

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T013 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Automatická výměna příslušenství AAC v kombinaci s automatickou výměnou nástrojů ATC pro stroj velikosti HCW1000

Autor: **Bc. Tomáš HAJŠMAN**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Zdeněk HUDEC, CSc.**

Akademický rok 2014/2015

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Hajšman	Jméno Tomáš	
STUDIJNÍ OBOR	N2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hudec, CSc.	Jméno Zdeněk	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Automatická výměna příslušenství AAC v kombinaci s automatickou výměnou nástrojů ATC pro stroj velikosti HCW1000		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2015
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	113	TEXTOVÁ ČÁST	68	GRAFICKÁ ČÁST	17
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce obsahuje vypracování konstrukčního návrhu a výpočtu automatické výměny nástrojů a příslušenství pro stroj velikosti HCW 1000 včetně variant koncepčních návrhů a výběru optimálního řešení.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	automatická výměna nástrojů, ATC, automatická výměna příslušenství, AAC, lineární vedení, servomotor, MKP, CAD

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Hajšman	Name Tomáš	
FIELD OF STUDY	N2301 “ Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hudec, CSc.	Name Zdeněk	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Automatic attachment changer AAC combined with automatic tool changer ATC for machine size HCW1000		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2015
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	113	TEXT PART	68	GRAPHICAL PART	17
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The diploma thesis contains an elaboration of design and calculation of an automatic tool and attachment changer for the machine size HCW 1000 including a conceptual design and a selection of an optimal solution.
KEY WORDS	automatic tool changer, ATC, automatic attachment changer, AAC, linear bearing, servomotor, FEM, CAD

Obsah

1	Úvod	4
2	Představení firmy Škoda Machine Tool, a.s.....	4
3	Úvod do problematiky	4
3.1	Rozdělení výrobních strojů.....	4
3.2	Horizontální frézovací a vyvrtávací stroje.....	4
3.3	Příslušenství horizontek.....	6
3.4	Automatická výměna nástrojů	8
3.4.1	Zásobník nástrojů	8
3.4.2	Dopravní manipulátor	8
3.4.3	Manipulátor.....	8
3.5	Příklady provedení ATC.....	8
3.6	Automatická výměna příslušenství.....	10
4	Představení stroje HCW 1000.....	10
4.1	Zadané příslušenství k výměně.....	12
5	Koncepční návrh automatické výměny nástrojů a příslušenství.....	13
5.1	Varianta 1	14
5.2	Varianta 2	16
5.3	Varianta 3	17
5.4	Hodnocení variant automatické výměny nástrojů a příslušenství	18
6	Konstrukční návrh automatické výměny příslušenství.....	18
6.1	Zadané parametry a specifikace požadavků	18
6.2	Rozbor problému přesnosti a postupu konstrukce.....	19
6.2.1	Vliv deformace systému na soustřednost konektorů.....	19
6.2.2	Kvantifikace deformace systému	20
6.3	Konstrukční návrh zásobníku pro příslušenství.....	21
6.3.1	Rozmístění frézovacích hlav v zásobníku	21
6.3.2	Způsob uložení frézovacích hlav a jejich zvedání	21
6.3.3	Návrh velikosti profilů zásobníku	22
6.3.4	Návrh svařované konstrukce zásobníku	24
6.4	Konstrukční návrh lamely	25
6.4.1	Možná provedení lamely.....	26
6.4.2	Vedení lamely	26
6.4.3	Výběr provedení lamely	28
6.4.4	Zvyšování tuhosti za účelem dosažení deformační podmínky	32
6.4.5	Řešení problému s posuvem v ose Y	35

6.4.6	Kontrola schopnosti vracet zařízení do zásobníku	37
6.4.7	Návrh spojení zásobníku AAC a lamely	38
6.4.8	Výpočet lineárního vedení lamely	39
6.4.9	Návrh pohonu lamely	40
6.5	Konstrukční návrh rámu	43
6.5.1	Návrh konstrukce rámu	43
6.5.2	Navržená konstrukce rámu	46
6.6	Tuhostní a pevnostní analýza 3D modelu.....	47
6.6.1	Výpočtový model a okrajové podmínky	47
6.6.2	Vyhodnocení tuhosti	48
6.6.3	Vyhodnocení pevnosti.....	48
6.6.4	Zjemnění sítě a úpravy konstrukce rámu	49
6.6.5	Vliv hmotnosti zásobníku ATC na funkci AAC.....	50
6.6.6	BW fixátory	51
7	Konstrukční návrh automatické výměny nástrojů.....	52
7.1	Rozsahu konstrukčního návrhu ATC	52
7.2	Zadané parametry a specifikace požadavků	53
7.3	Seznámení s nakupovanými díly	53
7.4	Rozbor spojení nástroje s vřetenem vlivem deformace a posuvu konzole.....	55
7.4.1	Rozbor dovolené deformace konzole pro neměnnou polohu nástroje.....	55
7.4.2	Rozbor dovolené deformace a posunutí konzole z výchozí polohy změnou hmotnosti nástroje nebo změnou deformace rámu.....	56
7.5	Konstrukční návrh konzoly	56
7.5.1	Tuhostní a pevnostní výpočet konzoly	57
7.5.2	Výpočet lineárního vedení konzoly	59
7.5.3	Pohon konzoly	60
7.6	Zadaní pro dodavatele	61
8	Výsledné obrázky pracoviště výměn	62
9	Časová analýza AAC a ATC	63
10	Bezpečnost	63
11	Ekonomické zhodnocení.....	63
12	Technické parametry výměn	65
13	Závěr	65
14	Seznam použité literatury	66
15	Odkazy	67

Přílohy:

- Příloha č. 1 - Výkres konektorů
- Příloha č. 2 - Výkres vyložení AAC
- Příloha č. 3 - Výpočet šroubového spoje
- Příloha č. 4 - Výpočet valivého vedení lamely
- Příloha č. 5 - Výpočet valivého vedení konzoly
- Příloha č. 6 - Výpočet pohonu konzoly
- Příloha č. 7 - Výkresová dokumentace

1 Úvod

Společnost Škoda Machine Tool, a.s. v minulém roce dokončila vývoj horizontálního a vyvrtávacího stroje Škoda HCW 1000, který je nejmenší z řady horizontek HCW a je určen pro obrábění tvarově složitých skříňových obrobků v odvětvích jako je např. energetický, lodní, těžební a chemický průmysl. Pro zvýšení konkurenceschopnosti je zapotřebí k takovému stroji nabízet řadu příslušenství a právě automatická výměna nástrojů a příslušenství je příslušenství, které zákazník často požaduje.

Cílem této práce je navrhnout automatickou výměnu nástroje do vřetena stroje s řetězovým zásobníkem pro max. 80 nástrojů s maximální hmotností nástroje 30kg a dále navrhnout zásobník příslušenství pro 3+1 pozice, který bude umístěný mimo stroj.

2 Představení firmy Škoda Machine Tool, a.s.

Firma ŠKODA byla založena již v roce 1859. Na počátku 20. století došlo k rozšíření podniku a vzniku odvětví, které se zabývalo konstrukcí a výrobou obráběcích strojů pro vlastní potřeby. Až po první světové válce se začali stroje vyrábět pro tuzemské zákazníky a do zahraničí. Během druhé světové války nastal útlum výroby obráběcích strojů a k opětovné výrobě došlo až po roce 1945, kdy vznikla řada strojů, které se svou užitnou hodnotou a originálním řešením řadili mezi světovou špičku. V 90. letech byl vytvořen společný podnik ŠKODA MACHINE TOOL-DÖRRIES SCHARMANN GROUP, s.r.o. a byla vyvinuta, vyrobena a dodána speciální pracoviště a byl zahájen vývoj celé řady nových soustruhů. V roce 2005 došlo k transformaci na akciovou společnost a od března 2011 patří ŠKODA MACHINE TOOL a.s. do skupiny ALTA, která dodává obráběcí stroje a technologická zařízení pro strojírenství, hutnictví, energetiku, těžební průmysl a průmysl stavebních hmot.[1].

3 Úvod do problematiky

3.1 Rozdělení výrobních strojů

Výrobní stroje můžeme rozdělit do dvou hlavních skupin - tvářecí a obráběcí stroje. Tvářecí stroje trvale přetvářejí materiál bez odběru třísky a řadíme mezi ně lisy, buchary, válcovací stolice a stroje na dělení a drcení materiálu, které tvoří pomyslný přechod mezi tvářecími a obráběcími stroji. Naopak obráběcí stroje zpracovávají materiál odebráním třísky a dělíme je podle hlavního řezného pohybu. Ten vykonává buď obrobek, nebo nástroj a může být rotační nebo přímý. Horizontální a vyvrtávací stroje patří do skupiny strojů, kde hlavní řezný pohyb je rotační a vykonává jej nástroj.

3.2 Horizontální frézovací a vyvrtávací stroje

Horizontální frézovací a vyvrtávací stroje, dále jen horizontky, jsou univerzální stroje určené k přesnému vyvrtávání předlitých a předvrtaných otvorů, frézování, vrtání, obrábění složitých nerotačních dílů, řezání závitů atd. Obrobek je upnut buďto k desce nebo otočnému stolu a koná posuvný pohyb. Nástroj koná rotační pohyb (hlavní řezný pohyb) a také posuvný pohyb.

Hlavními funkčními skupinami horizontek jsou:

- lože, stojan
- vřeteník-pinola-vřetení nebo vřeteník-smykadlo-vřetení
- pohon, posuvy
- vedení, spojení, upínání

Horizontky lze členit podle dvou základních koncepcí na deskové a stolové. U deskových horizontek je obrobek upnut na nepohyblivé desce a veškeré pohyby se musí vykonávat pojezdem stojanu po loži v podélném směru, výsuvem pinoly a vřetení z vřeteníku v příčném směru a posuvem vřeteníku po stojanu ve svislém směru. Deskový typ horizontky lze také dovybavit otočným stolem. Na [Obr. 3.1] je zobrazena desková horizontka WRD 130 firmy TOS Varnsdorf.



[Obr. 3.1] - Desková horizontka firmy TOS Varnsdorf

Stolové horizontky se liší od těch deskových tím, že mají pohyblivý stůl v příčném i podélném směru a může být i otočný. Nejčastějším provedením je T-provedení, kdy se kombinují pohyby stroje a stolu. Stůl se pohybuje v podélném směru a stojan horizontky v přímém směru. Vřeteník se posouvá po stojanu ve svislém směru a pinola může i nemusí být výsuvná. Jako příklad je zde uvedena stolová horizontka WFT 130 CNC firmy FERMAT T-provedení s výsuvnou pinolou.

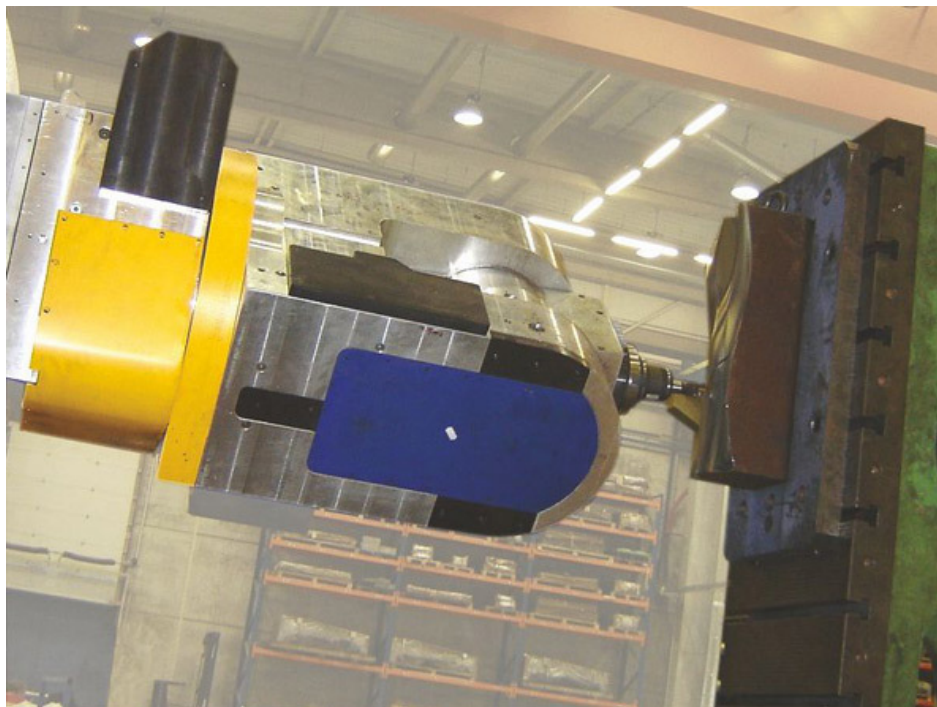


[Obr. 3.2] - Stolová horizontka firmy FERMAT

3.3 Příslušenství horizontek

Na konkurenceschopnosti stroje se podílí nejen samotný stroj, ale podobnou váhu při prodeji stroje, jako mají jeho výkony, kvalita a cena, má právě i příslušenství stroje. Dokonce to v dnešní době bývá i tak, že právě příslušenství prodává samotný stroj. Každý zákazník má rozdílnou představu o funkčnosti stroje. Někomu stačí základní stroj s jednou frézovací hlavou a jiný požaduje několik automaticky výměnných hlav, automatickou výměnu nástrojů, otočný stůl nebo dokonce paletový systém. Stejně jako výrobci automobilů se v dnešní době i výrobci obráběcích strojů snaží nabídnout co možná největší sortiment příslušenství, aby vyhověli všem požadavkům co možná největšího počtu zákazníků.

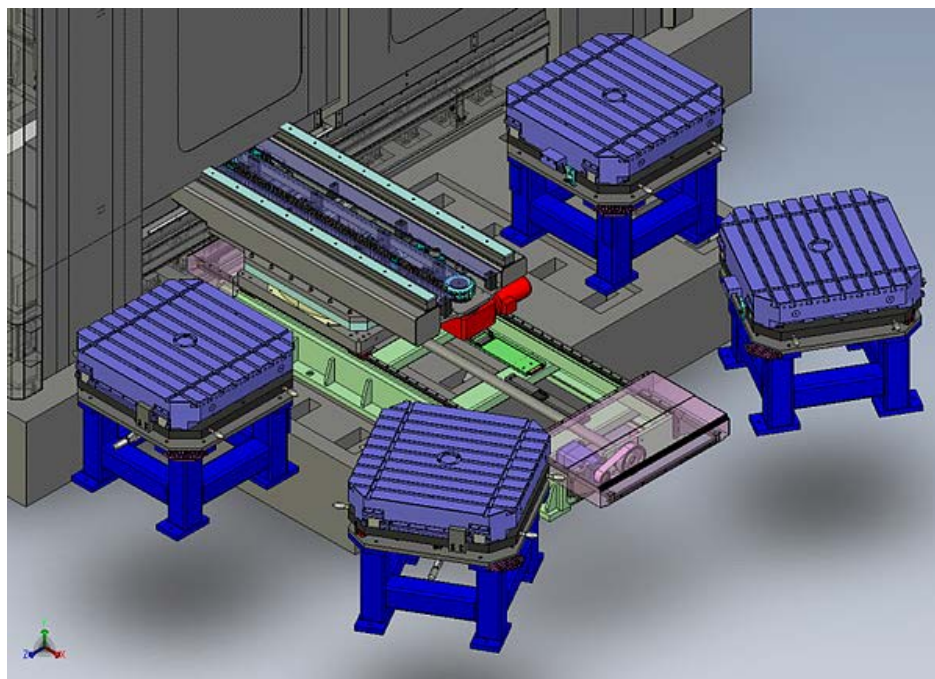
Příslušenství horizontek se dělí na dvě skupiny. V první skupině jsou technologická zařízení, která rozšiřují hlavně technologické možnosti stroje i jeho flexibilitu. Do této skupiny patří různá frézovací a vyvrtávací zařízení, která umožňují obrábění tvarově složitých ploch, jako jsou například lopatky turbín [Obr. 3.3].



[Obr. 3.3] - Pětiosé obrábění pomocí frézovací hlavy

Do druhé skupiny se řadí manipulační zařízení, která slouží ke snížení mezioperačních časů a intenzity práce obsluhy, čímž se docílí zvýšení celkové produktivity obráběcího procesu. Patří sem automatická výměna nástrojů, příslušenství obrobků.

Automatická výměna obrobků se řeší pomocí výměny palet, ke kterým je upnut obrobek. Paleta je i s obrobkem přesunuta z manipulačního stolu na pracovní stůl a ve výsledku je čas této operace kratší, než kdyby se obrobek upínal přímo na pracovní stůl. Paletový systém se používá zejména u plochých a skříňových obrobků [Obr. 3.4].



[Obr. 3.4] - Automatická výměna palet

3.4 Automatická výměna nástrojů

Horizontky se používají v malosériové a kusové výrobě, kde se uplatňuje princip „nástroj jde za obrobkem“. To znamená, že obrobek by měl být zcela obroben na jednom stroji, který dokáže provést několik technologických operací pomocí výměny nástrojů. A aby došlo ke snížení vedlejších časů a eliminaci zásahů obsluhy stroje, používá se právě automatická výměna nástrojů neboli ATC z anglického Automatic Tools Changer. Výměna musí být schopna přípravy nového nástroje během chodu stroje a nesmí zasahovat do pracovního prostoru stroje.

Hlavní funkční skupiny:

- zásobník nástrojů
- dopravní manipulátor
- manipulátor

3.4.1 Zásobník nástrojů

Používají se hlavně řetězové zásobníky, které jsou umístěny buď na stojanu stroje, nebo na samostatném stojanu. Umístění zásobníku se volí podle umístění manipulátoru a počtu nástrojů, které je zásobník schopen nést. Při použití více než 120 nástrojů se používají regálové zásobníky, které obsluhuje buď klasický rotační manipulátor, nebo robot.

3.4.2 Dopravní manipulátor

Dopravuje nástroj ze zásobníku k vřetení. Používá se ve formě výsuvného ramene u zásobníku na samostatném stojanu, nebo pojíždí po zakřivené dráze na stojanu stroje. Při umístění na stojanu stroje a výměny nástrojů do frézovacích hlav musí dopravní manipulátor pojíždět ještě ve směru osy vřetena.

3.4.3 Manipulátor

Manipulátor neboli chapač je rotační rameno, které se otáčí o 180° kolem své osy. Nejprve uchopí nový nástroj, manipulátor jej přemístí k vřetenu stroje, kde uchopí starý nástroj, otočí se a do vřetena vloží nový nástroj. Při výměně do frézovacích hlav, které nemají osu rotace nástroje shodnou s osou rotace vřetena, musí být manipulátor sklopný.

3.5 Příklady provedení ATC

1. Zásobník je na samostatném stojanu, dopravní manipulátor je ve formě výsuvného ramena a chapač je sklopný. Vyobrazené řešení je od firmy PAMA, která je výrobcem horizontek [Obr. 3.5].
2. Zásobník je na stojanu stroje, dopravní manipulátor pojíždí po zakřivené dráze a ve směru osy vřetena a chapač je sklopný [Obr. 3.6].
3. Zásobník regálového typu, dopravním manipulátorem je robot a chapač je pouze rotační.



[Obr. 3.5] - Provedení ATC od firmy PAMA



[Obr. 3.6] - Provedení ATC od firmy S.G.M.



[Obr. 3.7] - ATC v provedení s robotem

3.6 Automatická výměna příslušenství

Hmotnosti frézovacích a vyvrtávacích hlav jsou v řádech několika stovek kilogramů a jejich manuální výměna vyžaduje použití jeřábu, což ji značně stěžuje. Automatická výměna příslušenství neboli AAC z anglického Automatic Attachment Changer pracuje na principu "Pick-Up", kdy si stroj sám nabere příslušenství ze stojanu a tím výrazně zkracuje dobu výměny příslušenství.

Jednotlivá příslušenství jsou uložena nad sebou na trnech a stojan s nimi buď předjíždí před vřeteník (stolová horizontka) nebo je stojan pevný a vřeteník předjíždí před stojan (desková horizontka). Počet pozic výměny záleží na požadavcích zákazníka a pohybuje se od 1+1 do 4+1, pak už by byl stojan moc vysoký. Plus 1 je vždy pro odložení krytu vřetene a první číslice označuje počet pozic pro příslušenství. Na obrázku [Obr. 3.8] je zobrazena výměna 6+1 se dvěma pevnými stojany pro deskovou horizontku.



[Obr. 3.8] - AAC 6+1 pro deskovou horizontku

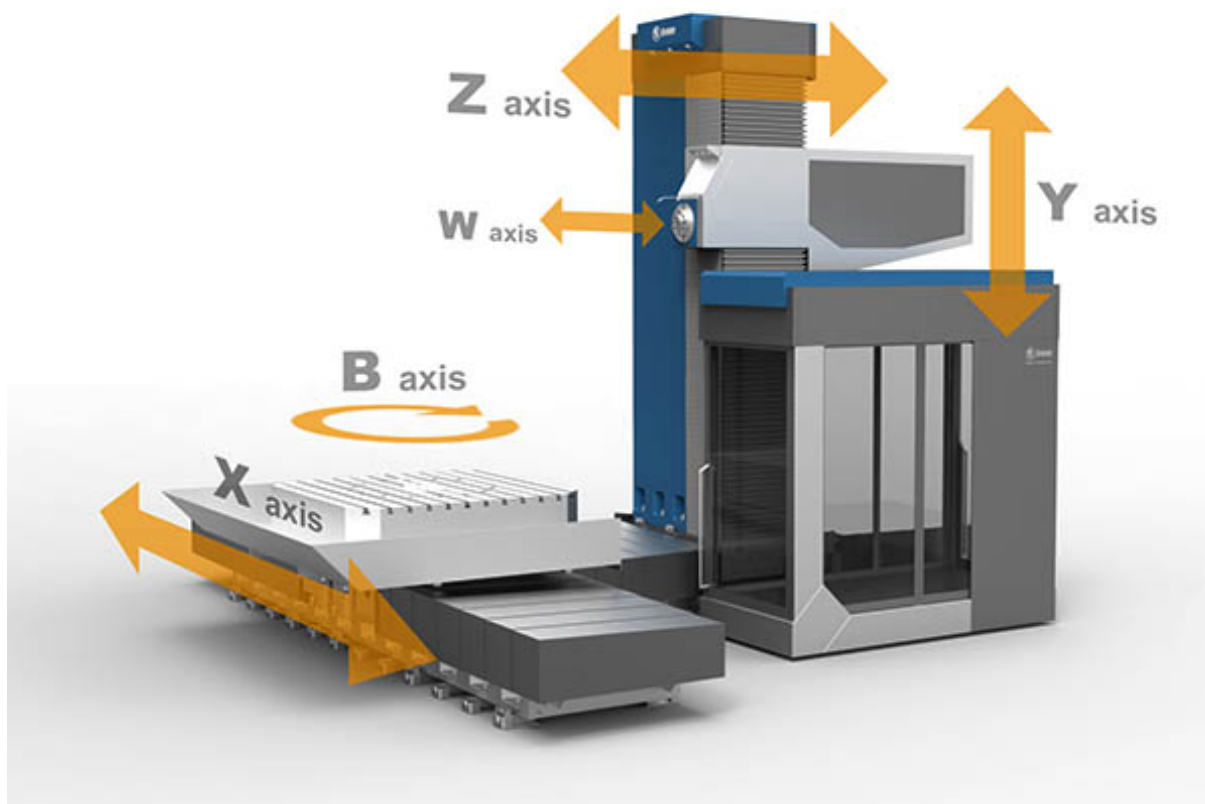
4 Představení stroje HCW 1000

Stroj HCW 1000 zastupuje novou nejnižší řadu horizontálních frézovacích a vyvrtávacích strojů ŠKODA HCW. ŠMT tuto řadu představila odborné veřejnosti letos v září na veletrhu AMB v německém Stuttgartu.

Stroj vychází z koncepce T-provedení s podélným pojezdem otočného stolu a příslušením stojanu s vřeteníkem. Rám stroje tvoří odlitky z šedé litiny. Vřeteník pojíždí ve svislém směru po stojanu, posuv obstarává kuličkový šroub a vřeteník je bez vyvažování protizávažím. Vedení stojanu, stolu a vřeteníku jsou kluzná. Průměr vřetene je 130mm, pinola je nevýsuvná. Standardním řídicím systémem je Sinumerik 840D a může být nahrazen systémem Heidenhain.

Tab. 4.1 - Parametry stroje HCW 1000

Průměr vrtacího vřetena	130	mm
Otáčky vrtacího vřetena	2-3000	1/min
Výsuv Z	1250-2500	mm
Výsuv W	900	mm
Pojezd Y	2000 - 3000	mm
Pojezd X	2500 - 6000	mm
Výkon motoru hl. pohonu S1	37	kW


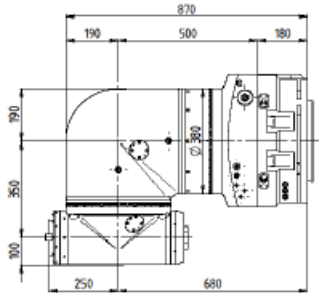
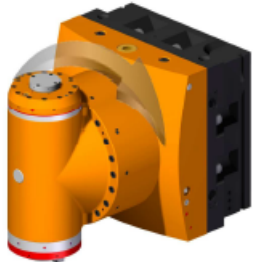



[Obr. 4.1] - Stroj HCW 1000

4.1 Zadané příslušenství k výměně

K navržení automatické výměny nástrojů a příslušenství je potřeba znát několik parametrů. Počet byl zadán jako 3+1, což znamená schopnost uložit 3 kusy příslušenství a víko vřeteníku, které se odkládá před nabráním příslušenství. Jako příslušenství k výměně do stroje byly zadány frézovací hlavy IFVW 206, IFVW 101, jejichž výrobcem je právě zadavatel Škoda Machine Tool a zrychlovací hlava FX300 od výrobce Pibomulti. Parametry jednotlivých hlav jsou uvedeny v tabulce [Tab. 4.1].

[Tab. 4.1] - Parametry zadaného příslušenství

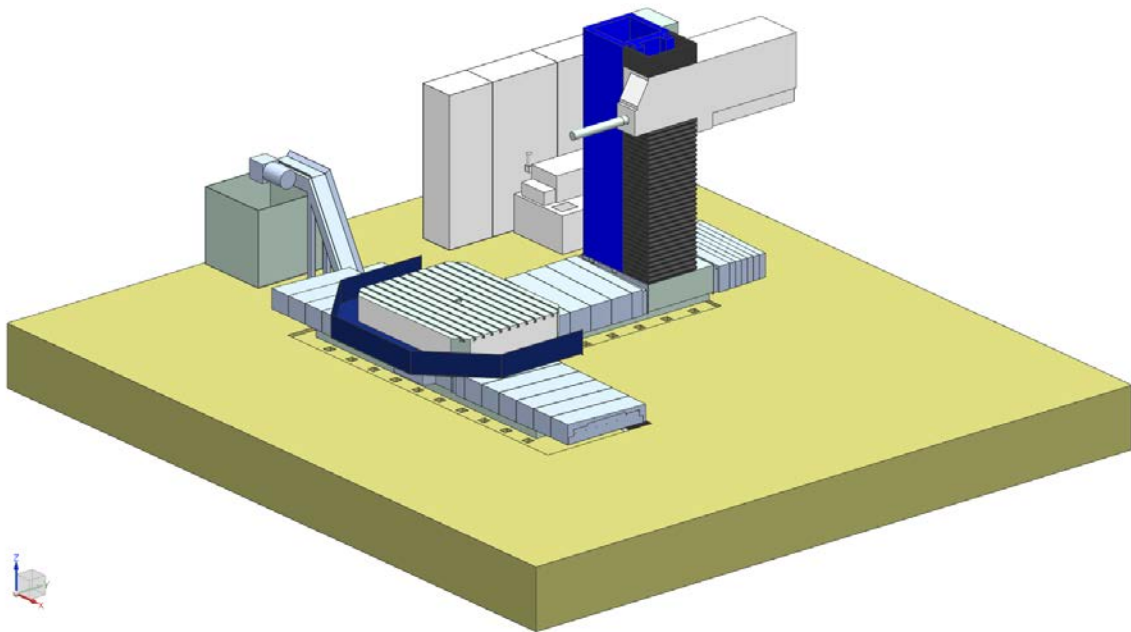
IFVW 206 C		<p>Výkon <i>kW</i> 25</p> <p>Moment <i>Nm</i> 1 000</p> <p>Jmenovité otáčky <i>min⁻¹</i> 240</p> <p>Maximální otáčky <i>min⁻¹</i> 3 000</p> <p>Převod otáček <i>i</i> 1 : 1</p> <p>Kužel vřetene <i>ISO</i> 50</p> <p>Stopka nástroje <i>DIN</i> 69871</p> <p>Natáčení 1. osy ° 0 - 360</p> <p>Natáčení 2. osy ° 0 - 360</p> <p>Hmotnost <i>kg</i> 850</p>	
	IFVW 101 C		<p>Výkon <i>kW</i> 25</p> <p>Moment <i>Nm</i> 1 000</p> <p>Jmenovité otáčky <i>min⁻¹</i> 240</p> <p>Maximální otáčky <i>min⁻¹</i> 3 000</p> <p>Převod otáček <i>i</i> 1 : 1</p> <p>Kužel vřetene <i>ISO</i> 50</p> <p>Stopka nástroje <i>DIN</i> 69871</p> <p>Natáčení 1. osy ° 0 - 360</p> <p>Hmotnost <i>kg</i> 500</p>
FX300			<p>Výkon <i>kW</i> 20</p> <p>Moment <i>Nm</i> 405</p> <p>Jmenovité otáčky <i>min⁻¹</i> 6000</p> <p>Maximální otáčky <i>min⁻¹</i> 8000</p> <p>Kužel vřetene <i>ISO</i> 50</p> <p>Hmotnost <i>kg</i> 110</p>

Vzhledem k tomu, že je poloha os nástrojů v hlavách vodorovná i svislá, bude se muset chapač výměny nástrojů otáčet kolem své osy o 90° stupňů, aby bylo možné měnit nástroje do všech hlav.

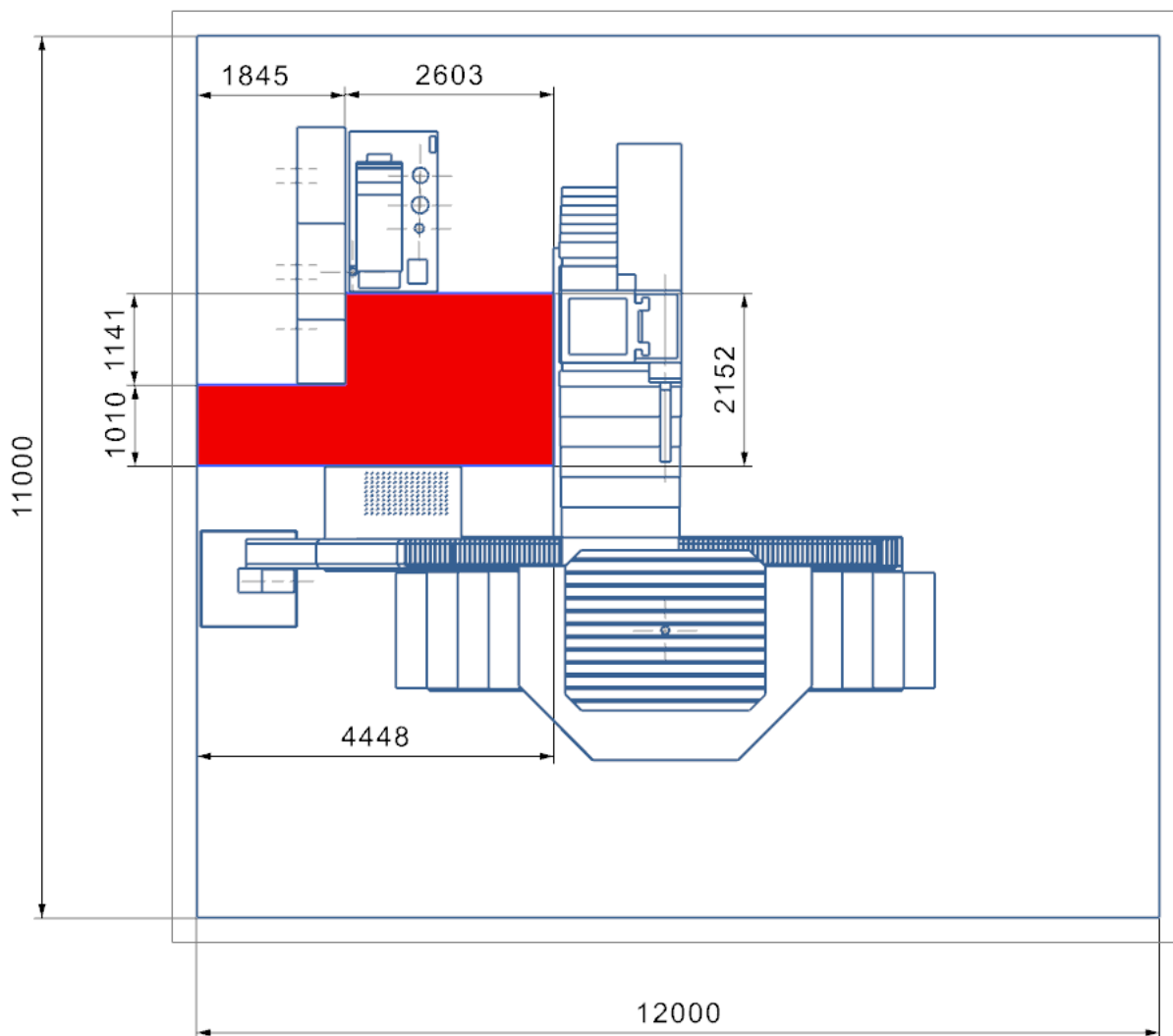
5 Koncepční návrh automatické výměny nástrojů a příslušenství

Tento konceptní návrh má za úkol určit umístění pracoviště v okolí stroje a rozhodnout, jakou formou bude automatická výměna nástrojů a příslušenství provedena. Zadání stroje a jeho okolí je přímo převzato ze zakázky pro francouzského zákazníka, který má specifické požadavky hlavně na celkovou kompaktnost stroje. Navázání zadání na zakázku uvede návrh pracoviště do kontextu s realitou a zajistí, že bude vyhovující i pro náročnější zákazníky.

Na obrázcích [Obr. 5.1] a [Obr. 5.2] je 3D model stroje a půdorys s červeně vyznačenou oblastí pro možné umístění pracoviště výměn. To se nachází jen nalevo od stroje z toho důvodu, že v pravé části má být pouze stanoviště pro operátora stroje a pracoviště výměn by zde zmenšovalo prostor pro operátora a snižovalo by bezpečnost pracoviště pro operátora.



[Obr. 5.1] - 3D stroje



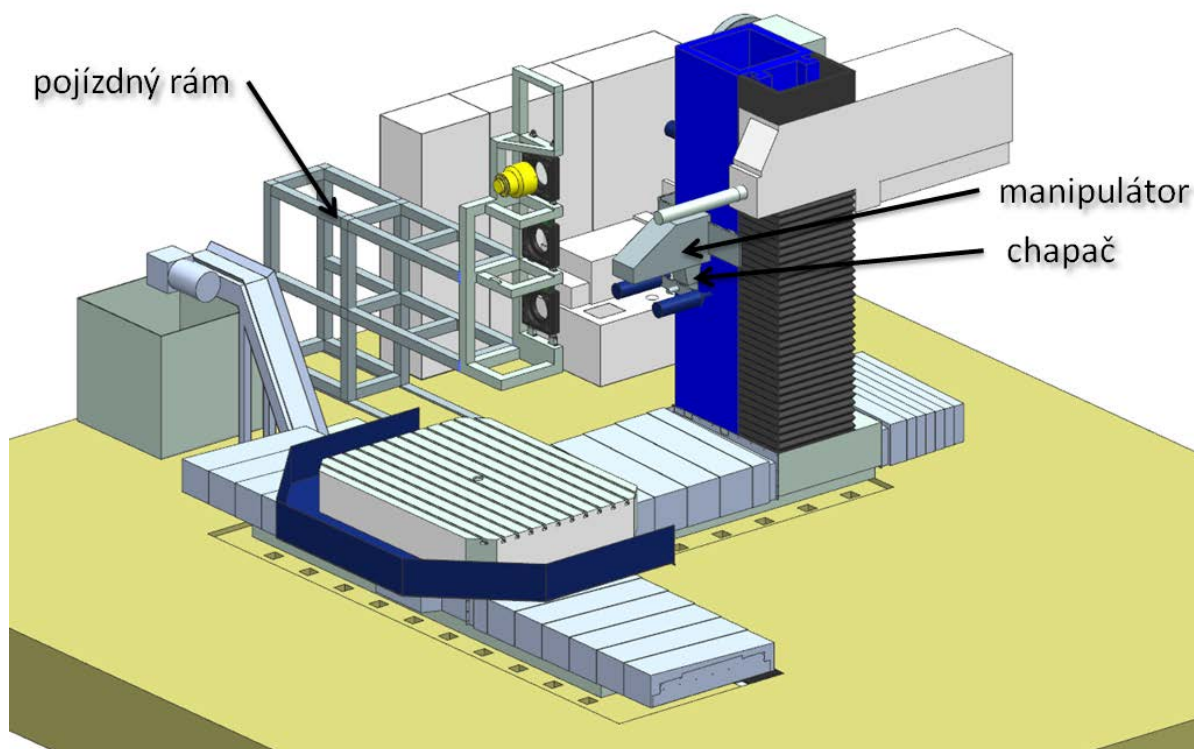
[Obr. 5.2] - Půdorys stroje

Podle této analýzy okolí stroje a možných řešení automatických výměn nástrojů a příslušenství, které jsou uvedeny v předcházejících kapitolách, vznikly následující varianty koncepčního návrhu pracoviště.

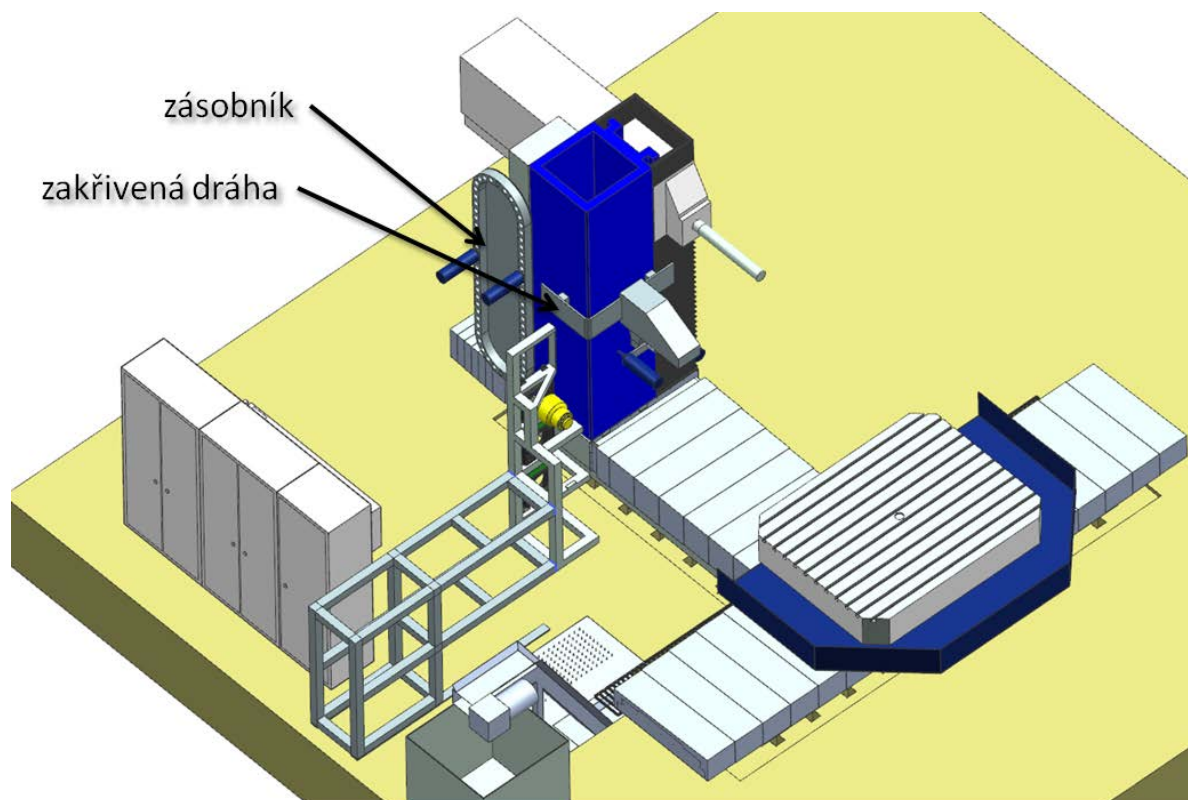
5.1 Varianta 1

První varianta využívá stávajícího řešení automatické výměny nástrojů z vyšších řad horizontek. Zásobník, manipulátor chapače i chapač jsou umístěny na stojanu stroje a výměna nástroje probíhá tak, že se manipulátor přesouvá od zásobníku k vřetenu stroje na stojanu po zakřivené dráze. Chapač pojíždí po manipulátoru ve směru od stojanu stroje a je otočný, aby mohla probíhat výměna nástrojů i do frézovacích hlav.

Automatická výměna příslušenství je umístěna mimo stroj v podobě pojízdného rámu, ve kterém jsou uloženy frézovací hlavy. Výměna hlav probíhá tak, že se rám vysune před stroj a ten svislým pohybem vřeteníku po stojanu a podélným pohybem stojanu nejdříve odloží víko vřeteníku do horní pozice zásobníku AAC a poté nabere frézovací hlavu. Na obrázcích [Obr. 5.3] a [Obr. 5.4] jsou popsány jednotlivé členy varianty 1.



[Obr. 5.3] - Varianta 1



[Obr. 5.4] - Varianta 1

Výhody:

- celkově malé prostorové nároky
- využití stávajícího řešení ATC

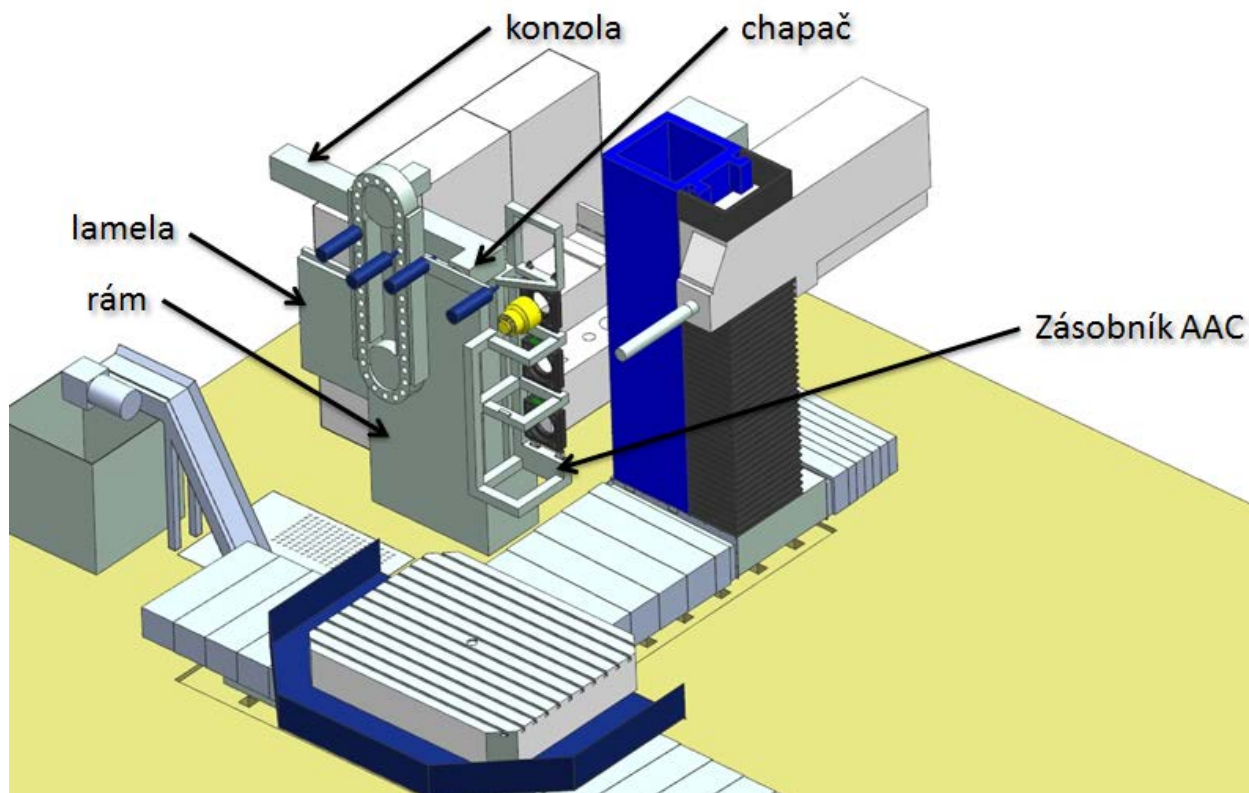
Nevýhody:

- omezený prostor pro ATC na stojanu stroje
- složitost manipulátoru ATC

5.2 Varianta 2

U varianty 2 je automatická výměna příslušenství (AAC) umístěna mimo stroj na samostatném rámu. Rám je pevný a je v něm posuvně uložena lamela, která je pevně spojena se zásobníkem, ve kterém jsou uloženy frézovací hlavy. Výměna hlav probíhá tak, že se lamela se zásobníkem vysune před stroj a ten svislým pohybem vřeteníku po stojanu a podélným pohybem stojanu nejdříve odloží víko vřeteníku do horní pozice zásobníku a poté nabere frézovací hlavu.

Automatická výměna nástrojů se nenachází na stojanu stroje, ale na rámu výměny příslušenství. Zásobník na nástroje je umístěn na přední straně rámu výměny příslušenství. Chapač je umístěn na konci konzoly, která je posuvně uložena na vrchu rámu výměny příslušenství. K výměně nástroje dojde tak, že chapač vyjme nástroj ze zásobníku, konzola s chapačem přejede ke stroji, kde chapač vymění nástroj do vřetene nebo do frézovací hlavy - chapač je z toho důvodu otočný. Stroj musí před výměnou nástroje najet do předem zadané polohy stejně jako u výměny příslušenství. [Obr. 5.5]



[Obr. 5.5] - Varianta 2

Výhody:

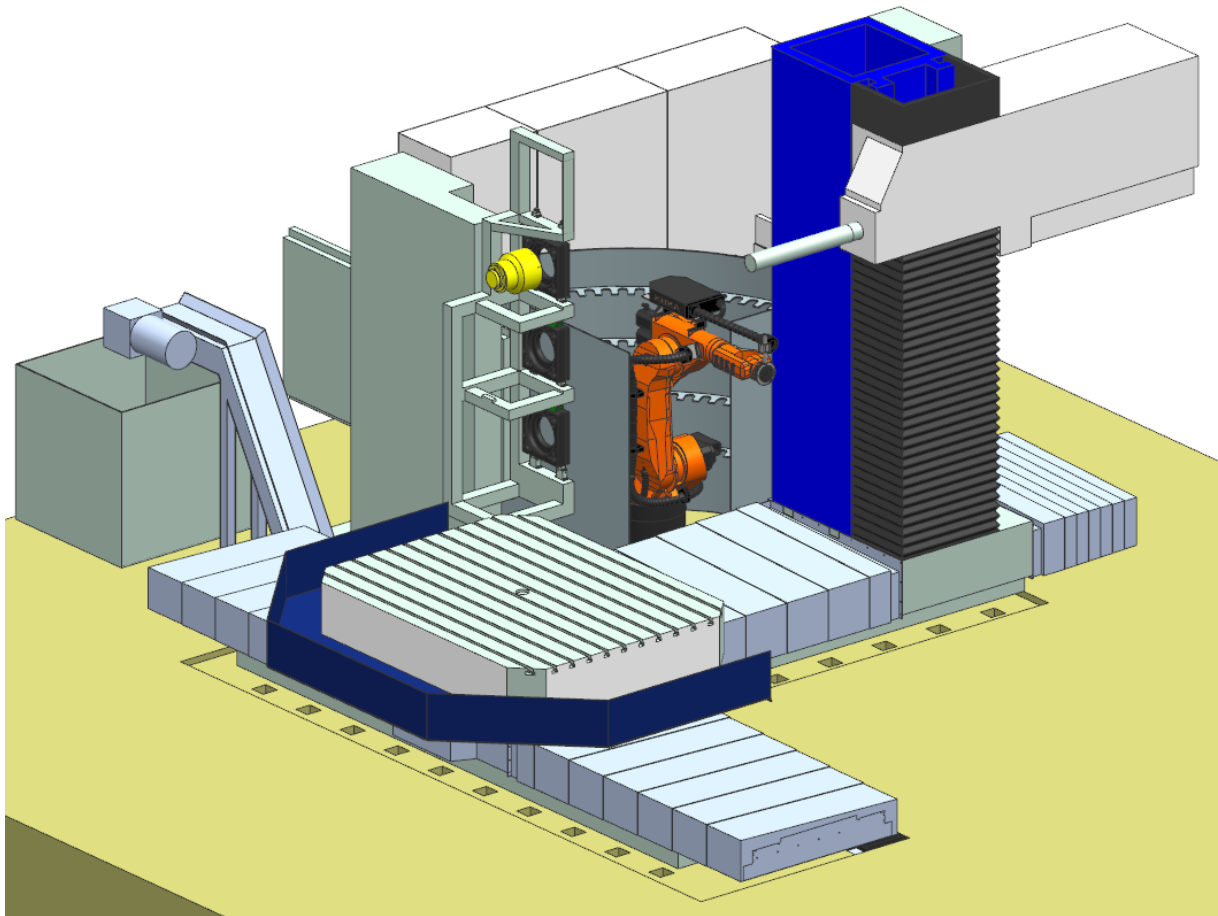
- menší prostorové nároky než u varianty 1
- dostatek prostoru pro zásobník nástrojů
- pracoviště výměn situováno v jednom místě
- jednodušší manipulátor (konzola) ATC

Nevýhody:

- možnost využití pouze chapače ze stávajícího řešení ATC
- nutnost posuvu stojanu a vřeteníku stoje z důvodu výměny nástroje

5.3 Varianta 3

U této varianty může být automatická výměna příslušenství provedena oběma principy z předchozích variant. Výměnu nástrojů provádí robot, který je ohrazen čtvrtkruhovou arénou s nástroji. Na konci ruky robota je chapač s čelistmi umístěnými pod úhlem 90° oproti 180°u předešlých variant.



[Obr. 5.6] - Varianta 3

Výhody:

- velká kapacita ATC
- rychlost ATC
- flexibilita robota

Nevýhody:

- vysoké prostorové nároky
- vysoká pořizovací cena robota

5.4 Hodnocení variant automatické výměny nástrojů a příslušenství

Jednotlivé varianty byly ohodnoceny podle daných kritérií hodnotami 1-5, přičemž varianta s nejvíce body je nejvhodnější.

[Tab. 5.1] - Hodnocení variant

	Prostorové nároky	Předpokládaná cena	Rychlost výměny nástrojů	Kapacita zásobníku	Součet
Varianta 1	4	4	3	3	14
Varianta 2	5	4	3	4	16
Varianta 3	2	1	4	5	12

Nejvhodnější je druhá varianta, která představuje výměnu příslušenství pomocí posuvné lamely, která je uložena v samostatném rámu a výměnu nástrojů uloženou na rámu. Zejména díky kombinaci malé prostorové náročnosti, nižším předpokládaným nákladům na výrobu a velké kapacitě zásobníku na nástroje je tato varianta vhodná pro další zpracování. Třetí varianta s robotem není vhodná zejména kvůli ceně. Cena ATC s robotem se pohybuje okolo 5 000 000 Kč a cena ATC s manipulátorem okolo 1 000 000 Kč. Ale v případě požadavku zákazníka na uskladnění více než 120 nástrojů bude tato varianta jedinou možnou. Vybraná varianta je také preferována zadavatelem. V následující kapitole bude proveden konstrukční návrh vítězné varianty.

6 Konstrukční návrh automatické výměny příslušenství

Úkolem je provést konstrukční návrh automatické výměny příslušenství s posuvnou lamelou a samostatným rámem, který ponese i automatickou výměnu nástrojů. Návrh musí vyhovět všem požadavkům zadavatele uvedených v kapitole 6.1 a musíme jej provést s ohledem na to, že se jedná o kusovou, téměř zakázkovou, výrobu.

6.1 Zadané parametry a specifikace požadavků

Pro automatickou výměnu příslušenství

- Nést frézovací hlavy IFVW206, IFVW101 a FX 300 s celkovou hmotností 1660 kg včetně přírub a víka vřeteníku
- Zástavbové rozměry viz. [Obr. 5.2] - Půdorys stroje na str. 12
- Nejmenší vzdálenost od stojanu stroje 150 mm
- Posuv řešen servomotorem
- Výměna příslušenství do 1 minuty
- Odnímatelný zásobník z důvodu možné výměny pro jiný počet frézovacích hlav
- Schopnost nést automatickou výměnu nástrojů
- Soustřednost konektorů Ø0,25 mm spojením vřeteníku s frézovací hlavou

Pro automatickou výměnu nástrojů

- Maximální hmotnost jednoho nástroje 30 kg
- Zásobník pro maximálně 80 nástrojů
- Umístění na rámu AAC
- Posuv řešen servomotorem
- Nezájem na vlastní produkci zásobníku a chapače, konstrukce se přenechá externímu dodavateli, kterému se předají požadující parametry na ATC

6.2 Rozbor problému přesnosti a postupu konstrukce

Automatická výměna příslušenství musí zajistit dostatečnou podporu pro automatickou výměnu nástrojů, kterou ponese na rámu, dopravit frézovací hlavy před stroj, zajistit, aby opakovaně došlo k bezproblémovému spojení frézovací hlavy s vřeteníkem stroje a stroj mohl frézovací hlavu vyzvednout z AAC. Právě ke spojení frézovací hlavy s vřeteníkem stroje se pojí požadavek, který říká, že soustřednost konektorů pro přívod energii mezi frézovací hlavou a vřeteníkem musí být maximálně $\varnothing 0,25$ mm viz. Příloha 1.

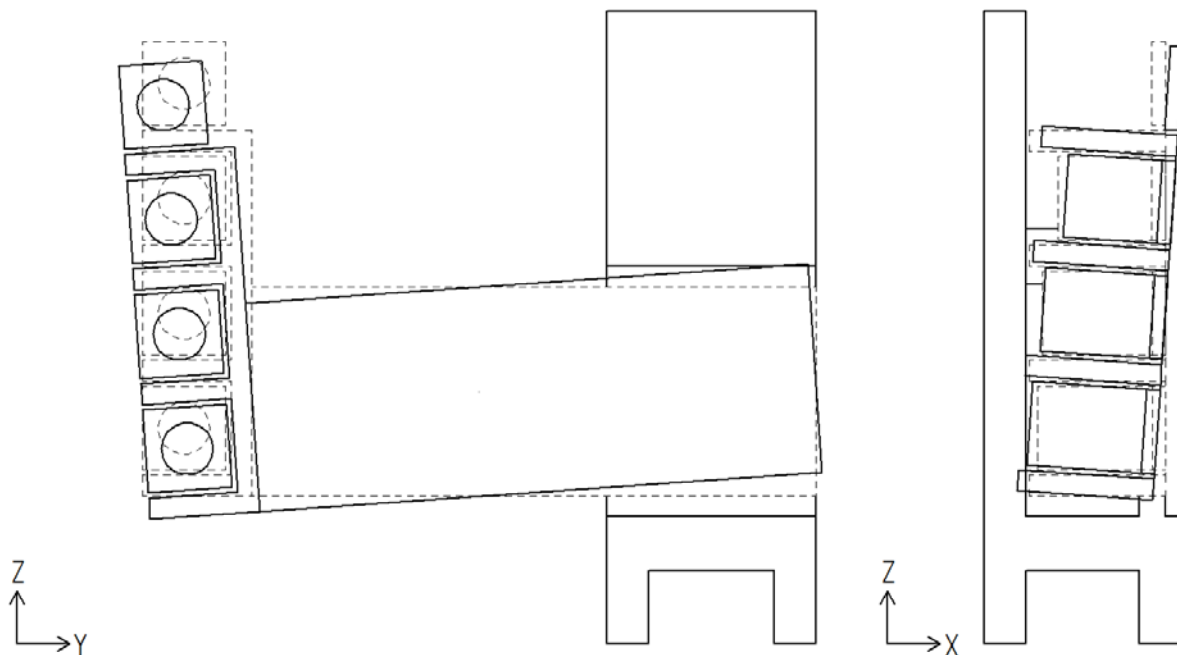
Již teď můžeme podle koncepčního návrhu odhadnout, jakým způsobem by se AAC mohla deformovat. AAC musí při předjíždění před stroj překonat minimálně vzdálenost 1,7 m (tato vzdálenost byla určena již zadavatelem viz. Příloha 2). V tu chvíli bude zásobník s frézovacími hlavami o přibližné hmotnosti 2 tuny umístěn na konci vysunutě lamely a tuto soustavu si můžeme představit jako nosník s převislým koncem zatíženým silou přibližně 20 000N a momentem od nedokonalé symetrického uložení hlav vůči lamele. Výsledná možná deformace je zobrazena na [Obr. 6.1]. AAC by se podlé této myšlenky mohla naklánět do dvou směrů, což může nepříznivě ovlivnit soustřednost konektorů před spojením. My ovšem nevíme, jakým způsobem právě deformace ovlivňuje soustřednost konektorů a jak deformaci systému - zásobník, lamela, rám - správně kvantifikovat. Tyto dvě neznámé je potřeba objasnit před dalším navrhováním konstrukce AAC a jejich prozkoumáním se budou zabývat následující dvě kapitoly.

6.2.1 Vliv deformace systému na soustřednost konektorů

K popsání vlivu deformace systému na soustřednost konektorů je potřeba popsat proces nabírání hlav. Ten probíhá v několika krocích:

1. Uživatel na řídicím panelu stroje vybere frézovací hlavu, kterou chce osadit na stroj. (Pozice hlav v zásobníku jsou do systému zadány ručně a jsou neměnné.)
2. Stroj dá pokyn pracovišti, aby vyjela lamela. Ta vyjede do jedné předem dané pozice.
3. Vřeteník posuvem ve směru kolmém k lamele a posuvem ve svislém směru odloží víko vřeteníku do zásobníku.
4. Vřeteník posuvem ve směru kolmém k lamele a posuvem ve svislém směru nabere frézovací hlavu, vyndá ji ze zásobníku a odjede od AAC. (Každá frézovací hlava má v systému zadanou svou přesnou polohu, která se do systému zadává během montáže u zákazníka a je odměřena pomocí manuálního ovládání stroje.)
5. Lamela se zasune zpět do rámu AAC:

Čtvrtý krok je z hlediska přesnosti a tedy i deformace systému kritický. Při spojení vřeteníku s frézovací hlavou přijdou do kontaktu jako první konektory. Výrobce těchto konektorů udává, že jejich soustřednost musí být před spojením v kruhovém tolerančním poli o průměru 0,25 mm viz. Příloha 1. Stroj se dokáže pohybovat podle obrázku [Obr. 6.1] v osách X a Z, takže v těchto osách nebude deformace systému ovlivňovat, protože stroj najíždí do předem zadané polohy při montáži, tedy do již zdeformované polohy. V ose Y ale nevykonává žádný posuv. Lamela se ve směru osy Y pohybuje, ale pouze do jedné předem zadané pozice a to sice na žádost zadavatele, protože v tu chvíli by bylo daleko složitější řízení i posuv lamely. V tomto směru už deformace systému ovlivní soustřednost konektorů a to tak, že dojde k náklonu zásobníku a vyosení konektorů na jednotlivých hlavách z jedné svislé osy [Obr. 6.1]. Vlivem deformace bude docházet i k natočení zařízení, ale vzhledem k maximální dovolené deformaci 0,25 mm budou tyto sklony zanedbatelné a nebudeme je dále zkoumat.

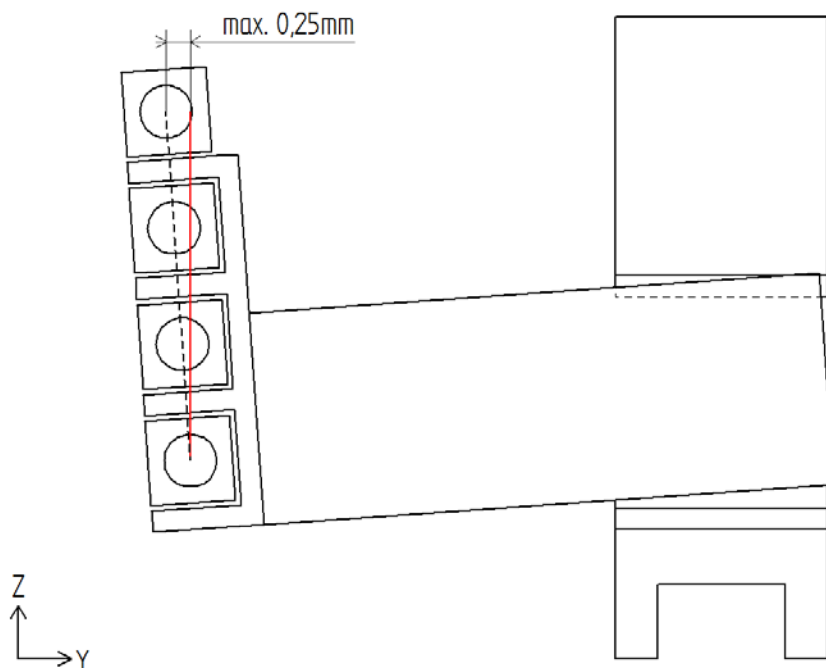


[Obr. 6.1] - Předpokládaná deformace AAC

6.2.2 Kvantifikace deformace systému

Při posuzování deformace systému nás bude zajímat deformace v ose Y. Nebude to ovšem absolutní deformace, ale deformace mezi zařízeními. Pokud bude větší než 0,25 mm, stroj nebude moci vyzvednout všechna zařízení ze zásobníku.

Musíme tedy hned v úvodu konstrukčního návrhu zjistit, zda je konstrukce schopná tuto deformační podmínku zajistit. S výhodou využijeme softwarové výpočty pomocí metody konečných prvků, které nám již od prvního návrhu konstrukce AAC nastíní, jak se bude konstrukce chovat a zda deformační podmínku splní už od počátku návrhu nebo bude potřeba provést další konstrukční úpravy, aby byl tento nezbytný požadavek splněn.



[Obr. 6.2] - Maximální deformace systému

6.3 Konstrukční návrh zásobníku pro příslušenství

Návrh automatické výměny příslušenství začíná u návrhu zásobníku z toho důvodu, že zásobník je prvním členem, který přichází do kontaktu s příslušenstvím.

Funkce, které zásobník musí zajistit, jsou:

- schopnost nést frézovací hlavy
- spojení s lamelou

Z těchto funkcí vzejdou kritéria na konstrukci zásobníku. Musíme určit, jakým způsobem budou jednotlivé hlavy v zásobníku rozmístěny ve vertikálním směru. Dále je třeba určit způsob uložení hlav v zásobníku, a jak budou ze zásobníku vyndávány. U spojení zásobníku s lamelou je nutné určit, kde a jak se budou tyto dva členy spojovat. Návrh tohoto spojení provedeme až v kapitole návrhu lamely, kdy budeme znát úvodní návrh obou členů. Návrh konstrukce zásobníku provede ze získaných poznatků o poloze hlav a provedeme MKP analýzu, abychom konstrukci nadimenzovali a získali přehled o tom, jak se deformuje.

6.3.1 Rozmístění frézovacích hlav v zásobníku

Nejprve určíme, jak budou jednotlivé hlavy seřazeny v zásobníku ve vertikálním směru. To rozhodneme tak, že se podíváme například na bowlingovou kuželku. Těžiště má ve své spodní polovině a je tedy relativně stabilní. Pokud ji obrátíme vzhůru nohama, bude přepadávat zpět do své stabilní polohy. Snaží se mít těžiště co možná nejniž. Proto musí být hlavy logicky seřazeny od té nejtěžší po nejlehčí směrem od základu. Zásobník bude stabilní a méně náchylný k rozkmitání.

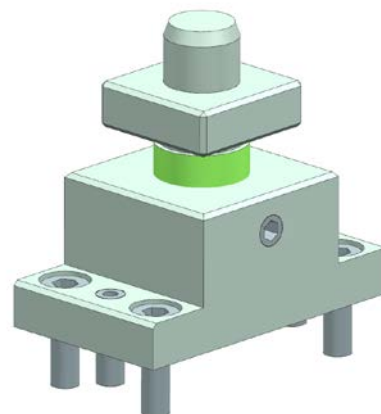
Dále pokud se podíváme na obrázek [Obr. 6.1] na levý pohled, hlavy by měli být seřazeny v jedné ose a to s vysokou přesností. Pokud by to tak nebylo, došlo by k tomu, že by stroj například dokázal odložit víko vřeteníku, ale hlavu, která by vůči tomuto víku byla ve směru osy Y vyosená o více jak 0,25mm by nedokázal nabrat, protože stroj nemá posuvný stojan v podélném směru a nedošlo by ke spojení konektorů [Obr. 6.2]. Polohu by mohla měnit lamela se zásobníkem, ale prodloužil by se tím čas výměny, bylo by složitější naprogramování pracoviště a snížila by se přesnost najíždění, protože by už nedocházelo k najíždění do stále opakované polohy, u které se dá přesnost polohování snadno dodržet.

Nyní zbývá určit umístění hlav ve směru osy X. Buď mohou být čela přírub jednotlivých hlav zarovnána v jedné rovině jako na obrázku [Obr. 6.1] nebo mohou být hlavy umístěny tak, aby jejich těžiště byla v jedné ose s lamelou a nedocházelo by tak k jejímu kroucení. Rozdílné umístění hlav v ose X má jedno omezení a tím je vzdálenost vřetena od stojanu stroje, která je 250 mm. Pokud by vzdálenost mezi hlavou neblíže ke stojanu a hlavou nejdále od stojanu byla větší než 250 mm, došlo k nabourání stojanu stroje do pracoviště výměn. Vzhledem k tomu, že zatím přesně nevíme, jak se bude AAC deformovat, budou čela hlav zarovnána, protože tak je konstrukce zásobníku jednodušší a estetičtější.

6.3.2 Způsob uložení frézovacích hlav a jejich zvedání

Uložení frézovacích hlav bude stávající, které běžně používá Škoda Machine Tool. Hlavy budou v části příruby uloženy na dvou výškově stavitelných čepích [Obr. 6.3] se středěním a na druhém konci volně položeny na rámu zásobníku.

Možnosti, jak vyndat frézovací hlavu ze zásobníku, jsou dvě. První možností je hlavu v zásobníku vyzdvihnout z odkládacích čepů, odjet se stojanem stroje dozadu a poté



[Obr. 6.3] - Odkládací čep

zasunout lamelu. Druhou možností je vyzdvihnout hlavu z odkládacích čepů a zasunout lamelu. První možnost se skládá celkem ze tří pohybů, druhá ze dvou. U druhé možnosti bude tím pádem kratší čas výměny. Zásobník sice nemůže mít bočnice na straně, kterou se vysouvají hlavy ze zásobníku [Obr. 6.1], čímž se sníží tuhost zásobníku a zvětší deformace, ale právě kratší čas hraje velkou roli pro zákazníka, protože kratší čas výměny znamená vyšší čas práce stroje a tím i vyšší produktivitu. Proto budeme v návrhu konstrukce uvažovat pouze druhou variantu a k první se vrátíme pouze tehdy, pokud bude druhá varianta nevyhovující z hlediska deformace.

V kapitole 6.2 byl popsán problém deformace AAC ve spojení s nabíráním zařízení. Nebyl zde však popsán problém spojený se zpětným zakládáním zařízení. Ve chvíli, kdy dojde k vyzvednutí zařízení ze zásobníku, dojde k odlehčení AAC a tím pádem k určitému posunu ze své výchozí polohy, kdy je AAC plně zatížena. Při další změně zařízení je třeba nejprve vrátit již používané. To se vrací zpět na svou pozici a ukládá se na odkládací čepy. V tomto případě již neplatí přesnost 0,25 mm, ale taková, kterou dovolí středění odkládacích čepů. Toleranční pole odkládacích čepů se pohybuje okolo 2 mm. Tuto podmínku bude nutné zkontrolovat až ve chvíli, kdy bude konstrukce AAC vyhovovat podmínce nabírání hlav.

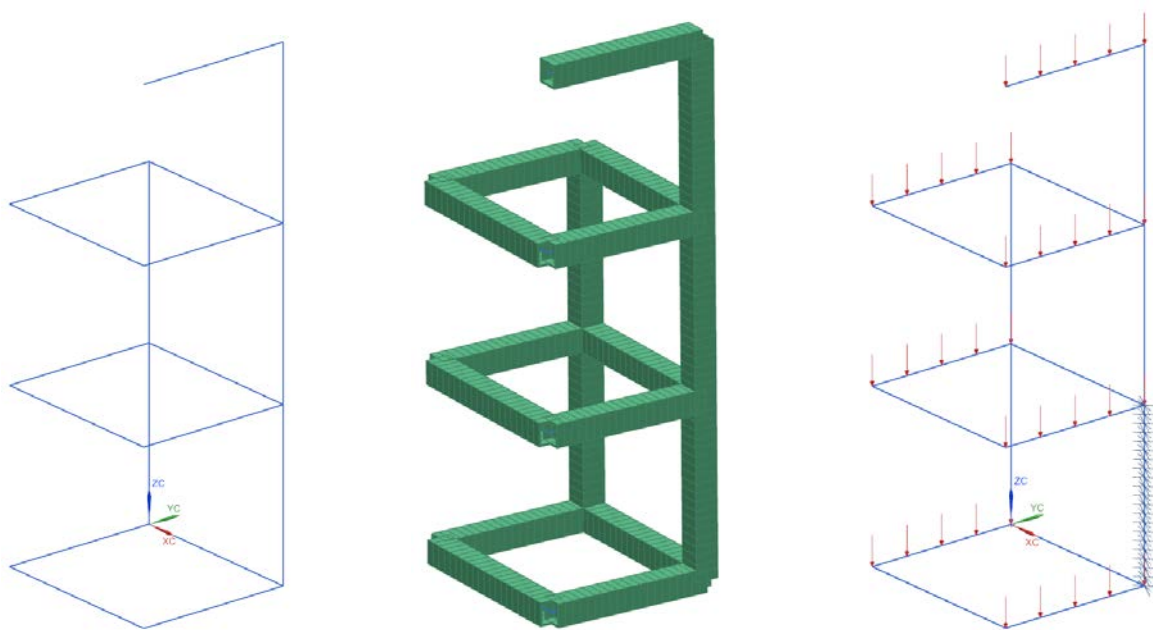
6.3.3 Návrh velikosti profilů zásobníku

Vzhledem k hlavní funkci zásobníku, kterou je schopnost nést frézovací hlavy, a složitému tvaru, bude nejjednodušší a nejlevnější zásobník svařit z tenkostěnných profilů. Odlévání nepřipadá vzhledem k funkci a rozměrům v úvahu.

Pro první dimenzování konstrukce jsme vytvořili velmi jednoduchý čárový model [Obr. 6.4], na kterém provedeme rychlý MKP výpočet, abychom ještě před samotným 3D modelováním získali přehled o tom, jak velké profily budou nejhodnější. Všechny modely a výpočty metodou konečných prvků budou provedeny v programu Siemens NX 9.

6.3.3.1 Výpočtový model

Na čárový model zásobníku aplikujeme 1D prvky typu CBEAM s 20 elementy na jeden prvek, průřezem profilu ve tvaru obdélníka a s materiálem z ocele [Obr. 6.5]. V místě pravé spodní stojiny budeme uvažovat spojení zásobníku s lamelou, proto jí zakážeme pohyb ve všech stupních volnosti a jednotlivé pozice zatížíme silami vyvolanými od tíhy frézovacích hlav a víka, čili 9,5kN, 5,5kN, 1,6kN a 0,4kN postupně ve směru osy Z [Obr. 6.6].



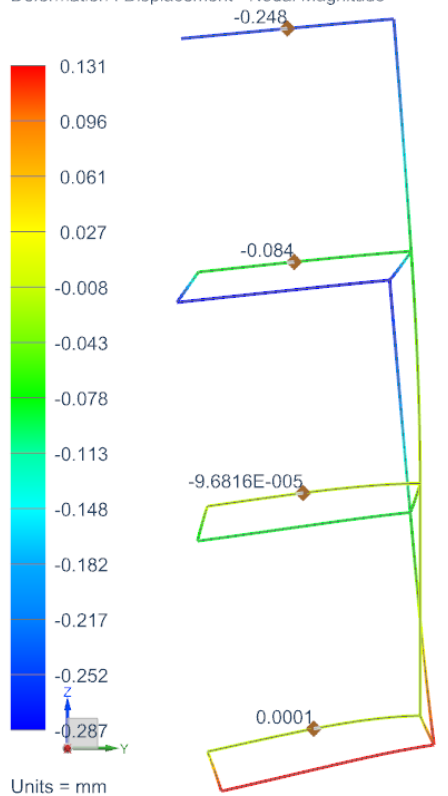
[Obr. 6.5] - Čárový model zásobníku [Obr. 6.4] - Model s 1D prvky [Obr. 6.6] - Okrajové podmínky

Provedeme statický výpočet s libovolnými rozměry profilu a následně nastavíme geometrickou optimalizaci tak, aby konstrukce byla co možná nejlehčí, bylo dosaženo maximální deformace 0,25 mm ve směru osy Y (kap. 6.2.1) na předních vodorovných prvcích a měnila se geometrie vodorovných prvků, které nesou hlavy a stojin (svislých prvků), nezávisle na sobě mezi hodnotami 80-150 mm s tloušťkou stěny profilu 8 mm.

6.3.3.2 Vyhodnocení geometrické optimalizace

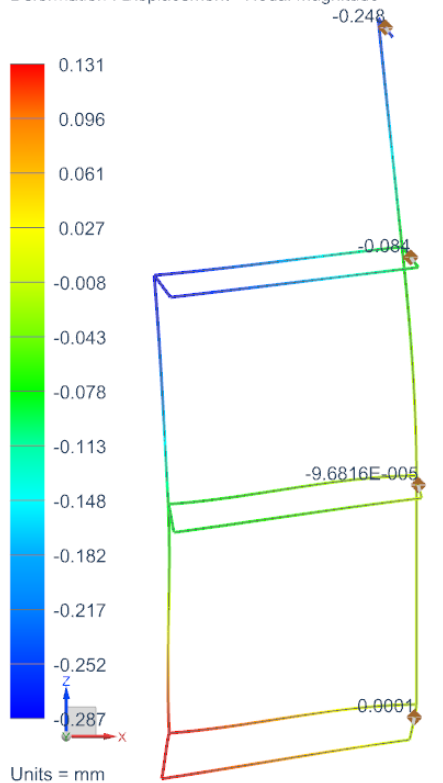
Geometrická optimalizace skončila po 7 cyklech a na obrázcích [Obr. 6.7] a [Obr. 6.8] je vidět její výsledek. Během optimalizace došlo k postupné úpravě profilu stojin na 130x80mm a vodorovných prvků na 80x80mm. Z toho je patrné, že největší vliv na deformaci zásobníku mají právě stojiny. Maximální redukované napětí v konstrukci je 32 MPa. Z toho můžeme usoudit, že se v průběhu navrhování AAC bude jednat hlavně o tuhostní úlohu a z průběhu napětí v konstrukci budeme vyvozovat hlavně koncentrátoři napětí.

optimalizace_beam_fem1_sim1 : rozmer_profilu Result
SUBCASE - STATIC LOADS 1
Displacement - Nodal, Y
Min : -0.287, Max : 0.131, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



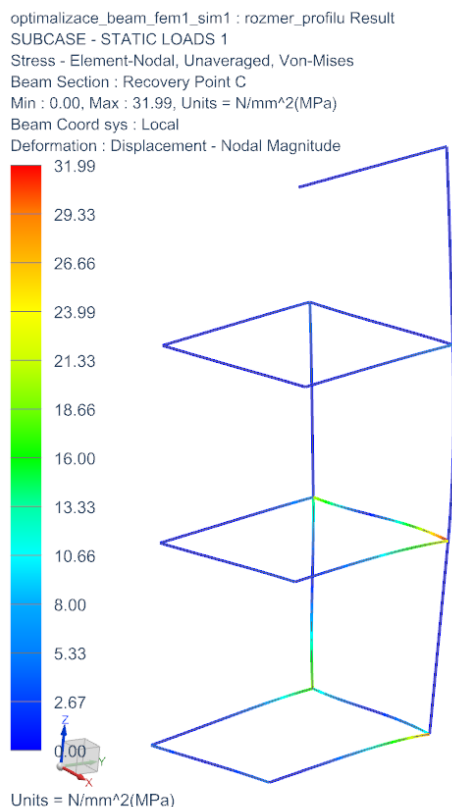
[Obr. 6.8] - Pohled na deformaci zásobníku zepředu

optimalizace_beam_fem1_sim1 : rozmer_profilu Result
SUBCASE - STATIC LOADS 1
Displacement - Nodal, Y
Min : -0.287, Max : 0.131, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

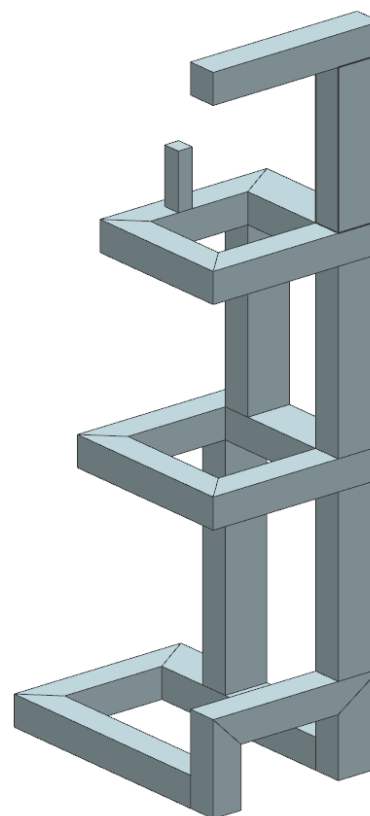


[Obr. 6.7] - Pohled na deformaci zásobníku z boku

Tento výpočet sloužil pouze k předběžnému návrhu profilů zásobníku a byla v něm zanedbána například změna zatížení od zařízení vlivem naklonění zásobníku a uchycení zásobníku také neodpovídá realitě. Nyní ale můžeme navrhnout 3D model, na který aplikujeme poznatky získané z geometrické optimalizace, a z něj detailnější čárový model, který budeme používat k dalším výpočtům. V úvodním návrhu konstrukce používáme 1D prvky z toho důvodu, že výpočty jsou mnohonásobně rychlejší než s 3D prvky. Nemají ale takovou vypovídací hodnotu o realitě jako výpočty s 3D prvky a po úvodním návrhu konstrukce bude nutné provést nové výpočty s 3D prvky.



[Obr. 6.10] - Maximální redukované napětí



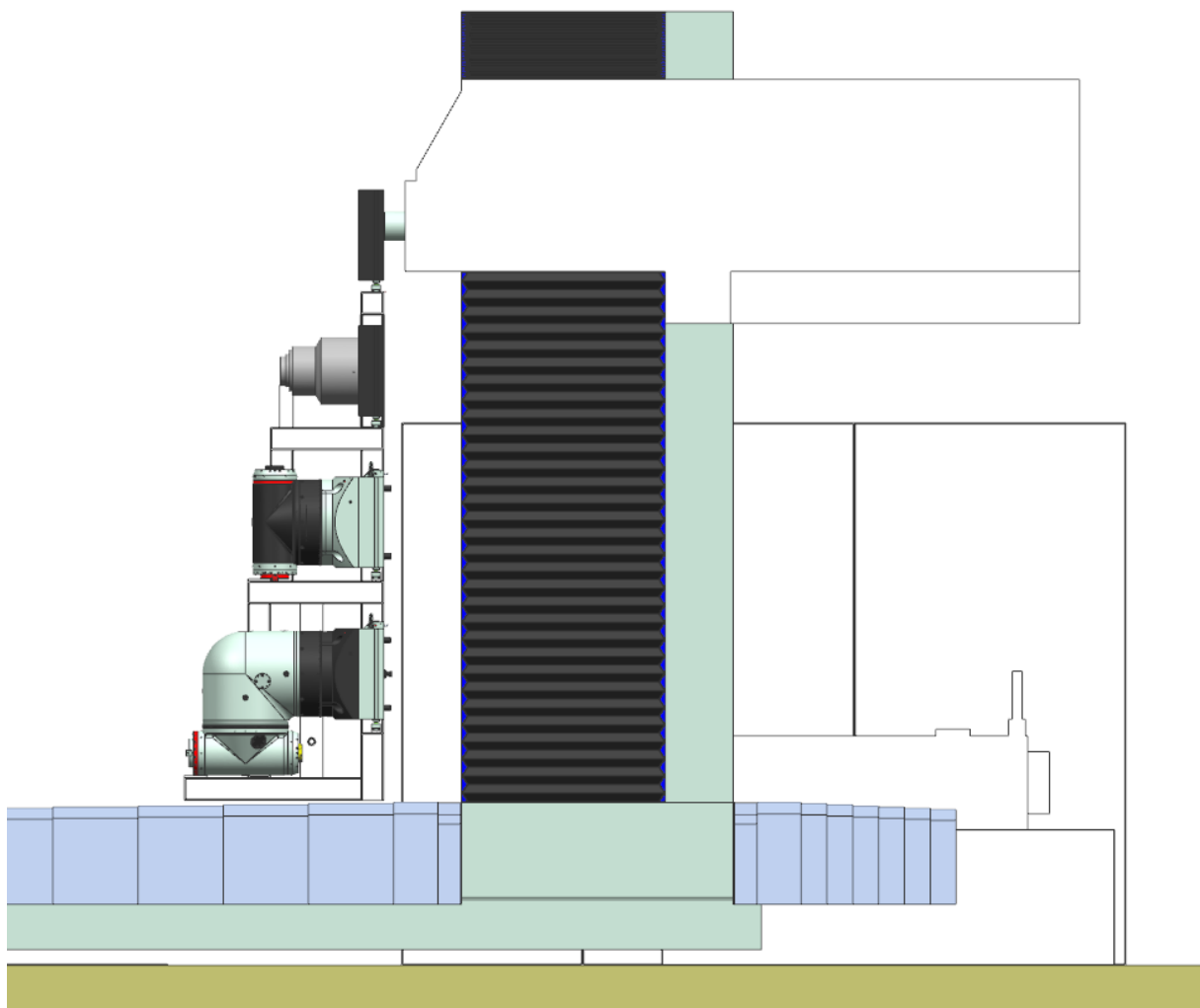
[Obr. 6.9] - Svařovaná konstrukce zásobníku

6.3.4 Návrh svařované konstrukce zásobníku

Na obrázku [Obr. 6.10] je vidět navržená konstrukce zásobníku. Využili jsme poznatků z předchozího výpočtu, takže stojiny jsou z obdélníkových profilů 150x100 mm s tloušťkou stěny 8 mm a prvky podepírající zařízení ze čtvercových profilů 100x100mm s tloušťkou stěny 8 mm. Velikost profilů je větší než v geometrické optimalizaci, což nám zajistí ještě nepatrně větší tuhost zásobníku. Materiál profilů je konstrukční ocel S235JRG1 (ČSN 11 373) [8]. Spodní část zásobníku je zalomená, protože v tomto místě bude uložena frézovací hlava IFVW206 [Obr. 6.11].

Během návrhu zásobníku jsme došli k závěru, že jedinou možností, jak vyndávat hlavy ze zásobníku, je možnost druhá, tedy do boku (kap 6.3.2). Pokud bychom navrhli zásobník pro první variantu, tedy vyndávání hlav přední stranou zásobníku, musela by být spodní pozice pro IFVW206 vyšší kvůli překonání lomené části a došlo by k tomu, že poslední pozice, kde je uloženo víko vřeteníku, by byla výš než samotný svislý posuv vřeteníku po stojanu stroje. Na obrázku [Obr. 6.11] je zobrazená navržená konstrukce a zbývající posuv vřeteníku při dosažení poslední pozice AAC je 40 mm, což stačí akorát k založení nebo vyzvednutí víka vřeteníku.

V tuto chvíli stále není navržené spojení lamely a zásobníku. To navrhne až ve chvíli, kdy budeme znát podobu lamely.



[Obr. 6.11] - Výška zásobníku

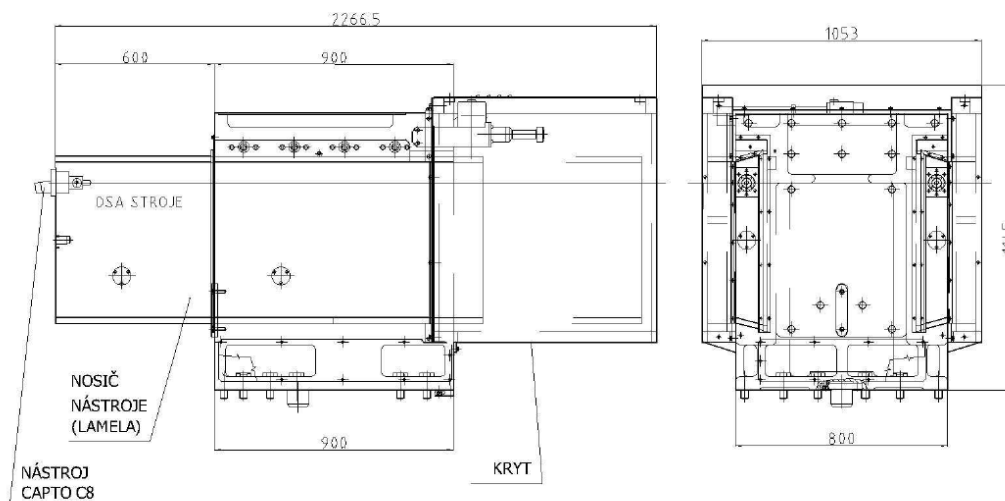
6.4 Konstrukční návrh lamely

Posuvné lamely se v obrábění používají u lamelových suportů [Obr. 6.12], kde nesou řezný nástroj a jejich výhoda spočívá v tom, že při velkém vysunutí dokážou přenášet velké obráběcí síly. U námi navrhované automatické výměny příslušenství využíváme stejné výhody s tím rozdílem, že obráběcí síly jsou nahrazeny tíhovými silami zařízení. K provedení konstrukčního návrhu lamely je nutné si uvědomit její hlavní funkce. Z těchto funkcí potom budou vyplývat požadavky na lamelu a z požadavků jsme schopni provést její návrh.

Hlavní funkce lamely:

- schopnost nést zásobník se zařízeními
- schopnost vysouvat zásobník se zařízeními před stroj
- rozebíratelné spojení se zásobníkem
- uložena v rámu

Z výše uvedených funkcí plyne, že lamela musí být dostatečně tuhá, aby dokázala přenášet zatížení od zásobníku, se kterým má být rozebíratelně spojená a musí být vedena a poháněna v rámu tak, aby dokázala přepravit zařízení ke stroji v určitém časovém intervalu. V následujících kapitolách se pokusíme tyto požadavky splnit.



[Obr. 6.12] - Lamelový suport

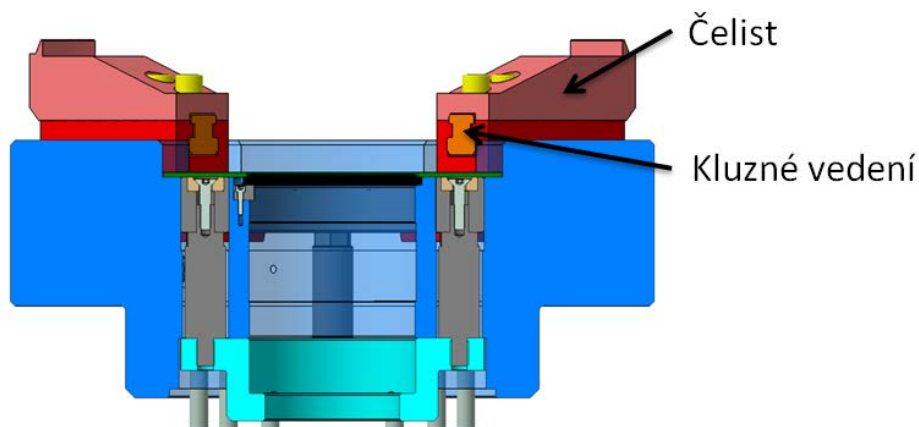
6.4.1 Možná provedení lamely

Možnosti, jakým způsobem zkonstruovat lamelu, jsou dvě. První možností je lamelu navrhnout jako desku, tedy z jednoho kusu materiálu. V případě aplikace na AAC by tento plech musel mít tloušťku alespoň 100 mm a délku 2500 mm, když uvažujeme výsuv 1700 mm a délku, na které bude lamela uložena, 800 mm. Druhou možností je lamelu zhotovit ze svařované konstrukce z profilů, která by kopírovala tvar řešení pomocí desky. První varianta bude samozřejmě tužší, ale těžká a také drahá na nákup. Oproti tomu druhá varianta bude lehčí, levnější, ale s menší tuhostí. Naším úkolem teď tedy bude rozhodnout o tom, jestli je rozdíl tuhosti mezi první a druhou variantou tak velký, abychom upřednostnili první variantu pomocí desky, která bude nákladnější, před variantou ze svařovaných profilů.

6.4.2 Vedení lamely

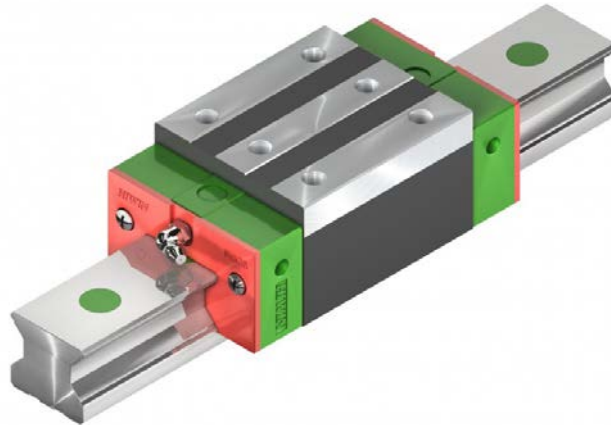
Než provedeme porovnávací výpočet obou variant, je třeba rozhodnout, jakým způsobem bude lamela v rámu vedena, protože umístění vedení nám určuje okrajové podmínky pro výpočet. V našem případě vyvstávají dvě možnosti, jak lamelu uložit a vést v rámu.

První možností je vedení kluzné jako například u čelistí sklíčidla viz. [Obr. 6.13]. Kluzné vedení má vysokou únosnost, ale je použitelné pouze do rychlosti maximálně 5 m/min a náročné na výrobu a konstrukci.



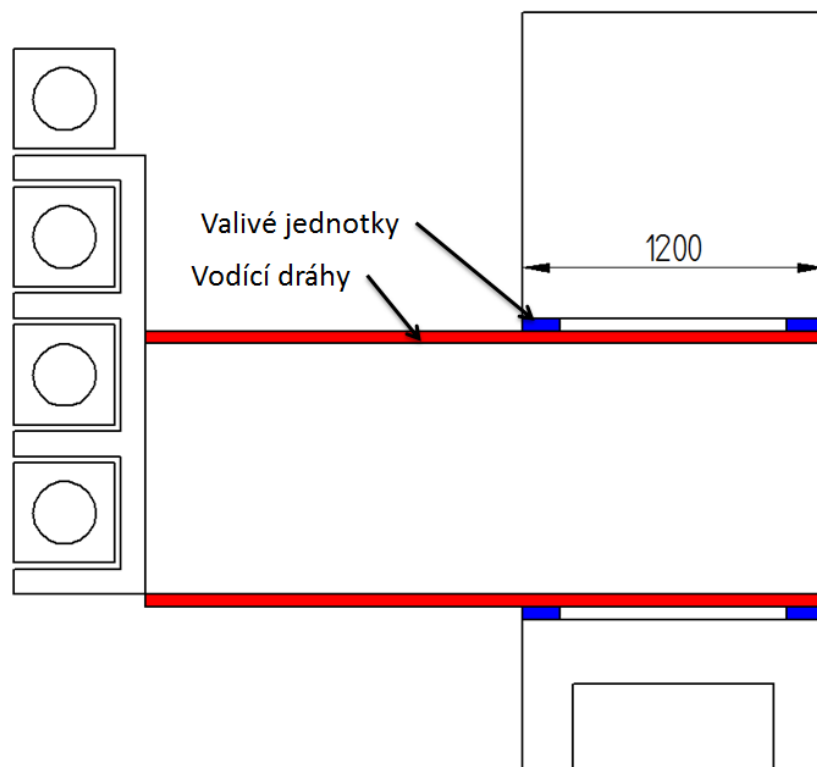
[Obr. 6.13] - Kluzné vedení čelistí sklíčidla

Druhou možností je lineární valivá a kluzná vedení. Výrobou těchto vedení se zabývá mnoho firem a nabízí několik řad únosností s kuličkami, válečky nebo kluznými plochami. Skládají se z tanků a vodících drah, jejich montáž probíhá přišroubováním na vedený objekt a základ a mají stírací elementy proti vniknutí nečistot [Obr. 6.14]. Dovolená rychlost těchto vedení je v řádu stovek metrů za minutu.



[Obr. 6.14] - Lineární vedení

Uvážíme-li rychlost lamely, která by se měla pohybovat okolo 10 m/min, a potřebu středně velké únosnosti, bude nevhodnější řešit vedení lamely pomocí lineárních válečkových vedení, která se dají nakoupit u specializované firmy, mají snadnou montáž, jsou odolná proti proniknutí nečistot a vyhovují rychlosti lamely a jejímu zatížení. Použijeme 4 valivé jednotky a 2 vodící dráhy, které budou na lamele a rámu rozmístěny podle obrázku [Obr. 6.15]. Šířku rámu uvažujeme 1200 mm, což by měla být dostatečná šířka pro uložení lamely a umístění zásobníku na nástroje. Podrobný návrh s výpočtem je uveden v kapitole 6.4.6.



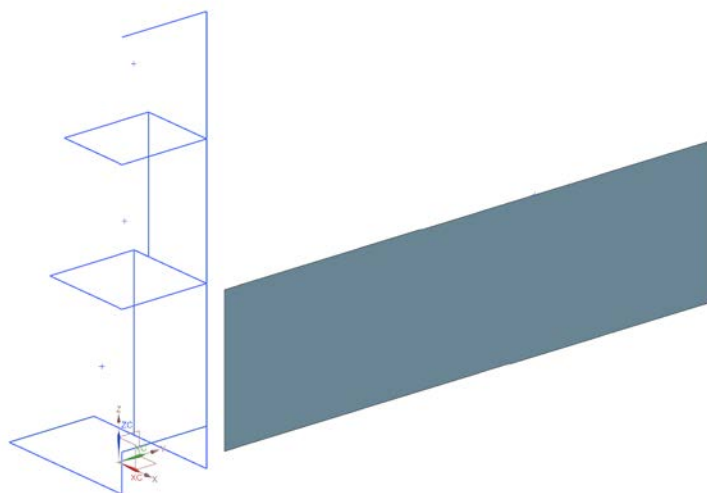
[Obr. 6.15] - Rozmístění vedení

6.4.3 Výběr provedení lamely

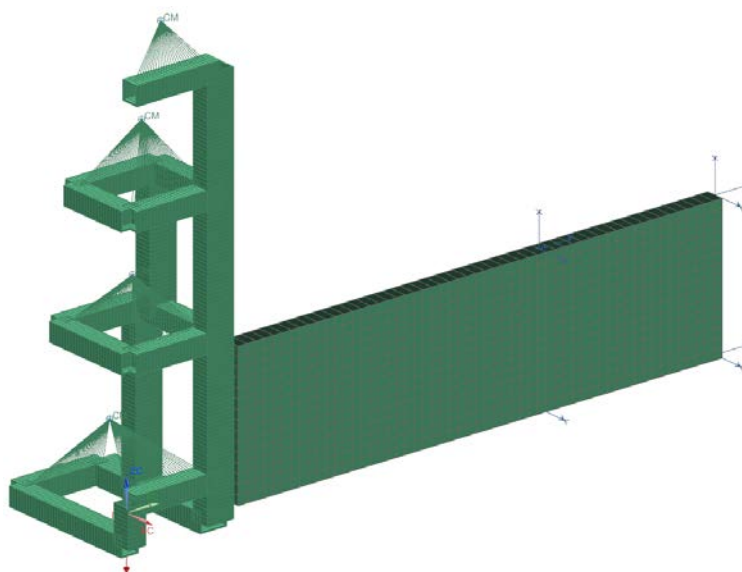
Když už známe typ vedení lamely, můžeme provést výběr provedení lamely. K tomu použijeme výpočet pomocí metody konečných prvků, ve které porovnáme chování a deformace deska versus svařenec.

6.4.3.1 Výpočtové modely

K výpočtovému modelu použijeme upravený čárový model zásobníku na zařízení, na který znovu aplikujeme 1D prvky typu CBEAM s velikostí prvku 20 mm a velikostí profilů podle navržené konstrukce. Tíhu od frézovacích hlav nebudeme nahrazovat tíhovými silami, ale hmotnými body, které budou umístěny v pomyslném těžišti zařízení a budou spojeny s podpěrnými prvky pomocí RBE2 ruzice [Obr. 6.16]. Lamelu deskového typu nahradíme plošným modelem o rozměrech 2900x760 mm s 2D prvky typu CQUAD8 o velikosti 50 mm a teoretické tloušťce 100 mm. Lamelu spojíme se zásobníkem pomocí RBE2 ruzice s přední stojinou zásobníku. Okrajovými podmínkami budou gravitační síla a uchycení lamely ve čtyřech bodech, ve kterých by měli být valivé jednotky [Obr. 6.17].

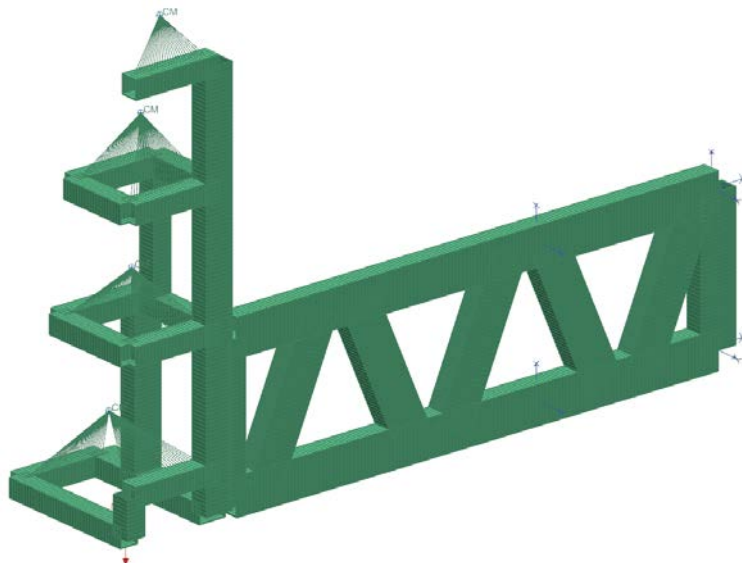


[Obr. 6.16] - Model zásobníku na zařízení s deskovou lamelou



[Obr. 6.17] - Výpočtový model s okrajovými podmínkami zásobníku na zařízení s deskovou lamelou

Lamelu vytvořenou ze svařence nahradíme 1D prvky typu CBEAM o velikosti 20 mm a s obdélníkovým profilem velikost 200x100x8 mm. Konstrukce je příhradová, která se používá u různých nosníkových konstrukcí. Spojení lamely se zásobníkem bude stejné jako v předešlém případě a okrajové podmínky také [Obr. 6.18].



[Obr. 6.18] - Výpočtový model s okrajovými podmínkami zásobníku na zařízení s lamelou ze svařence

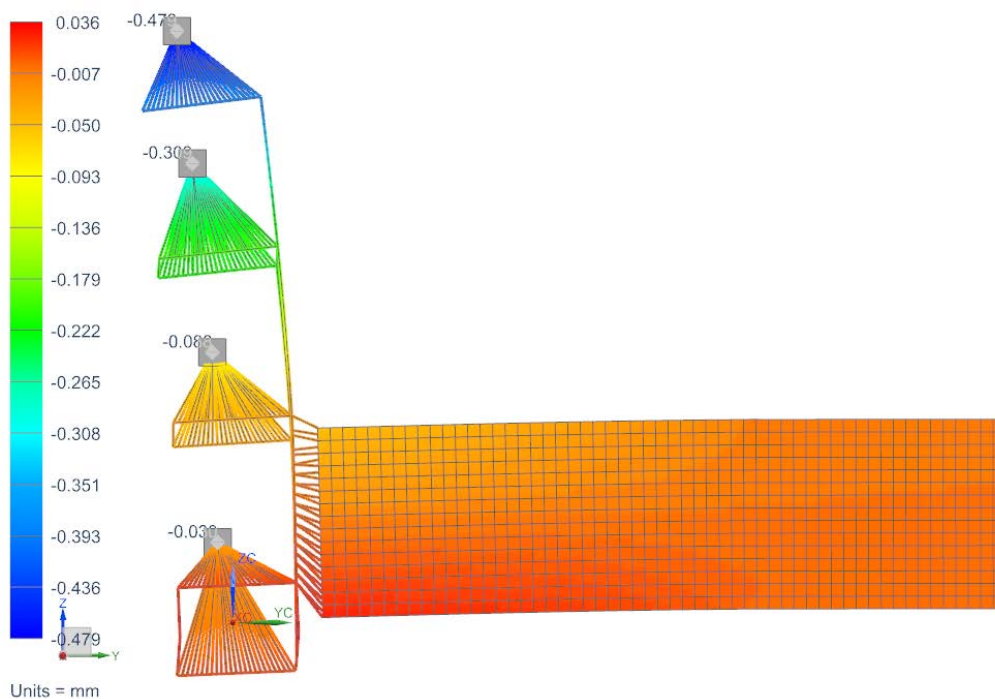
6.4.3.2 Vyhodnocení výsledků výpočtu

Na obrázcích [Obr. 6.21] a [Obr. 6.22] jsou zobrazeny výsledky výpočtu. Jak jsme již uvedli v kapitole 6.2, nejvíce nás zajímá deformace v ose Y, přesněji rozdíl mezi největší a nejmenší deformací v ose Y jednotlivých zařízení a víka, protože z něj zjistíme, zda bude stroj schopný zařízení bez problému nabírat (soustřednosti konektorů 0,25 mm). Tento rozdíl tedy budeme podrobně zkoumat a ostatní deformace zhodnotíme pouze slovně.

Z obrázků [Obr. 6.19] a [Obr. 6.20] můžeme vyčíst, že rozdíl deformace v ose Y pro deskovou lamelu je 0,449 mm a stejný rozdíl pro lamelu ze svařence je 0,626 mm. Ani jedno řešení nevyhovuje podmínce soustřednosti konektorů. Přesto provedeme výběr řešení a poté se zaměříme na to, jestli je možné docílit podmínky zvýšením tuhosti sestavy nebo vymyslet jiné řešení.

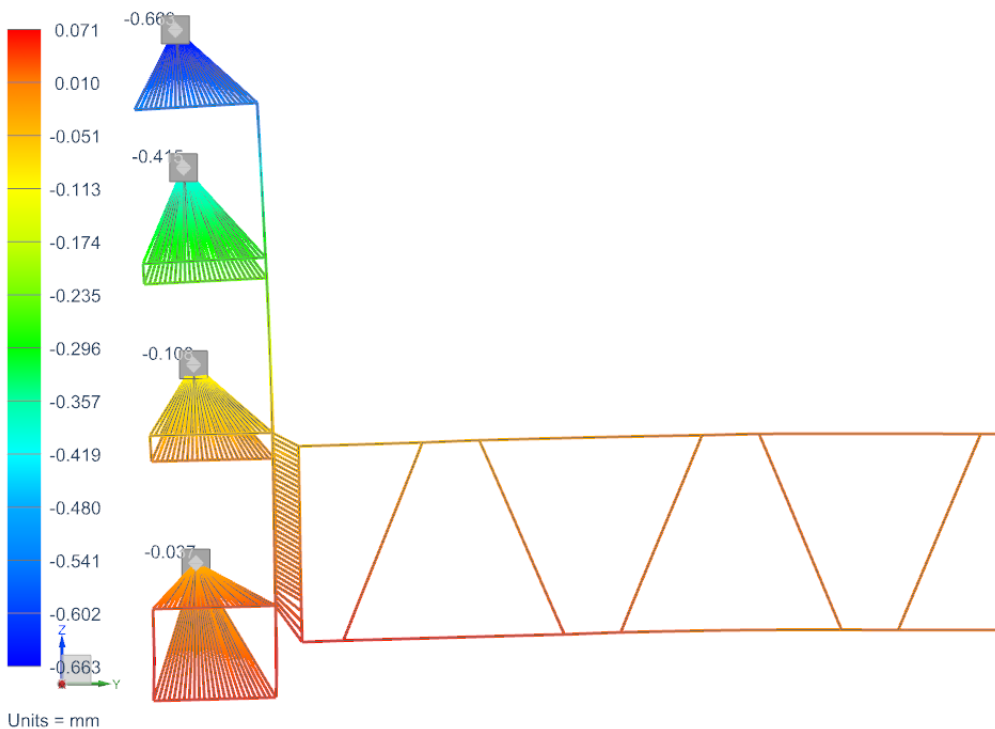
Z porovnání rozdílů je patrné, že soustava s deskovou lamelou je o 39% tužší ve směru Y než sestava s lamelou ze svařence. Hmotnost deskové lamely je 1750kg a hmotnost lamely se svařence je 450kg. Desková lamela je o celých 1300 kg těžší než lamela ze svařence a pokud bychom začali deskovou lamelu odlehčovat, bude se snižovat i její tuhost. Vyšší hmotnost lamely nám tolik nevádí, ale porovnáme-li pouze kilovou cenu jednotlivých řešení při ceně ocele 20Kč/kg, vyjde nám rozdíl 26 000Kč v neprospěch deskové lamely. V ostatních směrech je tuhost deskové lamely větší přibližně o 200%, ale takovou tuhost nevyužijeme. Uvážením těchto parametrů je nejvhodnější zkonstruovat lamelu jako svařenec profilů. Nyní je potřeba zjistit, zda-li je možné zvýšením tuhosti dosáhnout podmínky soustřednosti konektorů 0,25 mm.

kos+lamele_BEAM_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Y
Min : -0.479, Max : 0.036, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



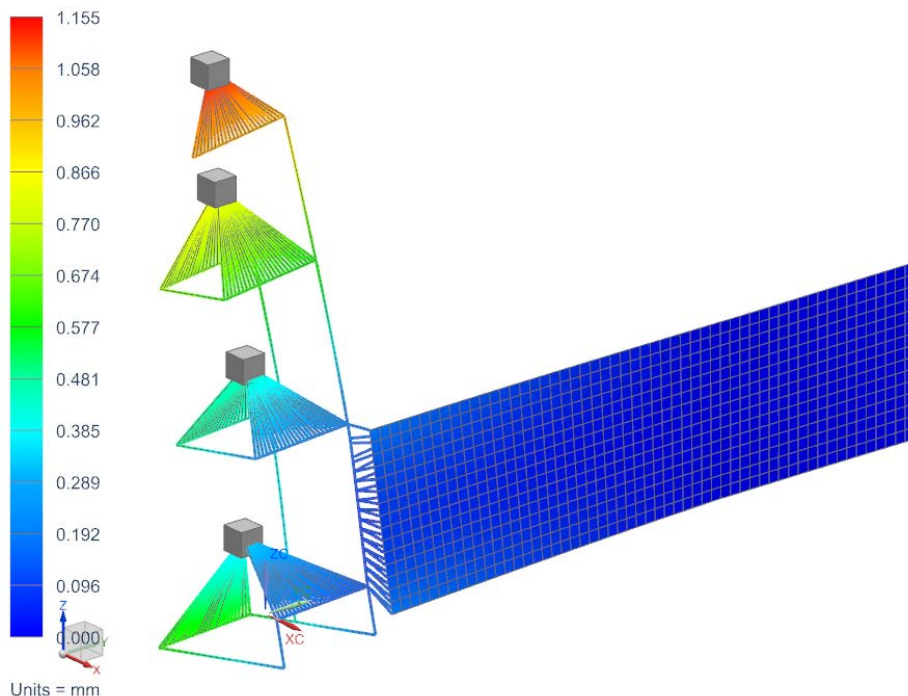
[Obr. 6.19] - Deformace deskové lamely v ose Y

SIM_kos+lamele_BEAM : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Y
Min : -0.663, Max : 0.071, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



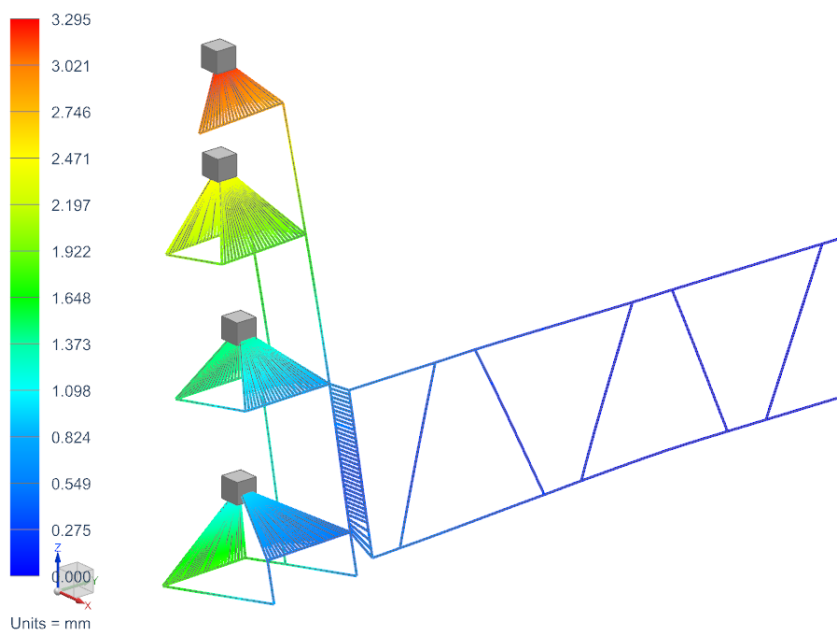
[Obr. 6.20] - Deformace lamely se svařence v ose Y

kos+lamel_a_BEAM_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 1.155, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



[Obr. 6.21] - Celková deformace sestavy s deskovou lamelou

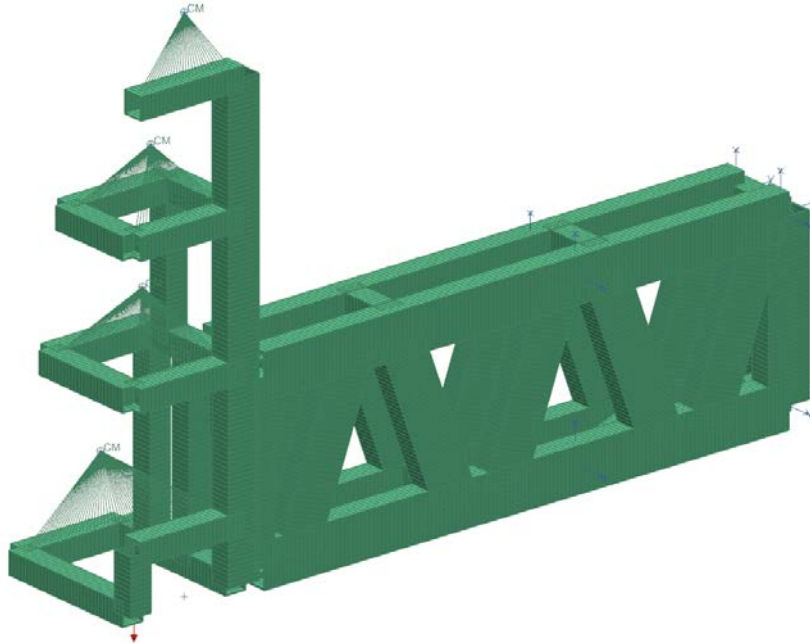
SIM_kos+lamel_a_BEAM : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 3.295, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



[Obr. 6.22] Celková deformace sestavy s lamelou ze svařence

6.4.4 Zvyšování tuhosti za účelem dosažení deformační podmínky

V této kapitole budeme zjišťovat, jestli je účelné zvětšovat tuhost za účelem dosažení deformační podmínky. Nejdříve provedeme zvětšení profilu lamely na maximální hodnotu běžně dostupných obdélníkových profilů, tedy 250x100x8 mm. Provedením stejného výpočtu jako v předešlé kapitole jsme dosáhli rozdílu posuvu 0,585 mm v ose Y, což stále nevyhovuje. Další možností je použít dvě lamely vedle sebe, které budou spojené do jednoho svařence, který jakoby kopíroval hrany kvádra [Obr. 6.23].

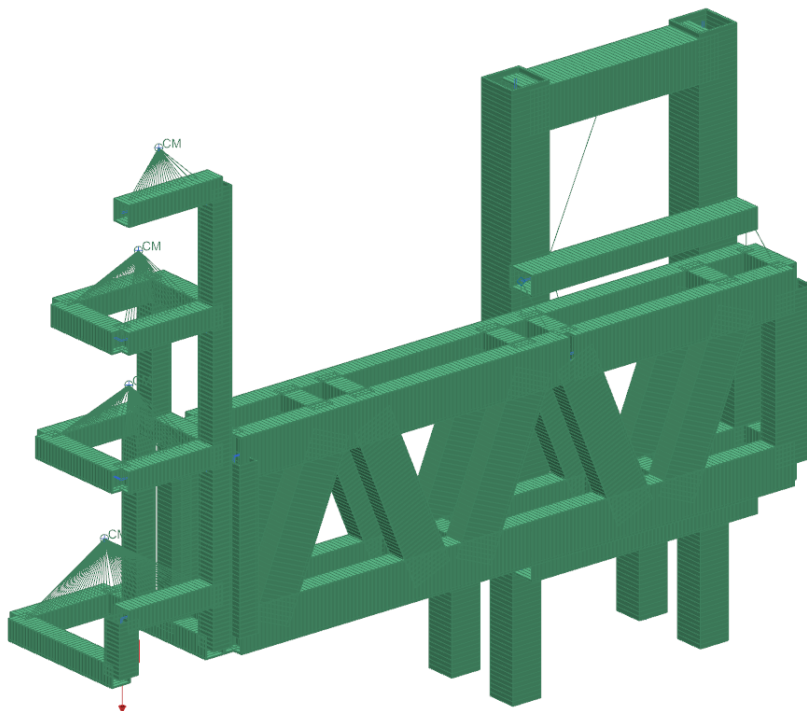


[Obr. 6.23] - Model sestavy s dvojitou lamelou

Taková lamela by navíc potřebovala ještě dva páry valivých jednotek a jeden pár vodičích drah. Tato úprava by zvedla výrobní cenu řádově o několik desítek tisíc korun. Výpočtový model zůstává stejný, jen je zakázán posuv dalším čtyřem bodům na druhé lamele, které reprezentují uložení ve valivých jednotkách. Výsledkem úpravy je rozdíl posuvu v ose Y jen o 0,213 mm. V tuto chvíli by konstrukce vyhovovala požadavku, ale stále nevíme, jak se bude chovat při uložení v rámu. Proto provedeme MKP výpočet i s rámem, abychom dokázali rozhodnout, jestli zvyšování tuhosti celé sestavy povede k vyřešení problému s deformací.

6.4.4.1 Výpočtový model celé sestavy AAC

Podrobný návrh rámu AAC je popsán v kapitole 6.5 na straně 42. Dvojitá lamela je s rámem spojena pomocí RBE růžic v místech, kde budou valivé jednotky. Nohy rámu mají zakázaný posuv ve všech směrech a rám je zatížen z druhé strany hmotným bodem o hmotnosti 2800kg, který představuje zatížení od zásobníku na nástroje [Obr. 6.24]. Podrobnější popis výpočtového modelu je také uveden v kapitole 6.5.



[Obr. 6.24] - Výpočtový model sestavy AAC

6.4.4.2 Vyhodnocení výsledku výpočtu

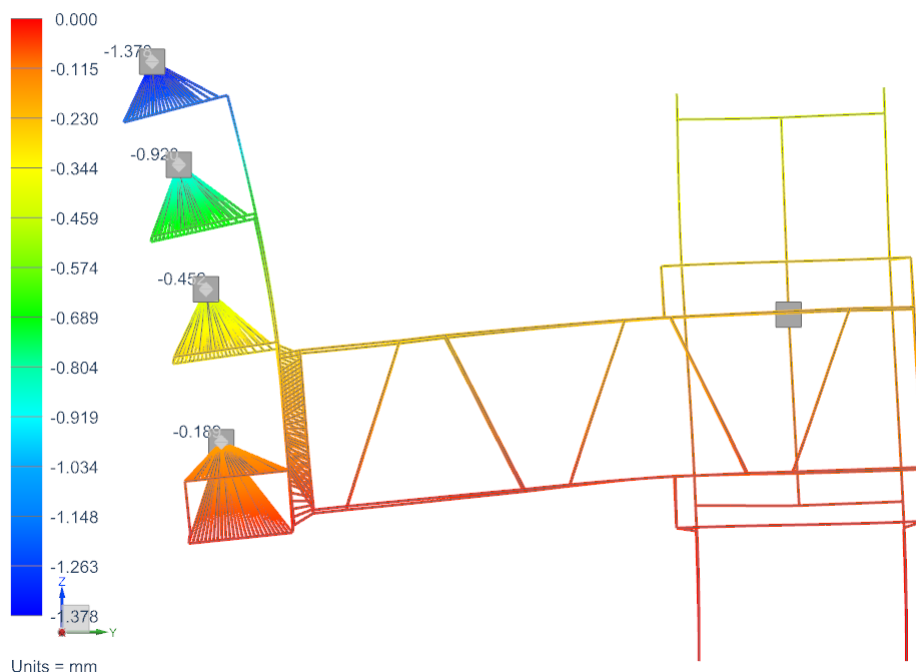
Rozdíl posuvu v ose Y spodní a horní pozice zásobníku na příslušenství je 1,189 mm [Obr. 6.25]. Takové posunutí je nepřijatelné a došlo k němu i při použití dvojitě lamely. Provedeme-li stejný výpočet s jednoduchou lamelou, vyjde rozdíl posuvu v ose Y 1,064 mm [Obr. 6.26]. Jeho hodnota je dokonce menší než u dvojitě lamely. To je dáno tím, že dvojitě lamela se od roviny YZ naklonila o -0,4 mm, ale jednoduchá lamela o -4 mm. Došlo tedy k vypotřebování energie od zatížení více do jiných směrů. Pokud posuneme spojení lamely více k ose těžišť frézovacích hlav, dojde k omezení kroucení lamely, a k nárůstu ohybu. Přestože je samotná dvojitě lamela tužší o 174% než jednoduchá, jsou i po této úpravě spojení lamely se zásobníkem deformace obou sestav podobné.

Detailním prozkoumáním všech dosud provedených výpočtů jsme došli k následujícím poznatkům:

- K tak velkému posuvu frézovacích hlav v ose Y dojde kvůli tomu, že se celý zásobník nakloní. Potvrdil se tak předpoklad z kapitoly 6.2.
- U výpočtu s dvojitou lamelou bylo posunutí způsobeno tím, že velmi tuhá lamela přenesla více zatížení do rámu, který se nahnul, způsobil sklon lamely a tedy i zásobníku. U výpočtu s jednoduchou lamelou se zase více deformovala lamela, která způsobila naklonění zásobníku. V obou případech došlo k minimálnímu posuvu v ose Y od deformace zásobníku, ale pokud bychom zvýšili tuhost lamely i rámu, k posuvu v ose Y by docházelo vlivem deformace zásobníku a museli bychom zvýšit i jeho tuhost. Abychom docílili požadovaného maximálního posuvu 0,25 mm, museli bychom mnohonásobně zvýšit tuhost celé sestavy. To by vedlo k mohutné, předimenzované a velmi drahé konstrukci.

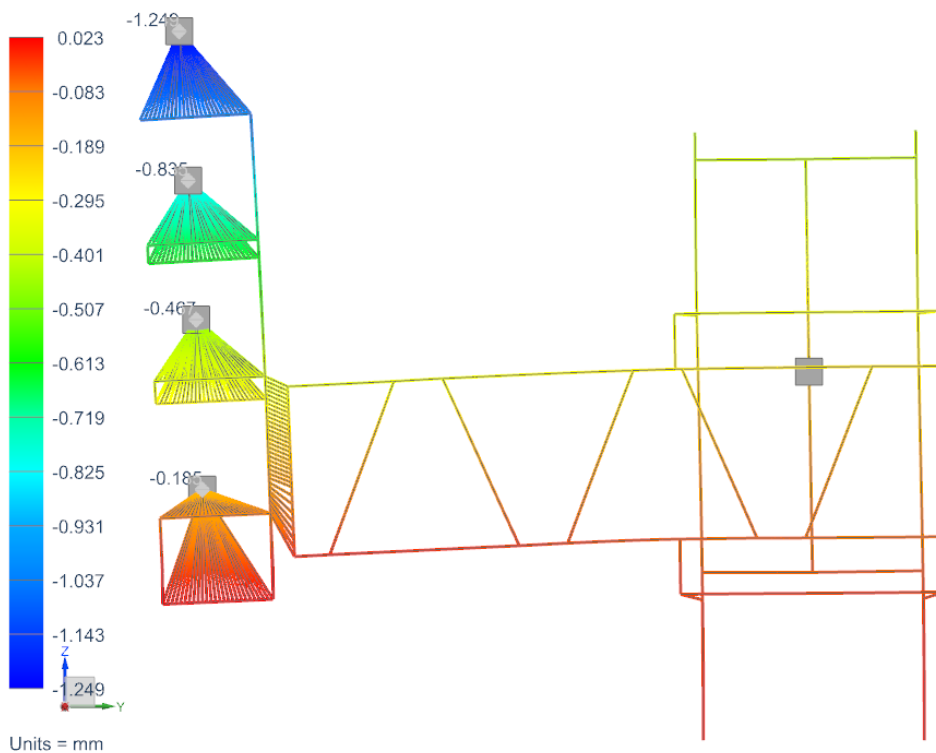
Řešení problému s posuvem v ose Y vychází z těchto poznatků a je popsáno v následující kapitole.

SIM_kos+lamelat_BEAM : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Y
Min : -1.378, Max : 0.000, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



[Obr. 6.25] - Posuv v ose Y s dvojitou lamelou

SIM_kos+lamelat_BEAM : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Y
Min : -1.249, Max : 0.023, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



[Obr. 6.26] - Posuv v ose Y s jednoduchou lamelou

6.4.5 Řešení problému s posuvem v ose Y

Budeme vycházet hlavně z poznatku, že rozdíl posuv v ose Y mezi spodní a horní pozicí v zásobníku je způsoben hlavně nakloněním zásobníku. Nejdříve ověříme tvrzení, že zásobník téměř nepřispívá k posuvu v ose Y. První a poslední pozici v zásobníku spojíme přímkou a určíme rovnici této přímky. Poté pomocí této rovnice spočítáme, jaký posuv by měli mít druhá a třetí pozice, pokud by byli v jedné přímce. Výsledné posuvy porovnáme s posuvy z MKP výpočtu [Obr. 6.27], a pokud budou menší než 0,25 mm, můžeme předpokládat, že po vyrovnání zásobníku do svislé polohy bude možné bez problémů nabírat všechny pozice.

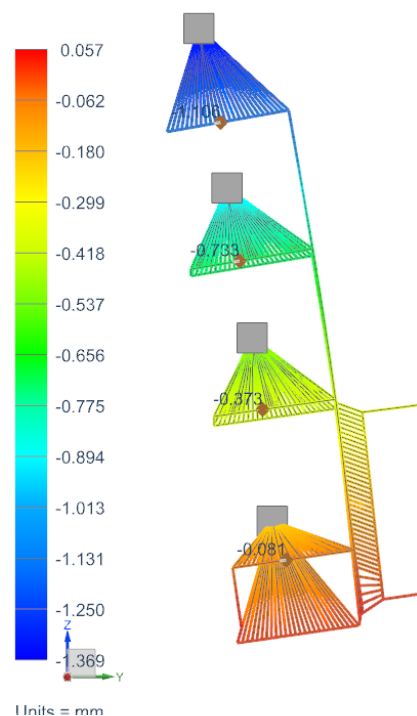
6.4.5.1 Ověření tvrzení

Rovnici přímky bude ve tvaru $z = k \cdot y + q$, kde z je svislá souřadnice pozice a y posuv pozice v ose Y. Tyto hodnoty jsou v tabulce [Tab. 6.1] a vycházejí z výpočtu jednoduché lamely.

[Tab. 6.1] - Hodnoty jednotlivých pozic

	Hodnota posuvu v ose Y y_s [mm]	Svislá vzdálenost pozic z [mm]
1. pozice	0,081	0
2. pozice	0,373	736
3. pozice	0,733	1356
4. pozice	1,106	2006

SIM_kos+lamela_BEAM : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Y
Min : -1.369, Max : 0.057, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



[Obr. 6.27] - Hodnoty posuvu v ose Y

Koeficienty k a q získáme z výpočtu do dvou rovnic pro první a čtvrtou pozici.

$$\begin{aligned} 0 &= k \cdot 0,081 + q && :I \\ 2006 &= k \cdot 1,106 + q && :II \\ -2006 &= -k \cdot 1,025 && :I-II \\ k &= 1957,07 \\ q &= -158,6 \end{aligned}$$

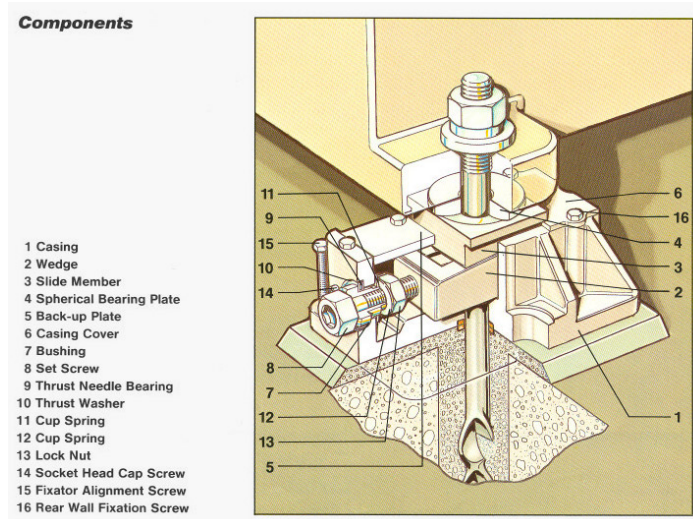
Teoretické posuvy v ose Y získáme dosazením souřadnice z druhé a třetí pozice do rovnice přímky.

$$\begin{aligned} 736 &= 1957,07 \cdot y_{t2} - 158,6 && 1356 = 1957,07 \cdot y_3 - 158,6 \\ y_2 &= \frac{736+158,6}{1957} && y_3 = \frac{1356+158,6}{1957} \\ y_2 &= 0,457 \text{ mm} && y_3 = 0,774 \text{ mm} \end{aligned}$$

Rozdíl vypočítané a skutečné hodnoty posuvu v ose Y musí být menší než 0,25 mm.

$$\begin{aligned} y_2 - y_{s2} &= 0,457 - 0,373 = 0,084 \text{ mm} < 0,25 \text{ mm} \\ y_3 - y_{s3} &= 0,774 - 0,733 = 0,041 \text{ mm} < 0,25 \text{ mm} \end{aligned}$$

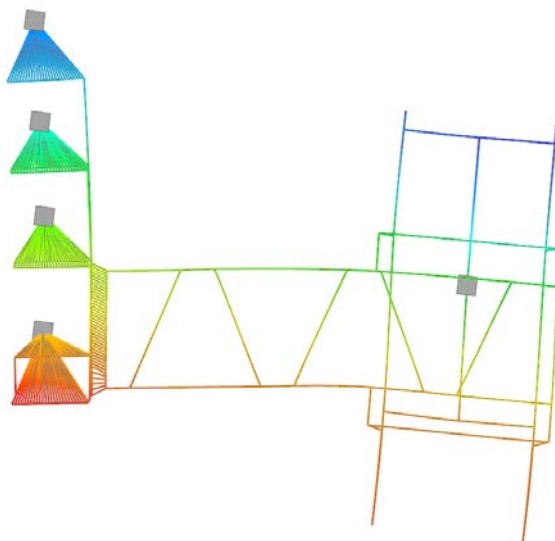
Podmínka byla splněna a můžeme předpokládat, že po vyrovnání zásobníku do svislé polohy bude možné frézovací hlavy i víko vřeteníku bez problémů nabírat. Nyní zbývá k vyřešení problému s nabíráním hlav zjistit, jak se zásobník vyrovná. Nejlepším způsobem bude ustavit rám AAC tak, aby při vyjetí lamely byl zásobník na příslušenství vyrovnán. Toho se docílí tak, že se rám AAC ukotví k základu pomocí BW fixátorů [Obr. 6.28]. Ty se běžně používají ke kotvení a vyrovnání loží do roviny. V našem případě budou sloužit k vyrovnání zásobníku příslušenství.



[Obr. 6.28] - BW fixátor

Vyrovnání se bude provádět při montáži pracoviště na místě zákazníka s plně naloženým a vysunutým zásobníkem. Během práce AAC se bude lamela se zásobníkem vysouvat do kopce a při plném vysunutí bude zásobník vyrovnáný jako na obrázku [Obr. 6.29].

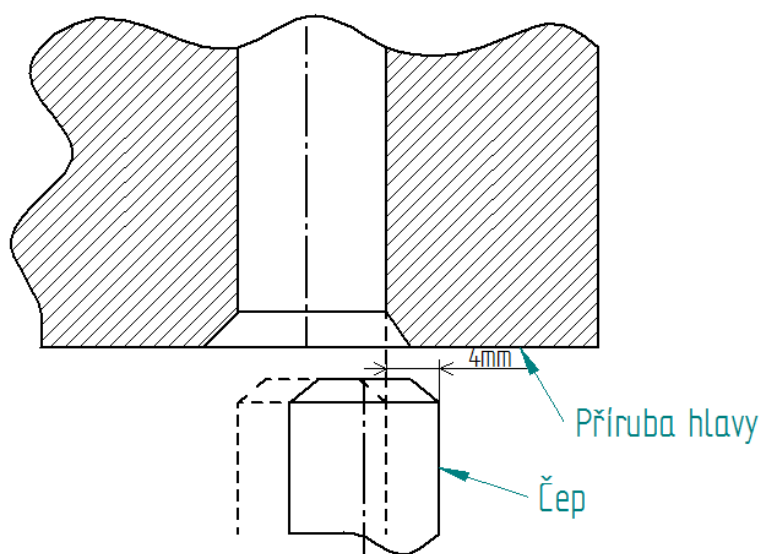
Omezení funkce AAC nastane tehdy, dojde-li k úplnému vyřazení jedné z frézovacích hlav. Z tabulky [Tab. 6.2] na straně 37, kde jsou hodnoty deformace po odebrání jednotlivých zařízení ze zásobníku, je patrné, že při odebrání frézovacích hlav IFVW206 a IFVW101 dojde k vychýlení z původní polohy v rovině YZ o více než 0,25 mm. V takovém případě by se místo hlavy muselo do zásobníku vložit závaží se stejnou hmotností, jako má chybějící hlava nebo celé pracoviště znovu ustavit. V případě odebrání hlavy FX300 by výměna mohla dále pracovat i bez závaží, ale muselo by nejdříve dojít k důkladnému přezkoumání, jestli výměna příslušenství pracuje správně.



[Obr. 6.29] - Vyrovnání zásobníku po vysunutí

6.4.6 Kontrola schopnosti vracet zařízení do zásobníku

Při odebrání zařízení ze zásobníku dojde k posunu zásobníku vlivem jeho odlehčení a musíme zkontrolovat, zda takové posunutí není větší než součet velikosti sražení hran odkládacích čepů a příruby, který je 4 mm. Na obrázku je znázorněna nejhorší možná poloha čepu vůči přírubě frézovací hlavy (čárkovaně) a krajní poloha čepu vůči přírubě před spojením (plná čára).



[Obr. 6.30] - Poloha čepu vůči přírubě

Nejvíce nás zajímá posunutí v rovině XY (rovina kolmá na svislou osu Z), protože v ose Z bude docházet ke zvednutí zásobníku a ten bude při vracení zařízení zpět na danou pozici stlačen strojem. V tabulce [Tab. 6.2] jsou zobrazena posunutí jednotlivých pozic při plném zatížení a odlehčení, jejich rozdíly a vektor rozdílu posunutí v rovině XY.

[Tab. 6.2] - Rozdíl posunutí v rovině XY

1. pozice (IFVW206)		2. pozice (IFVW101)		3. pozice (FX300)				
	Plné zatížení [mm]	Bez IFW206 [mm]		Bez IFW101 [mm]		Plné zatížení [mm]	Bez FX300 [mm]	
X	0,002	-0,097	X	-0,188	-0,375	X	-0,334	-0,474
Y	-0,053	-0,013	Y	-0,333	-0,248	Y	-0,682	-0,601
Z	-0,975	-0,514	Z	-0,979	-0,593	Z	-1,011	-0,869
Rozdíl posunutí oproti plnému zatížení			Rozdíl posunutí oproti plnému zatížení			Rozdíl posunutí oproti plnému zatížení		
X		-0,095	X		-0,187	X		-0,14
Y		0,04	Y		0,085	Y		0,081
Z		0,461	Z		0,386	Z		0,142
Velikost vektoru rozdílu posunutí v rovině XY [mm]		0,10	Velikost vektoru rozdílu posunutí v rovině XY [mm]		0,21	Velikost vektoru rozdílu posunutí v rovině XY [mm]		0,16

Největší rozdíl posunutí je 0,21 mm, takže vracení zařízení do zásobníku proběhne bez problémů.

Z předešlých kapitol vyplývá, že lamela bude jednoduchá a bude svařená z obdélníkových profilů 200x100x8 mm také z oceli S235JRG1 [8] a její rozměry budou 2900x960 mm. Délka je výsuv plus uložení v rámu a výška je stejná jako výška první pozice. Lamela není vyšší, protože by byla příliš vysoká a nezbyl by dostatek prostoru pro pohon ATC. Můžeme tedy přejít k návrhu spojení lamely a zásobníku.

6.4.7 Návrh spojení zásobníku AAC a lamely

Spoj lamely se zásobníkem byl posunut z přední strany zásobníku blíže k těžišti, aby nedocházelo k tak velkému kroucení lamely. Těžiště plně naloženého zásobníku je od přední strany zásobníku vzdáleno 331 mm. Z důvodu omezeného prostoru pro AAC byla osa spoje přesunuta na vzdálenost 317,5 mm od přední strany zásobníku. Bude tedy stále docházet k mírnému naklonění zásobníku směrem vzad.

Hlavním požadavkem na spoj lamely se zásobníkem je rozebíratelnost. Tu nám zajistí šroubové spojení. Lamelu se zásobníkem spojíme šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem přes plné profily 100x100 mm. Plné jsou z důvodu možnosti použití větší předepínací síly šroubů a také je použití plných profilů jednodušší na výrobu než vaření tlustostěnných plechů na tenkostěnné profily. Šroubový spoj bude přenášet kroutící moment, klopný moment a smykovou sílu od tíhových sil.

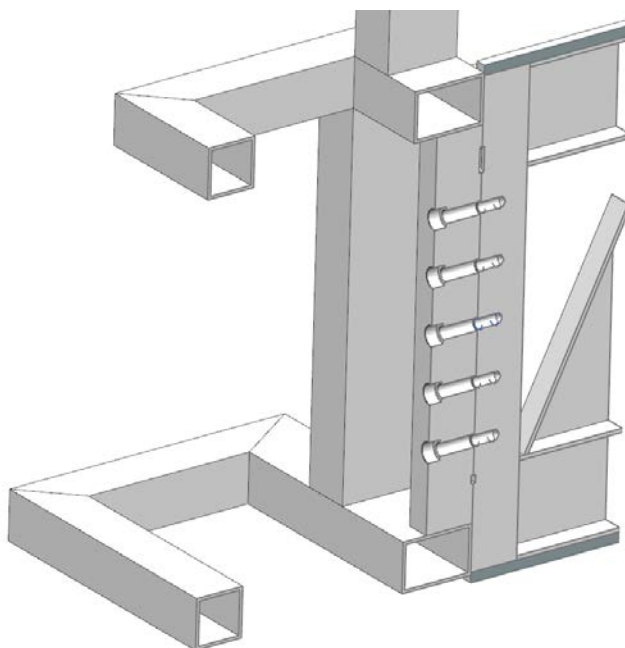
K usnadnění montáže budou do spojovaných profilů vyfrézovány drážky pro podélné a příčné pero, které nám zajistí přesné ustavení lamely vůči zásobníku a zajistí neměnnou polohu během šroubování. Pera není nutné nijak dimenzovat, protože nebudou přenášet žádné síly. Pera budou těsná o rozměrech 16e7x10x50. [11]

6.4.7.1 Výpočet šroubového spoje

Výpočet předepnutého šroubového spoje byl proveden v programu Kisssoft a zpráva je v příloze č. 3. Faktor nepřesnosti momentového klíče byl zvolen 1,6. Parametry šroubového spoje jsou uvedeny v tabulce [Tab. 6.2]. Spojení lamely se zásobníkem je zobrazeno na obrázku [Obr. 6.30].

[Tab. 6.3] - Parametry šroubového spojení

Počet šroubů	5
Velikost šroub	M24
Délka šroubů	140 mm
Rozteč šroubů	122,5 mm
Zátěžná třída	8.8



[Obr. 6.31] - Šroubové spojení lamely a zásobníku

6.4.8 Výpočet lineárního vedení lamely

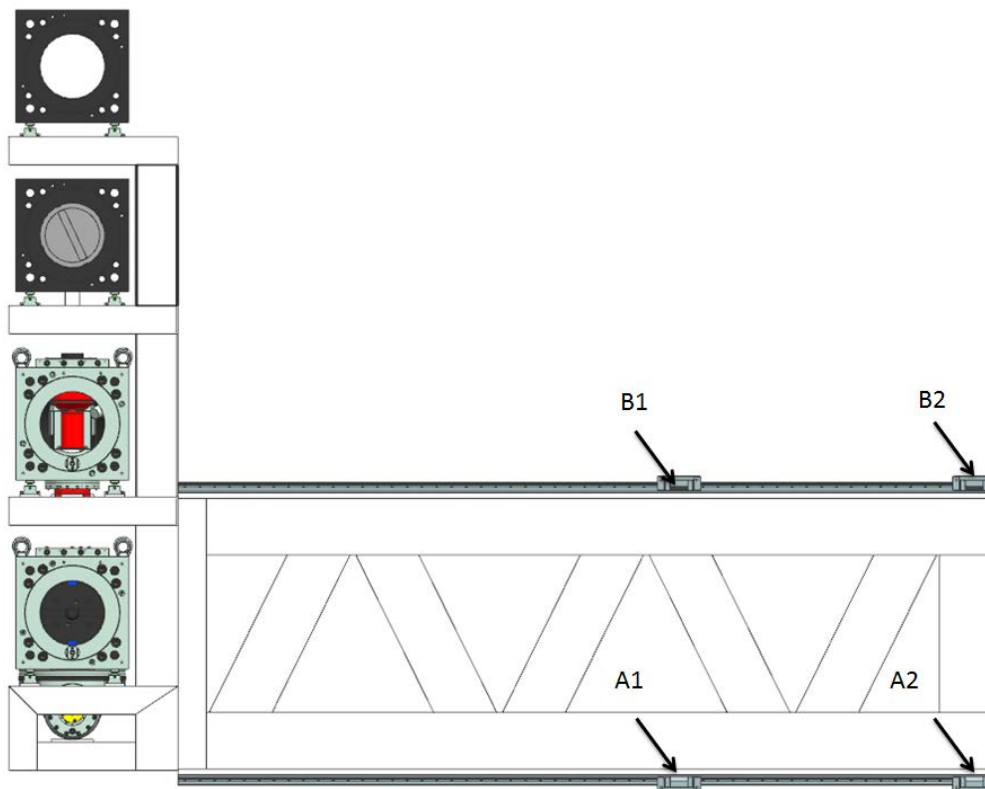
Výpočet lineárního valivého vedení je uveden v příloze č. 4. [3] Vybrané vedení je lineární válečkové vedení RGW45CC firmy HIWIN. Parametry vedení jsou uvedeny v tabulce [Tab. 6.3]. Použity jsou 4 valivé jednotky a dvě dráhy viz. [Obr. 6.31]. Dráhy a valivé jednotky se přišroubují k tlustostěnným plechům, které budou navařeny na rámu a lamelu. V tabulce [Tab. 6.4] jsou uvedeny statická bezpečnost, dynamická bezpečnost a životnost jednotlivých valivých jednotek. Minimální statická bezpečnost byla stanovena na 3 a dynamická na 2, protože na vedení lamely nejsou kladeny takové nároky jako na hlavní vedení stroje.

[Tab. 6.4] - Parametry vedení [4]

Typ	RGW45CC
Šrouby	M12
C_{stat} [N]	178800
C_{dyn} [N]	92600

[Tab. 6.5] - Výsledky výpočtu

	Statická bezpečnost	Dynamická bezpečnost	Životnost [km]
A1	5,7	138,6	10130
A2	4,4	53,9	3941
B1	5,7	137	10010
B2	4,4	54,4	3977

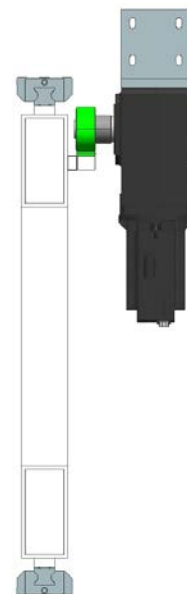


[Obr. 6.32] - Lineární vedení

6.4.9 Návrh pohonu lamely

Lamela má vykonávat posuvný pohyb, který lze zajistit lineárním hydromotorem, elektromotorem s pastorkem a hřebenem nebo elektromotorem s posuvovým šroubem. Lineární hydromotor je na lamelu příliš robustní. Pastorek s hřebenem a posuvový šroub mají podobné zástavbové rozměry, ale pastorek s hřebenem je levnější a celkově jednodušší na montáž. Proto bude posuv lamely vykonávat elektromotor s pastorkem a hřebenem. Elektromotor bude podle požadavku zadavatele servomotor. Servomotor bude přišroubován k rámu přes přírubu a po ustavení do záběru s hřebenem bude s rámem skolíkovan dvěma kolíky 8x40 B ISO 2338. [11] Hřeben bude z boku sešroubován a skolíkován s lamelou viz. [Obr. 6.32].

Vzhledem k tomu, že lamela bude najíždět opakovaně do jedné polohy, postačí k přesnému polohování s odchylkou v řádu několika setin milimetru odměřování přímo ze servomotoru s přidávanými korekcemi ozubení.



[Obr. 6.33] - Umístění pohonu

6.4.9.1 Výpočet pohonu a navržené komponenty

Návrh motoru:

$$n_1 := \frac{2000}{t} = 33.333 \frac{1}{s} \quad \dots \text{jmenovité otáčky motoru}$$

$$v_s := 0.2 \frac{m}{s} \quad \dots \text{rychlost posuvu lamely}$$

$$m_s := 2450 \text{ kg} \quad \dots \text{hmotnost posuvových hmot}$$

$$\omega_1 := 2 \cdot \pi \cdot n_1 = 209.44 \frac{rad}{s} \quad \dots \text{úhlová rychlost}$$

Aby byl zajištěn plynulý posuv hmot, musí být moment setrvačnosti motoru větší než jedna polovina redukovaného momentu setrvačnosti posuvových hmot. Redukovaný moment setrvačnosti získáme z rovnosti kinetických energií pro posuvný a rotační pohyb.

$$\frac{1}{2} \cdot m_s \cdot v_s^2 = \frac{1}{2} \cdot J_{red} \cdot \omega_1^2$$

$$J_{red} := m_s \cdot \left(\frac{v_s}{\omega_1} \right)^2 = (2.2 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{redukovaný moment setrvačnosti posuvových hmot}$$

$$J_{red} \leq 2 \cdot J_1$$

$$J_1 \geq \frac{J_{red}}{2} \quad \frac{J_{red}}{2} = (1.1 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Tomuto momentu setrvačnosti vyhovuje servomotor Siemens 1FK7060.

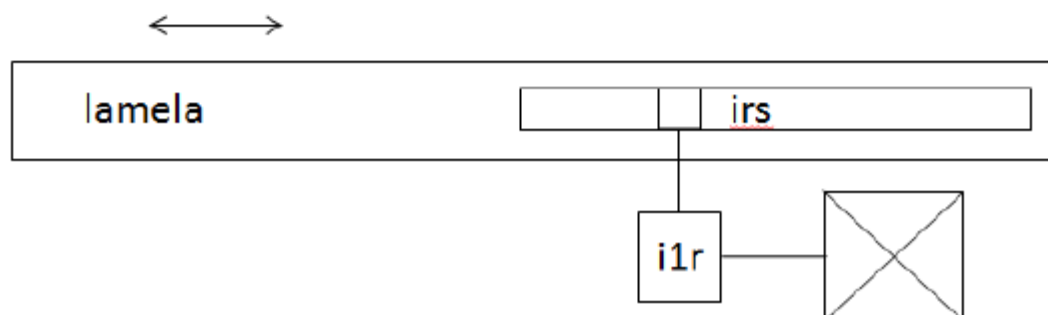
Parametry motoru: $M_o := 6 \text{ N} \cdot \text{m}$
 $J_m := 10.78 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ [5]

Návrh převodovky:

$$z = 21 \quad \dots \text{počet zubů pastorku}$$

$$m = 4 \quad \dots \text{modul ozubení}$$

$$D_w := 89.127 \text{ mm} \quad \dots \text{roztečná kružnice pastorku}$$



$$i_{1s} := \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{v_s} = 1047.2 \frac{1}{m} \quad \dots \text{finální převod}$$

$$i_{rs} := \frac{2}{D_w} = 22.44 \frac{1}{m} \quad \dots \text{převod ozubení}$$

$$i_{1s} = i_{1r} \cdot i_{rs}$$

$$i_{1r} := \frac{i_{1s}}{i_{rs}} = 46.67 \quad \dots \text{požadovaný převod převodovky motoru}$$

Zvolíme převodovku s neblížeším převodem.

Vyhovuje kuželová převodovka Siemens s převodovým poměrem 46.

Rychlost posuvu:

$$i_{1r} := 46$$

$$i_{1s} := i_{1r} \cdot i_{rs} = (1.032 \cdot 10^3) \frac{1}{m}$$

$$v_s := \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{i_{1s}} = 12.174 \frac{m}{min} \quad \dots \text{rychlost posuvu lamely}$$

Maximální možné zrychlení:

$$M_o = J_{celk} \cdot \alpha$$

$$J_{celk} := J_m + J_{red} = 0.003 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{celkový moment setrvačnosti}$$

(moment setrvačnosti převodovky zanedbáme)

$$\alpha := \frac{M_o}{J_{celk}} = (1.812 \cdot 10^3) \frac{1}{s^2}$$

$$\alpha = \frac{\omega_1}{t} \quad a = \frac{v}{t}$$

$$a := \frac{\alpha}{i_{1s}} = 1.755 \frac{m}{s^2} \quad \dots \text{maximální možné zrychlení lamely}$$

Zrychlení lamely volíme $a := 1 \frac{m}{s^2}$

Katalogové číslo motoru s převodovkou je: 1FK7060-5AF71-1KV5-Z_B47+G21+H11

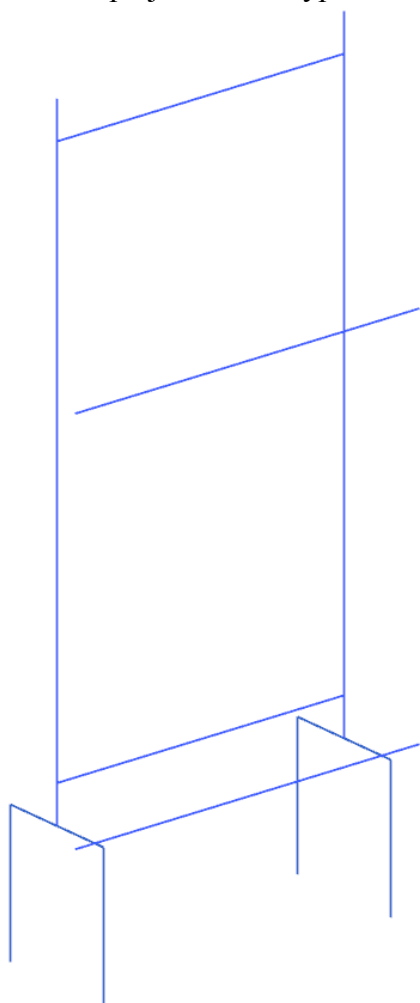
6.5 Konstrukční návrh rámu

Rám je velmi důležitým prvkem sestavy, protože nese automatickou výměnu příslušenství i nástrojů a jeho tuhost bude ovlivňovat přesnost obou výměn. V rámu bude uložena lamela se zásobníkem AAC, konzola s chapačem ATC, pohony AAC i ATC a bude na něm zavěšen zásobník pro až 80 nástrojů. Právě proměnná hmotnost zásobníku na nástroje bude mít nežádoucí účinek na přesnost AAC i ATC a budeme muset vyšetřit, jak moc změna hmotnosti zásobníku ATC ovlivňuje přesnost výměn.

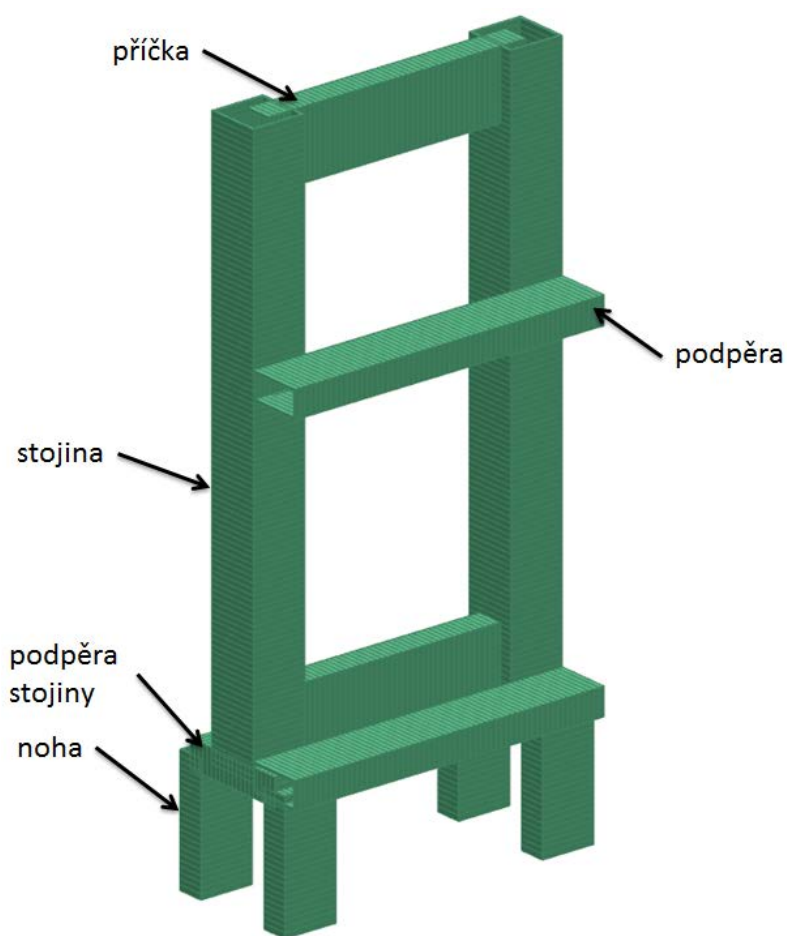
6.5.1 Návrh konstrukce rámu

Rám výměn provedeme také jako svařenec z tenkostěnných profilů z ocele S235JRG1 [8]. Dimenzování konstrukce rámu provedeme stejným způsobem jako u zásobníku AAC a lamely. Vytvoříme drátový model rámu, na kterém provedeme prvotní MKP výpočet. Upravíme velikosti profilů a poté zhotovíme 3D model rámu, který využijeme k MKP výpočtům celé sestavy s 3D prvky, a které by měli mít věrohodnější výsledky.

Na obrázcích [Obr. 6.33] a [Obr. 6.34] je drátěný model a model s 1D prvky pro lepší orientaci v modelu rámu. Stojiny jsou tvořeny čtvercovými profily 200x200x10 mm, nohy a podpěry stojin obdélníkovými profily 200x100x8 mm a příčky obdélníkovými profily 250x100x8 mm, protože na nich bude zavěšen zásobník na nástroje, jehož patky mají rozměry 250x250 mm. Podpěry pro lamelu jsou také z obdélníkových profilů 200x100x8 mm. Nyní můžeme přejít k MKP výpočtu rámu.



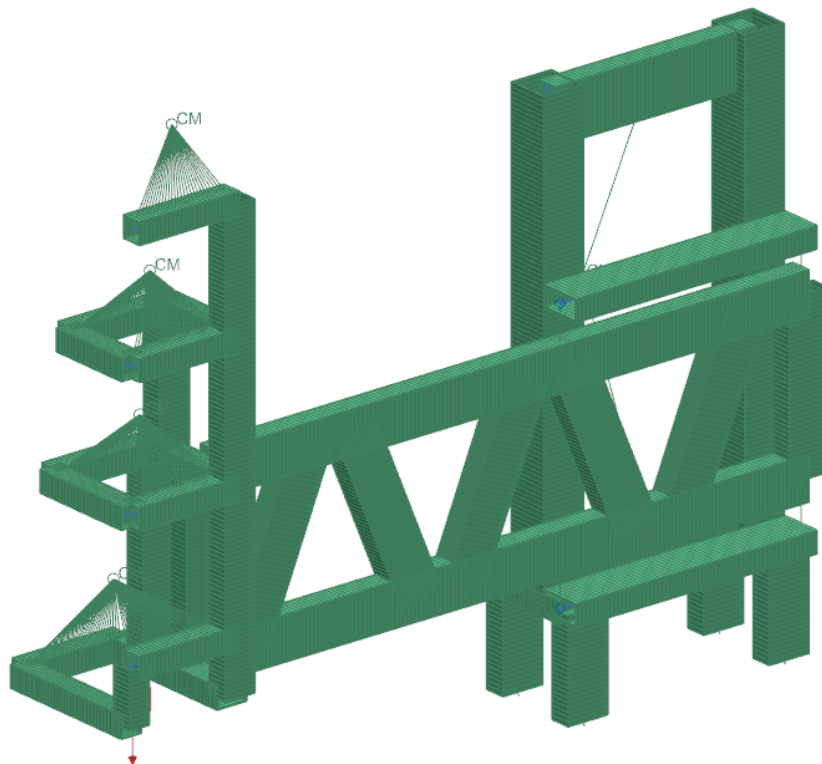
[Obr. 6.35] - Drátový model rámu



[Obr. 6.34] - Popis profilů rámu

6.5.1.1 Výpočtový model a okrajové podmínky

Výpočtový model zásobníku AAC a lamely je shodný s předchozími výpočty. Rám má zakázaný posuv nohou ve všech směrech a lamela je s rámem spojena pomocí čtyř RBE různic v místech, kde budou valivé jednotky. Toto spojení je nevěrohodné, protože je absolutně tuhé a nedovoluje posuv valivých jednotek v ose Y. Přesto je takový model k navržení velikosti profilů dostatečně přesný. Rám je zatížen hmotným bodem, o hmotnosti 2800kg, který reprezentuje zásobník na nástroje. Hmotný bod je spojen s příčkami rámu pomocí RBE různic. Sestava je zatížena pouze gravitačním zrychlením [Obr. 6.35].

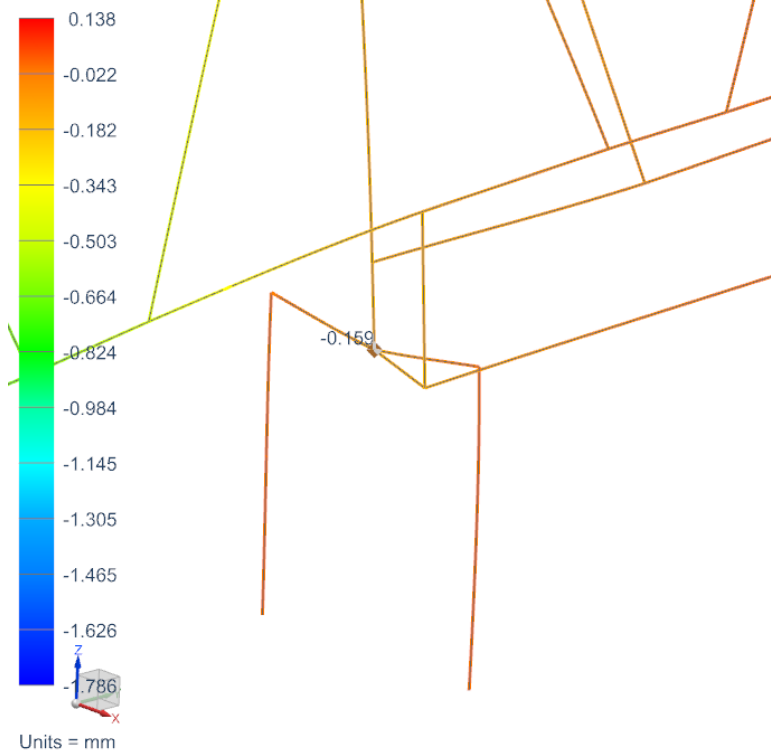


[Obr. 6.36] - Výpočtový model a okrajové podmínky

6.5.1.2 Vyhodnocení výpočtu a úprava modelu

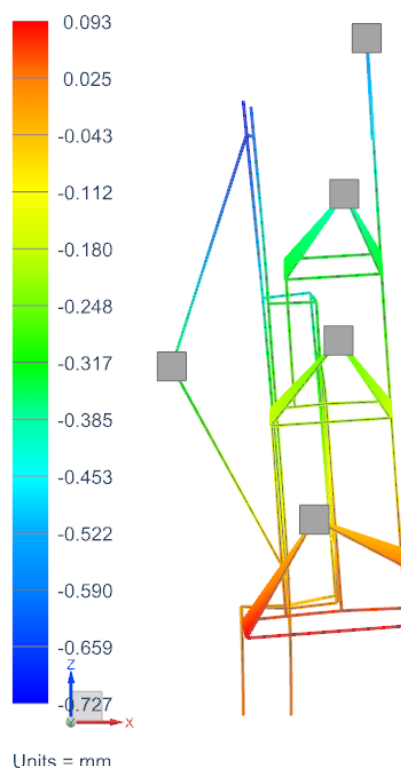
Z výsledku výpočtu je patrné, že jediné místo, které neposkytuje dostatečnou podporu AAC jsou podpěry noh viz. [Obr. 6.36]. Došlo zde k průhybu 0,159 mm, což se negativně projeví na posuvu zásobníku. Možnou úpravou je zvětšit rozměry profilu nebo posunout přední nohu více pod stojinu. Pokud posuneme přední nohu více pod stojinu, dojde ke snížení posuvu zásobníku v ose Y a Z z -1,7 mm na -1,3 mm, ale ke zvýšení posuvu stojanu v ose X z -0,6 mm na -0,7 mm. Nejvhodnějším místem pro umístění přední nohy stojanu bude mezi podpěru lamely a stojinu rámu, kde poskytne podporu oběma prvkům. Na obrázcích [Obr. 6.37], [Obr. 6.38] a [Obr. 6.39] jsou zobrazeny posunutí sestavy.

SIM_kos+lamele_BEAM : Solution 1 Result
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
 Displacement - Nodal, Z
 Min : -1.786, Max : 0.138, Units = mm
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



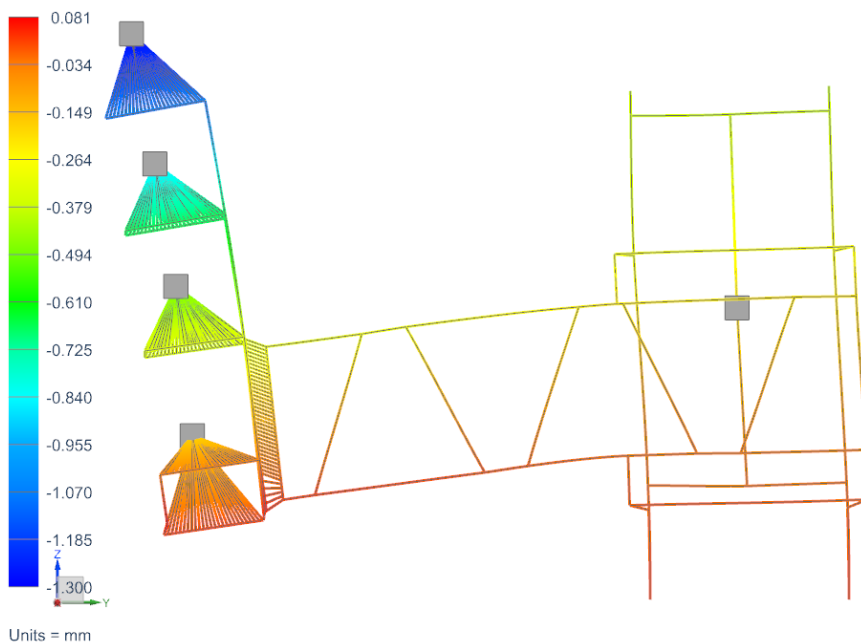
[Obr. 6.37] - Průhyb podpěry

SIM_kos+lamele_BEAM : Solution 1 Result
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
 Displacement - Nodal, X
 Min : -0.727, Max : 0.093, Units = mm
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



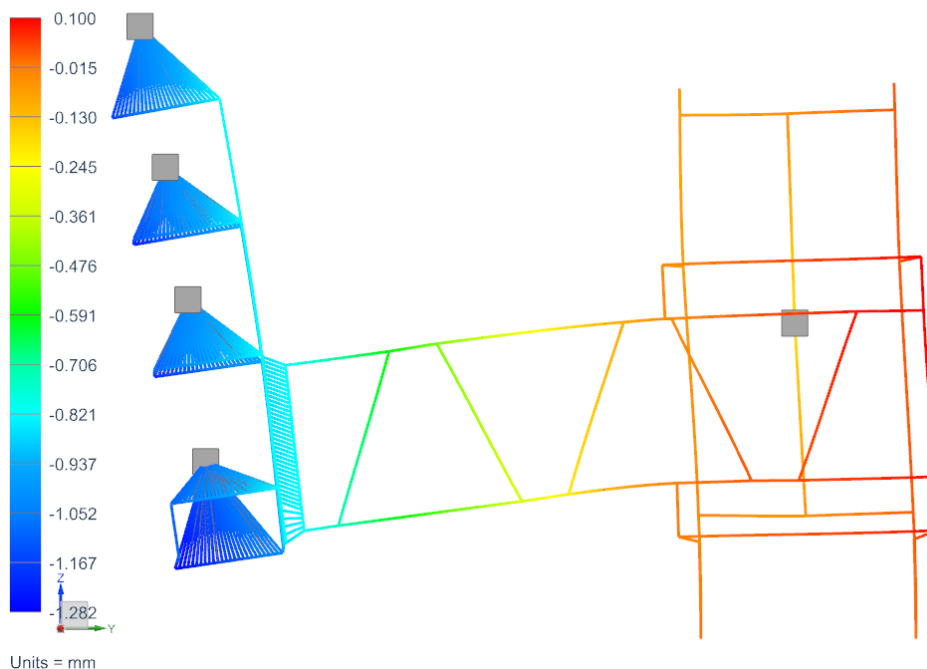
[Obr. 6.38] - Posuv v ose X

SIM_kos+lamele_BEAM : Solution 1 Result
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
 Displacement - Nodal, Y
 Min : -1.300, Max : 0.081, Units = mm
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



[Obr. 6.39] - Posuv v ose Y

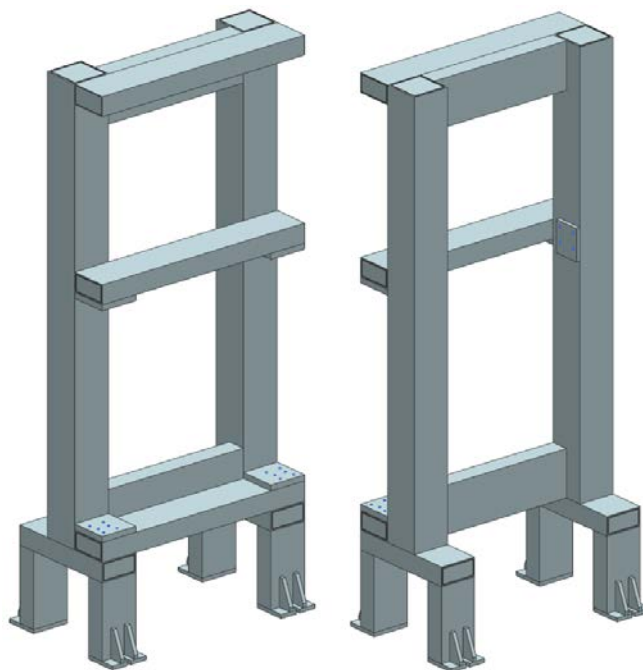
SIM_kos+lamela_BEAM : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Z
Min : -1.282, Max : 0.100, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



[Obr. 6.40] - Posuv v ose Z

6.5.2 Navržená konstrukce rámu

Na obrázku je zobrazena navržená konstrukce rámu, která kopíruje tvar i velikosti profilů z čárového modelu. V modelu přibyly navařené tlustostěnné plechy s dírami pro přišroubování valivých jednotek, motoru a dále patky uzpůsobené pro přišroubování k BW fixátorům. BW fixátory navrhne po provedení MKP výpočtu s 3D prvky, ze kterého můžeme odečíst reakce v patkách a zvolit vyhovující řadu BW fixátorů na dané zatížení. V tuto chvíli již můžeme provést MKP výpočet s 3D prvky, protože máme navržené všechny prvky sestavy.



[Obr. 6.41] - Konstrukce rámu

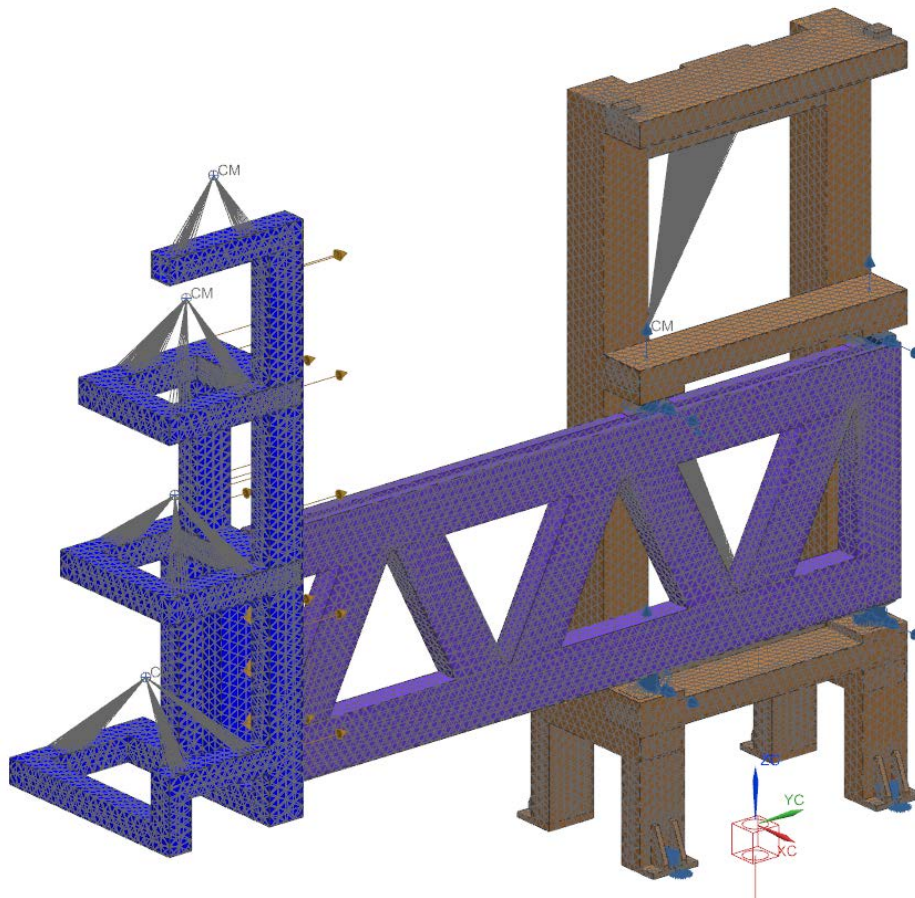
6.6 Tuhostní a pevnostní analýza 3D modelu

Tento výpočet se více přiblíží reálné deformace sestavy, protože výpočty s 1D prvky ignorovaly některou geometrii, a budeme moci odhalit slabá místa konstrukce a provést její optimalizaci. Na základě tohoto výpočtu poté provedeme analýzu vlivu změny hmotnosti zásobníku na nástroje na funkci AAC.

6.6.1 Výpočtový model a okrajové podmínky

Sestava bude počítána jako Assembly FEM, tedy jako sestava součástí, z nich každá má svou vlastní síť a dohromady jsou spojeny odpovídající náhradou reálného spojení [Obr. 6.42]. Na modelech součástí byly potlačeny všechny díry, nejsou uvažovány vlivy svarů a prvky jednotlivých součástí byly sloučeny do jednoho těla. Síť součástí se skládá z tetraedrů velikosti 40 mm. Tato síť je velmi hrubá, ale na posouzení tuhosti je vyhovující, a pokud nám bude u pevnostní analýzy její hrubost vadit, provedeme dodatečné zjemnění sítě.

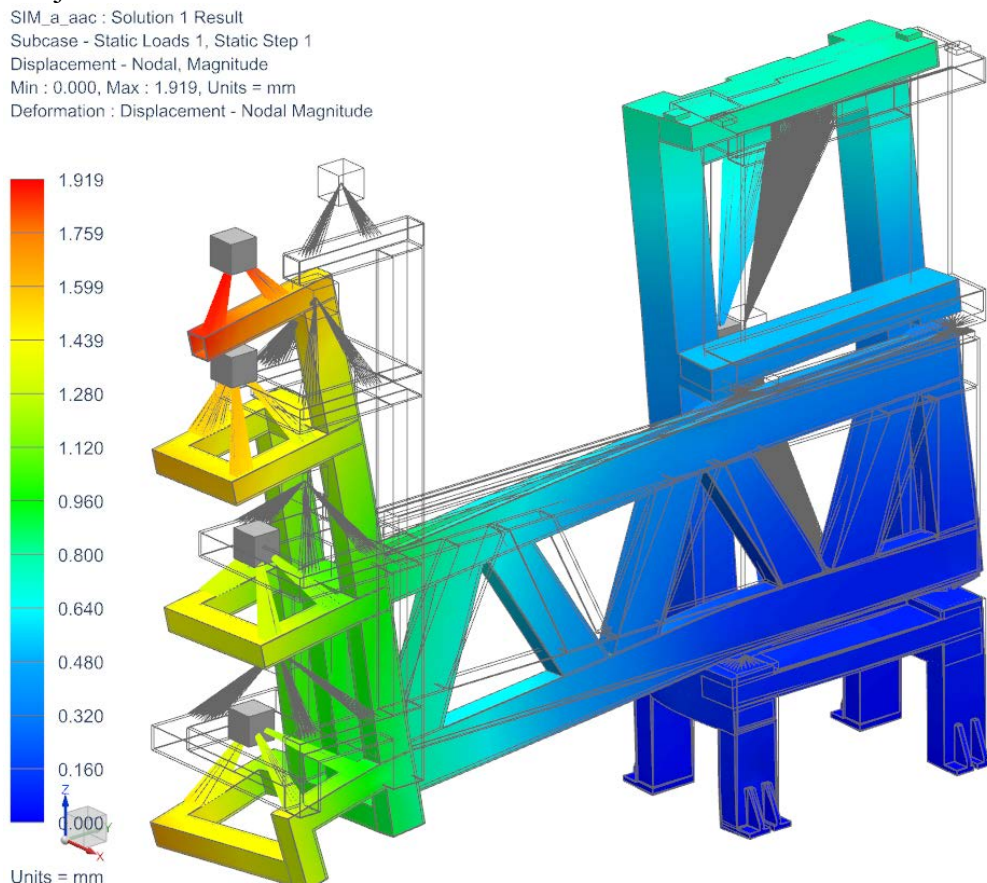
Frézovací hlavy v zásobníku jsou znovu nahrazeny hmotnými body, které jsou spojené se zásobníkem RBE2 růžicí. Zásobník je s lamelou spojen vazbou Gluing, která obě součásti slepí dohromady. Úlohu zatím nebudeme počítat jako kontaktní, protože by došlo k výraznému prodloužení výpočtu. Lamela je s rámem spojena pomocí pěti vazeb Manual coupling. Čtyři nahrazují chování valivých jednotek, přenáší zatížení v osách X a Z a jedna nahrazuje zabrzděný motor lamely a přenáší zatížení v ose Y. Tuhosti valivých jednotek a motoru zanedbáme, protože by měli nepatrný vliv na deformaci sestavy. Zásobník na nástroje je nahrazen hmotným bodem a je s rámem spojen pomocí RBE2 růžice. Vliv hmotnosti AAC zanedbáme, protože se bude nacházet na středu rámu a bude mít maximální hmotnost 400kg. V místech spojení nohou s BW fixátory je zakázán posuv ve všech směrech.



[Obr. 6.42] - Výpočtový 3D model sestavy

6.6.2 Vyhodnocení tuhosti

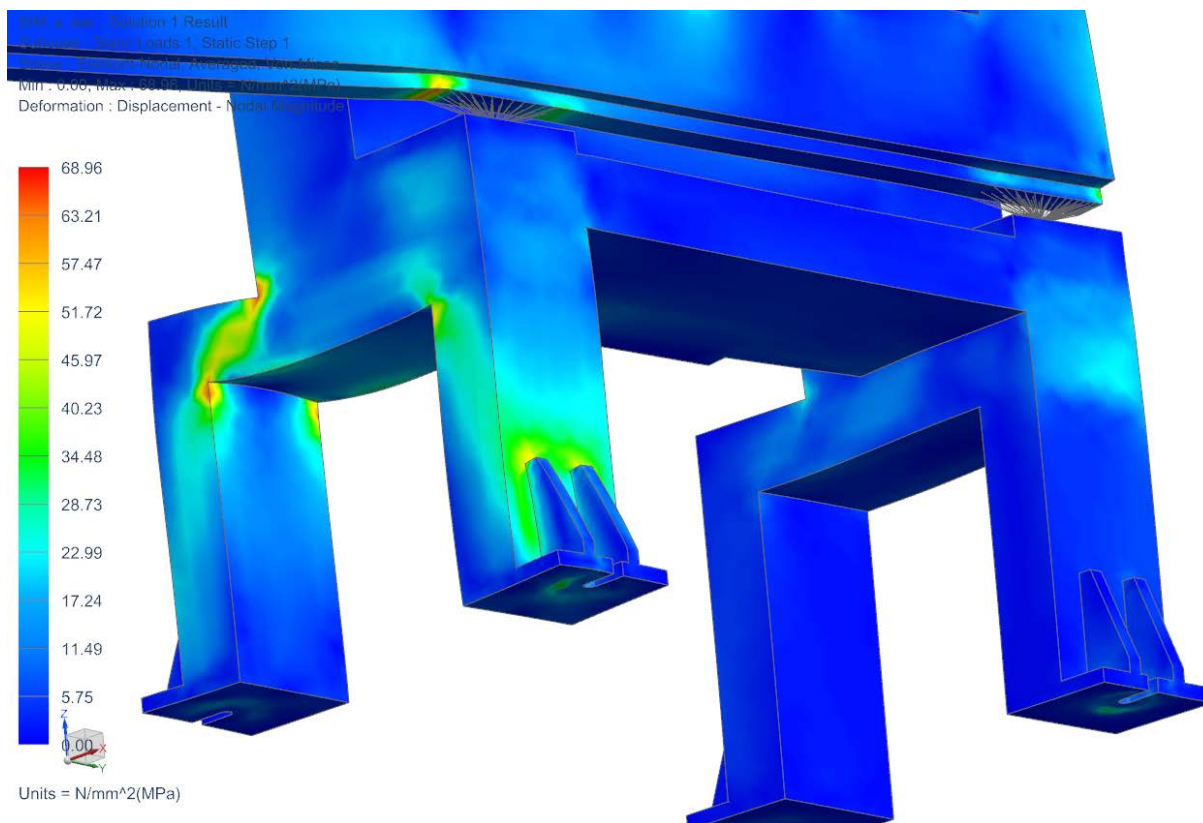
Velikosti deformací do jednotlivých směrů se velmi podobají deformacím 1D modelu viz. [Obr. 6.43]. V ose Y jsou dokonce shodné. Do osy X došlo ke zvětšení deformace z -0,7 mm na -0,9 mm a v ose Z z -1,3 mm na -1,6 mm. Je to dáno hlavně geometrickou přesností ve spodní části rámu, kterou 1D model hodně zjednodušoval. K výraznější deformaci došlo v místě spojení levé stojiny rámu s podpěrou rámu a výrazněji se deformovala i horní podpěra lamely [Obr. 6.44]. Tato místa by se dala vyztužit žebry, ale před tím provedeme vyhodnocení pevnosti a zjištění vlivu hmotnosti zásobníku na funkci AAC.



[Obr. 6.43] - Velikost deformace

6.6.3 Vyhodnocení pevnosti

Při posuzování pevnosti budeme uvažovat maximální dovolené napětí 73 MPa. Tuto hodnotu jsme získali uvažováním bezpečnosti vůči mezi kluzu 3 a mezi kluzu vyžíhaného materiálu minimálně 220 MPa. Na obrázku [Obr. 6.44] jsou zobrazena nejvíce zatěžovaná místa konstrukce. Maximální hodnota redukovaného napětí v prvcích je 53 MPa. V uzlech tato hodnota vyšplhala až na 120 MPa a při zprůměrování hodnoty napětí v uzlech vyšla hodnota 69 MPa. Tento rozsah hodnot svědčí o tom, že síť je moc hrubá a provedeme její zjemnění i přesto, že je toto zatížení menší než maximální dovolené napětí a ona místa jsou nejspíše koncentrátoři napětí a při zjemňování sítě dojde k neustálému zvyšování napětí, protože v geometrii nejsou zahrnuty svary a zaoblení. Toto zjemnění provedeme pouze na modelu rámu, který zatížíme velikostí reakcí ve vazbách Manual coupling. Na lamely toto zjemnění není potřeba provádět, protože vyšší hodnota napětí je způsobena absolutní tuhostí RBE růžic a u reálné konstrukce dojde k rovnoměrnému rozložení zatížení a zmenšení napětí. Zjemnění sítě na rámu provedeme i z toho důvodu, že kvalita sítě byla programem odhadnuta na 87% a bylo doporučeno zlepšení sítě.



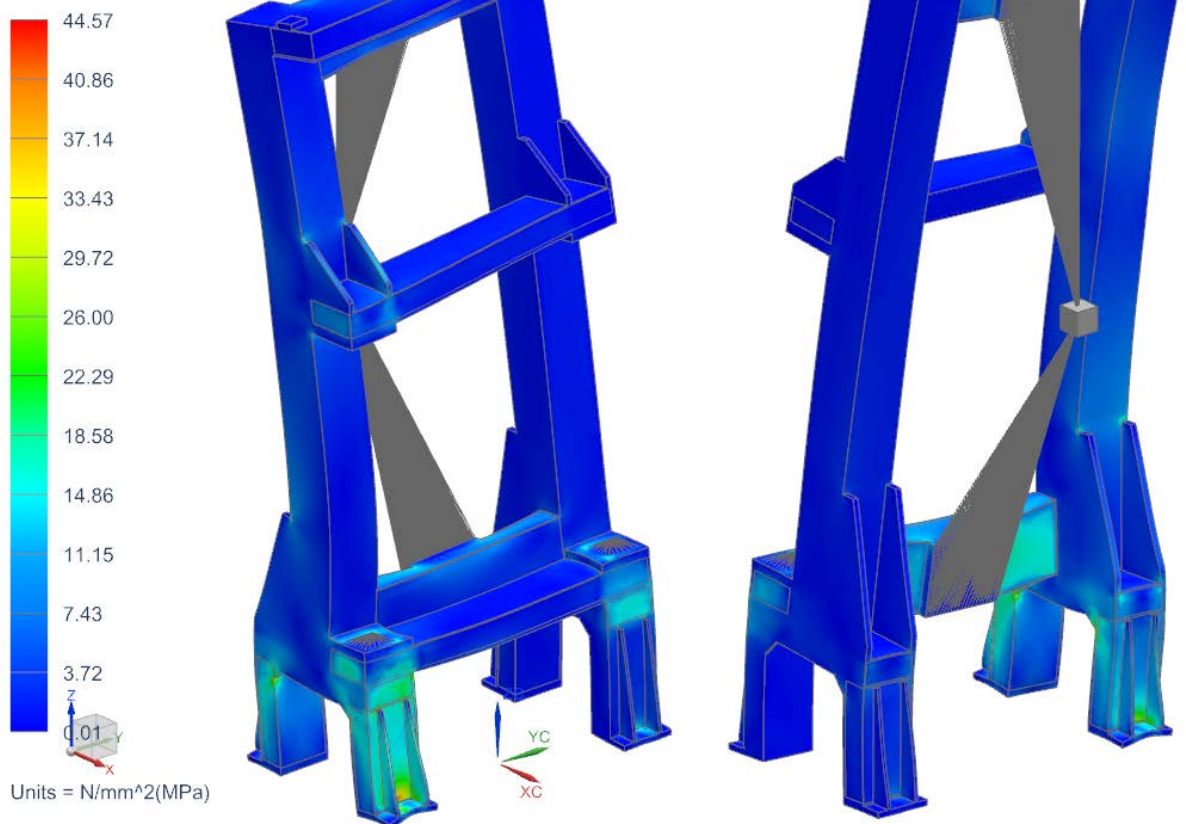
[Obr. 6.44] - Průběh napětí v nejvíce zatěžovaných místech

6.6.4 Zjemnění sítě a úpravy konstrukce rámu

Zjemnění sítě provedeme pomocí funkce Adaptability, která zjemní síť v místech, kde je to nejvíce potřeba a v ostatních ponechá síť hrubou. Kritériem pro velikost zjemnění je výsledná kvalita sítě alespoň 95% a minimální velikost prvku 10 mm. Po zjemnění sítě vzrostlo napětí v kritických místech na hodnotu 300 MPa před zprůměrováním a 180 MPa po něm. Potvrdilo se tedy, že jde o koncentrátoři napětí. Proto do těchto míst umístíme žebra, která tato místa vyztuží a zmírní koncentraci napětí. Patky u nohou již žebra mají a koncentrace je zde způsobena chybějícími modely svarů a zaoblení stejně jako na zbytku modelu, ale pro jistotu tato žebra prodloužíme a zmenšíme jejich tloušťku na 10 mm.

Provedením úprav kleslo maximální napětí na hodnotu 44,5 MPa a konstrukce již pevnostně vyhovuje. V další kapitole zkontrolujeme vliv hmotnosti zásobníku na funkci AAC a rozhodneme, zda konstrukce vyhovuje i tuhostně.

SIM_p_ram : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises
Min : 0.01, Max : 44.57, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



[Obr. 6.45] - Průběh redukovaného napětí po úpravách rámu

6.6.5 Vliv hmotnosti zásobníku ATC na funkci AAC

Zásobník na nástroje s kapacitou 80 nástrojů a maximální hmotností nástroje 30kg má přibližně hmotnost 2800 kg a rám se pod takovým zatížením deformuje a dochází tak k i k posuvu zásobníku AAC. Pokud by byla hmotnost zásobníku ATC stále stejná, vysunutý zásobník AAC s lamelou by se při každém vyjetí deformovali stejně výměna příslušenství by pracovala bez problémů. Hmotnost zásobníku ATC se ale mění podle počtu nástrojů, které jsou v něm uloženy a mohlo by docházet k tomu, že pokud by se po úvodním ustavení AAC výrazně změnila hmotnost zásobníku ATC, vlivem nedostatečné tuhosti rámu by mohlo dojít k vychýlení zásobníku AAC v rovině YZ o více jak 0,25 mm a stroj by nebyl schopný nabírat frézovací hlavy a museli bychom omezit rozdíl v naložení zásobníku ATC. Stroj není tolik choulostivý na posuv v ose X, protože pokud se zásobník AAC vychýlí z původní polohy blíže ke stroji, stroj ho při nabírání zařízení odtlačí. Pokud se vychýlí směrem od stroje, kleštiny pro upínání si zařízení přitáhnou. Maximální posuv v ose X budeme uvažovat ± 1 mm. Tento problém ověříme MKP výpočtem celé sestavy s upraveným rámem. Provedeme výpočet deformace s prázdným (400kg) i plným (2800kg) zásobníkem ATC a výsledné hodnoty porovnáme viz. [Tab. 6.6].

[Tab. 6.6] - Porovnání deformace vlivem změny hmotnosti zásobníku ATC

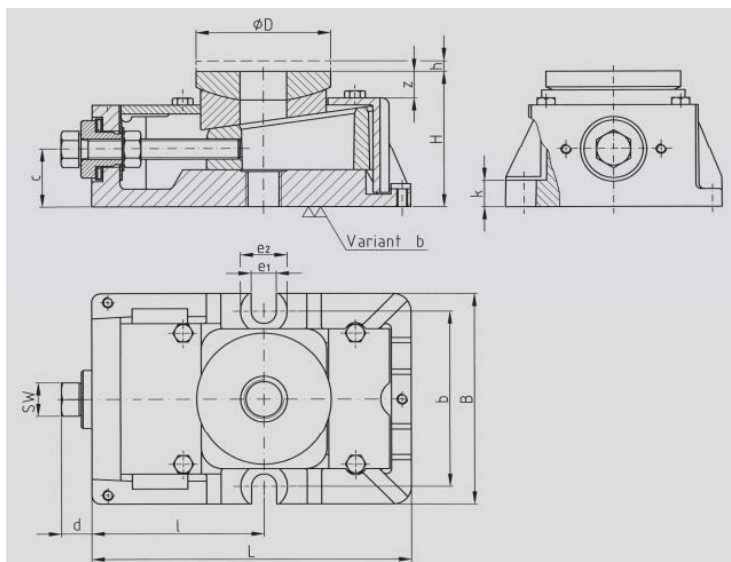
1. pozice (IFVW206)		2. pozice (IFVW101)		3. pozice (FX300)				
	Plné zatížení [mm]	Prázdný [mm]		Plné zatížení [mm]	Prázdný [mm]			
X	-0,081	-0,048	X	-0,125	-0,016	X	-0,119	0,061
Y	0,044	0,041	Y	-0,233	-0,237	Y	-0,609	-0,614
Z	-1,067	-1,137	Z	-1,024	-1,075	Z	-1,051	-1,102
Rozdíl posunutí oproti plnému zatížení		Rozdíl posunutí oproti plnému zatížení		Rozdíl posunutí oproti plnému zatížení				
X		0,033	X		0,109	X		0,18
Y		0,003	Y		-0,004	Y		-0,005
Z		-0,07	Z		-0,051	Z		-0,051
Velikost vektoru rozdílu posunutí v rovině XY [mm]		0,07	Velikost vektoru rozdílu posunutí v rovině XY [mm]		0,05	Velikost vektoru rozdílu posunutí v rovině XY [mm]		0,05

Z tabulky [Tab. 6.6] je patrné, že dochází k velmi malé změně pozice zásobníku AAC při změně hmotnosti zásobníku ATC a funkce AAC tedy nebude ovlivněna. Hmotnost zásobníku ovlivňuje hlavně deformaci v ose X. Se zásobníkem o hmotnosti 4000kg rám stále vyhovoval všem požadavkům a maximální rozdíl posunutí v ose X byl 0,3 mm. Na posuv zásobníku v ose X o 0,5 mm je potřeba síly pouze 300N, což stroj i kleštiny bez problémů vyvinou. Kontrolu vrácení zařízení do zásobníku již provádět nebudeme, protože 3D model je dokonce tužší než 1D model, na kterém byla možnost vrácení zařízení do zásobníku potvrzena.

Výpočty, které jsme do této chvíle provedli, nejsou prováděny na ustaveném pracovišti. Rozdíl je ten, že u ustaveného pracoviště bude vysunutý zásobník vyrovnaný viz. obrázek [Obr. 6.29] na straně 36, ale u neustaveného pracoviště je zásobník nakloněný. Deformace ustaveného pracoviště bude ve skutečnosti vypadat jinak, ale velikosti deformací a posunutí v jednotlivých směrech budou stejné jako u výpočtu na neustaveném pracovišti, protože změna zatížení od tíhových sil vlivem jiného naklonění pracoviště je zanedbatelná vzhledem k velice malým deformacím a posunutím. Nyní ke kompletnímu návrhu automatické výměny příslušenství zbývá vybrat vhodné BW fixátory.

6.6.6 BW fixátory

Podle doporučení firmy Fixatorenbau zvolíme vhodné fixátory podle celkové hmotnosti pracoviště i se zařízeními a nástroji. Celková hmotnost je 6500kg a při použití čtyř fixátorů vychází zatížení na jeden z nich 16 250 N. Takovému zatížení vyhovují fixátory řady RKII [Obr. 6.46]. Parametry těchto fixátorů jsou uvedeny na obrázku [Obr. 6.47]. Maximální dovolené zatížení je 120 000 N a největší velikost reakce v patce pracoviště je 44 000 N. Fixátory řady RKII vyhovují použití na pracovišti. [6]



[Obr. 6.46] - BW fixátor řady RK

Size	Dim	RKI	RKII	
Permissible maximum load ¹⁾	N	90 000	120 000	
Recommended machine dead weight ²⁾	N	10 000	20 000	
Spring constant in operation range ³⁾	N/ μ m	2 000	4 500	
Torque at adjusting screw	Specific	$\frac{N \cdot m}{10^3 \text{ kg}}$	3	3
	Maximum	N-m	27	36
	Security	N-m	2,5-5	2,5-5
Vertical Adjustment per screw turn	mm	0,25	0,25	
Weight of basic unit	kg	4	5,5	

[Obr. 6.47] - Specifikace BW fixátorů řady RK

Tímto je konstrukční návrh automatické výměny příslušenství kompletní a můžeme přistoupit k návrhu automatické výměny nástrojů.

7 Konstrukční návrh automatické výměny nástrojů

Konstrukční návrh ATC se bude lišit od návrhu AAC v tom, že většina komponent bude nakoupena. Firma ŠKODA MACHINE TOOL si již delší dobu automatickou výměnu nástrojů nenavrhuje ani nevyrábí, protože na trhu existuje velká řada firem, které se zabývají jen návrhem a výrobou ATC a dokážou nabídnout kvalitní výrobky za nižší cenu a se zárukou. V následující kapitole bude určen rozsah návrhu ATC

7.1 Rozsahu konstrukčního návrhu ATC

V konstrukčním návrhu ATC se budeme zabývat dopravním manipulátorem, který bude přesouvat chapač s nástroji mezi strojem a zásobníkem na nástroje. Zbylé součásti ATC, zásobník a chapač, budou zadány k návrhu dodavateli spolu s dokumentací dopravního manipulátoru a rámu AAC, které budou tvořit základ pro návrh.

Jak již bylo řečeno v úvodu při výběru variant, ATC bude umístěna na společném rámu s AAC. Zásobník bude umístěn na druhé straně rámu, než je lamela a dopravní manipulátor s chapačem bude na vrchu rámu. Dopravní manipulátor bude konzola, která bude uložena na lineárních vedeních, bude poháněna servomotorem a na jejím konci bude umístěn chapač. Zadavatel práce poskytl 3D model zásobníku na 60 nástrojů a chapače. V modelu bude použit menší zásobník, než požadovaný na 80 nástrojů, ale rám je počítaný na zatížení větším zásobníkem a předělat model rámu pro data většího zásobníku od dodavatele nebude problém. Na výšce zásobníku nezáleží, a pokud bude širší, rám se pouze rozšíří, použije se delší lamela s konzolou a vedení ani motory nebude potřeba nijak upravovat. Motory mají dostatečnou rezervu výkonu pro případné prodloužení lamely nebo konzole a vedení budou namáhána méně vlivem rozšíření jejich rozchodu.

7.2 Zadané parametry a specifikace požadavků

- Maximální hmotnost jednoho nástroje 30 kg
- Zásobník pro maximálně 80 nástrojů
- Umístění na rámu AAC
- Posuv řešen servomotorem
- Stopka nástroje ISO 50
- Nezájem na vlastní produkci zásobníku a chapače, konstrukce se přenechá externímu dodavateli, kterému se předají požadující parametry na ATC

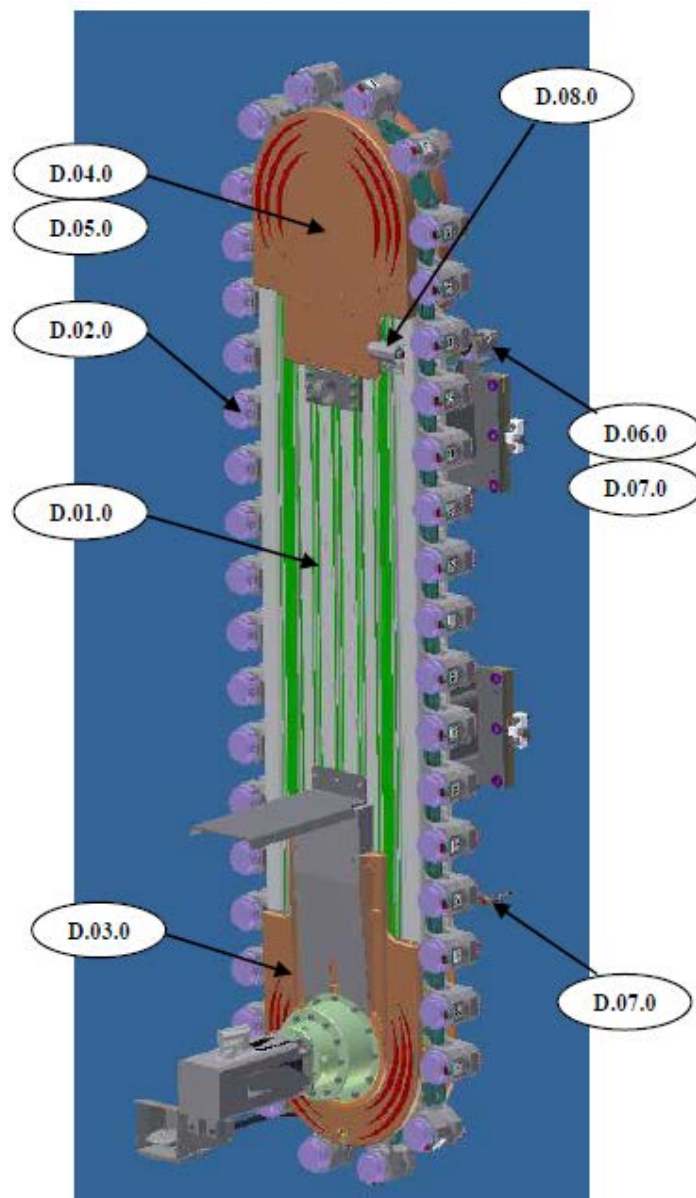
7.3 Seznámení s nakupovanými díly

Předpokládaným dodavatelem automatické výměny nástrojů je italská firma S.G.M. Tools. Použité modely a specifikace zásobníku a chapače jsou od této firmy. Na obrázku [Obr. 7.1] je zobrazen zásobník na nástroje, který je vyroben z hliníkového profilu. Slouží k přemístění nástroje do předem dané pozice, ze které je možné nástroj vyjmout za účelem použití ve vřetenu stroje. Do této pozice je nástroj dopraven řetězem, který pohání servomotor a jeho pozice je určena rotačním snímačem. [7]

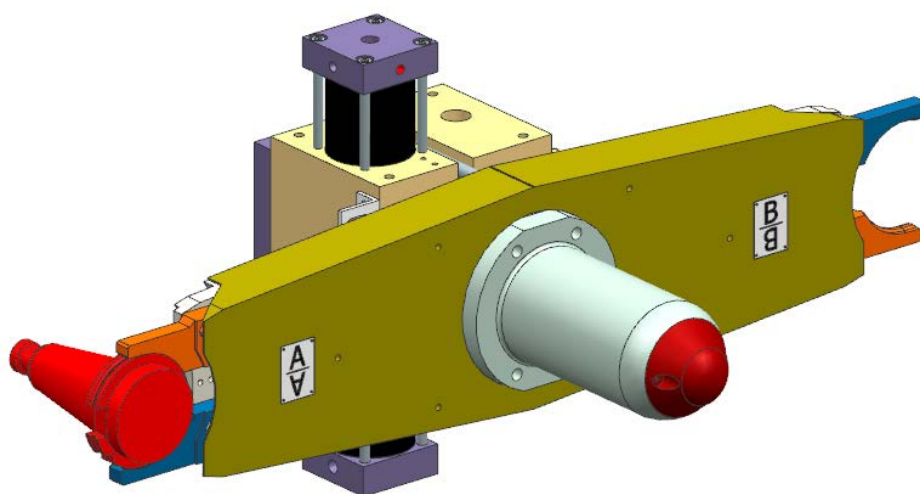
[Tab. 7.1] - Seznam součástí uvedených na obrázku [Obr. 7.1]

D.01.0	Rám	D.05.0	Enkodér
D.02.0	Domek pro nástroj	D.06.0	Čistící jednotka
D.03.0	Hnací a napínací kolo	D.07.0	Vytlačovací jednotka
D.04.0	Volné kolo	D.08.0	Fotobuňka

Chapač je tvořen ramenem, na jehož koncích jsou mechanicky ovládané čelisti, pomocí nichž je chapač schopen uchytit nástroj. Chapač může měnit nástroje do vřetena i frézovacího zařízení a je schopen vyjímat a ukládat nástroje do zásobníku. Celkem vykonává chapač 3 pohyby. První je přímočarý, který vysouvá a zasouvá nástroj. Druhý pohyb je rotace ramena kolem své osy o 180°, aby se obě čelisti dostaly ke stroji. Třetí pohyb je rotace celého chapače o 90°, aby bylo možné nástroje měnit i do hlav s osou nástroje kolmou na osu vřetena (IFVW206 a IFVW101). U všech tří pohybů se počítá s hydraulickým pohonem. Na obrázku [Obr. 7.2] je model chapače, který je schopen vykonávat pouze první dva pohyby. Model požadovaného chapače bude dodán až po obdržení nabídky firmou S.G.M. Tools.



[Obr. 7.1] - Zásobník na nástroje



[Obr. 7.2] - Chapač

7.4 Rozbor spojení nástroje s vřetenem vlivem deformace a posuvu konzole

Provedením tohoto rozboru získáme požadavky na tuhost konzole. Spojení nástroje s vřetenem vyžaduje určitou přesnost. Při vkládání nástroje do vřetena dochází k prvnímu kontaktu mezi kameny vřetena (nebo frézovacího zařízení), které přenáší moment od nástroje, a stopkou nástroje. Problémy s tím spojené rozdělíme na dva případy. První bude, jak velká může být deformace, aby došlo ke spojení nástroje s vřetenem v průběhu montáže a seřízení pracoviště, kdy budeme počítat s tím, že pozice nástroje vůči stroji je neměnná. Druhý případ prošetří dovolené posunutí chapače s nástrojem z výchozí pozice pro spojení nástroje s vřetenem, které může být vyvoláno různými hmotnostmi nástrojů nebo změnou deformace rámu. Dalším kritériem pro deformaci konzole je proces uchopení nástroje z vřetena. Ale vzhledem ke stražení hran čelistí a stopky nástroje, které dovoluje posunutí až 4 mm, bude toto posunutí při splnění předchozích kritérií vždy dodrženo.

Před samotným rozбором prvního případu projdeme postup výměny nástrojů. Zásobník přemístí nástroj do pozice určené k vyjímání a ukládání nástroje chapačem. Chapač pomocí kleštín a pohybem od zásobníku přebere nástroj. Stroj během přemístění nástroje a jeho vyjmutí najíždí do předem určených poloh zadaných v systému stroje, ve kterých bude docházet k výměně nástrojů. Tyto polohy budou dvě. Pro vřeteno a zařízení se shodnou osou nástroje a vřetena. Druhá bude pro zařízení s lomenou osou vřetena. Polohy jsou určeny pozicí chapače s nástrojem vůči stroji a do systému se zadají během montáže a seřízení pracoviště. Ve chvíli, kdy je chapač i stroj připraven k výměně, přejede chapač ke stroji, uchopí pomocí kleštín nástroj umístěný ve vřetenu, vysune jej posuvem směrem od vřetena, otočí rameno s nástroji o 90°, zasune nový nástroj do vřetena a odjíždí zpět k zásobníku. Po odjetí chapače může stroj začít pracovat a uložení nástroje zpět do zásobníku probíhá již při práci stroje. Nyní, když známe způsob výměny nástroje, provedeme rozbor dovolené deformace a posunutí pro neměnnou polohu nástroje a vychýlení chapače z této polohy.

7.4.1 Rozbor dovolené deformace konzole pro neměnnou polohu nástroje

Na obrázku [Obr. 7.3] je zobrazena stopka nástroje ve spojení s frézovací hlavou, která má osu nástroje shodnou s osou vřetena. Na obrázku [Obr. 7.4] je frézovací hlava s osou nástroje kolmou k ose vřetena. Souřadný systém na obrázcích je shodný se souřadným systémem pracoviště z předešlých kapitol pro lepší orientaci. Kóta na obou obrázcích udává vzdálenost mezi hranou stopky nástroje a vzdálenější hranou sražení kamene a udává, k jak velkému naklonění nebo posunutí nástroje může dojít.

V této kapitole, kdy počítáme s neměnnou polohou nástroje, nás zajímají hlavně natočení nástroje okolo os, u kterých by mohlo dojít ke kontaktu během vkládání nástroje do vřetena mezi stopkou nástroje a čelem kamene. K posunutí nástroje nebude docházet. U obou poloh nástroje různé osy jinak omezují deformaci konzole. V tabulce [Tab. 7.2] jsou uvedeny dovolené sklony konzole, které jsme získali simulací náklonu nástroje v zadané mezi 1,15 mm (součet sražení hrany kamene a vůle mezi kamenem a stopkou ISO 50).

[Tab. 7.2] - Dovolená naklonění konzoly

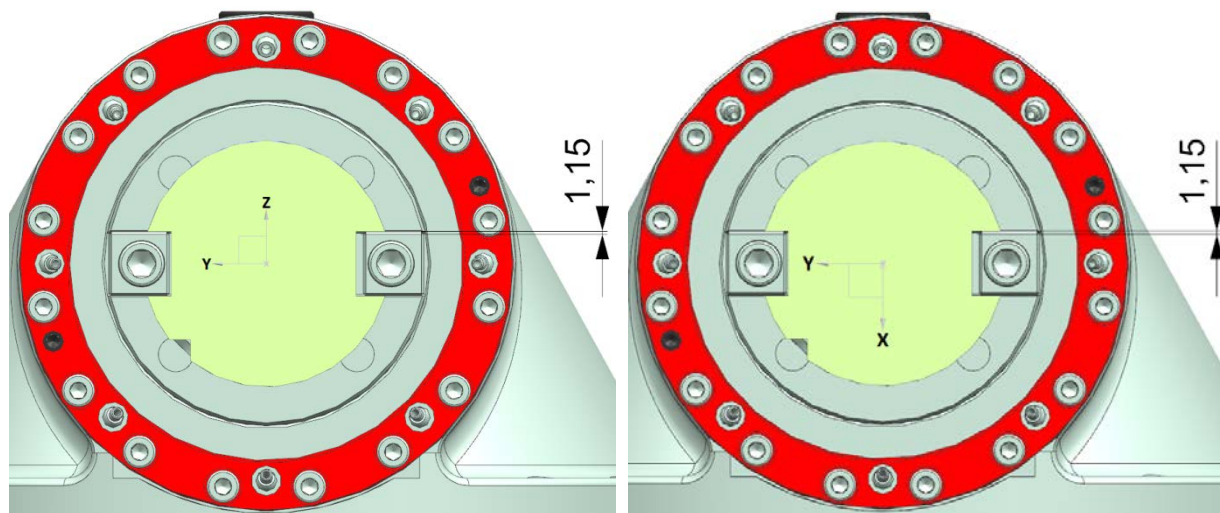
X	1°23'
Y	5°15'
Z	1°23'

7.4.2 Rozbor dovolené deformace a posunutí konzole z výchozí polohy změnou hmotnosti nástroje nebo změnou deformace rámu

K vychýlení nástroje z výchozí polohy dojde vlivem různých hmotností nástrojů nebo deformací rámu vlivem změny hmotnosti zásobníku AAC: V tomto případě může dojít i k posunutím nástroje a tím se nám sníží maximální možné naklonění nástroje. V tabulce [Tab. 7.3] jsou dovolené náklony nástroje při maximálním posunutí v jednotlivých osách o 1 mm.

[Tab. 7.3] - Dovolená naklonění konzoly

X	0°10'
Y	0°41'
Z	0°10'



[Obr. 7.4] - Hlava se shodnou osou nástroje

[Obr. 7.3] - Hlava s kolmou osou nástroje

Při určení těchto hodnot jsme ale neuvažovali, že jsou sklony kolem o na sobě závislé. Například dojde-li ke sklonu hlavy se shodnou osou nástroje kolem osy X o 0°5'30'', naklonění kolem osy Y bude možné pouze 0°20'. Také jsme uvažovali, že bude docházet k naklonění kolem osy Z, ale protože na konzolu budou působit pouze tíhové síly, bude toto naklonění zanedbatelné a nemusíme je uvažovat. Konečná dovolená natočení jsou uvedena v tabulce [Tab. 7.4]. Hodnoty dovoleného sklonu konzoly uvažujeme s vlivem posunutí o 1 mm.

[Tab. 7.4] - Konečná dovolená naklonění konzoly s maximálním posuvem 1 mm.

X	0°5'30''
Y	0°20'

V následujícím konstrukčním návrhu konzole provedeme MKP výpočet celého pracoviště výměn s vysunutou konzolou, zasunutou lamelou AAC a plně naloženým zásobníkem a porovnáme hodnoty sklonu lamely s hodnotami v tabulce [Tab. 7.3]. Pokud budou sklony lamely vyhovovat, provedeme ten samý výpočet s prázdným zásobníkem. Pokud budou rozdíly deformací mezi oběma výpočty do 1 mm a sklony konzole vyhovovat určeným hodnotám, bude konzola dostatečně tuhá a budeme moci přejít k návrhu vedení a pohonu konzole.

7.5 Konstrukční návrh konzoly

Konstrukce konzoly se bude skládat z jednoho tenkostěnného profilu, na jehož levém konci bude upevněn chapač, ve spodní části valivé vedení, na boku bude umístěn pohon chapače a na vrchu vedení energií k chapači pomocí energetického kabelu.

Pro dimenzování konzoly jsou důležité dovolené meze deformace, které jsme určili v předešlé kapitole, rozměry, hmotnost a pozice chapače na konzole. Rozměry chapače známe ve formě 3D modelu. Hmotnost chapače musíme odhadnout, protože model, který máme, není s mechanismem pro naklopení chapače o 90°. Hmotnost poskytnutého modelu chapače je přibližně 200kg. Budeme uvažovat, že chapač s mechanismem pro jeho naklopení a dvěma nástroji v kleštinách bude vážit maximálně 350kg.

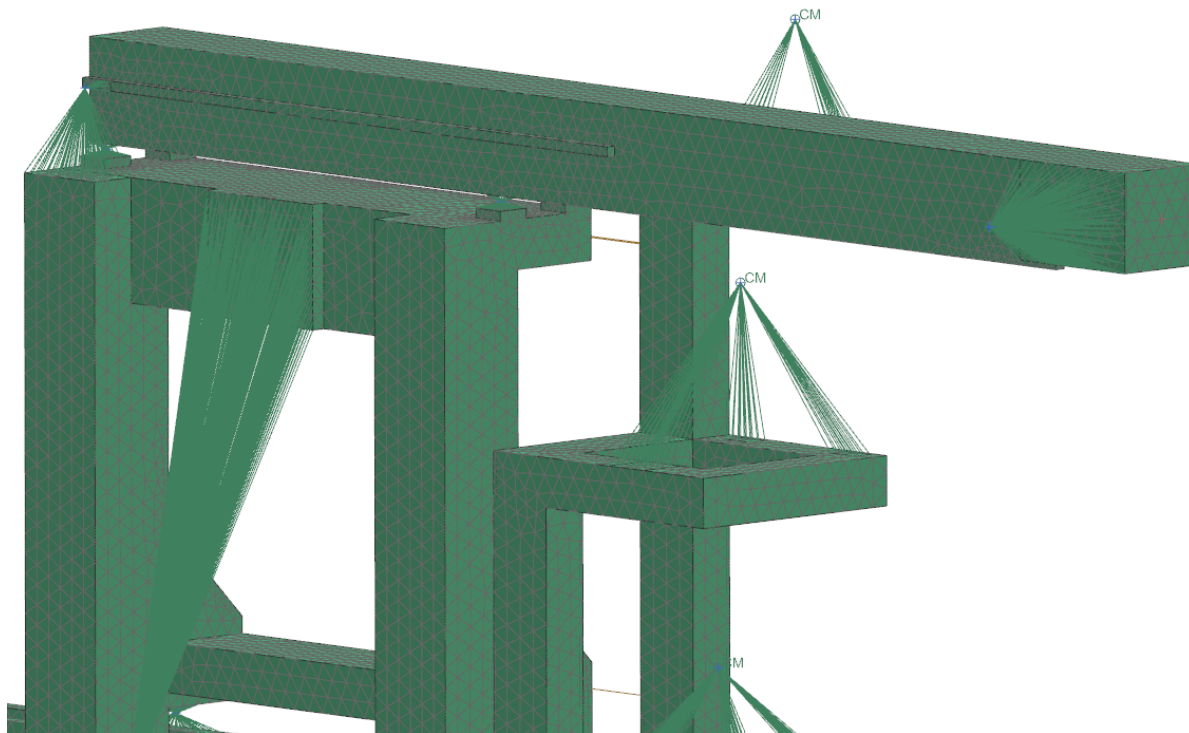
Vzhledem k hmotnosti chapače a vyložení konzoly 1400 mm použijeme největší možný profil 200x200x10 mm z ocele S235JRG1 [8], který poskytne dostatek prostoru pro použitou techniku. Nyní provedeme výpočet, pomocí kterého zjistíme, zda bude konzola dostatečně tuhá a její deformace vyhoví požadavkům z tabulky [Tab. 7.3].

7.5.1 Tuhostní a pevnostní výpočet konzoly

Výpočet provedeme s celou sestavou pracoviště výměn se zasunutou lamelou AAC a vysunutou konzolou ATC. Zajímat nás bude hlavně naklonění konce konzoly kolem jednotlivých os a rozdíl deformace ve směru těchto os, který může být maximálně 1 mm.

7.5.1.1 Výpočtový model

Výpočtový model zásobníku AAC, lamely a rámu zůstává stejný. Na vrchu rámu přibyla konzola ve vysunutém stavu a její síť je tvořena tetraedry o velikost 40 mm. 4 valivé jednotky jsou nahrazeny RBE2 různicemi a konzola je s rámem spojena Manual couplingy, které přenášejí posuvy v osách X a Z a rotace okolo os X,Y,Z. Posuv v ose Y je přenášen Manual couplingem s rámem v místě uložení motoru. Na konci konzoly je hmotný bod, který simuluje hmotu chapače, a je s konzolou spojen pomocí RBE2 různice [Obr. 7.5].

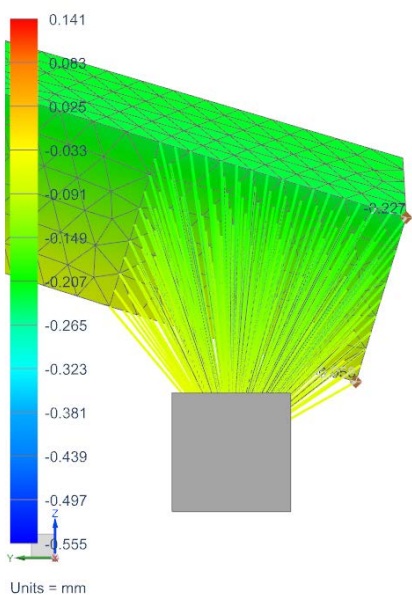


[Obr. 7.5] - Výpočtový model konzoly

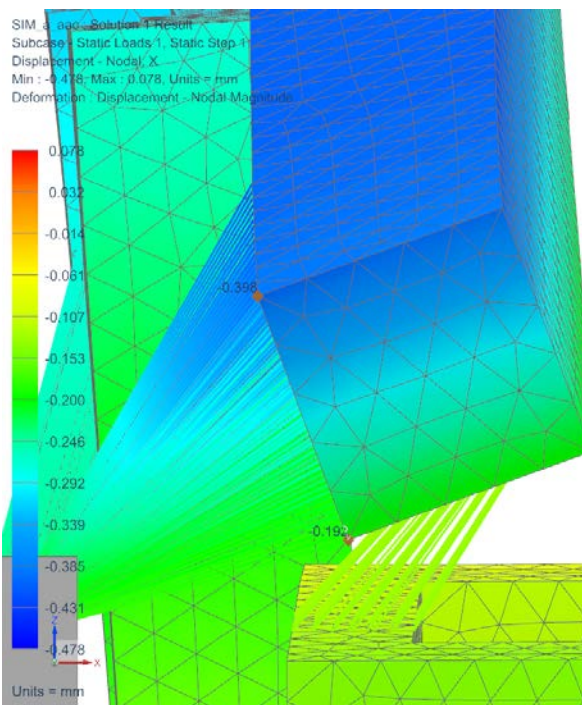
7.5.1.2 Vyhodnocení výsledků výpočtu

Vyšetření náklonu konce konzoly vyšetříme následujícím způsobem. Naklonění konzoly budeme určovat podle naklonění hran na konci konzoly. To znamená, že naklonění kolem osy X určuje rozdíl deformace v ose Y na hraně zobrazené na obrázku [Obr. 7.6]. Naklonění kolem osy Y zase určuje rozdíl deformace v ose X na hraně zobrazené na obrázku [Obr. 7.7]. Pro potvrzení předpokladu, že naklonění v ose Z bude zanedbatelné, vyšetříme i to viz. obrázek [Obr. 7.8].

SIM_a_aac : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Y
Min : -0.555, Max : 0.141, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

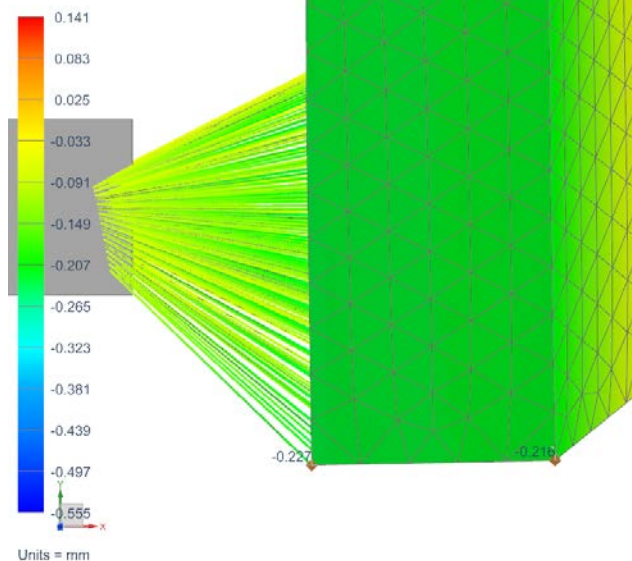


[Obr. 7.6] - Naklonění kolem osy X



[Obr. 7.7] - Naklonění kolem osy Y

SIM_a_aac : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Y
Min : -0.555, Max : 0.141, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



[Obr. 7.8] - Naklonění kolem osy Z

Výpočet náklonu provedeme pomocí goniometrických funkcí a pravoúhlého trojúhelníka. Strana A je rozdíl deformací, strana B délka hrany konzoly a úhel α je výsledný sklon [Obr. 7.9]. Zde je příklad výpočtu sklonu kolem osy X.

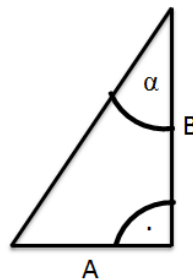
$$\tan \alpha = \frac{A}{B}$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{A}{B} \right)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{0,227 - 0,058}{200} \right)$$

$$\alpha = 8,45 \cdot 10^{-4}$$

$$\alpha = \frac{8,45 \cdot 10^{-4}}{\pi} \cdot 180^\circ = 0^\circ 2' 54''$$



[Obr. 7.9] - Myšlený trojúhelník

Stejným způsobem jsme vypočítali i ostatní náklony a výsledky jsou v tabulce.

[Tab. 7.5] - Výsledná naklonění

Zásobník plný		Zásobník prázdný	
X	0°2'54'	X	0°2'53''
Y	0°3'32''	Y	0°2'48''
Z	0°0'11''	Z	0°0'8''

[Tab. 7.6] - Rozdíl posunutí

	Plné zásobník [mm]	Prázdný zásobník [mm]
X	-0,178	0,1
Y	-0,054	-0,04
Z	-1,573	-1,507
Rozdíl posunutí oproti plnému zatížení		
X	0,278	
Y	0,014	
Z	0,066	

Potvrdil se předpoklad, že náklony kolem osy Z jsou zanedbatelné. Provedením výpočtu s prázdným zásobníkem ATC došlo k posuvům viz. tabulka [Tab. 7.6]. Hodnoty náklonů a posuvů jsou menší než zadané meze a konzola je tedy dostatečně tuhá a navržená ATC by měla fungovat. Nicméně nesmíme opomenout fakt, že jsme uvažovali chapač absolutně tuhý. Na druhou stranu pokud zmenšíme maximální posuv na 0,5 mm, výrazně se zvětší dovolené náklony konzole. Provedené výpočty nemůžeme brát jako 100% pravdivé, pro přesné vyšetření bychom museli provést velmi složitý MKP výpočet s modelem chapače, který nemáme, nebo provést experimentální měření na zkonstruované ATC, ale ve prospěch fungování námi navržené ATC mluví i fakt, že se podobné výměny používají v praxi a fungují. Stejně jako u výpočtu AAC bude deformace ATC po vyrovnání stroje vypadat jinak, ale hodnoty rozdílů posuvu a naklonění budou téměř shodné. Pevnostní výpočet odhalil maximální napětí 56 MPa, které je nižší než dovolené napětí (73MPa) materiálu S235JRG1 [8]. Přejdeme tedy k návrhu vedení a pohonu konzoly.

7.5.2 Výpočet lineárního vedení konzoly

K vedení konzoly budou stejně jako v případě lamely použita lineární válečková vedení, protože předpokládaná rychlost posuv konzoly je 20m/min. Výpočet lineárního valivého vedení je uveden v příloze č. 5. [3] Vybrané vedení je RGW30CC firmy HIWIN. Parametry vedení jsou uvedeny v tabulce [Tab. 6.3]. Použity jsou 4 valivé jednotky a dvě dráhy viz.

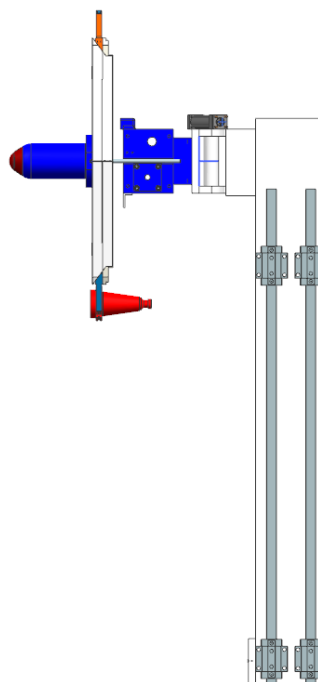
[Obr. 7.10]. Dráhy a valivé jednotky se přišroubují k tlustostěnným plechům, které budou navářeny na rámu a konzole. V tabulce [Tab. 6.4] jsou uvedeny statická bezpečnost, dynamická bezpečnost a životnost jednotlivých valivých jednotek. Minimální statická bezpečnost byla stanovena na 3 a dynamická na 2, protože na vedení lamely nejsou kladeny takové nároky jako na hlavní vedení stroje.

[Tab. 7.7] - Parametry vedení

Typ	RGW30CC
Šrouby	M10
C_{stat} [N]	82100
C_{dyn} [N]	39100

[Tab. 7.8] - Výsledky výpočtu

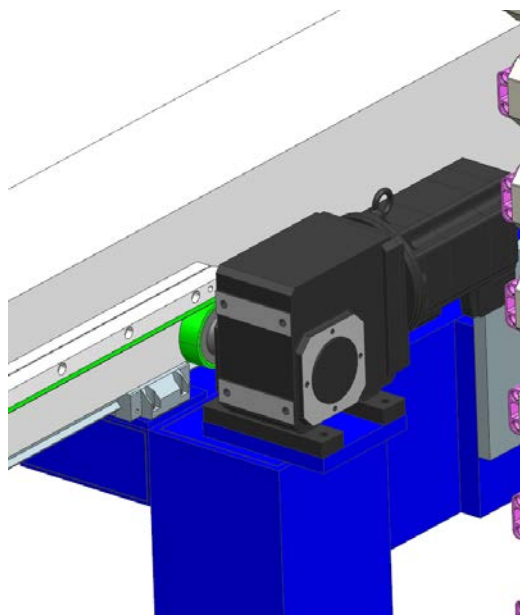
	Statická bezpečnost	Dynamická bezpečnost	Životnost [km]
A1	9,9	77,7	65420
A2	4,1	2,8	2315
B1	4,7	4,3	3645
B2	8,1	37,6	31620



[Obr. 7.10] - Umístění vedení

7.5.3 Pohon konzoly

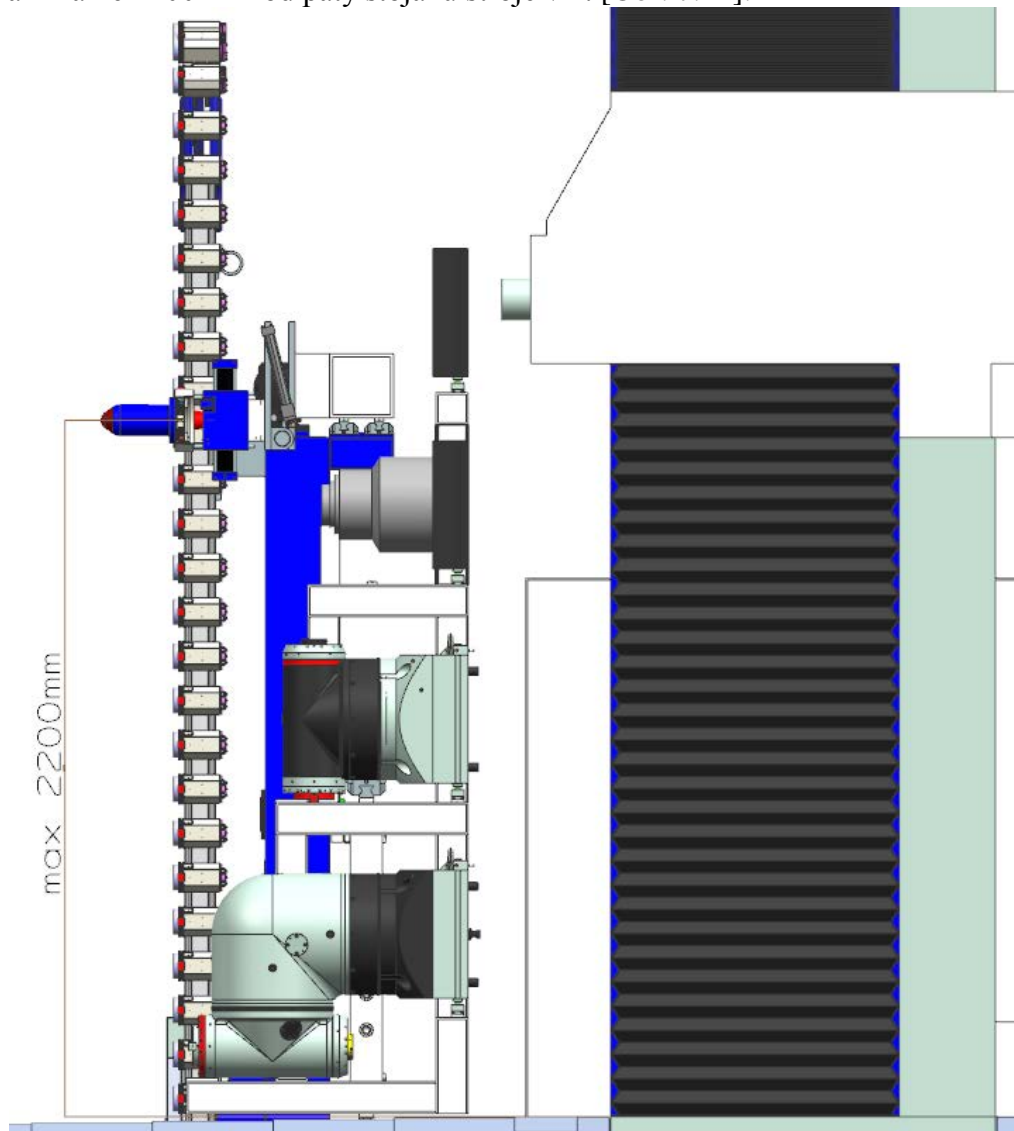
Pohon konzoly bude podobný pohonu lamely. Konzola bude poháněna servomotorem s kuželovou převodovkou a rotační pohyb tohoto motoru na posuvný pohyb konzoly bude převeden pomocí pastorku s hřebenem. Motor bude přišroubovaný k rámu a bude se výškově nastavovat pomocí podložek [Obr. 7.11]. Hřeben bude přišroubovaný na konzolu. Výsledky výpočtu a objednávací čísla motoru s převodovkou jsou uvedeny v příloze č. 6.



[Obr. 7.11] - Umístění motoru

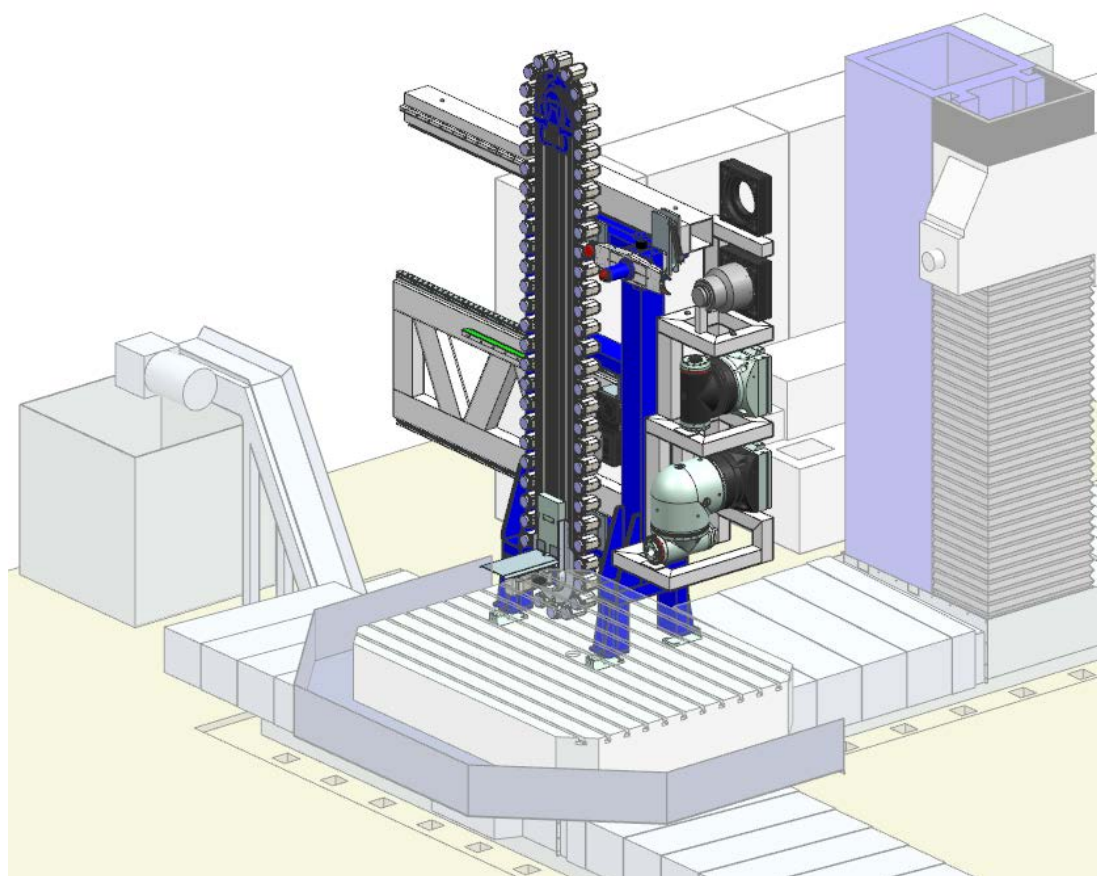
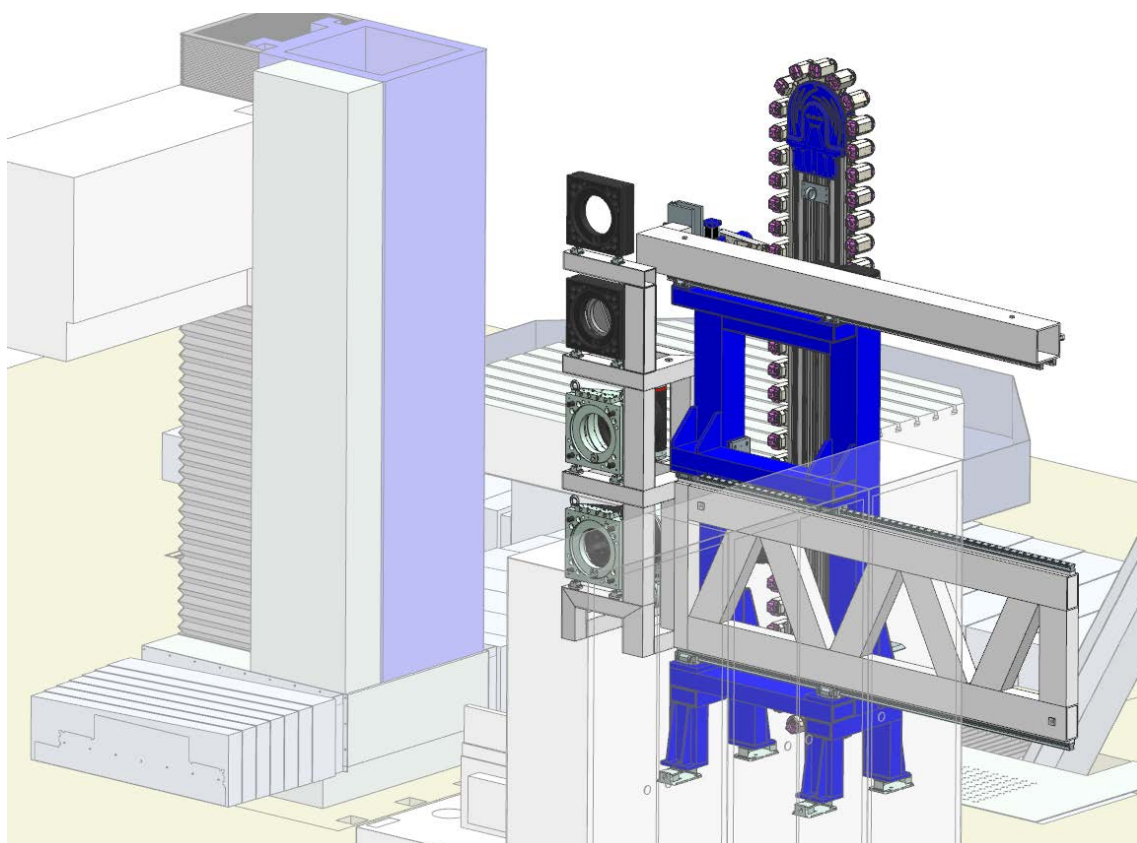
7.6 Zadání pro dodavatele

Úkolem dodavatele bude navrhnout zásobník na 80 nástrojů s maximální hmotností plného zásobníku 4000 kg a hmotností jednoho nástroje 30 kg se stopkou ISO 50. Zásobník bude umístěn na rámu pracoviště výměn a dodavatel obdrží výkresovou dokumentaci s rozměry rámu. Dále bude mít za úkol navrhnout chapač k tomuto zásobníku. Chapač bude umístěn na volném konci konzoly, od které dostane dodavatel výkresovou dokumentaci. Podmínkou je, aby byl chapač schopný provádět výměnu do lomených hlav a byl ve vzdálenosti maximálně 2200 mm od paty stojanu stroje viz. [Obr. 7.12].



[Obr. 7.12] - Maximální vzdálenost chapače od paty stojanu stroje

8 Výsledné obrázky pracoviště výměn



[Obr. 8.1] - Pracoviště výměn

9 Časová analýza AAC a ATC

V tabulce je proveden odhad času jednotlivých úkonů při automatické výměně nástrojů a příslušenství. Odhad byl proveden na základě známých rychlostí rychloposuvů stroje, rychlostí posuvů výměn a odhadu délky trvání pracovních úkonů chapače. Výchozí poloha stroje je střední poloha stojanu a vřeteníku stroje. Při výměně příslušenství je měněna hlava IFVW101 a výměna nástrojů probíhá do vřetena stroje.

[Tab. 9.1] - Čas výměny AAC

Kroky		Čas [s]
1.	Pojezd stojanu na konec posuvu	5
2.	Pojezd vřeteníku na konec posuvu	Během 4. kroku
3.	Pojezd AAC před stroj	10
4.	Pojezd stojanu do pozice výměny	21
5.	Odpojení víka	
6.	Odjetí stojanu	
7.	Pojezd k IFVW101	2
8.	Najetí stojanu	18
9.	Spojení s IFVW101	
10.	Odjetí stojanu	
11.	Zasunutí AAC	10
Celkový čas		66

[Tab. 9.2] - Čas výměny ATC

Kroky		Čas [s]
1.	Příprava nástroje + uchopení	Během obrábění
2.	Pojezd manipulátoru do vyčkávací pozice	Během 3. a 4. kroku
3.	Pojezd stojanu do pozice výměny	5
4.	Pojezd vřeteníku do pozice výměny	5
5.	Pojezd manipulátoru do pozice výměny	1
6.	Čas výměny nástroje	19
7.	Pojezd manipulátoru k zásobníku	5
8.	Pojezd stroje do obráběcí pozice	3
Celkový čas		38

10 Bezpečnost

Předpoklad je takový, že pracoviště výměn bude zakapotované a výjezd AAC a ATC bude kryt roletou, která se zdvihne pokaždé, když bude docházet k výměně. Do prostoru pracoviště nebude možné vstoupit a bude zde jen vymezený prostor s dvířky pro manuální vkládání nástrojů do zásobníku. Kapotáž také funguje jako ochrana před nečistotami, které vznikají během obrábění.

11 Ekonomické zhodnocení

Celkové náklady [Tab. 10.1] slouží jako hrubý nástin možných nákladů a byly stanoveny za pomoci konzultanta s firmy Škoda Machine Tool a.s. Z těchto nákladů se určí rámcová cena pro zákazníka a v případě, že zákazník projeví o produkt zájem, začnou se jednotlivé součásti poptávat a určí se přesná cena produktu.

[Tab. 11.1] - Celkové náklady na výrobu AAC

Součást	KS	Cena
Vyráběné díly		
Svařenec rám	1	72 000 Kč
Svařenec lamela	1	46 000 Kč
Svařenec zásobník	1	26 000 Kč
Konzola	1	10 000 Kč
Nakupované díly		
Siemens 1FK7060 a kuželová převodovka	1	80 000 Kč
Hiwin RGH45CC	2d,4t	40 000 Kč
BW Fixátory RK II	4	20 000 Kč
Hřeben m4	2 m	11 200 Kč
Pastorek z21, m4	1	1 900 Kč
Odkládací čep	8	5 000 Kč
Spojovací materiál		3 000 Kč
Práce		
Práce konstrukce		90 000 Kč
Práce montáž		35 000 Kč
Celkové náklady AAC		440 100 Kč

[Tab. 11.2] - Celkové náklady na výrobu ATC

Součást	KS	Cena
Vyráběné díly		
Konzola	1	10 000 Kč
Nakupované díly		
Zásobník a chapač	1	1 120 000 Kč
Siemens 1FK7060 a kuželová převodovka	1	70 000 Kč
Hiwin RGH30CC	2d,4t	37 000 Kč
Hřeben m3	2 m	8 300 Kč
Pastorek z25, m3	1	1 700 Kč
Spojovací materiál		2 000 Kč
Práce		
Práce konstrukce		30 000 Kč
Práce montáž		15 000 Kč
Celkové náklady ATC		1 294 000 Kč

12 Technické parametry výměn

[Tab. 12.2] - Technické parametry AAC

[Tab. 12.1] - Technické parametry ATC

Technické parametry AAC		Technické parametry ATC	
Počet pozic	3+1	Počet nástrojů	80
Typy zařízení	IFVW206, IFVW101, FX300	Hmotnost nástroje	30 kg
Vyložení	1700 mm	Stopka nástroje	ISO 50
Rychloposuv	10 m/min	Vyložení	1500 mm
Doby výměny	66 s	Naklonění chapače o 90°	ANO
Hmotnost	1700 kg	Rychloposuv	20 m/min
Cena	440 100 Kč	Doba výměny	38 s
		Cena	1 294 000 Kč

13 Závěr

Cílem práce bylo navrhnout automatickou výměnu nástrojů v kombinaci s automatickou výměnou příslušenství pro stroj HCW 1000. Zadanými parametry byla kapacita zásobníku pro 80 nástrojů a maximální hmotnost jednoho nástroje 30 kg. Zbylé parametry a požadavky byly doplněny s pomocí konzultanta z firmy Škoda Machine Tool a.s.

Z koncepčních návrhů byla vybrána varianta AAC s ATC umístěnou na rámu AAC. Konstrukční návrh AAC obsahoval návrh konstrukce všech členů, návrh lineárních vedení, pohonů a upevnění k základům. Konstrukční návrh ATC se po domluvě s konzultantem firmy omezil pouze na návrh dopravního manipulátoru chapače spolu s lineárními vedeními a pohonem. Nejdůležitějšími kritérii při návrhu obou výměn bylo dosažení požadovaných přesností pro spojení frézovacích hlav s vřeteníkem stroje a nástrojů s vřetenem, potažmo frézovací hlavou. Požadované přesnosti a hmotnosti zařízení jsou velké. Z toho plyne značná mohutnost výsledné konstrukce, která je ovšem nezbytná pro správnou funkci obou výměn.

Při návrhu konstrukce jednotlivých členů bylo ve velké míře využito výpočtů pomocí metody konečných prvků ve specializovaném programu. Díky této metodě a jejímu značnému rozšíření v posledních letech byl autor schopný provést takto komplexní návrh, aniž by měl nějaké předchozí zkušenosti s návrhem podobného zařízení. Nicméně je důležité mít stále na paměti, že výsledkům z MKP analýz nemůžeme bezmezně věřit a nejlepší by bylo celé zařízení vyrobit a porovnat výsledky experimentálního měření s MKP analýzou. Tímto porovnáním bychom získali přehled věrohodnosti výpočtového modelu i jeho výpočtu a při dalších konstrukčních návrzích podobných zařízení bychom byli schopni již v procesu počítačového návrhu rozhodnout, zda budou splněny požadované přesnosti. Návrh automatické výměny nástrojů není kompletní a k jeho dokončení bude potřeba získat od jednoho z dodavatelů ATC detailní návrh. Přesto se dá využít k porovnání s cenovou nabídkou dodavatele, který se jistě bude snažit dodat ATC i s dopravním manipulátorem (konzolou). Zadavatel se na základě tohoto porovnání může rozhodnout pro nákup kompletní ATC nebo může dopravní manipulátor na základě tohoto návrhu zhotovit sám.

Podle provedených výpočtů splňují automatické výměny požadavky na přesnost, veškeré funkční a prostorové nároky a jsou také z části modulární. Zásobník pro 3+1 pozice jde vyměnit za jakýkoliv menší, aniž by se musela výrazně měnit zbylá konstrukce pracoviště a AAC lze použít i s jinými druhy ATC, tedy robotickou nebo umístěnou na stojanu stroje. Nicméně k uvedení zařízení do prodejné podoby bude potřeba tento projektový návrh přepracovat lidmi, kteří mají s návrhem podobných zařízení větší zkušenosti než autor práce.

14 Seznam použité literatury

Literatura:

- [1] HUDEC, Z.: Přednášky a cvičení předmětu Konstrukce obráběcích strojů, 2014
- [3] HUDEC, Z.: Vedení valivá - příklady, Plzeň: ZČU, 2012
- [11] LEINVEBER, J. a VÁVRA, P.: Strojnické tabulky - Čtvrté doplněné vydání. ALBRA, Praha 2008, ISBN 978-80-7361-051-7

Ostatní zdroje:

- [2] Článek ze strojírenského měsíčníku MMSpektrum, citováno dne 7.12.2014
<http://www.mmspektrum.com/clanek/novy-clen-rodiny-skodovackych-horizontek.html>
- [4] Lineární vedení RGW firmy HIWIN, citováno dne 5.5.2015
<http://www.hiwin.cz/download/2403d964f8236bf562c0da3fb0e82b55>
- [5] Online katalog firmy Siemens
https://mall.industry.siemens.com/goos/WelcomePage.aspx?regionUrl=&language=en&nodeID=10036130&view=internet&infoTypeID=*
- [6] Materiály k produktu firmy Fixatorenbau Bertuch & Co. GmbH
http://www.fixatorenbau.de/pdf/english/series%20RK_2011_eng.pdf, citováno dne 15.5.2015
- [7] Operation and maintenance manual tool changing system, S.G.M. Tools, poskytnuto firmou Škoda Machine Tools a.s.
- [8] Materiálové vlastnosti oceli S235JRG1
<http://www.czferrosteel.cz/pdf/profil4-11373.pdf>
- [9] Výkresy konektorů, poskytnuto firmou Škoda Machine Tools a.s.
- [10] Výkres vyložení AAC, poskytnuto firmou Škoda Machine Tools a.s.

15 Odkazy

Obrázky

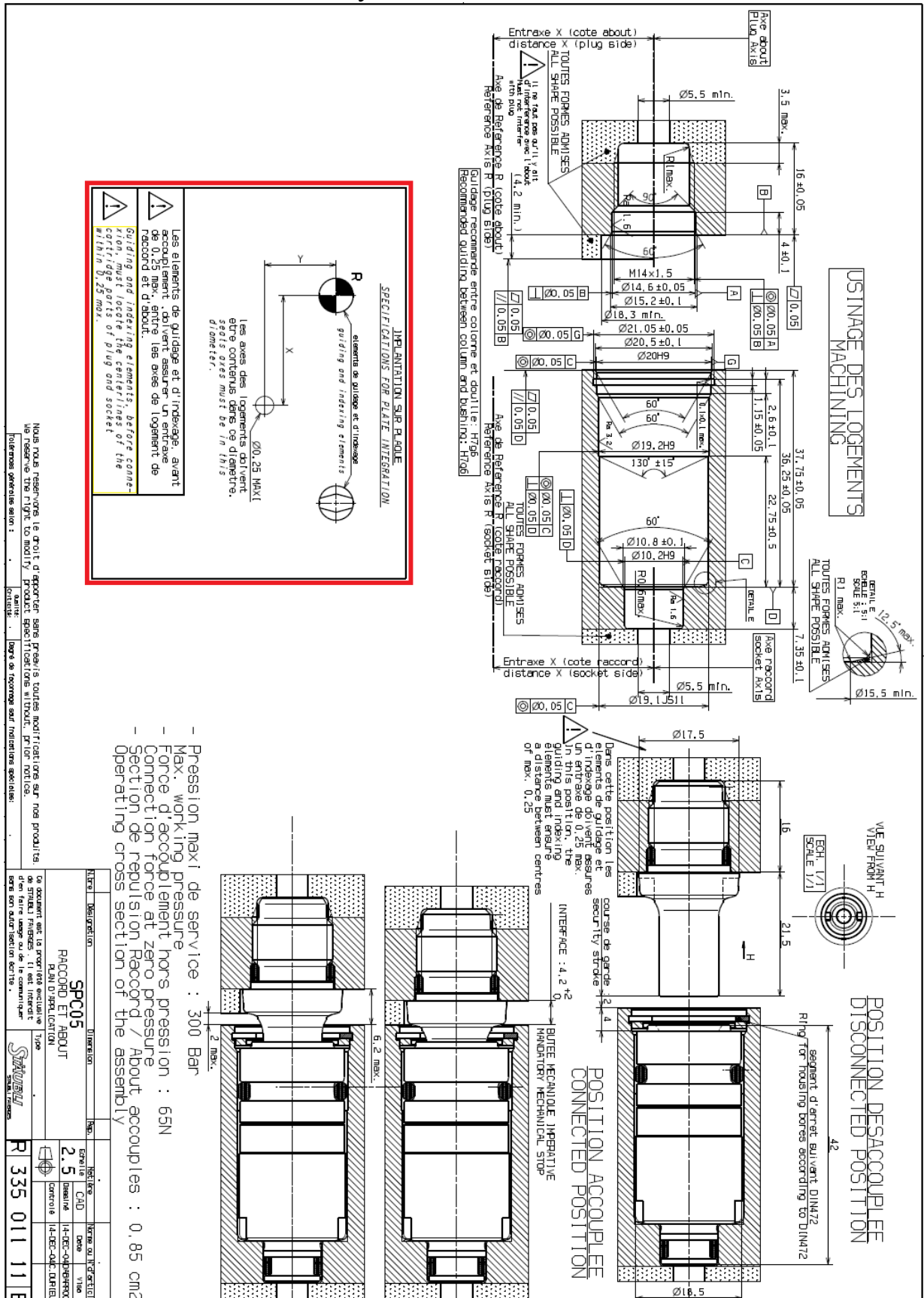
- [Obr. 3.1] - Desková horizontka firmy TOS Varnsdorf 5, staženo z <http://www.tosvarnsdorf.cz/images/gallery/stroje/wrd-130-q/wrd130q2004a.jpg> dne 15.11.2014
- [Obr. 3.2] - Stolová horizontka firmy FERMAT 6, staženo z http://www.fermatmachinery.com/admin/files/file/wft13_fermat_us_web_big.jpg dne 15.11.2014
- [Obr. 3.3] - Pětiosé obrábění pomocí frézovací hlavy 7, staženo z <http://www.tosvarnsdorf.cz/images/gallery/stroje2012/v033.jpg> dne 5.12.2014
- [Obr. 3.4] - Automatická výměna palet 7, staženo z http://www.vuts.cz/User_Files/photos/530487960d770paletova.vymena.2.png dne 5.12.2014, přednášky předmětu KOS [1]
- [Obr. 3.5] - Provedení ATC od firmy PAMA 9, přednášky předmětu KOS [1]
- [Obr. 3.6] - Provedení ATC od firmy S.G.M. 9, staženo z <http://www.sgmttools.it/public/foto/foto15.jpg> dne 6.12.2014
- [Obr. 3.7] - ATC v provedení s robotem 9, přednášky předmětu KOS [1]
- [Obr. 3.8] - AAC 6+1 pro deskovou horizontku 10, přednášky předmětu KOS [1]
- [Obr. 4.1] - Stroj HCW 1000 11, staženo z http://www.skodamt.com/picture/gallery_de/nova-slozka/HCW1000_osy.jpg dne 7.12.2014
- [Obr. 5.1] - 3D stroje 13
- [Obr. 5.2] - Půdorys stroje 14
- [Obr. 5.3] - Varianta 1 15
- [Obr. 5.4] - Varianta 1 15
- [Obr. 5.5] - Varianta 2 16
- [Obr. 5.6] - Varianta 3 17
- [Obr. 6.1] - Předpokládaná deformace AAC 20
- [Obr. 6.2] - Maximální deformace systému 20
- [Obr. 6.3] - Odkládací čep 21
- [Obr. 6.4] - Model s 1D prvky 22
- [Obr. 6.5] - Čárový model zásobníku 22
- [Obr. 6.6] - Okrajové podmínky 22
- [Obr. 6.8] - Pohled na deformaci zásobníku zepředu 23
- [Obr. 6.7] - Pohled na deformaci zásobníku z boku 23
- [Obr. 6.9] - Svařovaná konstrukce zásobníku 24
- [Obr. 6.10] - Maximální redukované napětí 24
- [Obr. 6.11] - Výška zásobníku 25
- [Obr. 6.12] - Lamelový suport 26, přednášky předmětu KOS [1]
- [Obr. 6.13] - Kluzné vedení čelistí sklíčidla 26
- [Obr. 6.14] - Lineární vedení 27, staženo z <http://www.hiwin.cz/media/catalog/product-image/large/38.jpg> dne 5.5.2015
- [Obr. 6.15] - Rozmístění vedení 27
- [Obr. 6.16] - Model zásobníku na zařízení s deskovou lamelou 28
- [Obr. 6.17] - Výpočtový model s okrajovými podmínkami zásobníku na zařízení s deskovou lamelou 28
- [Obr. 6.18] - Výpočtový model s okrajovými podmínkami zásobníku na zařízení s lamelou ze svařence 29
- [Obr. 6.19] - Deformace deskové lamely v ose Y 30
- [Obr. 6.20] - Deformace lamely se svařence v ose Y 30
- [Obr. 6.21] - Celková deformace sestavy s deskovou lamelou 31
- [Obr. 6.22] Celková deformace sestavy s lamelou ze svařence 31
- [Obr. 6.23] - Model sestavy s dvojitou lamelou 32
- [Obr. 6.24] - Výpočtový model sestavy AAC 33
- [Obr. 6.25] - Posuv v ose Y s dvojitou lamelou 34
- [Obr. 6.26] - Posuv v ose Y s jednoduchou lamelou 34
- [Obr. 6.27] - Hodnoty posuvu v ose Y 35
- [Obr. 6.28] - BW fixátor 36, staženo z <http://www.fixatorenbau.de/images/fotos/fixator-rk-zeichnung-gross-en.jpg> dne 10.5.2015
- [Obr. 6.29] - Vyrovnání zásobníku po vysunutí 36
- [Obr. 6.30] - Poloha čepu vůči přírubě 37
- [Obr. 6.31] - Šroubové spojení lamely a zásobníku 39
- [Obr. 6.32] - Lineární vedení 40

- [Obr. 6.33] - Umístění pohonu 40
 [Obr. 6.35] - Drátový model rámu 43
 [Obr. 6.34] - Popis profilů rámu 43
 [Obr. 6.36] - Výpočtový model a okrajové podmínky 44
 [Obr. 6.37] - Průhyb podpěry 45
 [Obr. 6.38] - Posuv v ose X 45
 [Obr. 6.39] - Posuv v ose Y 45
 [Obr. 6.40] - Posuv v ose Z 46
 [Obr. 6.41] - Konstrukce rámu 46
 [Obr. 6.42] - Výpočtový 3D model sestavy 47
 [Obr. 6.43] - Velikost deformace 48
 [Obr. 6.44] - Průběh napětí v nejvíce zatěžovaných místech 49
 [Obr. 6.45] - Průběh redukovaného napětí po úpravách rámu 50
 [Obr. 6.46] - BW fixátor řady RK 52, staženo z
http://www.fixatorenbau.de/pdf/english/series%20RK_2011_eng.pdf dne 15.5.2015
 [Obr. 6.47] - Specifikace BW fixátorů řady RK 52, staženo z
http://www.fixatorenbau.de/pdf/english/series%20RK_2011_eng.pdf dne 15.5.2015
 [Obr. 7.1] - Zásobník na nástroje 54, vybráno z katalogu firmy S.G.M. Tools, který byl poskytnut zadavatelem (Škoda Machine Tool a.s.) [7]
 [Obr. 7.2] - Chapač 54
 [Obr. 7.4] - Hlava se shodnou osou nástroje 56
 [Obr. 7.3] - Hlava s kolmou osou nástroje 56
 [Obr. 7.5] - Výpočtový model konzoly 57
 [Obr. 7.6] - Naklonění kolem osy X 58
 [Obr. 7.7] - Naklonění kolem osy Y 58
 [Obr. 7.8] - Naklonění kolem osy Z 58
 [Obr. 7.9] - Myšlený trojúhelník 59
 [Obr. 7.10] - Umístění vedení 60
 [Obr. 7.11] - Umístění motoru 60
 [Obr. 7.12] - Maximální vzdálenost chapače od paty stojanu stroje 61
 [Obr. 8.1] - Pracoviště výměn 62

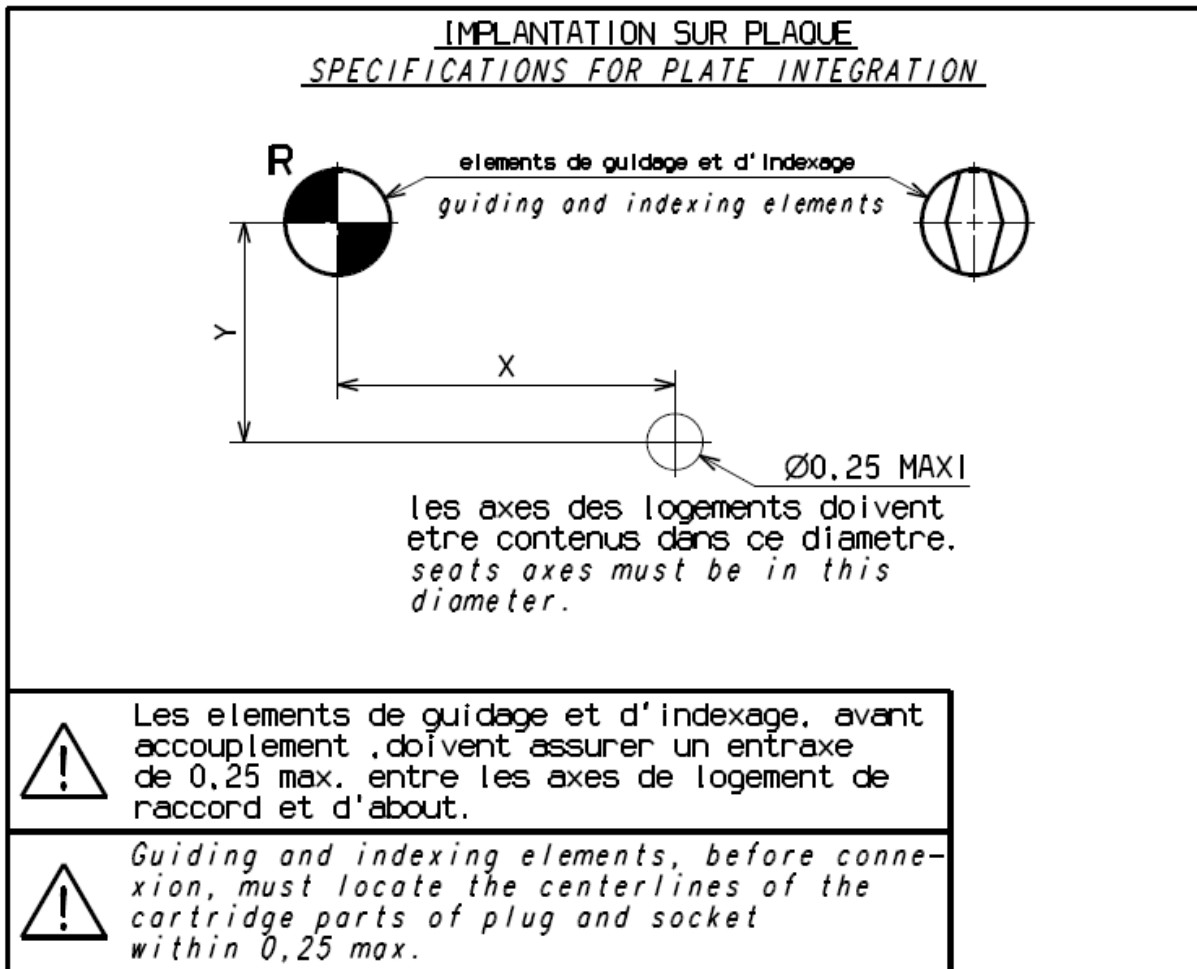
Tabulky

[Tab. 4.1] - Parametry zadaného příslušenství.....	12
[Tab. 5.1] - Hodnocení variant.....	18
[Tab. 6.1] - Hodnoty jednotlivých pozic.....	35
[Tab. 6.2] - Rozdíl posunutí v rovině XY.....	37
[Tab. 6.3] - Parametry šroubového spojení.....	38
[Tab. 6.4] - Parametry vedení [4].....	39
[Tab. 6.5] - Výsledky výpočtu.....	39
[Tab. 6.6] - Porovnání deformace vlivem změny hmotnosti zásobníku ATC.....	51
[Tab. 7.1] - Seznam součástí uvedených na obrázku [Obr. 7.1].....	53
[Tab. 7.2] - Dovolená naklonění konzoly.....	55
[Tab. 7.3] - Dovolená naklonění konzoly.....	56
[Tab. 7.4] - Konečná dovolená naklonění konzoly s maximálním posuvem 1 mm.....	56
[Tab. 7.5] - Výsledná naklonění.....	59
[Tab. 7.6] - Rozdíl posunutí.....	59
[Tab. 7.7] - Parametry vedení.....	60
[Tab. 7.8] - Výsledky výpočtu.....	60
[Tab. 9.1] - Čas výměny AAC.....	63
[Tab. 9.2] - Čas výměny ATC.....	63
[Tab. 11.1] - Celkové náklady na výrobu AAC.....	64
[Tab. 11.2] - Celkové náklady na výrobu ATC.....	64
[Tab. 12.1] - Technické parametry ATC.....	65
[Tab. 12.2] - Technické parametry AAC.....	65

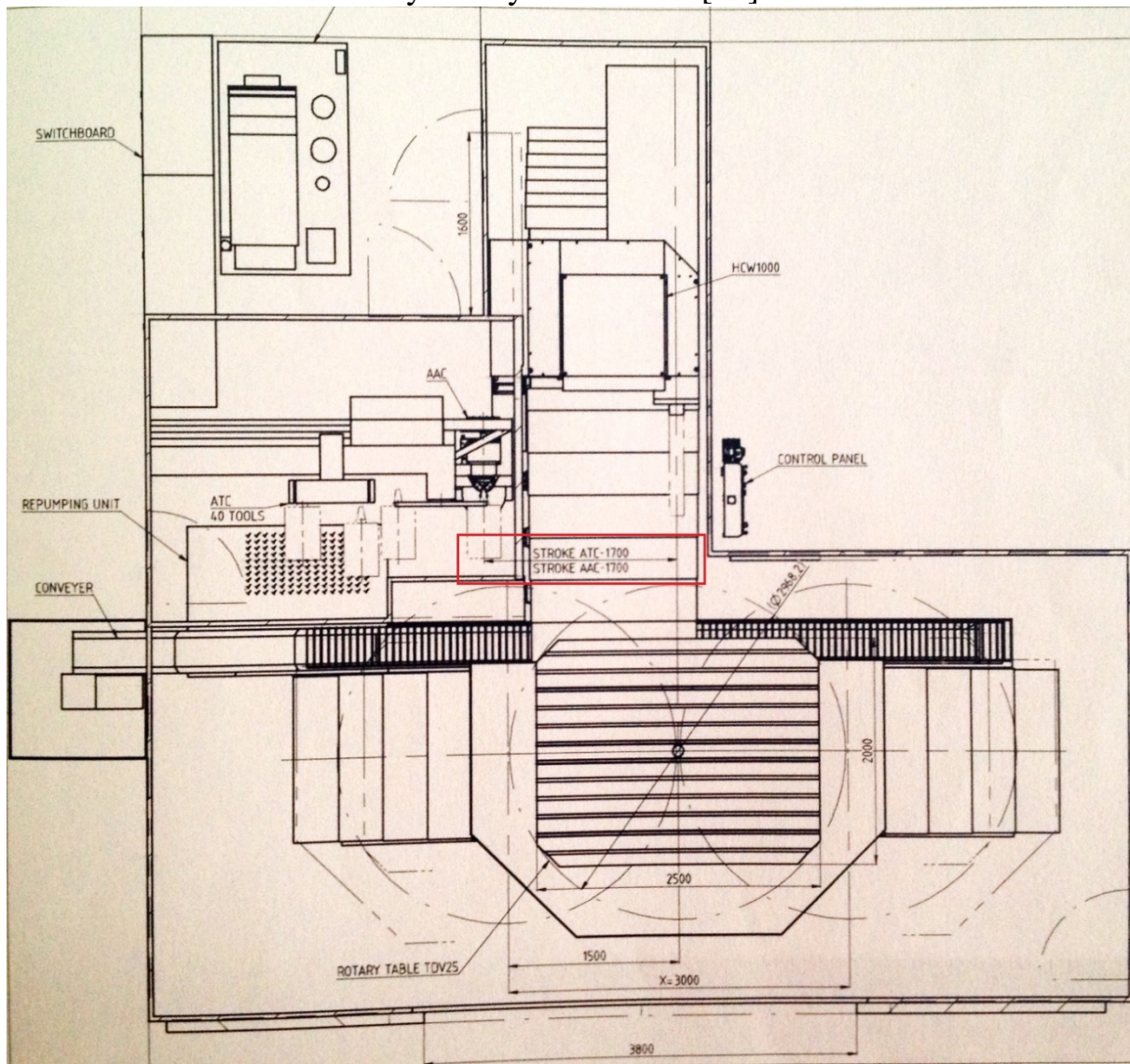
Príloha č. 1
Výkres konektorů [9]



- Pression maxi de service : 300 Bar
- Max. working pressure
- Force d'accouplement hors pression : 65N
- Connection force at zero pressure
- Section de régulation Recocond / About accouplies : 0.85 cm²
- Operating cross section of the assembly



Příloha č. 2 Výkres vyložení AAC [10]



Příloha č. 3 Výpočet šroubového spoje

Transformace tíhových sil

Hmotnosti jednotlivých součástí:

$$m_{1,1} = 290 \text{ kg} \quad \dots \text{koš na příslušenství}$$

$$m_{2,1} = 900 \text{ kg} \quad \dots \text{frézovací hlava IFW206}$$

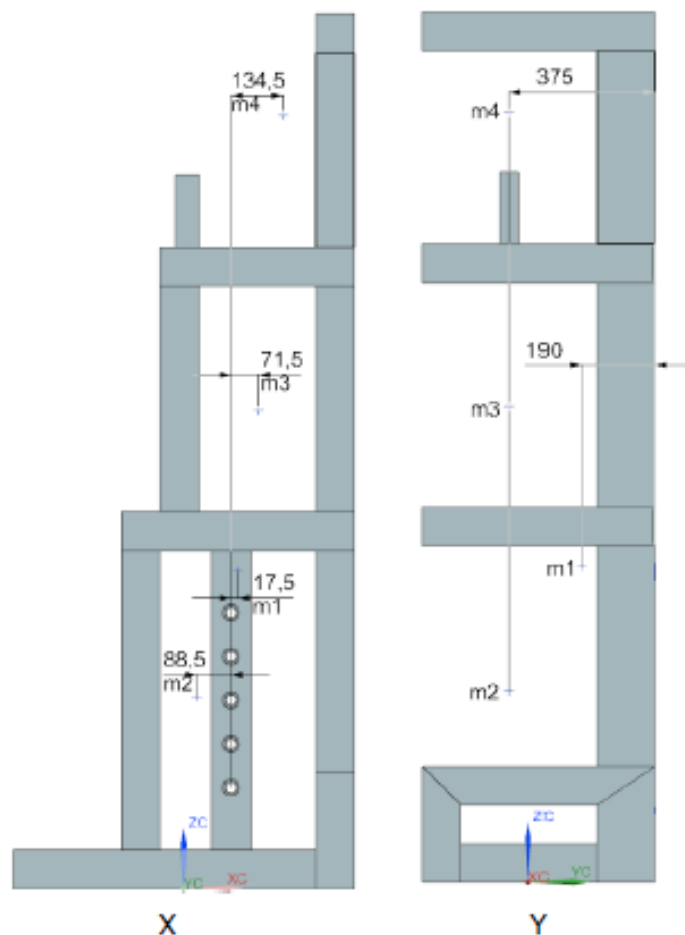
$$m_{3,1} = 550 \text{ kg} \quad \dots \text{frézovací hlava IFW101}$$

$$m_{4,1} = 160 \text{ kg} \quad \dots \text{frézovací hlava FX300}$$

Polohy zatěžujících sil vůči souřadné soustavě šroubového spoje:

$$\begin{aligned} x_1 &= 17,5 \text{ mm} \\ x_2 &= 88,5 \text{ mm} \\ x_3 &= 71,5 \text{ mm} \\ x_4 &= 134,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} y_1 &= 190 \text{ mm} \\ y_2 &= 375 \text{ mm} \end{aligned}$$



Transformace sil:

$$F_z := - \left(\sum_i^n (m_{i,1} \cdot g) \right) = -18.63 \text{ kN}$$

$$M_x := - \left(m_{2,1} \cdot y_1 + \sum_i^n m_{i,1} \cdot y_2 \right) \cdot g = -8.66 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_y := \left(-m_{1,1} \cdot x_1 + m_{2,1} \cdot x_2 - m_{3,1} \cdot x_3 - m_{3,1} \cdot x_4 \right) \cdot g = -0.38 \text{ kN} \cdot \text{m}$$



KISSsoft Release 03/2014 E

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : spojeni_zasobnik_lamela
Changed by: hajsmant on: 12.05.2015 at: 08:16:18

Bolt calculation according to VDI 2230:2003

INPUTS:

Configuration: Multi-bolted joint with arbitrary position of the screw

The forces are calculated under the assumption of rigid plates.

The validity of this assumption has to be checked by the user..

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00	
Thread standard	Standard thread		
Label	M24		
Pitch (mm)	[P]	3.00	
Flank angle (°)	[beta]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	24.00	
Flank diameter (mm)	[d2]	22.05	
Core diameter (mm)	[d3]	20.32	
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	20.75	
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	22.05	
Nominal cross section of thread (mm²)	[AN]	452.39	
Core cross section of the thread (mm²)	[Ad3]	324.27	
Thread manufacturing	Final heat treated		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	0.00 /	0.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	0.00	
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	-18630.00	
Torque at flange (Nm)	[Mt]	380.00	
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	-8660.00 /	-8660.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	0.00 /	0.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	10000.00	
Coefficient of friction between parts	[my]	0.100	
Number of screws	[n]	5	
Chosen screw	[no.]	5	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	15395.56 /	15395.56
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[KerfN]	44015.52	
- Maximal clamping force applied			
- Direction of shearing force is not taken into account			
For sealing (N)	[KerfD]	10000.00	

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	0.00	225.00	1.00	-15395.56	-15395.56	44015.52
2	0.00	112.50	1.00	-7697.78	-7697.78	40637.76
3	1.00	0.00	1.00	0.00	0.00	37284.02
4	0.00	-112.50	1.00	7697.78	7697.78	40637.76
5	0.00	-225.00	1.00	15395.56	15395.56	44015.52



Center point for	no load	maximum load	minimum load
sx	0.200	0.200	0.200
sy	0.000	0.000	0.000



Figure: Bolt positions

Tightening technique:	Own Input		
Tightening factor		[alphaA]	1.80
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)		[alphamin]	1.00
Load application factor		[n]	0.70
Bolting type: SV	1		
Length of connected solid (mm)		[lA]	0.00
Distance of connected solid (mm)		[ak]	0.00
Force application height (mm)		[lk]	70.00
Coef. of friction in thread		[myG]	0.100/ 0.100
Coef. of friction at head support		[myK]	0.100/ 0.100
Bolt type:	Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004		
Reference diameter (mm)		[d]	24.00
Bolt length (mm)		[l]	140.00
Shank diameter (mm)		[d1]	24.00
Shank length (mm)		[l1]	80.00
Thread length (mm)		[b]	60.00
Outer diameter of head support (mm)		[dw]	34.81
Inner diameter of head support (mm)		[da]	26.40
Surface roughness (tip support) (µm)		[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm²)		[As]	352.50
Height of bolt head (mm)		[k]	24.00
Diameter of screw head (mm)		[dk]	38.00



Free thread length (mm)	[l3]	20.00
Width across flats (mm)	[s]	19.00
Reduction coefficient	[ktau]	0.50

Strength class		8.8
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	830
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	660
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	660
Young's modulus screw (N/mm ²)	[ES]	205000.00

Clamped parts:	Plates	
Number of parts	[iP]	1

Part	A	
Material		S235J2 (St37.3 N)
Depth of Layer (mm)	[hi]	100.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	208000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	490.00
Surface roughness (μm)	[Rz]	16.00

Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	100.00

Through hole standard		ISO 273:1979 (DIN 273) fine
Diameter through hole (mm)	[dh]	25.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00

No washer below screw head

Blind hole		
Material		C45 (1)
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	208000.00
Surface roughness (μm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:		
Diameter (mm)	[DA]	167.89
Diameter (mm)	[DA]	167.89
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	167.89
Cone angle (°)	[phi]	33.64
Ductility of flange (mm/N)	[deltaP]	1.400531e-007
Ductility of screw (mm/N)	[deltaS]	1.532506e-008
Load factor for centric load introduction	[phin]	0.0586
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0100
Preload loss (N)	[Fz]	5978.86
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	64487.52
-maximum (N)	[FMmax]	103178.02
Pretension force according table (N)	[FMtab]	192000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	233000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	192401.50
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00



Pretension force (N)	[FV]	186422.63
Additional bolt load (N)	[FSA]	902.41
Additional plate load (N)	[FPA]	14493.14
Fatigue load (N/mm ²)	[sigma]	0.00
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.09883
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.15812
at FM (mm)	[fS]	0.29486
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.00903
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.01445
at FM (mm)	[fT]	0.02695

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00
Mounting-Pretensionforce (N)	[FM]	192401.50
Pretension force (N)	[FV]	186422.63
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	55765.76
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M]	594.00
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B]	570.20
Tightening torque (Nm)	[MA]	632.93
Loose torque (Nm)	[ML]	432.87
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK]	478.12

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor:

1.00

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmin]	64487.52
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmin]	199.09
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmin]	192.75
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	212.14
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	135.86
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	161.73

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:

1.60

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmax]	103178.02
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	55765.76
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmax]	318.54
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmax]	306.92
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	339.42
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	225.69
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	257.43
Remaining clamping force (N)	[FKR]	44015.52
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Mzul]	594
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Bzul]	660
Support area (below screw head) (mm ²)	[ApK]	404.30
Permissible surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pKzul]	490

SUMMARY:

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:

1.60

Safety against yield point	[SF]	2.15
----------------------------	------	------



Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	1.90
Calculation with maximum attained pretension force:		
Safety against yield point	[SF]	1.16
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	1.02
Calculation with minimum attained pretension force:		
Safety against sliding	[SG]	2.27

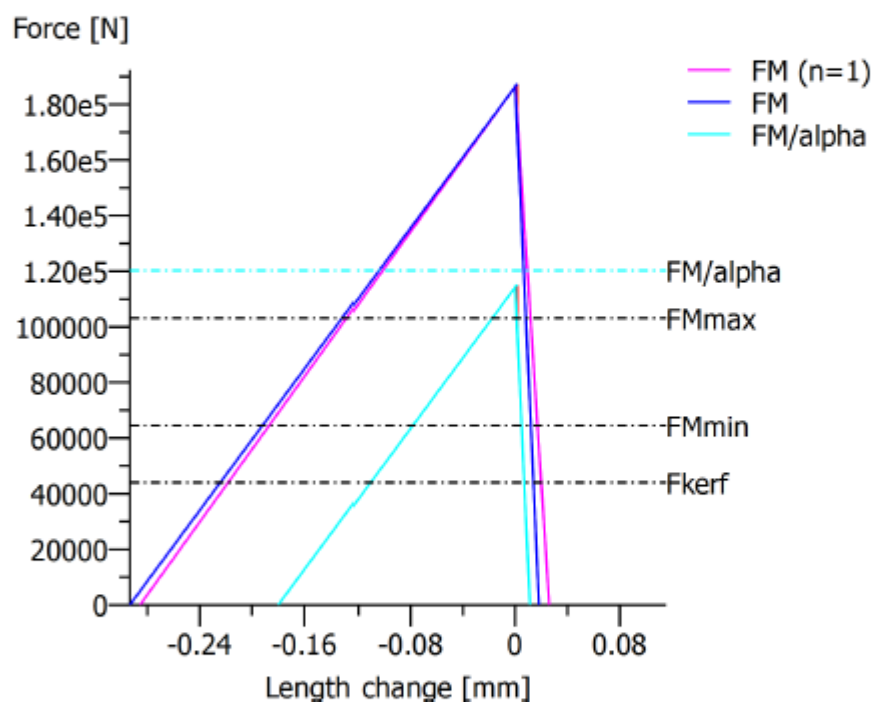


Figure: Display of restraint-diagram

Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding $[SG = FKR / FKerf]$ is calculated with:
FKR: with FM / α , $FKerf = KerfN + KerfD$
- The calculation of the normal values for 90% usage (Preload and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230. These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..
- Total required clamping force according to (R2/4): $F.Kerf = Maxi(F.KerfA + F.KerfD, F.KerfN)$

Příloha č. 4

Výpočet valivého vedení lamely [3]

Valivé vedení lamely

Hmotnosti jednotlivých součástí:

$$m_{1,1} = 390 \text{ kg} \quad \dots \text{lamela}$$

$$m_{2,1} = 290 \text{ kg} \quad \dots \text{koš na příslušenství}$$

$$m_{3,1} = 900 \text{ kg} \quad \dots \text{frézovací hlava IFW206}$$

$$m_{4,1} = 550 \text{ kg} \quad \dots \text{frézovací hlava IFW101}$$

$$m_{5,1} = 160 \text{ kg} \quad \dots \text{frézovací hlava FX300}$$

Polohy zatěžujících sil vůči souřadné soustavě vedení:

$$x_2 := 17.5 \text{ mm}$$

$$x_3 := 88.5 \text{ mm}$$

$$x_4 := 71.5 \text{ mm}$$

$$x_5 := 134.5 \text{ mm}$$

$$x_S := 70 \text{ mm}$$

1. zátěžný stav

$$y_{11} := -669 \text{ mm}$$

$$y_{12} := 790 \text{ mm}$$

$$y_{13} := 975 \text{ mm}$$

2. zátěžný stav

$$y_{21} := 181 \text{ mm}$$

$$y_{22} := 1640 \text{ mm}$$

$$y_{23} := 1825 \text{ mm}$$

3. zátěžný stav

$$y_{31} := 1031 \text{ mm}$$

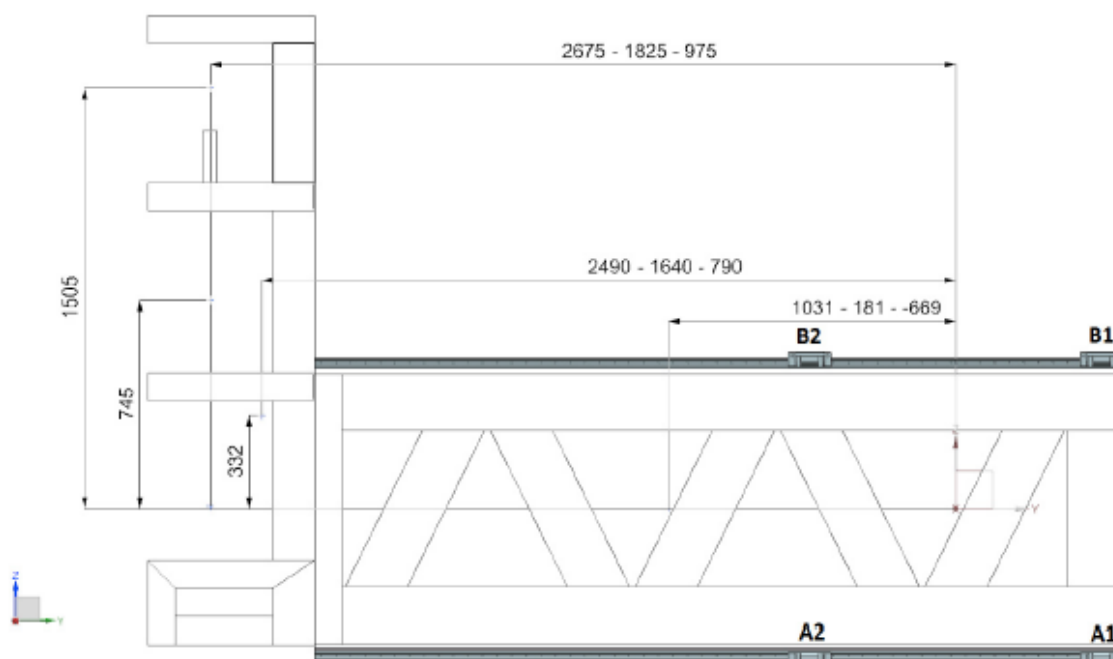
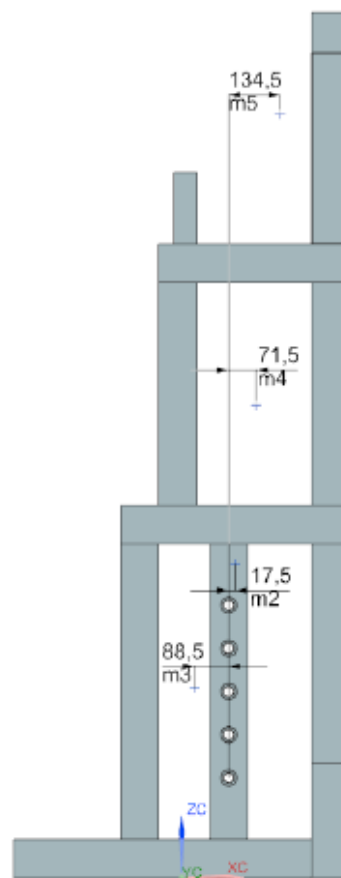
$$y_{32} := 2490 \text{ mm}$$

$$y_{33} := 2675 \text{ mm}$$

$$z_2 := 332 \text{ mm}$$

$$z_4 := 745 \text{ mm}$$

$$z_5 := 1505 \text{ mm}$$



Další parametry potřebné k výpočtu:

$$a = 1 \frac{m}{s^2}$$

$$v_s = 10.556 \frac{m}{min}$$

$$F_S := \left(\sum_i^n (m_{i,1} \cdot a) \right) = 2.29 \text{ kN} \quad \dots \text{ síla od pohonu lamely}$$

Zatěžovací stavy a transformace sil do soustavy souřadnic vedení

1. zátěžný stav - zrychlený posuv

$$F_{x1} := 0 \text{ N}$$

$$F_{y1} := F_S$$

$$F_{z1} := - \left(\sum_i^n (m_{i,1} \cdot g) \right) = -22.46 \text{ kN}$$

$$M_{x1} := - \left(m_{1,1} \cdot y_{11} + m_{2,1} \cdot y_{12} + \sum_i^n m_{i,1} \cdot y_{13} \right) \cdot g + \left(m_{2,1} \cdot z_2 + m_{4,1} \cdot z_4 + m_{5,1} \cdot z_5 \right) \cdot a$$

$$M_{x1} = -20.837 \text{ kN} \cdot m$$

$$M_{y1} := \left(-m_{2,1} \cdot x_2 + m_{3,1} \cdot x_3 - m_{4,1} \cdot x_4 - m_{5,1} \cdot x_5 \right) \cdot g = 0.135 \text{ kN} \cdot m$$

$$M_{z1} := F_S \cdot x_S = 160.3 \text{ N} \cdot m$$

2. zátěžný stav - rovnoměrný posuv

$$F_{x2} := 0 \text{ N}$$

$$F_{y2} := F_S$$

$$F_{z2} := - \left(\sum_i^n (m_{i,1} \cdot g) \right) = -22.46 \text{ kN}$$

$$M_{x2} := - \left(m_{1,1} \cdot y_{21} + m_{2,1} \cdot y_{22} + \sum_i^n m_{i,1} \cdot y_{23} \right) \cdot g = -46.34 \text{ kN} \cdot m$$

$$M_{y2} := \left(-m_{2,1} \cdot x_2 + m_{3,1} \cdot x_3 - m_{4,1} \cdot x_4 - m_{5,1} \cdot x_5 \right) \cdot g = 0.135 \text{ kN} \cdot m$$

$$M_{z2} := F_S \cdot x_S = 160.3 \text{ N} \cdot m$$

3. zátěžný stav - zpomalený posuv

$$F_{x3} := 0 \text{ N}$$

$$F_{y3} := F_S$$

$$F_{z3} := - \left(\sum_i^n (m_{i,1} \cdot g) \right) = -22.46 \text{ kN}$$

$$M_{x3} := - \left(m_{1,1} \cdot y_{31} + m_{2,1} \cdot y_{32} + \sum_i^n m_{i,1} \cdot y_{33} \right) \cdot g - \left(m_{2,1} \cdot z_2 + m_{4,1} \cdot z_4 + m_{5,1} \cdot z_5 \right) \cdot a$$

$$M_{x3} = -71.844 \text{ kN} \cdot m$$

$$M_{y3} := (-m_{2,1} \cdot x_2 + m_{3,1} \cdot x_3 - m_{4,1} \cdot x_4 - m_{5,1} \cdot x_5) \cdot g = 0.135 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M_{z3} := F_S \cdot x_S = 160.3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_x := [F_{x1} \ F_{x2} \ F_{x3}]$$

$$F_y := [F_{y1} \ F_{y2} \ F_{y3}]$$

$$F_z := [F_{z1} \ F_{z2} \ F_{z3}]$$

$$M_x := [M_{x1} \ M_{x2} \ M_{x3}]$$

$$M_y := [M_{y1} \ M_{y2} \ M_{y3}]$$

$$M_z := [M_{z1} \ M_{z2} \ M_{z3}]$$

Doba běhu a ujetá dráha

$$T := 100 \text{ hr}$$

$$L := 1.7 \text{ m}$$

Poměrná doba běhu:

$$q_1 := \frac{2}{1 + \frac{a}{v_s^2} \cdot L} = 0.036$$

$$q_2 := \frac{\frac{a}{v_s^2} \cdot L - 1}{\frac{a}{v_s^2} \cdot L + 1} = 0.964$$

Doba běhu:

$$T_1 := 0.5 \cdot q_1 \cdot T = 1.788 \text{ hr} \quad T_1 = T_3$$

$$T_2 := q_2 \cdot T = 96.424 \text{ hr}$$

Ujetá dráha:

$$l_1 := v_s \cdot T_1 = (1.132 \cdot 10^3) \text{ m}$$

$$l_2 := v_s \cdot T_2 = (6.107 \cdot 10^4) \text{ m}$$

$$l_3 := l_1$$

$$l_c := \sum_i^n l_i = (6.333 \cdot 10^4) \text{ m}$$

Statická a dynamická únosnost

Parametry valivých jednotek:

$C_o := 178.8 \text{ kN}$	statická únosnost
$C_{dyn} := 92.6 \text{ kN}$	dynamická únosnost
$ZB := 0.13 \cdot C_{dyn} = 12.038 \text{ kN}$	předepnutí
$n := 2$	počet valivých jednotek na dráze
$n_d := 2$	počet valivých drah
$n_c := n \cdot n_d = 4$	celkový počet valivých jednotek
$L_y := 1050 \text{ mm}$	vzdálenost valivých jednotek
$L_z := 1100 \text{ mm}$	

Síly působící na jednotky:

Směr Z

$$F_{A1z} := \frac{F_z}{n_c} - \frac{M_x}{L_y \cdot n} = [4.308 \quad 16.453 \quad 28.597] \text{ kN}$$

$$F_{A2z} := \frac{F_z}{n_c} + \frac{M_x}{L_y \cdot n} = [-15.537 \quad -27.681 \quad -39.826] \text{ kN}$$

$$F_{B1z} := F_{A1z} = [4.308 \quad 16.453 \quad 28.597] \text{ kN}$$

$$F_{B2z} := F_{A2z} = [-15.537 \quad -27.681 \quad -39.826] \text{ kN}$$

Směr X

$$F_{A1x} := \frac{F_x}{n_c} - \frac{M_z}{L_y \cdot n} + \frac{M_y}{L_z \cdot n_d} = [-0.015 \quad -0.015 \quad -0.015] \text{ kN}$$

$$F_{A2x} := \frac{F_x}{n_c} + \frac{M_z}{L_y \cdot n} + \frac{M_y}{L_z \cdot n_d} = [0.138 \quad 0.138 \quad 0.138] \text{ kN}$$

$$F_{B1x} := \frac{F_x}{n_c} - \frac{M_z}{L_y \cdot n} - \frac{M_y}{L_z \cdot n_d} = [-0.138 \quad -0.138 \quad -0.138] \text{ kN}$$

$$F_{B2x} := \frac{F_x}{n_c} + \frac{M_z}{L_y \cdot n} - \frac{M_y}{L_z \cdot n_d} = [0.015 \quad 0.015 \quad 0.015] \text{ kN}$$

Efektivní síly jednotky

Fiktivní zatížení

$$F_{A1i} := F_{A1z} + F_{A1x} = [4.293 \quad 16.438 \quad 28.582] \text{ kN}$$

$$F_{A2i} := -F_{A2z} + F_{A2x} = [15.674 \quad 27.819 \quad 39.963] \text{ kN}$$

$$F_{B1i} := F_{B1z} - F_{B1x} = [4.446 \quad 16.59 \quad 28.735] \text{ kN}$$

$$F_{B2i} := -F_{B2z} - F_{B2x} = [15.522 \quad 27.666 \quad 39.811] \text{ kN}$$

Efektivní zatížení

Pokud je fiktivní zatížení menší než trojnásobek předepnutí valivé jednotky, je efektivní zatížení rovno součtu předepnutí valivé jednotky a dvou třetin fiktivního zatížení.

$$F_{eA1i} := F_{A1i} = [14.9 \quad 22.996 \quad 31.093] \text{ kN}$$

$$F_{eA2i} := F_{A2i} = [22.487 \quad 30.584 \quad 39.963] \text{ kN}$$

$$F_{eB1i} := F_{B1i} = [15.002 \quad 23.098 \quad 31.195] \text{ kN}$$

$$F_{eB2i} := F_{B2i} = [22.386 \quad 30.482 \quad 39.811] \text{ kN}$$

Statická bezpečnost

Maximální efektivní síly

$$F_{A1M} := F_{A1i_{1,3}} = 31.093 \text{ kN}$$

$$F_{A2M} := F_{A2i_{1,3}} = 39.963 \text{ kN}$$

$$F_{B1M} := F_{B1i_{1,3}} = 31.195 \text{ kN}$$

$$F_{B2M} := F_{B2i_{1,3}} = 39.811 \text{ kN}$$

$$S_{oA1} := \frac{C_o}{F_{A1M}} = 5.751 \quad S_{oA2} := \frac{C_o}{F_{A2M}} = 4.474$$

$$S_{oB1} := \frac{C_o}{F_{B1M}} = 5.732 \quad S_{oB2} := \frac{C_o}{F_{B2M}} = 4.491$$

Dynamická bezpečnost

Dynamicky ekvivalentní zatížení

$$F_{eA1} := \left(\frac{\sum_i^n \left(\left(F_{eA1i_{1,i}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot l_i \right)}{l_c} \right)^{\frac{3}{10}} = 23.115 \text{ kN}$$

$$F_{eA2} := \left(\frac{\sum_i^n \left(\left(F_{eA2i_{1,i}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot l_i \right)}{l_c} \right)^{\frac{3}{10}} = 30.714 \text{ kN}$$

$$F_{eB1} := \left(\frac{\sum_i^n \left(\left(F_{eB1i_{1,i}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot l_i \right)}{l_c} \right)^{\frac{3}{10}} = 23.216 \text{ kN}$$

$$F_{eB2} := \left(\frac{\sum_i^n \left(\left(F_{eB2i_{1,i}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot l_i \right)}{l_c} \right)^{\frac{3}{10}} = 30.611 \text{ kN}$$

Dynamická bezpečnost

$$L_{A1} := \left(\frac{C_{dym}}{F_{eA1}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^5 \cdot m = (1.021 \cdot 10^7) m \quad \text{životnost}$$

$$S_{dymA1} := \frac{L_{A1}}{l_c} = 161.216 \quad \text{dynamická bezpečnost jednotky A1}$$

$$L_{A2} := \left(\frac{C_{dym}}{F_{eA2}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^5 \cdot m = (3.959 \cdot 10^6) m \quad \text{životnost}$$

$$S_{dymA2} := \frac{L_{A2}}{l_c} = 62.508 \quad \text{dynamická bezpečnost jednotky A2}$$

$$L_{B1} := \left(\frac{C_{dym}}{F_{eB1}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^5 \cdot m = (1.006 \cdot 10^7) m \quad \text{životnost}$$

$$S_{dymB1} := \frac{L_{B1}}{l_c} = 158.884 \quad \text{dynamická bezpečnost jednotky B1}$$

$$L_{B2} := \left(\frac{C_{dym}}{F_{eB2}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^5 \cdot m = (4.004 \cdot 10^6) m \quad \text{životnost}$$

$$S_{dymB2} := \frac{L_{B2}}{l_c} = 63.212 \quad \text{dynamická bezpečnost jednotky B2}$$

Příloha č. 5 Výpočet valivého vedení konzoly

Valivé vedení konzoly

Hmotnosti jednotlivých součástí:

$$m_{1,1} = 200 \text{ kg} \quad \dots \text{konzola}$$

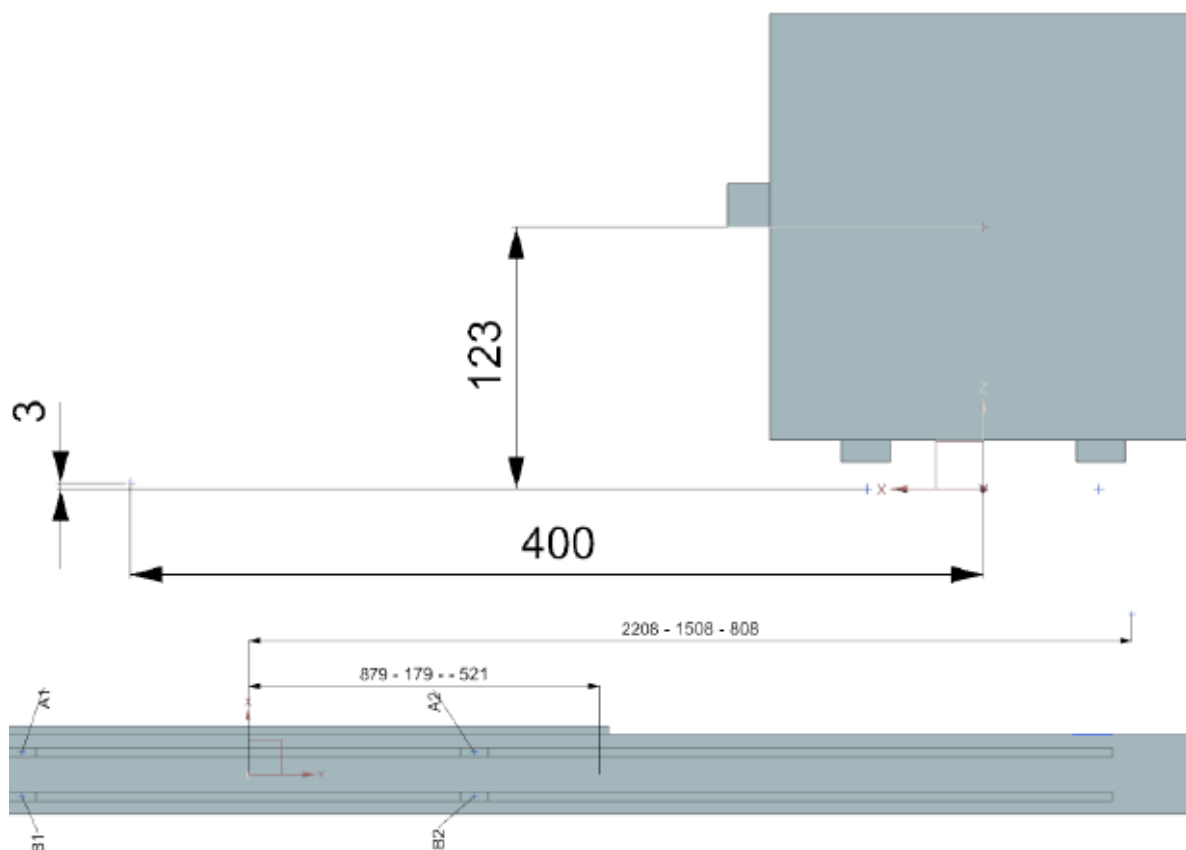
$$m_{2,1} = 350 \text{ kg} \quad \dots \text{chapač}$$

Polohy zatěžujících sil vůči souřadné soustavě vedení:

$$x := \begin{bmatrix} 0 \\ 400 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

$$y := \begin{bmatrix} -521 & 179 & 879 \\ 808 & 1508 & 2208 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

$$z := \begin{bmatrix} 123 \\ 3 \end{bmatrix} \text{ mm}$$



Další parametry potřebné k výpočtu:

$$a = 3 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$v_s = 23.379 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

$$F_S := \left(\sum_i^n (m_i \cdot a) \right) = 1.65 \text{ kN} \quad \dots \text{ síla od pohonu konzoly}$$

Zatěžovací stavy a transformace sil do soustavy souřadnic vedení

1. zátěžný stav - zrychlený posuv

$$F_{x1} := 0 \text{ N}$$

$$F_{y1} := F_S$$

$$F_{z1} := -\left(\sum_i^n (m_i \cdot g)\right) = -5.39 \text{ kN}$$

$$M_{x1} := -\left(\sum_i^n \sum_j^n (m_i \cdot y_{i,1}) \cdot g\right) + \sum_i^n (m_i \cdot z_i) \cdot a = -5.18 \text{ kN} \cdot m$$

$$M_{y1} := \sum_i^n (m_i \cdot x_i) \cdot g = 1.373 \text{ kN} \cdot m$$

$$M_{z1} := F_S \cdot x_S - \sum_i^n (m_i \cdot x_i) \cdot a = -304.5 \text{ N} \cdot m$$

2. zátěžný stav - rovnoměrný posuv

$$F_{x2} := 0 \text{ N}$$

$$F_{y2} := F_S$$

$$F_{z2} := -\left(\sum_i^n (m_i \cdot g)\right) = -5.39 \text{ kN}$$

$$M_{x2} := -\left(\sum_i^n \sum_j^n (m_i \cdot y_{i,2}) \cdot g\right) = -16.58 \text{ kN} \cdot m$$

$$M_{y2} := \sum_i^n (m_i \cdot x_i) \cdot g = 1.373 \text{ kN} \cdot m$$

$$M_{z2} := F_S \cdot x_S = 115.5 \text{ N} \cdot m$$

3. zátěžný stav - zpomalený posuv

$$F_{x3} := 0 \text{ N}$$

$$F_{y3} := F_S$$

$$F_{z3} := -\left(\sum_i^n (m_i \cdot g)\right) = -5.39 \text{ kN}$$

$$M_{x3} := -\left(\sum_i^n \sum_j^n (m_i \cdot y_{i,3}) \cdot g\right) + \sum_i^n (m_i \cdot z_i) \cdot a = -27.83 \text{ kN} \cdot m$$

$$M_{y3} := \sum_i^n (m_i \cdot x_i) \cdot g = 1.373 \text{ kN} \cdot m$$

$$M_{z3} := F_S \cdot x_S + \sum_i^n (m_i \cdot x_i) \cdot a = 535.5 \text{ N} \cdot m$$

$$F_x := \begin{bmatrix} F_{x1} & F_{x2} & F_{x3} \end{bmatrix}$$

$$F_y := \begin{bmatrix} F_{y1} & F_{y2} & F_{y3} \end{bmatrix}$$

$$F_z := \begin{bmatrix} F_{z1} & F_{z2} & F_{z3} \end{bmatrix}$$

$$M_x := \begin{bmatrix} M_{x1} & M_{x2} & M_{x3} \end{bmatrix}$$

$$M_y := \begin{bmatrix} M_{y1} & M_{y2} & M_{y3} \end{bmatrix}$$

$$M_z := \begin{bmatrix} M_{z1} & M_{z2} & M_{z3} \end{bmatrix}$$

Doba běhu a ujetá dráha

$$T := 600 \text{ hr}$$

$$L := 1.4 \text{ m}$$

Poměrná doba běhu:

$$q_1 := \frac{2}{1 + \frac{a}{v_s^2} \cdot L} = 0.07$$

$$q_2 := \frac{\frac{a}{v_s^2} \cdot L - 1}{\frac{a}{v_s^2} \cdot L + 1} = 0.93$$

Doba běhu:

$$T_1 := 0.5 \cdot q_1 \cdot T = 20.933 \text{ hr} \quad T_1 = T_3$$

$$T_2 := q_2 \cdot T = 558.135 \text{ hr}$$

Ujetá dráha:

$$l_1 := v_s \cdot T_1 = (2.936 \cdot 10^4) \text{ m}$$

$$l_2 := v_s \cdot T_2 = (7.829 \cdot 10^5) \text{ m}$$

$$l_3 := l_1$$

$$l_c := \sum_i^n l_i = (8.416 \cdot 10^5) \text{ m}$$

Statická a dynamická únosnost

Parametry valivých jednotek RGW25CC [4]:

$$C_o := 82.1 \text{ kN}$$

$$C_{dym} := 39.1 \text{ kN}$$

$$ZB := 0.13 \cdot C_{dym} = 5.083 \text{ kN}$$

$$n := 2$$

$$n_d := 2$$

$$n_c := n \cdot n_d = 4$$

$$L_y := 1130 \text{ mm}$$

$$L_x := 110 \text{ mm}$$

statická únosnost

dynamická únosnost

předepnutí

počet valivých jednotek na dráze

počet valivých drah

celkový počet valivých jednotek

vzdálenost valivých jednotek

Sily působící na jednotky:

Směr Z

$$F_{A1z} := \frac{F_z}{n_c} - \frac{M_x}{L_y \cdot n} - \frac{M_y}{L_x \cdot n_d} = [-5.298 \quad -0.252 \quad 4.726] \text{ kN}$$

$$F_{A2z} := \frac{F_z}{n_c} + \frac{M_x}{L_y \cdot n} - \frac{M_y}{L_x \cdot n_d} = [-9.88 \quad -14.926 \quad -19.904] \text{ kN}$$

$$F_{B1z} := \frac{F_z}{n_c} - \frac{M_x}{L_y \cdot n} + \frac{M_y}{L_x \cdot n_d} = [7.183 \quad 12.229 \quad 17.207] \text{ kN}$$

$$F_{B2z} := \frac{F_z}{n_c} + \frac{M_x}{L_y \cdot n} + \frac{M_y}{L_x \cdot n_d} = [2.601 \quad -2.445 \quad -7.422] \text{ kN}$$

Směr X

$$F_{A1x} := \frac{F_x}{n_c} - \frac{M_z}{L_y \cdot n} = [0.135 \quad -0.051 \quad -0.237] \text{ kN}$$

$$F_{A2x} := \frac{F_x}{n_c} + \frac{M_z}{L_y \cdot n} = [-0.135 \quad 0.051 \quad 0.237] \text{ kN}$$

$$F_{B1x} := F_{A1x} = [0.135 \quad -0.051 \quad -0.237] \text{ kN}$$

$$F_{B2x} := F_{A2x} = [-0.135 \quad 0.051 \quad 0.237] \text{ kN}$$

Efektivní sily jednotky

Fiktivní zatížení

Součet absolutních hodnot sil ve směru X a Y.

$$F_{A1i} = [5.163 \quad 0.201 \quad 4.489] \text{ kN}$$

$$F_{A2i} = [10.015 \quad 14.977 \quad 20.14] \text{ kN}$$

$$F_{B1i} = [7.048 \quad 12.178 \quad 16.97] \text{ kN}$$

$$F_{B2i} = [2.736 \quad 2.496 \quad 7.659] \text{ kN}$$

Efektivní zatížení

Pokud je fiktivní zatížení menší než trojnásobek předepnutí valivé jednotky, je efektivní zatížení rovno součtu předepnutí valivé jednotky a dvou třetin fiktivního zatížení.

$$F_{eA1i} := F_{A1i} = [8.525 \quad 5.217 \quad 8.075] \text{ kN}$$

$$F_{eA2i} := F_{A2i} = [11.759 \quad 15.068 \quad 20.14] \text{ kN}$$

$$F_{eB1i} := F_{B1i} = [9.782 \quad 13.202 \quad 16.97] \text{ kN}$$

$$F_{eB2i} := F_{B2i} = [6.907 \quad 6.747 \quad 10.189] \text{ kN}$$

Statická bezpečnost

Maximální efektivní síly

$$F_{A1M} := F_{A1i_{1,3}} = 8.075 \text{ kN}$$

$$F_{A2M} := F_{A2i_{1,3}} = 20.14 \text{ kN}$$

$$F_{B1M} := F_{B1i_{1,3}} = 16.97 \text{ kN}$$

$$F_{B2M} := F_{B2i_{1,3}} = 10.189 \text{ kN}$$

$$S_{oA1} := \frac{C_o}{F_{A1M}} = 10.167 \quad S_{oA2} := \frac{C_o}{F_{A2M}} = 4.076$$

$$S_{oB1} := \frac{C_o}{F_{B1M}} = 4.838 \quad S_{oB2} := \frac{C_o}{F_{B2M}} = 8.058$$

Dynamická bezpečnost

Dynamicky ekvivalentní zatížení

$$F_{eA1} := \left(\frac{\sum_i^n \left((F_{eA1i_{1,i}})^{\frac{10}{3}} \cdot l_i \right)}{l_c} \right)^{\frac{3}{10}} = 5.591 \text{ kN}$$

$$F_{eA2} := \left(\frac{\sum_i^n \left((F_{eA2i_{1,i}})^{\frac{10}{3}} \cdot l_i \right)}{l_c} \right)^{\frac{3}{10}} = 15.234 \text{ kN}$$

$$F_{eB1} := \left(\frac{\sum_i^n \left((F_{eB1i_{1,i}})^{\frac{10}{3}} \cdot l_i \right)}{l_c} \right)^{\frac{3}{10}} = 13.294 \text{ kN}$$

$$F_{eB2} := \left(\frac{\sum_i^n \left((F_{eB2i_{1,i}})^{\frac{10}{3}} \cdot l_i \right)}{l_c} \right)^{\frac{3}{10}} = 6.953 \text{ kN}$$

Dynamická bezpečnost

$$L_{A1} := \left(\frac{C_{dyn}}{F_{eA1}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^5 \cdot m = (6.542 \cdot 10^7) m \quad \text{životnost}$$

$$S_{dymA1} := \frac{L_{A1}}{l_c} = 77.733 \quad \text{dynamická bezpečnost jednotky A1}$$

$$L_{A2} := \left(\frac{C_{dyn}}{F_{eA2}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^5 \cdot m = (2.315 \cdot 10^6) m \quad \text{životnost}$$

$$S_{dymA2} := \frac{L_{A2}}{l_c} = 2.751 \quad \text{dynamická bezpečnost jednotky A2}$$

$$L_{B1} := \left(\frac{C_{dyn}}{F_{eB1}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^5 \cdot m = (3.645 \cdot 10^6) m \quad \text{životnost}$$

$$S_{dymB1} := \frac{L_{B1}}{l_c} = 4.331 \quad \text{dynamická bezpečnost jednotky B1}$$

$$L_{B2} := \left(\frac{C_{dyn}}{F_{eB2}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^5 \cdot m = (3.162 \cdot 10^7) m \quad \text{životnost}$$

$$S_{dymB2} := \frac{L_{B2}}{l_c} = 37.565 \quad \text{dynamická bezpečnost jednotky B2}$$

Příloha č. 6 Výpočet pohonu konzoly

Návrh posuvového mechanismu konzoly s pastorkem a hřebenem

Návrh motoru:

$$n_1 := \frac{2000}{t} = 33.333 \frac{1}{s} \quad \dots \text{jmenovité otáčky motoru}$$

$$v_s := 0.333 \frac{m}{s} \quad \dots \text{rychlost posuvu konzoly}$$

$$m_s := 550 \text{ kg} \quad \dots \text{hmotnost posuvových hmot}$$

$$\omega_1 := 2 \cdot \pi \cdot n_1 = 209.44 \frac{\text{rad}}{s} \quad \dots \text{úhlová rychlost}$$

Aby byl zajištěn plynulý posuv hmot, musí být moment setrvačnosti motoru větší než jedna polovina redukovaného momentu setrvačnosti posuvových hmot. Redukovaný moment setrvačnosti získáme z rovnosti kinetických energií pro posuvný a rotační pohyb.

$$\frac{1}{2} \cdot m_s \cdot v_s^2 = \frac{1}{2} \cdot J_{red} \cdot \omega_1^2$$

$$J_{red} := m_s \cdot \left(\frac{v_s}{\omega_1} \right)^2 = (1.4 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{redukovaný moment setrvačnosti posuvových hmot}$$

$$J_{red} \leq 2 \cdot J_1$$

$$J_1 \geq \frac{J_{red}}{2} \quad \frac{J_{red}}{2} = (7 \cdot 10^{-4}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Tomuto momentu setrvačnosti vyhovuje servomotor Siemens 1FK7060.

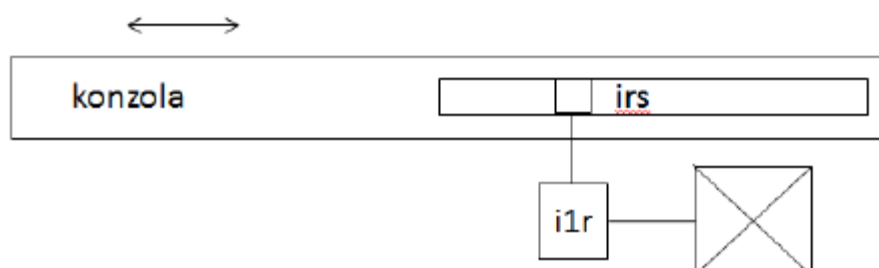
Parametry motoru: $M_o := 6 \text{ N} \cdot \text{m}$
 $J_m := 10.78 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Návrh převodovky:

$$z = 25 \quad \dots \text{počet zubů pastorku}$$

$$m = 3 \quad \dots \text{modul ozubení}$$

$$D_w := 85.58 \text{ mm} \quad \dots \text{roztečná kružnice pastorku}$$



$$i_{1s} := \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{v_s} = 628.95 \frac{1}{m} \quad \dots \text{finální převod}$$

$$i_{rs} := \frac{2}{D_w} = 23.37 \frac{1}{m} \quad \dots \text{převod ozubení}$$

$$i_{1s} = i_{1r} \cdot i_{rs}$$

$$i_{1r} := \frac{i_{1s}}{i_{rs}} = 26.91 \quad \dots \text{požadovaný převod převodovky motoru}$$

Zvolíme převodovku s neblížším převodem.

Vyhovuje kuželová převodovka Siemens s převodovým poměrem 23.

Rychlost posuvu:

$$i_{1r} := 23$$

$$i_{1s} := i_{1r} \cdot i_{rs} = 537.509 \frac{1}{m}$$

$$v_s := \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{i_{1s}} = 23.379 \frac{m}{min} \quad \dots \text{rychlost posuvu konzoly}$$

Maximální možné zrychlení:

$$M_o = J_{celk} \cdot \alpha$$

$$J_{celk} := J_m + J_{red} = 0.002 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{celkový moment setrvačnosti}$$

(moment setrvačnosti převodovky zanedbáme)

$$\alpha := \frac{M_o}{J_{celk}} = (2.431 \cdot 10^3) \frac{1}{s^2}$$

$$\alpha = \frac{\omega_1}{t} \quad a = \frac{v}{t}$$

$$a := \frac{\alpha}{i_{1s}} = 4.522 \frac{m}{s^2} \quad \dots \text{maximální možné zrychlení konzoly}$$

Zrychlení lamely volíme $a := 3 \frac{m}{s^2}$

Katalogové číslo motoru s převodovkou je: 1FK7060-5AF71-1KV5-Z_B25+G65+H13