27 -
6.1.3	Určení velikosti pracovního prostoru varianty B .....	29 -
6.1.4	Detailní analýza možného uložení lineárního vedení robota – závěr.....	32 -



6.1.5	Definování minimálních rozměrů pracovního prostoru pro volbu robotického ramena - 33 -
6.1.6	Volba robotického ramene ..... - 35 -
6.1.7	Volba lineárního vedení robotického ramene ..... - 35 -
6.1.8	Konstrukce a výpočty jednotlivých částí robotické výměny ..... - 37 -
6.2	Závěr ..... - 38 -
7	Numerický návrh lineárního vedení..... - 39 -
7.1	Statické řešení soustavy v rovině..... - 39 -
7.2	Tvorba schématického znázornění ramene pro statické řešení soustavy v rovině - 39 -
7.2.1	Popis základního kinematického schématu ..... - 40 -
7.3	Určení zátěžových stavů ramene ..... - 43 -
7.3.1	Stav č. 1: Výběr nástroje ze zásobníku či z více zásobníků nástrojů ..... - 43 -
7.3.2	Stav č.:2 – Posuv po výběru nástroje k vřetení stroje HCW2 – v ose Z ..... - 44 -
7.3.3	Stav č.: 3 – Výměna nástroje ve vřetení stroje HCW-2 ..... - 44 -
7.3.4	Stav č.: 4 – Práce na obrobku – 3D měření, závitování, kalení, gravírování atd. . - 45 -
7.3.5	Stav č.:5 – Údržba, osazení zařízení individuálním nástrojem ..... - 46 -
7.4	Statický (předběžný) výpočet k určení typu předepnutého valivého vedení s definicí předběžných materiálů a hmot..... - 47 -
7.4.1	Určení počtu stupňů volnosti..... - 47 -
7.4.2	Mechanismus – výpočet metodou uvolňování, ..... - 47 -
7.4.3	Určení reakcí posouvajících sil a momentů ..... - 49 -
7.5	Návrh uložení ramene robota ..... - 51 -
7.5.1	Definice základních valivých elementů ..... - 51 -
7.6	Výpočet axiální ložiska mezi členy 2–3 ..... - 63 -
7.7	Návrh pohonů jednotlivých členů mechanismu ..... - 63 -
7.7.1	Návrh pohonu M-S k posuvovému mechanismu členu 1 ..... - 64 -
7.7.2	Návrh převodovky pohonu M-S posuvového mechanismu členu 1 ..... - 65 -
7.7.3	Návrh pohonu M-S k posuvovému mechanismu členu 2 ..... - 65 -
7.7.4	Návrh převodovky pohonu M-S posuvového mechanismu členu 2 ..... - 66 -
7.7.5	Návrh pohonu M-S k posuvovému mechanismu členu 3 ..... - 67 -
7.7.6	Návrh převodovky pohonu M-S posuvového mechanismu členu 3 ..... - 68 -
8	Samotný návrh v CREO – modelování..... - 69 -
8.1	Člen č. 4 - Modulové lineární vedení k upevnění do šachty HCW2 ..... - 69 -
8.1.1	Modelování sestav W, M a ASSY ..... - 69 -
8.1.2	Hmota členu 4, určení středu gravitace ..... - 72 -

8.1.3	MKP výpočty člen 4.....	- 72 -
8.2	Modelování člen 3 – konzola robotického ramena.....	- 77 -
8.2.1	Modelování sestav W, M a ASSY .....	- 77 -
8.2.2	Hmota členu 3, určení středu gravitace .....	- 80 -
8.2.3	MKP výpočty člen 3.....	- 80 -
8.3	Člen č. 2 – návrh lineárního vedení robota.....	- 83 -
8.3.1	Modelování sestav W, M a ASSY .....	- 83 -
8.3.2	Hmota členu 2, určení středu gravitace .....	- 86 -
8.3.3	MKP výpočet člen č. 2 .....	- 87 -
8.4	Modelování členu 1 – robot a vozík .....	- 91 -
8.4.1	Modelování sestavy ASSY.....	- 91 -
8.4.2	Hmota členu 1, určení středu gravitace .....	- 92 -
8.5	Celková sestava členů 1–4.....	- 92 -
8.5.1	Modelování sestavy ASSY.....	- 92 -
8.5.2	Celková hmotnost sestavy členů 1–4 .....	- 94 -
8.5.3	Celková sestava – určení celkové tuhosti v ose Y .....	- 94 -
8.6	Zařízení pro robotickou výměnu nástroje – uložení v sestavě HCW 2 .....	- 95 -
8.7	Návrh uložení sestavy na stěnu šachty - .....	- 97 -
8.7.1	Uložení členu 4 na stěnu šachty HCW2.....	- 97 -
8.7.2	BW Fixátor – volba velikosti šroubového spojení .....	- 97 -
8.7.3	Pevnostní výpočet šroubového spoje v KissSoft.....	- 99 -
8.7.4	Závěr.....	- 100 -
9	Teplotní roztažnost členu 4.....	- 100 -
9.1	Závěr .....	- 101 -
10	Dokumentace (model, výkres, kusovník, popis) .....	- 101 -
11	Závěr.....	- 106 -
11.1	Technicko-ekonomické hodnocení.....	- 106 -
11.2	Tabulka technických parametrů.....	- 107 -
12	Reference.....	- 108 -
13	Přílohy .....	- 110 -

## 1 Přehled použitých zkratk a symbolů

Symbol/Zkratka	Jednotka	Popis
N/A*	N/A*	N/A*
*Použité symboly a zkratky jsou vždy vypsány v každé kapitole. Nebudou uvedeny v jedné tabulce. Záměrem je vyšší přehlednost a orientace v textu.		

*Tabulka 1 - přehled symbolů a zkratk*

## 2 Seznam obrázků

Obrázek 1 - vodorovná hlava s rotačními a nerotačními nástroji .....	13 -
Obrázek 2 - revolverová hlava s radiální osou rotace proti loži stroje.....	14 -
Obrázek 3 - vřetenová hlava se 4ks nástrojů.....	14 -
Obrázek 4 - Pick-Up zásobník v poloze výměny nástroje pod vřetenem stroje .....	15 -
Obrázek 5 - Podavač upínač - princip a foto z prostoru stroje.....	15 -
Obrázek 6 - princip řetězového zásobníku s manipulátorem a upínačem u horizontální vyvrtávačky .....	16 -
Obrázek 7 - podavač, upínač, manipulátor.....	16 -
Obrázek 8 - robotické rameno, uvnitř cylindrického zásobníku nástrojů .....	17 -
Obrázek 9 - robotická výměna nástroje.....	17 -
Obrázek 10 - layout pracoviště.....	18 -
Obrázek 11 - příklady současného principu výměny nástroje na HCW1-4.....	19 -
Obrázek 12 - robot umístěn na lineárním vedení v šachtě stroje HCW .....	20 -
Obrázek 13 - robotické rameno umístěné na sloupu stroje HCW .....	20 -
Obrázek 14 - žlutě vyznačený prostor obráběcího stroje .....	23 -
Obrázek 15 - vzdálenost osy vřeteníku od hrany stojny hor. vyvrt. HCW2 .....	23 -
Obrázek 16 - prostor mezi hranou vřetena a hranou šachty pro stroj HCW2 .....	24 -
Obrázek 17 - hloubka šachty stroje HCW2.....	24 -
Obrázek 18 – maximální šíře šachty měřena od hrany k hraně.....	24 -
Obrázek 19 - sloupové umístění robotického ramene – řešení A / resp. varianta A – žlutý kruh znázorňuje zásobník nástrojů .....	26 -
Obrázek 20 - uložení robotického ramene na lineárním vedení umístěného pod hranou vedlejšího pracovního stolu – řešení B/ resp. varianta B – žlutý kruh znázorňuje zásobník nástrojů .....	27 -
Obrázek 21 - uložení robotického ramene na teleskopické vedení umístěného nad šachtou HCW stroje– řešení C/ resp. varianta C – žlutý kruh znázorňuje zásobník nástrojů .....	27 -
Obrázek 22 - červeně vyznačený prostor pro uložení robotická ramena pro výměnu nástrojů ..	28 -
Obrázek 23 - červeně – prostor k možnému uložení vedení robota.....	29 -
Obrázek 24 - část modulového zásobníku nástrojů o velikosti 180° složeného z 6 ks segmentů o velikosti 30°.....	29 -
Obrázek 25 - pohled na řez základy stroje HCW. Řez je umístěn v prostoru hlavního stolu stroje .....	30 -
Obrázek 26 - řez základy stroje HCW2 – v místě pod vedlejším stolem stroje HCW2. Zde je také vyznačen předběžný tvar šachty pro umístění lineárního vedení robota.....	31 -
Obrázek 27 - kotevní prvek vedlejšího stolu horizontální vyvrtávačky HCW-2 .....	32 -
Obrázek 28 - rozmístění kotevních prvků pod vedlejším stolem.....	33 -
Obrázek 29 - maximální délka šachty v místě uložení lineárního vedení robota $L_R=13500$ mm .....	33 -
Obrázek 30 - zobrazení jednotlivých referenčních bodů, které určují min a max. délky ramene .....	34 -
Obrázek 31 - KUKA lineární vedení typ KL2000 .....	36 -
Obrázek 32 - KUKA KR60-2JET, umístění zeď, strop. Maximální nosnost břemena 95 kg -	37 -
-	-
Obrázek 33 - Lineární vedení robotického ramene ABB.....	37 -

Obrázek 34 - chapadlo robota – KUKA KR120 .....	- 38 -
Obrázek 35 - schématické znázornění ramene – nejdelší vyložení.....	- 40 -
Obrázek 36 - kinetické schéma pozice soustavy při výběru nástroje ze zásobníku nástrojů -	43
-	
Obrázek 37 - kinematické schéma stavu č. 2 - posuv v ose Z, s nástrojem k výměně z vřetena -	44 -
Obrázek 38 - Kinematické schéma stavu č. 3 - výměna nástroje ve vřeteni .....	- 45 -
Obrázek 39 - Kinematické schéma stavu č. 4 - mode obrábění .....	- 45 -
Obrázek 40 - Kinematické schéma – stav č.: 5 - mód údržba a další.....	- 46 -
Obrázek 41 - uvolněný člen č. 1 s vyjádřenými reakcemi .....	- 47 -
Obrázek 42 - uvolněný člen č. 2 s vyjádřenými reakcemi .....	- 48 -
Obrázek 43 - uvolněný člen č. 3 s vyjádřenými reakcemi .....	- 49 -
Obrázek 44 - volba typu předeprnutého valivého vedení (10) .....	- 52 -
Obrázek 45 - HS6-291Z – utěsněné axiální ložisko s maznicí a vnitřním ozubením maximální moment 111900 ft-lbs (11).....	- 54 -
Obrázek 46 - volba typu předeprnutého valivého vedení (12) .....	- 55 -
Obrázek 47 - pohled na 6 ks valivých jednotek a jejich označení pro výpočet (9).....	- 57 -
Obrázek 48 - pohled na 4 ks valivých jednotek a jejich označení pro výpočet (9).....	- 59 -
Obrázek 49 - volba pohonů M-S členu 1 - 1FT7068-5AF7 .....	- 64 -
Obrázek 50 - výběr převodovky pro pohon členu č. 1 .....	- 65 -
Obrázek 51 - volba pohonů M-S členu 2 - 1FT7108-5SF7 (9)(16) .....	- 66 -
Obrázek 52 - výběr převodovky pro pohon členu č. 2 (17) .....	- 67 -
Obrázek 53 - volba pohonů M-S členu 3 - 1FT7086-5SF7 (9)(18) .....	- 68 -
Obrázek 54 - výběr převodovky pro pohon členu č. 3 (19) .....	- 69 -
Obrázek 55 - LINEAR_GUIDE_W_02.ASM – obecný přední pohled na sestavu svařence -	70
-	
Obrázek 56 - LINEAR_GUIDE_W_02.ASM – obecný zadní pohled na sestavu svařence-	70 -
Obrázek 57 - LINEAR_GUIDE_M_02.ASM – obecný přední pohled na sestavu obrobeneho svařence .....	- 71 -
Obrázek 58 - LINEAR_GUIDE_ASSY_02.ASM – obecný přední pohled na sestavu kompletní sestavy .....	- 71 -
Obrázek 59 - LINEAR_GUIDE_ASSY_02.ASM - celková hmota a určení pozice středu gravitace sestavy .....	- 72 -
Obrázek 60 - Definování constrainů v sestavě členu 4 .....	- 72 -
Obrázek 61 - definice constrainů uložení členu 4 .....	- 73 -
Obrázek 62 - definice zatížení v místech umístění vozíku lin vedení B11-13 a A11-13 – uvažujeme rovnoměrné zatížení v kontaktních místech .....	- 73 -
Obrázek 63 - definice zatížení v místě umístění vozíku lin vedení B11 – hodnota zatěžující síly v ose Y a momentu kolem osy Z je 1/3 celkové hodnoty zde působící. viz. kapitola 7.4.2.3 .....	- 74 -
Obrázek 64 - Vložená síť tetra elementů o maximální velikosti 30 mm – člen 4.....	- 74 -
Obrázek 65 - MKP členu 4 - deformace ve směru Y a Z.....	- 75 -
Obrázek 66 - člen 4 - Von Mises – napětí – maximální napětí je viz. šipka.....	- 76 -
Obrázek 67 - Geometrické tolerance uložení lin. vedení RGH 65HA .....	- 77 -
Obrázek 68 – ROBOT_CART_W_01 – svařenec – člen 3 .....	- 77 -
Obrázek 69 - ROBOT_CART_M_01 – Obrobek – člen 3 – přední pohled (vpravo), zadní pohled (vlevo) .....	- 78 -

Obrázek 70 - přední pohled na sestavu členu 3 - kapsy uvnitř sestavy slouží k odlehčení celkové hmoty, tak i zvýšení prostoru pro uložení dalších technologických komponent...	- 78 -
Obrázek 71 - pohled na ložisko HS6-29N1Z s vnitřním ozubením – pohled na stranu s otvory pro spojení s členem č. 2 .....	- 79 -
Obrázek 72 - distanční prvek určen pro spojení členů 2 a 3, spolu s ložiskem HS-29N1Z – materiál ČSN 12050 .....	- 79 -
Obrázek 73 - člen 3 - sestava, definice středu gravitace celku .....	- 80 -
Obrázek 74 - člen 3 - definice constrainů uložení v místech spojení s vozíky lineárního vedení .....	- 81 -
Obrázek 75 - člen 3 - definice jednotlivých silových a momentových účinků na sestavu.	- 81 -
Obrázek 76 - člen 3 - provedení síťování o max. velikosti 35 mm .....	- 82 -
Obrázek 77 - člen 3 - deformace v ose Y a Z .....	- 82 -
Obrázek 78 - Člen 3 - Von Mises napětí s detailem maximálního napětí .....	- 83 -
Obrázek 79 - člen 2 - materiál SupremEX® 640XA (22) .....	- 84 -
Obrázek 80 - člen 2 – popis sestavy .....	- 85 -
Obrázek 81 - člen 2 - pohled na vnitřní podélné žebro, se systémem puzzle pro zjednodušení sestavy .....	- 85 -
Obrázek 82 - člen 2 – standardní pohled se zakrytými bočnicemi svařence .....	- 86 -
Obrázek 83 - člen 2 - pohled na celkovou sestavu svařence .....	- 86 -
Obrázek 84 - člen 2 - pohled na horní část ramene pro uložení robota s frézovanými plochými pro uložení lineárního vedení HIWIN .....	- 86 -
Obrázek 85 - člen 2 - pozice středu gravitace a hmotnost sestavy .....	- 87 -
Obrázek 86 - definice constrainů členu 2 .....	- 87 -
Obrázek 87 - definice zatížení členu 2 .....	- 88 -
Obrázek 88 - Člen 2 – síť tetra elementů o velikosti 35 mm, využití při MKP výpočtech.	- 88 -
Obrázek 89 - MKP členu 2 - deformace ve směru Y a Z .....	- 89 -
Obrázek 90 - Člen 2 - napětí uvnitř rámu – Von-Mises .....	- 90 -
Obrázek 91 - Geometrické tolerance uložení lin. vedení RGH 65HA .....	- 90 -
Obrázek 92 - Člen 1 - popis zařízení .....	- 91 -
Obrázek 93 - Člen 1 - poz. 4 - platforma robota .....	- 91 -
Obrázek 94 - člen 1 - pozice středu gravitace a hmotnost sestavy .....	- 92 -
Obrázek 95 - Celková sestava – boční pohled – stav 4, viz. 7.3.4 .....	- 93 -
Obrázek 96 – Celková sestava – zadní a přední pohled – stav 4, viz. 7.3.4 .....	- 93 -
Obrázek 97 - uspořádání pružin pro výpočet celkové tuhosti sestavy .....	- 95 -
Obrázek 98 - pohled na HCW2 ze strany vřetena. Rameno uložení robota je natočeno nad lože HCW2 .....	- 96 -
Obrázek 99 - Zařízení pro robotickou výměnu nástroje uložený v šachtě HCW2 .....	- 96 -
Obrázek 100 – Detailní pohled na uložení členu 4 na vnější hraně šachty stroje HCW2. Návrh šroubového spojení mezi zařízením a šachtou viz. kapitola .....	- 97 -
Obrázek 101 - BW fixátor – řez tělesem .....	- 98 -
Obrázek 102 – BW fixátor – princip uložení, velikosti .....	- 98 -
Obrázek 103 - Seznam rozměrů jednotlivých dimenzí BW fixátoru .....	- 98 -
Obrázek 104 - Převod koordinačního systému z MathLab do předdefinovaných formulářů KissSoft .....	- 99 -
Obrázek 105 - rozložení jednotlivých šroubových spojení .....	- 99 -
Obrázek 106 - Výkres hlavní sestavy zařízení (31) strana 1 z 2 .....	- 102 -
Obrázek 107 - Výkres hlavní sestavy zařízení (31) strana 2 z 2 .....	- 103 -

Obrázek 108 - Výkres lineárního vedení poz. 1 - svařenec (32).....	- 104 -
Obrázek 109 - Výkres lineárního vedení poz. 1 - Obrobek (33).....	- 105 -

### 3 Seznam tabulek

Tabulka 1 - přehled symbolů a zkratk	- 4 -
Tabulka 2 - portfolio produktů firmy ŠMT a.s.(4)	- 12 -
Tabulka 3 - Technické parametry HCW-2	- 18 -
Tabulka 4 - požadované parametry na upínané nástroje a kapacitu zásobníku	- 19 -
Tabulka 5 - porovnávací tabulka současného stavu výměny nástroje na HCW1-4 s perspektivou robotické výměny nástrojů	- 21 -
Tabulka 6 - výpis robotů možných k využití pro aplikace robotické výměny nástrojů na stojících HCW	- 22 -
Tabulka 7 - analýza volby nejlepší varianty umístění robota na lineární vedení	- 28 -
Tabulka 8 - minimální a maximální vzdálenost od základny zásobníku	- 30 -
Tabulka 9 - legenda k obrázku 25 a 26	- 31 -
Tabulka 10 - základní rozměry základů stroje HCW2, ve dvou řezech. Dimenzování předběžného návrhu velikosti šachty pro umístění lineárního vedení robota	- 32 -
Tabulka 11 - legenda k obrázku 30 – popis referenčních bodů	- 34 -
Tabulka 12 - Určení maximálních a minimálních rozměrů extenze robotického ramene	- 34 -
Tabulka 13 - parametry robotického ramene	- 35 -
Tabulka 14 - Volba 4 typů robotických ramen, splňující parametry viz. tabulka 7	- 35 -
Tabulka 15 - parametry pro volbu lineárního vedení dodaný jako prefabrikát	- 36 -
Tabulka 16 - technické parametry lineárního vedení KL2000	- 36 -
Tabulka 17 - popis částí schématu viz. obr. 35	- 42 -
Tabulka 18 - určení stupňů volnosti soustavy	- 47 -
Tabulka 19 - vypočtené hodnoty jednotlivých silových a momentových reakcí v jednotlivých uvolněných částech mechanismu (9)	- 50 -
Tabulka 20 - tabulkové hodnoty předepnutého valivého vedení (10)	- 52 -
Tabulka 21 – Porovnání parametrů lineárního ložiska HIWIN s vypočtenými hodnotami reakcí a momentů. Jednotky k jednotlivým veličinám jsou uvedeny v tabulce 20.	- 52 -
Tabulka 22 - výpis silových a momentových účinků v bodě C (9)	- 53 -
Tabulka 23 - převodní tabulka ft-lbs na N.m	- 54 -
Tabulka 24 - tabulkové hodnoty předepnutého valivého vedení (12)	- 55 -
Tabulka 25 – Porovnání parametrů lineárního ložiska HIWIN s vypočtenými hodnotami reakcí a momentů. Jednotky k jednotlivým veličinám jsou uvedeny v tabulce 20.	- 55 -
Tabulka 26 - síly působící na krajní jednotky stav 1 člen 3 (9)	- 57 -
Tabulka 27 – efektivní síly jednotky stav 1 člen 3 (9)	- 57 -
Tabulka 28 - síly působící na krajní jednotky stav 2 člen 3 (9)	- 58 -
Tabulka 29 – efektivní síly jednotky stav 2 člen 3 (9)	- 58 -
Tabulka 30 - síly působící na krajní jednotky stav 1 člen 1 (9)	- 59 -
Tabulka 31 – efektivní síly jednotky stav 1 člen 1 (9)	- 59 -
Tabulka 32 – základní parametry potřebné k výpočtu doby běhu a celkové ujeté dráhy (9).	- 60 -
-	
Tabulka 33 - výpočtové hodnoty pro ověření životnosti dynamické členu 1 - stav 2 (9)...	- 61 -
Tabulka 34 - výpočtové hodnoty pro ověření životnosti dynamické členu 1 - stav 2 (9)...	- 62 -
Tabulka 35 – určení proměnných pro statickou a dynamickou bezpečnost ax. Ložiska (9)	- 63 -
Tabulka 36 – popis parametrů pohonu pro pohyb členu č. 1	- 64 -
Tabulka 37 - veličiny pro volbu převodovky k pohonu členu č. 1	- 65 -
Tabulka 38 – popis parametrů pohonu pro pohyb členu č. 2 (9)(16)	- 66 -



Tabulka 39 - veličiny pro volbu převodovky k pohonu členu č. 2 (9)(17) .....	- 67 -
Tabulka 40 – popis parametrů pohonu pro pohyb členu č. 3 (9)(18) .....	- 68 -
Tabulka 41 - veličiny pro volbu převodovky k pohonu členu č. 3 (9)(19) .....	- 69 -
Tabulka 42 - člen 4 - popis jednotlivých komponent.....	- 71 -
Tabulka 43 - celková hmotnost a střed gravitace člen 4 .....	- 72 -
Tabulka 44 - člen 4 - definice silových účinků a momentů .....	- 74 -
Tabulka 45 - člen 4 - vypočtená tuhost soustavy na základě znalosti deformace v požadovaném směru a znalosti působící síly .....	- 75 -
Tabulka 46 - člen 4 – pevnostní podmínka určená ze znalosti výsledků MKP analýzy členu 4 a mezi kluzu použitého materiálu sestavy členu 4 .....	- 76 -
Tabulka 47 - Člen 3 - popis sestavy viz. obrázek 75.....	- 79 -
Tabulka 48 - celková hmotnost a střed gravitace člen 3 .....	- 80 -
Tabulka 49 - člen 3 - seznam silových a momentových účinků působících na lože.....	- 81 -
Tabulka 50 - člen 3 - vypočtená tuhost soustavy na základě znalosti deformace v požadovaném směru a znalosti působící síly .....	- 82 -
Tabulka 51 - člen 3 – pevnostní podmínka určená ze znalosti výsledků MKP analýzy členu 3 a mezi kluzu použitého materiálu sestavy členu 3 .....	- 83 -
Tabulka 52 - člen 2 - popis sestavy viz. obrázek 79 .....	- 85 -
Tabulka 53 - celková hmotnost a střed gravitace člen 2 .....	- 87 -
Tabulka 54 - člen 2 - seznam silových a momentových účinků působících na lože.....	- 88 -
Tabulka 55 - člen 2 - vypočtená tuhost soustavy na základě znalosti deformace v požadovaném směru a znalosti působící síly .....	- 89 -
Tabulka 56 - Člen 2 – pevnostní podmínka určená ze znalosti výsledků MKP analýzy členu 2 a mezi kluzu použitého materiálu sestavy členu 2 .....	- 90 -
Tabulka 57 - Člen 1 - popis sestavy viz. obrázek 92.....	- 91 -
Tabulka 58 - celková hmotnost a střed gravitace člen 1 .....	- 92 -
Tabulka 59 - Člen 1 - popis sestavy viz. obrázek 95 a 96.....	- 94 -
Tabulka 60 - celková hmotnost sestavy členů 1–4.....	- 94 -
Tabulka 61 - tabulka tuhostí položek celkové sestavy viz. obrázek 95/96/97 (*tuhost axiálního ložiska je odhadnuta, nebylo možno nalézt hodnotu v technické specifikaci produktu) ....	- 95 -
Tabulka 62 - Výměna nástrojů s pojízdným robotem - popis sestavy viz. obrázek 98, 99 a 100.....	- 97 -
Tabulka 63 - souřadnice pozice jednotlivých šroubových spojů, a vypočtenými silami ....	- 99 -
Tabulka 64 – zátěžové stavy a hodnota silových účinků šroubového spojení členu 4 a stěny šachty.....	- 100 -
Tabulka 65 - technické parametry navrhovaného zařízení.....	- 107 -
Tabulka 66 - Seznam příloh .....	- 110 -

## 4 Úvod

Diplomová práce (dále jen DP) se zabývá návrhem řešení robotické výměny nástrojů s pojízdným robotem u stroje HCW-2 (Horizontální vyvrtávací a frézovací stroj) vyráběných firmou ŠMT a.s. Současné řešení výměny nástrojů probíhá konvenční metodou na bázi manipulátoru umístěného na sloupu stroje a výběrem nástroje z různých typů zásobníků umístěných přímo na stroji. Tato výměna je pomalá a limitující s ohledem na maximální počet nástrojů uložených v zásobníku nástrojů. Pohyb sloupu HCW vždy znamená pohyb celého zásobníku nástrojů. Pokud požadavek zákazníka je na maximální využití možného počtu nástrojů uložených v řetězovém zásobníku, pak je nutné navrhnout takové uložení sloupu stroje, tak aby byl schopen obstarat základní tuhostní a pevnostní požadavky pro obrábění, včetně zahrnutí hmoty a vnášených negativních efektů hmotnosti výměníku nástrojů uloženého na sloupu.

Cílem DP je prověřit možnost výměny nástroje nekonvenční technologií za pomoci robotického ramene, které bude umístěno na lineárním vedení vně šachty lože strojů HCW. Návrh konstrukce musí splnit základní parametry, které jsou: přesnost nájezdu do stejné pozice, jak při výběru nástroje ze zásobníku, tak i při samotném vyjmutí nástroje z vřetene stroje a výměna s drženým nástrojem v chapadle robota. Dostatečnou rychlost výměny nástroje zahrnující výběr nástroje ze zásobníku, průjezd celou délkou lineárního vedení robota a následné provedení výměny, při minimální nutnosti pohybu vřetene stroje. Nutností řešení je minimální ovlivnění již stávající konstrukce strojů HCW, tak aby bylo možné i dodatečně implementovat robotickou výměnu již do existujících instalací v provozu. To klade velký důraz na modulárnost, jednoduchost konstrukce tak aby instalace byla možná s minimálními náklady na nutné úpravy. Velmi důležitý faktor je zamezení kontaktu pohybujících částí robotického ramene s lineárním vedením HCW stroje, tak aby nedocházelo k omezení pohybu sloupu stroje v celé dráze lože a vyhnout se tomu, aby byly jakkoliv omezeny možnosti upnutí obrobků na hlavním a vedlejším stole. DP též uvažuje s využitím robotického ramene pro jiné úlohy než výměnu nástroje, například pro 3D měření obráběné součásti, Laserové povrchové kalení, řezání závitů a jiné úkony, které robotické rameno může zajistit. Základní myšlenkou je skutečnost, že dnešní robotické ramena a jejich řízení mají velmi jednoduchý programovací jazyk, které umožňuje využití těchto zařízení také na jiné úkony. Představa, že robotické rameno, bude využito pouze pro automatickou výměnu nástrojů (dále jen AVN), by bylo možno považovat za milný. Důvodem je, že výměna nástrojů je prováděna dle požadavků obsluhy. Pokud nedochází k výměně nástrojů, robot je umístěn do vyčkávací pozice a technologie není využita, pak se tedy jedná o „mrtvého“ robota. Většina obrobků na HCW, má nezanedbatelné rozměry a hmoty. Každá mezioperační manipulace, nutná pro provedení 3D měření mimo stroj, by mohla být nahrazena 3D skenování přímo na upínacím stroji. Řezání závitů s menšími průměry, gravírování apod, by mohlo být provedeno přímo na stroji HCW. Povrchové kalení ploch a jejich dodatečné obrábění by bylo možné provést přímo na stroji a tím snížit prostojové náklady například k manipulaci.

Návrh robotického ramene, tedy zvažuje veškeré možnosti využití. Samotná DP, je vypracovaná, tak že řeší studii možných uložení robotického ramene vně HCW. Kinematiku sestavy se specifikací nejvíce zatěžujících stavů sestavy. Výpočet statických a dynamických únosností lineárních a rotačních vedení jednotlivých pohyblivých částí zařízení. Samotné modelování zařízení v CREO. Návrh elektrických pohonů pro pohyb sestavy. Návrh a

výpočet uložení lineárního vedení na stroji HCW. MKP ověření deformací a maximálních napětí v konstrukci s případným řešením nutných úprav. Stanovené tuhosti sestavy.

## 5 Teoreticko-metodologická a analytická část práce

### 5.1 Historie ŠMT a.s.

Do roku 2020 byla firma označována názvem Škoda Machine Tools, což byla společnost patřící pod firmu ŠKODA HOLDING a.s., které vznikla v roce 2000 jako pokračovatel výrobních aktivit firmy ŠKODA PLZEŇ (1), jenž je odvozena od Škodových závodů, které v roce 1911 zahájily výrobu vlastních obráběcích strojů(2).

#### 5.1.1 Historie výroby obráběcích strojů

- Rok 1911, zahájené vlastní výroby obráběcích strojů
- Rok 1920, zahájení výroby klikových hřídelí
- Rok 1940, počátek využívání elektromotorů u všech obráběcích strojů
- Rok 1958, na EXPO v Bruselu, produkt ŠKODA WD 200, získal zlatou medaili
- Rok 1980, zahájení výroby CNC strojů
- Rok 1983, započítí výroby strojů s hydrostatickým vedením
- Rok 1994, dokončen vývoj první dvousé kontinuálně řízené hlavy UFK1600 pro 5-osé obrábění
- Rok 1999, vývoj konceptu soustruhů typu SR
- Rok 2000, vývoj konceptu horizontálních vyvrtávacích a frézovacích center typu HCW a FCW
- Rok 2009, vývoj vysokootáčkového stroje typu HCW2000-4000
- Rok 2016, prodána největší horizontální vyvrtávací stroj firmy ŠKODA (3)

#### 5.1.2 Výrobní portfolio horizontálních vyvrtávaček firmy ŠMT a.s.

Produktová řada	Typy	Výkon hlavního pohonu [kW]	popis
FCW	140/450/160	64/81	Menší stroje s vedením supportů pomocí valivých elementů.
HCW	1/2/3/4	147	Plně hydrostatický stroj. Vysoké momenty
HCW	2000/4000	120	Pro vysoké otáčky, s velmi rozměrným výsuvem pinoly vřetene.

Tabulka 2 - portfolio produktů firmy ŠMT a.s.(4)

### 5.2 Automatická výměna nástrojů (AVN)

#### 5.2.1 Historie výměny nástrojů na obráběcích strojích

##### 5.2.1.1 Počátky strojírenské výroby

V první fázi byla výměna nástrojů prováděna ručně, tzn. Princip nástroje jde za obrobkem. V druhé fázi byl prováděn přenos obrobku na jiný stroj tzv. princip obrobek jde za nástrojem, zde také probíhá ruční výměna nástrojů. Postupem času dochází k mechanizaci a posléze automatizaci (5).

### 5.2.1.2 Počátky AVN

Automatizace se nejprve dotkla hromadné a velkosériové výroby, kde se jedná o běžnou metodu, kdy obrobek jde za nástrojem. Což praxi znamená, že obrobek prochází přes jednotlivé výrobní úseky, na kterých je vykonávána specifická operace (5).

Při malosériové a kusové výrobě se běžně setkáme s využitím principu: “nástroj jde za obrobkem“. Například obráběcí centra, kde dochází k vykonávání velkého množství operací s různými nástroji, při jednom upnutí obroku (5).

### 5.2.2 Přínosy AVN u NC strojů

- Zkrácení vedlejšího času s ruční výměnou nástrojů, či přenosem mezi stroji
- Jedno upnutí obrobku při využití různých typů technologie obrábění. Většinou tam kde je manipulace s obrobkem je náročná
- Dochází ke zvyšování přesnosti práce, z důvodu snížení vzniku chyb při více násobném upnutí obrobků (5).

### 5.2.3 Obecné požadavky AVN

- Minimalizace času výměny nástroje
- Tuhost vřetene stroje musí odpovídat technologickým nárokům na obráběný materiál
- Upnutí nástroje do vřetena musí být velmi přesné
- Očekávaná je vysoká kapacita zásobníku nástrojů, kde nevyužívané nástroje nesmí omezit pracovní prostor stroje
- Požadavky na pracovní spolehlivost a bezpečnost pro obsluhu stroje (5)

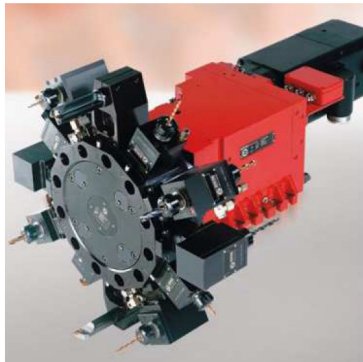
## 5.3 Systémy s nosnými zásobníky

### 5.3.1 Nožové hlavy

- Běžnými zástupci jsou upínací hlavy soustruhů. Zásobník s nástroji koná vedlejší pohyb, obrobek vykonává hlavní řezný pohyb
- Malé rozměry této hlavy umožňují přímo upnutí ve stroji, tím se půdorys stroje nezvětší (5).

### 5.3.2 Vodorovné hlavy

- Jsou určeny zejména pro obrábění tyčových materiálů. Tvar hlavy je plochý kotouč, kde jsou po obvodě zapuštěny nástroje rotační a nerotační.
- Podélný posuv hlavy je udáván posuvem supportu a příčný posuv pomocí kuličkového šroubu (5)



Obrázek 1 - vodorovná hlava s rotačními a nerotačními nástroji

### 5.3.3 Revolverové hlavy se svislou osou

- Jejich umístění je většinou na supportu stroje. Může mít 4 až 8 pozic pro nástroje (5).



Obrázek 2 - revolverová hlava s radiální osou rotace proti loži stroje

### 5.3.4 Vřetenové hlavy

- Jsou umístěny na vřetení obráběcího stroje. Existují provedení disková a s korunovou hlavou.
- Menší počet nástrojů, omezený počet rozsahu pohybu a minimalizace tvarové kombinovatelnosti obrobku (5).



Obrázek 3 - vřetenová hlava se 4ks nástrojů

Odstavce 5.3.1 až 5.3.4 popisují AVN s nosnými zásobníky, které se vyznačují menším počtem nástrojových míst a snížením velikostí pracovního prostoru a nižší tuhostí vřetena stroje.

## 5.4 AVN z nezávisle ložených zásobníků na vřeteno stroje

### 5.4.1 Základními prvky těchto systémů je:

- Zásobník nástrojů
- Dopravní manipulátor (který nese nástroj od zásobníku k vřetení)
- Manipulátor sloužící k výměně nástroje v místě vřetena (5)

### 5.4.2 Rozlišení typů zásobníků:

- Malokapacitní, 25–40 nástrojů, které jsou většinou umístěny na vřetení nebo na stojanu stroje. Tento typ nemusí mít manipulátor
- Velkokapacitní, 50–150 nástrojů, kdy jsou nástroje uloženy na samostatné stojany, obsahují jeden nebo více manipulátorů (5)

Dělíme je na bubnové, kotoučové, regálové a řetězové

#### 5.4.2.1 Zásobník – upínač (Pick-Up)

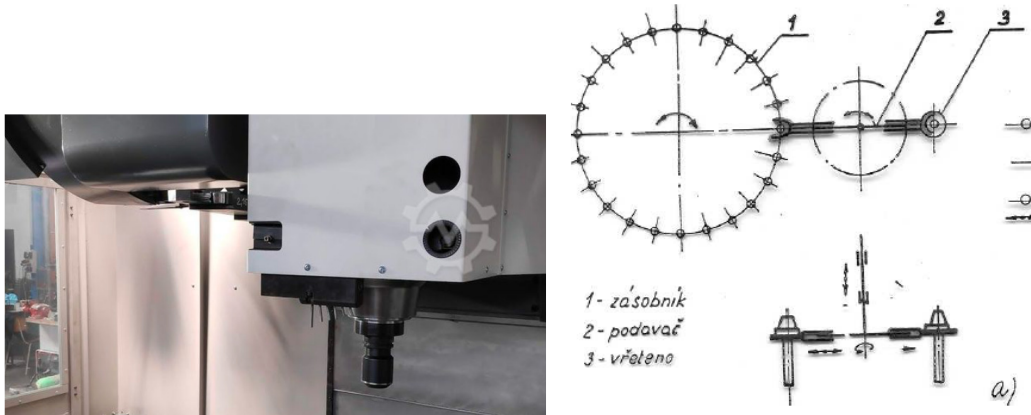
Je standardně umístěn na vřeteníku stroje, kdy je osa bubnu paralelně s osou vřeteníku. Výměna je prováděna odjetím vřeteníku do pozice výměna nástroje v ose Z a přisunutím bubnu pod osou vřetene. Nástroj je již zvolen a následně dojde k posunu vřeteníku proti bubnu zásobníku nástrojů a upnutí nástroje ve vřetení (5). Je navržen pro počty 6–20 nástrojů.



Obrázek 4 - Pick-Up zásobník v poloze výměny nástroje pod vřetenem stroje

#### 5.4.2.2 Zásobník – Podavač – Upínač

Podavač obsahuje dvě ramena. Osa bubnu je většinou kolmo na osu vřeteníku. Při výměně nástroje dojde k nastavení pozice nástroje výměna, nástroj je podavačem vyjmut z bubnu zásobníku a též z vřetene stroje, kdy dojde k následnému navrácení vyjmutého nástroje do bubnového zásobníku (5).



Obrázek 5 - Podavač upínač - princip a foto z prostoru stroje

#### 5.4.2.3 Zásobník – manipulátor – podavač upínač

V průběhu práce se automaticky zvolí potřebný nástroj a je manipulátorem přenesen k upínači. Využití většinou u vodorovných vyvrtávaček a je umístěn na stojanu stroje, na jeho boku, nebo mimo stroj. Vhodný pro 20–50 nástrojů (5).



Obrázek 6 - princip řetězového zásobníku s manipulátorem a upínačem u horizontální vyvrtávačky

#### 5.4.2.4 IQV zásobníky nástrojů

Jde o přídatné zařízení AVN k manipulaci s nástroji pro horizontální vyvrtávačky. Jedná se o řetězový zásobník, který je umístěn na zadní straně stojanu horizontálního vyvrtávacího stroje. K výměně nástroje dochází v jedné poloze vřeteníku. Vřeteno a vřeteník musí být vybaveny řízením polohy, tak aby pozice pro výměnu nástroje byla vždy stejně přesná.

Otočný mechanismus zásobníku je umístěn na podstavci stojanu. Od zásobníku vede pevné lineární valivé vedení – příčka, na kterém se pohybuje vozík s manipulátorem pro přenos nástrojů. Do zásobníku je možno vložit až 61 nástrojů, čas výměny je do 60 sekund (5).



Obrázek 7 - podavač, upínač, manipulátor

#### 5.4.2.5 Manipulátory, roboty

Je přídatné zařízení, které většinou není pevně spojené se strojem. Nejběžněji využívaná pozice uložení zařízení je mimo aktivní části stroje. Robot nebo manipulátor provádějí AVN, tuto činnost provádí většinou jeden robot, který obsluhuje selekci nástroje ze zásobníku tak i samotnou výměnu ve vřetení. Tyto zařízení umožňují zvýšení kapacity zásobníku nástrojů na stovky kusů, s různými variacemi tvarů a hmot. AVN je rychlá a přesná.

#### 5.4.3 Robotická AVN

Pro víceosá obráběcí centra, které na jedno upnutí obrobku poskytují velké množství technologických operací, (v některých případech může být obrábění prováděno na více vřetenových strojích), kdy po vložení polotovaru do stroje je generován finální produkt. K tomuto účelu je zapotřebí zajistit značnou selekci nástrojů.

Běžné řetězové ale i vysoko objemové řetězové zásobníky, svojí konstrukcí, vahou nesplňují očekávání na produktivitu. Jsou v některých případech nahrazovány robotickými rameny, jež jsou schopny selektovat nástroje z regálových zásobníků, jenž obsahují stovky nástrojů. K výměně nástroje dochází, v režimu, kdy vřeteno stroje přijede do polohy výměny nástroje. Robotické rameno má již naložený nový nástroj a dvoumístný nástrojový upínač vybere již nepotřebný nástroj z vřetena stroje a zamění jej požadovaným nástrojem. Některé systémy umožňují pohyb robota v prostoru stroje, či mimo prostor stroje a doručení nástroje na požadované místo produktivně.



Obrázek 8 - robotické rameno, uvnitř cylindrického zásobníku nástrojů



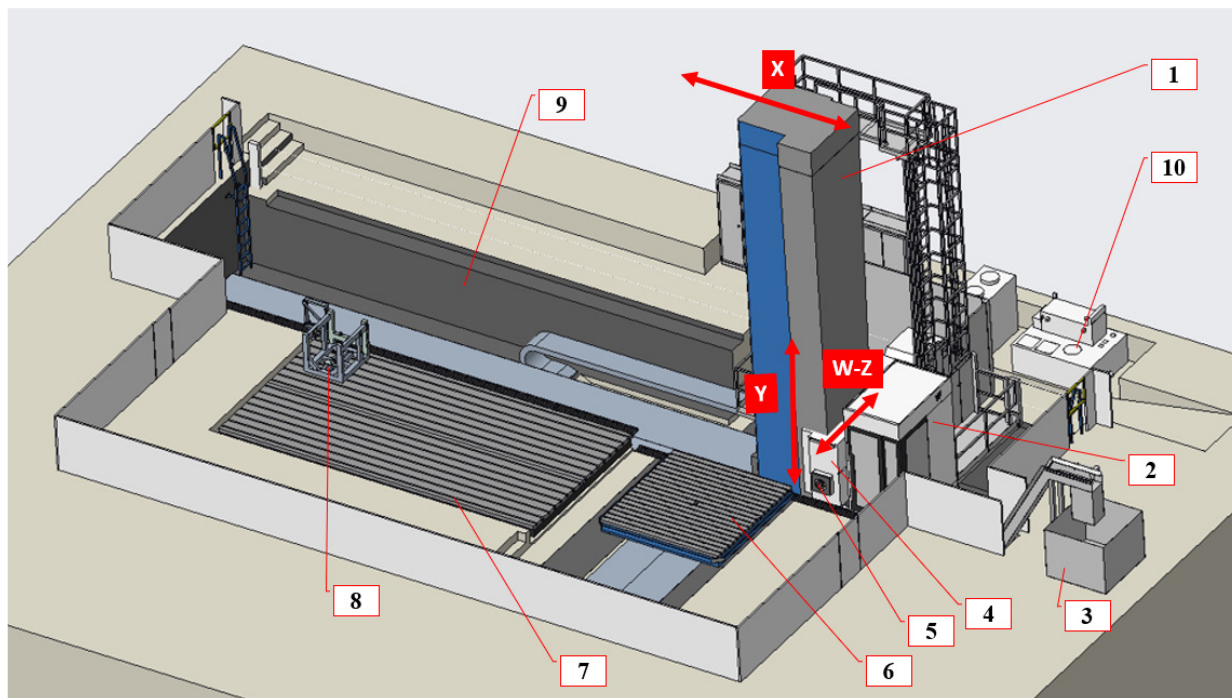
Obrázek 9 - robotická výměna nástroje



## 5.5 Analýza problému

### 5.5.1 Popis stroje HCW2

Základní rozložení stroje je zřejmé z obrázku 10, zde jsou vidět základní komponenty a uspořádání stroje HCW2. V tabulce č.3 jsou vypsány základní technické parametry zařízení.



Obrázek 10 - layout pracoviště

Průměr vřetene [mm]	Pozice	160/180/200
Výkon hlavního motoru [kW]	4	100
Max otáčky vřetena [ot/min]	5	2500
Stojan - pojezd v ose X [mm]	1	12500
Vřeteník – pojezd v ose Y [mm]	4	6000
Výsuv pinoly v ose Z [mm]	5	1300
Průměr pinoly [ø mm]	5	200
Výsuv vřetena v ose W [mm]	5	1200
Průřez vřetene [mm]	5	450x450
Kužel vřetene [ISO]	5	50
Kabina obsluhy	2	-
Dopravník třísek	3	-
Hlavní stůl HCW2 [mm / t]	6	3500x3000 / 60
Vedlejší stůl	7	-
Prostor pro umístění víceosé obráběcí hlavy	8	-
Šachta pro uložení supportů stroje HCW 2	9	-
Technologie zařízení (řízení, hydraulika apod.)	10	-

Tabulka 3 - Technické parametry HCW-2

### 5.5.2 Požadavky na AVN s pohyblivým robotem

Pro stroj HCW2, vyhotovit návrh robotické výměny nástroje s pojezdem od zásobníku k vřetení. Návrh konstrukce musí být proveden tak, aby nedošlo k porušení konstrukce stroje. Umístění vedení robotického ramene musí být v místě šachty viz. obrázek 10. Požadované parametry upínaných nástrojů jsou vypsány v tabulce č. 4.

<b>Dráha výměny nástroje – dráha pojezdu robota s nástrojem [mm]</b>	12500
<b>Hmotnost jednoho nástroje [kg]</b>	30
<b>Hmotnost upínacího příslušenství [kg]</b>	60
<b>Celkový počet nástrojů při výměně [ks]</b>	2
<b>Celková očekávaná nosnost robota [kg]</b>	Do 120
<b>Kapacita zásobníku nástrojů a technologického příslušenství [ks]</b>	120-200 (více)
<b>Přesnost opakovatelnosti pohybu najetí do polohy [mm]</b>	0,1
<b>Maximální hmotnost ramene robota [kg]</b>	1100±10%
<b>Maximální délka ramene robota [mm]</b>	3000±10%

Tabulka 4 - požadované parametry na upínané nástroje a kapacitu zásobníku

#### 5.5.2.1 Specifikace použitelných robotů

ŠMT a.s., používá výrobky KUKA (například Kuka KR120 /použito u S-MT/, kde je 105 nástrojů v zásobníku). Pro potřeby návrhu je možno volit roboty dle technických specifikací: ABB, FANUC, STUABLI, KAWASAKI apod.

#### 5.5.2.2 Popis současného provedení automatické výměny nástroje a příslušenství

##### 5.5.2.2.1 Charakteristika

- Řetězový zásobník umístěný na stojanu
- Manipulátor – pojezd po dráze umístěné na stojanu od zásobníku k vřetenu, dvouramenný podavač s upínací nástroje
- Celková hmota zásobníku nástrojů a manipulátoru je nesena stojanem . Vyšší nároky na tuhost RTC pohyblivé – kde zásobník nástrojů je umístěn na loži stroje a robot se pohybuje po loži stroje na místo výměny viz. obrázek 11 (6)

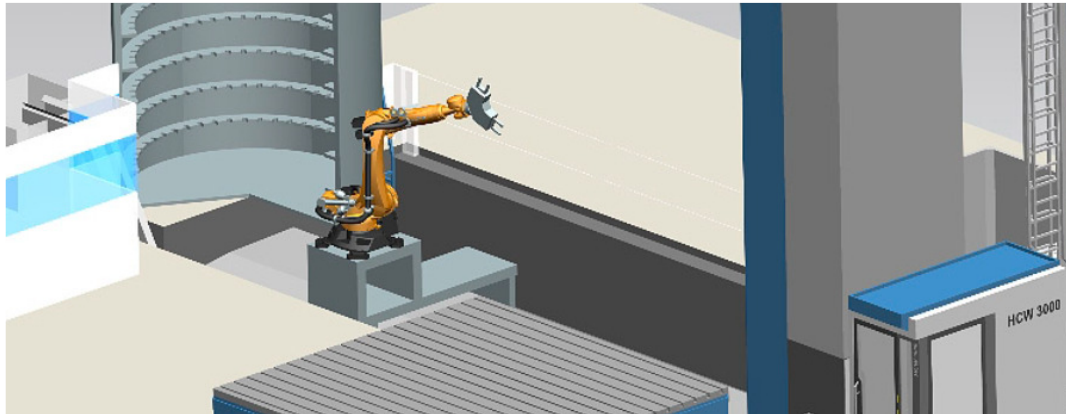


Obrázek 11 - příklady současného principu výměny nástroje na HCWI-4

### 5.5.2.3 Popis robotického provedení AVN a příslušenství

ŠMT a.s., uvádí technologie s možnou výměnou nástrojů pomocí robotických manipulátorů. Zde jsou uvedeny 3 základní principy.

- Pohyb robotického ramene v šachtě HCW stroje viz. obrázek 12
- Pohyb robotického ramene na stojanu HCW spolu se zásobníkem nástrojů viz. obrázek 13 (6)



Obrázek 12 - robot umístěn na lineárním vedení v šachtě stroje HCW



Obrázek 13 - robotické rameno umístěné na sloupu stroje HCW

#### 5.5.2.4 *Hodnocení současného provedení automatických výměn ve srovnání s perspektivou robotického řešení*

Pro hodnocení současného a předpokládané robotické obsluhy výměny nástrojů je možno využít tabulku 5, která porovnává základní parametry AVN. Obě varianty mají klady, kterými si nelze navzájem konkurovat. Nejdůležitější faktor je počet nástrojů v zásobníku a další možnosti využití AVN. Obecně platí, že pokud počet nástrojů v zásobníku přesáhne hodnotu 100ks, pak náklady na výrobu AVN konvenční a nekonvenční metodou jsou srovnatelné.

<b>Kritéria hodnocení AVN / Typ AVN</b>	<b>Konvenční AVN</b>	<b>Robotická AVN</b>
<b>Kapacita zásobníku</b>	Omezená cca. 100–160 ks	Neomezená
<b>Doba výměny nástroje</b>	15 + 60 sekund	Do 30 sekund
<b>Rozměry a druhy nástrojů (rotační i nerotační?)</b>	D400xL1000mm, max. 30 kg	D400xL1000mm, max. 30 kg
<b>Spolehlivost výměny – vliv přesnosti polohování, znečištění a proměnné tíhy zásobníku na stroji</b>	Vysoká přesnost polohování, nízké riziko znečištění, vysoký vliv tíhy zásobníku nástrojů na stojan	Nižší přesnost polohování, vyšší riziko znečištění vedení robota, žádný vliv tíhy zásobníku nástrojů na stojan
<b>Jednoduchost zakládání nástrojů do systému</b>	Vysoká	Vysoká
<b>Údržba systému</b>	Standardní	Standardní
<b>Bezpečnost systému</b>	Vysoká	Nižší
<b>Další využití AVN</b>	Výměna nástrojů	3D měření / Navařování / Povrchové kalení / řezání závitů apod.

Tabulka 5 - porovnávací tabulka současného stavu výměny nástroje na HCWI-4 s perspektivou robotické výměny nástrojů

#### 5.5.2.5 *Obecný postup pro návrh pracoviště s robotickou výměnou nástrojů a příslušenství*

- Provést návrh uložení robota na vozík, který umožní pohyb zařízení po straně šachty horizontální vyvrtávačky tak aby nedošlo k ohrožení a omezení strojního zařízení tak i obsluhy (volba nejhodnější varianty).
- Zvolení robotického ramene tak aby byla bezpečně provedená výměna nástroje s využitím veškerých technologických vlastností konstrukce robota.
- Dle doporučení Ing. Pavla Klesi je možné využít zásobník nástrojů, dle návrhu z DP Bc. Jakuba Švajse, který též využívá robotickou výměnu (tento zásobník bude v této DP implementován).
- Návrh valivého vedení jednotlivých skupin a výpočet statické a dynamické bezpečnosti valivých jednotek (životnosti).
- Specifikace pohonů posuvů jednotlivých skupin robotické výměny

- Specifikace zatížení soustavy se zahrnutím hmotností manipulovaného nástroje a jednotlivých skupin včetně jejich těžišť
- Analýza vybraných součástí MKP
- Návrh a výpočet kotevních šroubů lože lineárního vedení
- Určení celkové teoretické tuhosti zařízení

### 5.5.3 Specifikace vlastností jednotlivých typů robotů možných k využití

Tabulka 6 obsahuje seznam robotických ramena od různých výrobců, které by bylo možné použít pro navrhovanou aplikaci. Tyto zařízení splňují základní parametry pro volbu a to:

- maximální hmotnost pro zajištění nepřetížení systému (okolo 1100 kg)
- přesnost opakovaného najatí do stejné polohy. Robotická ramena jsou označena číslem

číslo	výrobce	typ robota	nosnost [kg]	hmotnost [kg]	max. dosah [mm]	přesnost opakovatelnosti [mm]	počet os	velikost zástavby [mm]	umístění		
									podlaha	strop	úhel
1	FANUC	R-2000iC/125L	125	1115	3100	±0.05	6	771x610	ano	ne	ne
5	STAUBLI	TX200	130	980	2194	±0.06	6	d640	ano	ano	ne
6	KUKA	KR120 R3500 press C	120	1240	3455	±0.06	6	?	ne	ano	ne
7	KUKA	KR120 R3200 PA-HO	120	1075	3195	±0.06	6	830x830	ano	ne	ne
8	KUKA	KR120 R3100-2 F	120	1105	3100	±0.06	6	754x754	ano	ne	ne
12	Kawasaki	BX130X	130	920	2991	±0.06	6	500x640	ano	ne	ne
14	COMAU	NJ-165-3.0	160	1240	3430	±0.09	6	?	ano	ano	ne

Tabulka 6 - výpis robotů možných k využití pro aplikace robotické výměny nástrojů na stojích HCW

### 5.5.4 Uložení robotů pro lineární pohyb – typy lineárních vedení

Robotické ramena lze uložit na lineární vedení, které umožňuje přesun ramene na vzdálenosti až do 30 m. Jednotlivé uložení nabízí rozdílné parametry, které jsou závislé na volbě robotického ramene, potažmo maximální váze manipulovaného dílu. Další možností je typ umístění lineárního vedení a to zejména: uložení na podlahu, zeď či strop. Velikost zástavby se liší, vždy s velikostí robotického ramene. Lineární vedení musí být zvoleno tak, aby technické parametry splňovaly očekávané vlastnosti.

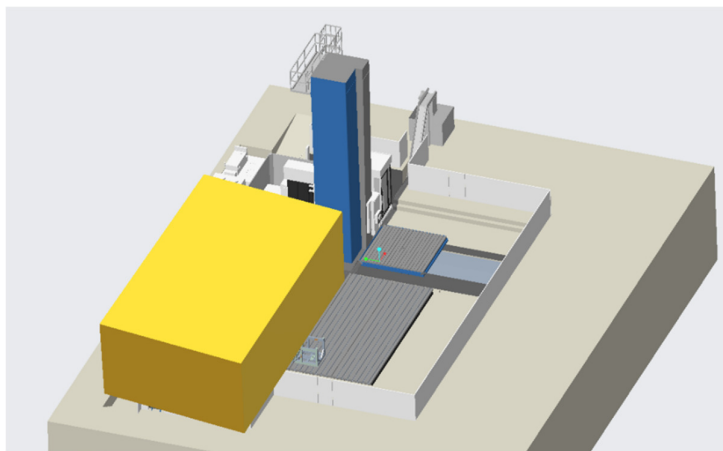
Lineární vedení mohou být dodávaná, jako předpřipravená řešení, které není nutno konstrukčně navrhovat. V některých případech můžou být ale zástavbové nároky, tak limitující, že standardně dodávané aplikace nesplní požadavky a vedení musí být navrženo tzn. „na míru“. Standardní výrobci prefabrikátů vedení jsou:

- ABB, KUKA,

## 5.5.5 Maximální prostor pro uložení robotického ramena vně stroje HCW2

### 5.5.5.1 Možnosti pracovního prostoru stroje HCW2

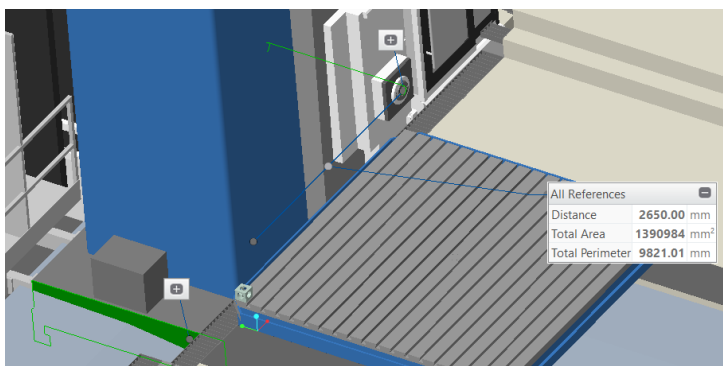
Obrázek 14, znázorňuje žlutě vybarvený kvádr, který kopíruje konturu maximálního využití vnitřního a vnějšího prostoru, možného k případnému využití jednotlivých variant výměny nástroje. Velikost kvádra je dimenzována maximální délkou pohybu stroje v ose X, výšky stojanu Y a šířky šachty, ve které je stroj vsazen.



Obrázek 14 - žlutě vyznačený prostor obráběcího stroje

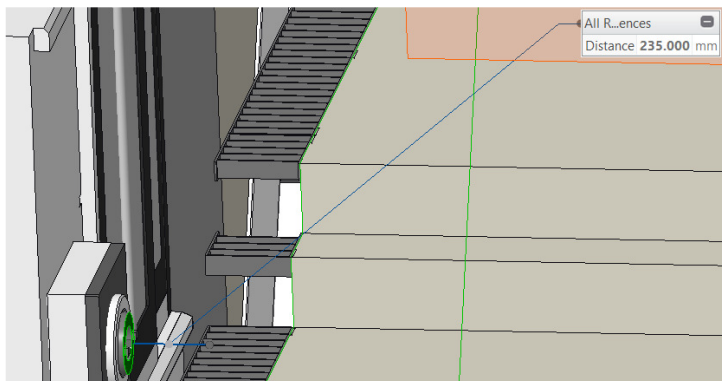
### 5.5.5.2 Maximální možné rozměry pro umístění robotického ramene

Vzdálenost středu vřeteně od hrany základny sloupu horizontální vyvrtáčky viz. obrázek 15, definuje minimální délku ramene robota nutného pro manipulaci s nástrojem. Pro HCW2 je taková vzdálenost 2650 mm.



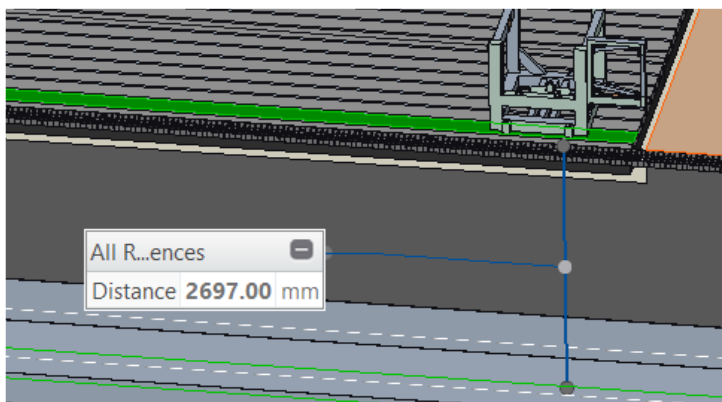
Obrázek 15 - vzdálenost osy vřeteníku od hrany stojny hor. vyvrt. HCW2

Rozeř mezery mezi čelem vřetene a čelem mříže obrázek 16. Tato kóta – 235 mm zobrazuje prostor který je k dispozici. Jde o limit AVN pro bezpečnou operaci.



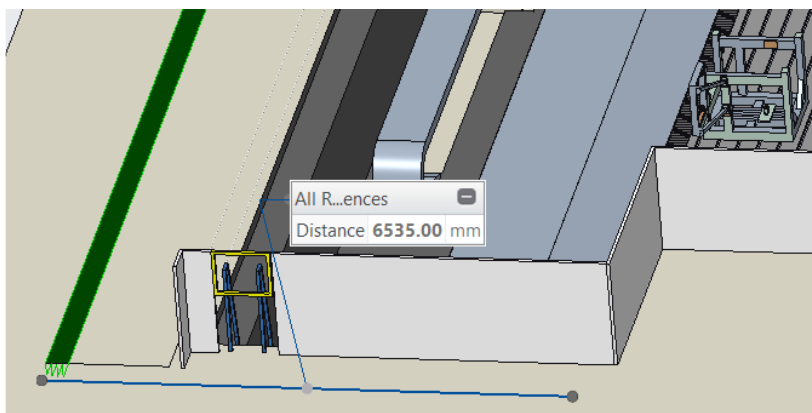
Obrázek 16 - prostor mezi hranou vřetena a hranou šachty pro stroj HCW2

Maximální hloubka šachty - 2697 mm, od upínací plochy vedlejšího pracovního stolu na dno šachty, obrázek 17.



Obrázek 17 - hloubka šachty stroje HCW2

Maximální šíře šachty je 6535 mm viz. obrázek 18.



Obrázek 18 – maximální šíře šachty měřena od hrany k hraně

## 6 Analyticko-syntetická část

### 6.1 Analýza variant uložení robotického ramene

Způsob, jak bude koncipováno uložení robota v prostoru, viz. kapitola 5.5.5, je klíčový pro dlouhodobý a bezproblémový provoz. Jelikož se jedná o aplikace pro těžké provozy, kde je očekávaná vysoká úroveň znečištění, vysoké zatížení od vibrací a značné pracovní rozsahy jenž, musí být vedením robota prováděny při každé výměně nástroje. Dalším očekáváním jsou jednoznačně: minimální údržba a minimální náklady na provoz. Je nutné také porozumět, zdali zařízení pro robotickou AVN má být chápána jako modulové provedení, které lze následně použít na různé varianty strojů HCW, což by umožňovalo provedení instalace, na již existujících zařízeních, za předpokladu očekávání minimálních úprav do základny stroje, nebo dalších nákladných úprav na již provozovaných strojích HCW (které by byly ale velmi těžko proveditelné). Pokud by se jednalo o nedomulové řešení, kdy pouze řešíme aplikace pro nově budované horizontální vyvrtávačky, situace by se tímto zásadně změnila. Nedomulární řešení nám umožní více flexibility pro návrh a budování základů pro uložení robotického chapadla již ve fázi stavby základů pro stroje HCW.

V neposlední řadě je nutné si uvědomit délku dráhy, kterou vozík robotického ramene musí překonat k dosažení vřeteníku, resp. pinoly a provedení výměny nástrojů. Dodavatelé robotických řešení nabízejí již prefabrikovaný lineární uložení vozíku robota, kde jsou možnosti umístění robotického ramene nabízeny: na podlahu, strop či zeď. Každé takové uložení nabízí různé technologie využití. Jednotlivé uložení splňují minimální technické charakteristiky pro tuhost, přímost, životnost apod. Pro HCW2 aplikaci je očekáván lineární posun vozíku ramene robota po dráze 12.5 m a je zásadní zvážit očekávané přesnosti najíždění celku do požadovaných pozic.

Jednotliví výrobci robotů garantují přesnost opakovatelnosti najetí do stejné pozice viz. tabulka 6 v kapitole 5.5.3. Z důvodu jednoduché aplikovatelnosti s minimální nutností přípravy velmi přesných uložení, by bylo vhodné řešit uložení robota tak aby výměna nástroje byla provedena za pomoci využití orientačních referenčních bodů. Tzn. zásobník nástrojů bude mít definován referenční bod ve vhodné pozici, který by při přiblížení robota do naprogramované pozice +/-20 mm (příklad) od referenčního bodu (dále jen ref. bod), byl na rameni robota, nebo některé části sestavy s robotickým ramenem aktivován sensor přiblížení, který využije tento bod k vytvoření nulové kalibrační pozice. Tak bude řešen též příjezd robota ke sloupu horizontální vyvrtávačky. Při dojetí na vzdálenost cca. +/-20 mm, bude načtena reference a robot překalibrován. Tím získáme možnost volby dráhy méně přesné a méně tuhé. Z konstrukčního hlediska nebude nutné řešit velmi komplikovanou konstrukci pro zajištění stálé přesnosti v jakékoliv pozici do 0.1 mm a budeme moci vytvořit konkurenceschopný produkt.

Návrh hodnotí 3 typy uložení, kdy pomocí analýz kritérií bude provedena numerická volba nejvhodnější varianty. Jednotlivé kritéria a váhy k jednotlivým řešením jsou v tabulce č. 7, kapitola 6.1.2

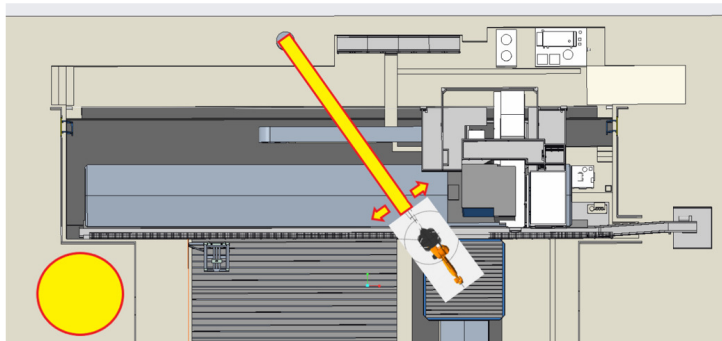
#### 6.1.1 Návrh možných variant robotického uložení

##### 6.1.1.1 Řešení A - Uložení na otočném sloupu

Umístění robota na konstrukci podobajícímu se sloupovému jeřábu, s teleskopickým (nebo neteleskopickým) výsunem ramene. Toto řešení je velmi vhodné jako modulový prvek, který lze umístit jak k nově vyráběnému stroji, tak i k již existující technologii v provozu. Pro



instalaci je nutné připravit základy mimo již existující základy stroje. Návrh umožňuje separování robotického chapadla, od pracovního prostoru stroje. Zařízení je mimo dosah veškerých médií a špon spojených s technologií obrábění. Tím se snižuje údržba celého aparátu na minimum. Problematické bude řešení deformací konstrukce ramene jeřábu. Protože vyložení nosného ramene robota může být až 10 000 mm, kde hmotnost robotického ramene se pohybuje okolo 1100 kg. Také bude nutné synchronizovat výměnu nástroje s pozicí podstropního jeřábu ve výrobní hale a pohybem sloupu HCW, aby nedošlo k případné kolizi při výměně nástroje. Příklad principu je k vidění na obrázku 19.

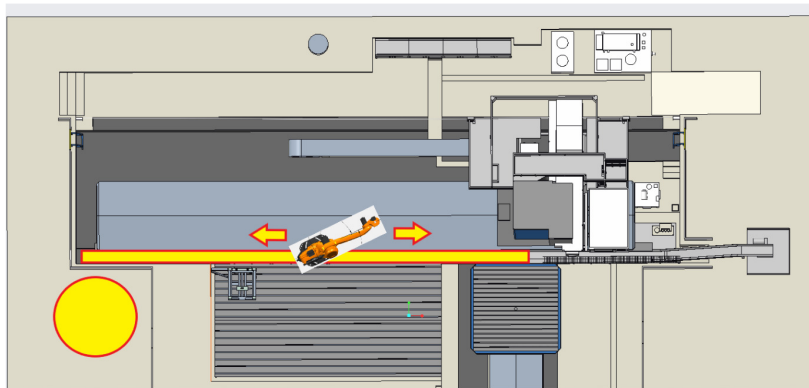


Obrázek 19 - sloupové umístění robotického ramene – řešení A / resp. varianta A – žlutý kruh znázorňuje zásobník nástrojů

#### 6.1.1.2 Řešení B – uložení do základu stroje HCW2

Uložení lineárního vedení robotického ramene do základu (šachty) stroje. Může vyžadovat konstrukční úpravu základů uložení stroje. Toto řešení by neumožňovalo modulární aplikaci, a to by vedlo pouze k využití u nově stavěných strojů, nebo pro aplikace, kdy je řešena generální renovace stroje a nezbytná úprava základů stroje. Pokud by úprava šachty stroje nebyla možná, je možné uvážit umístění základny vedení na stěnu základů stroje. Důsledkem by bylo možné modulární využití zařízení.

Principem je příprava platformy pro uložení lineárního vedení, dostatečně tuhé a rozměrově koncipované tak aby nedošlo ke kolizi mezi pohyblivými částmi stroje. Též je nutné uvážit pozici lineárního vedení s ohledem na výskyt špon, chladicího média apod. Tato aplikace vyžaduje zvýšené nároky na krytí IP, dále zvýšené náklady na bezpečnost. Protože robot bude umístěn na hranu pracovního stolu, kdy musí být zajištěno, že při případném přesahu obrobku do prostor lože stroje nedojde ke kolizi, viz. obrázek 20. To samé platí pro obsluhu stroje. Při seřizování stroje bude nutné zajistit zvýšenou bezpečnost (optické brány, obrazové rozeznání přítomnosti osoby či objektu v dráze robotického zařízení).

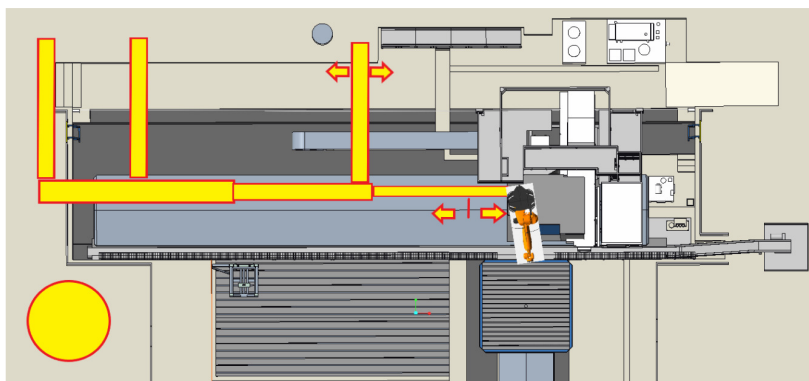


Obrázek 20 - uložení robotického ramene na lineárním vedení umístěného pod hranou vedlejšího pracovního stolu – řešení B/ resp. varianta B – žlutý kruh znázorňuje zásobník nástrojů

### 6.1.1.3 Řešení C – uložení na teleskopický portál

Jedná o modulový způsob řešení zařízení pro výměnu nástroje. Robot je umístěn na konci teleskopického ramene, které se je uloženo rovnoběžně s ložem stroje. Teleskop se vysouvá do požadované vzdálenosti dle aktuální pozice sloupu vyvrtávačky. Jedna část zařízení je staticky uložená na betonové základně stroje a druhá část umožňující dynamický pohyb při uložení v lineárním vedení umístěným též rovnoběžně s ložem stroje, obrázek 21.

Tento princip vyžaduje vyšší zástavbové rozměry, neboť pohyb teleskopu a podpěrných sloupů musí mít vyšší požadavky na bezpečnost. Výhodou teleskopického uložení je absolutní čistota provozu. Teleskop a samotný robot bude umístěn ve výšce 4–5 m nad pracovními stoly HCW, tím nebude docházet k přímému kontaktu zařízení s chladicími médii a třískami z obrábění, obrázek 21. Princip pohybu teleskopu je podobný jako u řešení A. Konstrukce poskytne dostatečnou tuhost pro umožnění pohybu ramene s průhybem +/-20 mm, kdy přísun k zásobníku nástrojů a vřetení stroje bude řízen pomocí referenčních bodů. Toto řešení minimalizuje náklady na budování velmi tuhé konstrukce, která umožní přesné polohování od zásobníku nástrojů ke stroji. Nižší požadavky jsou i na krytí IP. Je vyžadována nutnost synchronizace pohybu podstropního jeřábu a sloupu HCW.



Obrázek 21 - uložení robotického ramene na teleskopické vedení umístěného nad šachtou HCW stroje – řešení C/ resp. varianta C – žlutý kruh znázorňuje zásobník nástrojů

### 6.1.2 Analýza volby uložení robota

Z kapitoly 6.1.1. kde byly analyzovány jednotlivé možné způsoby uložení ramene robota. Z předchozího byla vytvořena numerická srovnávací tabulka (tabulka 7), která pomůže s výběrem nejvhodnější varianty a s kterou budeme dále pracovat. Principem analýzy

je váhová (nejvhodnější přiřazena hodnota 4 a nejhorší přiřazena hodnota 1) evaluace jednotlivých variant dle předem specifikovaných kritérií. Varianta s nejvyšší sumou vah je určena jako nejvhodnější.

Kritérium	řešení A / varianta 1	řešení B / varianta 2	řešení C / varianta 3
Nároky na IP	4	1	4
Jednoduchost	2	3	1
Modulární instalace	4	3	3
Využitelnost zástavby	3	4	2
Bezpečnost vůči obsluze	3	3	2
Omezení pohybu jeřábu (podstropní)	2	4	1
Výměna nástroje v každé pozici sloupu	1	4	4
SUMA	19	22	17
Pořadí	2	1	3

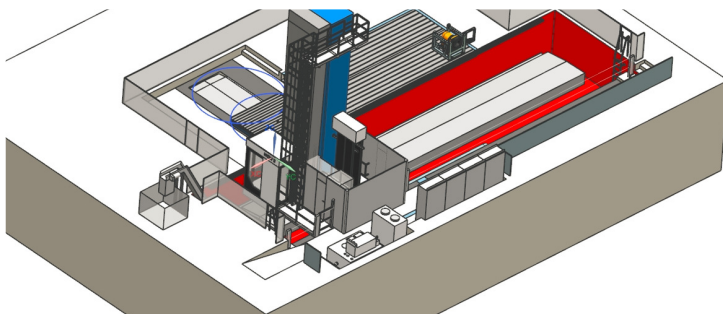
Tabulka 7 - analýza volby nejlepší varianty umístění robota na lineární vedení

Dle tabulky 7, je zřejmé, že nejvhodnější varianta je řešení B, viz. kapitola 6.1.1.2., tj. vedení paralelně s ložem stroje, uvnitř základové šachty stroje. Pro další práce, je nutné identifikovat velikost pracovního prostoru varianty B. Na základě specifikace bude určena optimální velikost a typ robota.

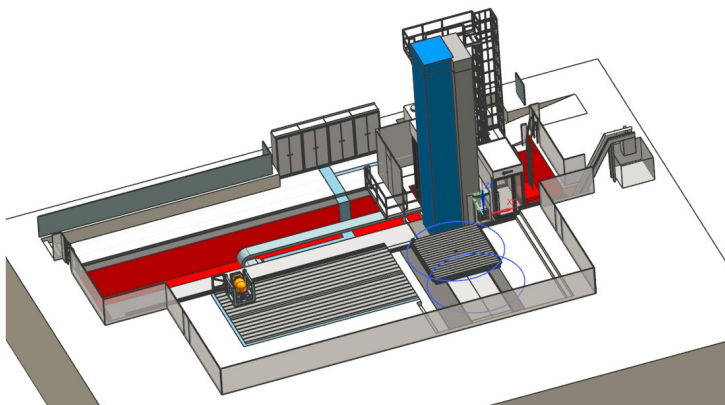
### 6.1.2.1 Vyjádření ŠMT a.s. k jednotlivým variantám

#### 6.1.2.1.1 Prostor pro uložení robota do prostor HCW2

Dle rady ŠMT a.s., Ing. Pavel Klesa, není doporučeno umístění robota nad prostor obrázek 22-23 jak je zobrazeno na obrázku 14. Důvodem je bezpečnost při provozu zařízení a pohybu osob. Dále bylo řečeno, že zavěsit robota ze stropu dolů, nemůže být provedeno z důvodu konstrukce hal v těžkých provozech. Některé haly dosahují svojí výškou až 30 m, což neumožňuje spolehlivou konstrukci. Navíc, pod stropem těžkých hal (nebo hal kde vyvrtávačky jsou umístěny) je provozován mostový jeřáb, který by mohl přijít do kontaktu s ramenem robota. Doporučené uložení robota by mělo být dle Ing. Klesy viz. obrázek 22 a 23. což odpovídá finální variantě B viz. 6.1.2.



Obrázek 22 - červeně vyznačený prostor pro uložení robotická ramena pro výměnu nástrojů



Obrázek 23 - červeně – prostor k možnému uložení vedení robota

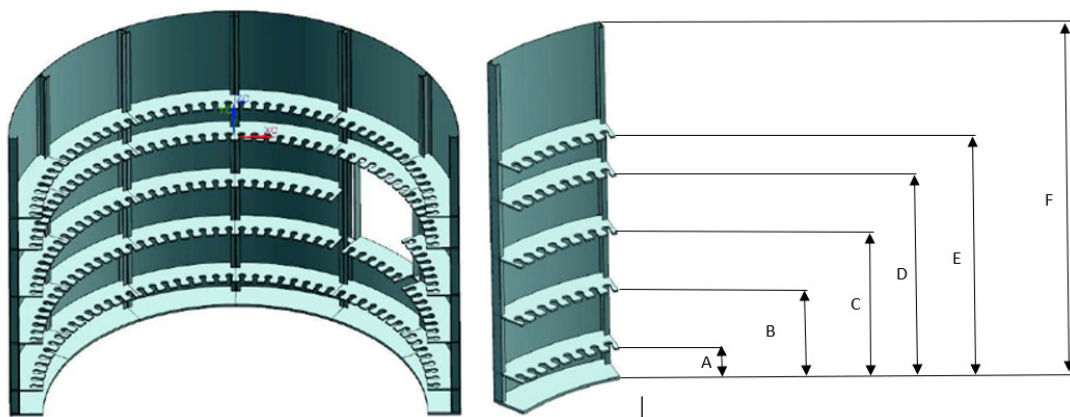
### 6.1.3 Určení velikosti pracovního prostoru varianty B

Obrázek 22-23, červeně význačné plochy znázorňují prostor pro možné uložení lineárního vedení robota. K přesnému návrhu typu robota je nutné znát:

- maximální vzdálenost od lineárního vedení k ose vřetena stroje,
- celkového délku lineárního vedení s uvážením zástavby zásobníku nástrojů.

#### 6.1.3.1 Zásobník nástrojů

Volba zásobníku nástrojů bude odvozena z DP Bc. Jakub Šlajse. Návrh stavebnicového zásobníku a chapače pro robotickou výměnu (2017/2018) (7). V této práci byl navržen zásobník nástrojů k robotické výměně s uložením na jeden ze strojů HCW. Dle DP, byl navržen modulový zásobník, který se skládá z modulových částí (tvaru kruhového výřezu o velikosti  $30^\circ$ ), které lze podle potřeby kombinovat tak aby zásobník odpovídal požadavkům zákazníka, viz. obrázek 24. Základní rozměry zásobníku jsou v tabulce 8. Minimální vzdálenost od podlahy je dle kóty A: 300 mm a maximální vzdálenost je dle kóty E: 2500 mm. Hodnoty rozměrů dle A a E bude nutné zohlednit při navrhování operačního prostoru robotického ramene v dalších kapitolách.



Obrázek 24 - část modulového zásobníku nástrojů o velikosti  $180^\circ$  složeného z 6 ks segmentů o velikosti  $30^\circ$

Kóta	Popis	Inkrementální	Absolutní	robotické rameno
A	první police	300	300	min
B	druhá police	600	900	
C	třetí police	600	1500	
D	čtvrtá police	600	2100	
E	pátá police	400	2500	max
F	celková výška	1000	3500	

Tabulka 8 - minimální a maximální vzdálenost od základny zásobníku

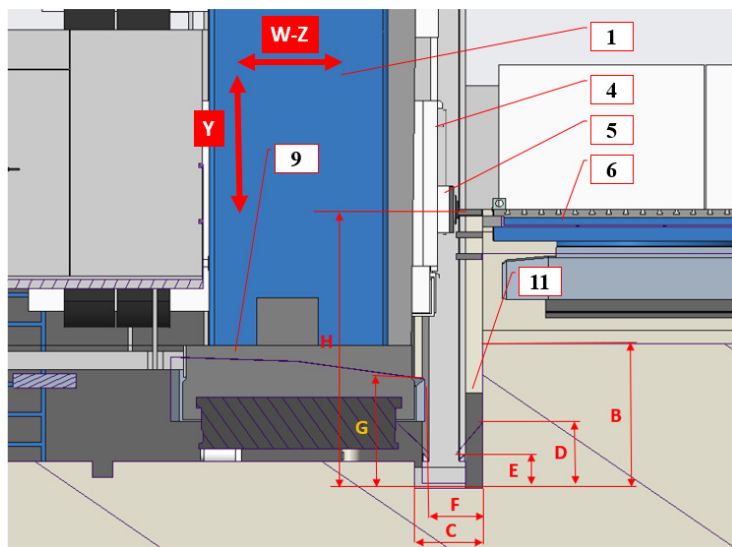
### 6.1.3.2 Analýza možné zástavby v základě stroje HCW2

Pro návrh lineárního vedení robota a dimenzování robotického ramena je nutné znát zástavbové možnosti v základech stroje HCW. Dle náměrů převzatých z modelu stroje HCW2 je možno definovat základní předpokládané rozměry, které se mohou měnit dle potřeby designu. Je nutné si uvědomit, že velikost základů a technologie vně umístěné musí být respektovány. Z obrázků 25 a 26 viz. níže jsou vidět kóty definující základní rozměry prostoru vně šachty (legenda k popisu jednotlivých pozic je v tabulce 9).

Na obrázku 26 zobrazen předběžný návrh šachty. Navrhnutý rozměr (zahrnující také celkový objem šachty), bude použit pro hledání vhodného uložení základny lineárního vedení a dimenzování robotického ramene. Tabulka 10 obsahuje seznam jednotlivých kót a také základní rozměry navrhované šachty.

Je nutné též uvážit efekt zabudovaných závrtných tyčí, které zajišťují přenos sil z hmoty upínacího stolu / obrobku a silových reakcí vznikajících při obrábění. Rozměr  $Y_1$  z tabulky 10 bude nutné navrhnout v závislosti na hloubce uložení kotevních šroubů a jejich před hloubeného otvoru k vylití lepidlem nebo betonem. Dalším rozhodným faktorem bude nemožnost využití návrhu lineárního vedení zapuštěného do základu stroje pro již existující stroje. Tak navržený produkt by mohl být použit pouze u nových montáží HCW.

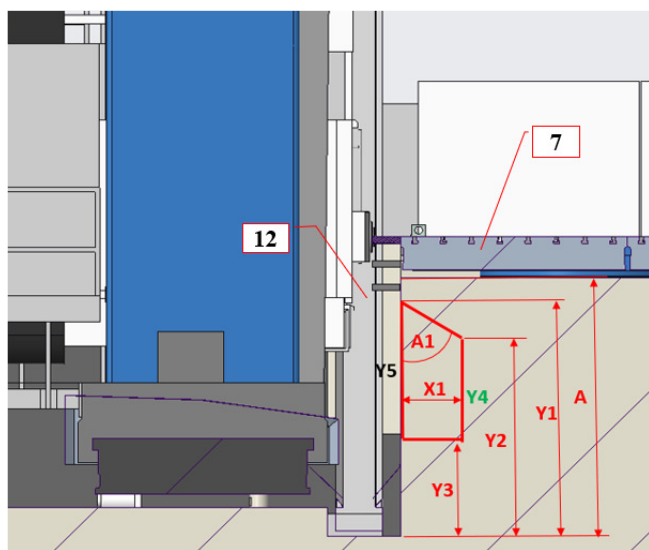
Základy HCW2 zařízení jsou provedeny ve dvou úrovních, kde méně vhodný prostor pro návrh šachty je pod hlavním otočným stolem HCW2 (obrázek 25). Nejvhodnější prostor pro umístění lineárního vedení robota je v místě vedlejšího stolu stroje HCW2 (obrázek 26).



Obrázek 25 - pohled na řez základy stroje HCW. Řez je umístěn v prostoru hlavního stolu stroje

Pozice	Popis
1	Stojan HCW2
4	Vřeteník
5	Vřeteno s výsuvnou pinoly
6	Hlavní otočný stůl
9	Lože stojanu HCW 2
11	Šachta základu stroje v kolmém řezu na lože stojanu v místě hlavního stolu
12	Šachta základu stroje v kolmém řezu na lože stojanu v místě vedlejšího stolu

Tabulka 9 - legenda k obrázku 25 a 26



Obrázek 26 - řez základu stroje HCW2 – v místě pod vedlejším stolem stroje HCW2. Zde je také vyznačen předběžný tvar šachty pro umístění lineárního vedení robota

popis	kóta	rozměr [mm]	poznámka
hloubka základu pod sekundárním stolem	A	2327.00	
hloubka základu pod primárním stolem	B	1402.00	
šířka základu v patě	C	640.00	
výška umístění ochrany proti třískám 1	D	650.00	
výška umístění ochrany proti třískám 2	E	343.00	
nejušší místo šachty	F	545.00	
výška hrany krytu podélného posuvu	G	1060.00	
vzdálenost středu vřetena od dna základů	H	2697.00	
úhel zkosení šachty pro umístění lože robota	A1	45.00 [°]	předběžný návrh, nutné ověřit únosnost betonu pod stolem
maximální zapuštění šachty lože robota	X1	700.00	předběžný návrh, nutné ověřit únosnost betonu pod stolem

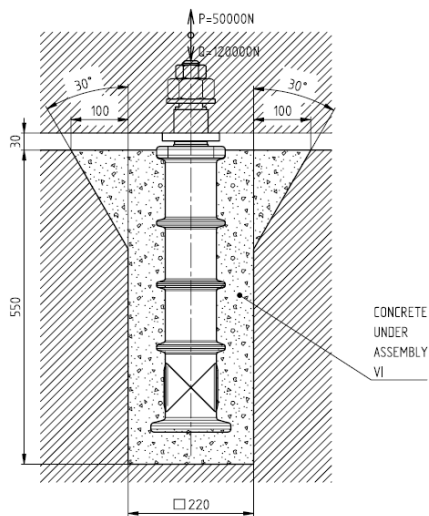
<b>maximální výška hrany šachty lože robota</b>	<b>Y1</b>	2177.00	minimálně 150 mm od horní hrany
<b>střední výška šachty lože robota</b>	<b>Y2</b>	1285.73	
<b>nejnižší místo šachty lože robota</b>	<b>Y3</b>	660.00	minimálně 10 mm od hrany ochrany
<b>maximální délka šachty lože robota</b>	<b>Z1</b>	13000.00	500 mm od hrany šachty primární
<b>objem šachty lože robota</b>	<b>V1</b>	9.75	m <sup>3</sup>
<b>využitelná plocha šachty lože robota</b>	<b>A1</b>	0.75	m <sup>2</sup>
<b>absolutní výška šachty</b>	<b>Y5</b>	1517.00	předběžný návrh, nutné ověřit únosnost betonu pod stolem
<b>výška šachty ke skosení A1</b>	<b>Y4</b>	625.73	předběžný návrh, nutné ověřit únosnost betonu pod stolem

Tabulka 10 - základní rozměry základů stroje HCW2, ve dvou řezech. Dimenzování předběžného návrhu velikosti šachty pro umístění lineárního vedení robota

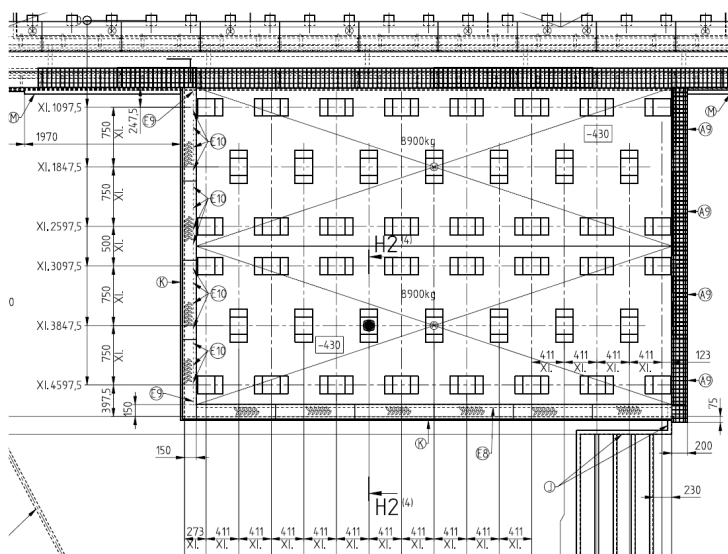
#### 6.1.4 Detailní analýza možného uložení lineárního vedení robota – závěr

Obrázek 27, znázorňuje kotevní prvek, který je zapuštěný do betonového základu stroje HCW. Délka kotvy i betonovým základem je 550 mm, rozmístění kotvících elementů je viditelné na obrázku 28.

K zajištění stálosti soustavy uložení stolu, pevnosti, životnosti, nezasahování do konstrukce základů stroje HCW2 a nemožnosti aplikace návrhu pro již provozovaná zařízení nebude dále uvažováno s možností tvorby kavity v stěně šachty HCW2. Namísto toho se bude návrh zabývat uložení robotického ramene na stěně šachty bez zásadních úprav, které by mohli vést k destabilizaci HCW2.



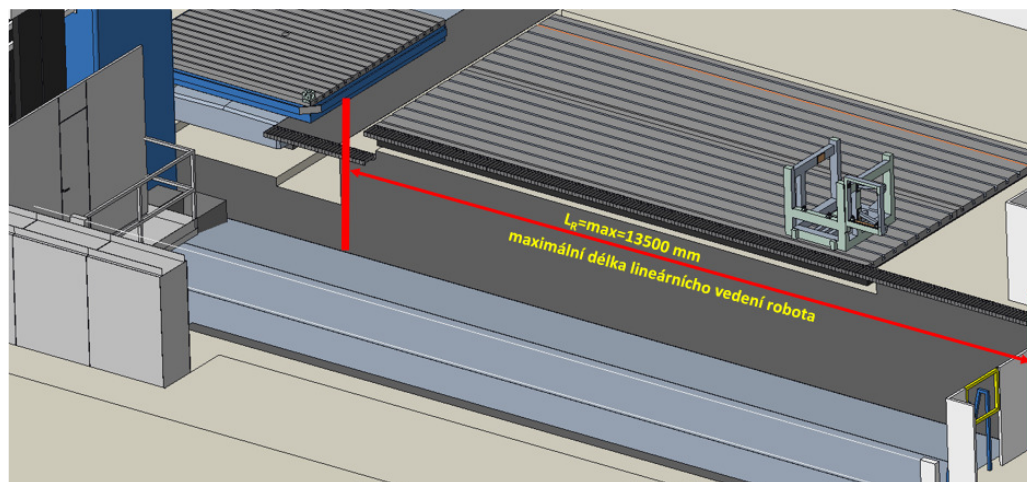
Obrázek 27 - kotevní prvek vedlejšího stolu horizontální vyvrtávačky HCW-2



Obrázek 28 - rozmístění kotevních prvků pod vedlejším stolem

### 6.1.5 Definování minimálních rozměrů pracovního prostoru pro volbu robotického ramena

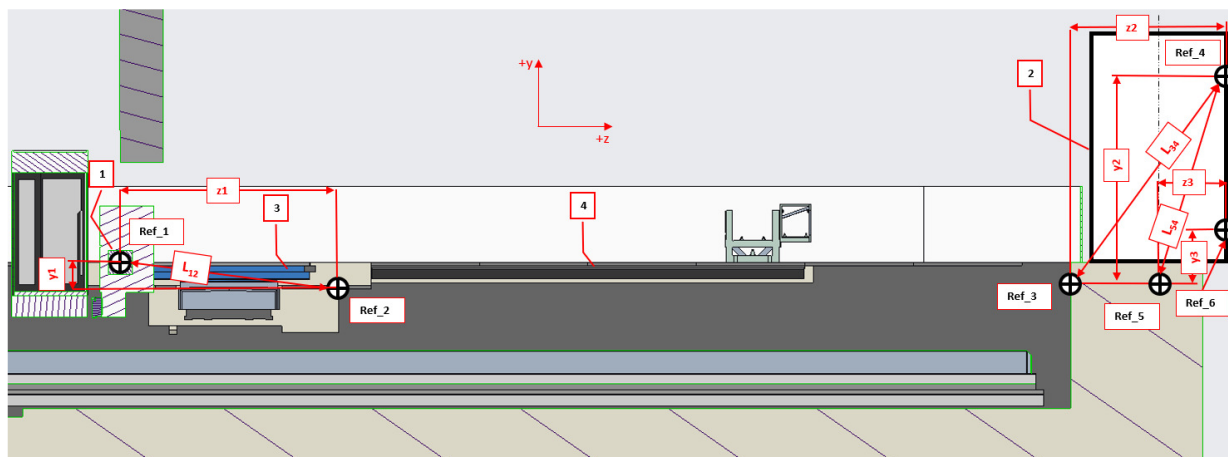
K určení minimálních rozměrů délky ramene robota, budou použity referenční body viz kapitola 6.1, při kterých stroj HCW 2 provede výměnu a výběr nástroje. Dle kapitoly 6.1.1.2 je zřejmé, že lineární vedení robotického ramene, bude možné umístit pouze do takové pozice, která neohrozí a neomezí funkci primárního otočného stolu vyvrtávačky (je nutno uvážit, případný mírný přesah obrobku ze sekundárního stolu). Dle obrázku č. 29,30 a tabulky 11, kde jsou zobrazeny celková délka, šířka a další důležité rozměry šachty HCW2. Celková plocha betonového základu pod primárním stolem je minimálně o 30% menší než obsah plochy pod sekundárním stolem HCW2. Protože zařízení musí být schopno obsloužit nominální váhy obrobků, bude velmi nutné zajistit dostatečnou pevnost v místě lineárních uložení robotického ramene. Z obrázku 29 je vidět vymezený prostor, který bude využit pro uložení vedení ramene robota a z této znalosti budou odvozeny minimální geometrické požadavky na robotické rameno.



Obrázek 29 - maximální délka šachty v místě uložení lineárního vedení robota  $L_R=13500$  mm



Na obrázku 30 je vidět řez (zadní pohled), který znázorňuje 6 základních referenčních bodů Ref\_1, ..., Ref\_6. Jednotlivé reference jsou definovány jako orientační nulové body pro nastavení základních parametrů lineárního vedení robotického ramene. Popis jednotlivých referencí a geometrických vztahů mezi nimi jsou vysvětleny v tabulce 12. Protože v předchozích kapitolách byly postupně určovány jednotlivé geometrické limity pro jednotlivé části HCW2, je možné následně určit minimální a maximální vzdálenosti pro předem definovanou velikost robotického ramene. Základní parametry, které jsou kritické pro správnou definici pracovního prostoru a jeho obsluhy jsou vidět v tabulkách 11,12.



Obrázek 30 - zobrazení jednotlivých referenčních bodů, které určují min a max. délky ramene

pozice	popis	poznámka
Ref_1	osa vřetene	referenční bod
Ref_2	roh základu	referenční bod
Ref_3	hrana základu	referenční bod
Ref_4	horní police	referenční bod
Ref_5	osa zásobníku / hrana základu	referenční bod
Ref_6	dolní pozice	referenční bod
1	vřeteník HCW2	popis
2	zásobník nástrojů	popis
3	primární otočný stůl	popis
4	sekundární stůl	popis

Tabulka 11 - legenda k obrázku 30 – popis referenčních bodů

kóta	Rozměr [mm]	Min [mm]	Max [mm]	popis
y1	2000	370	3000	
y2	2870	2500	2870	370 mm pod podlahu
y3	670	300	670	370 mm pod podlahu
z1	2236.068	0	2977.096	Viz. obrázek 30
z2	4278	4278	4278	
z3	2000	1658.312	2003.272	
L12	3000	3000	3500	úhlopříčka mezi Ref_1 a Ref_2
L34	3000	4954.925	5151.522	úhlopříčka mezi Ref_3 a Ref_4
L54	3000	3000	3500	úhlopříčka mezi Ref_5 a Ref_4
L56	-	-	-	úhlopříčka mezi Ref_5 a Ref_6

Tabulka 12 - Určení maximálních a minimálních rozměrů extenze robotického ramene

Z tabulky 12 je možné určit že se preferovaná velikost robotického ramene pohybuje od minimálního dosahu ramene 3000 mm do maximálního dosahu ramene 3500 mm. Pro tyto velikosti byly určeny základní kóty vně souřadného systému **YZ**.

### 6.1.6 Volba robotického ramene

Dle tabulky 6 viz. kapitola 5.5.3 je možno volit vhodné robotické rameno. K správné volbě robotického ramene je nutné řídit se základními požadavky rozměrovými limity viz. tabulka 13. Robotická ramena splňující dané a volené parametry jsou zobrazeny v tabulce 14.

Popis parametru	Hodnota parametru	Identifikace parametru
Dráha výměny nástroje – dráha pojezdu robota s nástrojem [mm]	13500	volba
Hmotnost jednoho nástroje [kg]	25	dáno
Hmotnost upínacího příslušenství [kg]	60	dáno
Celkový počet nástrojů při výměně [ks]	2	dáno
Celková očekávaná nosnost robota [kg]	Do 120	dáno
Celková hmotnost robotického ramene +/-15% [kg]	Do 1000	volba
Maximální a minimální dosah robotického ramene [mm]	Od 3000–3500	volba
Přesnost opakovaného nájezdu do stejné pozice [mm]	Do 0.1	dáno

Tabulka 13 - parametry robotického ramene

výrobce	typ robota	nosnost [kg]	hmotnost [kg]	max. dosah [mm]	přesnost opakovatelnosti [mm]	počet os	velikost zástavby [mm]	umístění		
								podloha	strop	úhel
FANUC	R-2000iC/125L	125	1115	3100	±0.05	6	771x610	ano	ne	ne
KUKA	KR120 R3100-2 F (26)	120	1105	3100	±0.05	6	754x754	ano	ne	ne
HYUNDAI	HS160L	160	985	3036	±0.15	6	600x600	ano	ne	ne
Kawasaki	BX130X	130	920	2991	±0.06	6	500x640	ano	ne	ne

Tabulka 14 - Volba 4 typů robotických ramen, splňující parametry viz. tabulka 7

Tabulka č. 14, jenž obsahuje výpis předběžně zvolených robotů. Finální volba bude upřesněna před MKP a výpočtech celkového systému uložení robotického ramene.

### 6.1.7 Volba lineárního vedení robotického ramene

Lineární vedení robotického ramene bude řešeno buďto jako sestava z již prefabrikovaných částí lineárního vedení, které je možno modulově sestavit na požadované pozice. Jednotlivě dané a volené parametry pro výběr výrobcem dodaného lineárního vedení jsou specifikovány v tabulce 15. Je zřejmé, že očekávané parametry nemusí být splněny.

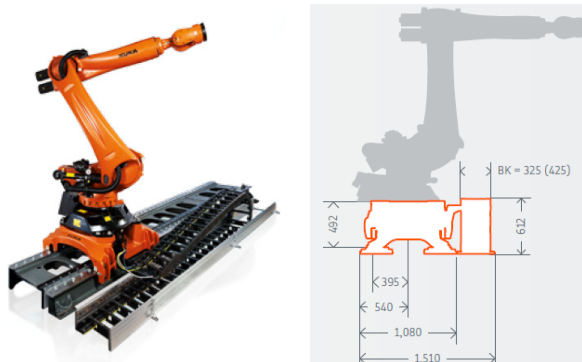
V případě nemožnosti nalezení prefabrikátu dle daných a volených parametrů bude vedení kompletně navrženo, tak aby byly splněny zástavbové požadavky dle tabulky 10,12. Hledání vhodného zařízení bude provedeno nejen přímo u dodavatelů robotických ramen ale také u dodavatelů specializovaných pro vývoj a výrobu lineárních vedení pro robotická ramena.

Popis parametru	Hodnota parametru	Identifikace parametru
Dráha výměny nástroje – dráha pojezdu robota s nástrojem [mm]	13500	dáno
Hmotnost lineárního vedení [kg]	Co nejmenší	volba
Únosnost lineárního vedení [kg]	Co největší	volba
Celková očekávaná hmotnost robota [kg]	Do 1200	dáno
Celková nosnost robota [kg]	Do 120	dáno
Kabelový management uvnitř lineárního vedení	ano	volba
Možnost umístění referenčních bodů	ano	volba
Pohyb saní lineárního vedení pastorkem nebo jinak	ano	volba
Jednotlivé moduly o velikosti [m]	2–3	volba

Tabulka 15 - parametry pro volbu lineárního vedení dodaný jako prefabrikát

#### 6.1.7.1 Standardně dodávaná lineární vedení KUKA

Dle tabulky 15, pro robotické rameno nesoucí držák nástrojů s dvěma nástroji o maximální celkové hmotnosti do 120 kg, je standardně dodávané lineární vedení typu KL2000 obrázek 31. Technická specifikace tohoto vedení je popsána v tabulce 16 (8).



Obrázek 31 - KUKA lineární vedení typ KL2000

Maximální nosnost vedení [kg]	2000
Maximální rychlost posuvu s max. zatížením [m/s]	1.96
Opakovatelnost pohybu [mm]	+/-0,02
Počet os [ks]	1
Instalace – pozice	podlaha
Hmotnost vozíku robota [kg]	350
Hmotnost vedení [kg/1 m]	240
Minimální posuv [mm]	400
Maximální posuv [mm]	29900
Maximální převýšení na max. posuv [mm]	500
Přenos pohybu	Hřeben/pastorek

Tabulka 16 - technické parametry lineárního vedení KL2000

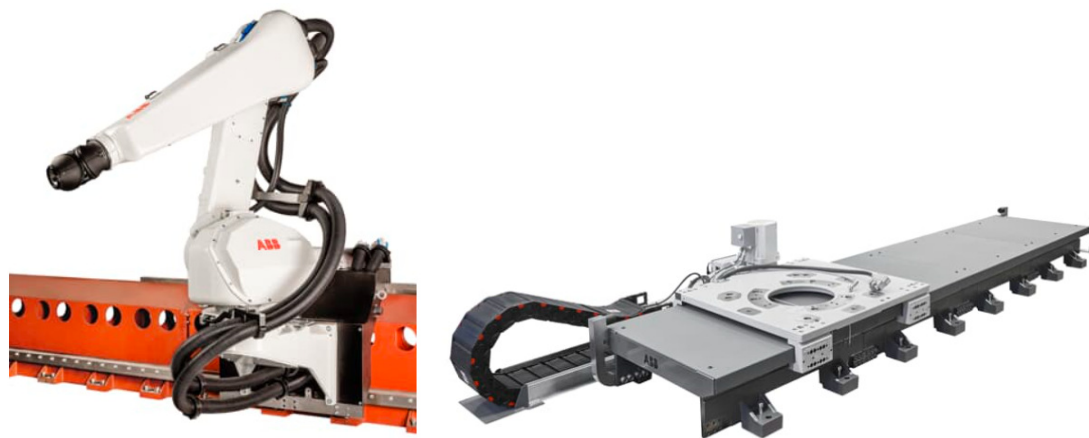
Firma KUKA nabízí mj. lineární vedení umístitelné na zeď, či na strop, viz. obrázek 32. Tyto aplikace nemohou pokrýt požadovanou maximální nosnost břemene. Tento typ uložení je dimenzován do maximální hmotnosti manipulovaného dílu o váze 95 kg.



Obrázek 32 - KUKA KR60-2JET, umístění zeď, strop. Maximální nosnost břemena 95 kg

#### 6.1.7.2 Standardně dodávaná lineární vedení ABB

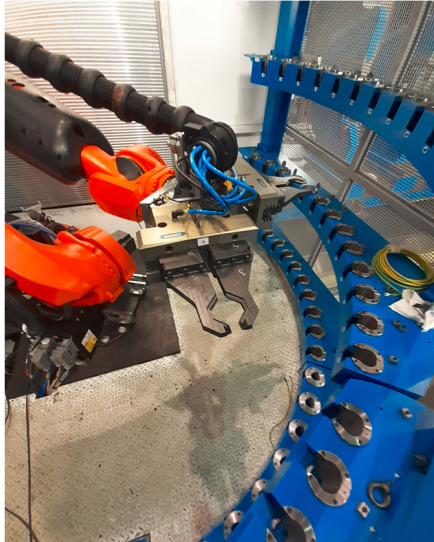
Podobně jako výrobce robotů KUKA, ABB nabízí možnosti lineárního pohybu robotických ramen. Firma ABB, poskytuje minimální informace o těchto aplikacích. Je možné usoudit, že se jedná stejně jako u dodavatele KUKA o standardizované zařízení, které umožňuje nasazení v obvyklých provozech viz. obrázek 33.



Obrázek 33 - Lineární vedení robotického ramene ABB

#### 6.1.8 Konstrukce a výpočty jednotlivých částí robotické výměny

Je nutno provést výpočet tuhosti uložení robota na vozíku a lineárním vedení. Provést ověření přesnosti najetí na výměnu nástroje s uvažováním tuhosti ramena robota, tuhosti uložení v závislosti na požadavku přesnosti výměny nástroje (viz. obrázek 34, chapadlo pro výměnu nástrojů) tak aby v důsledku geometrických nepřesností nedošlo k přetěžování robotického chapadla a, samotného lože či poškození vřetena při výměně.



Obrázek 34 - chapadlo robota – KUKA KR120

## 6.2 Závěr

Dle kapitoly 6.1.3.2 je zřejmé, že umístění lineárního vedení je limitováno komplikovaností uložení vně základů stroje HCW2. Velikost šachty lineárního vedení nás nutí k navržení individuálního řešení, které splní požadavky viz. tabulky 13, 15.

Pro splnění zadání bude tedy nutné navrhnout lineární vedení, které bude umístěno na stěně šachty viz. kapitola 6.1.4, při splnění požadavků podle tabulky 13, 15. Návrh bude rovněž obsahovat pojezdový vozík vedení. Veškeré návrhy budou podloženy výpočty v KMP tak i kontrolním výpočtem na základě principů pružnosti pevnosti.

## 7 Numerický návrh lineárního vedení

### 7.1 Statické řešení soustavy v rovině

Pro základní návrh zařízení je nutné určit počáteční podmínky designu. Z požadavku zadavatele bylo získáno několik základních dat, které lze uvážit jako přání, které by měla být splněna. Na těchto datech byla provedena analýza problému viz dřívější kapitoly.

Nezbytnou podmínku návrhu je znalost základních zátěžových silových a momentových účinků, které budou působit na uložení ramene. Celkový návrh bude vycházet z volby vhodného předepnutého valivého vedení.

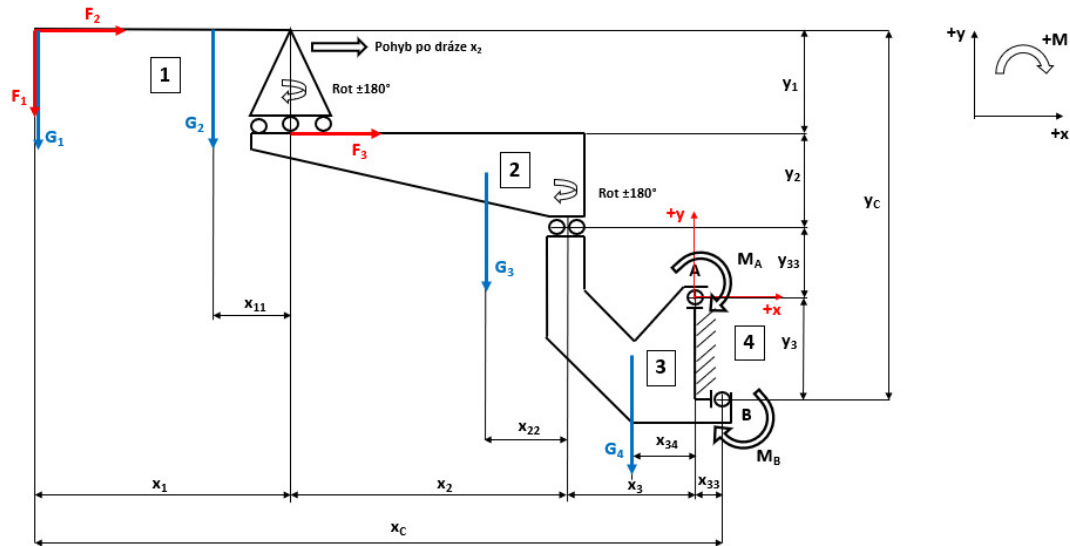
MKP výpočty budou provedeny pro jednotlivé podsestavy celkového návrhu ramene to: lože uložení robotického ramene člen 4, konzole robotického ramene člen 3, rameno robota člen 2. Cílem výpočtů bude provedení základní analýzy deformací a maximálních napětí u jednotlivých celků. Výsledky budou využity pro evaluaci možných konstrukčních úprav. Získané vědomosti lze aplikovat pro kontrolu napětí a deformací na případném prototypu. Lze očekávat, že jednotlivé deformace mohou být vyšších hodnot. Znalost takto získaných hodnot bude využita pro predikci deformací a napětí. Učení kontrolního SW a HW, jak predikované znalosti využít pro práci.

Návrh bude proveden v následujících krocích:

- Tvorba schématického znázornění ramene pro statické řešení soustavy v rovině
- Definování zátěžových stavů ramene
- Statický a dynamický (předběžný) výpočet k určení typu předepnutého valivého vedení s definicí předběžných materiálů a hmot
- Modelování předběžného designu
- Z modelu určení a extrahování gravitačních středů a hmot jednotlivých podsestav
- Návrh pohonů jednotlivých částí zařízení
- Zpřesnění statického výpočtu základní soustavy
- Výpočet statických soustav pro jednotlivé zátěžové stavy
- Výpočet a ověření valivých jednotek uložení a vozíku robota (statický dynamický)
- MKP výpočet soustavy
- Úprava designu dle výsledků MKP
- Kontrola šroubového spoje mezi základnou zařízení a upevněním do šachty HCW2

### 7.2 Tvorba schématického znázornění ramene pro statické řešení soustavy v rovině

Schéma na obrázku 35, znázorňuje zjednodušený pohled z pravé strany soustavy. Pro toto schéma je uvažována nejhorší možná varianta pozice všech komponent, kdy je předpokládáno nejvyšší možné zatížení valivých elementů mezi členy 3 a 4, viz obrázek 35. Tento stav je lze považovat za referenční, a prvotní výpočet k definování zatížení v uložení bude právě řešen pomocí schématu z obrázku 35. Toto schéma neuvažuje s možností nominálního pohybu v ose Z (pohyb lze provést ale s velmi minimálními posuvovými rychlostmi, které pro výpočet budou zanedbatelné). Důvodem je, že vyložení ramene může dosáhnout délky  $x_c$  kolem 5 m, kdy z bezpečnostních důvodů obsluhy tento stav nebude vhodný, ale omezeně možný.



Obrázek 35 - schématické znázornění ramene – nejdelší vyložení

### 7.2.1 Popis základního kinematického schématu

Základní soustava je složena ze 4 členů, které jsou mezi sebou spojeny valivými a rotačními vazbami a jsou definovány následovně:

- **Člen 1**
  - **Robotická paže** s pojízdňím vozíkem, označeno jako č. 1, umožňující rotaci kolem osy Y v rozsahu  $\pm 180^\circ$ . Samotný pohyb ramene robota s 6 stupni volnosti není uvažován. Pouze jsou řešeny dynamické účiny od pohybu ramene při maximální extenzi, a to  $F_1$  a  $F_2$ . Vozík robota umožňuje pohyb v ose X (v rozsahu  $x_2$ )
- **Člen 2**
  - **Rameno robota**, které umožňuje pohyb vozíku s robotem, který do konstrukce vnáší dynamický účinek  $F_3$ , označen jako č.2, též umožňuje rotaci kolem osy Y v rozsahu  $\pm 180^\circ$ .
- **Člen 3**
  - **Pohyblivá konzole**, na které je umístěno rameno robota, umožňující posun v ose Z a natáčení ramene robota kolem osy Y, označena jako č. 3
- **Člen 4**
  - **Lineární vedení** rigidně uložené se základu stroje HCW. Uložení je kolmo k podlaze, označené č. 4. Tento člen lze vnímat jako částí základu, ověření pevnosti a deformací budou nutné pro celkovou funkci soustavy. Zde jsou přenášeny dynamické účinky od pohybů sumy hmot od členů č. 1,2,3

Popis jednotlivých prvků schématu je v tabulce č. 17

Popis	Označení	Jednotka	Odhad	Návrh	Poznámka
<b>Robot KUKA KR120 R3100-2 F</b>	1	-	-	-	V sestavě se též nachází pojezdový vozík
<b>Pracovní délka ramene robota</b>	$X_1$	[m]	3.1	3.1	Tabulková hodnota – uvažován maximální pracovní rozsah robota
<b>Pozice těžiště robota KUKA v ose X</b>	$X_{11}$	[m]	0	0.775	Návrh získán z Creo viz. kapitoly níže
<b>Výška robotického ramene spolu s vozíkem.</b>	$Y_1$	[m]	0.7	0.786	Od středu kolejnice předpnutého valivého vedení na střed hlavního kloubu robota
<b>Tíhová síla</b>	$G_1$	[N]	1177	1177	Vyvozeno maximální hmotou na konci ramene
<b>Tíhová síla – střed gravitace</b>	$G_2$	[N]	11964	13141	Odvozen cca. $\frac{1}{4}$ od osy kloubu uložení ramene robota
<b>Síla vyvolaná zrychlením při pohybu v ose Y</b>	$F_1$	[N]	720	720	Pro část 1
<b>Síla vyvolaná zrychlením při pohybu v ose X</b>	$F_2$	[N]	480	480	Pro část 1
<b>Rameno pro uložení části 1</b>	2	-	-		
<b>Tíhová síla</b>	$G_3$	[N]	15537	5394	Střed gravitace dílu č.2
<b>Síla vyvolaná zrychlením při pohybu v ose X</b>	$F_3$	[N]	1220	1340	Pro část 2
<b>Délka dráhy pojezdu vozíku s robotem</b>	$X_2$	[m]	1.8	2	Délka pojezdu dílu č. 1, na předepnutých valivých elementech. Od středu základu robota ke středu rotace členu 2 vůči členu 3
<b>Vzdálenost středu gravitace <math>G_3</math></b>	$X_{22}$	[m]	0	0.777	Vzdálenost od středu rotace dílu 2 a 3
<b>Výška ramena pro uložení robota</b>	$Y_2$	[m]	0.5	0.806	Hodnota je součástí návrhu.
<b>Pohyblivá konzole</b>	3	-	-		Nese části 1 a 2
<b>Tíhová síla</b>	$G_4$	[N]	0	9561	Vypočítána na základě návrhu v 3D
<b>Velikosti vyložení středu otáčení části 2 od valivého elementu v místě A</b>	$X_3$	[m]	0.5	0.55	Navrhovaná hodnota, nutné kontrolovat zástavbové rozměry šachty HCW 2
<b>Vzdálenost valivých elementů uložených mezi 3 4</b>	$X_{33}$	[m]	0.1	0.1	Navrhovaná hodnota, nutné kontrolovat zástavbové rozměry šachty HCW 2
<b>Vzdálenost středu gravitace <math>G_4</math></b>	$X_{34}$	[m]	0	0.303	
<b>Vzdálenost valivého elementu A od středu axiálního ložiska dílu 2</b>	$Y_{33}$	[m]	0.7	0.815	Hodnota je součástí návrhu
<b>Vzdálenost valivých elementů A B</b>	$Y_3$	[m]	0.7	0.8	Hodnota je součástí návrhu.
<b>Výška ramena pro uložení robota</b>	$Y_2$	[m]	0.5	0.806	Hodnota je součástí návrhu.
<b>Moment v místě A</b>	$M_A$	[Nm.]	-43063	-55343	Moment jako reakce vypočtená ze znalosti výše vypsanych hodnot. Část A je blíže k vnější hraně šachty HCW2



<b>Moment v místě B</b>	$M_B$	[Nm]	-44795	-62681	Moment jako reakce vypočtená ze znalosti výše vypsanych hodnot. Část B je dále k vnější hraně šachty HCW2
<b>Modulový základ – uložení – lineární vedení</b>	4				Díly 1, 2, 3 jsou nesený touto částí. Část 4, je uložena pomocí závitových tyčí, zajištěných betonovým zalitím.
<b>Celková délka ramena sestavy</b>	$X_C$	[m]	5.5	5.75	Hodnota je součástí návrhu.
<b>Celková výška ramena sestavy</b>	$Y_C$	[m]	2.6	3.207	Hodnota je součástí návrhu.

Tabulka 17 - popis částí schématu viz. obr. 35

### 7.3 Určení zátěžových stavů ramene

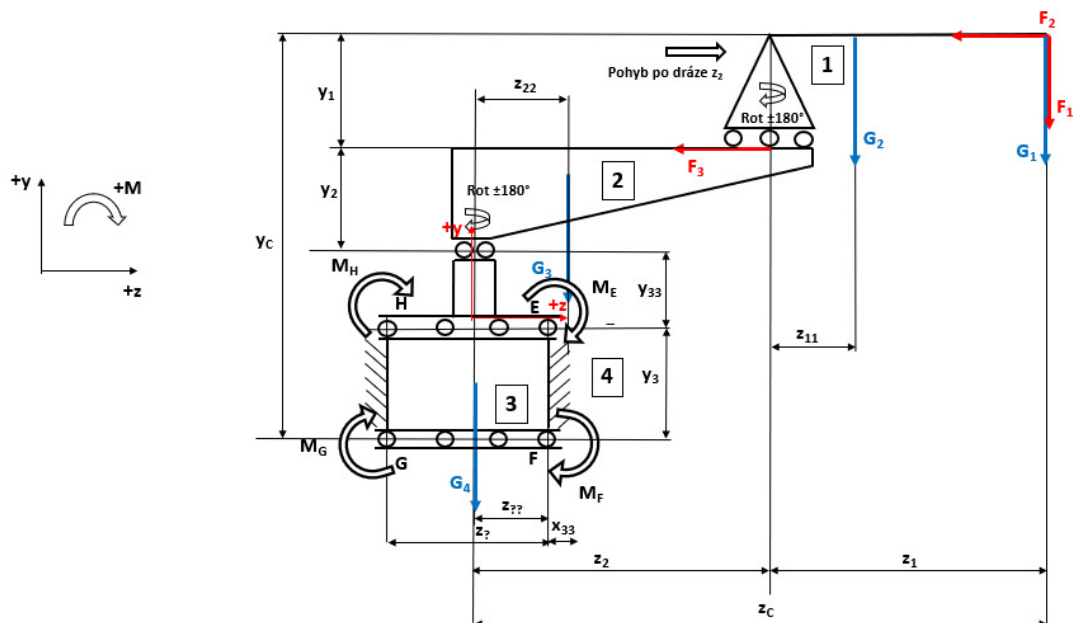
K dalším výpočtům, zejména pro výpočet životnosti valivých elementů, zahrnující axiální rotační ložisko (pro spoj členů 2 a 3), valivé předpnuté lineární vedení (pro spoj členů 1 a 2, 3 a 4) a návrh pohonů pro zajištění pohybu jednotlivých komponent. V kapitole 7.2 byl již zobrazen nejhorší stav, viz obrázek 35. Pro úplnost jsou níže vypsány nejběžnější stavy, při kterých bude zařízení operovat. Jednotlivé operační módy budou popsány postupně, a to dle technologického postupu operace:

- výběru nástroje ze zásobníku nástrojů
- posun ke vřetení stroje
- výměna nástroje
- operace měření obrobku, závitování kalení
- výměna nástroje při jiné pozici vřetene než referenční

#### 7.3.1 Stav č. 1: Výběr nástroje ze zásobníku či z více zásobníků nástrojů

Kinematické schéma má rozdílný souřadnicový systém než referenční schéma. Je nutné si všimnout, že v porovnání s obrázkem 35, se osa X změnila na osu Z obrázek 36. Důvodem je pohyb v 3D prostoru. Tzn. Jednotlivé stavy mají rozdílný souřadnicový systém, které musí být respektován.

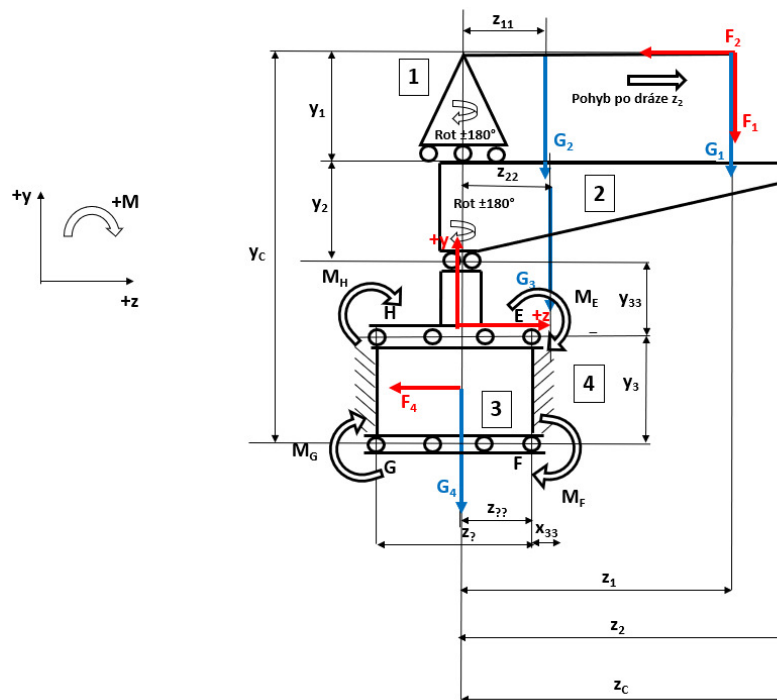
Výměna nástroje je prováděna v pozici kdy rameno robota (člen 2) je natočeno kolem osy Y o  $180^\circ$ , vozík robota a robotická paže (člen 1) je posunut do krajní pozice vedení v ose Z. Celková možná vzdálenost chapadla robotické paže od zásobníkové pozice nástroje bude tvořena rozdílem hodnoty  $Z_c$  a vzdálenosti hrany základu od nejdále umístěné police nástroje. V této poloze je předpokládáno, že člen č. 3 se nepohybuje. Člen č. 2 umožňuje rotaci kolem osy Y a, robotická paže s vozíkem se pohybuje po dráze ramene č. 2 ve vzdálenosti  $x_2$ .



Obrázek 36 - kinetické schéma pozice soustavy při výběru nástroje ze zásobníku nástrojů

### 7.3.2 Stav č.:2 – Posuv po výběru nástroje k vřetení stroje HCW2 – v ose Z

Uspořádání jednotlivých komponent sestavy pro pohyb v ose – Z od zásobníků nástrojů nebo v opačném směru k zásobníkům nástrojů v ose +Z, kdy člen č. 2 bude potočen o  $180^\circ$ , tak aby delší část ramene vždy směřovala od směru pohybu členu č. 3. Robotická paže člen č. 1 spolu s vozíkem při posunech členu č. 3 v ose Z musí mít osu rotace členu 2 a členu 3 zarovnanou, viz obrázek 37. Takto uspořádaná sestava umožní též výměnu nástroje ve vřetení stroje HCW2. Ergometrie tímto napomůže k rychlejšímu pohybu celku po lineárním vedení vně šachty stroje a nižšímu namáhání valivých elementů.

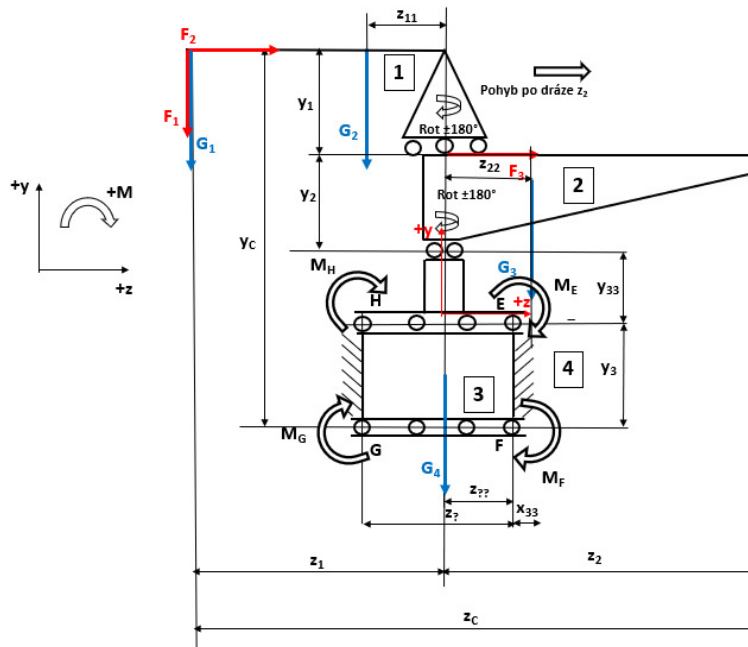


Obrázek 37 - kinematické schéma stavu č. 2 - posuv v ose Z, s nástrojem k výměně z vřetena

### 7.3.3 Stav č.: 3 – Výměna nástroje ve vřetení stroje HCW-2

Výměna nástroje z a do vřetena obráběcího centra je provedena z polohy viz obrázek 38. Po dojetí celku k dané referenci dojde k otočení robotické paže (členu 1) kolem osy Y ve směru hodinových ručiček (od obrobku, tak aby nedošlo k možnému kontaktu s obrobkem, popřípadě se sloupem HCW2. Též může dojít k překlopení paže robota členu 1 kolem osy X (v kloubu ramene robotické paže KUKA). Po provedené výměně nástroje ze zásobníku s řezným nástrojem z vřetene bude započat proces návratového přesunu směrem k zásobníkům. Tento úkon musí proběhnout v sekvenci, tak že v průběhu dráhy v ose Z dojde k zachování polohy ramene č. 2 do minimální bezpečné vzdálenosti od sloupu HCW2.

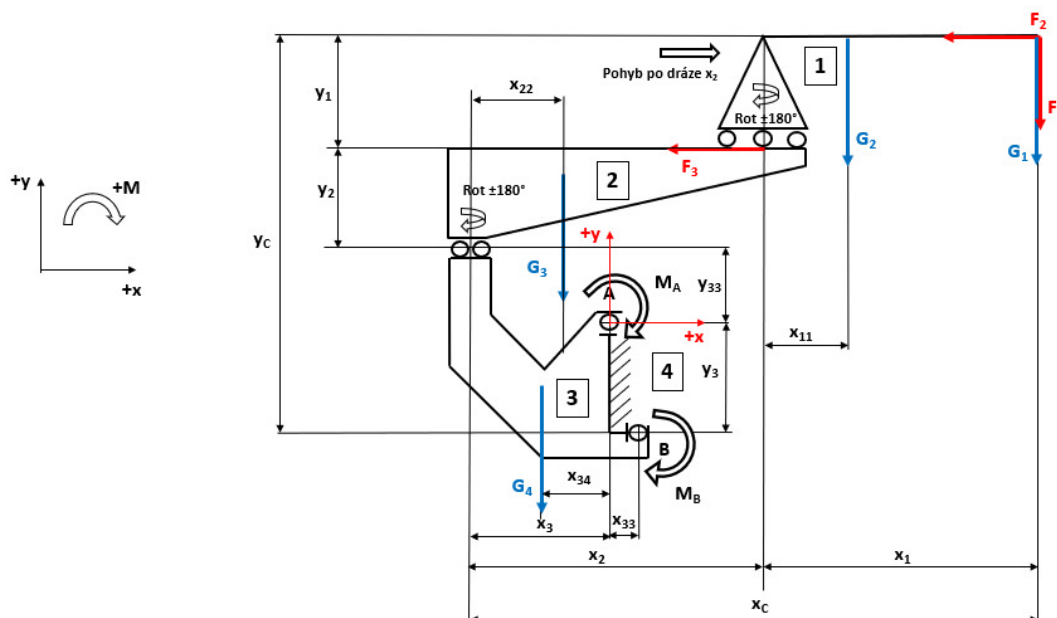
K pootočení členu 2 o hodnotu  $180^\circ$  dojde v synchronizaci s rotací robotické paže kolem osy Y, tak aby posuvová poloha zařízení byla podobné poloze z obrázku 37 viz. kapitola 7.3.2 s rozdílem natočení členu 2 o  $180^\circ$ .



Obrázek 38 - Kinematické schéma stavu č. 3 - výměna nástroje ve vřetení

### 7.3.4 Stav č.: 4 – Práce na obrobku – 3D měření, závitování, kalení, gravírování atd.

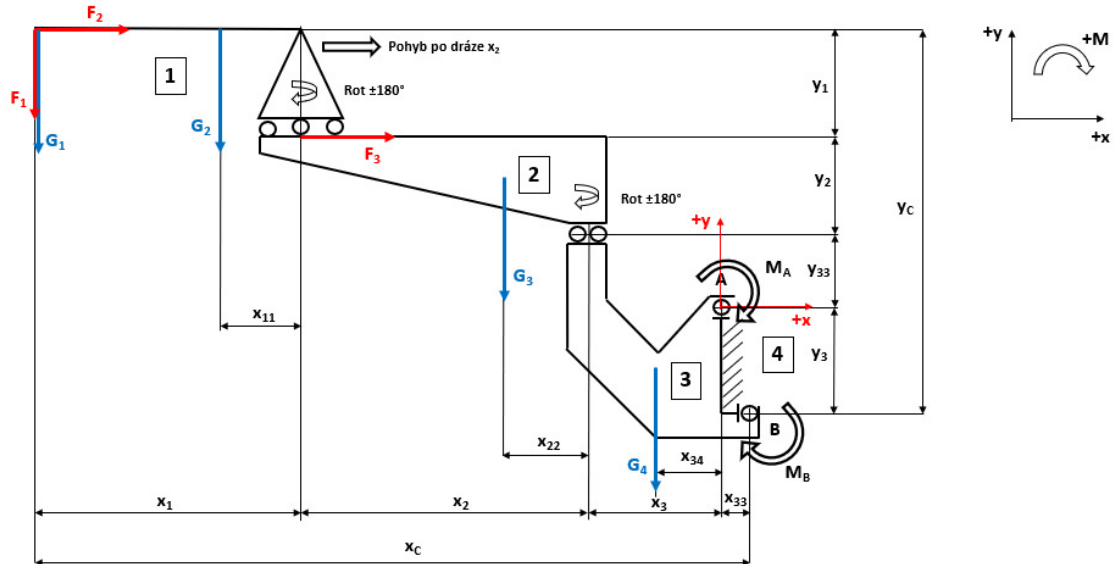
K zajištění dalšího možného využití robota na strojích typu HCW, návrh uvažuje s možností operace mimo prostor šachty stroje, obrázek 39. Hlavní operace bude prováděna v místě nad hlavním pracovním a vedlejším stolem stroje. Tento stav počítá s průběžným posuvem ve všech osách, zahrnující členy 1,2,3. Příkladem může být povrchové kalení komplikovaných tvarů, gravírování a 3D měření. Pro řezání závitů bude záležet na tuhosti robotického ramene s předpokladem možnosti velikosti závitů min do M16.



Obrázek 39 - Kinematické schéma stavu č. 4 - mode obrábění

### 7.3.5 Stav č.:5 – Údržba, osazení zařízení individuálním nástrojem

Obrázek 40 reprezentuje nejvyšší možné zatížení působící na uložení sestavy, jak ve směru statické únosnosti valivých elementů, tak únosností ukotvení celé sestavy pomocí závitových tyčí mezi členy č. 3 a 4. Těže viz kapitola 7.2.1



Obrázek 40 - Kinematické schéma – stav č.: 5 - mód údržba a další

## 7.4 Statický (předběžný) výpočet k určení typu předepnutého valivého vedení s definicí předběžných materiálů a hmot

- Podmínky rovnováhy soustavy
- Statické řešení soustavy v rovině

### 7.4.1 Určení počtu stupňů volnosti

Rozklad kinematického schématu obrázek 41 a definice typů jednotlivých vazeb jsou dle tabulky 18.

Popis	Hodnota	Označení
Celkový počet rámu včetně rámu	4	m
Počet rotačních vazeb	4	r
Počet posuvných vazeb	0	p
Počet valivých vazeb	0	v
Počet obecných vazeb	0	o

Tabulka 18 - určení stupňů volnosti soustavy

Rovnice 1 - výpočet stupňů volnosti soustavy dle obrázku 43

$$n := 3 \cdot (m - 1) - 2(r + p + v) - o = 1$$

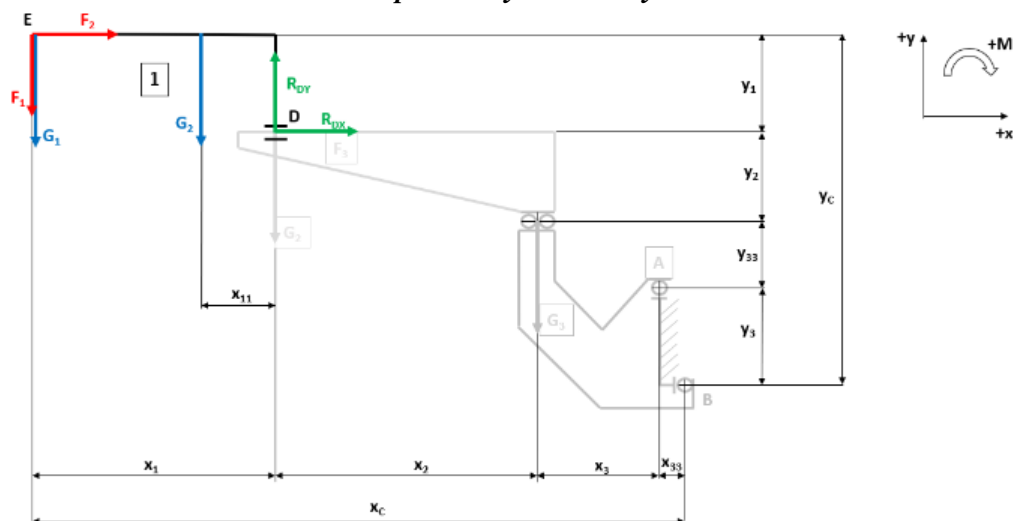
Soustava má 1 stupeň volnosti

- pro  $n=1^\circ$ , jedná se mechanismus – počet silových účinků jenž nám silovou soustavu uvedou do rovnováhy
- počet souřadnic, které jednoznačně určují polohu jednotlivých členů soustavy

### 7.4.2 Mechanismus – výpočet metodou uvolňování,

ze stavu č 5 viz. kapitola 7.3.5 uvolníme postupně jednotlivé elementy u kterých následně definujeme jednotlivé silové účinky, reakce v jednotlivých podporách případně jejich momenty. Jednotlivé vypočítané hodnoty budou použity v průběhu budoucích výpočtů.

#### 7.4.2.1 Uvolnění členu č. 1 – podmínky rovnováhy

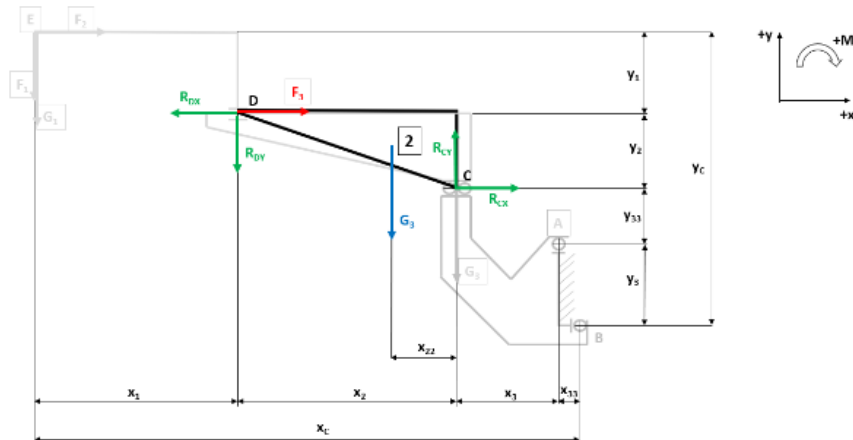


Obrázek 41 - uvolněný člen č. 1 s vyjádřenými reakcemi

Rovnice 2 – podmínky rovnováhy členu č. 1 - posouvající síly v ose X, Y a momentové podmínky v rovnováhy v bodech D a E, dle obrázku 41 (9)

$$\begin{aligned} \Sigma F_{y1} &:= -G_1 - G_2 - F_1 + R_{DY} & \Sigma F_{y1} &:= 0 \\ \Sigma F_{x1} &:= R_{DX} + F_2 & \Sigma F_{x1} &:= 0 \\ \Sigma M_{D1} &:= -G_1 \cdot x_1 - G_2 \cdot x_{11} - F_1 \cdot x_1 + F_2 \cdot y_1 & \Sigma M_D &:= 0 \\ \Sigma M_E &:= -R_{DY} \cdot x_1 - R_{DX} \cdot y_1 + G_2 \cdot (x_1 - x_{11}) & \Sigma M_E &:= 0 \end{aligned}$$

#### 7.4.2.2 Uvolnění členu č. 2 – podmínky rovnováhy

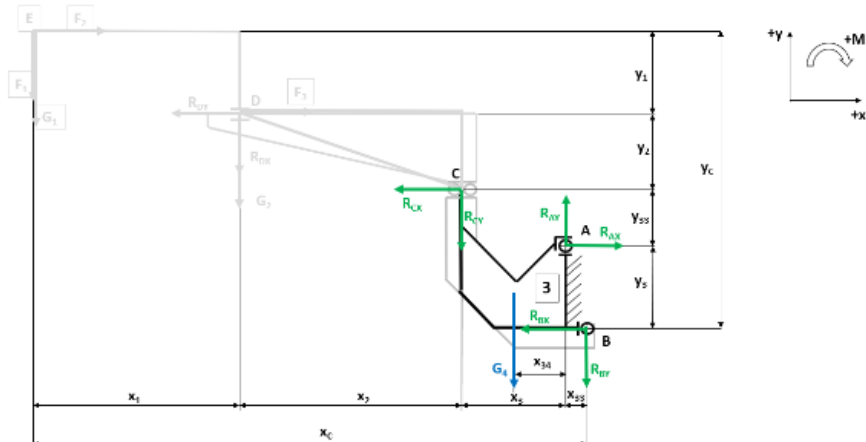


Obrázek 42 - uvolněný člen č. 2 s vyjádřenými reakcemi

Rovnice 3 - podmínky rovnováhy členu č. 2 - posouvající síly v ose X, Y a momentové podmínky v rovnováhy v bodech D a C, dle obrázku 42 (9)

$$\begin{aligned} \Sigma F_{x2} &:= R_{CX} - R_{DX} + F_3 & \Sigma F_{x2} &:= 0 \\ \Sigma F_{y2} &:= R_{CY} - R_{DY} - G_3 & \Sigma F_{y2} &:= 0 \\ \Sigma M_{D2} &:= -R_{CY} \cdot x_2 - R_{CX} \cdot y_2 + G_3 \cdot (x_2 - x_{22}) & \Sigma M_{D2} &:= 0 \\ \Sigma M_{C1} &:= F_3 \cdot y_2 - R_{DY} \cdot x_2 - G_3 \cdot x_{22} - R_{DX} \cdot y_2 & \Sigma M_{C1} &:= 0 \end{aligned}$$

### 7.4.2.3 Uvolnění členu č. 3 – podmínky rovnováhy



Obrázek 43 - uvolněný člen č. 3 s vyjádřenými reakcemi

Rovnice 4 - podmínky rovnováhy členu č. 3 - posouvající síly v ose X, Y a momentové podmínky v rovnováhy v bodech A, B, C dle obrázku 43 (9)

$$\begin{aligned} \Sigma F_{x3} &:= R_{AX} - R_{BX} - R_{CX} & \Sigma F_{x3} &:= 0 \\ \Sigma F_{y3} &:= R_{AY} - R_{CY} - R_{BY} - G_4 & \Sigma F_{y3} &:= 0 \\ \Sigma M_A &:= R_{BY} \cdot x_{33} + R_{BX} \cdot y_3 - G_4 \cdot x_{34} - R_{CY} \cdot x_3 - R_{CX} \cdot y_{33} & \Sigma M_A &:= 0 \\ \Sigma M_B &:= R_{AY} \cdot x_{33} + R_{AX} \cdot y_3 - G_4 \cdot (x_{34} + x_{33}) - R_{CY} \cdot (x_3 + x_{33}) - R_{CX} \cdot (y_{33} + y_3) & \Sigma M_B &:= 0 \\ \Sigma M_{C3} &:= R_{BY} \cdot (x_{33} + x_3) + R_{BX} \cdot (y_3 + y_{33}) - R_{AY} \cdot x_3 - R_{AX} \cdot y_{33} + G_4 \cdot (x_3 - x_{34}) & \Sigma M_{C3} &:= 0 \end{aligned}$$

### 7.4.3 Určení reakcí posouvajících sil a momentů

V tabulce 19 vypsány jednotlivé reakce posouvajících sil, momentů v jednotlivých částech uvolněných částí mechanismu. Výpočty jsou provedeny pomocí MathCAD, a jsou součástí přílohy této DP (9). Pro výpočet byly použity známé rozměrové, hmotností a rychlostní parametry dle tabulky 17 kapitola 7.2.1.

Typ	Jednotka	Hodnota	Popis
<b>a<sub>1</sub></b>	[m.s <sup>-2</sup> ]	6	Zrychlení robotického chapadla členu č.1 ve směru Y
<b>a<sub>2</sub></b>	[m.s <sup>-2</sup> ]	4	Zrychlení robotického chapadla členu č. 1 ve směru X
<b>a<sub>3</sub></b>	[m.s <sup>-2</sup> ]	1	Zrychlení členu č. 1 X, pohyb po lineárním vedení robotického ramena
<b>a<sub>4</sub></b>	[m.s <sup>-2</sup> ]	0.6	Zrychlení členu č. 3 ve směru Z
<b>R<sub>DX</sub></b>	[kN]	-0.48	Reakce posouvající síly vypočtená
<b>R<sub>DY</sub></b>	[kN]	15.038	Reakce posouvající síly vypočtená
<b>R<sub>CX</sub></b>	[kN]	-1.82	Reakce posouvající síly vypočtená
<b>R<sub>CY</sub></b>	[kN]	20.431	Reakce posouvající síly vypočtená
<b>R<sub>BX</sub></b>	[kN]	15.846	Reakce posouvající síly vypočtená



<b>R<sub>BY</sub></b>	[kN]	0.433	Reakce posouvající síly vypočtená
<b>R<sub>AX</sub></b>	[kN]	13.94	Reakce posouvající síly vypočtená
<b>R<sub>AY</sub></b>	[kN]	30.426	Reakce posouvající síly vypočtená
<b>M<sub>A</sub></b>	[kN.m]	-55.343	Moment v podpoře A členu č.3
<b>M<sub>B</sub></b>	[kN.m]	-62.281	Moment v podpoře B členu č.3
<b>x<sub>3c</sub></b>	[m]	0.65	Celková délka členu č.3 v ose X
<b>y<sub>3c</sub></b>	[m]	1.615	Celková délka členu č.3 v ose Y
<b>x<sub>3dc</sub></b>	[m]	0.247	Celková délka členu č.3 v ose Y

Tabulka 19 - vypočtené hodnoty jednotlivých silových a momentových reakcí v jednotlivých uvolněných částech mechanismu (9).

Z obrázku 43 viz. kapitola 7.4.2.3, lze vypočítat moment v jednotlivých podporách uložení A a B. Z rovnice 5 vyplývají hodnoty momentů. Je nutné si uvědomit, že moment v podpoře A neuvažuje podporu B a naopak. Tzn, že je potřeba největší výsledný moment dělit celkovým počtem valivých elementů k získání hodnoty poměrného zatížení na 1 valivý element.

Rovnice 5 - výpočet momentu kinematické soustavy v podpoře A a B dle obrázku 43 (9)

$$M_A := (G_1 + F_1) \cdot (x_{33} - x_C) + F_2 \cdot (y_C - y_3) - G_2 \cdot (x_{11} + x_2 + x_3) + F_3 \cdot (y_2 + y_{33}) - G_3 \cdot (x_3 + x_{22}) + G_4 \cdot x_{34} = -55.343 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_B := -(G_1 + F_1) \cdot (x_C) + F_2 \cdot (y_C) - G_2 \cdot (x_C - x_1 + x_{11}) + F_3 \cdot (y_C - y_1) - G_3 \cdot (x_{22} + x_3 + x_{33}) - G_4 \cdot (x_{34} + x_{33}) = -62.681 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

#### 7.4.3.1 Určení momentů v uložení pro jednotlivé stavy mechanismu

##### 7.4.3.1.1 Momenty v podporách pro stav č. 5

Hodnota momentů byla definována pomocí rovnice 5 (9). Momenty  $M_A$  a  $M_B$  působí kolem osy Z, obrázek 43 viz. kapitola 7.4.2.3. Moment s nejvyšší hodnou je  $M_B$ .

##### 7.4.3.1.2 Momenty v podporách pro stav č. 1

Dle rovnice 6 byla určena velikost kroutícího momentu (9). Všechny momenty v krajních podporách působí kolem osy X, obrázek 36 viz. kapitola 7.3.1. Moment s nejvyšší hodnotou je  $M_{H1}$ . Srovnání lze prohlásit, že moment  $M_{H1} < M_B$ .

Rovnice 6 - výpočet momentu kinematické soustavy v podporách  $E_1, F_1, H_1, G_1$  dle obrázku 40 (9)

$$M_{E1} := G_1 \cdot (z_{c1} - z_{42}) + F_1 \cdot (z_{c1} - z_{42}) - F_2 \cdot (y_C - y_3) + G_2 \cdot (z_2 + z_{11} - z_{42}) - F_3 \cdot (y_2 + y_{33}) + G_3 \cdot (z_{22} - z_{42}) - G_4 \cdot (z_{42}) = 32.007 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_{F1} := G_1 \cdot (z_{c1} - z_{42}) + F_1 \cdot (z_{c1} - z_{42}) - F_2 \cdot (y_C) + G_2 \cdot (z_2 + z_{11} - z_{42}) - F_3 \cdot (y_C + y_1) + G_3 \cdot (z_{22} - z_{42}) - G_4 \cdot (z_{42}) = 28.444 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_{H1} := G_1 \cdot (z_{c1} + z_{42}) + F_1 \cdot (z_{c1} + z_{42}) - F_2 \cdot (y_C - y_3) + G_2 \cdot (z_2 + z_{11} + z_{42}) - F_3 \cdot (y_2 + y_{33}) + G_3 \cdot (z_{22} + z_{42}) + G_4 \cdot (z_{42}) = 61.999 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_{G1} := G_1 \cdot (z_{c1} + z_{42}) + F_1 \cdot (z_{c1} + z_{42}) - F_2 \cdot (y_C) + G_2 \cdot (z_2 + z_{11} + z_{42}) - F_3 \cdot (y_C + y_1) + G_3 \cdot (z_{22} + z_{42}) + G_4 \cdot (z_{42}) = 58.437 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

#### 7.4.3.1.3 Momenty v podporách pro stav č. 2

Dle rovnice 7 byla určena velikost kroutícího moment (9), Všechny momenty v krajních podporách působí kolem osy X, obrázek 37 viz. kapitola 7.3.2 Moment s nejvyšší hodnotou je  $M_{H2}$ . Srovnání lze prohlásit, že moment  $M_{H2} < M_B$ .

Rovnice 7 - výpočet momentu kinematické soustavy v podporách  $E_2, F_2, H_2, G_2$  dle obrázku 41 (9)

$$M_{E2} := G_1 \cdot (z_1 - z_{42}) + G_2 \cdot (z_{11} - z_{42}) + G_3 \cdot (z_{22} - z_{42}) - G_4 \cdot z_{42} + F_1 \cdot (z_1 - z_{42}) - F_2 \cdot (y_C - y_3) - F_3 \cdot (y_2 + y_{33}) = 1.931 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_{F2} := G_1 \cdot (z_1 - z_{42}) + G_2 \cdot (z_{11} - z_{42}) + G_3 \cdot (z_{22} - z_{42}) - G_4 \cdot z_{42} + F_1 \cdot (z_1 - z_{42}) - F_2 \cdot (y_C) - F_3 \cdot (y_C - y_1) = 0.475 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_{H2} := G_1 \cdot (z_1 + z_{42}) + G_2 \cdot (z_{11} + z_{42}) + G_3 \cdot (z_{22} - z_{42}) + G_4 \cdot z_{42} + F_1 \cdot (z_1 - z_{42}) - F_2 \cdot (y_C - y_3) - F_3 \cdot (y_2 + y_{33}) = 25.81 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_{G2} := G_1 \cdot (z_1 + z_{42}) + G_2 \cdot (z_{11} + z_{42}) + G_3 \cdot (z_{22} - z_{42}) + G_4 \cdot z_{42} + F_1 \cdot (z_1 + z_{42}) - F_2 \cdot (y_C) - F_3 \cdot (y_C - y_1) = 25.074 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

#### 7.4.3.1.4 Závěr

Z kapitoly 7.4.3.1 byly odvozeny velikosti momentů v podporách pro jednotlivé stavy mechanismu. Dle vypočteného je evidentní, že nejvyšší moment působí při pozici mechanismu stav 5 (obrázek 43, rovnice 5 viz. kapitola 7.4.2.3). V následujících kapitolách bude prováděn již návrh mechanismu. Jak již bylo napsáno v kapitole 7.1, bude nutné definovat typ a lineárních valivých elementů, po kterých se bude mechanismu pohybovat. K tomuto účelu, bude použita velikost momentu  $M_B$ .

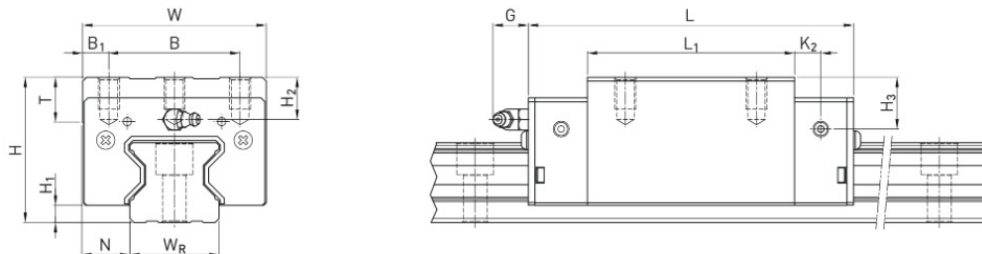
## 7.5 Návrh uložení ramene robota

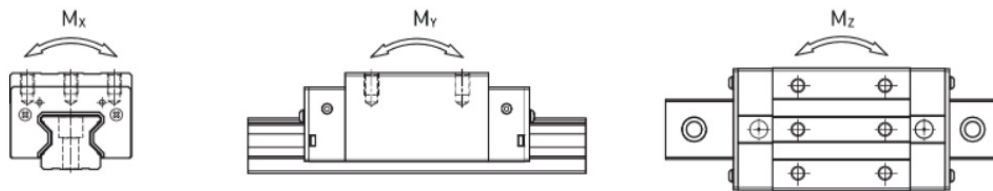
### 7.5.1 Definice základních valivých elementů

Základní výpočet reakcí a momentů mechanismu při stavu 5 v podporách A a B jsou nutné pro základní návrh jednotlivých komponent uložení mezi částí 3-4 a 1-2. Aby byla splněna podmínka maximálních silových a momentových účinků v uložení je důležité vyhledat takové komponenty, které jsou schopny odolat maximálnímu namáhání, a navíc garantovat požadovanou životnost  $T_C$ . Která je stanovena na  $T_{C2}=8000$  hodin (pro stav 2) a  $T_{C1}=4000$  hodin (pro stav 1) provozu při dodržení veškerých údržbových cyklů a požadavků na správný provoz.

#### 7.5.1.1 Volba valivého elementu mezi členy 3–4

Pro vypočtené maximální momenty je nutné zvolit robustní řešení předpnutých valivých těles obrázek 44





Obrázek 44 - volba typu předepnutého valivého vedení (10)

Zvoleno bylo lineární vedení HIWIN typ: RGH 65HA (10), kde technický popis je vypsán v tabulce 20. Více technických informací je viz reference (10). Hodnoty v tabulce 20 je nutno porovnat s vypočtenými reakcemi ve vedení a maximálním momentem viz tabulka 19 ( $R_{AY}$ ,  $M_B$ ). Výsledné hodnoty a splnění únosnosti je zobrazeno v tabulce 21.

Z důvodu vyšší tuhosti uložení a splnění životnostní podmínky byl zvolen celkový počet valivých elementů 6 ks. 3 valivé elementy jsou umístěny v místě podpory A, další 3 ks valivých elementy jsou umístěny na podpoře B (obrázek 43, rovnice 5 viz. kapitola 7.4.2.3).

Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
$C_{dyn}$	275.3	[kN]	Maximální dynamické namáhání
$C_{o\_stat}$	572.7	[kN]	Maximální statické namáhání
$M_X$	22.55	[kN.m]	Maximální dov. moment kolem osy X
$M_Y$	22.17	[kN.m]	Maximální dov. moment kolem osy Y
$M_Z$	22.17	[kN.m]	Maximální dov. moment kolem osy Z
$L$	223	[mm]	Rozměr vedení viz obrázek 44
$W$	126	[mm]	Rozměr vedení viz obrázek 44
$H$	90	[mm]	Rozměr vedení viz obrázek 44

Tabulka 20 - tabulkové hodnoty předepnutého valivého vedení (10)

Veličina 1	Podmínka	Veličina 2	Poznámka
$C_{dyn}=275.3$ [kN]	>	$R_{AY}=30.426$ [kN]	Splněno
$C_{o\_stat}=572.7$ [kN]	>	$R_{AY}=30.426$ [kN]	Splněno
$M_{MAX\_X}=3. M_X=67.65$ [kN.m]	>	$M_B=62.681$ [kN.m]	Počítáno pouze pro 3 elementy, tak aby byly schopné unést celkovou váhu ramene mechanismu – splněno

Tabulka 21 – Porovnání parametrů lineárního ložiska HIWIN s vypočtenými hodnotami reakcí a momentů. Jednotky k jednotlivým veličinám jsou uvedeny v tabulce 20.

Pro každou podpory A a B budeme používat 3 vozíky, tzn. celkově 6 vozíků – vozíky budou řazeny v sérii.

Podmínka pro 3 vozíky v sérii pro každou podporu tedy budeme mít  $M_{MAX\_X}$ ,  $M_{MAX\_Y}$ ,  
 $M_{MAX\_Z} = \text{cca. } 66.5 \text{ kN.m}$   
 $M_A \leq M_{MAX\_Y} = 1$

### vyhovuje

#### 7.5.1.2 Volba valivého elementu mezi členy 2–3

K návrhu vhodného axiálního ložiska je opět nutné uvážit základní design mechanismu a zatěžující síly a momenty. Protože již předběžně známe typ robotického ramene a jeho šířku viz kapitola 6.1.6 tabulka 14. Z vypočítaných reakcí v jednotlivých uvolněných členech, člen 1 viz kapitola 7.4.2.1 obrázek 41 a pro člen 2 viz kapitola 7.4.2.2 obrázek 42, je nutné určit maximální moment v bodě C, dle kapitoly 7.3.5 obrázek 40. Z rovnice 8 (9) je určena velikost zatěžujícího momentu v ose Z.

Rovnice 8 – maximální kroutící moment působící v ose Z v bodě C

$$M_C := G_1 \cdot (x_1 + x_2) + F_1 \cdot (x_1 + x_2) + G_2 \cdot (x_{11} + x_2) + G_3 \cdot x_{22} - F_2 \cdot (y_1 + y_2) - F_3 \cdot y_2 = 48.486 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Z předchozích výpočtů kapitola 7.4.3 a tabulky 19 již známe hodnoty reakcí působících v bodě C, tabulka 22

Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
<b>Mc</b>	48.486	[kN.m]	Maximální moment kolem osy Z v bodě C
<b>Rcx</b>	-1.82	[kN]	Reakce posouvající síly v bodě C, směr X
<b>Rcy</b>	20.431	[kN]	Reakce posouvající síly v bodě C, směr Y

Tabulka 22 - výpis silových a momentových účinků v bodě C (9)

Ze znalosti hodnot tabulka 22, a volby tvaru axiálního ložiska:

##### 7.5.1.2.1 Ložisko axiální

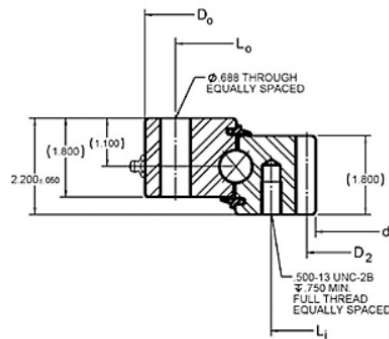
pro design byla zvolena varianta ložiska s co největším vnitřním a vnějším průměru a o co nejnižší zástavbové výšce a musí též zajištěno přenášení vysokých hodnot kroutících momentů. Důležitým výběrovým faktorem je nutnost nízkých požadavků na údržbu, integrace vnitřního ozubení přímo na vnitřní straně malého průměru ložiskového kroužku. SKF spolupracuje s firmou Kaydon (11). Společnost nabízí možnost dodání požadovaného typu ložisku v páru s vnitřním ozubením a pastorkem. Dle návrhu se nabízí dva typy řešení, a to pro typ ložiska RK6-29N1Z s vnějším osazením nebo HS6-29N1Z. Axiální ložisko typu RK6 má nižší výkonnostní poměr mezi silou a momentem a ro přibližně o 50% v porovnání HS6-29N1Z. Stejně jako u posuvu konzole ve směru X, budou využity dva typy elektropohonů pro pohyb s předepnutím (Master Sleeve). Mechanické vlastnosti ložiska jsou vidět v tabulce 23, a obrázcích 45.

Jednotka		
Ft-lbs	<b>N.m</b>	<b>Převod – moment</b>
1	1.3558	poměr
111900	151714	Hodnota pro ložisko HS6-29N1Z
Lbs	<b>Kg</b>	<b>Převod – síla axiální</b>
1	0.453	poměr

-	N	Při m*g
-	4.443	Tíhová síla
80000	355514	Maximální axiální zatížení ložiska HS6-29N1Z, při momentu cca. 49 kN.m

Tabulka 23 - převodní tabulka ft-lbs na N.m

Z výpočtu (9) tabulka 23, je zřejmé, že maximální klopný moment vyvolaný ramenem robota je 48.5kN.m, při axiálním zatížení cca. 355kN, je ložisko schopno přenášet moment 151.7 kN.m. Tzn. Z vypočteného axiálního zatížení  $R_{cy} = 20.431$  kN (9), je zřejmé, že ložisko může využít celkový potenciál zatížený klopným momentem o hodnotě 150kN.m. Což je dostatečné.



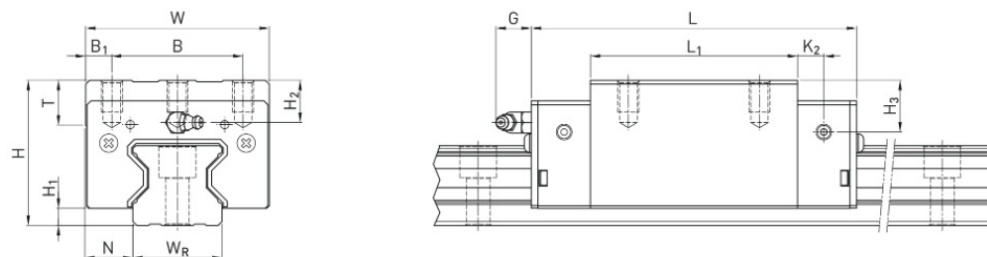
[See glossary of symbols](#)

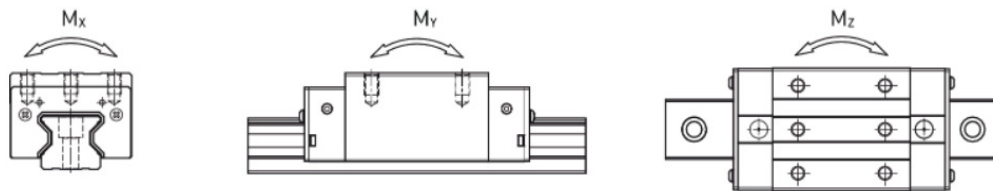
Internal gear													
Kaydon part number	Load chart	Outline dimensions & weight			Mounting holes				Gear data inv. stub, $\alpha = 20^\circ$			Max gear tooth load $F_z$ (lbs)	Moment rating $C_{rm}$ (ft-lbs)
		$D_o$ (in)	$d_i$ (in)	G approx. (lbs)	Outer ring		Inner ring		$D_2$ (in)	$P_d$	$z_2$		
					$L_o$ (in)	$n_o$	$L_i$ (in)	$n_i$					
<b>HS6-16N1Z</b>		20.400	12.850	92	19.000	8	14.880	16	13.250	4	53	6,084	50,500
<b>HS6-21N1Z</b>		25.500	17.600	117	24.000	12	19.630	20	18.000	4	72	5,842	72,700
<b>HS6-25N1Z</b>		29.500	21.600	148	28.000	15	23.630	24	22.000	4	88	5,719	91,800
<b>HS6-29N1Z</b>		33.400	25.600	171	32.000	15	27.630	28	26.000	4	104	5,634	111,900

Obrázek 45 - HS6-291Z – utěsněné axiální ložisko s maznicí a vnitřním ozubením maximální moment 111900 ft-lbs (11)

### 7.5.1.3 Volba valivého elementu mezi členy 1–2

Pro vypočtené maximální momenty je nutné zvolit robustní řešení předpnutých valivých těles obrázek 46





Obrázek 46 - volba typu předepnutého valivého vedení (12)

Zvoleno bylo lineární vedení HIWIN typ: RGW45HC (12), kde technický popis je vypsán v tabulce 24. Více technických informací je viz reference (12). Hodnoty v tabulce 24 je nutno porovnat s vypočtenými reakcemi ve vedení a maximálním momentem viz tabulka 19 ( $R_{DY}$ ,  $M_D$ ). Výsledné hodnoty a splnění únosnosti je zobrazeno v tabulce 25.

Rovnice 9 - výpočet zatěžujícího momentu v podpoře D dle obrázku 42 (9)

$$M_D := F_1 \cdot x_1 + G_1 \cdot x_1 + G_2 \cdot x_{11} - F_2 \cdot y_1 = 15.687 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Celkový počet valivých elementů je 4 ks. 4 valivé elementy jsou umístěny v místě podpory D.

Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
$C_{dyn}=C_3$	116	[kN]	Maximální dynamické namáhání
$C_{o\_stat}=C_{03}$	230.9	[kN]	Maximální statické namáhání
$M_X$	6.33	[kN.m]	Maximální dov. moment kolem osy X
$M_Y$	5.47	[kN.m]	Maximální dov. moment kolem osy Y
$M_Z$	5.47	[kN.m]	Maximální dov. moment kolem osy Z
$L$	187	[mm]	Rozměr vedení viz obrázek 46
$W$	120	[mm]	Rozměr vedení viz obrázek 46
$H$	60	[mm]	Rozměr vedení viz obrázek 46

Tabulka 24 - tabulkové hodnoty předepnutého valivého vedení (12)

Veličina 1	Podmínka	Veličina 2	Poznámka
$C_{dyn}=116$ [kN]	>	$R_{DY}=15.038$ [kN]	Splněno
$C_{o\_stat}=230.9$ [kN]	>	$R_{DY}=15.038$ [kN]	Splněno
$M_{MAX\_1}=4.$ $M_Y=21.88$ [kN.m]	>	$M_D=15.687$ [kN.m]	Počítáno pro 4 elementy, tak aby byly schopné unést celkovou váhu ramene mechanismu – splněno

Tabulka 25 – Porovnání parametrů lineárního ložiska HIWIN s vypočtenými hodnotami reakcí a momentů. Jednotky k jednotlivým veličinám jsou uvedeny v tabulce 20.

Pro podporu D budeme používat 4 vozíky – vozíky budou řazeny 2ks v sérii a každá série bude řazena paralelně.

Podmínka pro 4 vozíky v sérii pro každou podporu tedy budeme mít

$$M_{MAX\_1} = \text{cca. } 66.5 \text{ kN.m}$$

$$M_{MAX\_1} \geq M_D$$

**vyhovuje**

#### 7.4.4 Statické a dynamické ověření valivých elementů

Stanovení základních kritérií pro výpočtové ověření životnosti jednotlivých valivých elementů sestavy:

- Statická bezpečnost valivých vedení členů 1, 2, 3 bude ověřena nejvyšším zatížením (max. hmotnost nástroje) – stavem 1
- Dynamická bezpečnost valivého vedení členu 3 bude ověřena nejvyšším zatížením (max. hmotnost nástroje) pro dobu běhu  $T_c = 8000$  hod – stavem 2
- Dynamická bezpečnost valivého vedení členu 1 bude ověřena nejvyšším zatížením (max. hmotnost nástroje) pro dobu běhu  $T_c = 4000$  hod – stavem 1
- Dynamická bezpečnost valivých vedení 2 nebude ověřována vzhledem k malému podílu doby běhu

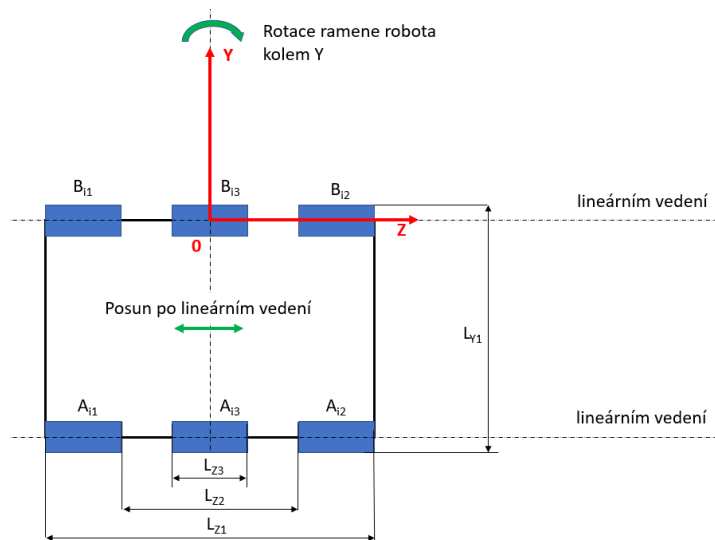
Ověření dynamických a statických bezpečnostních valivých elementů, je provedeno ve dvou fázích. První výpočet je proveden během prvotního návrhu celkového mechanismu, kde je možné z modelu získat přesné hodnoty hmotnosti a středy gravitací, které se implementují do výpočtu. V druhé fázi je proveden korekční výpočet na základě již provedených MKP analýz, podle kterých byly provedeny nezbytné úpravy designu sestavy mechanismu. V následujících kapitolách, které se zabývají dynamickou a statickou bezpečností, budou použity pouze finální výsledky a závěry ověřovacích výpočtů.

##### 7.5.1.4 Člen 3 – Stav 1 – Transformace sil do soustavy souřadnic vedení

Výpočet je proveden pomocí SW MathCAD (9). Protože kalkulace je velmi rozsáhlá budou uvedeny pouze vztahy a výpočty pro:

- Vektor síly a momentu v počátku souřadnic – celkové
- Síly působí na krajní jednotky
- Efektivní síly

Dle obrázku 47, je patrný celkový počet 6 ks valivých elementů. Označení  $i$ =stav.



Obrázek 47 - pohled na 6 ks valivých jednotek a jejich označení pro výpočet (9)

#### 7.5.1.4.1 Vektor síly a momentu v počátku souřadnic – celkové – stav 1

$$F_{x1} := F_{c1_1} = 0 \text{ kN} \quad F_{y1} := F_{c1_2} = -29.993 \text{ kN} \quad F_{z1} := F_{c1_3} = 28.05 \text{ kN}$$

$$M_{x1} := M_{c1_1} = 44.442 \text{ kN}\cdot\text{m} \quad M_{y1} := M_{c1_2} = 2.987 \text{ kN}\cdot\text{m} \quad M_{z1} := M_{c1_3} = 0 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

Výše, složky vektoru od středu souřadného systému členu 3, při stavu 1 viz. obrázek 47. Výpočty dle přiloženého dokumentu (9).

#### 7.5.1.4.2 Síly působí na krajní jednotky – stav 1 – č. 3

Síla směr	Hodnota [kN]	Síla směr	Hodnota [kN]
$F_{A11z}$	-33.321	$F_{A11y}$	-24.416
$F_{A12z}$	-22.231	$F_{A12y}$	14.418
$F_{A13z}$	-19.726	$F_{A13y}$	70.326
$F_{B13z}$	-5.545	$F_{B13y}$	$F_{A11y}$
$F_{B13z}$	3.805	$F_{B13y}$	$F_{A12y}$
$F_{B13z}$	1.3	$F_{B13y}$	$F_{A13y}$
$Lz1$	1000 [mm]	$Lz2$	380 [mm]
$Lz3$	295 [mm]	$Ly1$	800 [mm]

Tabulka 26 - síly působící na krajní jednotky stav 1 člen 3 (9)

#### 7.5.1.4.3 Efektivní síly jednotky – stav 1 - č. 3

Efektivní síla pro jednotku	Hodnota [kN]	Efektivní síla pro jednotku	Hodnota [kN]
$F_{eA11}$	57.737	$F_{eB11}$	29.961
$F_{eA12}$	36.649	$F_{eB12}$	18.223
$F_{eA13}$	90.052	$F_{eB13}$	71.626

Tabulka 27 – efektivní síly jednotky stav 1 člen 3 (9)



### 7.5.1.5 Člen 3 – Stav 2 – Transformace sil do soustavy souřadnic vedení

Výpočet je proveden pomocí SW MathCAD (9). Kalkulace je velmi rozsáhlá a proto budou uvedeny pouze vztahy a výpočty pro:

- Vektor síly a momentu v počátku souřadnic – celkové
- Síly působí na krajní jednotky
- Efektivní síly

Dle obrázku 47, je patrný celkový počet 6 ks valivých elementů. Označení i=stav.

#### 7.5.1.5.1 Vektor síly a momentu v počátku souřadnic – celkové – stav 2

Výše, složky vektoru od středu souřadného systému členu 3, při stavu 2 viz. obrázek 47. Výpočty dle přiloženého dokumentu (9).

$$F_{x2} := F_{c2_1} = 0 \text{ kN} \quad F_{y2} := F_{c2_2} = -29.993 \text{ kN} \quad F_{z2} := F_{c2_3} = 56.726 \text{ kN}$$

$$M_{x2} := M_{c2_1} = 8.052 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad M_{y2} := M_{c2_2} = 5.855 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad M_{z2} := M_{c2_3} = 0 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

#### 7.5.1.5.2 Síly působí na krajní jednotky – stav 2 – č. 3

Síla směr	Hodnota [kN]	Síla směr	Hodnota [kN]
$F_{A21z}$	-16,792	$F_{A21y}$	-8.517
$F_{A22z}$	6.127	$F_{A22y}$	-1.481
$F_{A23z}$	11.037	$F_{A23y}$	8.648
$F_{B23z}$	-11.16	$F_{B23y}$	$F_{A21y}$
$F_{B23z}$	7.749	$F_{B23y}$	$F_{A22y}$
$F_{B23z}$	2.839	$F_{B23y}$	$F_{A23y}$
$L_{Z1}$	1000 [mm]	$L_{Z2}$	380 [mm]
$L_{Z3}$	295 [mm]	$L_{Y1}$	800 [mm]

Tabulka 28 - síly působící na krajní jednotky stav 2 člen 3 (9)

#### 7.5.1.5.3 Efektivní síly jednotky – stav 2 - č. 3

Efektivní síla pro jednotku	Hodnota [kN]	Efektivní síla pro jednotku	Hodnota [kN]
$F_{eA21}$	24.708	$F_{eB21}$	19.676
$F_{eA22}$	7.608	$F_{eB22}$	9.23
$F_{eA23}$	19.685	$F_{eB23}$	11.487s

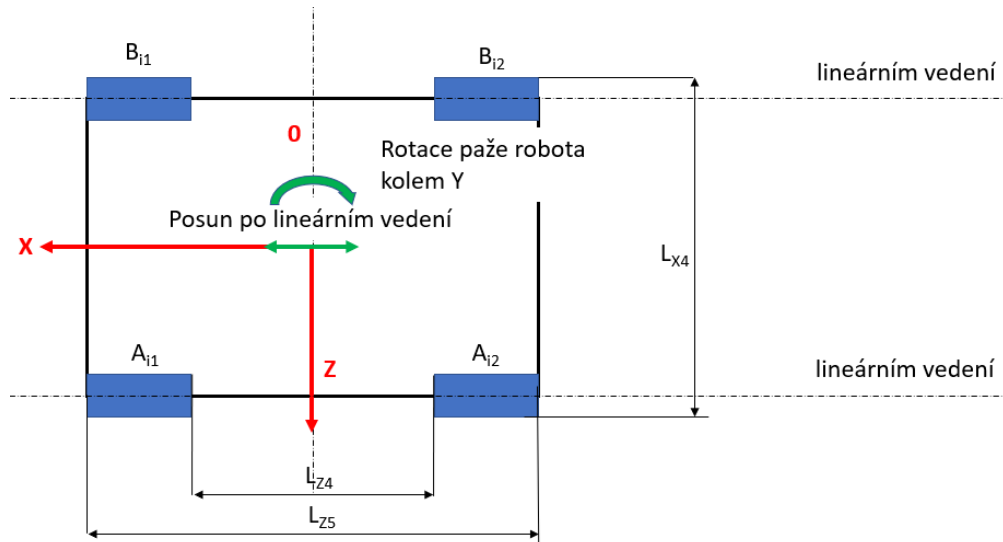
Tabulka 29 – efektivní síly jednotky stav 2 člen 3 (9)

### 7.5.1.6 Člen 1 – Stav 1 – Transformace sil do soustavy souřadnic vedení

Výpočet je proveden pomocí SW MathCAD (9). Protože kalkulace je velmi rozsáhlá budou uvedeny pouze vztahy a výpočty pro:

- Vektor síly a momentu v počátku souřadnic – celkové
- Síly působí na krajní jednotky
- Efektivní síly

Dle obrázku 48, je patrný celkový počet 4 ks valivých elementů. Označení i=stav.



Obrázek 48 - pohled na 4 ks valivých jednotek a jejich označení pro výpočet (9)

#### 7.5.1.6.1 Vektor síly a momentu v počátku souřadnic – celkové – stav 1

Výše, složky vektoru od středu souřadného systému členu 1, při stavu 1 viz. obrázek 48. Výpočty dle přiloženého dokumentu (9).

$$F_{x3} := F_{c3_1} = 0 \text{ kN} \quad F_{y3} := F_{c3_2} = -15.038 \text{ kN} \quad F_{z3} := F_{c3_3} = 12.79 \text{ kN}$$

$$M_{x3} := M_{c3_1} = 15.37 \text{ kN}\cdot\text{m} \quad M_{y3} := M_{c3_2} = 0.73 \text{ kN}\cdot\text{m} \quad M_{z3} := M_{c3_3} = 0 \text{ kN}\cdot\text{m}$$

#### 7.5.1.6.2 Síly působící na krajní jednotky – stav 1 – č. 1

Síla směr	Hodnota [kN]	Síla směr	Hodnota [kN]
$F_{A31x}$	-0,49	$F_{A31y}$	1.044
$F_{A32x}$	0,49	$F_{A32y}$	-8.562
$F_{B31x}$	$F_{A31x}$	$F_{B31y}$	1.044
$F_{B32x}$	$F_{A32x}$	$F_{B32y}$	-8.562
$Lz4$	800 [mm]	$Lx4$	800 [mm]
$Lz5$	600 [mm]		

Tabulka 30 - síly působící na krajní jednotky stav 1 člen 1 (9)

#### 7.5.1.6.3 Efektivní síly jednotky – stav 1 - č. 1

Efektivní síla pro jednotku	Hodnota [kN]	Efektivní síla pro jednotku	Hodnota [kN]
$F_{eA31}$	1.534	$F_{eB31}$	1.5434
$F_{eA32}$	9.053	$F_{eB32}$	9.053

Tabulka 31 – efektivní síly jednotky stav 1 člen 1 (9)

### 7.5.1.7 Doba běhu a ujetá dráha valivých jednotek

Pro výpočty statické a dynamické bezpečnosti je potřebné určit celkové ujeté dráhy pro jednotlivé zatěžující stavy. V tabulce 32 jsou vypsány základní dané či volené veličiny a též vypočtené hodnoty celkové doby pohybu a celkové ujeté dráhy pro člen 1 a 3 (9).

Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
$T_{c1}$	8000	[hod]	doba běhu vedení 3, při stavu č. 2
$T_{c2}$	4000	[hod]	doba běhu vedení 1, při stavu č. 1
$q_1$	0.5	N/A	zátěžový stav č. 1 vs. stav č.2
$q_2$	1	N/A	zátěžový stav č. 2 vs. stav č.1
$v_1$	0.5	[m/s]	rychlost posuvu členu č. 1 po vedení členu č. 2
$v_{1R}$	1	[m/s]	rychloupusv členu č. 1 po vedení členu č. 2
$v_3$	0.98	[m/s]	rychlost posuvu členu č. 3 po vedení členu č. 4
$v_{3R}$	2	[m/s]	rychloupusv členu č. 3 po vedení členu č. 4 –
$a_2$	4	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení členu 1 na členu 2
$a_4$	1	[m/s <sup>2</sup> ]	Rozměr vedení viz obrázek 46
$v_{11} = v_{1R}$	1	[m/s]	pohyb členu č.1 po dráze členu č.2 je prováděn rychlopousvem
$v_{32} = v_{3R}$	2	[m/s]	pohyb členu č.3 po dráze členu č.4 je prováděn rychlopousvem
$T_{R11} = 2 * T_{c2}$	8000	[hod]	celková doba pohybu členu č. 1 po členu č. 2 rychlopousvem
$T_{R32} = 0.1 * T_{c1}$	800	[hod]	celková doba pohybu členu č.3 po členu č. 4 rychlopousvem
$IS_{11} = T_{c2} * v_1$	7200000	[m]	ujetá dráha normálním posuvem člen č. 1
$IR_{11} = T_{R11} * v_{1R}$	28800000	[m]	ujetá dráha rychlopousvem člen č. 1
$IS_{32} = T_{c1} * v_3$	28224000	[m]	ujetá dráha normálním posuvem člen č. 3
$IR_{32} = T_{R32} * v_{3R}$	5760000	[m]	ujetá dráha rychlopousvem člen č. 3

Tabulka 32 – základní parametry potřebné k výpočtu doby běhu a celkové ujeté dráhy (9)

### 7.5.1.8 Statická bezpečnost valivých jednotek

Dovolená hodnota statické bezpečnosti daná (13):

$$S_{OD} := 3$$

#### 7.5.1.8.1 Člen 1 – stav1

Z tabulky 24 kapitola 7.5.1.2 je známá statická únosnost vozíku lineárního vedení  $C_{03}$ ,  $F_{A31M}$  je maximální efektivní síla na daném vozíku. Rovnice 10 (9).

Rovnice 10 - vztah pro určení statické bezpečnosti pro 4 ks valivých elementů členu 1

$$S_{OD12} := \left[ \frac{C_{03}}{F_{A31M}} \quad \frac{C_{03}}{F_{A32M}} \quad \frac{C_{03}}{F_{B31M}} \quad \frac{C_{03}}{F_{B32M}} \right] = [97 \quad 23.3 \quad 97 \quad 23.3]$$

$$S_{OD12min} := \min(S_{OD12}) = 23.3$$

**Vyhovuje**

### 7.5.1.8.2 Člen 3 – stav 1

Z tabulky 20 kapitola 7.5.1.1 je známá statická únosnost vozíku lineárního vedení  $C_0$ ,  $F_{A11M}$  je maximální efektivní síla na daném vozíku. Rovnice 11 (9).

Rovnice 11 - vztah pro určení statické bezpečnosti pro 6 ks valivých elementů členu 3

$$S_{OD31} := \left[ \frac{C_0}{F_{A11M}} \quad \frac{C_0}{F_{A12M}} \quad \frac{C_0}{F_{A13M}} \quad \frac{C_0}{F_{B11M}} \quad \frac{C_0}{F_{B12M}} \quad \frac{C_0}{F_{B13M}} \right] = [9.1 \quad 14.9 \quad 6 \quad 17.4 \quad 29.4 \quad 7.5]$$

$$S_{OD31min} := \min(S_{OD31}) = 6$$

## Vyhovuje

### 7.5.1.9 Dynamická bezpečnost valivých jednotek

Dovolená hodnota statické bezpečnosti daná (13):

$$S_D := 2$$

#### 7.5.1.9.1 Dynamická bezpečnost členu 1 při stavu 2

Z výpočtového dokumentu (9), je možno získat veličiny nutné pro výpočet dynamické bezpečnosti tabulka 33. Jednotlivá data jsou dosazeny do vzorce 12.

Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
$F_{ekA31}$	1.469	[kN]	Dynamické ekvivalentní zatížení - jednotka A1
$F_{ekA32}$	6.108	[kN]	Dynamické ekvivalentní zatížení - jednotka A2
$F_{ekB31}$	1.469	[kN]	Dynamické ekvivalentní zatížení - jednotka B1
$F_{ekB32}$	6.108	[kN]	Dynamické ekvivalentní zatížení - jednotka B2
$a_{01}$	1		součinitel 90% pravděpodobnosti dosažení životnosti
$L_{A31}$	$2.114 \cdot 10^{11}$	[m]	Životnost valivého ložiska A1
$L_{A32}$	$1.828 \cdot 10^9$	[m]	Životnost valivého ložiska A2
$L_{B31}$	$2.114 \cdot 10^{11}$	[m]	Životnost valivého ložiska B1
$L_{B32}$	$1.828 \cdot 10^9$	[m]	Životnost valivého ložiska B2
$l_{S32} = T_{c1} \cdot v_3$	28224000	[m]	ujetá dráha normálním posuvem člen č. 3
$l_{R32} = T_{R32} \cdot v_{3R}$	5760000	[m]	ujetá dráha rychloposuvem člen č. 3

Tabulka 33 - výpočtové hodnoty pro ověření životnosti dynamické členu 1 - stav 2 (9)

Rovnice 12 - výpočet dynamické bezpečnosti člen 1 - stav 2

$$S_{dyn\_A31} := \frac{L_{A31}}{l_{SC3}} = 5.873 \cdot 10^3 \quad S_{dyn\_A32} := \frac{L_{A32}}{l_{SC3}} = 50.765$$

$$S_{dyn\_B31} := S_{dyn\_A31} \quad S_{dyn\_B32} := S_{dyn\_A32}$$

$$S_{dyn\_i3i} := [S_{dyn\_A31} \quad S_{dyn\_A32} \quad S_{dyn\_B31} \quad S_{dyn\_B32}] = [5.9 \cdot 10^3 \quad 50.8 \quad 5.9 \cdot 10^3 \quad 50.8]$$

$$S_{dyn\_i3i} := \min(S_{dyn\_i3i}) = 50.765$$

## Vyhovuje

### 7.5.1.9.2 Dynamická bezpečnost členu 3 při stavu 2

Z výpočtového dokumentu (9), je možno získat veličiny nutné pro výpočet dynamické bezpečnosti tabulka 34. Jednotlivá data jsou dosazeny do rovnice 13.

Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
$F_{ekA21}$	30.76	[kN]	Dynamické ekvivalentní zatížení - jednotka A1
$F_{ekA22}$	8.431	[kN]	Dynamické ekvivalentní zatížení - jednotka A2
$F_{ekA23}$	28.924	[kN]	Dynamické ekvivalentní zatížení - jednotka A3
$F_{ekB21}$	19.227	[kN]	Dynamické ekvivalentní zatížení - jednotka B1
$F_{ekB22}$	6.515	[kN]	Dynamické ekvivalentní zatížení - jednotka B2
$F_{ekB23}$	27.009	[kN]	Dynamické ekvivalentní zatížení - jednotka B3
$a_{01}$	1		součinitel 90% pravděpodobnosti dosažení životnosti
$L_{A21}$	$1.488 \cdot 10^8$	[m]	Životnost valivého ložiska A1
$L_{A22}$	$1.113 \cdot 10^{10}$	[m]	Životnost valivého ložiska A2
$L_{A23}$	$1.827 \cdot 10^8$	[m]	Životnost valivého ložiska A3
$L_{B21}$	$2,628 \cdot 10^{10}$	[m]	Životnost valivého ložiska B1
$L_{B22}$	$1.828 \cdot 10^9$	[m]	Životnost valivého ložiska B2
$L_{B23}$	$2.296 \cdot 10^8$	[m]	Životnost valivého ložiska B3
$l_{S32} = T_{c1} \cdot v_3$	28224000	[m]	ujetá dráha normálním posuvem člen č. 3
$l_{R32} = T_{R32} \cdot v_{3R}$	5760000	[m]	ujetá dráha rychloposuvem člen č. 3

Tabulka 34 - výpočtové hodnoty pro ověření životnosti dynamické členu 1 - stav 2 (9)

Rovnice 13 - výpočet dynamické bezpečnosti člen 3 - stav 2 (9)

$$S_{dyn\_A21} := \frac{L_{A21}}{l_{SC2}} = 4.38 \quad S_{dyn\_A22} := \frac{L_{A22}}{l_{SC2}} = 327.516 \quad S_{dyn\_A23} := \frac{L_{A23}}{l_{SC2}} = 5.377$$

$$S_{dyn\_B21} := \frac{L_{B21}}{l_{SC2}} = 20.975 \quad S_{dyn\_B22} := \frac{L_{B22}}{l_{SC2}} = 773.266 \quad S_{dyn\_B23} := \frac{L_{B23}}{l_{SC2}} = 6.757$$

$$S_{dyn\_i2i} := [S_{dyn\_A21} \quad S_{dyn\_A22} \quad S_{dyn\_A23} \quad S_{dyn\_B21} \quad S_{dyn\_B22} \quad S_{dyn\_B23}] = [4.4 \quad 327.5 \quad 5.4 \quad 21 \quad 773.3 \quad 6.8]$$

$$S_{dyn\_i2i} := \min(S_{dyn\_i2i}) = 4.38$$

**Vyhovuje**

## 7.6 Výpočet axiální ložiska mezi členy 2–3

Určením složek vektorů silových a momentových bude vypočtena radiální a axiální síla působící na ložisko. Ze získaných hodnot je určeno statická a dynamická bezpečnost pro axiálně radiální ložisko s křížovým uspořádáním kuliček a nakonec životnost (9), tabulka 35

Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
$F_{x12}$	0	[kN]	Vektor síly v ose X
$F_{y12}$	-23.069	[kN]	Vektor síly v ose Y
$F_{z12}$	20.985	[kN]	Vektor síly v ose Z
$M_{x12}$	55.235	[kN]	Vektor momentu kolem osy X
$M_{y12}$	0	[kN]	Vektor momentu kolem osy Y
$M_{z12}$	0	[kN]	Vektor momentu kolem osy Z
$F_{r12}$	20.985	[kN]	Radiální síla působící na axiální ložisko
$F_{a12}$	-23.069	[kN]	Axiální síla působící na axiální ložisko
$M_{12}$	55.235	[kN.m]	Moment kolem osy y působící na axiální ložisko
$F_{0P12}$	160.119	[kN]	Ekvivalentní statické zatížení ložiska
$C_{012}$	355.514	[kN]	Statická tuhost ložiska
$S_{012}$	2.22		Statická bezpečnost se stanoví pomocí vztahu
$L_{h12}$	19950.14	[hod]	vypočítaná dynamická životnost ložiska
$S_{DYN12}$	2.494		bezpečnostní koeficient dynamické bezpečnost. Je větší než 2, pak axiální ložisko splňuje požadavky

Tabulka 35 – určení proměnných pro statickou a dynamickou bezpečnost ax. Ložiska (9)

Axiální ložisko viz kapitola 7.5.1.2.1 vyhovuje zatížením působící mezi členy 2–3.

## 7.7 Návrh pohonů jednotlivých členů mechanismu

Jednotlivé pohyblivé části navrhovaného mechanismu využívají pro zvolené nastavení polohy synchronní pohony s permanentními magnety od firmy Siemens, které nejsou vybaveny brzdou. Pro každou pohyblivou část mechanismu je použit jeden pár pohonů v konfiguraci Master-Sleeve (dále jen M-S). Veškeré výpočty nutné k návrhu pohonu a převodovky jsou řešeny již na základě finálního konstrukčního návrhu sestavy, kde je zohledněn pohyb hmot, které při provozních rychlostech a zrychleních generují síly a momenty, viz kapitola 7.5.1.7. Podrobné kalkulace jednotlivých pohonů použitých mezi členy sestavy je ve výpočtovém dokumentu DP (9).

V této práci budou navrhovány pohony pro:

- Pohyb členu 1 po lineárním vedení členu 2 v ose X nebo Z
- Rotaci členu 2 okolo osy Y členu 3
- Pohyb členu 3 po lineárním vedení členu 4 v ose Z

Návrh kompaktních převodových skříních přímo umístěných na čelo el. Motoru.

Momenty a síly vznikající na rotoru synchronního motoru budou přenášeny pomocí pastorku a ozubeného hřebene.

- Hřeben / pastorek – šikmé zuby pro pohyb členu č. 1
- Pastorek / vnitřní kruhové ozubenou – přímé zuby pro pohyb členu 2
- Hřeben / pastorek – šikmé zuby pro pohyb členu č. 3

### 7.7.1 Návrh pohonu M-S k posuvovému mechanismu členu 1

Z výpočtového dokumentu DP (9) byl stanoven potřebný minimální výkon motoru dle rovnice 14, v tabulce 36 jsou uvedeny parametry pro řešení rovnice 14. Obrázek 49.

Rovnice 14 - výpočet potřebného min. výkonu pohonu členu 1

$$v_{s1M} := \max(v_{s1})$$

$$P_{11} := F_{sC1} \cdot v_{s1M} \cdot \frac{1}{\eta_{1s}} = 2.28 \text{ kW}$$

Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
$F_{sC1}$	2.052	[kN]	Maximální posuvová síla je největší hodnota z vektoru zatížení. V ose Z viz. dynamické síly + v ose Y je hodnota uvádějící sílu nutnou pro překonání normály valivého vedení.
$v_{s1}$	30, 60	[m/min]	Rychlosti
$\eta_{1s}$	0.9	[kN]	Celková účinnost převodu člen č. 1
$n_{p1}$	2		Počet pohonů pro M-S v sestavě
$J_{1m1}$	2*23.2e-04	[Kg*m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti kotvy motoru 1, pro 2 pohony M-S: 1FT7068-5AF7(14)
$P_{rated1}$	3.42	[kW]	Tabulková hodnota výkonu pohonu 1FT7068-5AF7 (14)
$I_{1sJ}$	317.135	[1/m]	Min. celk. převod dle kvadratického momentu pohonu 1
$n_{11}$	3000	[1/min]	Otáčky motoru – tabulková hodnota pohonu 1FT7084-5AF7
$m_{poh1}$	16.3	[kg]	Hmota pohonu členu 1
$m_{poh1\_celk\_1}$	32.6	[kg]	Hmota pohonu celkem členu 1

Tabulka 36 – popis parametrů pohonu pro pohyb členu č. 1

$n_{rated}$	SH	$P_{rated}$ at $\Delta T=100$ K	$M_0$ at $\Delta T=100$ K	$M_{rated}$ at $\Delta T=100$ K	$I_{rated}$ at $\Delta T=100$ K	Order No.	pairs (without brake)		
							$p$	$J$	$m$
rpm		kW (HP)	Nm (lb-ft)	Nm (lb-ft)	A		$10^{-4} \text{ kgm}^2$ ( $10^{-3} \text{ lb-in-s}^2$ )	kg (lb)	
<b>1FT7 Compact for DC link voltage 510 ... 720 V DC – Natural cooling</b>									
<b>1500</b>	100	4.08 (5.47)	30 (22.1)	26 (19.2)	8	1FT7102-5AB7-1	5	91.4 (80.9)	26.1 (57.5)
		6.80 (8.85)	50 (36.9)	42 (31.0)	13	1FT7105-5AB7-1	5	178 (157)	44.2 (97.5)
		9.58 (12.8)	70 (51.6)	61 (45.0)	16	1FT7108-5AB7-1	5	248 (219)	59 (130)
<b>2000</b>	80	2.39 (3.20)	13 (9.6)	11.4 (8.4)	4.9	1FT7082-5AC7-1	5	26.5 (23.5)	14 (30.9)
		3.54 (4.75)	20 (14.8)	16.9 (12.5)	8.4	1FT7084-5AC7-1	5	45.1 (39.9)	20.8 (45.9)
		4.71 (6.32)	28 (20.7)	22.5 (16.6)	9.2	1FT7086-5AC7-1	5	63.6 (56.3)	27.5 (60.6)
	100	5.03 (6.75)	30 (22.1)	24 (17.7)	10	1FT7102-5AC7-1	5	91.4 (80.9)	26.1 (57.5)
		7.96 (10.7)	50 (36.9)	38 (28.0)	15	1FT7105-5AC7-1	5	178 (157)	44.2 (97.5)
		10.5 (14.1)	70 (51.6)	50 (36.9)	18	1FT7108-5AC7-1	5	248 (219)	59 (130)
<b>3000</b>	48	0.85 (1.14)	3 (2.2)	2.7 (2.0)	2.1	1FT7042-5AF7-1	3	2.81 (2.49)	4.6 (10.1)
		1.35 (1.81)	5 (3.7)	4.3 (3.2)	2.6	1FT7044-5AF7-1	3	5.43 (4.81)	7.2 (15.9)
		1.76 (2.36)	7 (5.2)	5.6 (4.1)	3.5	1FT7046-5AF7-1	3	7.52 (6.66)	9.3 (20.5)
	63	1.70 (2.28)	6 (4.4)	5.4 (4.0)	3.9	1FT7062-5AF7-1	5	7.36 (6.51)	7.1 (15.7)
		2.39 (3.20)	9 (6.6)	7.6 (5.6)	5.2	1FT7064-5AF7-1	5	11.9 (10.5)	9.7 (21.4)
		2.92 (3.92)	12 (8.9)	9.3 (6.9)	7.2	1FT7066-5AF7-1	5	16.4 (14.5)	12.3 (27.1)
	80	3.42 (4.59)	15 (11.1)	10.9 (8.0)	6.7	1FT7068-5AF7-1	5	23.2 (20.5)	16.3 (35.9)
		3.24 (4.34)	13 (9.6)	10.3 (7.6)	6.6	1FT7082-5AF7-1	5	26.5 (23.5)	14 (30.9)
		4.55 (6.10)	20 (14.8)	14.5 (10.7)	8.5	1FT7084-5AF7-1	5	45.1 (39.9)	20.8 (45.9)
		5.65 (7.58)	28 (20.7)	18 (13.3)	11	1FT7086-5AF7-1	5	63.6 (56.3)	27.5 (60.6)

Obrázek 49 - volba pohonů M-S členu 1 - 1FT7068-5AF7

### Zvolen 2x pohon 1FT7068-5AF7

### 7.7.2 Návrh převodovky pohonu M-S posuvového mechanismu členu 1

Dle kapitoly 7.7.1 a z tabulky 36 je možno navrhnout převodovku. V tabulce 37 jsou vstupní hodnoty pro nalezení vhodné převodovky. Jednotlivé výpočty jsou provedeny ve výpočtovém dokumentu DP (9). Zvolená převodovka je zobrazena na obrázku 50.

Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
$m_{91}$	2	[mm]	Modul hřebenu a pastorku
$\beta_{91}$	19.523	[°]	Úhel sklonu hřebene a pastorku
$z_{91}$	20		Počet zubů pastorku člen 1
$i_{1s1}$	314.159	[1/m]	celkový převod
$i_{1r1}$	6.66		vstupní převod 6.66 ok
$m_{gb1}$	4.3	[kg]	hmota převodovky pro člen 1
$m_{gbc1}$	8.6	[kg]	hmota převodovky celkem pro člen 1

Tabulka 37 - veličiny pro volbu převodovky k pohonu členu č. 1

## SP+ 100 MF 1-stage

Ratio	$i$		1-stage					
			3	4	5	7	8	10
Max. torque <sup>***</sup>	$T_{20}$	Nm in.lb	376 3328	495 4381	495 4381	428 3784	376 3328	376 3328
Max. acceleration torque <sup>***</sup> (max. 1000 cycles per hour)	$T_{20}$	Nm in.lb	282 2496	378 3346	378 3346	378 3346	282 2496	282 2496
Nominal torque (at $n_n$ )	$T_{20}$	Nm in.lb	131 1157	171 1510	169 1498	166 1473	166 1470	174 1538
Emergency stop torque <sup>***</sup> (permitted 1000 times during the service life of the gearbox)	$T_{20st}$	Nm in.lb	500 4425	625 5532	625 5532	625 5532	625 5532	625 5532
Permitted average input speed (at $T_{20}$ and 20 °C ambient temperature) <sup>*</sup>	$n_{20}$	rpm	2500	2500	2500	2800	2800	2800
Max. input speed	$n_{20max}$	rpm	5500	5500	5500	5500	5500	5500
Mean no load running torque <sup>**</sup> (at $n_n = 3000$ rpm and 20 °C gearbox temperature)	$T_{20}$	Nm in.lb	3.1 28	2.4 21	2.1 18	1.3 12	1.0 9.2	1.0 9.2

Obrázek 50 - výběr převodovky pro pohon členu č. 1

**Byla zvolena převodovka typu SP+100MF s jedním stupněm a převodovým poměrem 7 (15).**

### 7.7.3 Návrh pohonu M-S k posuvovému mechanismu členu 2

Z výpočtového dokumentu DP (9) byl stanoven potřebný minimální výkon motoru dle rovnice 15, v tabulce 38 jsou uvedeny parametry pro řešení vzorce 15 Obrázek 51.

Rovnice 15 - výpočet potřebného min. výkonu pohonu členu 2

$$M_{s2} := J_{zz} \cdot \varepsilon_{s2} = 20.647 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$\omega_{s2} := 2 \cdot \pi \cdot n_{s2} = 1.571 \frac{1}{\text{s}}$$

$$P_2 := M_{s2} \cdot \omega_{s2} = 32.432 \text{ kW}$$



Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
$J_{zz}$	1.384e03	[kg*m <sup>2</sup> ]	Suma momentu setrvačnosti ramene robota + robotické paže (9)
$\epsilon_{s2}$	14.923	[1/s <sup>2</sup> ]	
$n_{s2}$	15	[1/min]	Maximální otáčky ramene členu 2 (9)
$M_{s2}$	20.647	[kN*m]	zrychl. moment na členu s (9)
$P_2$	32.432	[kW]	výkon při zrychlení na max. ot. (9)
$\omega_{s2}$	1.571	[1/s]	max. úhlová rychlost rotace ramene č. 2
$J_{mot2}$	2*248e-04	[kg*m <sup>2</sup> ]	2 motory M-S: 1FT7108-5SF7 (16)
$n_{1M2}$	3000	[1/min]	Otáčky motoru – tabulková hodnota pohonu M-S: 1FT7108-5SF7 (16)
$P_{rated2}$	18.8	[kW]	tabulková hodnota výkonu pohonu 1FT7108-5SF7
$P_{mot2}$	37.6	[kW]	Celkový výkon M-S pohonů pro člen č. 2 (9)
$m_{poh2}$	64	[kg]	Hmota pohonu členu 2 (16)
$m_{poh1\_celk\_2}$	128	[kg]	Hmota pohonu celkem členu 2 (16)

Tabulka 38 – popis parametrů pohonu pro pohyb členu č. 2 (9)(16)

© SIEMENS AG 2013

### SIMOTICS servomotors

#### SIMOTICS S synchronous motors for SINAMICS S120

#### SIMOTICS S-1FT7 Compact motors Forced ventilation

##### Selection and ordering data

Rated speed	Shaft height	Rated power	Static torque	Rated torque	Rated current	SIMOTICS S-1FT7 Compact synchronous motors	Number of pole pairs	Moment of inertia of rotor (without brake)	Weight (without brake)
$n_{rated}$	SH	$P_{rated}$ at $\Delta T=100$ K	$M_0$ at $\Delta T=100$ K	$M_{rated}$ at $\Delta T=100$ K	$I_{rated}$ at $\Delta T=100$ K	Order No.	$p$	$J$	$m$
rpm		kW (HP)	Nm (lbf-ft)	Nm (lbf-ft)	A			10 <sup>-4</sup> kgm <sup>2</sup> (10 <sup>-3</sup> lb <sub>T</sub> -in-s <sup>2</sup> )	kg (lb)
<b>1FT7 Compact for DC link voltage 510 ... 720 V DC – Forced ventilation</b>									
<b>2000</b>	80	5.0 (6.7)	27 (19.9)	24 (17.7)	13.5	1FT7084-5SC7-1	5	45 (39.8)	25 (55.1)
		6.7 (8.98)	36 (26.5)	32 (23.6)	17	1FT7086-5SC7-1	5	64 (56.7)	36 (79.4)
	100	11.7 (15.7)	65 (47.9)	56 (41.3)	29	1FT7105-5SC7-1	5	178 (157.6)	50 (110.3)
		15.3 (20.5)	91 (67.1)	73 (53.8)	33	1FT7108-5SC7-1	5	248 (219.5)	64 (141.1)
<b>3000</b>	80	7.2 (9.66)	27 (19.9)	23 (17)	18.5	1FT7084-5SF7-1	5	45 (39.8)	25 (55.1)
		9.1 (12.2)	36 (26.5)	29 (21.4)	24	1FT7086-5SF7-1	5	64 (56.7)	36 (79.4)
	100	15.1 (20.3)	65 (47.9)	48 (35.4)	35	1FT7105-5SF7-1	5	178 (157.6)	50 (110.3)
		18.8 (25.1)	91 (67.1)	60 (44.3)	38	1FT7108-5SF7-1	5	248 (219.5)	64 (141.1)
<b>4500</b>	80	9.9 (13.3)	27 (19.9)	21 (15.5)	24.5	1FT7084-5SH7-1	5	45 (39.8)	25 (55.1)
		11.8 (15.8)	36 (26.5)	25 (18.4)	25	1FT7086-5SH7-1	5	64 (56.7)	36 (79.4)

Obrázek 51 - volba pohonů M-S členu 2 - 1FT7108-5SF7 (9)(16)

## Zvolen 2x pohon 1FT7108-5SF7 – člen 2

### 7.7.4 Návrh převodovky pohonu M-S posuvového mechanismu členu 2

Dle kapitoly 7.7.3 a z tabulky 38 je možno navrhnout převodovku. V tabulce 39 jsou vstupní hodnoty pro nalezení vhodné převodovky. Jednotlivé výpočty jsou provedeny ve výpočtovém dokumentu DP (9). Zvolená převodovka je zobrazena na obrázku 52.

Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
$z_1$	17		Počet zubů pastorku člen 2

<b>z<sub>2</sub></b>	104		Počet zubů pastorku člen 2 – vnitřní kroužek ložiska Kaydon (9)
<b>i<sub>1s2</sub></b>	200	[1/m]	celkový převod
<b>i<sub>1r2</sub></b>	32.692		vstupní převod 33 ok
<b>m<sub>gb2</sub></b>	53	[kg]	hmota převodovky pro člen 2
<b>m<sub>gbc2</sub></b>	106	[kg]	hmota převodovky celkem pro člen 2

Tabulka 39 - veličiny pro volbu převodovky k pohonu členu č. 2 (9)(17)

## SP+ 210 MF 2-stage

Ratio	i		2-stage										
			16	20	25	28	32	35	40	50	64	70	100
Max. torque <sup>(1) (1) (4)</sup>	T <sub>2a</sub>	Nm	3159	3159	3949	3159	3159	3840	2880	3600	2043	2457	2043
		in.lb	27958	27958	34947	27958	27958	33967	25490	31863	18081	21745	18081
Max. acceleration torque <sup>(1) (4)</sup> (max. 1000 cycles per hour)	T <sub>2b</sub>	Nm	2880	3000	3000	2880	2880	2880	2840	2880	2043	2457	2043
		in.lb	25490	26552	26552	25490	25490	25490	25136	25490	18081	21745	18081
Nominal torque (at n <sub>n</sub> )	T <sub>2N</sub>	Nm	1274	1266	1567	1294	2200	1599	1358	1679	1634	1965	1634
		in.lb	11277	11205	13873	11452	19474	14150	12019	14861	14485	17396	14485
Emergency stop torque <sup>(1) (1) (4)</sup> (permitted 1000 times during the service life of the gearbox)	T <sub>2Max</sub>	Nm	5900	5900	5900	5900	5900	5900	5900	5900	5900	5900	5900
		in.lb	52220	52220	52220	52220	52220	52220	52220	52220	52220	52220	52220
Permitted average input speed (at T <sub>2a</sub> and 20 °C ambient temperature) <sup>(1)</sup>	n <sub>nv</sub>	rpm	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	3000	3000
Max. input speed	n <sub>1Max</sub>	rpm	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500
Mean no load running torque <sup>(1)</sup> (at n <sub>n</sub> = 2000 rpm and 20 °C gearbox temperature)	T <sub>2D</sub>	Nm	5.6	5.2	4.8	4.5	4.5	3.6	3.4	3.0	3.0	2.6	2.4
		in.lb	50	46	43	39	39	32	30	27	27	23	21

Obrázek 52 - výběr převodovky pro pohon členu č. 2 (17)

**Byla zvolena převodovka typu SP+210MF s dvěma stupni a převodovým poměrem 32 (17).**

### 7.7.5 Návrh pohonu M-S k posuvovému mechanismu členu 3

Z výpočtového dokumentu DP (9) byl stanoven potřebný minimální výkon motoru dle rovnice 16, v tabulce 40 jsou uvedeny parametry pro řešení vzorce 16 Obrázek 53.

Rovnice 16 - výpočet potřebného min. výkonu pohonu členu 2

$$v_{s3M} := \min(v_{s3}) = 58.8 \frac{m}{min}$$

$$P_3 := F_{M3} \cdot v_{s3M} \cdot \frac{1}{\eta_{1s}} = 16.803 \text{ kW}$$

Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
$F_{sc3}$	30.863	[kN]	Maximální posuvová síla je největší hodnota z vektoru zatížení. V ose Z viz. dynamické síly + v ose Y je hodnota uvádějící sílu nutnou pro překonání normály valivého vedení
$F_{M3}$	15.431	[kN]	Maximální síla na pastorku
$v_{s3}$	58.8, 120	[m/min]	Vektor rychlosti
$\eta_{1s}$	0.9	[kN]	Celková účinnost převodu člen č. 1
$n_{p1}$	2		Počet pohonů pro M-S v sestavě
$J_{mot3}$	2*64e-04	[Kg*m <sup>2</sup> ]	2 motory M-S: 1FT7086-5SF7 (18)
$P_{rated3}$	9.1	[kW]	tabulková hodnota výkonu pohonu 1FT7086-5SF7 (18)
$n_{13}$	3000	[1/min]	Otáčky motoru – tabulková hodnota pohonu 1FT7086-5SF7 (18)
$m_{poh1}$	36	[kg]	Hmota pohonu členu 3 (18)
$m_{poh1\_celk\_1}$	62	[kg]	Hmota pohonu celkem členu 3 (18)

Tabulka 40 – popis parametrů pohonu pro pohyb členu č. 3 (9)(18)

SIMOTICS S-1FT7 Compact motors Forced ventilation									
Selection and ordering data									
Rated speed	Shaft height	Rated power	Static torque	Rated torque	Rated current	SIMOTICS S-1FT7 Compact synchronous motors	Number of pole pairs	Moment of inertia of rotor (without brake)	Weight (without brake)
$n_{rated}$	SH	$P_{rated}$ at $\Delta T=100\text{ K}$	$M_0$ at $\Delta T=100\text{ K}$	$M_{rated}$ at $\Delta T=100\text{ K}$	$I_{rated}$ at $\Delta T=100\text{ K}$		Order No.	$p$	$J$
rpm		kW (HP)	Nm (lbf-ft)	Nm (lbf-ft)	A			10 <sup>-4</sup> kgm <sup>2</sup> (10 <sup>-3</sup> lb-in-s <sup>2</sup> )	kg (lb)
1FT7 Compact for DC link voltage 510 ... 720 V DC – Forced ventilation									
2000	80	5.0 (6.7)	27 (19.9)	24 (17.7)	13.5	1FT7084-5SC7-1	5	45 (39.8)	25 (55.1)
		6.7 (8.98)	36 (26.5)	32 (23.6)	17	1FT7086-5SC7-1	5	64 (56.7)	36 (79.4)
	100	11.7 (15.7)	65 (47.9)	56 (41.3)	29	1FT7105-5SC7-1	5	178 (157.6)	50 (110.3)
		15.3 (20.5)	91 (67.1)	73 (53.8)	33	1FT7108-5SC7-1	5	248 (219.5)	64 (141.1)
3000	80	7.2 (9.66)	27 (19.9)	23 (17)	18.5	1FT7084-5SF7-1	5	45 (39.8)	25 (55.1)
		9.1 (12.2)	36 (26.5)	29 (21.4)	24	1FT7086-5SF7-1	5	64 (56.7)	36 (79.4)
	100	15.1 (20.3)	65 (47.9)	48 (35.4)	35	1FT7105-5SF7-1	5	178 (157.6)	50 (110.3)
		18.8 (25.1)	91 (67.1)	60 (44.3)	38	1FT7108-5SF7-1	5	248 (219.5)	64 (141.1)

Obrázek 53 - volba pohonů M-S členu 3 - 1FT7086-5SF7 (9)(18)

### Zvolení 2x pohon 1FT7086-5SF7 – člen 3

#### 7.7.6 Návrh převodovky pohonu M-S posuvového mechanismu členu 3

Dle kapitoly 7.7.5 a z tabulky 40 je možno navrhnout převodovku. V tabulce 41 jsou vstupní hodnoty pro nalezení vhodné převodovky. Jednotlivé výpočty jsou provedeny ve výpočtovém dokumentu DP (9). Zvolená převodovka je zobrazena na obrázku 54.

Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
$m_{91}$	2	[mm]	Modul hřebenu a pastorku
$\beta_{91}$	19.523	[°]	Úhel sklonu hřebene a pastorku
$z_{91}$	20		Počet zubů pastorku člen 1
$i_{1s3}$	157.08	[1/m]	celkový převod
$i_{1r3}$	3.333		vstupní převod 3.33 ok

<b>m<sub>gb3</sub></b>	8	[kg]	hmota převodovky pro člen 3
<b>m<sub>gbc3</sub></b>	16	[kg]	hmota převodovky celkem pro člen 3

Tabulka 41 - veličiny pro volbu převodovky k pohonu členu č. 3 (9)(19)

**Performance Linear System - PLS 3.2**

Planetary gearhead alpha<sup>®</sup> 30 with High Performance Pinion Module 2 and Performance Class Rack Module 2

Performance Linear System 3.2			1 stage	2 stage
Max. moving force	$F_{T2}$	[N]	8500	8500
Max. movement speed <sup>1)</sup>	$v_{max}$	[m/min]	200	50
Ratios	$i$		3 / 4 / 5 / 7 / 10	16 / 20 / 25 / 28 / 35 / 40 / 50 / 70 / 100
Max. input speed	$n_{max}$	[min <sup>-1</sup> ]	4500	6000
System weight (gearhead including pinion)	$m$	[kg]	0,1	0,0
Lubrication	gearhead		lubricated for life	
	pinion/rack <sup>2)</sup>		lubrication pinion in preparation with lubricant WITTENSTEIN alpha G1 <sup>1)</sup>	
Clamping hub diameter		[mm]	19 / 24 / 28 / 38	14 / 18 / 24

Obrázek 54 - výběr převodovky pro pohon členu č. 3 (19)

**Byla zvolena převodovka typu PLS 3.2 s jedním stupněm a převodovým poměrem 4 (19).**

## 8 Samotný návrh v CREO – modelování

Hlavní sestava se skládá z podsestav jednotlivých členů celků viz. kinematické schéma kapitola 7.2.1. Jednotlivé sestavy členů se skládají z 2 podsestav, a to pro svařování označená písmem W, k obrábění označené písmenem M. Jednotlivé podsestavy jsou provázány, a pokud je, jakkoliv změněn díl v podsestavě pro svařování, úprava se vzápětí zobrazí v podsestavě pro obrábění a následně ve vrcholové sestavě. Konečné sestavy zatím neobsahují detailní prvky např.: pastorky, kabelová vedení, šrouby, krytování apod.

Navrhovaná finální sestava nebude ověřena MKP výpočtem, pouze se budou řešit její jednotlivé podsestavy.

Celkový 3D návrh byl proveden v SW, CREO – Parametric 5, studentská verze. MKP výpočty byly provedeny v aplikaci Simulation SW CREO.

### 8.1 Člen č. 4 - Modulové lineární vedení k upevnění do šachty HCW2

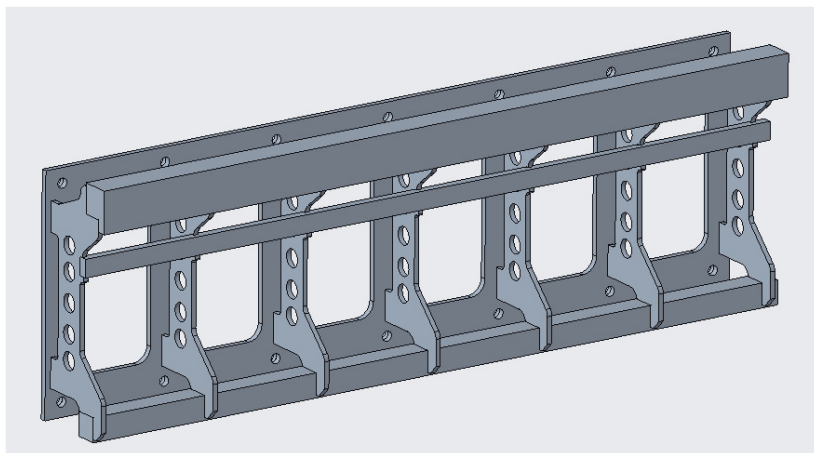
#### 8.1.1 Modelování sestav W, M a ASSY

Modulové uložení, navrženo v délkách 2,5 m, tak aby při celkovém počtu 5 kusů bylo dosaženo délky 12,5m a minimální délky 5 m. Každý další přidávaný modul navyšuje hodnotu

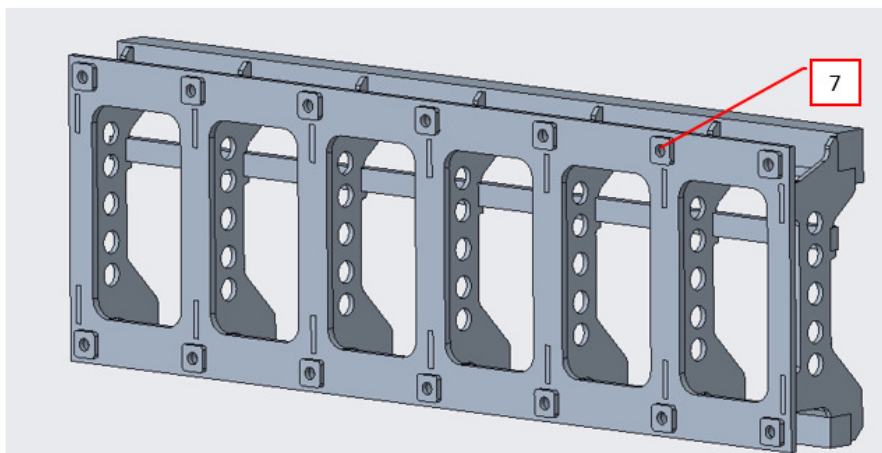
na 7.5m, 10 m. Návrh předpokládá využití materiálu čtvercových a obdélníkových profilů z materiálu S355JR2. Technologie výroby: řezání plazmou/vodním paprskem. Celá sestava je svařena technologií v ochranné atmosféře. Následně žhána ke snížení pnutí a dále obráběna do požadovaných geometrických tvarů. Pro MKP bude využit model svařované sestavy.

Model svařence: LINEAR\_GUIDE\_W\_02.ASM (23), obrázek 55,56.

Sestava je navržena, tak aby byla z velké části vyrobena metodou řezáním vodním paprskem, či plazmou. Předpokladem je, že množství předem obrobených dílů bude minimalizováno. Sestava obsahuje 7 ks žeber, která jsou zapuštěna do zadní desky. Základní rozměry jsou: 2500x800x302 mm (dxvxš).

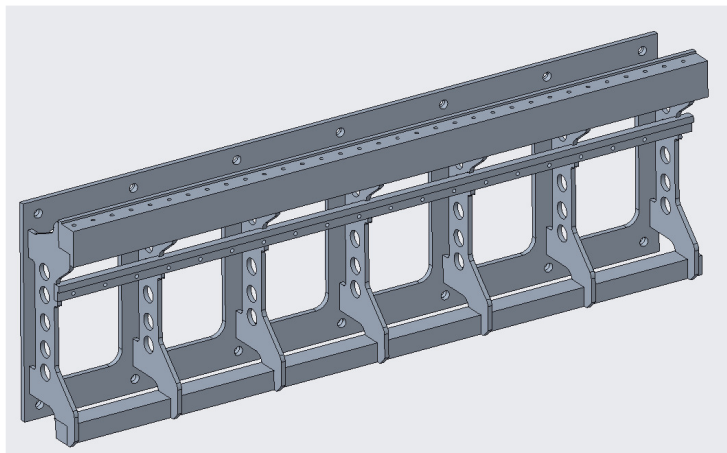


Obrázek 55 - LINEAR\_GUIDE\_W\_02.ASM – obecný přední pohled na sestavu svařence

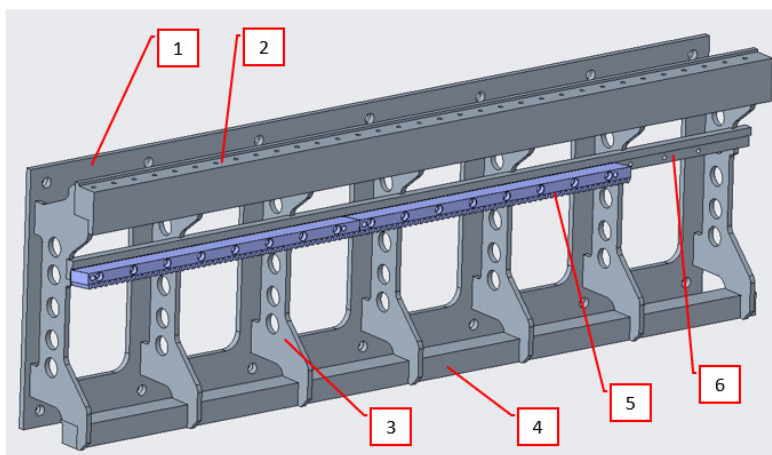


Obrázek 56 - LINEAR\_GUIDE\_W\_02.ASM – obecný zadní pohled na sestavu svařence

Ze svařence (viz. obrázky 55, 56) je následně vyroben obrobek, který nese veškeré geometrické prvky nutné pro instalaci lineárních drah vedení, ozubených hřebenuů a též vytvoření dostatečného prostoru pro manipulaci s maticemi kotevních šroubů viz. obrázek 57. Celková vrcholová sestava členu 4 je na obrázku 58, jednotlivé komponenty jsou následně popsány v tabulce 42.



Obrázek 57 - LINEAR\_GUIDE\_M\_02.ASM – obecný přední pohled na sestavu obrobeneého svařence



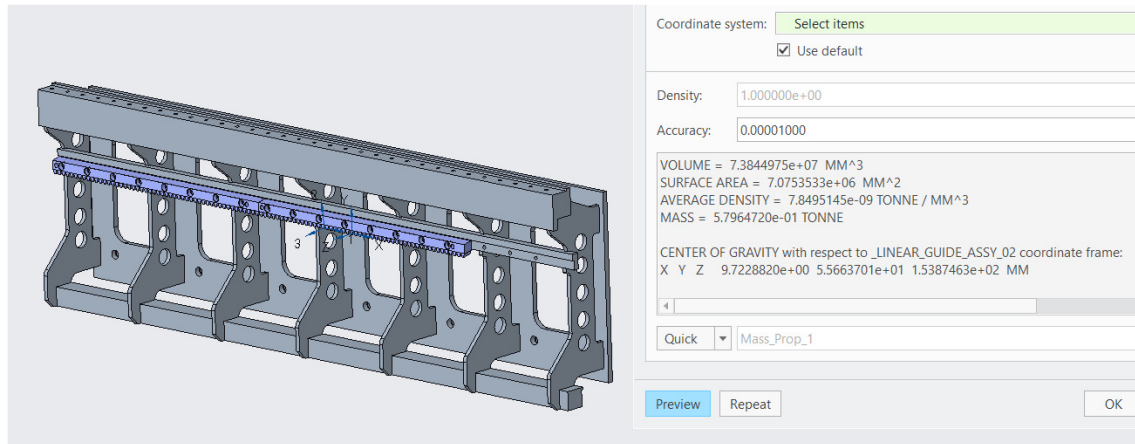
Obrázek 58 - LINEAR\_GUIDE\_ASSY\_02.ASM – obecný přední pohled na sestavu kompletní sestavy

Pozice	Materiál	Označení v modelu	Popis
1	S355JR2	BACK_PLATE_02	Základní deska, výpalek tl. 20 mm
2	S355JR2	BAR_100X140_2500_02	Horní tyč, válcovaná ocel za tepla, profil: 140x100 mm
3	S355JR2	RIBB_02	Žebro, výpalek tl. 16 mm
4	S355JR2	BAR_80X80_2500_01	Dolní tyč, válcovaná ocel za tepla, profil: 80 mm
5	ČSN15142.8	IMPORTED_PART	Hřeben s šikmými zuby, profil: 60x30 mm
6	S355JR2	BAR_60_30_2500_02	Tyč ozubeného hřebene, válcová ocel za tepla, profil:
7	S355JR2	SHIM_01	Vymezovací podložka, výpalek tl 16 mm

Tabulka 42 - člen 4 - popis jednotlivých komponent

### 8.1.2 Hmotnost členu 4, určení středu gravitace

Pro kinematické výpočty celkové sestavy je nezbytné znát střed gravitace celé sestavy členu 4. Jelikož se jedná o komplexní sestavu obsahující díly různých tvarů, bylo nerealistické provést výpočet středu gravitace numericky. Dle obrázku 59, je vidět, že požadovaná hodnota byla získána přímo ze CAD CREO. Zjištěná veličina byla využita v předchozích kapitolách pro řešení jednotlivých výpočtů tabulka 43.



Obrázek 59 - LINEAR\_GUIDE\_ASSY\_02.ASM - celková hmota a určení pozice středu gravitace sestavy

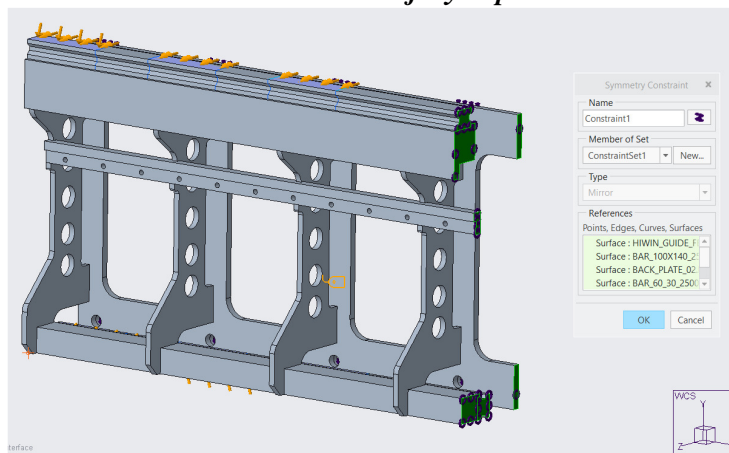
Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
<b>m<sub>4</sub></b>	580	[kg]	Celková hmotnost sestavy
<b>x<sub>4</sub></b>	9.8	[mm]	Souřadnice středu gravitace ve směru x
<b>y<sub>4</sub></b>	55.7	[mm]	Souřadnice středu gravitace ve směru y
<b>z<sub>4</sub></b>	154	[mm]	Souřadnice středu gravitace ve směru z

Tabulka 43 - celková hmotnost a střed gravitace člen 4

### 8.1.3 MKP výpočty člen 4

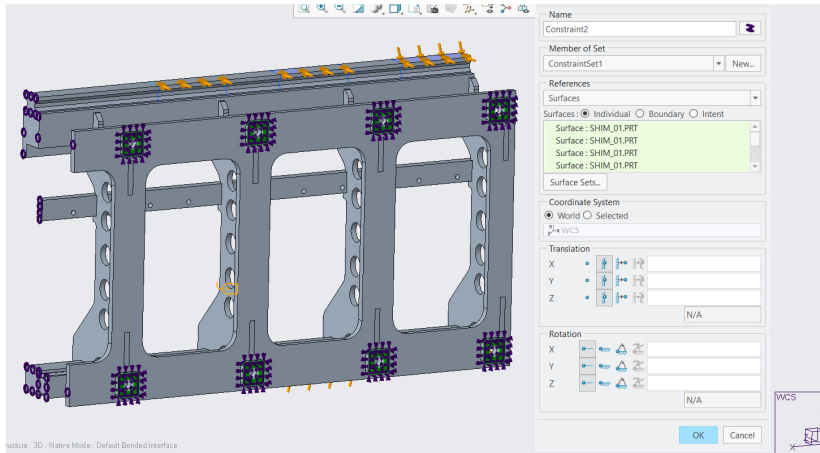
Z důvodu symetrie dílu, byla dedikovaná sestava pro FEM výpočty omezená pouze na úsek, po kterém se pohybuje člen 3 (vozik). Rozdělená část měla definované constrainsy symetrie obrázek 60.

#### 8.1.3.1 Člen 4 – stanovení okrajových podmínek



Obrázek 60 - Definování constrainů v sestavě členu 4

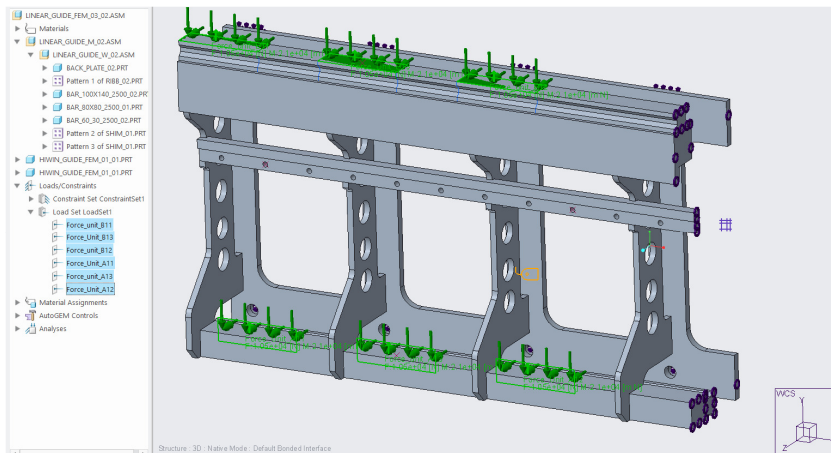
Constrainsy uložení členu 4 na stěně šachty, respektive na BW stavitelných upínkách, byly definovány tak, že posuvné vazby jsou fixní ve všech směrech, rotační vazby jsou volné, obrázek 61. Nejsou uvažována šroubová spojení. Celá sestava je svařenec a je myšlena jako monolit. Volba materiálů je S355JR2.



Obrázek 61 - definice constrainů uložení členu 4

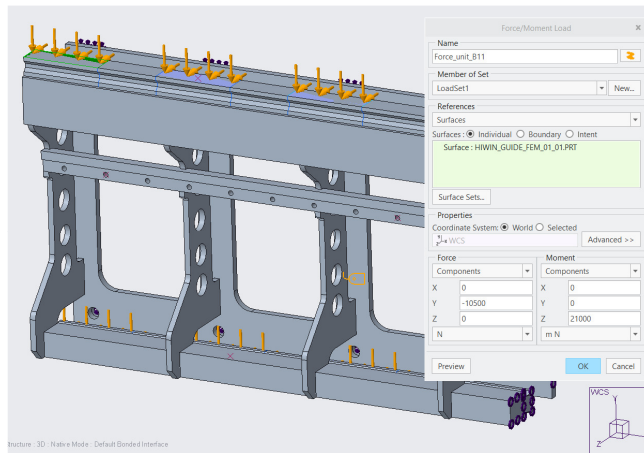
### 8.1.3.2 Člen 4 – definice silového a momentového zatížení

Z kapitoly 7.4.2.3 byly určeny silové reakce a momentové účinky působící v kontaktních místech lineárního vedení. Jednotlivé oblasti zatížení byly vytvořeny pomocí vymodelované 2D plochy v 3D Solid modelu kolejnice lineárního vedení. Velikost plochy odpovídá rozměrům vozíku lineárního vedení viz kapitola 7.5.1.1. Protože spojení členů 3 a 4 je ve výpočtu uvažováno nekonečně tuhé, jsou zatížení rovnoměrně rozdělena mezi celkem 6 vozíků viz obrázek 62 a 63. Jednotlivé plochy jsou označeny dle kapitoly 7.5.1.9.2. Obecně lze jednotlivá zatížení popsat dle tabulky 44.



Obrázek 62 - definice zatížení v místech umístění vozíku lin vedení B11-13 a A11-13 – uvažujeme rovnoměrné zatížení v kontaktních místech



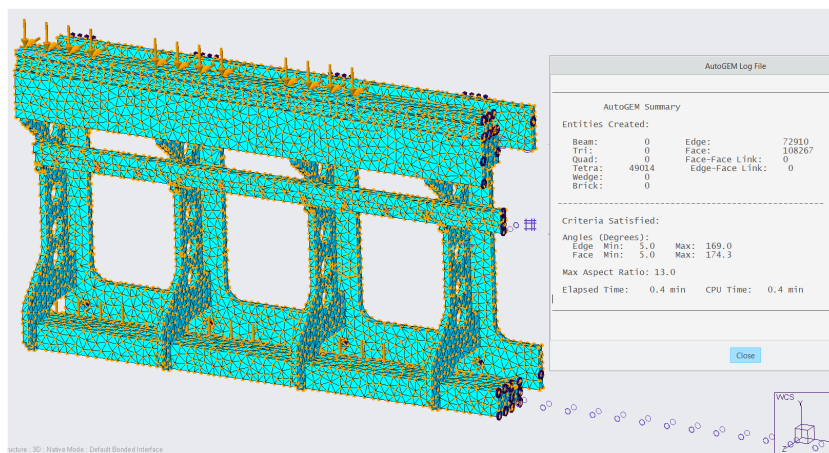


Obrázek 63 - definice zatížení v místě umístění vozíku lin vedení B11 – hodnota zatěžující síly v ose Y a momentu kolem osy Z je 1/3 celkové hodnoty zde působící. viz. kapitola 7.4.2.3

Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
$R_{AY}$	31.5	[kN]	Reakce v místě A ve směru y
$F_{y4}$	-10.5	[kN]	Rovnoměrné zatížení jednoho vozíku lin. vedení
$M_A$	63	[kNm]	Celkový moment působící v bodě A
$M_{A4}$	21	[kNm]	Rovnoměrně rozdělný moment působící v bodě A

Tabulka 44 - člen 4 - definice silových účinků a momentů

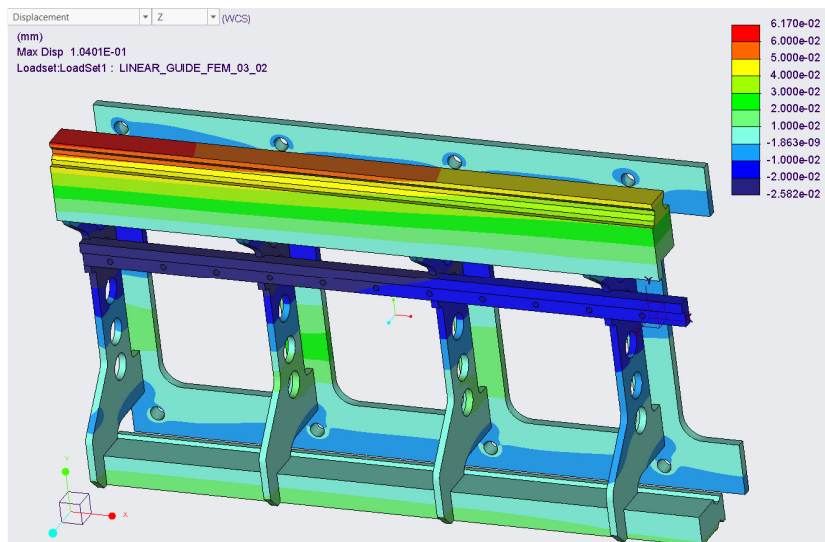
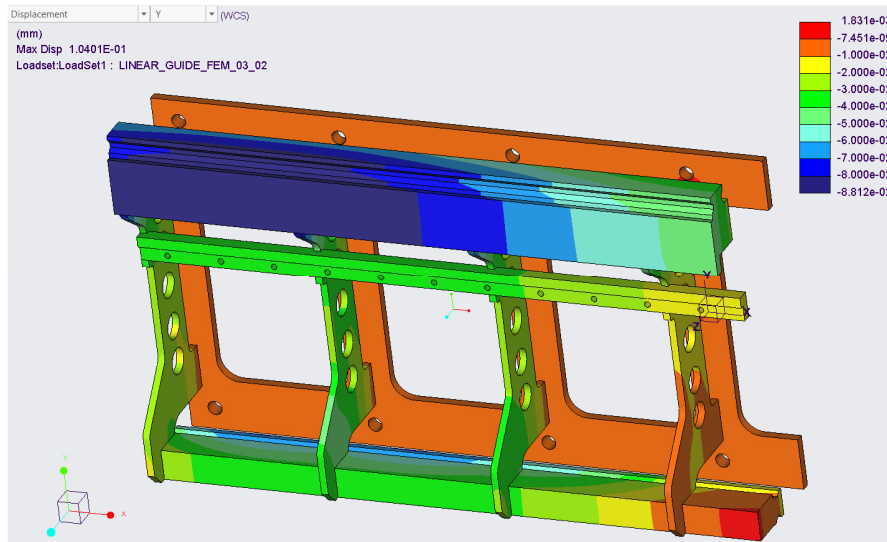
Sít'ování bylo provedeno pomocí Tetra elementů o maximální velikosti 30 mm. Obrázek 69



Obrázek 64 - Vložená síť tetra elementů o maximální velikosti 30 mm – člen 4

### 8.1.3.3 Člen 4 – MKP – vypočtená deformace v osách Y a Z

Výsledkem MKP analýzy byla deformace ve směru Y a Z, kde ve směru Y maximální deformace rámu dosahovala hodnoty -0.09 mm obrázek 70 , ve směru Z+0.07 mm obrázek 70.



Obrázek 65 - MKP členu 4 - deformace ve směru Y a Z

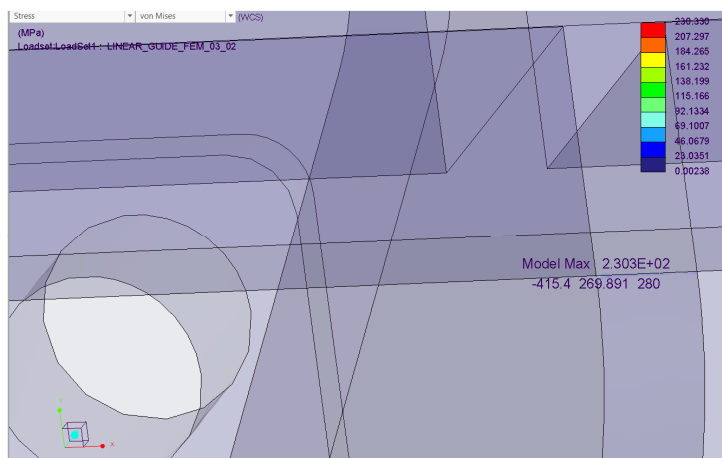
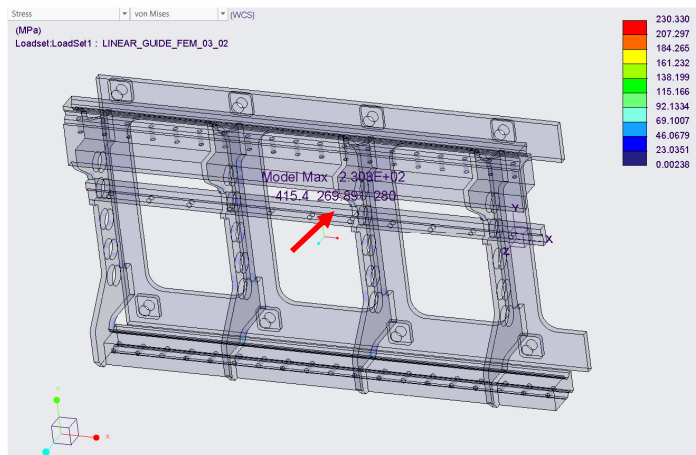
#### 8.1.3.3.1 Člen 4 – určení tuhosti sestavy v ose Y

Směr	Zatížení [kN]	Deformace [mm]	Vypočtená tuhost [kN/mm]
Y	30.5	0.09	339

Tabulka 45 - člen 4 - vypočtená tuhost soustavy na základě znalosti deformace v požadovaném směru a znalosti působící síly

#### 8.1.3.4 Člen 4 – MKP – maximální napětí v soustavě

Maximální napětí Von Mises, vzniká v podpěrách horní tyče – ve svařeném spoji mezi tyčí a žebrem. Detail je patrný z obrázku 66. Napětí zde dosahuje hodnoty až 231 MPa. Protože používáme materiál S355JR2 s  $Re=355$  MPa, minimální požadavek na bezpečnost je 1.25. Pak  $R_{max\_c4}=231$  MPa.  $Re/R_{max\_c4} \rightarrow 355/231=1.53 > 1.25$ . Koncentrátor napětí je zobrazen červenou šipkou. Protože je hodnota pod mezí kluzu materiálu, lze hodnotu zanedbat. Pro případné zvýšení bezpečnosti, by bylo vhodné upravit dosedací plochy. Nutné též podotknout, že spoj s nejvyšší hodnotou napětí je vytvořen pomocí svařování. U reálného dílu nebude koncentrátor napětí realizován s tak ostrými hranami z důvodu okolního roztavení materiálu. Shrnutí výsledků maximálních dovolených napětí je v tabulce 46.



Obrázek 66 - člen 4 - Von Mises – napětí – maximální napětí je viz. šipka

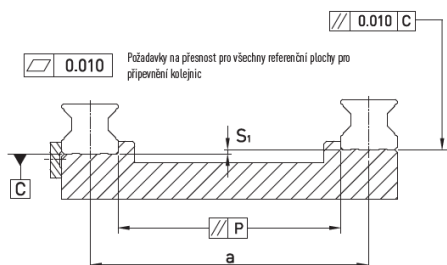
Bezpečnostní koeficient $k_m$	Maximální napětí [MPa]	Použitý materiál sestavy	Mez kluzu Re [MPa]	Bezpečnost vypočtená $k_{v1}$	Podmínka $k_{v1} \geq k_m$
1.25	231	S355JR2	355	1.53	Splněno

Tabulka 46 - člen 4 – pevnostní podmínka určená ze znalosti výsledků MKP analýzy členu 4 a mezi kluzu použitého materiálu sestavy členu 4

### 8.1.3.5 Shrnutí výsledků pro člen 4

Největší význam pro člen 4 je tuhost sestavy, kde z deformace v ose Y o hodnotě 0.09 mm je možné ověřit, zda-li lineární vedení HIWIN RGH 65HA (10), s posuvným vozíky bude při deformaci schopno splnit vypočtenou životnost a únosnost. Obrázek 67 reprezentuje všeobecné požadavky na geometrickou přesnost rovinnosti uložení je v hodnotě 10um. Požadavek je 10x menší než maximální deformace na loži zařízení. Požadavek výrobce bude splněn pouze v nezátíženém stavu.

Je však známo, že výrobci vždy uvádějí mezní podmínky pro splnění tabulkových hodnot komponent. Geometrickou toleranci vs. životnost by bylo možné kompenzovat snížením rychlosti posuvu členu 3 po loži (člen 4). Kapitola 7.5.1.9.2 rovnice 13 popisuje bezpečnostní koeficienty dynamické životnosti. Dle výsledků jsou hodnoty násobně vyšší. Z toho by se dalo usoudit, že při pohybu vozíků valivého vedení by ke kompenzaci mohlo dojít a lineární vozíky by bylo možno provozovat.

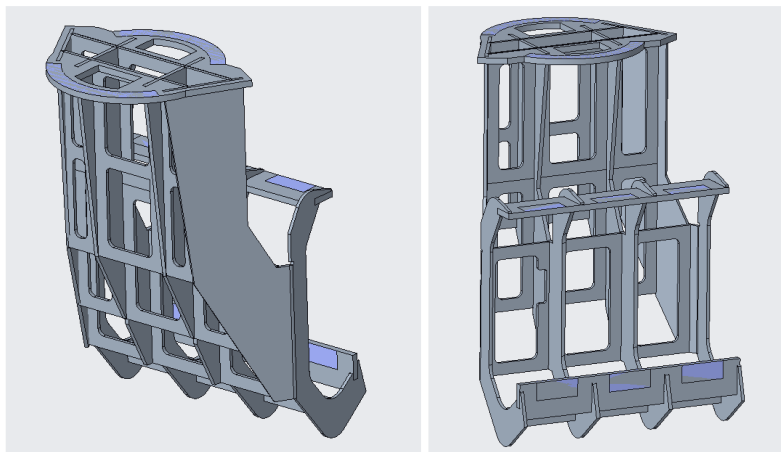


Obrázek 67 - Geometrické tolerance uložení lin. vedení RGH 65HA

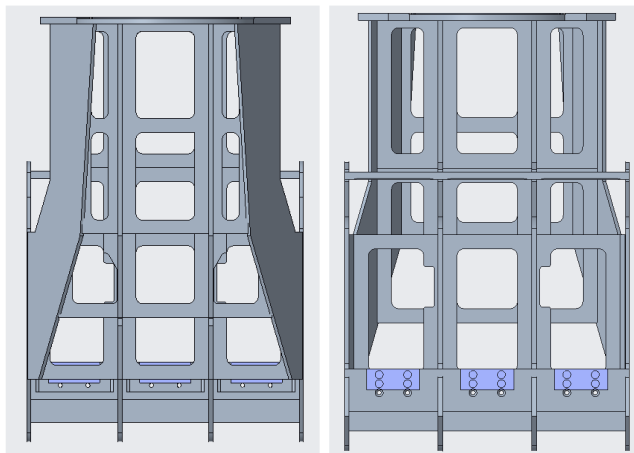
## 8.2 Modelování člen 3 – konzola robotického ramena

### 8.2.1 Modelování sestav W, M a ASSY

Nosný prvek členů 1 a 2, musí zajistit dostatečnou podporu a tuhost sestavy, tak aby docházelo k co nejmenším deformacím. Pohyblivá konzole se bude posouvat po lineárním vedení členu 4, kdy na vrchní části bude umístěno velké axiální ložisko, zabezpečující rotaci členu 2. Do vnitřní části konzoly budou vloženy dva el. pohony, které budou při předepnutí jejich pastorků zajišťovat posuv v ose Z, viz kapitola 7.7.5. Vnitřní prostory budou určeny také pro kabelový management. Vnější části budou opatřeny zakrytím z hliníkového ohraněného plechu. Sestava svařence bude použita pro MKP analýzu. Momentálně je konzola navržena, tak že umožňuje umístění pouze 3 ks valivých elementů. V případě prokázání nízké životnosti, či vyšších sil v uložení bude nutné provést zvýšení celkového počtu domků. To by ovšem též znamenalo úpravu designu. Materiál S355JR2. Základní rozměr 1200x1015x1800 (šxhxv) – obrázek 68, 69

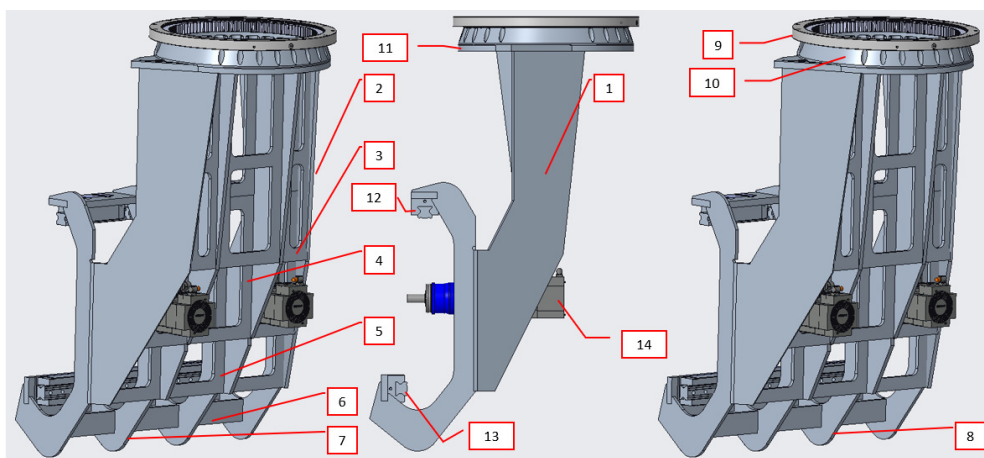


Obrázek 68 – ROBOT\_CART\_W\_01 – svařenec – člen 3



Obrázek 69 - ROBOT\_CART\_M\_01 – Obrobek – člen 3 – přední pohled (vpravo), zadní pohled (vlevo)

Sestava členu 3 je osazena axiálním ložiskem Kaydon viz kapitola 7.6 , a pohony Siemens s převodovkou viz p kapitola 7.7.5 (návrh neuvažuje uložení pohonů ale pouze jejich přibližnou pozici). Důvodem je nutnost znalosti středu gravitace sestavy pro definice kinematiky celkové sestavy).



Obrázek 70 - přední pohled na sestavu členu 3 - kapsy uvnitř sestavy slouží k odlehčení celkové hmoty, tak i zvýšení prostoru pro uložení dalších technologických komponent.

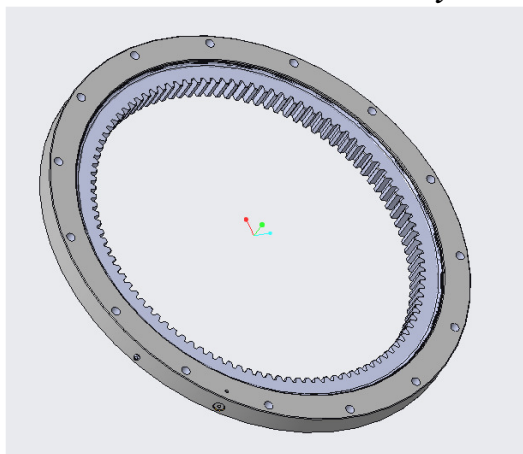
Sestava členu 3, je vyhotovena z polotovarů vyrobených technologií laserového řezání. Jednotlivé díly jsou vyrobeny z materiálu S355JR2, pokud nebude pevnostně vycházet je možné použít materiál C45, nebo dokonce Hardox400. Konstrukce je vytvořena tak aby byla co nejlehčí a relativně méně objemná. Vnitřní prostory musí umožnit uložení eklektických pohonů pro pohyb po lineárním vedení + sensoriku a kabeláž. Popis sestavy členu 3 je patrný z obrázku 70 a tabulky 47

Pozice	Materiál	Označení v modelu	Popis
1	S355JR2	CART_SIDE_PLATE_02	Bočnice hraněná – levá, výpalek tl.: 16 mm
2	S355JR2	CART_SIDE_PLATE_03	Bočnice hraněná – pravá výpalek tl.: 16 mm
3	S355JR2	CART_RIBB_P_PLATE_03	Žebro vnitřní 1 výpalek tl.: 16 mm
4	S355JR2	CART_RIBB_P_PLATE_02	Žebro vnitřní 2 výpalek tl.: 16 mm

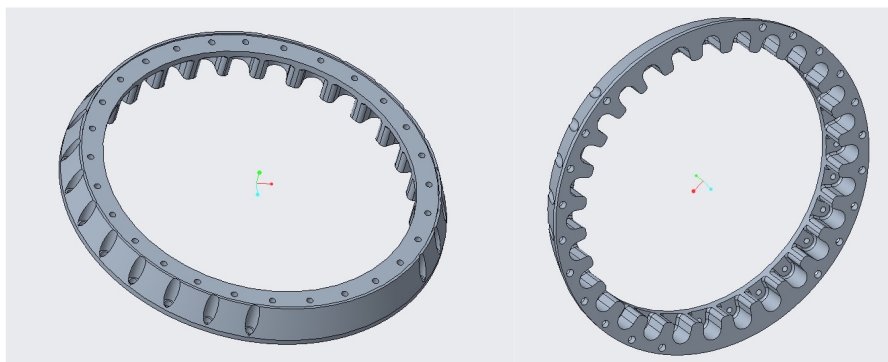
5	S355JR2	CART_RIBB_P_PLATE_01	Žebro vnitřní 3 výpalek tl.:16 mm
6	S355JR2	CART_BASE_PLATE_01	Výztuž vnitřní 1 – výpalek tl.: 30 mm
7	S355JR2	CART_SIDE_PLATE_01	Žebro vnitřní 4 výpalek tl.: 16 mm
8	S355JR2	CART_SIDE_PLATE_01	Žebro vnitřní 4 výpalek tl.: 16 mm
9	Sestava	KAYDON_BEARINGS_HS6-29N1Z_01	Ložisko axiální – HS-29N1Z – Kaydon kapitola 7.6 a 7.5.1.2.1
10	S355JR2	SPACER_BEARING_ARM_01	Distance pro uložení Ložiska pozice 10, obrobek
11	S355JR2	CART_ARM_FLANGE_01	Horní plech, výpalek tl.: 30 mm
12	Sestava	RGH65HA	Lineární vedení HIWIN – RGH 65HA vertikálně ložené kapitola 7.5.1.1
13	Sestava	RGH65HA	Lineární vedení HIWIN – RGH 65HA horizontálně ložené kapitola 7.5.1.1
14	Sestava	DRIVE_3_PART_3_01	Pohon Siemense s převodovkou

Tabulka 47 - Člen 3 - popis sestavy viz. obrázek 75

### 8.2.1.1 Model axiálního ložiska Kaydon



Obrázek 71 - pohled na ložisko HS6-29N1Z s vnitřním ozubením – pohled na stranu s otvory pro spojení s členem č. 2



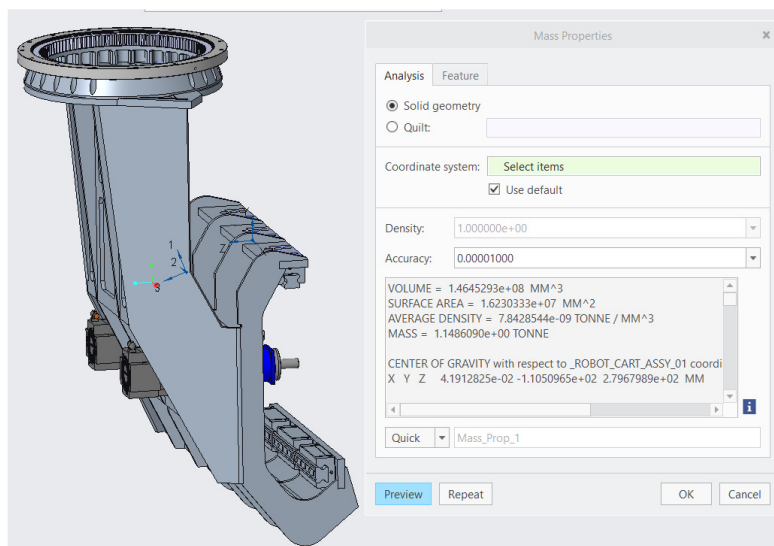
Obrázek 72 - distanční prvek určen pro spojení členů 2 a 3, spolu s ložiskem HS-29N1Z – materiál ČSN 12050

Model sestavy axiálního ložiska obrázek 71 je získána od firmy Kaydon (24). Jako needitovatelný díl je vložen do sestavy členu 3. Distance k propojení axiálního ložiska a obrobene sestavy členu 3 je navržena viz. obrázek 72. Tvar je navržen tak aby bylo možné

polotovary vyříznout plazmatickým paprskem a finální tvar obrábět. Jednotlivé kapsy jsou určeny k zapaštění hlav šroubů M16. Pevnostní výpočet je nezbytný (ale nebude řešen v této DP). Plochy určené ke spojení mezi členem 3 a axiálním ložiskem HS-29N1Z mají požadovanou geometrickou paralelitu, obrázek 71.

### 8.2.2 Hmotnost členu 3, určení středu gravitace

Pro kinematické výpočty celkové sestavy je nezbytné znát střed gravitace členu 3. Jelikož se jedná o komplexní sestavu obsahující díly různých tvarů, bylo nerealistické provést výpočet středu gravitace numericky. Dle obrázku 73, je vidět, že tato hodnota byla získána přímo ze CAD Creo. Hmotnost byla využita v předchozích kapitolách pro řešení jednotlivých výpočtů tabulka 48.



Obrázek 73 - člen 3 - sestava, definice středu gravitace celku

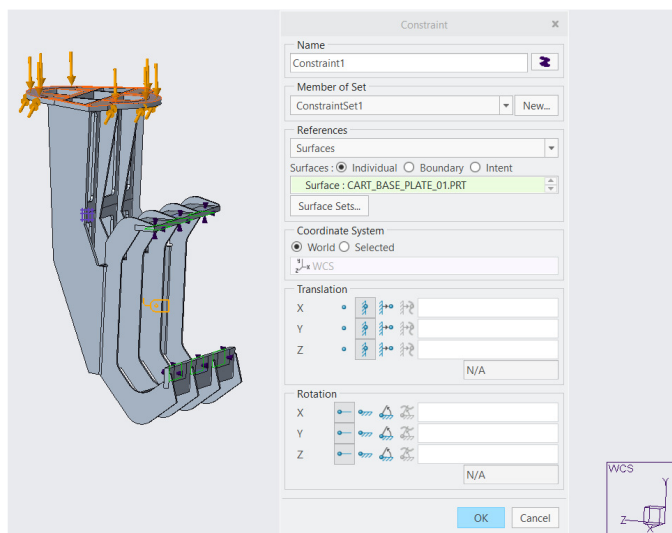
Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
<b>m<sub>3</sub></b>	1149	[kg]	Celková hmotnost sestavy
<b>x<sub>3</sub></b>	0	[mm]	Souřadnice středu gravitace ve směru x
<b>y<sub>3</sub></b>	-111	[mm]	Souřadnice středu gravitace ve směru y
<b>z<sub>3</sub></b>	280	[mm]	Souřadnice středu gravitace ve směru z

Tabulka 48 - celková hmotnost a střed gravitace člen 3

### 8.2.3 MKP výpočty člen 3

#### 8.2.3.1 Člen 3 – stanovení okrajových podmínek

Dle obrázku 74, posuv ve všech směrech je fixní, rotace je volná. Constrains jsou umístěné do 6 pozic upevnění vozíků lineárního vedení. Nejsou uvažována šroubová spojení. Celá sestava je svařenec a je uvažována jako monolit. Volba materiálů je S355JR2, nebo Hardox 400.

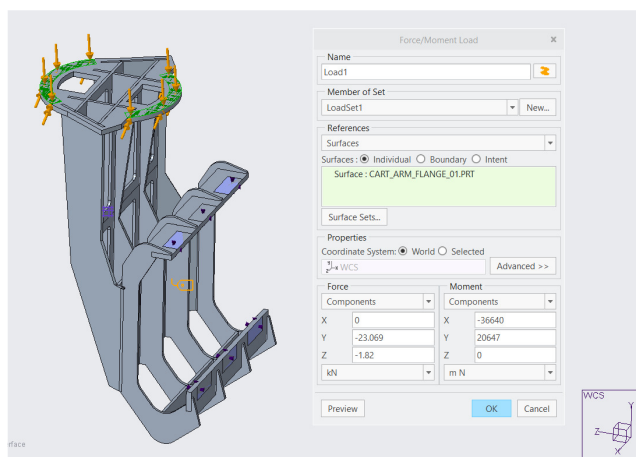


Obrázek 74 - člen 3 - definice constraintů uložení v místech spojení s vozíky lineárního vedení

### 8.2.3.2 Člen 3 – definice silového a momentového zatížení

Silové účinky jsou definovány v místě spojení distance obrázek 75, jejich velikost je vidět v tabulce 49.

Z kapitoly 7.4.2.3 byly určeny silové reakce a momentové účinky působící v kontaktních místech uložení axiálního ložiska. Jednotlivé oblasti zatížení byly vytvořeny pomocí vymodelované 2D plochy v 3D solid modelu dosedací plochy mezičlenu axiálního ložiska. Ve výpočtovém modelu není zahrnut mezičlen. Velikost 2D plochy odpovídá rozměrům mezičlenu. Seznam silových a momentových účinků je vypsán v tabulce



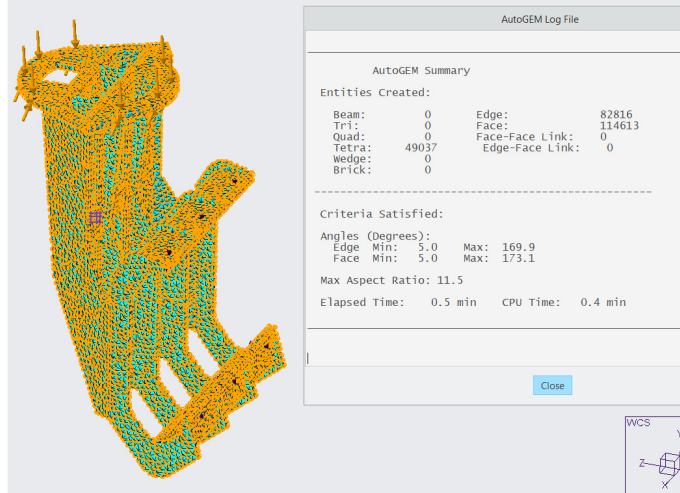
Obrázek 75 -člen 3 - definice jednotlivých silových a momentových účinků na sestavu

Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
$R_{Cy}$	-23.1	[kN]	Reakce v místě C ve směru y
$R_{Cz}$	-1.82	[kN]	Reakce v místě C ve směru z
$M_{Cx}$	-36.64	[kNm]	Celkový moment působící v bodě C – kolem osy X
$M_{Cy}$	20.65	[kNm]	Celkový moment působící v bodě C – kolem osy Y

Tabulka 49 - člen 3 - seznam silových a momentových účinků působících na lože



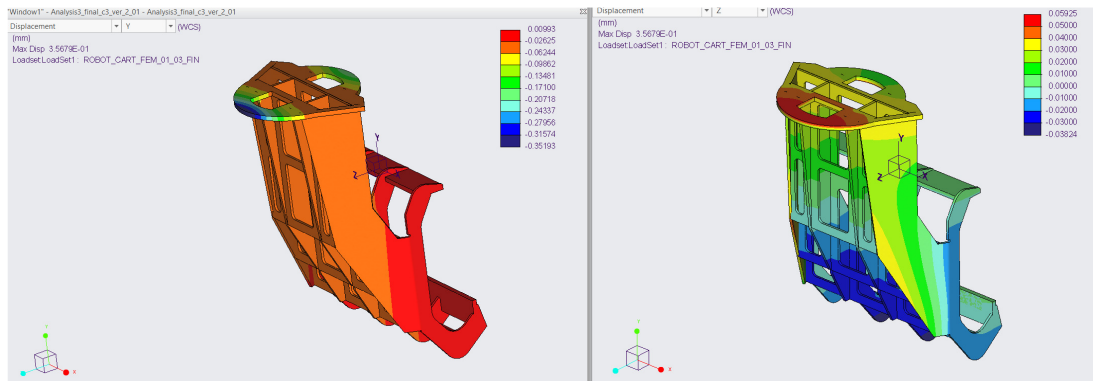
Síťování bylo provedeno pomocí Tetra elementů o maximální velikosti 35 mm obrázek 76.



Obrázek 76 - člen 3 - provedení síťování o max. velikosti 35 mm

### 8.2.3.3 Člen 3 – MKP – vypočtená deformace v osách Y a Z

Výsledkem MKP analýzy byla deformace ve směru Y a Z, kde ve směru Y maximální deformace rámu dosahovala hodnoty -0.352 mm obrázek 76 , ve směru Z-0.06 mm obrázek 77.



Obrázek 77 - člen 3 - deformace v ose Y a Z

#### 8.2.3.3.1 Člen 3 – určení tuhosti sestavy v ose Y

Protože k maximální deformaci dochází v části s nejnižší podporou, kde je známo, že v této části bude umístěn prstenec nesoucí axiální ložisko, lze říct, že tato deformace není platná. Pro výpočet tuhosti budeme volit deformaci mezi oranžově a červeně zbarvenou částí viz. obrázek 77. Rozdíl deformace ve směru Y je 0.06 mm.

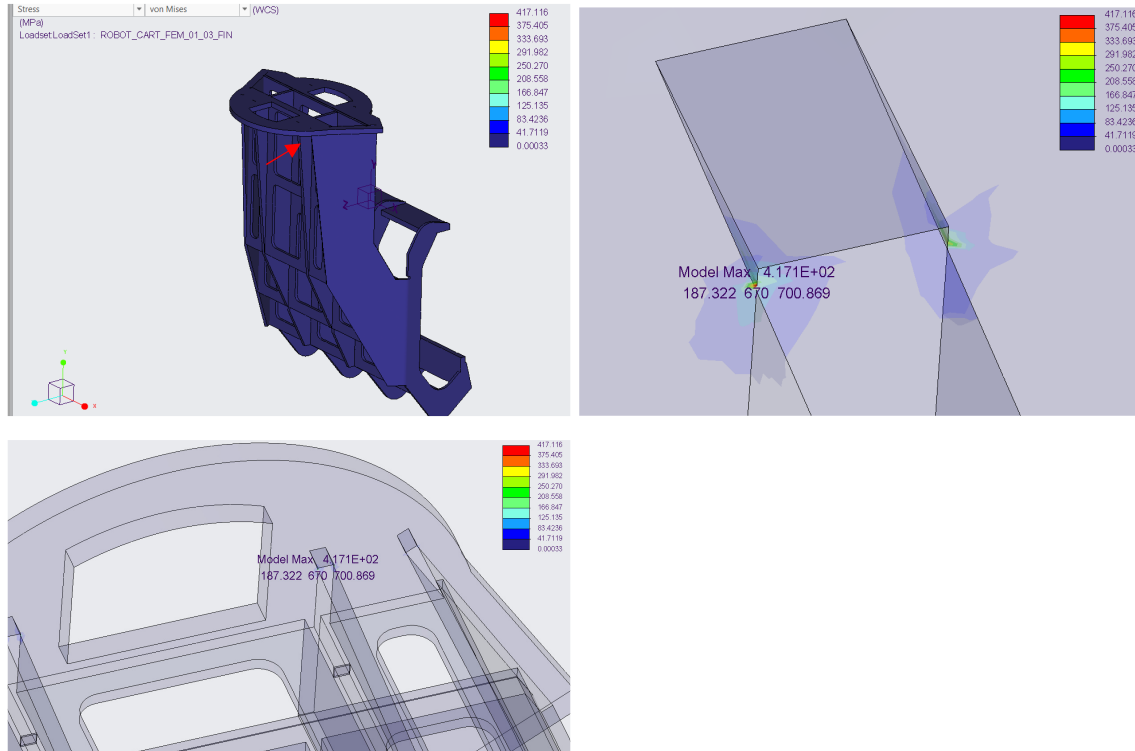
Směr	Zatížení [kN]	Deformace [mm]	Vypočtená tuhost [kN/mm]
Y	23.1	0.06	385

Tabulka 50 - člen 3 - vypočtená tuhost soustavy na základě znalosti deformace v požadovaném směru a znalosti působící síly

#### 8.2.3.4 Člen 3 – MKP – maximální napětí v soustavě

Maximální napětí Von Mises dosahuje hodnoty 417 MPa viz obrázek 78. Použitý materiál S355JR2 dosahuje  $Re=355$  MPa, minimální požadavek na bezpečnost je 1.25. Pak  $R_{max\_c4}=417$  MPa.  $Re/R_{max\_c3} \rightarrow 355/417=0.85 < 1.25$ . Koncentrátor napětí je zobrazen červenou šipkou a příloženými detaily místo s nejvyšším napětím. V kapitole 8.2.3.3 bylo

uvažováno, že maximální deformace pozice 11 viz. tabulka 47 kapitola 8.2.1, je nereálná. Z tohoto tvrzení, lze též tvrdit, že maximální napětí v místě viz. obrázek 78 není pravděpodobné. Následně je možné tedy říct, že se jedná pouze o lokální maximum, které nenastane, tudíž lze tuto maximální hodnotu ignorovat. Shrnutí výsledků maximálních dovolených napětí je v tabulce 51.



Obrázek 78 - Člen 3 - Von Mises napětí s detailem maximálního napětí

Bezpečnostní koeficient $k_m$	Maximální napětí [MPa]	Použitý materiál sestavy	Mez kluzu Re [MPa]	Bezpečnost vypočtená $k_{v1}$	Podmínka $k_{v1} \geq k_m$
1.25	417	S355JR2	355	0.85	Nesplněna

Tabulka 51 - člen 3 – pevnostní podmínka určená ze znalosti výsledků MKP analýzy členu 3 a mezi kluzu použitého materiálu sestavy členu 3

### 8.2.3.5 Shrnutí výsledků pro člen 3

Deformace a maximální napětí dosahují vyšších hodnot, které argumenty byly korigovány. K získání jednoznačných výsledků by bylo zapotřebí provést více MKP analýz, kde by došlo k přidání mezičlenu axiálního ložiska 8.2.1.1. Člen 3 splňuje očekávání. Podmínku použití by bylo nutné provést živostností a zátěžové testy pro ověření funkčnosti v požadované časové periodě.

## 8.3 Člen č. 2 – návrh lineárního vedení robota

### 8.3.1 Modelování sestav W, M a ASSY

Design je koncipován, tak aby bylo dosaženo vysoké tuhosti a nízké hmotnosti. Z kinetického výpočtu bylo zjištěno, že nevhodnější délka dráhy po které se robotické rameno může pohybovat je 2 m. To klade velké nároky na nutnost vhodného návrhu.

Robotické rameno vážící bezmála 1200 kg, a jeho pohyb bude v krajních případech přenášet značné síly a momenty.

Protože hmotnost celého ramena musí být co nejmenší, bylo zvoleno využití technologie svařování polotovarů z odlévané hliníkové slitiny, řezaných vodním paprskem. Tak jako v předchozím případě, je sestava navržena, tak že jednotlivé díly jsou do sebe skládány za využití puzzle systému. Kdy spojení jednotlivých komponent sestavy je provedeno svařováním v ochranné atmosféře. Sestava svařence je označena písmenem W. Svařenec je následně tepelně upraven, ke snížení vnitřního pnutí vyvolaným tepelným ovlivněním při svařování. Po tepelné úpravě je celek obroben, označujeme písmenem M. Materiál využitý pro člen 2 je: SupremEX® 640XA (22), mechanické vlastnosti jsou popsány na obrázku 79.

Physical Properties	Metric
Density	2.90 g/cc

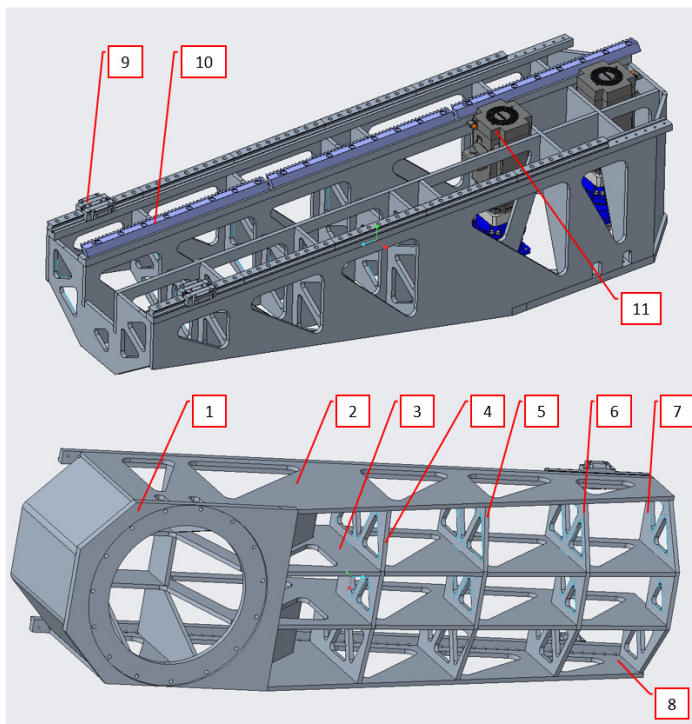
  

Mechanical Properties	Metric
Tensile Strength, Ultimate	470 MPa
Tensile Strength, Yield	350 MPa @Strain >=0.200 %
Elongation at Break	2.0 %
Modulus of Elasticity	140 GPa
Poissons Ratio	0.30
Shear Modulus	53.8 GPa

Obrázek 79 - člen 2 - materiál SupremEX® 640XA (22)

Koncept obsahuje velké množství kapes a vnitřních žeber, které mají za úkol odlehčit celek. Středem sestavy probíhá kanál k uložení kabelového managementu. Vrchní část sestavy má navařené profily, které budou následně využity k uchycení lišt lineárního vedení. Jednotlivé pozice jsou označeny na obrázku 80 a popsány v tabulce 52.

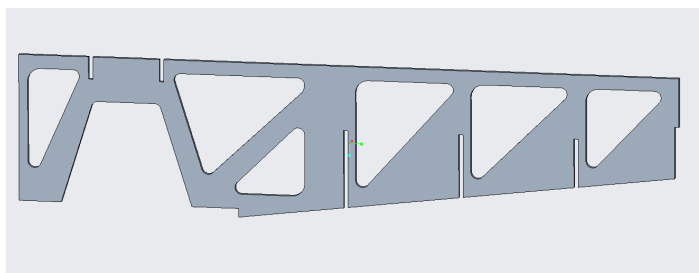
Stavebnicový systém svařence je možné vidět na obrázcích 81 až 84.



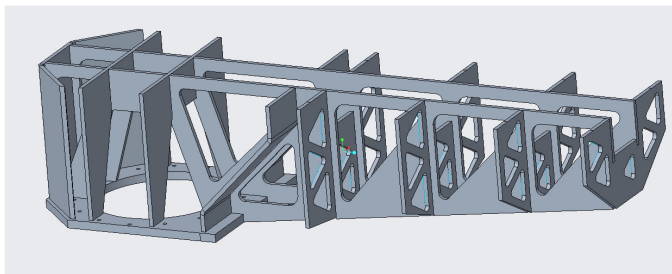
Obrázek 80 - člen 2 – popis sestavy

Poz	Materiál	Označení v modelu	Popis
1	SupremEX® 640XA	FLANGE_BEARING_BASE_01	Základna sestavy –, výpalek tl.: 40 mm
2	SupremEX® 640XA	ROBOT_GUIDE_SIDE_01_01	Bočnice 1– pravá výpalek tl.: 20 mm
3	SupremEX® 640XA	ROBOT_GUIDE_SIDE_01_02	Žebro vnitřní podélné 1 výpalek tl.: 20 mm
4	SupremEX® 640XA	ROBOT_GUIDE_RIBB_01_03	Žebro vnitřní příčné 1 výpalek tl.: 20 mm
5	SupremEX® 640XA	ROBOT_GUIDE_RIBB_01_04	Žebro vnitřní příčné 2 výpalek tl.: 20 mm
6	SupremEX® 640XA	ROBOT_GUIDE_RIBB_01_05	Žebro vnitřní příčné 2 výpalek tl.: 20 mm
7	SupremEX® 640XA	ROBOT_GUIDE_RIBB_01_05	Žebro vnitřní příčné 2 výpalek tl.: 20 mm
8	SupremEX® 640XA	ROBOT_GUIDE_SIDE_01_01	Žebro vnitřní podélné 2 výpalek tl.: 20 mm
9	Sestava	RGW45CC	HIWIN lineární vedení + lišta, RGW45HC (12) kapitola 7.5.1.3
10	Legovaná uhlíková ocel (povrchově kalená)	0604R100C10	Hřeben s šikmými zuby $m=2$ , polotovar (25)
11	Sestava	DRIVE_2_PART_2_01	Siemens 1FT7108-5SF7 (16), viz kapitola 7.7.3

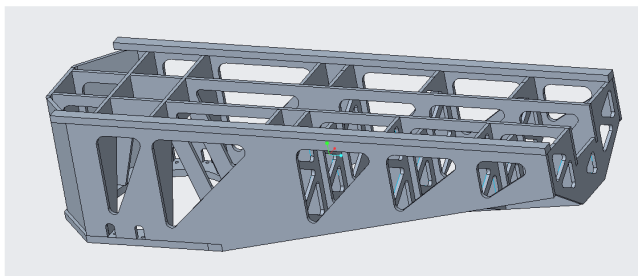
Tabulka 52 - člen 2 - popis sestavy viz. obrázek 79



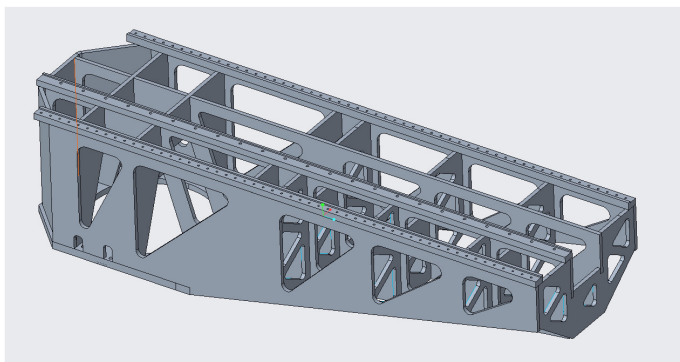
Obrázek 81 - člen 2 - pohled na vnitřní podélné žebro, se systémem puzzle pro zjednodušení sestavy



Obrázek 82 - člen 2 – standardní pohled se zakrytými bočnicemi svařence



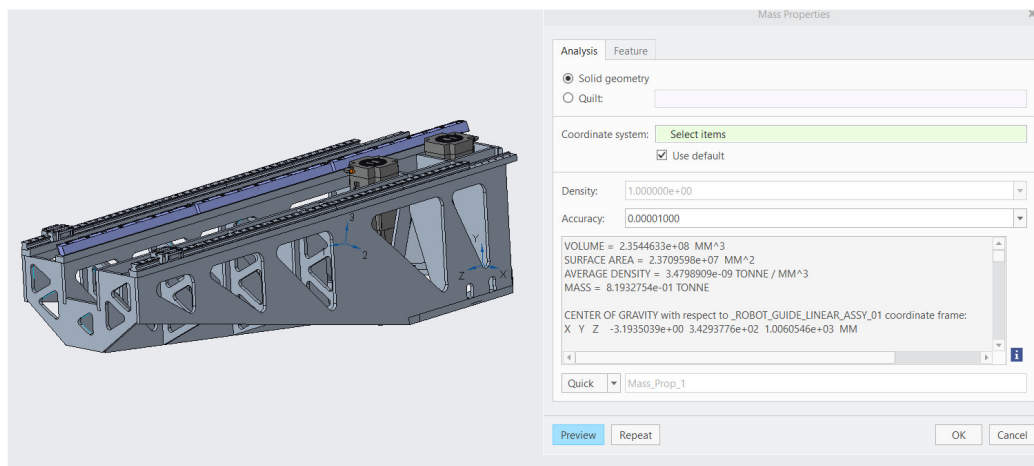
Obrázek 83 - člen 2 - pohled na celkovou sestavu svařence



Obrázek 84 - člen 2 - pohled na horní část ramene pro uložení robota s frézovanými plochými pro uložení lineárního vedení HIWIN

### 8.3.2 Hmoty členu 2, určení středu gravitace

Pro kinematické výpočty celkové sestavy je nezbytné znát střed gravitace členu 2. Jelikož se jedná o komplexní sestavu obsahující díly různých tvarů, bylo nerealistické provést výpočet středu gravitace numericky. Dle obrázku 85, je vidět, že tato hodnota byla získána přímo ze CAD Creo. Veličina byla využita v předchozích kapitolách pro řešení jednotlivých výpočtů tabulka 53.



Obrázek 85 - člen 2 - pozice středu gravitace a hmotnost sestavy

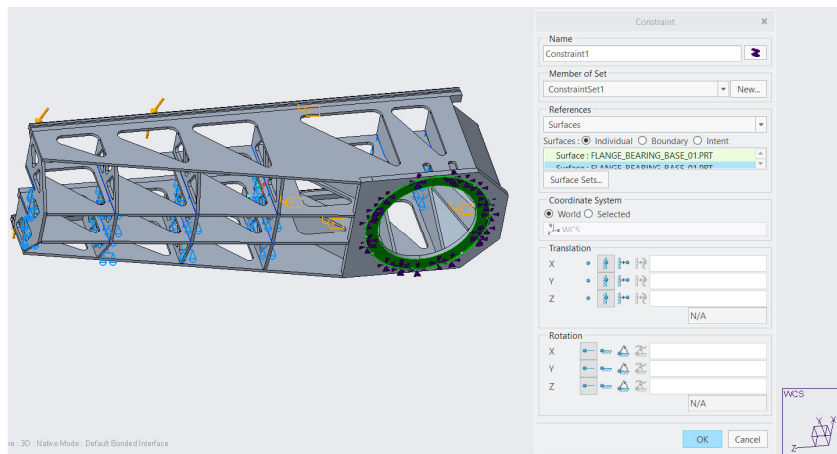
Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
<b>m<sub>2</sub></b>	819	[kg]	Celková hmotnost sestavy
<b>x<sub>2</sub></b>	-3	[mm]	Souřadnice středu gravitace ve směru x
<b>y<sub>2</sub></b>	343	[mm]	Souřadnice středu gravitace ve směru y
<b>z<sub>2</sub></b>	101	[mm]	Souřadnice středu gravitace ve směru z

Tabulka 53 - celková hmotnost a střed gravitace člen 2

### 8.3.3 MKP výpočet člen č. 2

#### 8.3.3.1 Člen 2 – stanovení okrajových podmínek

Volba okrajových podmínek členu 2 je vyznačena na obrázku 86. Vnitřní osazení na základní dece, určené ke spojení vnějšího osazení axiálního ložiska s členem 2. Posuv v osách x, y, z je zakázán, je povolena pouze rotace.

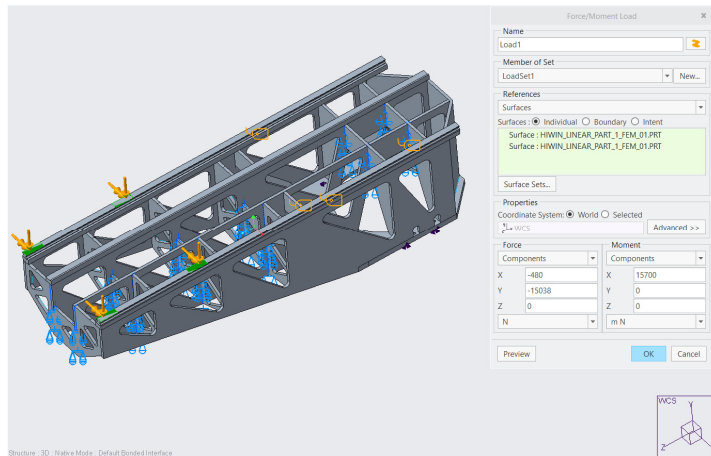


Obrázek 86 - definice constrainů členu 2

#### 8.3.3.2 Člen 2 – definice silového a momentového zatížení

Definice zatížení členu 2, je možno vidět z obrázku 86. Pro simulaci zatížení přenášeného reakcí od vozíků lineárního vedení, bylo pomocí implementování 2D ploch v místech kontaktu mezi vozíkem a lištou lineárního vedení. Velikost silových a momentových účinků je zřejmá z obrázku 87 a tabulky 54. Volba materiálu sestavy viz. tabulka 52 kapitola 8.3.1, s vědomostí, že materiál lišt lineárního vedení je volen

vysokolegovaná kalená ocel. Hodnoty sil a momentů vypsanych v tabulce 54 jsou získané na základě kinematických výpočtů kapitola 7.4.2.2

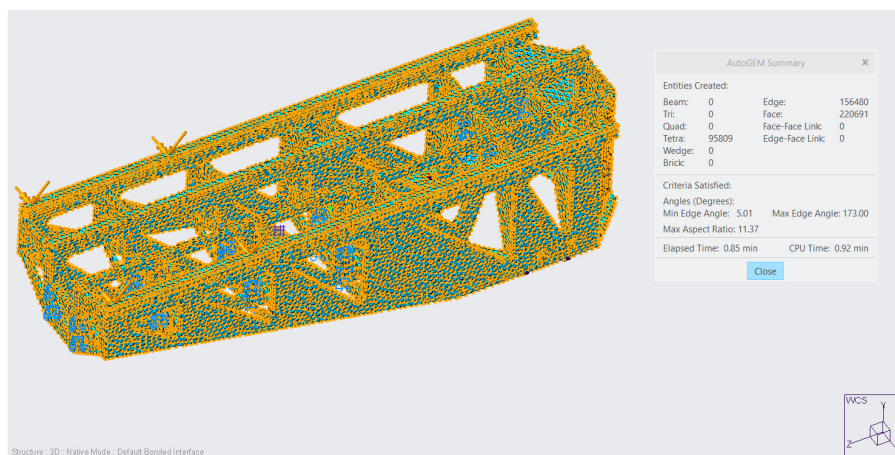


Obrázek 87 - definice zatížení členu 2

Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
$R_{Dy}$	-15.1	[kN]	Reakce v místě D ve směru y
$F_{y2}$	-3.75	[kN]	Rovnoměrné zatížení jednoho vozíku lin. vedení
$R_{Dx}$	0.48	[kN]	Reakce v místě D ve směru x
$F_{x2}$	0.12	[kN]	Rovnoměrné zatížení jednoho vozíku lin. vedení
$M_D$	15.7	[kNm]	Celkový moment působící v bodě D
$M_{D4}$	3.93	[kNm]	Rovnoměrně rozdělný moment působící v bodě D

Tabulka 54 - člen 2 - seznam silových a momentových účinků působících na lože

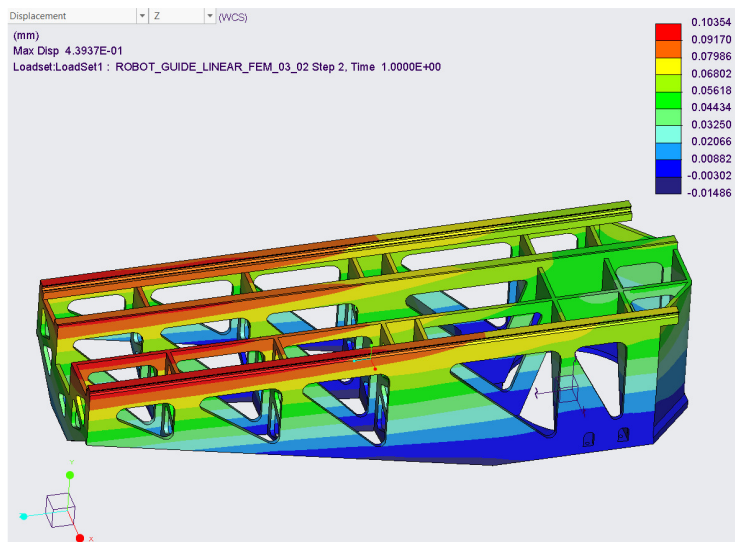
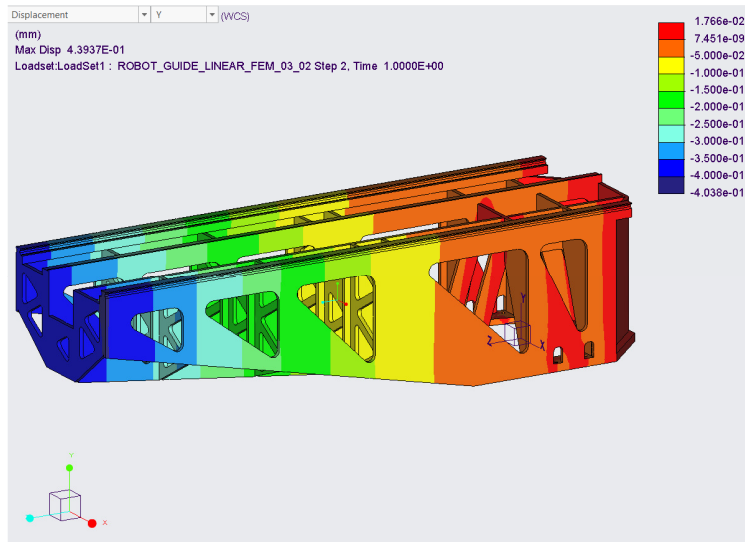
Sít'ování bylo provedeno pomocí Tetra elementů o maximální velikosti 35 mm. Obrázek 88



Obrázek 88 - Člen 2 – síť tetra elementů o velikosti 35 mm, využití při MKP výpočtech

### 8.3.3.3 Člen 2 – MKP – vypočtená deformace v osách Y a Z

Výsledkem MKP analýzy byla deformace ve směru Y a Z, kde ve směru Y maximální deformace rámu je v rozmezí hodnot +0,017/ -0.4 mm, ve směru Z +0.103/-0,014 mm obrázek 89 a shrnutí je v tabulce 55.



Obrázek 89 - MKP členu 2 - deformace ve směru Y a Z

#### 8.3.3.3.1 Člen 2 – určení tuhosti sestavy v ose Y

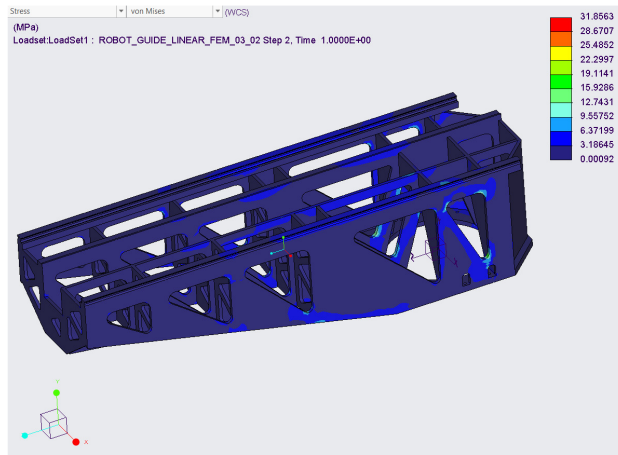
Směr	Zatížení [kN]	Deformace [mm]	Vypočtená tuhost [kN/mm]
Y	15.1	0.4	37.75

Tabulka 55 - člen 2 - vypočtená tuhost soustavy na základě znalosti deformace v požadovaném směru a znalosti působící síly

#### 8.3.3.4 Člen 2 – MKP – maximální napětí v soustavě

Maximální napětí Von Mises má hodnotu 32 MPa, průběh napětí je viditelný z obrázku 90. Protože používáme materiál SupremEX® 640XA s  $Re=350$  MPa, minimální požadavek na bezpečnost je 1.25. Pak  $R_{max\_c2}=32$  MPa.  $Re/R_{max\_c2} \rightarrow 355/32=11 > 1.25$ . Protože hodnota je hluboce pod mezí kluzu, lze hodnotu zanedbat. Shrnutí výsledků maximálních dovolených napětí je v tabulce 56.





Obrázek 90 - Člen 2 - napětí uvnitř rámu – Von-Mises

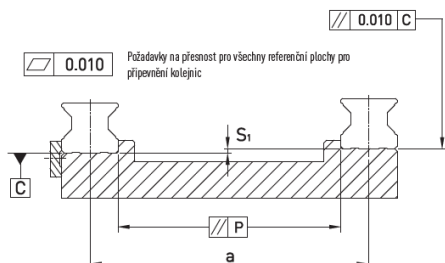
Bezpečnostní koeficient $k_m$	Maximální napětí [MPa]	Použitý materiál sestavy	Mez kluzu $R_e$ [MPa]	Bezpečnost vypočtená $k_{v1}$	Podmínka $k_{v1} \geq k_m$
1.25	32	SupremEX® 640XA	350	11	Splněno

Tabulka 56 - Člen 2 – pevnostní podmínka určená ze znalosti výsledků MKP analýzy členu 2 a mezi kluzu použitého materiálu sestavy členu 2

### 8.3.3.5 Shrnutí výsledků pro člen 2

Největší význam pro člen 2 je tuhost sestavy, kde z deformace v ose Y o hodnotě 0.4 mm je možné ověřit, zdali lineární vedení HIWIN RGW45HC (12) kapitola 7.5.1.3 s posuvným vozíky bude při deformaci schopno splnit vypočtenou životnost a únosnost. Obrázek 91 reprezentuje všeobecné požadavky na geometrickou přesnost rovinnost uložení je v hodnotě 10um. Požadavek je 40x menší než maximální deformace na loži zařízení. Požadavek výrobce bude splněn pouze v nezátíženém stavu.

Je však známo, že výrobci vždy uvádějí velmi kritériální podmínky pro splnění tabulkových hodnot komponent. Geometrickou toleranci vs. životnost by bylo možné kompenzovat snížením rychlosti posuvu členu 1 po loži (člen 2). Kapitola 7.5.1.9.1 rovnice 12 popisuje bezpečnostní koeficienty dynamické životnosti. Dle výsledků jsou hodnoty násobně vyšší (někdy v řádech desítek). Tím by se dalo usoudit, že při pohybu vozíků valivého vedení by ke kompenzaci mohlo dojít a lineární vozíky by bylo možno provozovat.



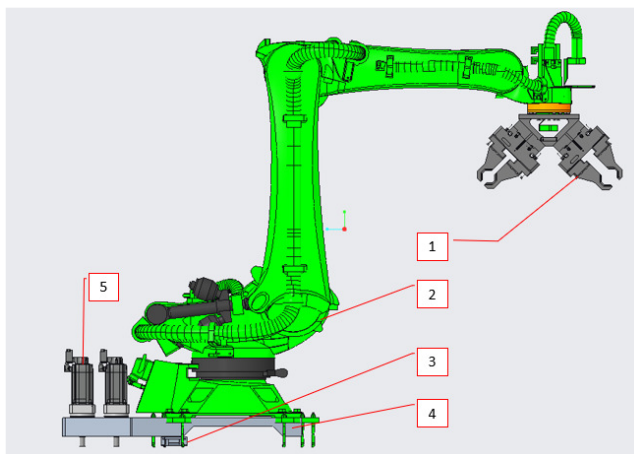
Obrázek 91 - Geometrické tolerance uložení lin. vedení RGH 65HA

## 8.4 Modelování členu 1 – robot a vozík

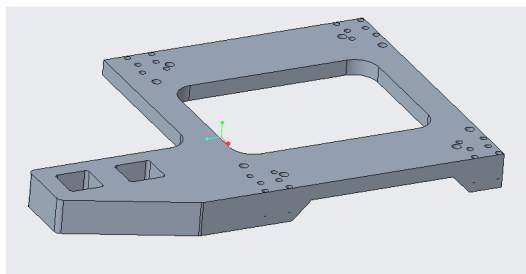
Z finálních 4 typů robotů dle kapitoly 6.1.6 tabulka 14 bylo pro modelování zvoleno rameno s označením KUKA KR120R3100-2F. Tato podsestava není počítána v MKP. Výpočty provedené pro člen 1 jsou: návrh pohonů viz kapitola 7.7.1 a ověření únosnosti a životnosti valivých elementů 7.5.1.3. Základní parametry sestavy jsou navrženy obecně.

### 8.4.1 Modelování sestavy ASSY

Robotická paže je umístěna na pohyblivé platformě, který má na spodní straně umístěné vozíky lineárního vedení viz. obrázek 93. Tento celek je poháněn dvěma pohonnými jednotkami od firmy siemens a umístěných spolu s robotickým ramenem na vozík viz obrázek 92. Pohyb sestavy členu 1 je řešen po lineárním vedení členu 2. Obrázek 92 a Tabulka 57 popisují základní prvky členu 1.



Obrázek 92 - Člen 1 - popis zařízení



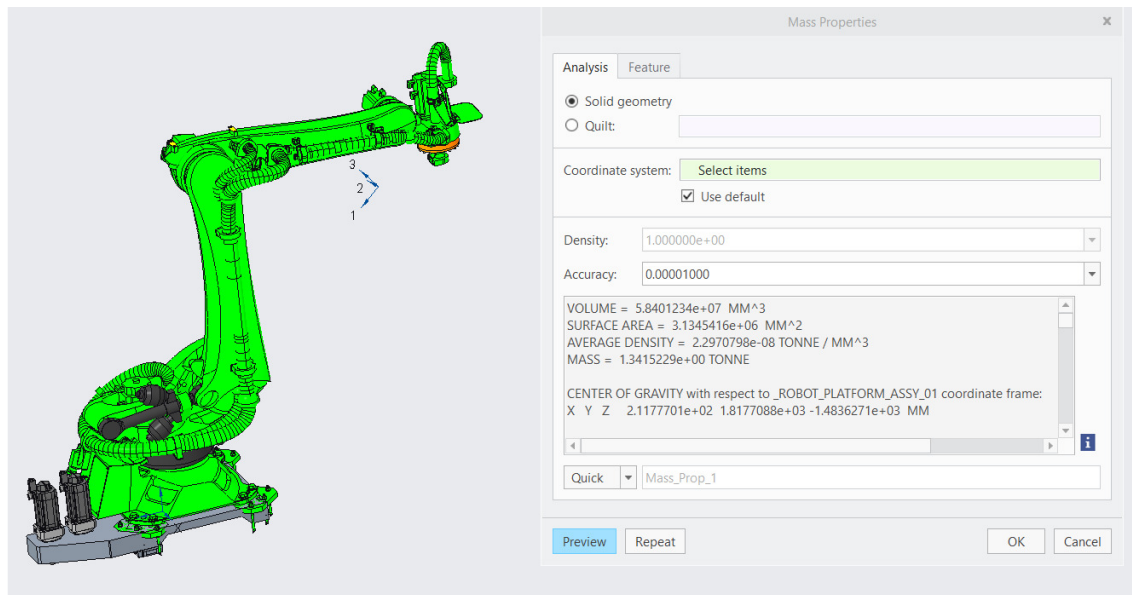
Obrázek 93 - Člen 1 - poz. 4 - platforma robota

Poz	Materiál	Označení v modelu	Popis
1	Sestava	CHAPAC	Chapač – výrobce ŠMT a.s.
2	Sestava	KR120_KR180_KR240_3200_PA	Robotické rameno KUKA KR120R3100-2F (26)
3	Sestava	RGW45HC	Vozík lineárního vedení HIWIN RGW45HC (12) kapitola 7.5.1.3
4	AlMgSi1	ROBOT_PLATFORM_BASE_01_01	Platforma robotického ramene RK6-29N1Z – kapitola 7.5.1.2.1
5	Sestava	DRIVE_2_PART_2_01	Pohon Siemens 1FT7068-5AF7 (14) kapitola 7.7.1

Tabulka 57 - Člen 1 - popis sestavy viz. obrázek 92

## 8.4.2 Hmotu členu 1, určení středu gravitace

Pro kinematické výpočty celkové sestavy je nezbytné znát střed gravitace členu 1. Jelikož se jedná o komplexní sestavu obsahující díly různých tvarů, bylo nerealistické provést výpočet středu gravitace numericky. Dle obrázku 94, je vidět, že tato hodnota byla získána přímo ze CAD Creo. Veličina byla využita v předchozích kapitolách pro řešení jednotlivých výpočtů tabulka 58.



Obrázek 94 - člen 1 - pozice středu gravitace a hmotnost sestavy

Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
$m_1$	1341	[kg]	Celková hmotnost sestavy
$x_1^*$	212	[mm]	Souřadnice středu gravitace ve směru x
$y_1^*$	1817	[mm]	Souřadnice středu gravitace ve směru y
$z_1^*$	-1483	[mm]	Souřadnice středu gravitace ve směru z

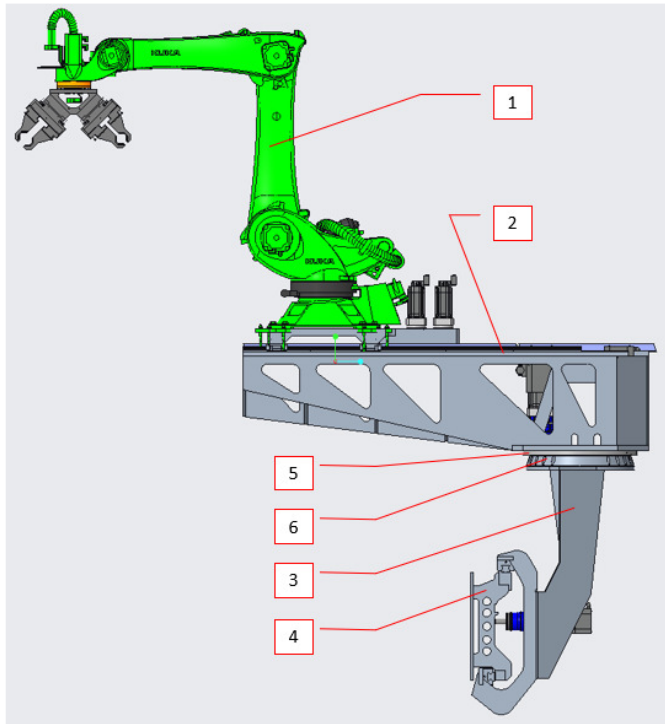
Tabulka 58 - celková hmotnost a střed gravitace člen 1

(\*pro kinematické výpočty viz. kapitola 7.1 byly hodnoty upraveny na základě odhadu rozložení hmoty. Důvodem bylo, že model použitý v Creo je pouhý export ze souboru .STEP, který je v plochách. Hmotu sestavy byla zadána manuálně a souřadnice středu gravitace jsou generovány právě k modelu z ploch. Protože neznáme objemy jednotlivých komponent robotického ramene KUKA, nelze využít generované souřadnice).

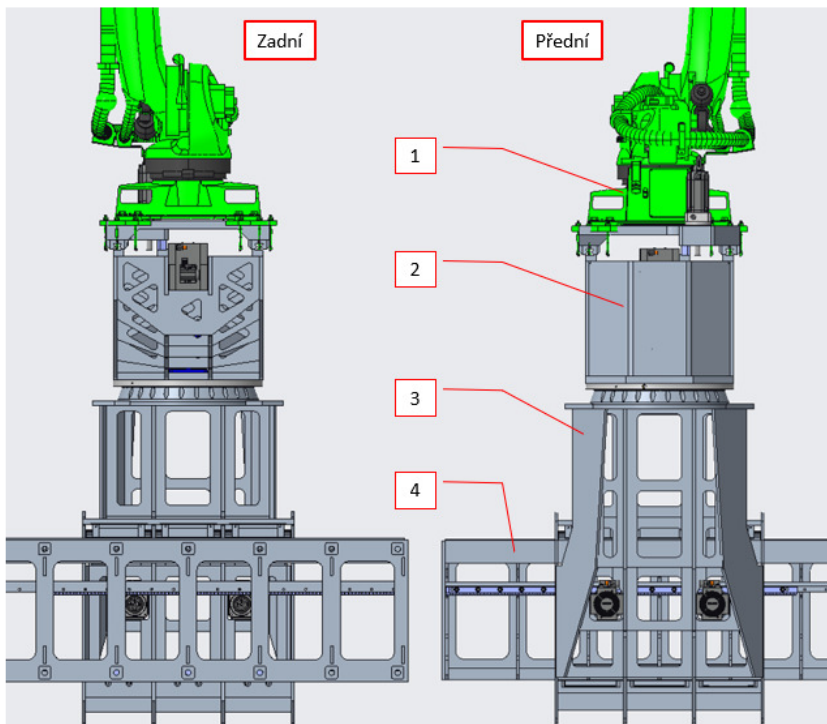
## 8.5 Celková sestava členů 1–4

### 8.5.1 Modelování sestavy ASSY

Sestavením členů 1 až 4 získáme zařízení určené pro robotickou výměnu nástrojů stroje HCW2. Základní popis sestavy je na obrázcích 95 a 96, rovněž v tabulce 59. MKP nebude o celkové sestavy řešeno. Pro bezpečné uložení sestavy budou též počítány kotevní prvky sestavy. Podrobné popsání sestavy je v technické dokumentaci viz. kapitola 9.



Obrázek 95 - Celková sestava – boční pohled – stav 4, viz. 7.3.4



Obrázek 96 – Celková sestava – zadní a přední pohled – stav 4, viz. 7.3.4

Poz	Materiál	Označení v modelu	Popis
1	Člen 1	ROBOT_PLATFORM_ASSY	Robotické rameno s KUKA KR120R3100-2F (26) – kapitola 8.4
2	Člen 2	ROBOT_GUIDE_LINEAR_ASSY_01	Rameno robota – kapitola 8.3
3	Člen 3	ROBOT_CART_ASSY_01	Konzole ramene robota, kapitola 8.2
4	Člen 4	LINEAR_GUIDE_ASSY_02	Lineární vedení konzole ramene robota, kapitola 8.1
5	Sestava	KAYDON_BEARINGS_HS6-29N1Z_01	Axiální ložisko Kaydon - RK6-29N1Z, kapitola 7.5.1.2.1
6	S355JR2	SPACER_BEARINGS_ARM_01	Distanční prvek ložiska ax. Poz. 5 -kapitola 8.2.1.1

Tabulka 59 - Člen 1 - popis sestavy viz. obrázek 95 a 96

### 8.5.2 Celková hmotnost sestavy členů 1–4

Pro celkovou hmotnost zařízení budeme uvažovat s 5 kusy členů 4, kdy celková délka sestavy bude dosahovat 12.5 m. Výpočet je proveden součtem hmotnosti členů 1–4 viz. tabulka 60.

Veličina	Hodnota [kg]	Počet [ks]	Celkem hmota [kg]	Popis
$m_1$	1341	1	1341	Hmotnost členu 1
$m_2$	819	1	819	Hmotnost členu 2
$m_3$	1149	1	1149	Hmotnost členu 3
$m_4$	580	5	2900	Hmotnost členu 4
<b>Celkem</b>	<b>3900*</b>		<b>6209**</b>	*pro 1 ks členu 4 **pro 5 ks členu 4

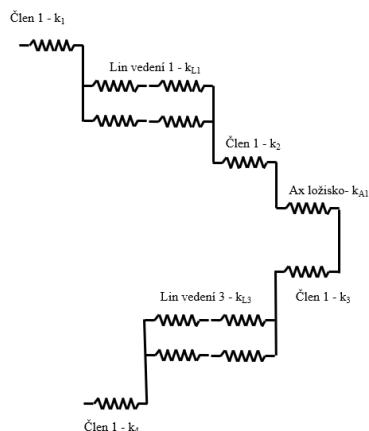
Tabulka 60 - celková hmotnost sestavy členů 1–4

### 8.5.3 Celková sestava – určení celkové tuhosti v ose Y

Celková tuhost sestavy členů 1–4 je provedena výpočtem sériově zapojených pružin. Jednotlivé pružiny (členy sestavy) mají již pomocí MKP vypočtenou tuhost. Pro přesnější vyjádření tuhosti celkové sestavy je též nutné definovat tuhosti lineárních vedení a axiálního ložiska. Tuhost robotického ramene není brána v úvahu. Tabulka 61 obsahuje seznam tuhostí jednotlivých tuhostí komponent sestavy. Celková tuhost sestavy je počítána jako paralelně-sériově zapojení pružin obrázek 97 a je daná rovnicí 17 (9).

Díl	Popis	Směr	Zatížení [kN]	Deformace [mm]	Vypočtená (daná) tuhost [kN/mm]
Člen 4, k <sub>4</sub>	Lineární vedení konzole ramene robota, kapitola 8.1	Y	30.5	0.09	339
Člen 3, k <sub>3</sub>	Konzole ramene robota, kapitola 8.2	Y	23.1	0.06	385
Člen 2, k <sub>2</sub>	Rameno robota – kapitola 8.3	Y	15.1	0.4	37.75
Člen 1, k <sub>1</sub>	Neuvažujeme	Y	-	-	-
Ax. Ložisko k <sub>A1</sub>	Kaydon - RK6-29N1Z, kapitola 7.5.1.2.1	Y	-	-	1500*
Lin. Vedení, k <sub>L1</sub>	HIWIN RGW45HC (27), kapitola 7.5.1.3	Y	-	-	1845
Lin. Vedení, k <sub>L3</sub>	HIWIN-RGH 65HA(27) ložené kapitola 7.5.1.1	Y			2931
<b>Celkem</b>	Pro sériové zapojení pružiny				29.773

Tabulka 61 - tabulka tuhostí položek celkové sestavy viz. obrázek 95/96/97 (\*tuhost axiálního ložiska je odhadnuta, nebylo možno nalézt hodnotu v technické specifikaci produktu)



Obrázek 97 - uspořádání pružin pro výpočet celkové tuhosti sestavy

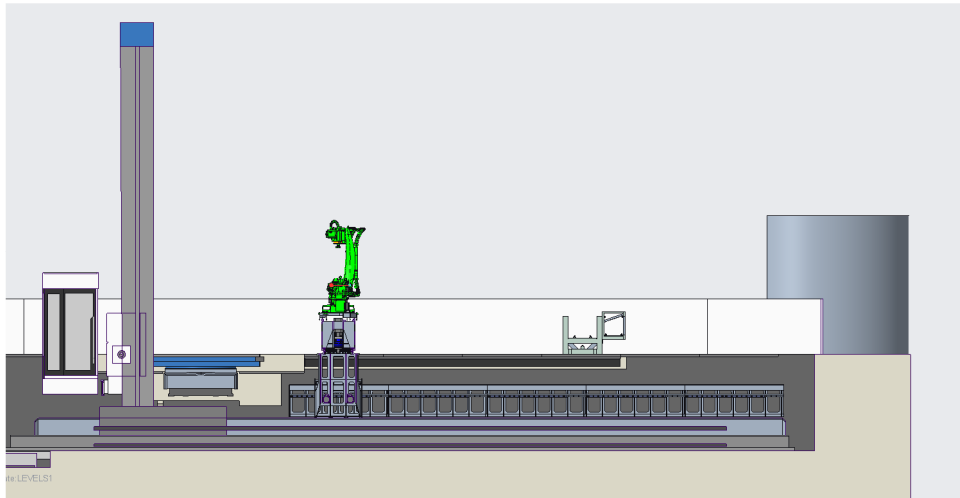
Rovnice 17 - výpočet celkové tuhosti sestavy (9)

$$k_c := \frac{1}{\left(\frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \frac{1}{k_4} + \frac{1}{k_{A1}} + \frac{1}{k_{L1}} + \frac{1}{k_{L3}}\right)} = 29.773 \frac{kN}{mm}$$

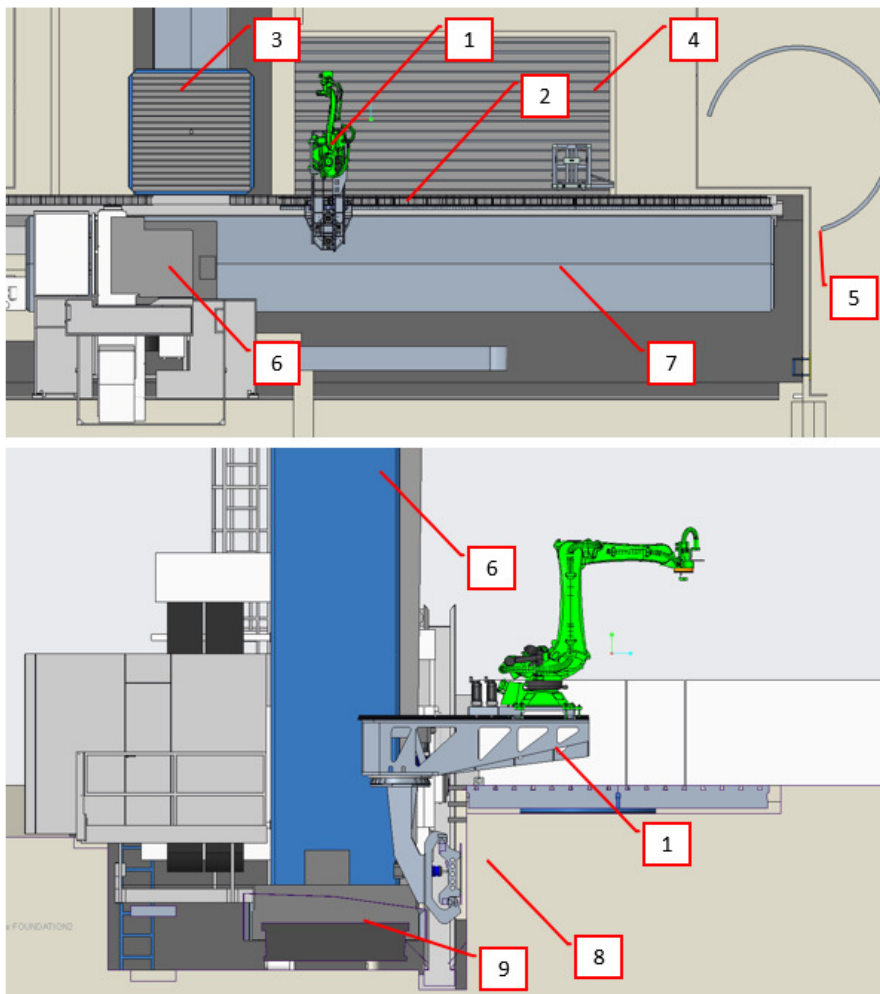
## 8.6 Zařízení pro robotickou výměnu nástroje – uložení v sestavě HCW 2

Výše navržené zařízení je vloženo do šachty HCW2. Umístění je vidět na obrázcích 98, 99 a 100. Popis sestavy je uveden v tabulce 62. Zařízení musí být upevněno v šachtě stroje pomocí speciálních upínek. Protože požadavky na rovinnost jsou v 10 um a rovnoběžnost 30

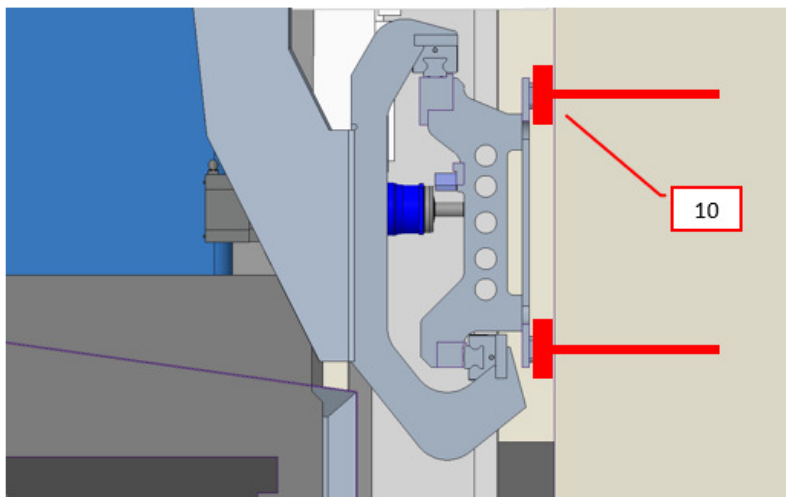
um, je nutno použít stavitelné uložení, tak aby bylo možné požadované geometrické přesnosti dosáhnout viz. kapitola 8.7



Obrázek 98 - pohled na HCW2 ze strany vřetena. Rameno uložení robota je natočeno nad lože HCW2



Obrázek 99 - Zařízení pro robotickou výměnu nástroje uložený v šachtě HCW2



Obrázek 100 – Detailní pohled na uložení členu 4 na vnější hraně šachty stroje HCW2. Návrh šroubového spojení mezi zařízením a šachtou viz. kapitola

Poz	Materiál	Označení v modelu	Popis
1	Sestava		Výměna nástrojů s pojízdným robotem kapitola 8.5
2	Člen 4		Lineární vedení konzole ramene robota, kapitola 8.1
3	Sestava		Hlavní pracovní stůl HCW2
4	Sestava		Vedlejší pracovní stůl HCW2
5	Sestava		Zásobník nástrojů
6	Sestava		Sloup HCW2
7	Sestava		Zakrytování lože HCW2
8	Beton		Základy stroje HCW2
9	Sestava		Lože HCW2
10	Sestava		BV upínka zařízení M30

Tabulka 62 - Výměna nástrojů s pojízdným robotem - popis sestavy viz. obrázek 98, 99 a 100

## 8.7 Návrh uložení sestavy na stěnu šachty -

### 8.7.1 Uložení členu 4 na stěnu šachty HCW2

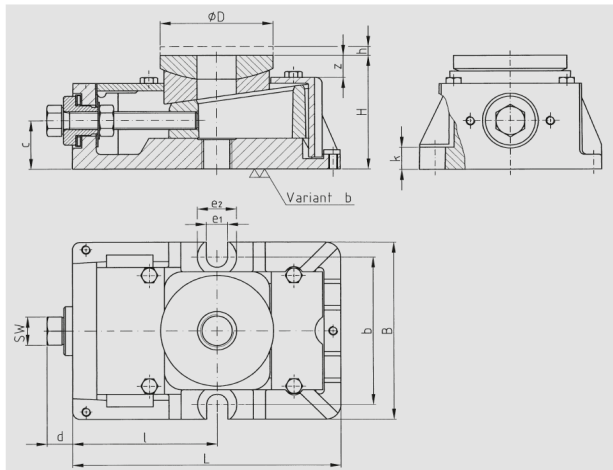
K fixaci celé sestavy na stěnu šachty musí být využita taková technologie, která zajistí dostatečně tuhé, bezpečné a jednoduše nastavitelné spojení. Je však nutné respektovat dimenze stroje HCW2 k uložení hlavního, vedlejšího stolu, a celkové konstrukce základů (aby nedošlo k poškození komponent zalitých v betonu).

Obrázek 102 znázorňuje princip kotvení, kdy závitová tyč uložená uvnitř vyvrtného otvoru je zalitá betonem. Stavění tělesa fixátoru, je prováděno pomocí šroubu s šestihrannou hlavou, kdy při utahování nebo uvolňování dochází ke změně výšky H viz. obrázek 101.

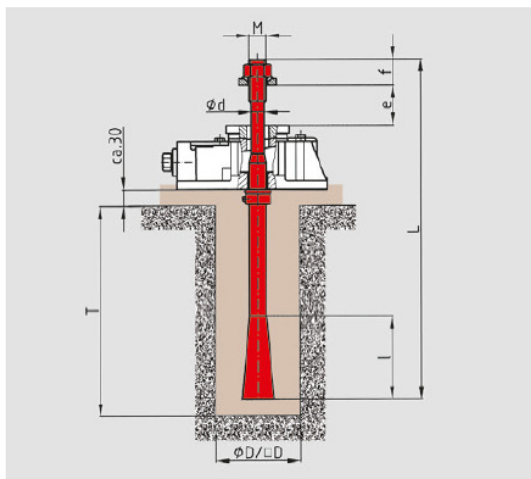
### 8.7.2 BW Fixátor – volba velikosti šroubového spojení

Celková sestava je fixována přes člen 4, kdy návrh počítá s využitím 14 ks šroubů M30. K ověření únosnosti šroubového spoje z hlediska šroubu samotného ale také tabulkových požadavků na fixátor viz obrázek 103. Výpočet šroubového spojení byl proveden v SW KissSoft ver 2020.





Obrázek 101 - BW fixátor – řez tělesem



**wes**

Anchor bolt for direct connection of the machine to the foundation

RK	M	L	I	f	$\phi d$	e		Foundations		Clamping force max. N
						from	to	D	T	
I	M16	330	90	30	13	20	60	70	230	53 000
II	M20	400	100	40	16	20	90	80	270	81 000
III	M24	500	135	50	19	30	100	100	340	115 000
IV	M30	600	150	55	24	35	135	120	410	182 000

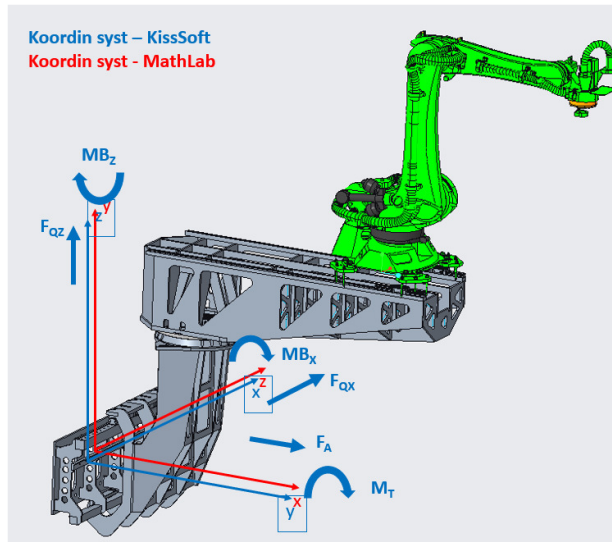
Obrázek 102 – BW fixátor – princip uložení, velikosti

Size	L	B	H*	$\phi D$	SW	d	c	z	h	l	b	e1	e2	k
I	175	105	55	60	19	16	21	13	5	92	90	14	26	12
II	178	120	75	75	19	15	31	15	5	96	100	14	26	13
III	220	150	95	90	24	22	40	17	6	118	130	18	32	22
IV	275	180	115	110	30	24	49	17	8	142	160	24	38	24

Obrázek 103 - Seznam rozměrů jednotlivých dimenzí BW fixátoru

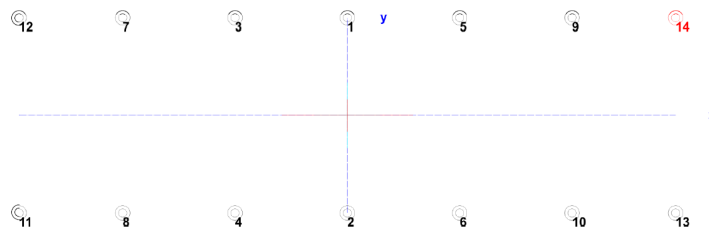
### 8.7.3 Pevnostní výpočet šroubového spoje v KissSoft

Souřadnicový systém v KissSoft a MathLabu je rozdílně značený, proto bylo nutné vyhotovit převod mezi jednotlivými souř. systémy. viz. obrázek 104.



Obrázek 104 - Převod koordinačního systému z MathLab do předdefinovaných formulářů KissSoft

Vzdálenost středů každého otvoru od nulového bodu souřadnicového systému v KissSoft je zobrazen na obrázku 105 a popsán tabulkou 63.



Obrázek 105 - rozložení jednotlivých šroubových spojení

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	0.000	350.000	1.000	-12617.347	0.000	52211.943
2	0.000	-350.000	1.000	15403.061	0.000	52211.943
3	-407.300	350.000	1.000	-12617.347	0.000	55620.957
4	-407.300	-350.000	1.000	15403.061	0.000	55620.957
5	407.300	350.000	1.000	-12617.347	0.000	55620.957
6	407.300	-350.000	1.000	15403.061	0.000	55620.957
7	-814.600	350.000	1.000	-12617.347	0.000	61993.131
8	-814.600	-350.000	1.000	15403.061	0.000	61993.131
9	814.600	350.000	1.000	-12617.347	0.000	61993.131
10	814.600	-350.000	1.000	15403.061	0.000	61993.131
11	-1190.070	-350.000	1.000	15403.061	0.000	68443.277
12	-1190.070	350.000	1.000	-12617.347	0.000	68443.277
13	1190.070	-350.000	1.000	15403.061	0.000	68443.277
14	1190.070	350.000	1.000	-12617.347	0.000	68443.277

Tabulka 63 - souřadnice pozice jednotlivých šroubových spojení, a vypočtenými silami

Pro výpočet byly z identifikovaných zátěžových stavů viz. kapitola 7.3, byly do KissSoft vloženy silové účinky pro jednotlivé stavy viz. tabulka 64. Výsledné hodnoty pro jednotlivé zátěžové stavy (28), jsou zřejmé.

Veličina	Stav 1	Stav 2	Stav 5	min	max
$F_A$ [kN]	19.5	19.5	19.5	<b>0</b>	<b>19.5</b>
$F_{QX}$ [kN]	32.5	30.5	56.72	<b>30.5</b>	<b>56.72</b>
$F_{QZ}$ [kN]	-34.5	-34.5	-29.99	<b>-29.99</b>	<b>-34.5</b>
$M_{T5}$ [kN.m]	47.5	19.5	0	<b>0</b>	<b>47.5</b>
$M_{BX}$ [kN.m]	0	0	-68.65	<b>0</b>	<b>-68.65</b>
$M_{BZ}$ [kN.m]	3.5	3.5	0	<b>0</b>	<b>3.5</b>
<b>Požadovaný předepnutí sestavy [kN]</b>				<b>Dovolená hodnota Dle BW fixátoru [kN]</b>	
<b>min</b>	96.8	64.2	76.3	<b>182</b>	
<b>max</b>	164.5	109.2	129.7		

Tabulka 64 – zátěžové stavy a hodnota silových účinků šroubového spojení členu 4 a stěny šachty

#### 8.7.4 Závěr

Z tabulky výše je vidět, že pro splnění požadavku využití BW fixátoru typu IV je nutno aby předepnutí sestavy bylo menší než 182 kN. Pro všechny stavy je podmínka splněna viz tabulka 64 (28). Je tedy možné využít BW Fixátor typ IV (28)(29). Pro úplnost je nutno formulovat, nutnost ověření výšky H BW fixátoru, dle známých rozměrů. Ideální by bylo vyhotovit individuálně vytvořený mechanismus s maximální výškou  $H = 60$  mm. Za tímto účelem by to muselo být konstrukčně navrženo.

## 9 Teplotní roztažnost členu 4

Lze předpokládat, že zařízení bude pracovat v těžkých provozech. Ne všechny výrobní haly mají klimatizované prostředí. V případě teplých dnů (jaro, léto), může dojít k zvýšení teploty nad optimální provozní teplotu  $20^\circ\text{C}$ . Vzhledem k tomu, že uvažujeme o zařízení, které je tvořeno 12500 mm dlouhým lineárním vedením, musí být rovněž zohledněna jeho teplotní roztažnost. Z níže vypočítaného (9) je uvažováno, že délka členu 4 viz. rovnice 18 je 2,5m. Podmínka je: minimální počet členu 4 v sestavě jsou 2 kusy viz. rovnice 19. Teplotní roztažnost je uvedena v rovnici 20. Určené teplotní rozdíly jsou od  $10^\circ$  do  $40^\circ\text{C}$  rovnice 21. Výpočet dle rovnice 22 (9). V matic rovnice 23 jsou v řádkách teplotní rozdíly a v sloupcích počty kusů členů 4.

Rovnice 18

$$l_{z4} := 2500 \text{ mm}$$

Rovnice 19

$$n_4 := [2 \ 3 \ 4 \ 5]$$

$$n_4^T = \begin{bmatrix} 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \end{bmatrix}$$

...možné počty členů 4 v sestavě HCW

Rovnice 20

$$\alpha_{4Fe} := 10.8 \cdot 10^{-6} \cdot K^{-1}$$

...koeficient lin. teplotní roztažnosti uhlíkové oceli při 20degC

Rovnice 21

$$\Delta T := [10 \ 20 \ 30 \ 40] \text{ K}$$

...rozdíly teploty okolí

Rovnice 22

$$\Delta l_{z4} := l_{z4} \cdot \alpha_{4Fe} \cdot (\Delta T) = [0.27 \ 0.54 \ 0.81 \ 1.08] \text{ mm}$$

...dilatace při změně teploty okolí na 30, 40, 50 a 60 degC

Rovnice 23

$$\Delta l_{Cz4} := n_4^T \cdot \Delta l_{z4} = \begin{bmatrix} 0.54 & 1.08 & 1.62 & 2.16 \\ 0.81 & 1.62 & 2.43 & 3.24 \\ 1.08 & 2.16 & 3.24 & 4.32 \\ 1.35 & 2.7 & 4.05 & 5.4 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

...prodloužení celkové při daném počtu kusů členů č. 4 v sestavě HCW a změně teploty

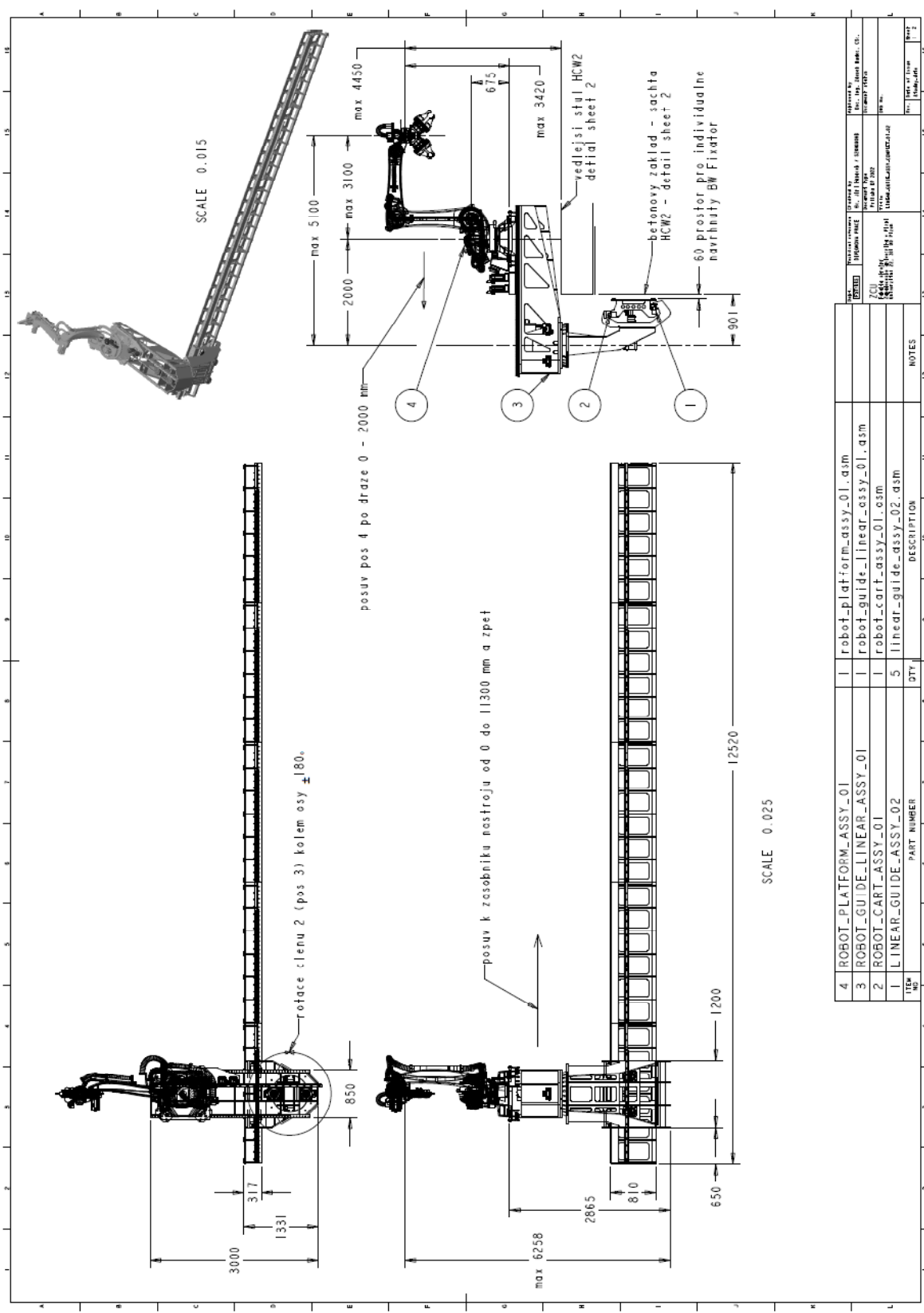
## 9.1 Závěr

V návrhu je nutné počítat s dilatací členu 4 a konstrukčně vyřešit kompenzační mechanismus, který zajistí, že při provozu nedojde k deformaci lineárnímu vedení a tím k možnému poškození či k havárii celku.

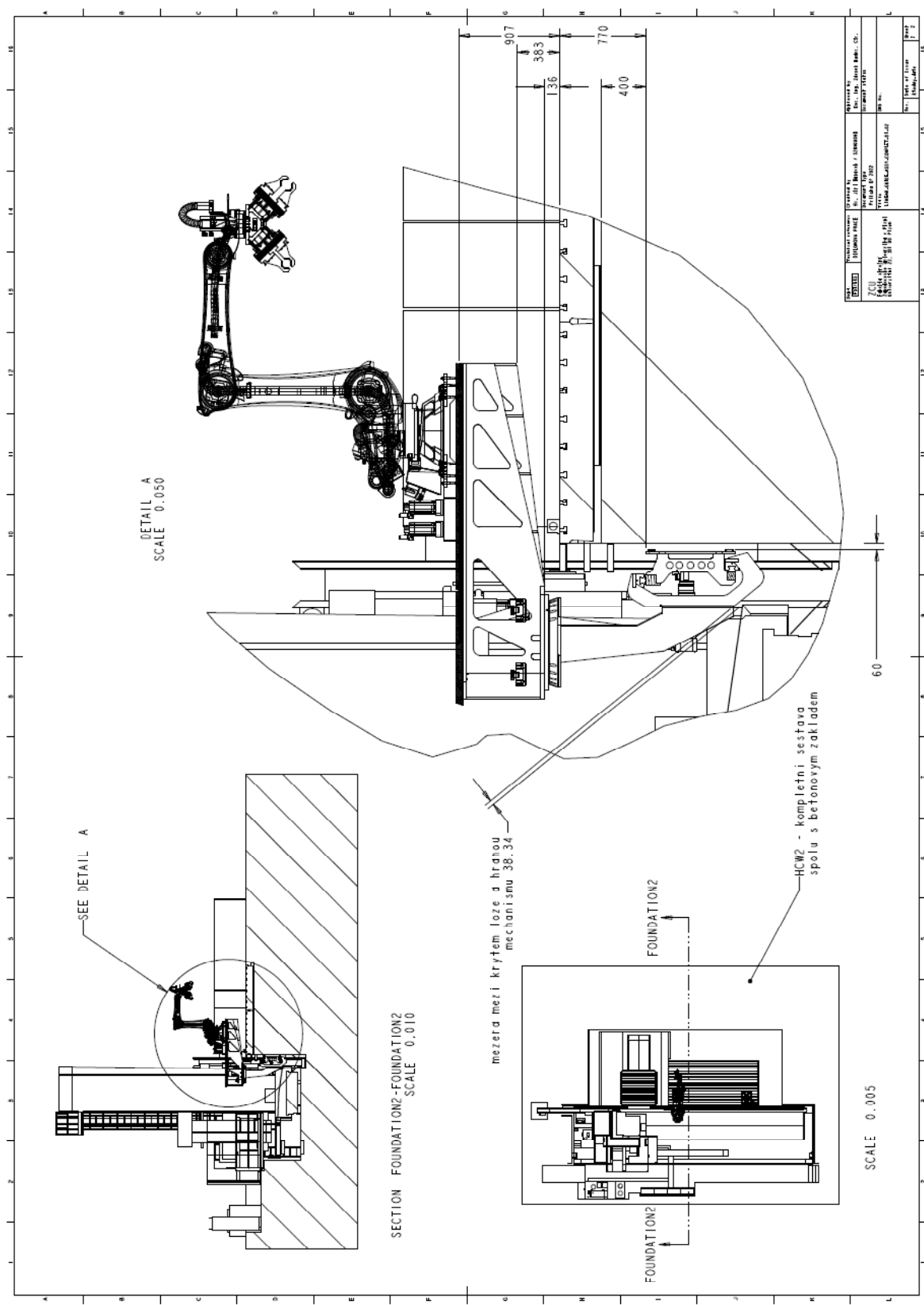
## 10 Dokumentace (model, výkres, kusovník, popis)

3D model hlavní sestavy modelu zařízení, označený:

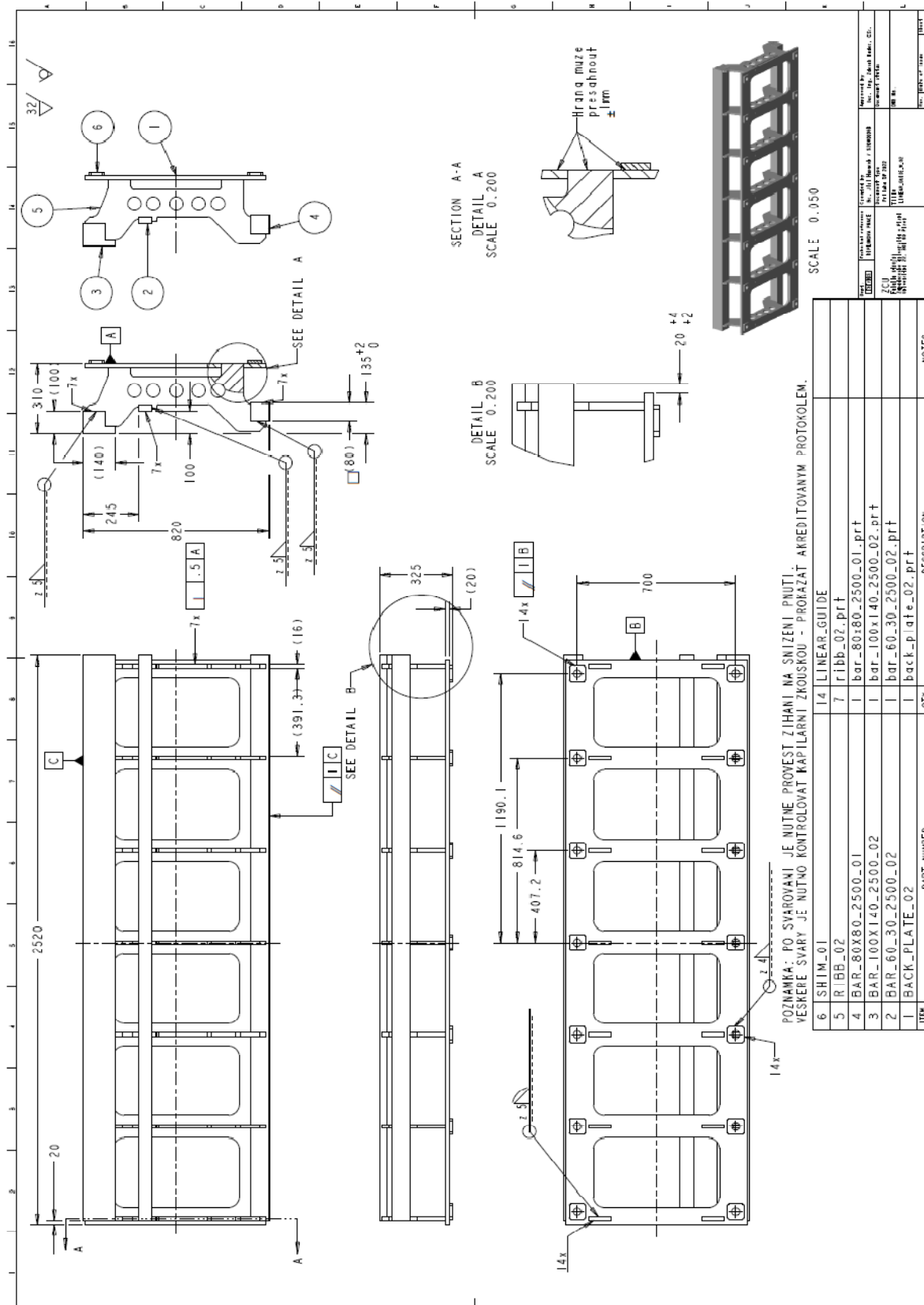
LINEAR\_GUIDE\_ASSY\_COMPLET\_01\_02 (30). K modelu je též vytvořen výkres sestavy s kusovníkem (31) viz obrázek 106 a 107. Výkres svařence a obrobeneho kusu pozice 1, obrázek 108 a 109 (32) (33).



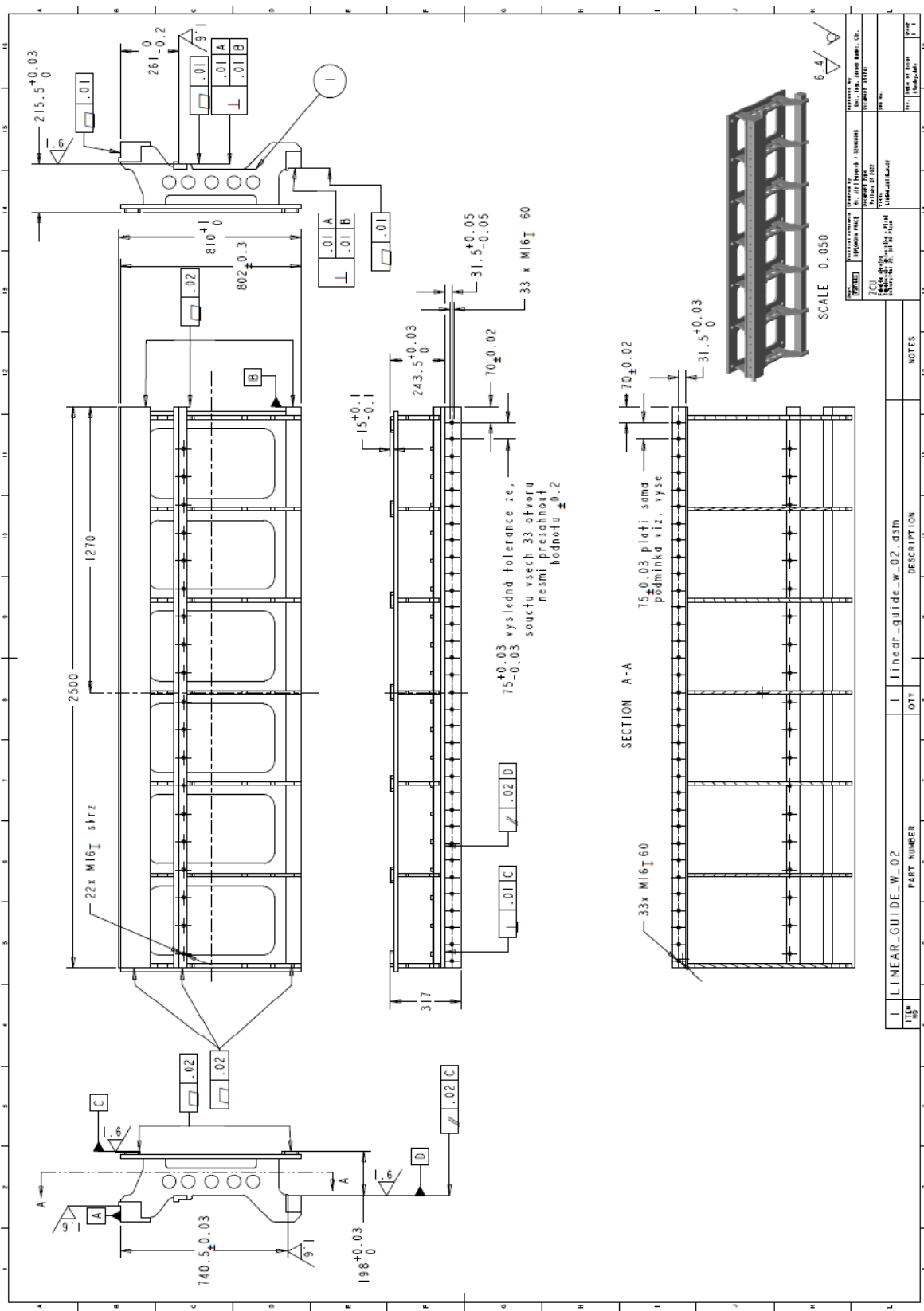
Obrázek 106 - Výkres hlavní sestavy zařízení (31) strana 1 z 2



Obrázek 107 - Výkres hlavní sestavy zařízení (31) strana 2 z 2



Obrázek 108 - Výchres lineárního vedení poz. 1 - svařenec (32)



Obrázek 109 - Výkres lineárního vedení poz. 1 - Obrobek (33)



## 11 Závěr

### 11.1 Technicko-ekonomické hodnocení

Řešením diplomové práce byla ověřena proveditelnost výměny nástrojů s pojízdným robotem u stroje HCW2. Z řešení jednoznačně vyplývá, že hlavní roli sehrají parametry celkové tuhosti zařízení a uložení v šachtě základu HCW2.

Celková tuhost zařízení by měla mít nejvyšší efekt na přesnost najetí stroje do opakované pozice. Avšak toto tvrzení není pravda. V dnešní době vyspělé sensoriky a deep learnig SW je možné predikovat pozici chapadla robota v dané pozici stroje, a to na základě naučení zařízení, jednotlivých stavů a geometrických úchylek sestavy.

Dle ověřovacích výpočtů a požadavků výrobce na přesnost uložení těchto komponent je zásadní problém hodnoty celkové tuhosti v deformaci kolejnic lineárního vedení zařízení. Dle ověřovacích výpočtů a požadavků výrobce na přesnost uložení těchto komponent. Při deformaci mimo doporučené hodnoty výrobcem dojde ke snížení celkové životnosti dílů a častějším servisním zásahům na zařízení. Z DP bylo zjištěno, že jsme schopni garantovat výrobcem doporučené stavy na přesnost uložení lin. vedení a valivých jednotek, ale pouze v nezatíženém stavu. Při zatížení dochází k deformacím. Tyto deformace jsou v minimální v porovnání s velikostí zařízení. Z vypočítaných statických a dynamických životností vedení, bylo ověřeno, že máme dostatečnou rezervu a teoreticky by deformace mohly snížit životnosti na stále akceptovatelné limitní hodnoty. K ověření bude nutné provést testování se zaměřením na sledování životnosti při provozu. Případné selhání by znamenalo, provést úpravu jednotlivých dílů a opětovaného testování.

Veškeré testování a experimenty mohou být provedeny na fyzickém zařízení či pomocí FEM výpočtů. Pro rychlost ověření konceptu bude ideální provést výpočty pomocí FEM, ale finální ověření bude muset být provedeno na fyzikálním zařízení.

Protože se jedná o koncept, který je nutné řešit i ze strany řízení, tzn. návrh pohonů byl proveden, bude dále nutné vyřešit jejich uložení vně jednotlivých sestav tak, aby nedošlo k posunutí středů gravitace mimo již počítané hodnoty. Hmoty pohonů bude nutné zachovat a popřípadě snížit, stejně jako převodovky umístěné na čela pohonů. Při projektování napájení, chlazení, sensorika a přivedení řídicích vstupů přímo k pohonům budou nezbytné kroky k vyhotovení fyzikálního konceptu určeného pro testování.

V neposlední řadě je nutné též efektivně zajistit zakrytování lineárního vedení a to tak, že v případě přítomnosti vřetena s nástrojem stroje HCW v místě lin. vedení nedojde ke znečištění kluzných vedení chladicími médii a odděleným materiálem z řezu.

Koncept též uvažuje možnost využití pro jiné úkony, než je výměna nástroje, a to pro doplňkové technologie 3D měření obráběných dílů, povrchové kalení, závitování apod. Pro tyto technologie bude též nutné zajistit přívod médií a energií a, řešení jednoduchého principu výměny chapadla k manipulaci s nástroji za chapadlo určené k povrchovému kalení či 3D měření.

Možnost robotické výměny nástroje s využitím doplňkových technologií zajistí konkurenční výhodu. Jelikož by bylo možno využít zařízení i pro již existující HCW instalace, vzniklo by tím více možností pro zvýšení počtu vyráběných kusů a tím ke snížení celkové ceny zařízení.

V první fázi budou veškeré doplňující úkony vyžadovat tým konstruktérů (min 3 lidé), který se bude zabývat řešením mechanických částí a návrhem doplňkových technologií. Odhad 2–3 roky denní práce. Přičemž FEM výpočtář bude vyžadovat cca 1 rok práce. Project manager, bude hlídat plnění projektu. V druhé fázi bude nutné sestavit prototyp, tzn. zajistit alespoň 3 technické pracovníky a následně test engineer.

Z důvodu využití nových technologií, materiálů a bude cena prototypu a následně prvního funkčního kusu vysoká. Proto je velmi nutné, aby bylo zařízení využíváno u všech HCW a i jiných zařízení. Čím více kusů bude vyrobeno, tím bude celková částka za zařízení nižší a cena pro zákazníky příznivější.

## 11.2 Tabulka technických parametrů

Technické parametry zařízení jsou v tabulce 65

Veličina	Hodnota	Jednotka	Popis
$m_{c1}$	3900	[kg]	celková hmotnost s 1 ks členu 4
$m_{c5}$	6210	[kg]	celková hmotnost s 5 ks členu 4
$m_{un}$	120	[kg]	maximální únosnost robota
$D_{max}$	5.5x6.5x12.5	[m]	Maximální rozměry zařízení (maximální obálka)
$L_{zmax}$	5100	[mm]	Maximální dosah chapadla v ose z či x (délka)
$L_{ymax}$	4450	[mm]	Maximální dosah chapadla v ose y (výška – od desky stolu)
$k_C$	29.8	[N/mm]	Celková tuhost zařízení
$\Delta$	0.06	[mm]	Opakovatelnost najetí
$T_{c1}$	8000	[hod]	doba běhu vedení 3, při stavu č. 2
$T_{c2}$	4000	[hod]	doba běhu vedení 1, při stavu č. 1
$v_1$	0.5	[m/s]	rychlost posuvu členu č. 1 po vedení členu č. 2
$v_{1R}$	1	[m/s]	rychlposuv členu č. 1 po vedení členu č. 2
$v_3$	0.98	[m/s]	rychlost posuvu členu č. 3 po vedení členu č. 4
$v_{3R}$	2	[m/s]	rychlposuv členu č. 3 po vedení členu č. 4
$a_2$	4	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení členu 1 na členu 2
$a_4$	1	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení členu 3 na členu 4
$v_{11} = v_{1R}$	1	[m/s]	pohyb členu č.1 po dráze členu č.2 je prováděn rychloposuvem
$v_{32} = v_{3R}$	2	[m/s]	pohyb členu č.3 po dráze členu č.4 je prováděn rychloposuvem

Tabulka 65 - technické parametry navrhovaného zařízení

## 12 Reference

1. **Škoda Holding a.s.**, *Základní informace* [online]. Web.archive.org [cit. 3.5.2022]. Dostupné z web.Archive.org:  
<https://web.archive.org/web/20090302013542/http://www.skoda.cz/holding/zakladni-informace/o-nas>
2. **ŠMT a.s.** *Základní informace* [online]. ŠMT a.s. (do roku 2020 Škoda Machine Tool) [cit. 3.5.2022]. Dostupné z <https://cs.wikipedia.org>:  
<https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0MT#:~:text=Jej%C3%AD%20%C4%8Dinnost%C3%AD%20je%20v%C3%BDroba%20a,Plzni%20v%C3%BDrobu%20vlastn%C3%ADch%20obr%C3%A1b%C4%9Bc%C3%ADch%20stroj%C5%AF>
3. **Škoda Machine Tools a.s.**, *Historie* [online]. Web.archive.org [cit. 3.5.2022]. Dostupné z web.Archive.org:  
<https://web.archive.org/web/20200801051205/https://skodamt.com/cs/spolecnost/historie>
4. **ŠMT a.s.** *Produkty* [online]. ŠMT a.s. [cit. 3.5.2022]. Dostupné z [www.cz-smt.cz](http://www.cz-smt.cz):  
<https://www.cz-smt.cz/cs/produkty>
5. KKS/KOS. *Přednáška č. 7 automatická výměna nástrojů*. Skripta ZCU – Plzeň, 2021
6. **Škoda Machine Tools a.s.**, *Produkty – HC2 - 4* [online]. Web.archive.org [cit. 3.5.2022]. Dostupné z: <https://www.cz-smt.cz/en/products/hcw-1-4>
7. **Bc. ŠLAJS, Jabub.** *Návrh stavebnicového zásobníku a chapače pro robotickou výměnu*, Plzeň 2018. Diplomová práce. Západočeská univerzita. Fakulta strojní. Katedra konstrukce strojů. Vedoucí práce *Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.*
8. **KUKA AG**, *Products – Linear Units* [online]. [www.kuka.com](http://www.kuka.com) [cit. 5.5.2022]. Dostupné z: <https://www.kuka.com/en-de/products/robot-systems/robot-periphery/linear-units>
9. viz kapitola 13
10. **HIWIN GmbH**, *Products – Linear guideways – RGH65HA* [online]. [www.hiwin.ro/en](http://www.hiwin.ro/en) [cit. 6.5.2022]. Dostupné z: <https://www.hiwin.ro/en/Products/Linear-guideways/Selection-via-block/Series-RG-QR/RGH-QRH/RGH65HAZAH/p/12-000267>
11. **Kaydon Bearings, an SKF Group Company**, *Kaydon slewing bearing – HS series* [online]. [www.kaydonbearings.com](http://www.kaydonbearings.com) [cit. 6.5.2022]. Dostupné z: [https://www.kaydonbearings.com/HS\\_turntable\\_bearings.htm](https://www.kaydonbearings.com/HS_turntable_bearings.htm)
12. **HIWIN GmbH**, *Products – Linear guideways – RGW45HC* [online]. [www.hiwin.ro/en](http://www.hiwin.ro/en) [cit. 6.5.2022]. Dostupné z: <https://www.hiwin.ro/en/Products/Linear-guideways/Selection-via-block/Series-RG-QR/RGW-QRW/RGW45HCZAH/p/12-000390>
13. **KKS/KVS, KOS.** *Posuvové mechanismy – příklady*. Skripta ZCU – Plzeň, 2013. Autor doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.
- 14.,15.,16.,17.,18.,19., viz. kapitola 13

20. **SAAB, HARDOX 400 - datasheet** [online]. <https://www.ssab.com> [cit. 6.5.2022].  
Dostupné z: <https://www.ssab.com/en/products/brands/hardox/products/hardox-400>
21. viz. kapitola 13
22. **MatWeb – MATERIAL PROPERTY DATA, Materion SupremEX® 640XA Aluminum – physical properties** [online]. <https://www.matweb.com/> [cit. 7.5.2022]. Dostupné z: <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=940a702af9c74387bccfe9bb4bb2309d&ckck=1>
23. viz. kapitola 13
24. **Kaydon Bearings, an SKF Group Company, Kaydon slewing bearing – HS series - Link pro stažení modelu HS6-29P1Z**[online]. [www.kaydonbearings.com](http://www.kaydonbearings.com) [cit. 3.5.2022].  
Dostupné z: <https://www.kaydonbearings.com/drawings.htm/HS6-29P1Z/HS6-29P1Z>
- 25, ...,33. viz. kapitola 13

## 13 Přílohy

Příloha číslo	Reference v textu	Typ	Popis
Příloha 1	(9)	PDF mdx	Výpočtový dokument MathCAD
Příloha 2	(14)	PDF	Technická specifikace pohonu č. 1 - Siemens
Příloha 3	(15)	PDF	Převodovka pro pohon č. 1 SP+100MF
Příloha 4	(16)	PDF	Technická specifikace pohonu č. 2 siemens
Příloha 5	(17)	PDF	Převodovka pro pohon č. 2 SP+210MF – 2 stupně
Příloha 6	(18)	PDF	Technická specifikace pohonu č. 3 siemens
Příloha 7	(19)	PDF	Převodovka pro pohon č. 3 SP+140MC – 2 stupně
Příloha 8	(21)	ASM	3D model LINEAR_GUIDE_M_02.ASM
Příloha 9	(23)	ASM	Model sestavy navrhovaného celku Creo Parametric 5
Příloha 10	(25)	PDF	Specifikace ozubených hřebců
Příloha 11	(26)	PDF	KUKA robotické rameno zvolené
Příloha 12	(27)	PDF	Katalog HIWIN určení tuhosti lin. Jednotek GW-11-3-EN-2204-K
Příloha 13	(28)	M40	KissSoft výpočet šroubového spoje
Příloha 14	(29)	PDF	BW fixátor – technická specifikace
Příloha 15	(30)	PDF	LINEAR_GUIDE_ASSY_COMPLET_01_02–3 D model
Příloha 16	(31)	PDF	LINEAR_GUIDE_ASSY_COMPLET_01_02 – výkres
Příloha 17	(32)	PDF	LINEAR_GUIDE_W_02.pdf výkres svařence lin. vedení
Příloha 18	(33)	PDF	LINEAR_GUIDE_M_02.pdf výkres obrobku lin. vedení

Tabulka 66 - Seznam příloh