



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

REGÁLOVÝ ZAKLADAČ PRO OBRÁBĚCÍ NÁSTROJE

THE STORAGE STACKER OF MACHINE TOOLS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MARTIN HRADIL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. JAROSLAV KAŠPÁREK, PH.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Martin Hradil

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

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství**

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

Regálový zakladač pro obráběcí nástroje

v anglickém jazyce:

The storage stacker for machine tools

Charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte regálový zakladač pro obráběcí nástroje dle daných technických parametrů:

- Rozměry celého zařízení = vyhovující pro 40-ti stopový námořní kontejner
- Kapacita 500 - 1000 nástrojů
- Velikosti nástrojů = průměru 125, 150, 250 a 350 mm
- Maximální délka 650 mm
- Maximální hmotnost nástroje 50 kg
- Maximální odchylka při zakládání 0,5 mm

Cíle, kterých má být dosaženo:

Proveďte:

- Rešeršní rozbor stávajících regálových zakladačů pro obráběcí nástroje
- Návrhy koncepce řešení, výběr vhodné varianty
- Určení hlavních rozměrů zařízení, návrh konstrukčního řešení.
- Proveďte funkční výpočty zařízení a návrhy jednotlivých komponent.
- Pevnostní a případné další výpočty dle pokynů vedoucího práce.

Nakreslete:

- Montážní sestavu navrženého zařízení
- Podstavy dle pokynů vedoucího práce
- Výrobní výkresy dle pokynů vedoucího práce

Základní literární prameny:

PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L.: Dopravní a manipulační zařízení IV, 1. vyd., Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2004, 128 s., ISBN: 80-248-0537-5

AXMANN, N.: Handbuch Materialflußtechnik. Stückgutförderer, ed. Expert-Verlag GmbH, 2003, s. 268, ISBN-10: 3-8169-2198-1, ISBN-13: 978-3-8169-2198-1

JASAN, V., KOŠÁBEK, J., SZUTTOR, N.: Teoria dopravných a manipulačných zariadení, ALFA, Bratislava 1989. ISBN 80-05-00125-8.

GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 29.3.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.

Děkan fakulty

Abstrakt

V dnešní době existují obrovská obráběcí centra na celém světě, ve kterých se stále častěji využívá automatizace. Díky tomu odpadá nutnost lidského zásahu do výměny obráběcích nástrojů, nebo jejich uložení ve skladu. Všechny tyto operace se uskutečňují pomocí robotů a manipulátorů, čímž se šetří čas a tím i peníze.

Cílem předložené diplomové práce je návrh mobilního regálového zakladače pro obráběcí nástroje. Návrh počítá s konstrukcí regálového zakladače, který bude vyroben a poté převezen na určené místo. K převozu bude použit normalizovaný 40-ti stopový námořní kontejner. Po převozu na místo se zakladač pouze ukotví a bude připraven k použití. Tímto získáme univerzální regálový zakladač pro obráběcí centra bez nutnosti navrhování a konstruování těchto zakladačů pro různé podmínky.

Abstract

In these days, on over the world, we can find a huge CNC centres which are more and more often completely automatized. There is no necessity of human intervention to change or stock the machining tools. All these operations are made thanks of robots and manipulators to economize time and money.

Target of this these is conception of the mobile storage stacker which can be made and then transported to the place of usage in a 40ft sea container. After transportation the stacker is completely ready to use. Thanks of this concept, we gain universal storage stacker for different conditions without necessity of new concepts and solutions for each CNC centre.

Klíčová slova

regálový zakladač, obráběcí centrum, manipulátor, obráběcí nástroj

Key words

storage stacker, CNC centre, manipulator, machine tool

Bibliografická citace:

HRADIL, M. *Regálový zakladač pro obráběcí nástroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 66 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a uvedl jsem všechny zdroje a publikace, ze kterých jsem čerpal.

V Brně dne 12.4. 2014

.....

podpis

Poděkování:

Tímto bych rád poděkoval společnosti Atrima za poskytnutí podmínek a odborné vedení při psaní této práce, panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za rady a připomínky a své rodině, za podporu v průběhu celého mého studia.

Obsah

1	Úvod	10
2	Současné automatické systémy pro skladování obráběcích nástrojů	11
3	Návrh konstrukčního řešení	13
3.1	Popis zařízení	13
3.2	Rám zakladače	15
3.3	Regály	16
3.4	Otočný regál	18
3.5	Regály pro výměnu nástrojů	20
3.6	Sloup se zakládacím zařízením	21
3.6.1	Rozbor pohybu	21
3.6.2	Varianty řešení vertikálního vozíku	24
4	Výpočet funkčních částí	26
4.1	Pohyb v ose x	26
4.1.1	Rozbor pohybu	26
4.1.2	Návrh pohonu horizontálního pojezdu	28
4.1.3	Výpočet životnosti lineárního vedení	29
4.1.4	Kontrola hřídele horizontálního pojezdu	30
4.1.5	Výpočet pera hřídele horizontálního pojezdu	31
4.2	Pohyb v ose y	32
4.2.1	Rozbor pohybu	32
4.2.2	Návrh pohonu vertikálního pojezdu	35
4.2.3	Výpočet životnosti ložisek	35
4.2.4	Kontrola hřídele řemenice	36
4.2.5	Výpočet pera hřídele vertikálního pojezdu	38
4.2.6	Výpočet řemenového převodu	39
4.3	Pohyb v ose z	41
4.3.1	Rozbor pohybu	41
4.3.2	Návrh pohonu výsuvu vozíku	43
4.4	Rotace kolem osy x	44
4.4.1	Rozbor pohybu	44
4.4.2	Návrh pohonu pro otáčení nástroje kolem osy x	47
4.5	Rotace kolem osy z	47
4.5.1	Rozbor pohybu	47
4.5.2	Návrh pohonu pro otáčení nástroje kolem osy z	50
5	Pevnostní analýza	51
5.1	Pevnostní analýza rámu	51
5.1.1	Tvorba modelu, sítě a zatížení	51
5.1.2	Rozbor výsledků	52
5.1.3	Optimalizace rozložení regálu a umístění zakládacího sloupu při převozu zařízení	53
5.2	Pevnostní analýza příruby otočné jednotky	54
5.3	Pevnostní analýza příruby uchopovače nástroje	55

6	Udržba a bezpečnost zařízení	56
7	Závěr	58
8	Seznam použitých zdrojů	59
9	Seznam použitých zkratek a symbolů	60
10	Seznam obrázků	65
11	Seznam tabulek	66
12	Seznam příloh	66

Úvod

Automatizace ve výrobě šetří čas i peníze. Používá se stále ve větší míře ve všech odvětvích průmyslu. Mezi příklady jejího uplatnění patří mimo jiné uskladňování a vyskladňování věcí v automatických skladech, ať už se jedná o palety, bedny, nebo obráběcí nástroje. Celý systém skladování je řízen počítačem a kromě pravidelné údržby nepotřebuje žádný lidský zásah.

Cílem této diplomové práce je navrhnout a zkonstruovat právě takový regálový zakladač, který spolehlivě zajistí uskladňování obráběcích nástrojů. Vhodně nadimenzovat pohony pro pojezd, zdvihací a manipulační zařízení zakladače. Navrhnout regály a celkovou nosnou konstrukci tak, aby se celé zařízení dalo přepravovat v normalizovaném námořním kontejneru a ihned po převozu, bez větších úprav, bylo připraveno k použití.

Práce je přehledně rozdělena do několika kapitol. V první je provedena rešerše již stávajících podobných zařízení. Následuje popis problému, cíle kterých je potřeba při návrhu dosáhnout, popis navrhovaného zařízení a rozebrání jeho funkce a konstrukčních řešení. Další kapitoly budou věnovány jednotlivým sestavám a podsestavám. Navrhnutím vhodných pohonů pro pohyblivé části a pevnostním kontrolám jednotlivých dílů. Poslední část je zaměřena na použití metody konečných prvků při pevnostní analýze.

2 Současné automatické systémy pro skladování obráběcích nástrojů

V současné době se pro automatické skladování obráběcích nástrojů používá řešení s 6-ti osým robotem. Tento robot se pohybuje mezi řadami regálů, do kterých zakládá nástroje podle naprogramovaného schématu. Uchopení nástroje probíhá zpravidla pomocí normalizovaného kužele (obr.1)



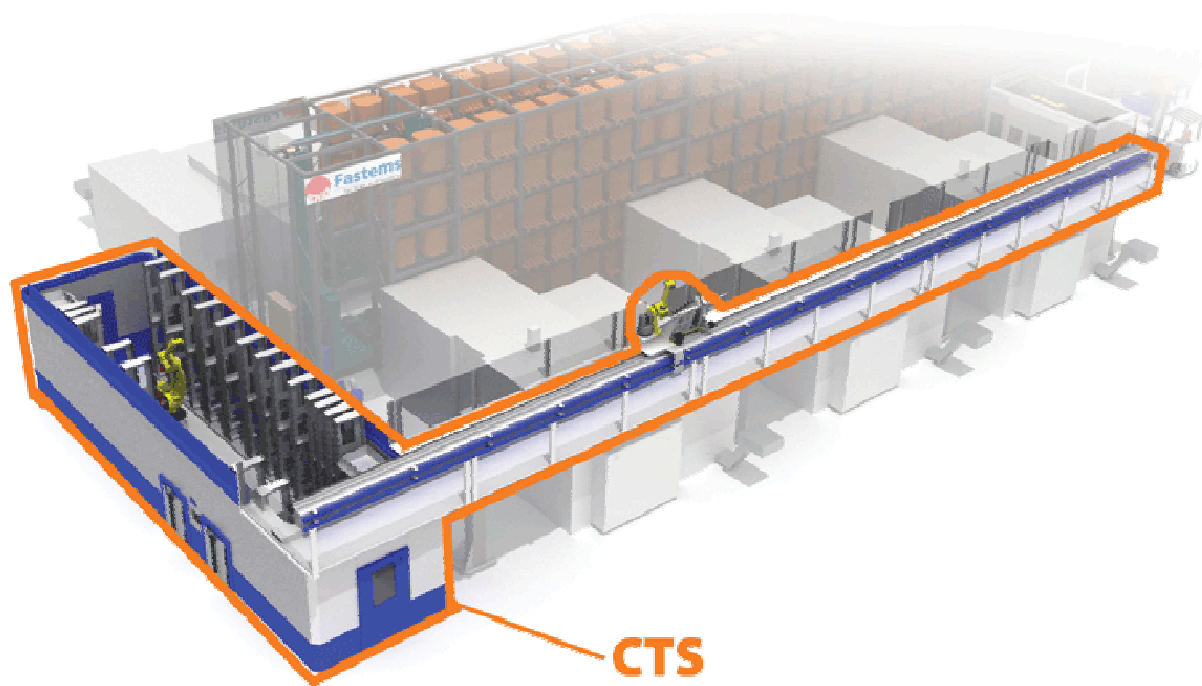
obr.1. Normalizovaný kužel [1]

Stojany pro nástroje jsou vybaveny otvory, do kterých kužel přesně zapadne (obr.2). Přesné odměření polohy kužele vzhledem k poloze jeho umístění v regálu je provedeno pomocí laserového zařízení. V regálech jsou vysoustruženy otvory, které jsou vymezeny vůči ose vybrání pro kužel, podle kterých laserové zařízení odměří horizontální a vertikální polohu. Poloha ve třetí ose (vzdálenost od regálu) se určuje také pomocí laserového odměřování. Množství regálů je omezeno pouze kapacitou vymezeného prostoru. Jejich výška je závislá na parametrech zakládacího robota.



Obr. 2. Stojany pro nástroje [2]

Při automatickém zakládání nástrojů se používá ještě druhý robot. Ten se pohybuje mezi CNC strojem a automatickým skladem. Jedná se o druhého 6-ti osého robota, který vyzvedává nástroje z odkládacího místa ve skladu a ukládá je přímo do obráběcího stroje. Pohybuje se po trámu, který se nachází nad automatickým skladem. Celá tato sestava dvou robotů a regálů se nazývá automatický centrální sklad (CTS) (obr.3)



Obr.3. Automatický centrální sklad [3]

3 Návrh konstrukčního řešení

3.1 Popis zařízení

Jedná se o sestavu pojezdového sloupu a zakládacích regálů. Sloup je umístěn uprostřed a zakládá obráběcí nástroje do regálů po levé i pravé straně. Celé toto zařízení je umístěné na rámu.

Určujícím faktorem pro návrh zařízení je požadavek na jeho celkové maximální rozměry. Při jejich určování jsem vycházel z rozměrů námořního kontejneru, ve kterém bude převážen. Podle tabulky 1 jsou vnitřní rozměry kontejneru 12020x2342x2388mm. Zakladač se bude do kontejneru umisťovat horní částí, otvorem o velikosti 11724x2208mm. Na konstrukci zařízení jsou kladeny i opačné požadavky, tzn. co největší možná velikost. Ta je dána nutností zajištění konstrukce regálů pro nástroje o délce 650 mm a zajištění co největší kapacity.

Tab. 1. Vnitřní rozměry kontejneru [4]

Inside Dimension				Door Opening		Roof Opening	
Measure	Length	Width	Height	Width	Height	Width	Length
Millimeters	12,020	2,342	2,388	2,336	2,292	2,208	11,724
Feet	39' 5 1/4"	7' 10"	7' 10"	7' 8"	7' 6 1/4"	7' 2 7/8"	35' 5 1/2"

Pro splnění těchto požadavků volím rozměry zařízení 11500x2130x2300mm. Pro převoz zařízení bude ovšem nutné počítat s nutností jejich montáže až na místě. Jedná se o stavěcí patky, které jsou umístěny uprostřed a také po stranách rámu. Jejich připojení proběhne po převozu pomocí šroubů M12. Další částí, kterou bude nutné připojit po převozu, je regál pro výměnu nástrojů. Ten se nachází nad ostatními regály.

Poslední úprava, kterou je nutné udělat po převozu, je postavení zakládacího sloupu. Ten bude během převozu kvůli své výšce přesahující rozměry kontejneru sklopen. Pro tuto možnost sestává sloup ze dvou desek, které jsou mezi sebou spojeny pantem. Po překlopení sloupu do požadované polohy se zajistí šrouby M16.

Přepravní kontejner (obr. 4) je normalizovaný podle ISO normy. Podle tabulky 2 je jeho maximální nosnost 25780 kg. Předpokládaná hmotnost zařízení přibližně 9200 kg (hodnota odečtena v programu Inventor), takže vyhovuje. Je vhodný jak pro přepravu na trajektu, tak pro převoz pomocí kamionu. Při dodržení všech zásad přepravy by měl být vodotěsný, ale doporučuje se přepravovaný náklad zabalit do voděvzdorné folie.

Tab.2 Nosnost kontejneru [4]

Weight

Measure	Max Gross	Tare (Weight)	Max Payload
Kilograms	30,480	4,700	25,780
Pounds	67,200	10,360	56,840

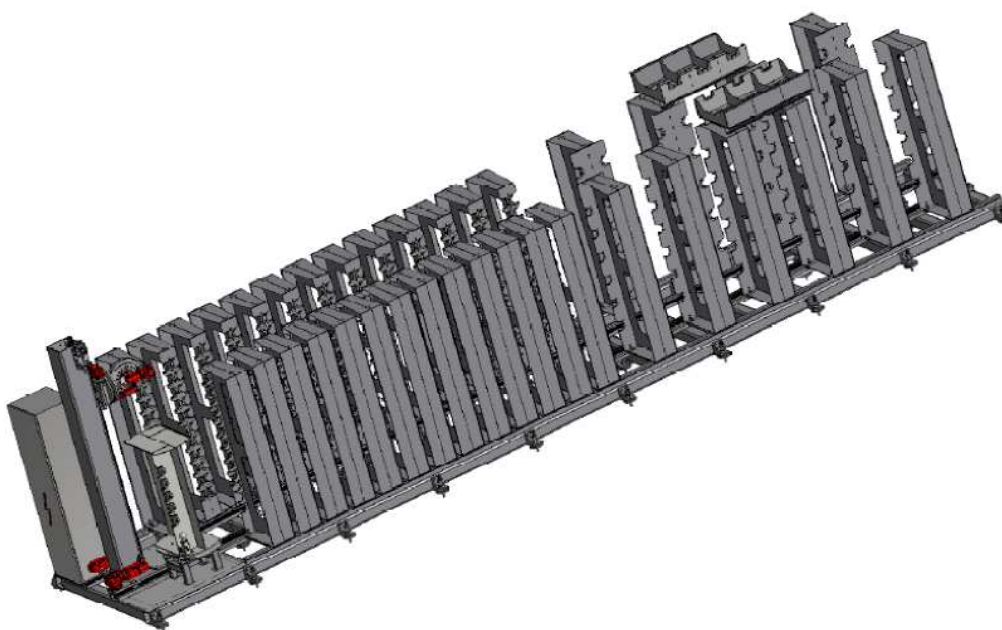
Roof/Door Opening Dimensions



Obr. 4. Převavní kontejner [4]

Regálový zakladač sestává z jednotlivých sestav, které se mohou jednoduše smontovat do celkové sestavy (obr. 5) (každá jednotlivá sestava bude popsána v dalších částech textu).

- rám
- regály
- otočný regál
- sloup se zakládacím zařízením
- regály pro výměnu nástrojů
- elektrorozvaděč



Obr. 5. Celková sestava zařízení

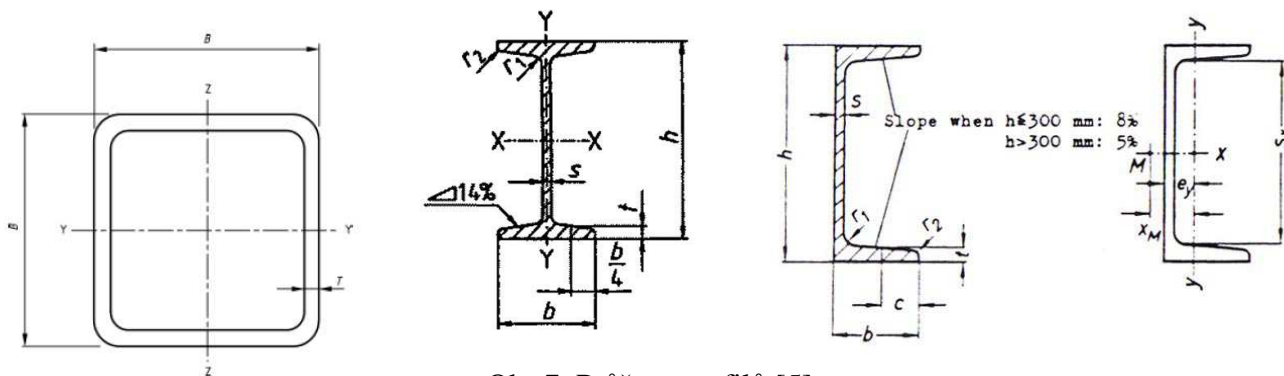
3.2 Rám zakladače

Hlavní požadavky na konstrukci rámu jsou tuhost při manipulaci celého zařízení a přesné upevnění rámu spolu s ostatními prvky po převozu na místo určení. Na rám (obr.6) o rozměrech 11500x1430x150 mm musí být připojeny všechny ostatní části a toto spojení by mělo být rozebíratelné.



Obr.6. Rám zakladače

Vzhledem k tuhosti a jednoduchosti sestavení a svaření rámu byl při návrhu použit rošt sestavený ze čtvercových jeklů 150x150x10 mm. Tyto jekly válcované za tepla byly vybrány z důvodu větší přesnosti než u ostatních profilů (U,I...). Srovnání rozměrových tolerancí vybraných profilů (obr.7) je uvedeno v tabulce 3. Na tento svařenec roštu jsou dále přivařeny obdelníkové profily, které budou sloužit jako podstavy pro jednotlivé regály. Tyto profily nemusí být obráběny, protože přesné ustavení regálů je zajištěno stavěcími šrouby. Uvažovaná obráběná část svařence jsou plochy pod kolejnici lineárního vedení, plocha pod ozubeným hřebenem a závitové díry pro uchycení hřebenu a kolejnic.



Obr.7. Průřery profilů [5]

Tab. 3. Srovnání rozměrových tolerancí různých profilů [5]

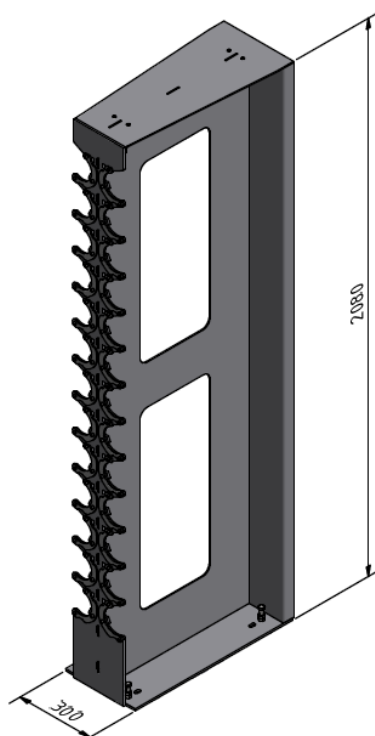
čtvercový profil	150mm	profil I	profil U
Tloušťka stěny T	8,0 mm	Šířka průřezu b 66 mm	Šířka průřezu b 60 mm
Hmotnost M	32,888 kg/m	Výška průřezu h 140 mm	Výška průřezu h 140 mm
Mezní úchylka B	±0,8 %	Tloušťka příruby t 8,6 mm	Tloušťka stojiny s 7 mm
Mezní úchylka T	±0,5 mm	Tloušťka stojiny s 5,7 mm	Tloušťka příruby t 10 mm
Vydatost strany x_1	nejvýše 0,8 %, nejméně 0,5 mm	Mezní úchylka h ±2,0 mm	Mezní úchylka s ±0,5 mm
Vypuklost strany x_2	nejvýše 0,8 %, nejméně 0,5 mm	Mezní úchylka b ±1,5 mm	Mezní úchylka b ±2,0 mm
Kolmost stran	90° ±1°	Mezní úchylka t +2 mm	Mezní úchylka h ±2,0 mm
Zkroucení V	2 mm plus 0,5 mm/m délky	-1 mm	Mezní úchylka t -0,5 mm
úchylka přímosti/1m	max. 3 mm/m	Mezní úchylka s +0,5 mm	
		-1 mm	

Kolejnice jsou ke svařenci připojeny pomocí šroubu M8. Ukotvení rámu je zajištěno pomocí patek, které budou k celému zařízení přimontovány až po převozu na místo (kvůli omezenému rozměru celého zařízení). Všechny patky jsou stavitelné.

Pro nakládání a vykládání zařízení z kontejneru musí být na rámu navrženy úchyty pro čtyři popruhy. Jejich poloha je omezena velikostí otvoru v kontejneru. Tím se vylučuje možnost jejich hypoteticky nejlepšího umístění po stranách rámu. Poloha pod regály také není možná, takže zbývá umístění mezi regály a sloup. Toto řešení sice snižuje stabilitu při manipulaci, ale vzhledem k rovnoměrnému rozložení zatížení na rámu nemůže dojít k jeho překlolení. Jako úchyty pro popruhy jsem zvolil kruhové tyče o průměru 50 mm.

3.3 Regály

Regály (obr. 8) se skládají s předního plátu tloušťky 8mm a svařence stojiny regálu z plechu tloušťky 4mm. V předním plátu se nacházejí přesně vyřezané otvory pro normalizovaný kužel. Další otvory a díry k přichycení dosedacích destiček kužele a určování jeho polohy laserovým odměřovacím zařízením. Tato koncepce regálu je převzatá od firmy Fastems, která ji používá u svých stávajících regálových zakladačů.



Obr. 8. Regál pro nástroje do průměru 125 mm

Regály musí splňovat požadavky na 4 varianty průměrů zakládaných nástrojů ($\varnothing 100\text{mm}$, $\varnothing 125\text{mm}$, $\varnothing 250\text{mm}$, $\varnothing 350\text{mm}$). Nejvhodnější splnění tohoto požadavku je zaručeno pomocí výměnné přední desky s rozdílnou vzdáleností vybrání pro zakládané nástroje.

Pro variabilní sestavení regálů různých velikostí jsou regály na rámu přichyceny svěrným spojením. Při nutnosti jejich výměny, nebo posunutí je tento typ spoje jednoduše rozebiratelný a znovu sestavitelný. V základové desce regálu se rovněž nachází čtyři stavěcí šrouby, které zajistí přesné nastavení a vyrovnaní regálů.

Dle požadavku v zadání diplomové práce má být kapacita zařízení 500 - 1000 nástrojů. V základním uspořádání je možnost umístit do zařízení až 736 nástrojů. Tyto hodnoty se mění podle počtu použitých regálů pro různé druhy nástrojů. Je jen na zákazníkovi, aby si určil podle svých potřeb počet jednotlivých regálů, a tím i celkovou kapacitu zakladače. Kapacita zakladače při několika zvolených uspořádáních regálů je uvedena v tabulce č. 4.

Tab. 4. Kapacita regálového zakladače

	průměr nástroje v regálu [mm]				celkem
	$\varnothing 100$	$\varnothing 125$	$\varnothing 250$	$\varnothing 350$	
poč. regálů/ poč. nástrojů	10/260	8/176	8/96	6/60	614
	12/312	11/242	7/84	5/50	688
	13/338	13/286	6/72	4/40	736
	15/422	15/330	5/60	3/30	842

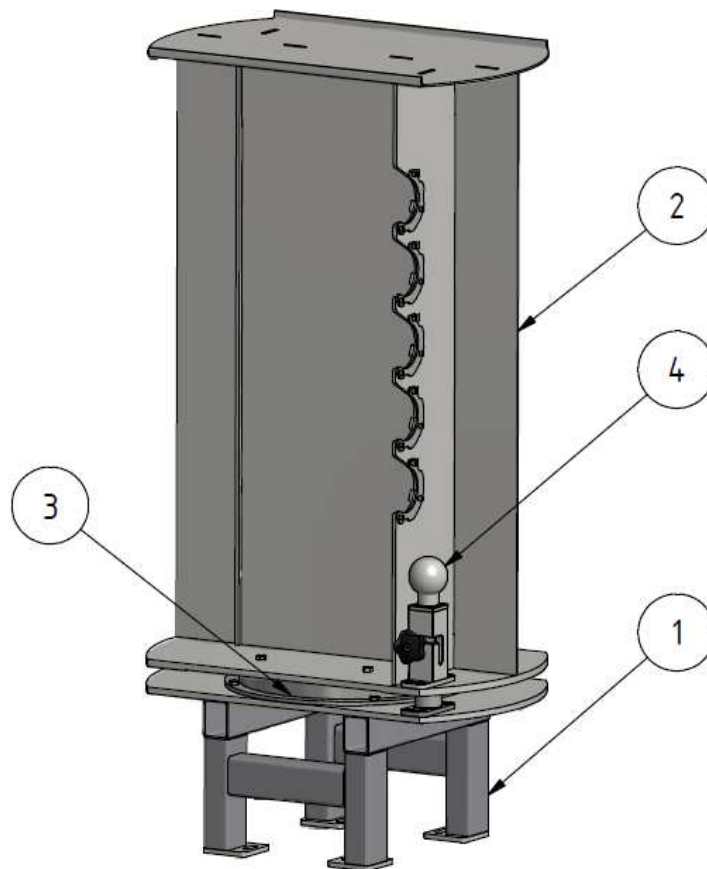
3.4 Otočný regál

Otočný regál slouží pro uložení obráběcích nástrojů obsluhou a jejich následnému vyzvednutí manipulátorem. Je to jediné místo celého zařízení, se kterým přijde obsluha do kontaktu. Proto musí být zajištěny podmínky pro maximální bezpečnost. Přístup k regálu je omezen závorou a je možný pouze při zastavení manipulátoru v předem dané pozici. Tato pozice je kontrolována elektrickým čidlem, stejně jako zavření závory a aretace otočné části regálu.

Pro zajištění pohodlnosti a jednoduchosti pracovních úkonů obsluhy jsou otvory pro uložení nástrojů umístěny ve vhodné výšce, tzn. 960 až 1560mm. Otvorů je celkem 5 na každé straně regálu a je možné do nich umístit 3 až 5 nástrojů. Jejich počet závisí na jejich maximálním průměru. Po uložení nástrojů zajistí obsluha ruční otočení regálu a jeho aretaci pomocí sloupku aretace.

Otočný regál se skládá ze čtyřech hlavních částí (obr.9).

- podstava regálu (1)
- velkopřůměrové ložisko (3)
- otočná část regálu (2)
- sloupek aretace (4)



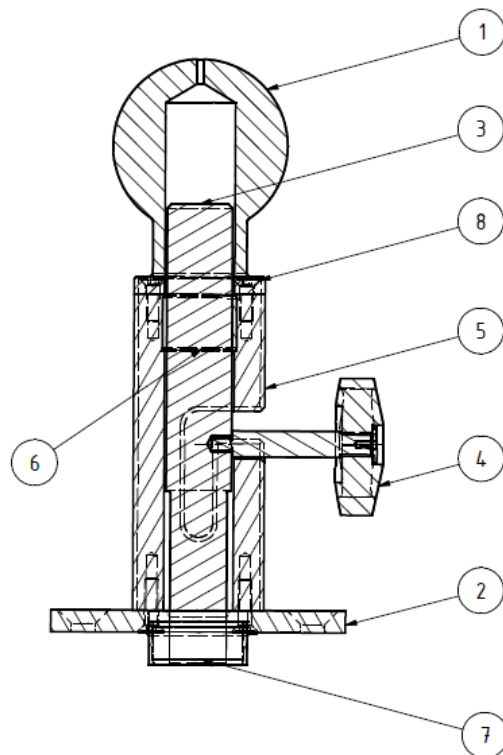
Obr.9. Otočný regál

Podstava regálu je svařena z jeklů 80x60x4mm. K rámu je připojena pomocí šroubů M14. Na stojině z jeklů je umístěna ocelová deska, která je z horní strany obrobena, a slouží jako dosedací plocha pro velkopřůměrové ložisko firmy Jost (obr.10). Otočná část je tvořena střední příčkou, která slouží jako nosný prvek a zároveň jako bezpečnostní zábrana. K této příčce jsou připojeny desky tloušťky 8mm s otvory pro založení nástrojů.



Obr.10. Velkopřůměrové ložisko [6]

Sloupek aretace je znázorněn v řezu na obrázku 11. Je tvořen koulí (1) s vyvrtanou dírou pro čep a dírou menšího průměru pro odvod stlačeného vzduchu. Koule slouží zároveň jako madlo pro otáčení regálu. Koule je svařena s přírubou (8) a pomocí šroubů s vnitřním šestihranem spojena se středním hnanolem (5). Čep (3) je veden ve vodících pouzdech (6) a (7). Jeho pohyb je ovládán obsluhou pomocí kolečka (4). Sloupek aretace je spojen pomocí šroubů s vnitřním šestihranem s deskou otočné části regálu pomocí příruby (2).



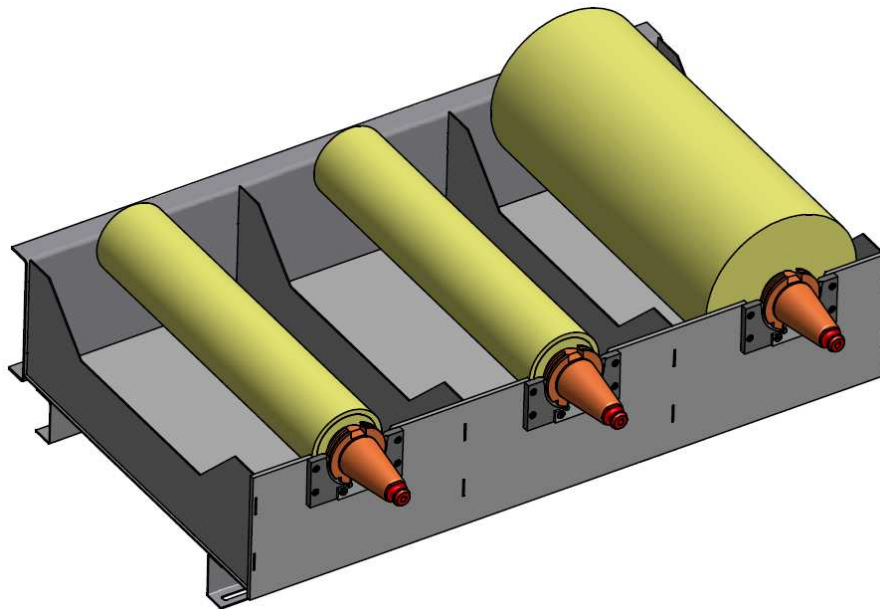
Obr. 11. Sloupek aretace

(1 - koule, 2 - příruba, 3 - čep, 4 - kolečko, 5 - střední hnanol, 6,7 - vodící pouzdra, 8 - příruba koule)

3.5 Regály pro výměnu nástrojů

Centrální sklad, jehož součástí je i v této práci navržený regálový zakladač, obstarává přemístění nástroje z místa jeho založení obsluhou (otočný regál) až do obráběcího stroje. Přemístění zajišťují dva roboty. Aby přemístění probíhalo plynule a jednoduše, musí se v konceptu nacházet místo, kde mají oba roboty jednoduchý dosah a kde může dojít k uložení nástroje jedním robotem a jeho vyzvednutí druhým. Protože druhý robot má jen omezený dosah, je nutné umístit regály pro výměnu nástrojů nad ostatní regály. Z důvodu omezené velikosti kontejneru pro převoz zařízení budou regály pro výměnu nástrojů připojeny až po převozu.

U zařízení jsou použity celkem dva regály. Každý o kapacitě tří nástrojů libovolného průměru. Jejich pozice nad ostatními regály je libovolná a může se přizpůsobit pozici 6-ti osého robota. K ostatním regálům jsou přišroubovány pomocí čtyřech šroubů M10. Koncepce regálu pro výměnu nástrojů spolu s nástroji různých průměrů je vyobrazena na obr. 12.

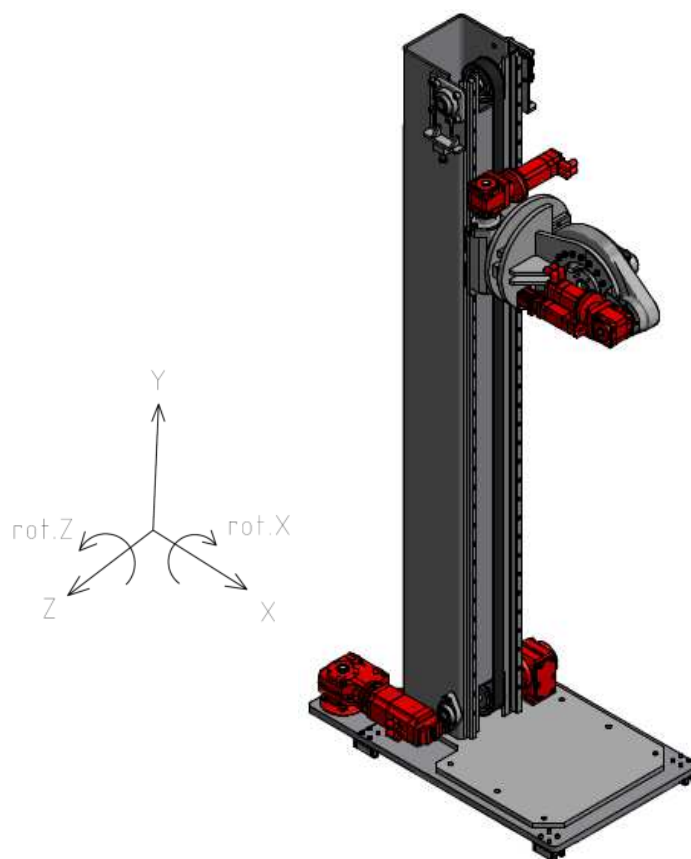


Obr.12. Regál pro výměnu nástrojů

3.6 Sloup se zakládacím zařízením

3.6.1 Rozbor pohybu

Zakládací sloup je základní prvkem celého regálového zakladače. Slouží k vyzvednutí obráběcích nástrojů a jejich umístění do regálů. Proto umožňuje pohyb nástroje ve třech osách a rotaci ve dvou osách (obr.13). Pro pohon ve všech směrech jsou použity servomotory. Konstrukce sloupu musí být dostatečně tuhá, aby zvládla manipulaci s nástrojem do hmotnosti 50 kg a zároveň i zatížení od dynamických sil způsobených rozjezdem a zastavováním. Sestava sloupu se zakládacím zařízením je znázorněna na obrázku č. 13.



Obr. 13. 5-ti osý zakládací sloup

Pohyb ve směru osy x

Horizontální pohyb ve směru osy x zajišťuje servomotor u výkonu 2kW. Točivý moment motoru je přenášen na pastorek, který zabírá do ozubeného hřebene. Servomotor je vybaven funkcí náhlého zastavení, např. při stisknutí nouzového tlačítka, nebo v případě výpadku proudu. Sloup se pohybuje po kolejnicích lineárního vedení Hiwin. Budeme potřebovat kolejnice o celkové délce 11500mm, ale výrobce je schopen zajistit délku pouze 10000. Proto pro vedení musí být kolejnice napojovány. Kolejnice jsou již standardně dodávány s otvory pro šrouby s vnitřním šestihranem M8. Konstrukce vedení bude náročnější na montáž, výrobce požaduje poměrně vysokou přesnost pro dodržení předepsané životnosti.

Tab.5. Technické specifikace otočné jednotky typu WD-L 0156 [7]

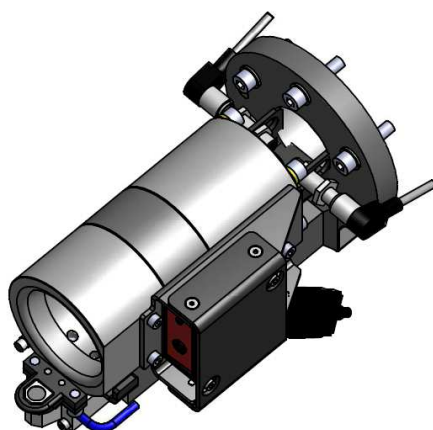
Slew drive WD-L 0156/3-07871			
Module	m	[mm]	5
Number of starts of the worm		[-]	1
Gear ratio	i	[-]	46
Self-locking gears			no**
Maximum torque SFS = 1	M_{d max}	[Nm]	3280
Nom. torque SF = 1 at n = 1 rpm	M_{d nom}	[Nm]	2520
Maximum holding torque*	M_h	[Nm]	3280
Static load rating, radial	C_{o rad}	[kN]	94
Static load rating, axial	C_{o ax}	[kN]	253
Dynamic load rating, radial	C_{rad}	[kN]	83
Dynamic load rating, axial	C_{ax}	[kN]	97
Weight		[kg]	40

Rotace kolem osy z

Rotace kolem osy z je nutná k otáčení nástroje kolem vlastní osy. Natočení proběhne vždy do výchozího nastavení. Tím se zajistí správná poloha nástroje, díky které bude moci normalizovaný kužel zapadnout do vybrání v regálu. Pro otáčení je jako v předchozím případě použita otočná jednotka firmy IMO. Tentokrát se však jedná o model z řady SP-L, tedy model o větším průměru a s dírou pro hřídel rovnoběžně s osou rotace. Tato otočná jednotka je konstruována pro mnohem větší zatížení než ve skutečnosti potřebujeme. Její použití je však nutné z důvodu omezeného prostoru. Uchopovač, který je přírubou spojen s vnitřním otočným prstencem, se nachází uprostřed otočné jednotky a tím umožní bezproblémovou rotaci celého zařízení.

Uchopení nástroje

Uchopení nástroje zajišťuje uchopovací zařízení firmy Fastems (obr.15). Uchopovací kužel je zajištěn proti vypadnutí čtyřmi kuličkami, které zapadají do vybrání v kuželu. Přítlačná síla kuličky může být regulována pomocí pružiny.



Obr.15. Uchopovací zařízení

3.6.2 Varianty řešení vertikálního vozíku

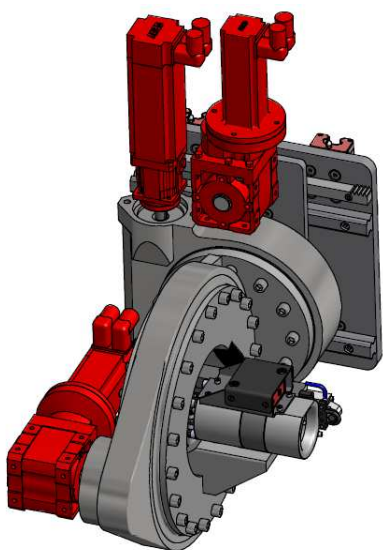
Řešení konstrukce vertikálního vozíku je jedna z nejdůležitějších částí této diplomové práce. Konstrukci je nutné přizpůsobit několika neměnným parametrům:

- omezený prostor manipulace
- Rozměry a hmotnost nástroje
- manipulace ve třech osách

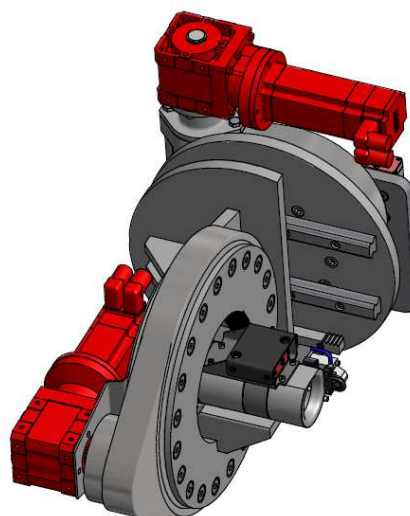
Pro splnění těchto požadavků byl rozhodující výběr vhodných komponent a jejich sestavení. Po zvážení všech možností zůstaly dvě možnosti konstrukce vozíku (obr. 16 a 17). Klady a zápory obou konstrukcí jsou uvedeny v tabulce 6.

Varianta A - výsuv vozíku probíhá včetně menší otočné jednotky

Varianta B - výsuv vozíku probíhá bez menší otočné jednotky



Obr. 16. Vertikální vozík - varianta A



Obr. 17. Vertikální vozík - varianta B

Tab. 6. Klady a zápory obou konstrukcí vozíku

	Varianta A	Varianta B
klady	jednodušší konstrukční řešení umožňuje výsuv vozíku v obou směrech	větší možnosti zakládání nástrojů (větší kapacita zařízení) menší rozměry jednoduché naprogramování pohybu
zápory	omezená možnost zakládání (zmenšení kapacity zařízení) nutnost úpravy regálů větší náročnost programování pohybu	výsuv vozíku pouze v jednom směru menší rychlost rotace nástroje kolem osy x (nutnost použití servomotoru s menšími rozměry)

Po zhodnocení obou variant volím variantu B, která je vhodnější.

4 Výpočet funkčních částí

Tato část je věnována návrhu pohonů a pevnostním výpočtům jednotlivých částí mechanismu. Pro všechny pohyby zakladače jsou navrženy velikosti rychlostí a zrychlení. Z těchto hodnot jsou vypočteny potřebné výkony pohonů, podle kterých jsou navrženy vhodné servomotory. Kromě návrhu pohonů je v této části provedena pevnostní kontrola hřídelů, návrh řemenového převodu a výpočet životnosti ložisek a lineárního vedení.

4.1 Pohyb zakladače v ose x

4.1.1 Rozbor pohybu

Horizontální pojezd se skládá z rozběhu (pohyb rovnoměrně zrychlený), běhu (rovnoměrný pohyb), doběhu (rovnoměrně zpomalený pohyb) a pomalého dojezdu na přesnou polohu. Uvažovaná rychlost běhu zakladače nesmí přesáhnout $v_1 = 1 \text{ m/s}$.

Návrh rychlosti

Zvolená rychlost zakladače: $v_1 = 1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Zvolené zrychlení zakladače: $a_1 = 1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$

Zvolená rychlost dojezdu na přesnou polohu: $v_{1d} = 0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Zvolený čas dojezdu na přesnou polohu: $t_{1d} = 0,5 \text{ s}$

Určená celková délka dráhy horizontálního pojezdu: $s_1 = 10,5 \text{ m}$

Výpočet časů pojezdu

$$t_{1a} = \frac{v_1}{a_1} = \frac{1}{1} = 1 \text{ s} \quad (1)$$

$$t_{1b} = \frac{s_{1b}}{v_1} = \frac{9,58}{1} = 9,58 \text{ s} \quad (2)$$

$$t_{1c} = \frac{v_1 - v_{1d}}{a_1} = \frac{1 - 0,2}{1} = 0,8 \text{ s} \quad (3)$$

Celkový čas pojezdu

$$t_1 = t_{1a} + t_{1b} + t_{1c} + t_{1d} = 1 + 9,58 + 0,8 + 0,5 = 11,88 \text{ s} \quad (4)$$

Výpočet dráhy částí pohybu

$$s_{1a} = \frac{v_1}{2} \cdot t_{1a} = \frac{1}{2} \cdot 1 = 0,5 \text{ m} \quad (5)$$

$$s_{1c} = \frac{v_1 - v_{1d}}{2} \cdot t_{1c} = \frac{1 - 0,2}{2} \cdot 0,8 = 0,32m \quad (6)$$

$$s_{1d} = t_{1d} \cdot v_{1d} = 0,5 \cdot 0,2 = 0,1m \quad (7)$$

$$s_{1b} = s_1 - s_{1a} - s_{1c} - s_{1d} = 10,5 - 0,5 - 0,32 - 0,1 = 9,58m \quad (8)$$

Návrh pohonu pro horizontální pohyb

Hmotnost zakládacího sloupu: $m_{1s} = 680 \text{ kg}$

Maximální hmotnost nástroje: $m_{1n} = 50 \text{ kg}$

Celková hmotnost zakladače

$$m_1 = m_{1s} + m_{1n} = 50 + 680 = 730 \text{ kg} \quad (9)$$

Setrvačná síla zrychlení

$$F_{1d} = m_1 \cdot a_1 = 730 \cdot 1 = 730 \text{ N} \quad (10)$$

Odpor lineárního vedení

$$F_{1s} = m_1 \cdot g \cdot f_{\text{vedení}} = 730 \cdot 9,81 \cdot 0,004 = 28,64 \text{ N} \quad (11)$$

Celková síla působící proti pohybu

$$F_1 = F_{1s} + F_{1d} = 28,64 + 730 = 758,64 \text{ N} \quad (12)$$

Výpočet výkonu

Celková účinnost pohonu: $\eta_1 = 0,95$

Statická složka výkonu

$$P_{1s} = \frac{F_{1s} \cdot v_1}{\eta_1} = \frac{28,64 \cdot 1}{0,95} = 30,2W \quad (13)$$

Dynamická složka výkonu

$$P_{1d} = \frac{F_{1d} \cdot v_1}{\eta_1} = \frac{730 \cdot 1}{0,95} = 768,5W \quad (14)$$

Celkový potřebný výkon

$$P_1 = P_{1s} + P_{1d} = 30,2 + 768,5 = 799 \text{ W} \quad (15)$$

Výpočet potřebného kroutícího momentu

Průměr roztečné kružnice pastorku: $D_p = 0,08 \text{ m}$

Výpočet otáček pastorku

$$n_{1p} = \frac{v_1}{\pi \cdot D_p} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,08} = 3,98 \text{ ot/s} \quad (16)$$

Potřebný točivý moment na pastorku

$$M_1 = F_1 \cdot D_p/2 = 758,64 \cdot 0,08/2 = 30,34 \text{ Nm} \quad (17)$$

Navrhovaný převodový poměr: $i_1 = 12$

Otáčky motoru:

$$n_1 = n_{1p} \cdot i_1 = 3,98 \cdot 12 = 47,76 \text{ ot/s} = 2865 \text{ ot/min.} \quad (18)$$

Potřebný točivý moment motoru

$$M_{1m} = \frac{M_1}{i_1 \cdot \eta_1} = \frac{30,34}{12 \cdot 0,95} = 2,66 \text{ Nm} \quad (19)$$

4.1.2 Návrh pohonu horizontálního pojezdu

Pro pohon horizontálního pojezdu byl zvolen servomotor SEW-EURODRIVE, typ CMPZ71S s převodovkou, typ KA37 (obr. 18).

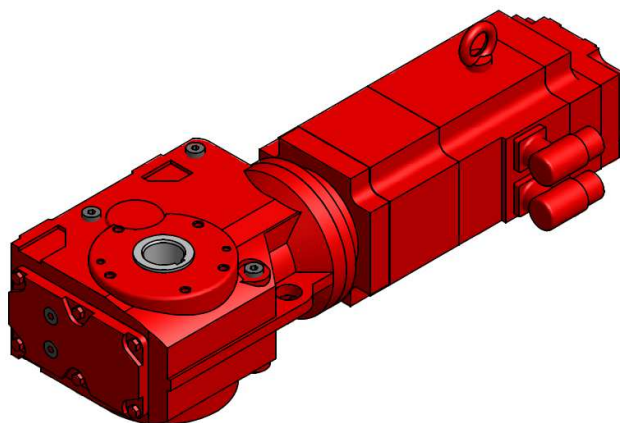
Základní parametry servomotoru s převodovkou:

Nominální otáčky motoru: $n'_1 = 3000 \text{ ot./min.}$

Výstupní moment motoru: $M'_{1m} = 6,4 \text{ Nm}$

Převodový poměr převodovky: $i'_1 = 12,14$

Výkon motoru: $P'_1 = 2 \text{ kW}$



Obr. 18. Motor horizontálního pojezdu

4.1.3 Výpočet životnosti lineárního vedení

Výpočet je proveden dle literatury [8]. Výpočet je proveden pouze pro jeden vozíček lineárního vedení pro pohyb sloupu, protože na něj působí největší zatížení. Všechny ostatní vozíčky lineárního vedení budou mít větší životnost.

Parametry navrhovaného vozíčku lineárního vedení [8]

Statická únosnost: $C_{02} = 83060\text{N}$

Dynamická únosnost: $C_{\text{dyn}2} = 38740\text{N}$

Výpočet životnosti

Zatížení: $F_z = m_1 \cdot g = 730 \cdot 9,81 = 7161\text{ N}$ (20)

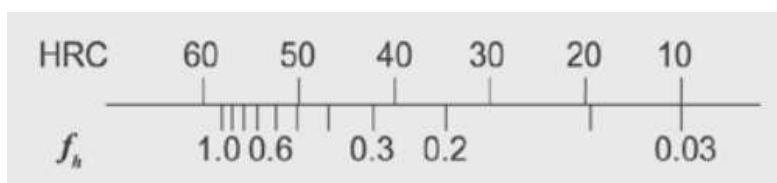
Rychlost: $v_1 = 1\text{m/s}$

Koeficient tvrdosti: $f_{h2} = 1$

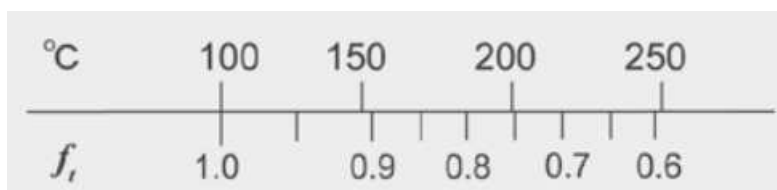
Koeficient teploty: $f_{t2} = 1$

Koeficient zatížení: $f_{w2} = 1,7$

Tab.7. Závislost koeficientu f_{h2} na tvrdosti [8]



Tab.8. Závislost koeficientu f_{t2} na teplotě [8]



Tab.9. Závislost koeficientu f_{w2} na zatížení [8]

Typ zatížení	Pojezdová rychlost	f_w
žádné rázy a vibrace	$V < 15$ m/min	1,0-1,2
malé rázy	15 m/min $< V < 60$ m/min	1,2-1,5
normální zatížení	60 m/min $< V < 120$ m/min	1,5-2,0
s rázy a vibracemi	$V > 120$ m/min	2,0-3,5

Výpočet životnosti L_{102} v metrech

$$L_{102} = \left(\frac{f_{h2} \cdot f_{r2} \cdot C_{dyn2}}{f_{w2} \cdot \frac{F_z}{4}} \right)^3 \cdot 50000 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 3874}{1,7 \cdot \frac{7161}{4}} \right)^3 \cdot 50000 = 103124m \quad (21)$$

Výpočet životnosti L_{h2} v hodinách

$$L_{h2} = \frac{50000 \cdot L_{102}}{v_{hp} \cdot 60} = \frac{50000 \cdot 103124}{60 \cdot 60} = 1,432 \cdot 10^6 \text{ hod} \quad (22)$$

4.1.4 Kontrola hřídele horizontálního pojezdu

Hřídel je vyrobena z materiálu 11 500, s mezí kluzu $R_e = 275$ MPa a mezí pevnosti $R_m = 480$ MPa. Hřídel je zatěžována pouze kroutícím momentem M_{k1} . Bezpečnost je vypočtena pro průměr hřídele s drážkou pro pero d_{dp1} .

Průměr hřídele s drážkou pro pero

Hloubka drážky v hřídeli: $t_2 = 4,1$ mm

$$d_{dp} = d_{n2} - t_2 = 30 - 4,1 = 25,9 \text{ mm} \quad (23)$$

Kroutící moment

$$M_{k1} = M_1 = 30,34 \text{ Nm}$$

Průřezový modul v krutu

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot d_{dp1}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 25,9^3}{16} = 3410 \text{ mm}^3 \quad (24)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k1} = \frac{M_{k1}}{W_{k1}} = \frac{30340}{3410} = 8,9 \text{ MPa} \quad (25)$$

Redukované napětí, podmínka HMH

$$\sigma_{red1} = \sqrt{0 + 3 \cdot \tau_{k1}^2} = \sqrt{0 + 3 \cdot 3,8,9^2} = 15,4 \text{ MPa} \quad (26)$$

Mez únavy vzorku

$$\sigma_{co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 480 = 241,9 \text{ MPa} \quad (27)$$

Mez únavy reálné součásti

Součinitel povrchu součásti: $\varepsilon_p = 0,86$

$$\sigma_{Cv} = \sigma_{Co} \cdot \varepsilon_p = 241,9 \cdot 0,86 = 208 \text{ MPa} \quad (28)$$

Celková bezpečnost

$$k_k = \frac{\sigma_{Cv}}{\sigma_{red2}} = \frac{208}{15,4} = 13,5 \quad (29)$$

4.1.5 Výpočet pera hřídele horizontálního pojezdu

Výpočet pera přenášejícího kroutící moment na pastorek

Velikost tečné síly F_{TS1r} určíme z kroutícího momentu $M_{k1} = 30,34 \text{ Nm}$ a průměru hřídele $d_{n1r} = 35 \text{ mm}$.

$$F_{TS1r} = \frac{M_{k1}}{\frac{d_{n1r}}{2}} = \frac{30,34}{\frac{0,035}{2}} = 1734 \text{ N} \quad (30)$$

Pro pero je použit materiál 11600, s mezí kluzu $R_{ek} = 295 \text{ MPa}$ [9]. Pero se počítá na otláčení, dovolený tlak pro náboj pro ocel je $p_0 = 150 \text{ MPa}$ [9] (str. 1081).

Šířka pera: $b_{1r} = 10 \text{ mm}$

Výška pera: $h_{1r} = 8 \text{ mm}$

Hloubka drážky v náboji: $t_{1r} = 3,3 \text{ mm}$

Navrhovaná délka pera: $l_{n1r} = 30 \text{ mm}$

Dovolené napětí pro otláčení pera

$$p_d = 0,8 \cdot p_0 = 0,8 \cdot 150 = 120 \text{ MPa} \quad (31)$$

Vypočtené napětí pro otláčení pera

$$p_{1r} = \frac{F_{TS1r}}{t_{1r} \cdot (l_{n1r} - b_{1r})} = \frac{1734}{3,3 \cdot (30 - 10)} = 26,3 \text{ MPa} \quad (32)$$

$p_d > p_{1r} \Rightarrow$ vyhovuje

Výpočet pera pro přenos kroutícího momentu z převodovky

Velikost tečné síly F_{TS1p} určíme z kroutícího momentu $M_{k1} = 30,34 \text{ Nm}$ a průměru hřídele $d_{n1p} = 30 \text{ mm}$.

$$F_{TS2p} = \frac{M_{k1}}{\frac{d_{n1p}}{2}} = \frac{30,34}{\frac{0,03}{2}} = 2023 \text{ N} \quad (33)$$

Pro pero je použit materiál 11600, s mezí kluzu $R_{ep} = 295 \text{ MPa}$ [9]. Pero se počítá na otláčení, dovolený tlak pro náboj pro ocel je $p_0 = 150 \text{ MPa}$ [9] (str. 1081).

Šířka pera: $b_{1p} = 8 \text{ mm}$

Výška pera: $h_{1p} = 7 \text{ mm}$

Hloubka drážky v náboji: $t_{1p} = 2,9 \text{ mm}$

Navrhovaná délka pera: $l_{n1p} = 30 \text{ mm}$

Dovolené napětí pro otláčení pera

$$p_d = 0,8 \cdot p_0 = 0,8 \cdot 150 = 120 \text{ MPa} \quad (34)$$

Vypočtené napětí pro otláčení pera

$$p_{1p} = \frac{F_{TS1r}}{t_{1r} \cdot (l_{n1r} - b_{1r})} = \frac{2023}{2,9 \cdot (30 - 8)} = 31,7 \text{ MPa} \quad (35)$$

$p_d > p_{2p} \Rightarrow$ vyhovuje

4.2 pohyb v ose y

4.2.1 Rozbor pohybu

Horizontální pojezd se skládá z rozběhu (pohyb rovnoměrně zrychlený), běhu (rovnoměrný pohyb), a doběhu (rovnoměrně zpomalený pohyb).

Návrh rychlosti

Zvolená rychlost pojezdu: $v_2 = 0,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Zvolené zrychlení pojezdu: $a_2 = 0,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$

Určená celková délka dráhy vertikálního pojezdu: $s_2 = 1,687\text{m}$

Výpočet časů pojezdu

$$t_{2a} = \frac{v_2}{a_2} = \frac{0,8}{0,8} = 1\text{s} \quad (36)$$

$$t_{2b} = \frac{s_{2b}}{v_2} = \frac{0,887}{0,8} = 1,096\text{s} \quad (37)$$

$$t_{2c} = t_{2a} = 1\text{s} \quad (38)$$

Celkový čas pojezdu

$$t_2 = t_{2a} + t_{2b} + t_{2c} = 1 + 1,096 + 1 = 3,096\text{s} \quad (39)$$

Výpočet dráhy částí pohybu

$$s_{2a} = \frac{v_2}{2} \cdot t_{2a} = \frac{0,8}{2} \cdot 1 = 0,4\text{m} \quad (40)$$

$$s_{2c} = s_{2a} = 0,4\text{m} \quad (41)$$

$$s_{2b} = s_2 - s_{2a} - s_{2c} = 1,667 - 0,4 - 0,4 = 0,887\text{m} \quad (42)$$

Návrh pohonu pro vertikální pohyb

Hmotnost vozíku: $m_{2v} = 160 \text{ kg}$

Maximální hmotnost nástroje: $m_{1n} = 50 \text{ kg}$

Celková hmotnost vertikálního vozíku

$$m_2 = m_{2v} + m_{1n} = 160 + 50 = 210 \text{ kg} \quad (43)$$

Setrvačná síla zrychlení

$$F_{2d} = m_2 \cdot (a_2 + g) = 210 \cdot (0,8 + 9,81) = 2228 \text{ N} \quad (44)$$

Odpor lineárního vedení

$$F_{2s} = m_2 \cdot g \cdot f_{\text{vedení}} = 210 \cdot 9,81 \cdot 0,004 = 8,24 \text{ N} \quad (45)$$

Celková síla působící proti pohybu

$$F_2 = F_{2s} + F_{2d} = 8,24 + 2674 = 2236,2 \text{ N} \quad (46)$$

Výpočet výkonu

Celková účinnost pohonu: $\eta_1 = 0,95$

Statická složka výkonu

$$P_{2s} = \frac{F_{2s} \cdot v_2}{\eta_1} = \frac{8,24 \cdot 0,8}{0,95} = 7,07 \text{ W} \quad (47)$$

Dynamická složka výkonu

$$P_{2d} = \frac{F_{2d} \cdot v_2}{\eta_1} = \frac{2228 \cdot 0,8}{0,95} = 1876 \text{ W} \quad (48)$$

Celkový potřebný výkon

$$P_2 = P_{2s} + P_{2d} = 7,07 + 1876 = 1883 \text{ W}$$

Výpočet potřebného kroutícího momentu

Průměr roztečné kružnice řemenice: $D_r = 142,6 \text{ mm}$

Výpočet otáček řemenice

$$n_{2p} = \frac{v_2}{\pi \cdot D_r} = \frac{0,8}{3,14 \cdot 0,1426} = 1,787 \text{ ot/s} \quad (49)$$

Potřebný točivý moment na řemenice

$$M_2 = F_2 \cdot D_r/2 = 2236,2 \cdot 0,1426/2 = 159,4 \text{ Nm} \quad (50)$$

Navrhovaný převodový poměr: $i_2 = 26$

Otáčky motoru:

$$n_2 = n_{2p} \cdot i_2 = 1,787 \cdot 26 = 46,46 \text{ ot/s} = 2788 \text{ ot/min.} \quad (51)$$

Potřebný točivý moment motoru

$$M_{2m} = \frac{M_2}{i_2 \cdot \eta_1} = \frac{159,4}{26 \cdot 0,95} = 6,45 \text{ Nm} \quad (52)$$

4.2.2 Návrh pohonu vertikálního pojezdu

Pro pohon vertikálního pojezdu byl zvolen servomotor SEW-EURODRIVE, typ KA47 s převodovkou, typ CMPZ71S.

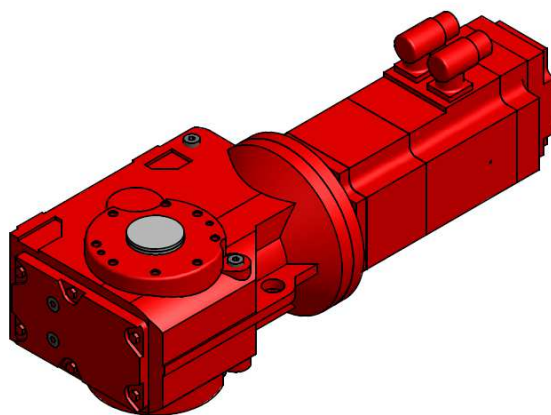
Základní parametry servomotoru s převodovkou:

Nominální otáčky motoru: $n'_2 = 3000$ ot./min.

Záběrný moment motoru: $M'_{2m} = 6,4$ Nm

Převodový poměr převodovky: $i'_2 = 25,91$

Výkon motoru: $p'_2 = 2$ kW



Obr.19. motor vertikálního pojezdu

4.2.3 Výpočet životnosti ložisek

Výpočet je proveden pouze pro jedno ložisko, protože ostatní použité ložiska jsou konstrukčně stejné. Radiální zatížení všech ložisek je ekvivalentní. Axiální zatížení je nulové.

Parametry navrhovaného ložiska [9](str. 621)

Statická únosnost: $C_0 = 15300$ N

Dynamická únosnost: $C_{dyn} = 27000$ N

Výpočet životnosti

Provozní síla řemenu: $F_{pr} = 4910$ N (viz (76), str.41)

Koeficient tvrdosti: $f_h = 1$

Koeficient teploty: $f_t = 1$

Koeficient zatížení: $f_w = 1,3$

Exponent pro ložiska s bodovým stykem (kuličková): $p = 3$

Výpočet životnosti L_{10} v otáčkách

$$L_{10} = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot C_{dyn}}{f_w \cdot \frac{F_{pr}}{2}} \right)^p = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 27000}{1,3 \cdot \frac{4910}{2}} \right)^3 = 605,4 \cdot 10^6 \text{ ot.} \quad (53)$$

Výpočet životnosti L_h v hodinách

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{n_{2p} \cdot 60} = \frac{10^6 \cdot 605,4}{107,16 \cdot 60} = 94 \cdot 10^3 \text{ hod} \quad (54)$$

4.2.4 Kontrola hřídele řemenice

Hřídel je vyrobena z materiálu 11 500, s mezí kluzu $R_e = 275 \text{ MPa}$ a mezí pevnosti $R_m = 480 \text{ MPa}$. Hřídel je zatěžována ohybovým momentem M_{o2} a kroučícím momentem M_{k2} . Bezpečnost je vypočtena ke kritickému místu, pod zatěžující silou $F_{pr} = 4910 \text{ N}$, pro průměr hřídele s drážkou pro pero d_{dp} . Kontrola je provedena pouze pro jednu hřídel, druhá hřídel stejného průměru není zatěžována kroučícím momentem, takže její bezpečnost bude vyšší.

Průměr hřídele s drážkou pro pero

Hloubka drážky v hřídeli: $t_2 = 4,9 \text{ mm}$

$$d_{dp} = d_{n2} - t_2 = 40 - 4,9 = 35,1 \text{ mm} \quad (55)$$

Momentová rovnováha k bodu A a B

$$F_{B2} \cdot e_2 - F_{pr} \cdot f_2 = 0 \quad (56)$$

$$F_{B2} = \frac{F_{pr} \cdot f_2}{e_2} = \frac{4910 \cdot 232}{400} = 2848 \text{ N} \quad (57)$$

$$F_{A2} = \frac{F_{pr} \cdot (e_2 - f_2)}{e_2} = \frac{4910 \cdot (400 - 232)}{400} = 2062 \text{ N} \quad (58)$$

Ohybový moment

$$M_{o2} = F_{A2} \cdot f_2 = 2062 \cdot 0,232 = 478 \text{ Nm} \quad (59)$$

Kroučící moment

$$M_{k2} = M_2 = 159,4 \text{ Nm} \quad (60)$$

Průřezový modul v ohybu

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot d_{dp}^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 35,1^3}{32} = 4243 \text{mm}^3 \quad (61)$$

Průřezový modul v krutu

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot d_{dp}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 35,1^3}{16} = 8486 \text{mm}^3 \quad (62)$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{478000}{4243} = 112,6 \text{MPa} \quad (63)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k2} = \frac{M_{k2}}{W_{k2}} = \frac{159400}{8486} = 18,8 \text{MPa} \quad (64)$$

Redukované napětí, podmínka HMH

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + 3 \cdot \tau_{k2}^2} = \sqrt{112,6^2 + 3 \cdot 18,8^2} = 117,2 \text{MPa} \quad (65)$$

Mez únavy vzorku

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 480 = 241,9 \text{MPa} \quad (66)$$

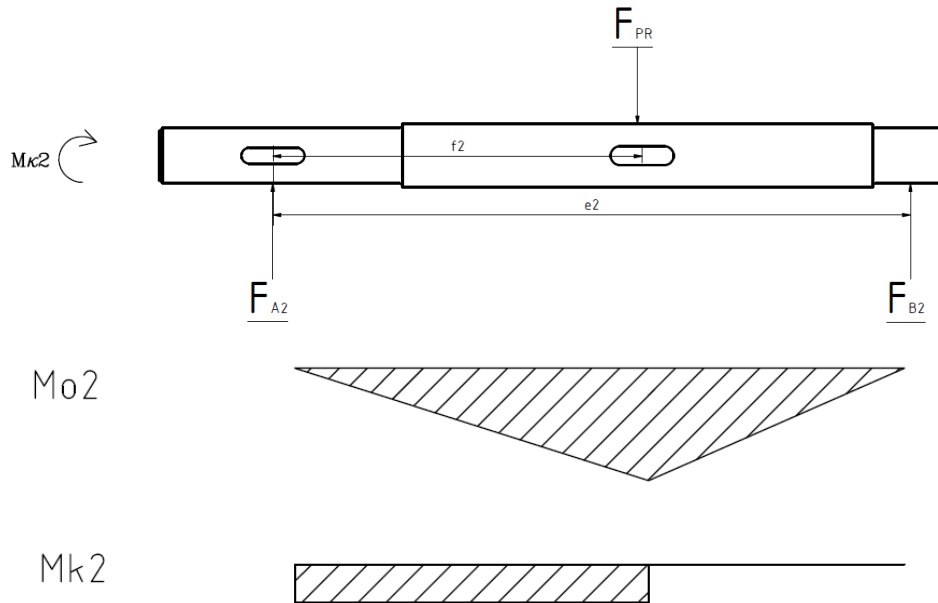
Mez únavy reálné součásti

Součinitel povrchu součásti: $\varepsilon_p = 0,86$ [9]

$$\sigma_{Cv} = \sigma_{Co} \cdot \varepsilon_p = 241,9 \cdot 0,86 = 208 \text{MPa} \quad (67)$$

Celková bezpečnost

$$k_{k2} = \frac{\sigma_{Cv}}{\sigma_{red2}} = \frac{208}{117,2} = 1,77 \quad (68)$$



Obr. 20. průběh napětí na hřídeli

4.2.5 Výpočet pera hřídele vertikálního pojezdu

Výpočet pera pro přenos kroutícího momentu na řemenici

Velikost tečné síly F_{TS2r} určíme z kroutícího momentu $M_{k2} = 159,4 \text{ Nm}$ a průměru hřídele $d_{n2r} = 40\text{mm}$.

$$F_{TS2r} = \frac{M_{k2}}{\frac{d_{n2r}}{2}} = \frac{159,4}{\frac{0,04}{2}} = 7970\text{N} \quad (69)$$

Pro pero je použit materiál 11600, s mezí kluzu $R_{ek} = 295\text{MPa}$ [9]. Pero se počítá na otláčení, dovolený tlak pro náboj pro ocel je $p_0 = 150\text{MPa}$ [9] (str. 1081).

Šířka pera: $b_{2r} = 12\text{mm}$

Výška pera: $h_{2r} = 8\text{mm}$

Hloubka drážky v náboji: $t_{2r} = 3,1\text{mm}$

Navrhovaná délka pera: $l_{n2r} = 40\text{mm}$

Dovolené napětí pro otláčení pera

$$p_d = 0,8 \cdot p_0 = 0,8 \cdot 150 = 120\text{MPa} \quad (70)$$

Vypočtené napětí pro otláčení pera

$$p_{2r} = \frac{F_{TS2r}}{t_{2r} \cdot (l_{n2r} - b_{2r})} = \frac{7970}{3,1 \cdot (40 - 12)} = 91,8 \text{MPa} \quad (71)$$

$p_d > p_{2r} \Rightarrow$ vyhovuje

Výpočet pera pro přenos kroutícího momentu z převodovky

Velikost tečné síly F_{TS2p} určíme z kroutícího momentu $M_{k2} = 159,4 \text{ Nm}$ a průměru hřídele $d_{n2p} = 35 \text{ mm}$.

$$F_{TS2p} = \frac{M_{k2}}{\frac{d_{n2p}}{2}} = \frac{159,4}{0,035} = 9108 \text{ N} \quad (72)$$

Pro pero je použit materiál 11600, s mezí kluzu $R_{ek} = 295 \text{ MPa}$ [9]. Pero se počítá na otláčení, dovolený tlak pro náboj pro ocel je $p_0 = 150 \text{ MPa}$ [9] (str. 1081).

Šířka pera: $b_{2p} = 10 \text{ mm}$

Výška pera: $h_{2p} = 8 \text{ mm}$

Hloubka drážky v náboji: $t_{2p} = 3,3 \text{ mm}$

Navrhovaná délka pera: $l_{n2p} = 40 \text{ mm}$

Dovolené napětí pro otláčení pera

$$p_d = 0,8 \cdot p_0 = 0,8 \cdot 150 = 120 \text{ MPa} \quad (73)$$

Vypočtené napětí pro otláčení pera

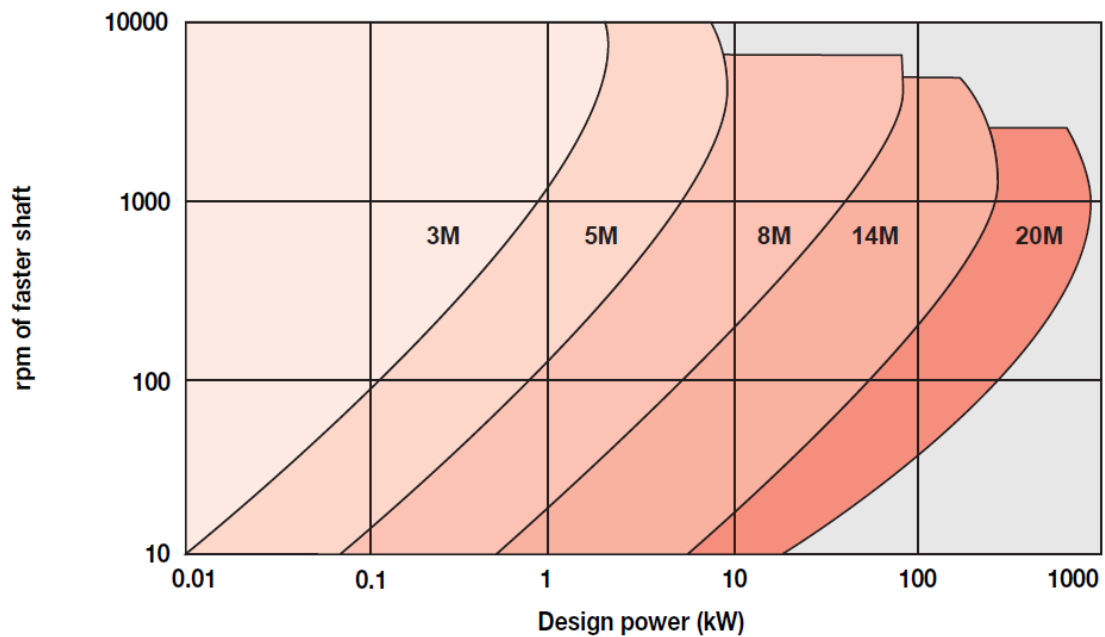
$$p_{2p} = \frac{F_{TS2p}}{t_{2p} \cdot (l_{n2p} - b_{2p})} = \frac{9108}{3,3 \cdot (40 - 10)} = 92 \text{ MPa} \quad (74)$$

$p_d > p_{2p} \Rightarrow$ vyhovuje

4.2.6 Výpočet řemenového převodu

Návrh řemenu

Návrh je proveden pomocí grafu na obr.21, na základě otáček řemenice $n_{2p} = 107,2 \text{ ot./min.}$ a hnacího výkonu $P_2 = 2 \text{ kW}$.



Obr.21. Graf pro určení typu řemenu [10]

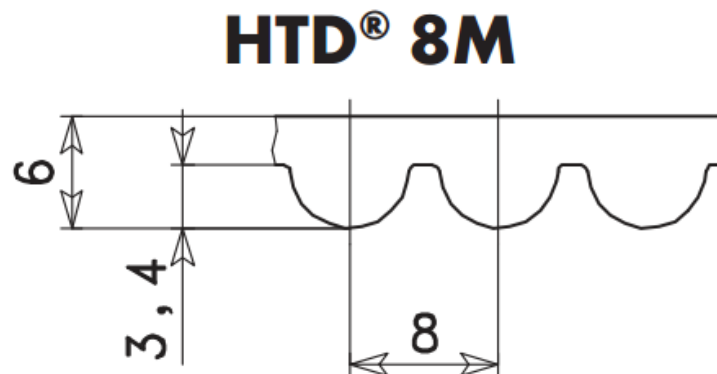
Volím řemen HDT 8M (obr. 22) [12].

Délka řemene $l_f = 5675$ mm

Šířka řemene $\check{s}_f = 50$ mm

Rozteč ozubeného řemenu $p_f = 8$ mm

Výška ozubeného řemenu $v_f = 6$ mm



Obr.22. Řemen HDT 8M [10]

Provozní síla řemenu

Hmotnost saní zakladače $m_s = 210$ kg, rychlost vertikálního pohybu $v_2 = 0,8$ m·s⁻¹, zrychlení vertikálního pohybu $a_2 = 0,8$ m·s⁻². Setrvačná síla zrychlení $F_2 = 2236$ N.

Předpětí řemenu

Síla předpětí řemenu se volí 1,1 až 1,2 násobek síly v tažné větvi [11]. Volím součinitel předpětí 1,2.

$$F_{2př} = F_{2d} \cdot 1,2 = 2228 \cdot 1,2 = 2674 \text{ N} \quad (75)$$

Provozní síla řemenu

$$F_{pr} = F_2 + F_{2př} = 2236,2 + 2674 = 4910 \text{ N} \quad (76)$$

Dovolená provozní síla řemenu

$$F_{Tzul} = 8580 \text{ N} \quad [11]$$

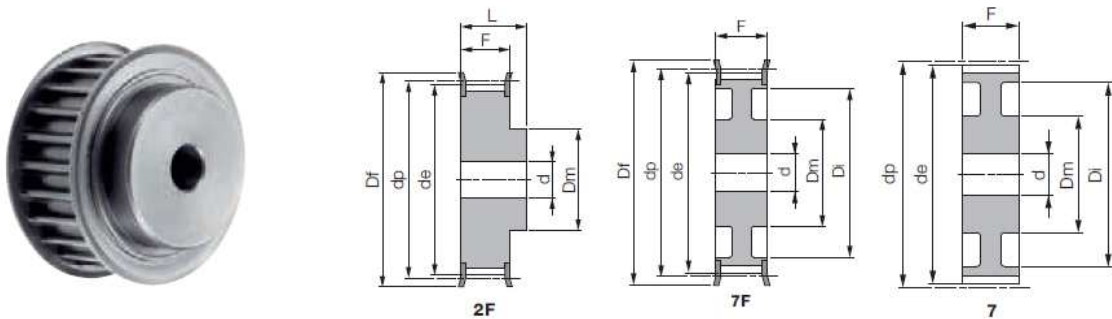
$$F_{Tzul} > F_{pr} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Volba řemenice

Volba řemenice je provedena na základě šířky řemenu

Pro šířku řemenu 50mm volím řemenici 56 - 8M - 50, provedení 7F (obr.23) [12].

Řemenice má 56 zubů a průměr roztečné kružnice $d_p = 142,6\text{mm}$. Průměr díry je $d = 18\text{mm}$, tato díra musí být převrtána na požadovaný průměr hřídele 40mm.



Obr.23. Řemenice 56 - 8M - 50, provedení 7F [12]

4.3 Pohyb v ose z

4.3.1 Rozbor pohybu

horizontální pohyb vozíku se skládá z rozběhu (pohyb rovnoměrně zrychlený), běhu (rovnoměrný pohyb) a doběhu (rovnoměrně zpomalený pohyb).

Návrh rychlosti

$$\text{Zvolená rychlost výsuvu: } v_3 = 0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

$$\text{Zvolené zrychlení výsuvu: } a_3 = 0,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$$

$$\text{Celková délka dráhy pojezdu: } s_3 = 0,3\text{m}$$

Výpočet časů pojezdu

$$t_{3a} = \frac{v_3}{a_3} = \frac{0,3}{0,4} = 0,75\text{s} \quad (77)$$

$$t_{3b} = \frac{s_{3b}}{v_3} = \frac{0,075}{0,3} = 0,25\text{s} \quad (78)$$

$$t_{3c} = t_{3a} = 0,75\text{s} \quad (79)$$

Celkový čas pojezdu

$$t_3 = t_{3a} + t_{3b} + t_{3c} = 1 + 1,096 + 1 = 3,096s \quad (80)$$

Výpočet dráhy částí pohybu

$$s_{3a} = \frac{v_3}{2} \cdot t_{3a} = \frac{0,3}{2} \cdot 0,75 = 0,1125m \quad (81)$$

$$s_{3c} = s_{3a} = 0,1125m \quad (82)$$

$$s_{3b} = s_3 - s_{3a} - s_{3c} = 0,3 - 0,1125 - 0,1125 = 0,075m \quad (83)$$

Návrh pohonu pro výsuv vozíku

Hmotnost vozíku: $m_{3v} = 100 \text{ kg}$

Maximální hmotnost nástroje: $m_{1n} = 50 \text{ kg}$

Celková hmotnost vozíku s nástrojem

$$m_3 = m_{3v} + m_{1n} = 100 + 50 = 150 \text{ kg} \quad (84)$$

Setrvačná síla zrychlení

$$F_{3d} = m_3 \cdot a_3 = 150 \cdot 0,4 = 60 \text{ N} \quad (85)$$

Odpor lineárního vedení

$$F_{3s} = m_3 \cdot g \cdot f_{\text{vedení}} = 150 \cdot 9,81 \cdot 0,004 = 5,9 \text{ N} \quad (86)$$

Síla potřebná k zasunutí a vytažení kožele z uchopovače

$$F_{3u} = 250 \text{ N} \quad (87)$$

Celková síla působící proti pohybu

$$F_3 = F_{3s} + F_{3d} + F_{3n} = 5,9 + 60 + 250 = 316 \text{ N} \quad (88)$$

Výpočet výkonu

Celková účinnost pohonu: $\eta_1 = 0,95$

Statická složka výkonu

$$P_{3s} = \frac{(F_{3s} + F_{3n}) \cdot v_3}{\eta_1} = \frac{(5,9 + 250) \cdot 0,3}{0,95} = 81W \quad (89)$$

Dynamická složka výkonu

$$P_{3d} = \frac{F_{3d} \cdot v_3}{\eta_1} = \frac{60 \cdot 0,3}{0,95} = 19W \quad (90)$$

Celkový potřebný výkon

$$P_3 = P_{3s} + P_{3d} = 81 + 19 = 100 W \quad (91)$$

Výpočet potřebného kroutícího momentu

Průměr roztečné kružnice pastorku: $D_{p3} = 0,042 \text{ m}$

Výpočet otáček pastorku

$$n_{3p} = \frac{v_3}{\pi \cdot D_{p3}} = \frac{0,3}{3,14 \cdot 0,042} = 2,3 \text{ ot/s} \quad (92)$$

Potřebný točivý moment na pastorku

$$M_3 = F_3 \cdot D_{p3}/2 = 316 \cdot 0,042/2 = 6,64 \text{ Nm} \quad (93)$$

Navrhovaný převodový poměr: $i_3 = 40$

Otáčky motoru:

$$n_3 = n_{3p} \cdot i_3 = 2,3 \cdot 40 = 92 \text{ ot/s} = 5520 \text{ ot/min.} \quad (94)$$

Potřebný točivý moment motoru

$$M_{3m} = \frac{M_3}{i_3 \cdot \eta_1} = \frac{6,64}{40 \cdot 0,95} = 0,175 \text{ Nm} \quad (95)$$

4.3.2 Návrh pohonu výsuvu vozíku

Pro pohon výsuvu vozíku byl zvolen servomotor SEW-EURODRIVE, typ CMP40M s převodovkou, typ PSKF222.

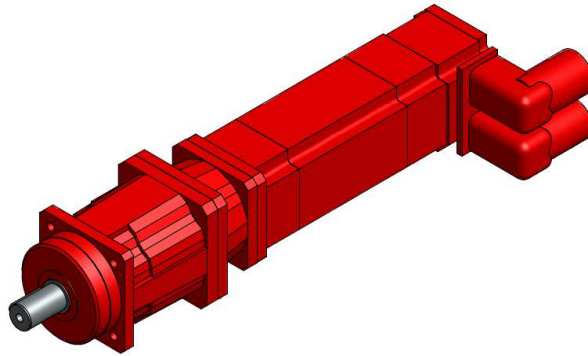
Základní parametry servomotoru s převodovkou:

Nominální otáčky motoru: $n'_2 = 6000 \text{ ot./min.}$

Záběrný moment motoru: $M'_{2m} = 0,8 \text{ Nm}$

Převodový poměr převodovky: $i'_2 = 40$

Výkon motoru: $p'_2 = 0,5 \text{ kW}$



Obr.24. motor výsuvu vozíku

4.4 Rotace kolem osy x

4.4.1 Rozbor pohybu

Rotační pohyb nástroje kolem osy x se skládá z rozběhu (pohyb rovnoměrně zrychlený), běhu (rovnoměrný pohyb) a doběhu (rovnoměrně zpomalený pohyb).

Návrh rychlosti

Zvolená úhlová rychlost nástroje: $\omega_4 = 1,5 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$

Zvolené úhlové zrychlení nástroje: $\varepsilon_4 = 2 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-2}$

Rozsah otočení nástroje: $\varphi_4 = 180^\circ = 3,14 \text{ rad}$

Výpočet časů otočení nástroje

$$t_{4a} = \frac{\omega_4}{\varepsilon_4} = \frac{1,5}{2} = 0,75s \quad (96)$$

$$t_{4b} = \frac{\varphi_{4b}}{\omega_4} = \frac{2,015}{1,5} = 1,34s \quad (97)$$

$$t_{4c} = t_{4a} = 0,75s \quad (98)$$

Celkový čas otočení nástroje

$$t_4 = t_{4a} + t_{4b} + t_{4c} = 0,75 + 1,34 + 0,75 = 2,843s \quad (99)$$

Výpočet rozsahu částí pohybu

$$\varphi_{4a} = \frac{\omega_4}{2} \cdot t_{4a} = \frac{1,5}{2} \cdot 0,75 = 0,5625rad \quad (100)$$

$$\varphi_{4c} = \varphi_{4a} = 0,5625rad \quad (101)$$

$$\varphi_{4b} = \varphi_4 - \varphi_{4a} - \varphi_{4c} = 3,14 - 0,5625 - 0,5625 = 2,015rad \quad (102)$$

Návrh pohonu

Hmotnost nástroje: $m_{n1} = 50 \text{ kg}$

Délka nástroje: $l_a = 650 \text{ mm}$

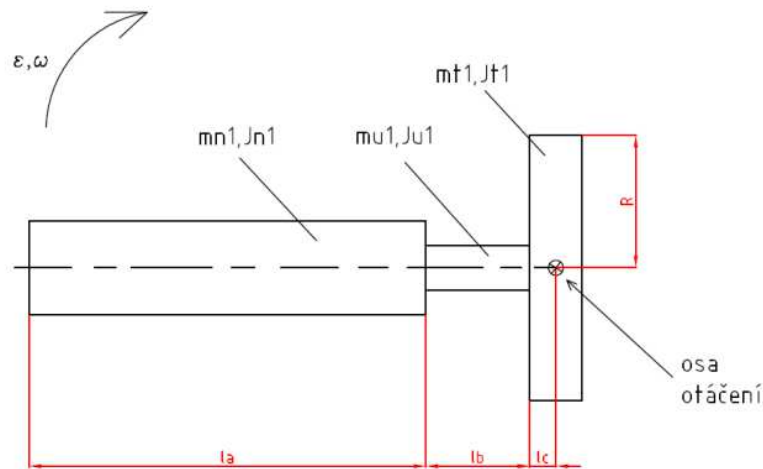
Těžiště nástroje se nachází v 1/3 jeho délky

Hmotnost uchopovače: $m_{u1} = 2,5 \text{ kg}$

Délka uchopovače: $l_b = 170 \text{ mm}$

Hmotnost otočné jednotky: $m_{t1} = 50 \text{ kg}$

Délka otočné jednotky k ose otáčení: $l_c = 43 \text{ mm}$



Obr.25. Schéma rotace nástroje v ose x

Moment setrvačnosti nástroje vzhledem k vlastní ose

$$J_{0n1} = \frac{1}{4} \cdot m_{n1} \cdot (R_n^2 + \frac{1}{3} \cdot (2l_a)^2) = \frac{1}{4} \cdot 50 \cdot (0,175^2 + \frac{1}{3} \cdot (2 \cdot 0,65)^2) = 7,42 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (103)$$

Moment setrvačnosti nástroje vzhledem k ose otáčení (posunutí pomocí Steinerovy věty)

$$J_{n1} = J_{0n1} + m_{n1} \cdot (\frac{l_a}{3} + l_b + l_c)^2 = 7,42 + 50 \cdot (\frac{0,65}{3} + 0,17 + 0,043)^2 = 16,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (104)$$

Moment setrvačnosti uchopovače vzhledem k ose otáčení

$$J_{u1} = \frac{1}{3} \cdot m_{u1} \cdot l_b^2 - \frac{1}{3} \cdot m_{u1} \cdot l_c^2 = \frac{1}{3} \cdot 2,5 \cdot 0,17^2 - \frac{1}{3} \cdot 2,5 \cdot 0,043^2 = 0,0225 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (105)$$

Moment setrvačnosti otočné jednotky vzhledem k ose otáčení

$$J_{t1} = \frac{1}{4} \cdot m_{t1} \cdot (R^2 + \frac{1}{3} \cdot (2l_c)^2) = \frac{1}{4} \cdot 50 \cdot (0,217^2 + \frac{1}{3} \cdot (2 \cdot 0,043)^2) = 0,619 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (106)$$

Celkový moment setrvačnosti

$$J_1 = J_{n1} + J_{u1} + J_{t1} = 16,7 + 0,0225 + 0,619 = 17,3 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \quad (107)$$

Moment od zrychlení nástroje

$$M_h = J_1 \cdot e_4 = 17,3 \cdot 3 = 51,9 \text{ Nm} \quad (108)$$

Zatěžující moment od hmotnosti nástroje

$$M_{n4} = m_{n1} \cdot g \cdot (l_a/3 + l_b + l_c) = 50 \cdot 9,81 \cdot (0,65/3 + 0,17 + 0,043) = 211 \text{ Nm} \quad (109)$$

Zatěžující moment od hmotnosti uchopovače

$$M_{u4} = m_{u1} \cdot g \cdot (l_b/2 + l_c) = 2,5 \cdot 9,81 \cdot (0,17/2 + 0,043) = 3,14 \text{ Nm} \quad (110)$$

Moment nutný k překonání vnitřního odporu otočné jednotky: $M_{t4} = 2 \text{ Nm}$

Celkový potřebný moment k otočení nástroje

$$M_4 = M_h + M_{n4} + M_{u4} + M_{t4} = 51,9 + 211 + 3,14 + 2 = 268 \text{ Nm} \quad (111)$$

Potřebný výkon motoru

$$\text{Celková účinnost pohonu: } \eta_4 = 0,5 \cdot 0,95 = 0,475 \quad (112)$$

$$P_4 = \frac{M_4 \cdot \omega_4}{\eta_4} = \frac{268 \cdot 1,5}{0,475} = 847 \text{ W} \quad (113)$$

Výpočet otáček nástroje

$$n_{4p} = \frac{\varphi_4}{t_4} = \frac{3,14}{2,843} = 1,1 \text{ rad/s} = 0,176 \text{ ot/s} \quad (114)$$

Převodový poměr otočné jednotky: $i_{t4} = 46$

Převodový poměr použité převodovky: $i_{t4p} = 6,91$

Otáčky motoru:

$$n_4 = n_{4p} \cdot i_{t4} \cdot i_{t4p} = 0,176 \cdot 46 \cdot 6,91 = 55,9 \text{ ot/s} = 3356 \text{ ot/min.} \quad (115)$$

Potřebný točivý moment motoru

$$M_{4m} = \frac{P_4}{2 \cdot \pi \cdot n_4} = \frac{847}{2 \cdot 3,14 \cdot 55,9} = 2,41 \text{ Nm} \quad (116)$$

4.4.2 Návrh pohonu otáčení nástroje kolem osy x

Pro otáčení nástroje kolem osy x byl zvolen servomotor SEW-EURODRIVE, typ CMP50M s převodovkou, typ KA19B.

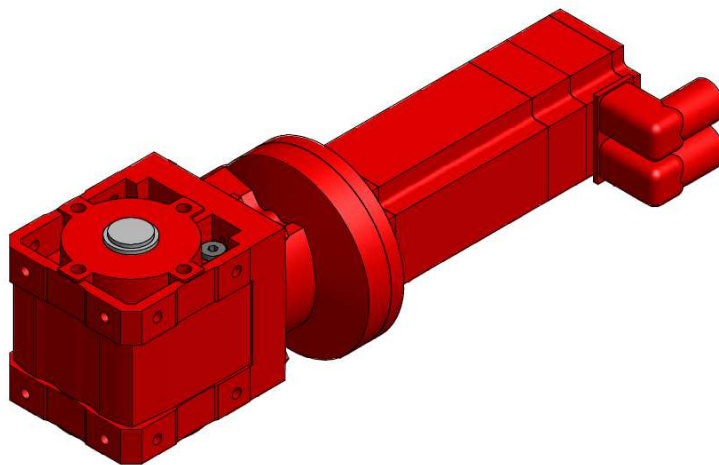
Základní parametry servomotoru s převodovkou:

Nominální otáčky motoru: $n'_4 = 4500$ ot./min.

Záběrný moment motoru: $M'_{4m} = 2,4$ Nm

Převodový poměr převodovky: $i'_4 = 6,91$

Výkon motoru: $P'_4 = 1,2$ kW



Obr.26. Motor pro otáčení nástroje v ose x

4.5 Rotace kolem osy z

4.5.1 Rozbor pohybu

Rotační pohyb nástroje kolem osy z se skládá z rozběhu (pohyb rovnoměrně zrychlený), běhu (rovnoměrný pohyb) a doběhu (rovnoměrně zpomalený pohyb).

Návrh rychlosti

Zvolená úhlová rychlost nástroje: $\omega_5 = 4$ rad·s⁻¹

Zvolené úhlové zrychlení nástroje: $\varepsilon_5 = 6$ rad·s⁻¹

Rozsah otočení nástroje: $\varphi_5 = 180^\circ = 3,14$ rad

Výpočet časů otočení nástroje

$$t_{5a} = \frac{\omega_5}{\varepsilon_5} = \frac{4}{6} = 0,67s$$

(117)

$$t_{5b} = \frac{\varphi_{5b}}{\omega_5} = \frac{0,49}{4} = 0,123s \quad (118)$$

$$t_{5c} = t_{5a} = 0,67s \quad (119)$$

Celkový čas otočení nástroje

$$t_5 = t_{5a} + t_{5b} + t_{5c} = 0,67 + 0,123 + 0,67 = 1,46s \quad (120)$$

Výpočet rozsahu částí pohybu

$$\varphi_{5a} = \frac{\omega_5}{2} \cdot t_{5a} = \frac{4}{2} \cdot 0,67 = 1,33rad \quad (121)$$

$$\varphi_{5c} = \varphi_{5a} = 1,33rad \quad (122)$$

$$\varphi_{5b} = \varphi_5 - \varphi_{5a} - \varphi_{5c} = 3,16 - 1,33 - 1,33 = 0,49rad \quad (123)$$

Návrh pohonu

Hmotnost nástroje: $m_{n1} = 50$ kg

Délka nástroje: $l_a = 650$ mm

Průměr nástroje: $d_n = 350$ mm

Hmotnost uchopovače: $m_{u1} = 2,5$ kg

Délka uchopovače: $l_b = 170$ mm

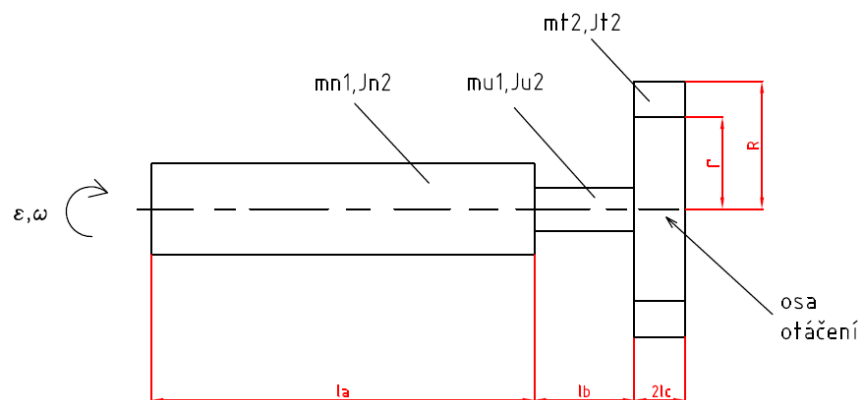
Průměr uchopovače: $d_u = 100$ mm

Hmotnost rotujících částí otočné jednotky: $m_{t2} = 25$ kg

Šířka rotujících částí otočné jednotky: $l_c = 43$ mm

Vnitřní poloměr rotujících částí otočné jednotky: $r = 158$ mm

Vnější poloměr rotujících částí otočné jednotky: $R = 245$ mm



Obr.27. Schéma rotace nástroje kolem vlastní osy

Moment setrvačnosti nástroje vzhledem k ose otáčení

$$J_{n2} = \frac{1}{8} \cdot m_{n1} \cdot d_n^2 = \frac{1}{8} \cdot 50 \cdot 0,35^2 = 0,765 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (124)$$

Moment setrvačnosti uchopovače vzhledem k ose otáčení

$$J_{u2} = \frac{1}{8} \cdot m_{u1} \cdot d_u^2 = \frac{1}{8} \cdot 2,5 \cdot 0,1^2 = 0,003 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (125)$$

Moment setrvačnosti otočné jednotky vzhledem k ose otáčení

$$J_{t2} = \frac{1}{8} \cdot m_{t2} \cdot ((2R)^2 + (2r)^2) = \frac{1}{8} \cdot 25 \cdot \left(\left(2 \cdot \frac{0,245}{2} \right)^2 + \left(2 \cdot \frac{0,158,2}{2} \right)^2 \right) = 0,266 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (126)$$

Celkový moment setrvačnosti

$$J_2 = J_{n2} + J_{u2} + J_{t2} = 0,765 + 0,003 + 0,266 = 1,034 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (127)$$

Moment od zrychlení nástroje

$$M_{h2} = J_2 \cdot \varepsilon_5 = 1,034 \cdot 6 = 6,21 \text{ Nm} \quad (128)$$

Moment nutný k překonání vnitřního odporu otočné jednotky: $M_{t5} = 1 \text{ Nm}$

Celkový potřebný moment k otočení nástroje

$$M_5 = M_{h2} + M_{t5} = 6,12 + 1 = 7,12 \text{ Nm} \quad (129)$$

Potřebný výkon motoru

Celková účinnost pohonu: $\eta_1 = 0,95$

$$P_5 = \frac{M_5 \cdot \omega_5}{\eta_1} = \frac{7,12 \cdot 4}{0,95} = 30 \text{ W} \quad (130)$$

Výpočet otáček nástroje

$$n_{5p} = \frac{0,5}{t_5} = \frac{0,5}{1,46} = 0,342 \text{ ot/s} \quad (131)$$

Převodový poměr otočné jednotky: $i_{t5} = 6,6$

Převodový poměr použité převodovky: $i_{t5p} = 11,84$

Otáčky motoru:

$$n_5 = n_{5p} \cdot i_{t5} \cdot i_{t5p} = 0,342 \cdot 6,6 \cdot 11,84 = 26,72 \text{ ot/s} = 1604 \text{ ot/min.} \quad (132)$$

Potřebný točivý moment motoru

$$M_{5m} = \frac{P_5}{2 \cdot \pi \cdot n_5} = \frac{30}{2 \cdot 3,14 \cdot 26,72} = 0,18 \text{ Nm} \quad (133)$$

4.5.2 Návrh pohonu otáčení nástroje kolem osy z

Pro otáčení nástroje kolem osy z byl zvolen servomotor SEW-EURODRIVE, typ CMP50S s převodovkou, typ KA19B.

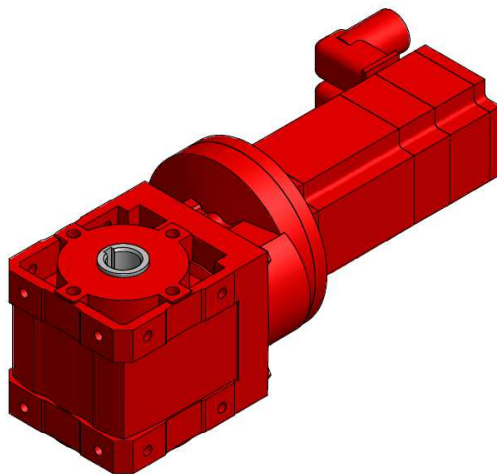
Základní parametry servomotoru s převodovkou:

Nominální otáčky motoru: $n'_5 = 3000$ ot/min.

Záběrný moment motoru: $M'_{5m} = 1,3$ Nm

Převodový poměr převodovky: $i'_5 = 11,84$

Výkon motoru: $p'_5 = 0,4$ kW



Obr.28. Motor pro otáčení nástroje kolem osy z

5 Pevnostní analýza

Pevnostní analýzu je provedena u součástí, u nichž se předpokládá největší namáhání. Jedná se o svařenec uchycení točny a svařenec uchycení uchopovače.

Třetí část zakladače, u které je provedena pevnostní analýza, je rám. U rámu jsou zajímavé především hodnoty deformace.

Pevnostní analýza je provedena v programu Ansys workbench 14.0.

5.1 Pevnostní analýza rámu

5.1.1 Tvorba modelu, sítě a zatížení

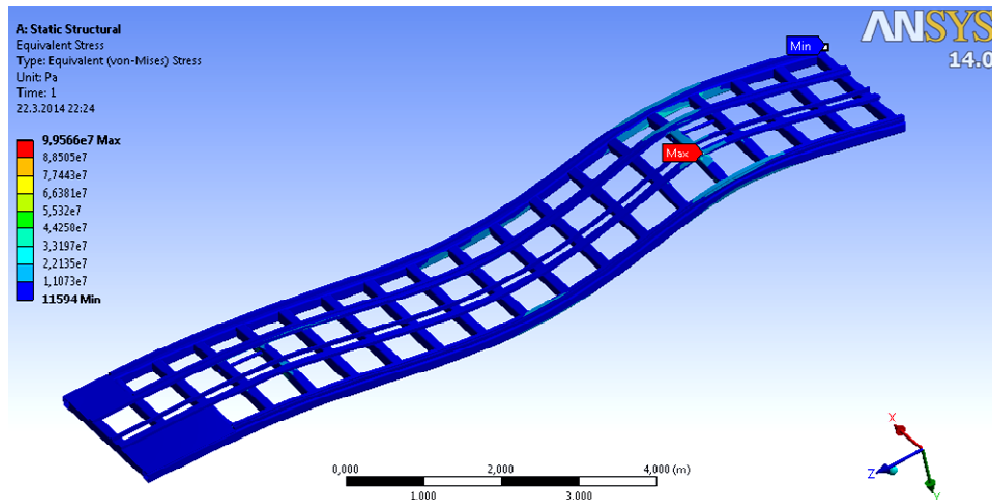
Model pro pevnostní výpočet byl importován ve formátu STEP z programu Inventor 2013. Pro tvorbu sítě byla použita funkce volného automatického síťování. Při výpočtu byl rám zatížen vlastní hmotností a zatížením odpovídajícím hmotnosti regálů, sloupu a ostatních částí. Celková hmotnost zařízení je 9200kg. Hmotnost rámu je 4200kg. Uvažovaná velikost zatížení je tedy 5000kg. Kvůli snížení náročnosti výpočtu byly zavedeny některé zjednodušující předpoklady.

Zjednodušující předpoklady

- **Zjednodušení modelu**
 - odstranění děr se závitem pro uchycení patek, kolejnic lineárního vedení a ozubeného hřebenu
 - nahrazení lineárního vedení a ozubeného hřebenu ekvivalentní obdelníkovou tyčí
 - odstranění všech šroubů
- **tvorba sítě**
 - použití volného automatického síťování
 - použití automatické velikosti prvků
- **okrajové podmínky a zatížení**
 - použití rovnoměrného zatížení na hranolu pod regály (ve skutečnosti zatížení není rovnoměrné z důvodu různé velikosti a tedy i hmotnosti regálů a jejich nerovnoměrným rozmístěním na rámu).

5.1.2 Rozbor výsledků

napětí v rámu



Obr.29. Redukované napětí v rámu dle podmínky HMH
 Max. napětí: 100 MPa, Zvětšeno 270x

Z obrázku č.29 je patrné, že největší napětí vzniká v místě uchycení rámu při manipulaci. Konkrétně ve styku jevku a kruhové tyče.

Použitá konstrukční ocel: 11 373 ($R_m = 340$ MPa, $R_e = 225$ MPa)

Vypočtené maximální napětí: $\sigma_{r1} = 100$ MPa

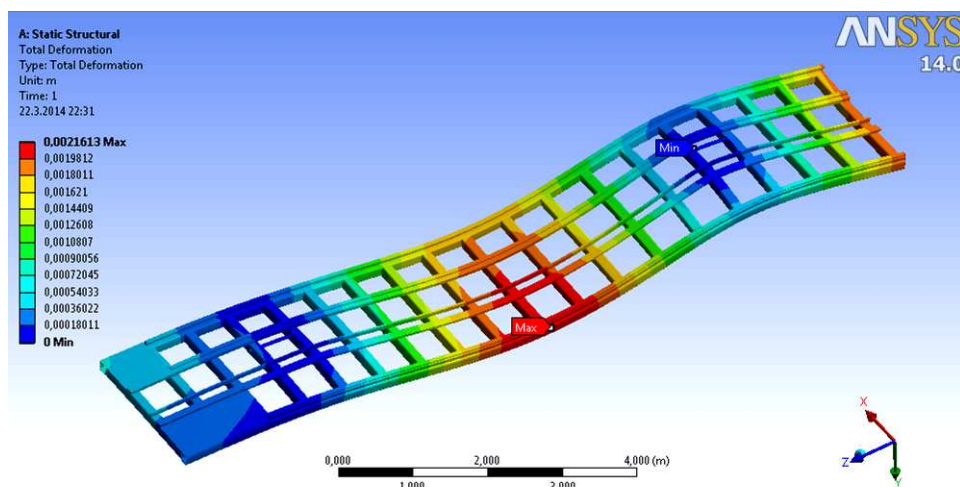
Bezpečnost rámu

$$\sigma_{dovr} = 0,7 \cdot R_e = 0,7 \cdot 225 = 157,5 \text{ MPa} \quad (134)$$

$$k_k = \frac{\sigma_{dovr}}{\sigma_{r1}} = \frac{157,5}{100} = 1,58 \quad (135)$$

Deformace rámu

Podle obr.: 30 je maximální průhyb rámu 2,2 mm.



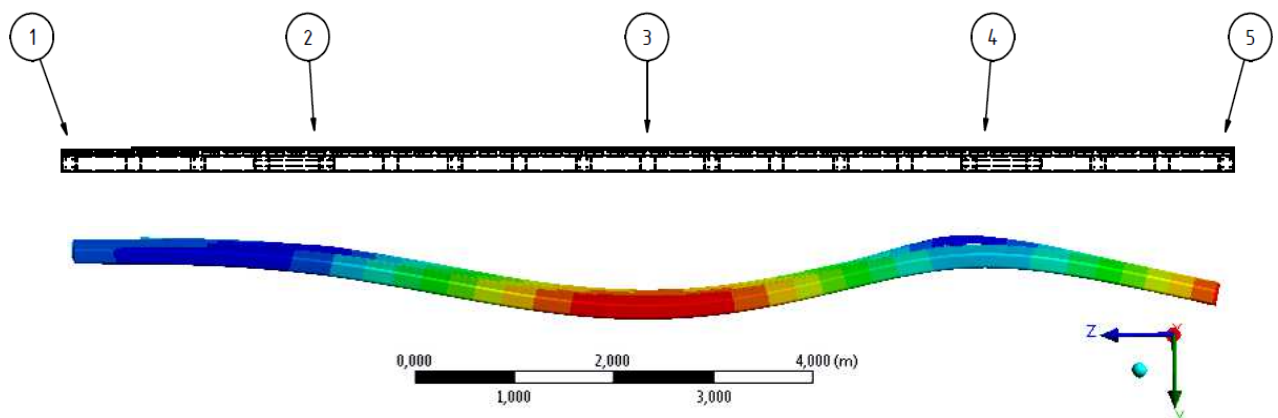
Obr.30. Deformace rámu od kombinovaného namáhání
 Zvětšeno 270x

5.1.3 Optimalizace rozložení regálů a umístění zakládacího sloupu při převozu zařízení

Při optimalizaci budeme uvažovat pouze deformaci rámu po jeho délce, tzn. průhyb v ose Y. Z obrázku 31 je zřetelné, že k největšímu prohnutí dochází uprostřed rámu, poz. (3). Druhé místo největšího průhybu je okraji rámu, poz.(5). Naopak na opačném konci, kde je umístěn otočný regál a elektrorozvaděč je prohnutí mnohem menší. V místě uchycení,poz. (2) a (3), je prohnutí nulové.

To znamená, že elektrorozvaděč a otočný regál představují menší zatížení, než ostatní regály. Z tohoto důvodu bude potřeba přesunout regály, které mají mezi sebou menší rozestupy (regály pro nástroje o průměru 100 a 125mm) co nejbližší k pozici (1). Ostatní regály, které mezi sebou mají větší rozestupy zůstanou na druhém konci, poz. (5). Tímto dojde k rovnoměrnějšímu rozdělení zatížení na rámu a menšímu průhybu.

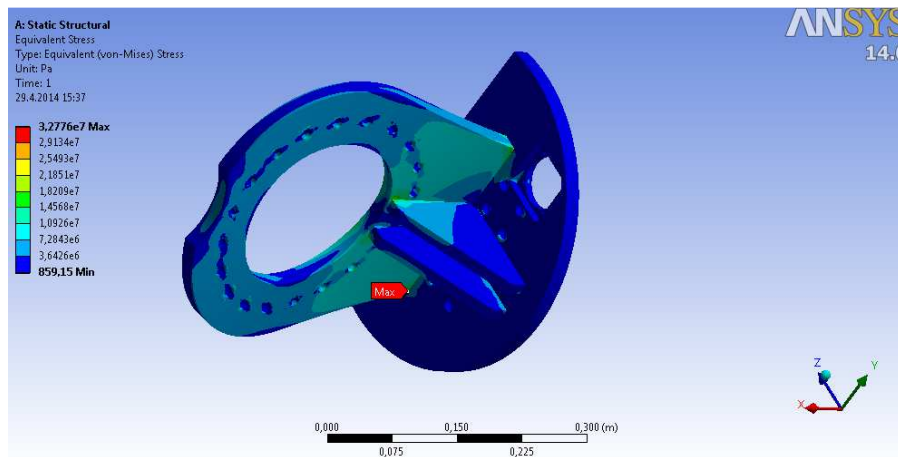
Zakládací sloup má hmotnost 730 kg, proto je také nutné brát v úvahu jeho umístění při převozu. Sloup nemůže být při převozu umístěn uprostřed rámu, protože je zde největší průhyb. Jako mnohem vhodnější varianta se jeví jeho umístění poblíž některého úchyty pro převoz, poz. (2) a (4), kde se rám prohne minimálně.



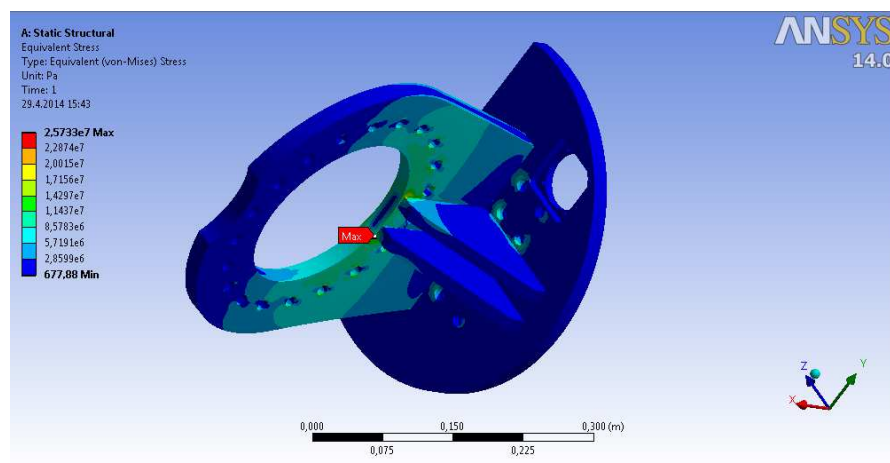
Obr.31. Deformace rámu v ose y
Zvětšeno 270x

5.2 Pevnostní analýza příruby otočné jednotky

Pevnostní analýza je provedena pro dva mezní zatěžovací stavy. V prvním případě (obr. 32) je osa nástroje vodorovně. Na přírubu působí zatížení od otočné jednotky a nástroje a ohybový moment vzniklý tíhou a zrychlením nástroje. Ve druhém případě (obr. 33) směřuje osa nástroje kolmo k zemi, takže nevytváří ohybový moment. Zatížení je tedy tvořené pouze tíhou otočné jednotky a nástroje.



Obr.32. Redukované napětí v přírubě otočné jednotky - 1.zatěžovací stav
Max. napětí 32,8 MPa, zvětšeno 270x



Obr.33. Redukované napětí v přírubě otočné jednotky - 2.zatěžovací stav
Max. napětí 25,7 MPa, zvětšeno 270x

Použitá nerezová ocel se zaručenou svařitelností: 1.4301 ($R_m = 550$ MPa, $R_e = 220$ MPa)

Vypočtené maximální napětí: $\sigma_{r2} = 32,8$ MPa

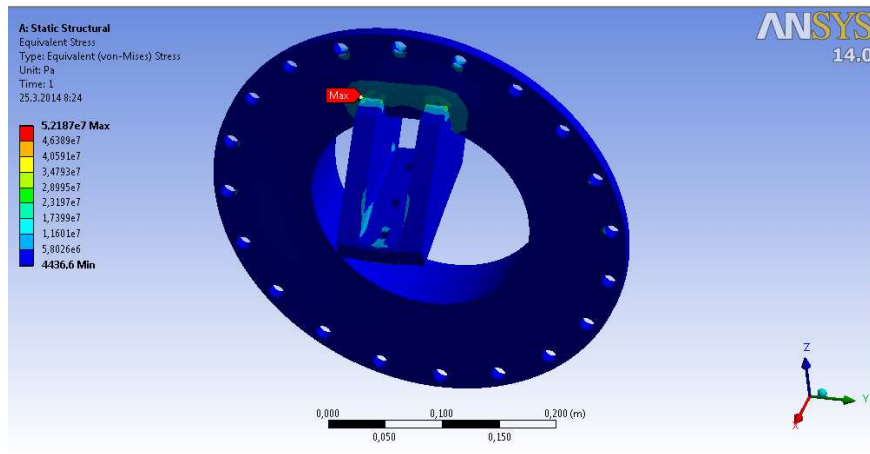
Bezpečnost rámu

$$\sigma_{dovr} = 0,7 \cdot R_e = 0,7 \cdot 220 = 154 \text{ MPa} \quad (136)$$

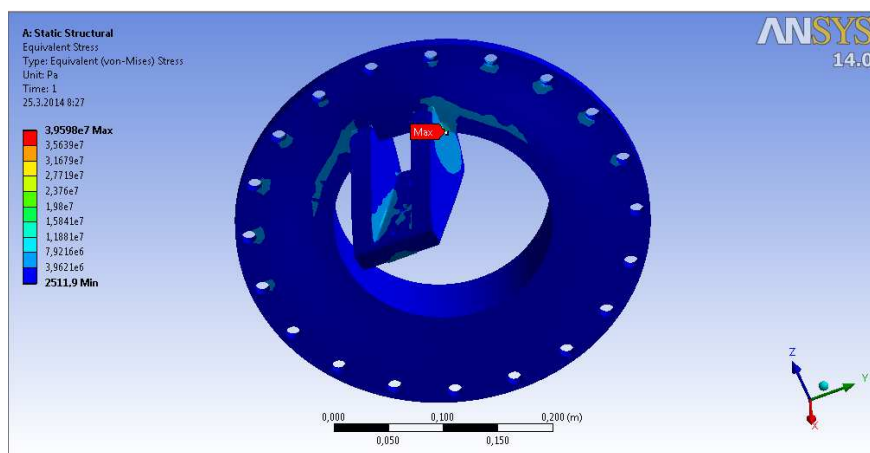
$$k_k = \frac{\sigma_{dovr}}{\sigma_{r2}} = \frac{154}{32,8} = 4,7 \quad (137)$$

5.3 Pevnostní analýza příruby uchopovače nástroje

Pevnostní analýza je provedena pro dva mezní zatěžovací stavy. V obou případech je příruba zatížena tíhou nástroje a ohybovým momentem, který nástroj vytváří. V prvním případě (obr. 34) je plocha pro uchycení nástroje rovnoběžně se zemí. V druhém případě (obr. 35) je příruba otočena kolem své osy o 90°.



Obr.34. Napětí v přírubě uchopovače nástroje - 1.zatěžovací stav
Max. napětí 52,2 MPa, zvětšeno 270x



Obr.35. Napětí v přírubě uchopovače nástroje - 2.zatěžovací stav
Max. napětí 39,6 MPa, zvětšeno 270x

Použitá nerezová ocel se zaručenou svařitelností: 1.4301 ($R_m = 550 \text{ MPa}$, $R_e = 220 \text{ MPa}$)
Vypočtené maximální napětí: $\sigma_{r3} = 52,2 \text{ MPa}$

Bezpečnost rámu

$$\sigma_{\text{dovr}} = 0,7 \cdot R_e = 0,7 \cdot 220 = 154 \text{ MPa} \quad (138)$$

$$k_k = \frac{\sigma_{\text{dovr}}}{\sigma_{r3}} = \frac{154}{52,2} = 2,9 \quad (139)$$

6 Udržba a bezpečnost zařízení

Mazání

Pro snížení třecích ztrát a tím i zvýšení životnosti je nutné všechny pohyblivé součásti důkladně mazat. Každý výrobce pohyblivých komponent přikládá ke svým výrobkům doporučená maziva, které odpovídají podmínkám použití.

Vedení od firmy Hiwin

Podle katalogu [8] volím pro mazání obou požitých lineárních vedení mazací tuk: Hiwin G05

Ložiska od firmy Korbel

Kuličková ložiska se dodávají spolu s vhodným mazivem na celou dobu životnosti, proto není nutné tyto ložiska dále mazat.

Bezpečnost strojního zařízení a analýza rizik

Analýza rizik se provádí pro každý stroj zaváděný do výroby. Zpravidla ji provádí specialista odpovědný za bezpečnost provozu. Jedná se obvykle o jinou osobu než konstruktér daného zařízení. Důvodem je zkušenost pracovníka a hlavně jeho nezaslepenost v projektu.

Mezní hodnoty zařízení

- automatický sklad nástrojů bude umístěn v blízkosti obráběcího centra
- manipulátor má 5 stupňů volnosti + zařízení pro uchopení nástroje
- manipulátor přemísťuje obráběcí nástroje mezi otočným regálem, zakládacími regály a výměnnými regály automaticky, bez přítomnosti lidského faktoru.
- zařízení je umístěno v normálním prostředí (výrobní hala bez nebezpečí výbuchu a jiných škodlivých faktorů)

Identifikace nebezpečí

- V okolí obráběcího centra je volný pohyb pracovníků. Celý automatický sklad včetně manipulátoru a regálů musí být zakrytován deskami bez otvorů. Přístup pro údržbu a obsluhu zakládání nástrojů je během provozu manipulátoru uzamčen elektronickým zámekem.
- Manuální zakládání obráběcích nástrojů do zásobníku. Pro zakládání nástrojů obsluhou je navrženo speciální místo, ze kterého si pak manipulátor nástroj vezme a umístí ho do regálu. Při zakládání nebo vyjímání nástrojů z otočného regálu musí být manipulátor v klidovém režimu. Poté co obsluha ukončí zakládání, uzavře dveře a udělí pokyn přes ovládací konzolu, manipulátor provede odebrání nástroje a jeho založení do regálu.

- Režim seřizování manipulátoru. Při seřizování manipulátoru budou všechny bezpečnostní prvky vypnuty a technik může vstoupit do prostoru manipulátoru. V tomto režimu bude rychlost polohování snížena na max. 2m/min.. Zároveň nepůjde spustit plně automatický režim, ale pro každý následující krok bude potřeba potvrzení. Technik údržby musí být seznámen s veškerou dokumentací manipulátoru.
- Synchronizace manipulátoru s šestiosým robotem. Musí být zajištěno aby nedošlo k jejich kolizi. Z tohoto důvodu se může manipulátor pohybovat pouze když se šestiosý robot pohybuje v dovoleném prostoru a naopak. Při seřizování manipulátoru bude šestiosý robot v klidovém režimu na určené pozici.
- Obsluha stroje. Pracovník obsluhující stroj musí být seznámen s bezpečnostními pokyny a musí být seznámen s manuálem provozu stroje.

7 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout zakladač pro obráběcí nástroje, dle zadaných parametrů. Po porovnání možných variant řešení jsem vybral koncepci, která nejlépe vyhovuje zadání. Regálový zakladač i s regály může být převážen v námořním kontejneru a po transportu, bez větších úprav připraven k použití. Kapacita zařízení je dostatečná a rozestavení regálů pro různé průměry nástrojů je plně variabilní.

Práce obsahuje výpočet a návrh všech potřebných pohonů. Kontrolní výpočty namáhaných součástí a výpočet životnosti pro ložiska a lineární vedení. Součástí práce je rovněž pevnostní kontrola rámu a vybraných komponent pomocí MKP.

8 Seznam použitých zdrojů

- [1]Nástrojové kužely [online], 2014 [citováno 2014-4-20], Dostupné z:
<http://www.tumlikovo.cz/nastrojove-kuzely/>
- [2] Machinery market [online], 2014 [citováno 2014-4-20], Dostupné z:
<http://www.machinery-market.co.uk/news/1371/Off-to-a-flying-start>
- [3]Fastems [online], 2014 [citováno 2014-4-20], Dostupné z:
http://www.fastems.com/en/products/tool_management/central_tool_store/
- [4]Hapag-lloyd [online], 2014 [citováno 2014-4-20], Dostupné z:
http://www.hapag-lloyd.com/en/fleet/container_40_hardtop.html
- [5]Feron [online], 2014 [citováno 2014-4-20], Dostupné z:
<http://www.ferona.cz/cze/katalog/strom.php>
- [6]Alvisonandson.com [online], 2014 [citováno 2014-4-20], Dostupné z:
<http://www.alwilsonandsons.com.au/klk-500l-ball-race-500mm-overall-diameter/>
- [7]IMO [online], 2014 [citováno 2014-4-20], Dostupné z:
http://www.imo.de/uploads/tx_ffimodlCenter/ST211-GB_01.pdf
- [8]Hiwin [online], 2014 [citováno 2014-4-20], Dostupné z:
http://www.hiwin.cz/media/files/01_Linearni_vedeni.pdf
- [9] SHIGLEY, Joseph E., MISCHKE, Charles R., BUDYNAS, Richard G., z anglického originálu *Mechanical Engineering Design*, Seventh Edition, 2004, The McGraw-Hill. ISBN 978-80-214-2629-0
- [10]Uzimex [online], 2014 [citováno 2014-4-20], Dostupné z:
<http://www.uzimex.cz/Ke-stazeni/Katalogy.html>
- [11] Elatech [online], 2014 [citováno 2014-4-20], Dostupné z:
<http://www.elatech.com/en-US/polyurethane-belts-download-catalogs.html>
- [12]Haberkorn [online], 2014 [citováno 2014-4-20], Dostupné z:
<http://www.haberkorn.cz/dyndoc/view/se-pohony-katalog.pdf/>

9 Seznam použitých zkratek a symbolů

a_1	zrychlení zakladače	$[\text{m.s}^{-2}]$
a_2	zrychlení vertikálního vozíku	$[\text{m.s}^{-2}]$
a_3	zrychlení výsuvu	$[\text{m.s}^{-2}]$
b_{1p}	šířka pera převodovky horizontálního pojezdu	$[\text{mm}]$
b_{1r}	šířka pera pastorku horizontálního pojezdu	$[\text{mm}]$
b_{2p}	šířka pera převodovky vertikálního pojezdu	$[\text{mm}]$
b_{2r}	šířka pera pastorku vertikálního pojezdu	$[\text{mm}]$
C_0	Statická únosnost horního ložiska	$[\text{N}]$
C_{02}	Statická únosnost dolního ložiska	$[\text{N}]$
C_{dyn}	Dynamická únosnost horního ložiska	$[\text{N}]$
$C_{\text{dyn}2}$	Dynamická únosnost dolního ložiska	$[\text{N}]$
d	Průměr díry řemenice	$[\text{mm}]$
d_{dp}	průměr hřídele	$[\text{mm}]$
$d_{\text{dp}1}$	průměr hřídele horizontálního pojezdu	$[\text{mm}]$
d_n	průměr nástroje	$[\text{mm}]$
d_{n1p}	průměr konce hřídele horizontálního pojezdu	$[\text{mm}]$
d_{n1r}	průměr začátku hřídele horizontálního pojezdu	$[\text{mm}]$
d_{n2p}	průměr konce hřídele vertikálního pojezdu	$[\text{mm}]$
d_{n2r}	průměr začátku hřídele vertikálního pojezdu	$[\text{mm}]$
D_p	průměr roztečné kružnice pastorku horizontálního pojezdu	$[\text{mm}]$
D_{p3}	průměr roztečné kružnice pastorku výsuvu vozíku	$[\text{mm}]$
D_r	průměr roztečné kružnice řemenice	$[\text{mm}]$
ε_4	úhlové zrychlení nástroje kolem osy x	$[\text{rad.s}^{-2}]$
ε_5	úhlové zrychlení nástroje kolem osy z	$[\text{rad.s}^{-2}]$
ε_p	součinitel povrchu součásti	$[-]$
F_1	síla působící proti pohybu zakladače	$[\text{N}]$
F_{1d}	setrvačná síla zrychlení zakladače	$[\text{N}]$
F_{1s}	síla odporu lineárního vedení pro horizontální pojezd zakladače	$[\text{N}]$
F_2	síla působící proti pohybu v ose y	$[\text{N}]$
F_{2d}	setrvačná síla zrychlení v ose y	$[\text{N}]$
$F_{2př}$	předpětí řemenu	$[\text{N}]$
F_{2s}	síla odporu lineárního vedení v ose y	$[\text{N}]$
F_3	síla působící proti pohybu pojezdu v ose z	$[\text{N}]$
F_{3d}	setrvačná síla zrychlení v ose z	$[\text{N}]$
F_{3s}	síla odporu lineárního vedení v ose z	$[\text{N}]$
F_{3u}	síla potřebná k zasunutí a vytažení kožeše z uchopovače	$[\text{N}]$
F_{A2}	reakce v podpoře A	$[\text{N}]$
F_{B2}	reakce v podpoře B	$[\text{N}]$
f_h	Koeficient tvrdosti ložiska	$[-]$
f_{h2}	Koeficient tvrdosti lineárního vedení	$[-]$
F_{pr}	provozní síla řemenu	$[\text{N}]$

F_{pr}	radiální zatěžující síla hřídele řemenice	[N]
f_t	koeficient teploty ložiska	[-]
f_{t2}	koeficient teploty lineárního vedení	[-]
F_{TS1r}	tečná síla pro pero pastorku	[N]
F_{TS2r}	tečná síla pro pero převodovky	[N]
F_{Tzul}	dovolená provozní síla řemenu	[N]
f_w	koeficient zatížení ložiska	[-]
f_{w2}	koeficient zatížení lineárního vedení	[-]
F_z	zatěžující síla od hmotnosti zakladače	[N]
g	gravitační zrychlení	[N]
h_{1p}	výška pera převodovky horizontálního pojezdu	[mm]
h_{1r}	výška pera pastorku horizontálního pojezdu	[mm]
h_{2p}	výška pera převodovky vertikálního pojezdu	[mm]
h_{2r}	výška pera řemenice vertikálního pojezdu	[mm]
η_4	účinnost pohonu menší točny	[-]
m_{2v}	hmotnost vozíku vertikálního pojezdu	[kg]
m_{3v}	hmotnost výsuvu vozíku v ose z	[kg]
i_1	převodový poměr převodovky horizontálního pojezdu	[-]
i_2	převodový poměr převodovky vertikálního pojezdu	[-]
i_3	převodový poměr převodovky výsuvu vozíku	[-]
i_{t4}	převodový poměr menší otočné jednotky	[-]
i_{t4p}	převodový poměr převodovky pro rotaci v ose x	[-]
i_{t5}	převodový poměr větší otočné jednotky	[-]
i_{t5p}	převodový poměr převodovky převodovky pro rotaci v ose z	[-]
J_{0n1}	moment setrvačnosti nástroje vzhledem k vlastní ose	[-]
J_1	moment setrvačnosti pro rotaci v ose z	[kg.m ²]
J_2	moment setrvačnosti pro rotaci v ose x	[kg.m ²]
J_{n1}	moment setrvačnosti nástroje vzhledem k otáčení kolem osy z	[kg.m ²]
J_{n2}	moment setrvačnosti nástroje vzhledem k otáčení kolem osy x	[kg.m ²]
J_{t1}	moment setrvačnosti otočné jednotky vzhledem k otáčení kolem osy z	[kg.m ²]
J_{t2}	moment setrvačnosti otočné jednotky vzhledem k otáčení kolem osy x	[kg.m ²]
J_{u1}	moment setrvačnosti uchopovače vzhledem k otáčení kolem osy z	[kg.m ²]
J_{u2}	moment setrvačnosti uchopovače vzhledem k otáčení kolem osy x	[kg.m ²]
k_k	bezpečnost	[-]
L_{10}	životnost ložiska v otáčkách	[hod.]
L_{102}	životnost lineárního vedení v metrech	[m]
l_a	délka nástroje	[mm]
l_b	délka uchopovače	[mm]
l_c	délka otočné jednotky k ose otáčení	[mm]
L_h	životnosti ložiska v hodinách	[hod.]
L_{h2}	životnosti lineárního vedení v hodinách	[hod.]
l_{n1p}	délka pera převodovky hřídele horizontálního pojezdu	[mm]
l_{n1r}	délka pera pastorku hřídele horizontálního pojezdu	[mm]

l_{n2p}	délka pera převodovky hřídele vertikálního pojezdu	[mm]
l_{n2r}	délka pera řemenice hřídele vertikálního pojezdu	[mm]
m_1	celková hmotnost zakladače	[kg]
M_1	točivý moment na pastorku horizontálního pojezdu	[Nm]
M_{1m}	točivý moment motoru horizontálního pojezdu	[Nm]
m_{1n}	maximální hmotnost nástroje	[kg]
m_{1s}	hmotnost zakládacího sloupu	[kg]
m_2	hmotnost vertikálního vozíku	[kg]
M_2	točivý moment na řemenici pro vertikální pojezd	[Nm]
M_{2m}	potřebný točivý moment motoru pro vertikální pojezd	[Nm]
m_3	celková hmotnost vozíku pro výsuv s nástrojem	[kg]
M_3	Potřebný točivý moment na pastorku pro výsuv vozíku	[Nm]
M_{3m}	potřebný točivý moment motoru pro výsuv vozíku	[Nm]
M_4	celkový potřebný moment k otočení nástroje kolem osy z	[Nm]
M_{4m}	potřebný točivý moment motoru pro otáčení kolem osy z	[Nm]
M_5	celkový potřebný moment k otočení nástroje kolem osy x	[Nm]
M_{5m}	potřebný točivý moment motoru pro otáčení kolem osy x	[Nm]
M_h	moment od zrychlení nástroje kolem osy z	[Nm]
M_{h2}	moment od zrychlení nástroje kolem osy x	[Nm]
M_{K1}	krouťící moment pastorku horizontálního pojezdu	[Nm]
M_{k2}	krouťící moment řemenice vertikálního pojezdu	[Nm]
M_{n4}	zatěžující moment od hmotnosti nástroje	[Nm]
M_{o2}	ohybový moment pro hřídel vertikálního pojezdu	[Nm]
m_{t1}	hmotnost větší otočné jednotky	[kg]
m_{t2}	hmotnost rotujících částí větší otočné jednotky	[kg]
M_{t4}	moment nutný k překonání vnitřního odporu menší otočné jednotky	[Nm]
M_{t5}	moment nutný k překonání vnitřního odporu větší otočné jednotky	[Nm]
m_{u1}	hmotnost uchopovače	[kg]
M_{u4}	zatěžující moment od hmotnosti uchopovače	[Nm]
n_1	otáčky motoru horizontálního pojezdu	[min ⁻¹]
n_{1p}	otáčky pastorku horizontálního pojezdu	[min ⁻¹]
n_2	otáčky motoru vertikálního pojezdu	[min ⁻¹]
n_{2p}	otáčky řemenice vertikálního pojezdu	[min ⁻¹]
n_3	otáčky motoru výsuvu vozíku	[min ⁻¹]
n_{3p}	otáčky pastorku výsuvu vozíku	[min ⁻¹]
n_4	otáčky motoru rotace kolem osy z	[min ⁻¹]
n_{4p}	otáčky nástroje rotace kolem osy z	[min ⁻¹]
n_5	otáčky motoru rotace kolem osy x	[min ⁻¹]
n_{5p}	otáčky nástroje rotace kolem osy x	[min ⁻¹]
p	exponent pro ložiska s bodovým stykem	[-]
p_0	tlak pro náboj	[MPa]
P_1	potřebný výkon pohonu pro horizontální pojezd	[W]
P_{1d}	dynamická složka výkonu horizontálního pojezdu	[W]
p_{1p}	napětí pro otláčení pera hřídele horizontálního pojezdu	[MPa]

P_{1s}	statická složka výkonu horizontálního pojezdu	[W]
P_2	potřebný výkon vertikálního pojezdu	[W]
P_{2d}	dynamická složka výkonu vertikálního pojezdu	[W]
p_{2p}	napětí pro otláčení pera konce hřídele vertikálního pojezdu	[MPa]
p_{2r}	napětí pro otláčení pera začátku hřídele vertikálního pojezdu	[MPa]
P_{2s}	statická složka výkonu vertikálního pojezdu	[W]
P_3	potřebný výkon výsuvu vozíku	[W]
P_{3d}	dynamická složka výkonu výsuvu vozíku	[W]
P_{3s}	statická složka výkonu výsuvu vozíku	[W]
P_4	potřebný výkon motoru pro otáčení kolem osy z	[W]
P_5	potřebný výkon motoru pro otáčení kolem osy x	[W]
p_d	dovolené napětí pro otláčení pera	[MPa]
p_{r1}	napětí pro otláčení pera	[MPa]
$p_{\dot{r}}$	rozteč ozubeného řemenu	[mm]
r	vnitřní poloměr rotujících částí větší otočné jednotky	[mm]
R	vnější poloměr rotujících částí větší otočné jednotky	[mm]
R_e	mez kluzu	[MPa]
R_m	mez pevnosti	[MPa]
s_1	délka dráhy horizontálního pojezdu	[mm]
s_{1a}	dráha rozjezdu zakladače horizontálního pojezdu	[mm]
s_{1b}	dráha pojezdu ustálenou rychlostí horizontálního pojezdu	[mm]
s_{1c}	čas dojezdu zakladače	[s]
s_{1d}	dráha dojezdu zakladače na přesnou polohu	[mm]
s_2	délka dráhy vertikálního pojezdu	[mm]
s_{2a}	dráha rozjezdu vertikálního vozíku	[mm]
s_{2b}	dráha pojezdu ustálenou rychlostí vertikálního vozíku	[mm]
s_{2c}	čas dojezdu vertikálního vozíku	[s]
s_3	délka dráhy výsuvu vozíku v ose z	[mm]
s_{3a}	dráha rozjezdu vozíku v ose z	[mm]
s_{3b}	dráha pojezdu ustálenou rychlostí vozíku v ose z	[mm]
s_{3c}	čas dojezdu vozíku v ose z	[s]
σ_{Co}	mez únavy vzorku	[MPa]
σ_{Cv}	Mez únavy reálné součásti	[MPa]
σ_{o2}	napětí v ohybu	[MPa]
σ_{red1}	redukované napětí příruby otočné jednotky	[MPa]
σ_{red2}	redukované napětí příruby uchopovače	[MPa]
t_1	celková dráha pojezdu zakladače	[s]
t_1	celkový čas pojezdu zakladače	[s]
t_{1a}	čas rozjezdu zakladače	[s]
t_{1b}	čas pojezdu ustálenou rychlostí zakladače	[s]
t_{1c}	čas dojezdu zakladače	[s]
t_{1d}	čas dojezdu zakladače na přesnou polohu	[s]

t_{1p}	hloubka drážky v náboji převodovky horizontálního pojezdu	[mm]
t_{1r}	hloubka drážky v náboji pastorku	[mm]
t_2	celková dráha pojezdu zakladače	[mm]
t_2	celkový čas pojezdu vertikálního pojezdu	[s]
t_{2a}	čas rozjezdu vertikálního vozíku	[s]
t_{2b}	čas pojezdu vertikálního vozíku ustálenou rychlostí	[s]
t_{2c}	čas dojezdu vertikálního vozíku	[s]
t_{2p}	hloubka drážky v náboji převodovky vertikálního pojezdu	[mm]
t_{2r}	hloubka drážky v náboji řemenice	[mm]
t_3	celková dráha výsuvu v ose z	[mm]
t_{3a}	čas rozjezdu vozíku v ose z	[s]
t_{3b}	čas pojezdu ustálenou rychlostí vozíku v ose z	[s]
t_{3c}	čas dojezdu vozíku v ose z	[s]
t_4	celková dráha otočení nástroje kolem osy x	[mm]
t_{4a}	čas zrychlení otočení nástroje kolem osy x	[s]
t_{4b}	čas otočení nástroje ustálenou rychlostí kolem osy x	[s]
t_{4c}	čas zpomalení otočení nástroje kolem osy x	[s]
t_5	celková dráha otočení nástroje kolem osy z	[mm]
t_{5a}	čas zrychlení otočení nástroje kolem osy z	[s]
t_{5b}	čas otočení nástroje ustálenou rychlostí kolem osy z	[s]
t_{5c}	čas zpomalení otočení nástroje kolem osy z	[s]
τ_{k1}	napětí v krutu hřídele horizontálního pojezdu	[MPa]
τ_{k2}	napětí v krutu hřídele vertikálního pojezdu	[MPa]
η_1	účinnost pohonu	[-]
v_1	rychlost zakladače	[m.s ⁻¹]
v_{1d}	rychlost dojezdu zakladače na přesnou polohu	[m.s ⁻¹]
v_2	rychlost vertikálního pojezdu	[m.s ⁻¹]
v_3	rychlost výsuvu	[m.s ⁻¹]
v_f	výška ozubeného řemenu	[mm]
ω_4	úhlová rychlost nástroje v ose x	[rad.s ⁻¹]
ω_5	úhlová rychlost nástroje v ose z	[rad.s ⁻¹]
W_{k1}	průřezový modul v krutu hřídele horizontálního pojezdu	[mm ³]
W_{k2}	průřezový modul v krutu hřídele vertikálního pojezdu	[mm ³]
W_{o2}	průřezový modul v ohybu hřídele vertikálního pojezdu	[mm ³]
σ_{dovr}	dovolené maximální napětí použitého materiálu	[MPa]
σ_{r1}	maximální napětí rámu	[MPa]
σ_{r2}	maximální napětí příruby otočné jednotky	[MPa]
σ_{r3}	maximální napětí příruby uchopovače	[MPa]
φ_{4a}	dráha zrychleného pohybu otáčení nástroje kolem osy x	[rad]
φ_{4b}	dráha otáčení nástroje ustálenou rychlostí kolem osy x	[rad]
φ_{4c}	čas zpomaleného pohybu otáčení nástroje kolem osy x	[s]

φ_{5a}	dráha zrychleného pohybu otáčení nástroje kolem osy z	[rad]
φ_{5b}	dráha otáčení nástroje ustálenou rychlostí kolem osy z	[rad]
φ_{5c}	čas zpomaleného pohybu otáčení nástroje kolem osy z	[s]
φ_4	rozsah otočení nástroje kolem osy x	[rad]
φ_5	rozsah otočení nástroje kolem osy z	[rad]

10 Seznam obrázků

- Obr.1. Normalizovaný kužel
- Obr. 2. Stojany pro nástroje
- Obr.3. Automatický centrální sklad
- Obr. 4. Přepavní kontejner
- Obr. 5. Celková sestava zařízení
- Obr.6. Rám
- Obr.7. Průřery profilů
- Obr. 8. Regál pro nástroje do průměru 125 mm
- Obr.9. Otočný regál
- Obr.10. Velkopřůměrové ložisko
- Obr. 11. Sloupek aretace
- Obr.12. Regál pro výměnu nástrojů
- Obr. 13. 5-ti osý zakládací sloup
- Obr. 14. Otočná jednotka typWD-L 0156
- Obr.15. Uchopovací zařízení
- Obr. 16. Vertikální vozík - varianta A
- Obr. 17. Vertikální vozík - varianta B
- Obr. 18. Motor horizontálního pojezdu
- Obr.19. motor vertikálního pojezdu
- Obr. 20. průběh napětí na hřídeli
- Obr.21. Graf pro určení typu řemenu
- Obr.22. Řemen HDT 8M
- Obr.23. Řemenice 56 - 8M - 50, provedení 7F
- Obr.24. motor výsuvu vozíku
- Obr.25. Schéma rotace nástroje v ose x
- Obr.26. Motor pro otáčení nástroje v ose x
- Obr.27. Schéma rotace nástroje kolem vlastní osy
- Obr.28. Motor pro otáčení nástroje kolem osy z
- Obr.29. Napětí v rámu
- Obr.30. Prohnutí rámu
- Obr.31. Prohnutí rámu v ose y
- Obr.32. Napětí v přírubě otočné jednotky - 1.zatěžovací stav
- Obr.33. Napětí v přírubě otočné jednotky - 2.zatěžovací stav

Obr.34. Napětí v přírubě uchopovače nástroje - 1.zatěžovací stav

Obr.35. Napětí v přírubě uchopovače nástroje - 2.zatěžovací stav

11 Seznam tabulek

Tab. 1. Vnitřní rozměry kontejneru

Tab.2 Nosnost kontejneru

Tab. 3. Srovnání rozměrových tolerancí různých profilů

Tab. 4. Kapacita regálového zakladače

Tab.5. Technické specifikace otočné jednotky typu WD-L 0156

Tab. 6. Klady a zápory obou konstrukcí vozíku

Tab.7. Závislost koeficientu f_{h2} na tvrdosti

Tab.8. Závislost koeficientu f_{t2} na teplotě

Tab.9. Závislost koeficientu f_{w2} na zatížení

12 Seznam příloh

Výkres celkové sestavy HM-001

Výkres sestavy sloupu HM-002

Výkres příruby velké točny 2 HM-114

Výkres příruby malé točny HM-115