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

ABSTRAKT

Předmětem, této diplomové práce je vytvoření dvou variant paletizačního manipulátoru. Jedno řešení je sloupový manipulátor; druhé je portálový manipulátor. Cílem diplomové práce je obě řešení porovnat z hlediska vhodnosti, ceny, náročnosti výroby. Ke zvolenému řešení vypracovat výrobní dokumentaci.

ABSTRACT

The matter of this master's thesis is the construction of two variations of manipulator for palletization. The first solution is the derrick manipulator; the second one is the gantry manipulator. The aim of this master's thesis is the comparison of both solutions from the point of view of the applicability, the cost and the demandingness of production. The production documentation will be elaborated for the selected solution.

KLÍČOVÁ SLOVA

Manipulátor, paletizace, sloup, portál, břemeno, rameno, válečkový řetěz, řetězové kolo, lineární vedení

KEY WORDS

Manipulator, palletization, derrick, gantry, load, gib, roller chain, chain wheel, linear line

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

Bibliografická citace:

FLORIÁN, M. *Návrh paletizačního manipulátoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 60 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Tomáš Kubela.

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

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně, za použití uvedené literatury, pod odborným vedením Ing. Tomáše Kubely.

V Brně dne:

Bc. Michal Florián

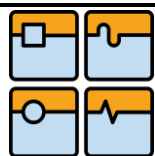
Poděkování

Především bych chtěl poděkovat svému zaměstnavateli, který mi umožnil dostudovat. Také bych chtěl vyjádřit poděkování vedoucímu své práce Ing. Tomáši Kubelovi za cenné rady a vedení při vypracování této diplomové práce. V neposlední řadě patří poděkování za podporu mé rodině.

Obsah

1. Obecný popis práce	9
1.1. Současný stav	9
1.2. Využití	10
2. Příklad klasického expedičního pracoviště a jeho zautomatizování	10
2.1. Platné hygienické limity	10
2.2. Výpočet doby návratnosti	12
3. Navrhované koncepce řešení	13
3.1. Charakteristika paletizace	13
3.2. Parametry paletizovaného zboží	13
3.3. Charakteristika paletizačního manipulátoru	13
3.4. Odměřování	14
3.5. Uvažované druhy manipulátoru dle kinematických dvojic	14
3.5.1. Stojanový: RTT a TRT	14
3.5.2. Portálový: TTT	16
4. Řešení sloupového manipulátoru RTT	17
4.1. Souosá varianta RTT	17
4.2. Nesouosá varianta RTT	18
4.3. Rozměry	19
4.4. Výběr mechanických dílů pomocí Multikriteriální analýzy	20
4.4.1. Popis metody MCA	20
4.4.2. Způsob přenosu mechanické energie u prvního pohonu s převodovkou	20
4.4.3. Pohon všech kinematických dvojic	21
4.4.4. Způsob přenosu mechanické energie u druhého pohonu (příčný pojezd)	21
4.4.5. Způsob přenosu mechanické energie u třetího pohonu (zdvih)	22
4.4.8. Způsob přenosu mechanické energie u čtvrtého pohonu (polohování břemene)	22
4.5. Hodnoty pro výpočty	22
4.5.1. Délky pojezdů	23
4.5.2. Hmotnosti	23
5. Výpočty sloupového manipulátoru RRT	24
5.1. Výpočty souosého sloupového manipulátoru	24
5.1.1 Výpočet ložisek	24
5.1.2. Výpočet pevnosti nosných prvků	26
5.2. Výpočty nesouosého sloupového manipulátoru	28
5.2.1. Výpočet ložisek nesouosého manipulátoru	28
5.2.2. Výpočet pevnosti nosných prvků	30
5.3. Momenty setrvačnosti	32
5.4. Výpočty motorů	32
5.4.1. Výpočet motoru rotace ramene souosého manipulátoru	32
5.4.2. Výpočet motoru rotace ramene nesouosého manipulátoru	32
5.4.3. Výpočet motoru příčné lineární osy (X)	33
5.4.4. Výpočet motoru svislé lineární osy (Z)	33
5.4.5. Výpočet motoru rotace efektoru	34
5.4.6. Výběr motoru	34
5.5. Výběr vhodného řešení pomocí MCA	35

6. Řešení portálového manipulátoru TTT.....	36
6.1. Decentralizovaný	36
6.2. Portálový manipulátor.....	36
6.4. Výběr mechanických dílů MCA	37
6.4.1. Způsob přenosu mechanické energie.....	38
6.4.2. Způsob pohonu kinematických dvojic.....	38
6.5. Rozměry	39
6.6. Hmotnosti.....	39
6.7. Výpočet sil a ložisek.....	39
7. Výpočty hodnot pro výběr motorů a řetězů	41
7.1. Výpočet hodnot pro výběr motoru osy Y	41
7.2. Výpočet hodnot pro výběr motoru osy X	41
7.3. Výpočet hodnot pro výběr motoru osy Z	41
7.4. Výběr motorů	42
7.5. Výpočet řetězového převodu.....	42
8. Výpočty pevnosti dílů	46
8.1. Hodnoty při zatížení nosníku III.....	46
8.2. Hodnoty při zatížení nosníku II.....	47
8.3. Hodnoty při zatížení nosného rámu	50
8.4. Výpočet ceny	53
9. Porovnání manipulátorů	53
10. Závěr	54
11. Seznam použitých zdrojů	55
12. Seznam příloh	55
11.1. Katalogový list motorů Bonfiglioli	55
11.2. Katalogový list lineárního vedení.....	55
11.3. Katalogový list vodicích rolen pro velká zatížení	55
11.4. Katalogový list válečkových řetězů	55
11.5. Popis příruby ISO 63	55
11.6. Rozpiska.....	55
11.7. Základní výkresy.....	55



1. Obecný popis práce

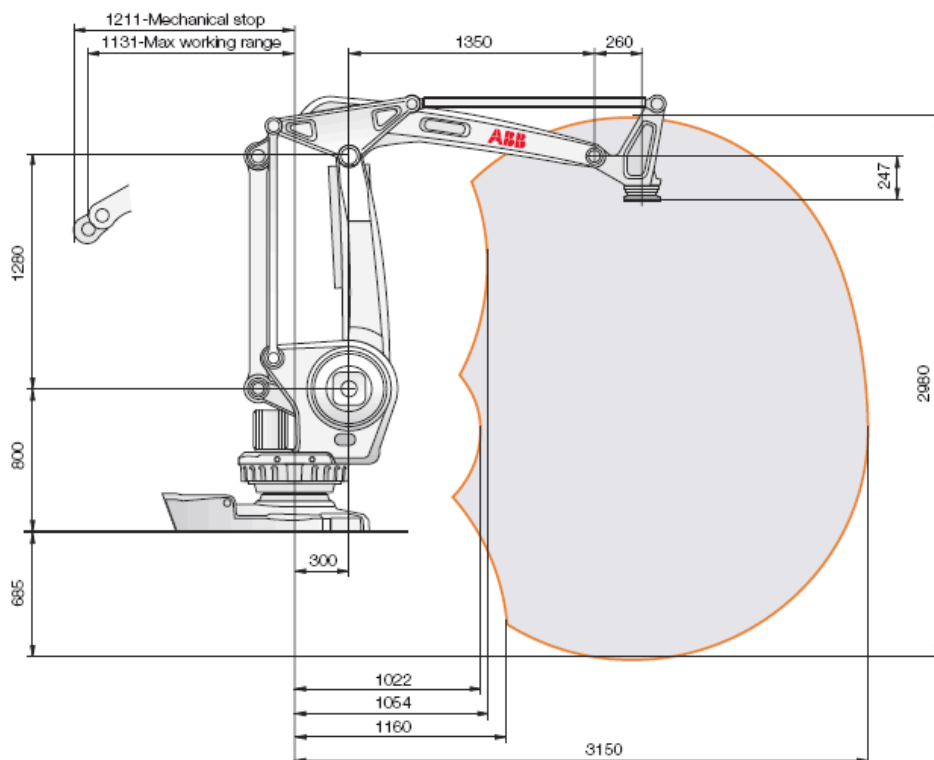
Cílem této práce je vytvořit konstrukční návrh funkčního automatického paletizačního manipulátoru. Stroj, který automaticky uchopí vhodně zvoleným koncovým efektem dané paletizované zboží a z odběrného místa jej umístí na EUR paletu. Viz. Obr. 3. Zboží se rozmisťuje dle předem naprogramovaného schématu. Odběrné místo bude umístěno na takové pozici, aby se zboží ukládalo na paletu v minimálním čase. Zboží lze, v závislosti na jeho vlastnostech, přepravovat i po více kusech. Na jeho vlastnostech a rozložení hmotnosti záleží také volba typu koncového efektoru (pneumatický, mechanický.) EUR paleta se bude nacházet vždy na stejné pozici vzhledem k paletizátoru. Pro zvětšení stability je možné jednotlivá patra zboží od sebe oddělovat archem papíru. Prokladačka papíru stejně jako odsunové a přisunové dopravníky, koncový efektor nebo zásobník palet bude nabízen jako volitelné příslušenství a nejsou tedy obsahem této práce.

1.1. Současný stav

V současné době se zboží paletizuje, buď ručně, nebo se používají paletizační roboty. Paletizační roboty bývají převážně čtyř-osé. Vybírají se podle těchto hlavních atributů: nosnost, rychlost, přesnost, velikost obsluhovaného prostoru a samozřejmě cena. U nás nejznámější výrobci jsou například firmy: Fanuc, Kuka, ABB.

Working range at wrist center & load diagram

IRB 660-180/3.15 and IRB 660-250/3.15



Obr. 1 Část katalogového listu paletizačního robota firmy ABB

[8]

1.2. Využití

Cílová skupina zákazníků jsou tedy takové firmy, které v expedici stohují zboží na palety a uvažují o zautomatizování tohoto procesu. Paletizační robot je pro ně příliš drahý a zbytečně výkonný. V případě vícesměnného provozu v expedici je toto zautomatizování ještě výhodnější. Paletizované zboží může být poměrně různorodé z hlediska hmotnosti, rozměrů a povrchu. Paletizační manipulátor by tedy měl být cenově dostupnější alternativou paletizačního robota. Proto by měla být i časová návratnost co nejrychlejší.

2. Příklad klasického expedičního pracoviště a jeho zautomatizování

Dva dělníci ve dvou směnách odebírají produkt z přísunového dopravníku (v tomto případě konzervy s ovocem) a ukládají je na paletu obr.2. Po naplnění celé plochy palety ji jeden překryje prokládacím papírem a pokračují ve skládání dalšího patra plechovek. Takto pokračují, dokud není paleta naplněna na určitý počet plechovek (výška cca 1,5m). Následuje odsun plné a přísun prázdné palety. Tento systém má několik nevýhod. Rychlost, monotónní práce, ergonomie pracovního prostoru, z toho plynoucí špatná a nestabilní produktivita, špatné hygienické prostředí např. v potravinářství je teplota v chladírně pod 4°C a samozřejmě hygienické limity pro práci s břemeny.

2.1. Platné hygienické limity

Pro ruční manipulaci s břemeny je právním předpis 361/2007 Sb., který mimo jiné stanovuje hygienické limity zjišťování a hodnocení celkové fyzické zátěže či lokální svalové zátěže. [1]

Limity energetického výdeje při práci s celkovou fyzickou zátěží

Energetický výdej	Jednotky	Muži	Ženy
Směnový průměrný	MJ	6,8	4,5
Směnový přípustný	MJ	8	5,4
Roční průměrný	MJ	1600	1060
Minutový přípustný	kJmin^{-1}	34,5	23,7

**Tabulka zvedání břemen**

Muži	Ženy
Občasné zvedání a přenášení - 50kg	Občasné zvedání a přenášení – 30kg
Časté zvedání a přenášení – 30kg (delší než 30min. za pracovní dobu)	Časté zvedání a přenášení - 15kg
Maximálně 10 000kg za pracovní dobu	Maximálně 7 000kg za pracovní dobu
Energetický výdej maximálně 8 MJ	Energetický výdej maximálně 5,4 MJ

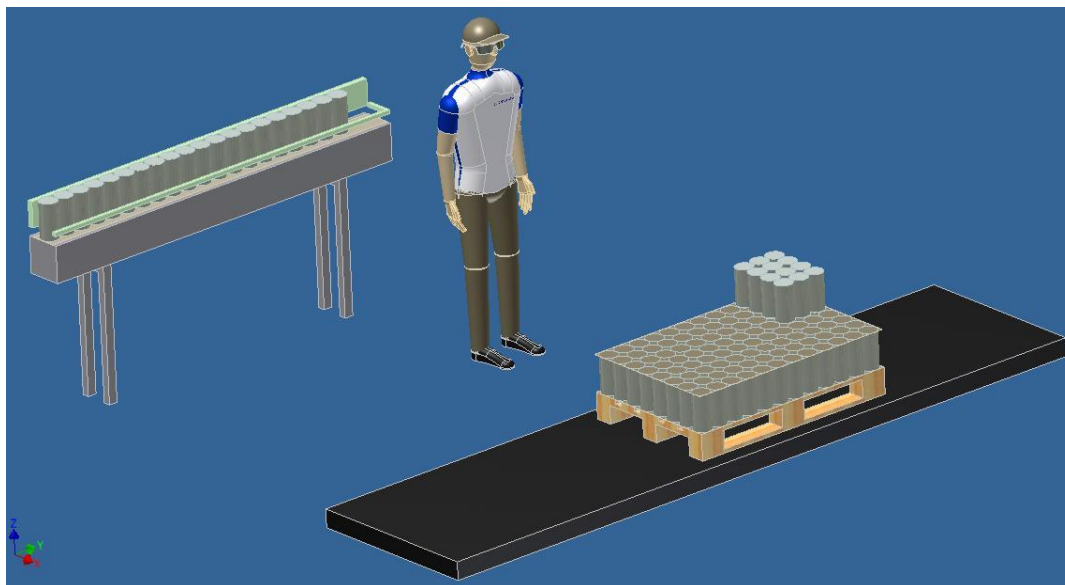
Výška manipulační roviny

Muži: 1020-1180 [mm]

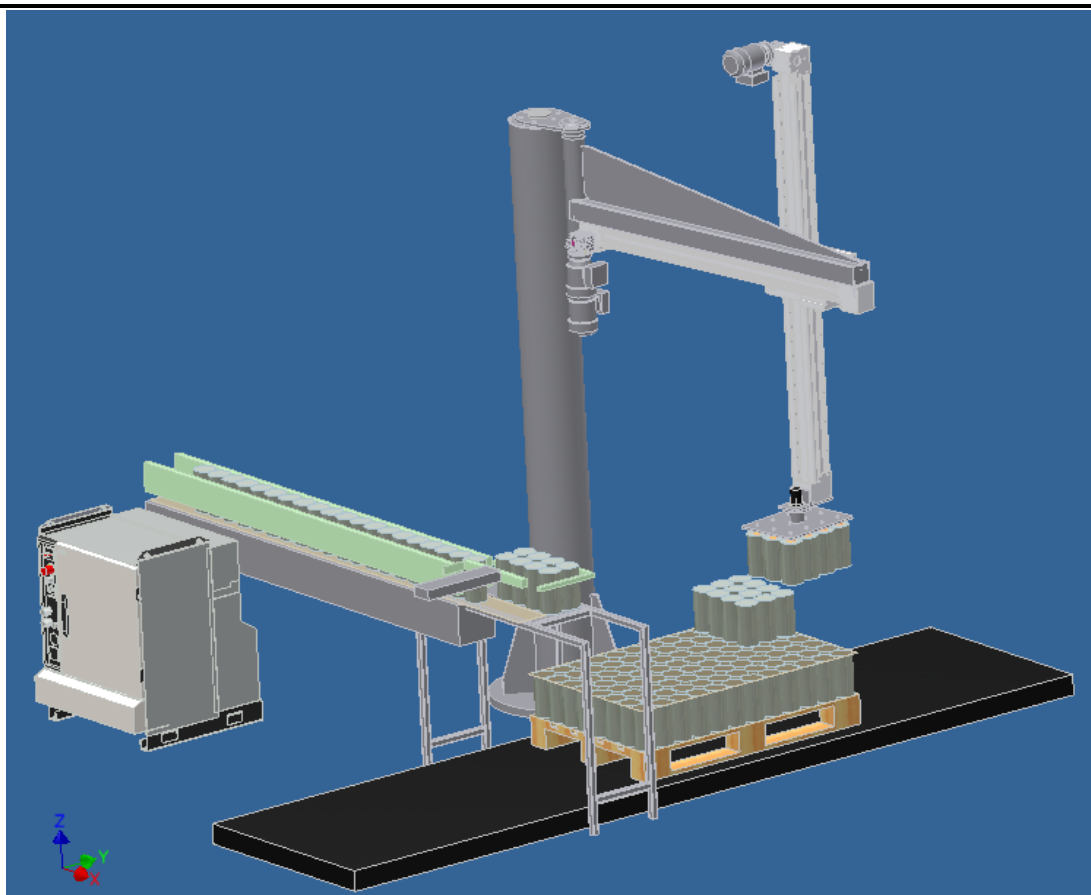
Ženy: 930-1080 [mm]

Dosahová vzdálenost horních končetin

Dělí se na optimální dosah, přijatelný dosah a prostor nepřijatelný pro časté pohyby. Optimální úhel je $\pm 45^\circ$ v ramenním kloubu vůči vodorovné ose.



Obr.2. Expediční pracoviště s manuálním paletizováním



Obr. 3 Expediční pracoviště zautomatizované stojanovým manipulačním paletizátorem

2.2. Výpočet doby návratnosti

V tomto příkladu je využito hladkého povrchu plechovek, a proto je koncový efektor opatřen malými pneumatickými přísavkami. Obr. 3. Na konec přísunového dopravníku je přidáno pneumatické hradítko, které plechovky seskupí na odběrném místě do formátu 3x4. Následuje uchopení a přenesení plechovky na paletu dle předem zvoleného schématu. Po zaplnění celé palety se pokračuje opět od začátku, jen o vrstvu plechovek výš. Tato operace se opakuje do zaplnění palety do požadované výšky. Pak je paleta automaticky odsunuta a zároveň je stejným dopravníkem přisunuta prázdná paleta (jeden takt). Paletizace může bez přítomnosti obsluhy pracovat nepřetržitě ve třech směnách. Při jednoduchém ilustrativním výpočtu je použit tento vzorec:

$$\text{Doba návratnosti } t_{nn} = \frac{I_s - I_0}{P_1 - P_2} = \frac{1500000}{1400000 - 850000} = 1.8 \text{ roku}$$

- Kde I_s = Pořizovací náklady nové technologie (paletizátor, jeho příslušenství dopravníky, hradítko) [kč]
 I_0 = Odpočet ceny prodaných již nepotřebných technologií 0,-[kč]
 P_1 = Náklady na provoz původního pracoviště za rok (plat 15 000kč hrubého na dělníka tj. cca 20 500,- náklady zaměstnavatele) [kč/rok]
 P_2 = Náklady na provoz nového pracoviště za rok (servis, energie, plat údržby) [kč/rok]

3. Navrhované koncepce řešení

3.1. Charakteristika paletizace

Pro snadnější orientaci v popisech různých systémů vyskytujících se v celé práci zavedu ihned ze začátku pravouhlý souřadný systém. Bude orientován vždy dle obr.3. Osa Z tedy představuje zdvih, osa X příčný pojezd a osy Y podélný pojezd. Stroj uchopí paletizované zboží a z odběrného místa jej umístí na EUR paletu (800x1200mm). Na paletu se zboží rozmisťuje dle předem naprogramovaného schématu, které se může dle zboží po vrstvách měnit. Odběrné místo bude umístěno na takové pozici, aby se zboží ukládalo na paletu v minimálním čase. To je hned vedle palety v jejím středu, nad její přísunovou trasou v poloviční výšce paletovaného zboží obr. 3. Zboží lze v závislosti na obalu, hmotnosti, a koncovém efektoru přepravovat i po více kusech. EUR paleta se bude nacházet vždy na stejné pozici vzhledem k manipulátoru. Po maximálním zaplnění celé plochy palety se celý cyklus opakuje - pouze o patro výše. Schéma ukládání vyššího patra se vždy volí tak aby došlo k provázání zboží a tím se zvýšila jeho stabilita.

3.2. Parametry paletizovaného zboží

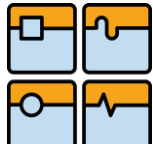
Hmotnost: Maximálně do 20kg (předpokládá se nejvyužívanější rozsah 5-15kg), zhruba rovnoměrně rozložené hmotnosti.

Rozměry: Maximální půdorysné rozměry 600x400 přepravovaného zboží (rozměr normalizované Euro1 bedny). Výška zboží je omezena maximálním zdvihem manipulátoru.

Druh zboží: Jakékoli zboží s pevným obalem jako jsou bedny, krabice, kartony.

3.3. Charakteristika paletizačního manipulátoru

Protože manipulátor bude stohovat zboží na palety, je nutné jej konstruovat tak, aby jeho obsluhovaný prostor obsáhl minimálně paletu a přísunové místo. Výška stohování byla určena na 1,7 metru od úložné plochy palety. Navrhované manipulátory budou mít pokud možno co nejmenší výšku, aby nemohlo být jejich užití limitováno stropem expediční haly. Ostatní rozměry budou uvedeny u jednotlivých variant. Rotace zboží kolem svislé osy v 90° oproti spodnímu patru zboží je pro svazování pater dostačující v drtivé většině případů. Pro jednodušší výměnu koncových efektorů budou manipulátory vybaveny standardní ISO flange 63. Přesnost polohování celého stroje je závislá na druhu pohonu, na jeho řízení, na přesnosti registrace skutečné polohy, na druhu akčního členu a tuhosti stroje. Přepravované zboží si po dobu přepravy musí udržet původní orientaci (nesmí se překlopit nebo nahnout) kromě rotace kolem svislé osy. Rychlost paletizace je velmi důležitý parametr. Proto se budu snažit o maximální rychlost paletizace.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 14
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3.4. Odměřování

Automatický manipulátor nemusí být obzvláště náročný na přesnost. Zpětnovazební smyčka bude řešena, jak je v této oblasti standardem, odměřováním na motoru. Proto bude třeba vytvořit nekonfliktní polohu manipulátoru pro referencování jednotlivých os. Ta bude nad odběrným místem. Při každé výměně palet tímto bodem manipulátor projede a tím se eliminuje vliv chyb. Referencování se také bude muset dělat vždy při každém zapnutí stroje, aby se sladilo odměřování se skutečnou polohou a předešlo se možným kolizím. Referencování se bude provádět pomocí laserových čidel.

3.5. Uvažované druhy manipulátoru dle kinematických dvojic

Koncová kinematická dvojice bude vždy rotace kolem svislé osy pro orientaci břemene, proto ji ve výběru neuvádím.

3.5.1. Stojanový: RTT a TRT

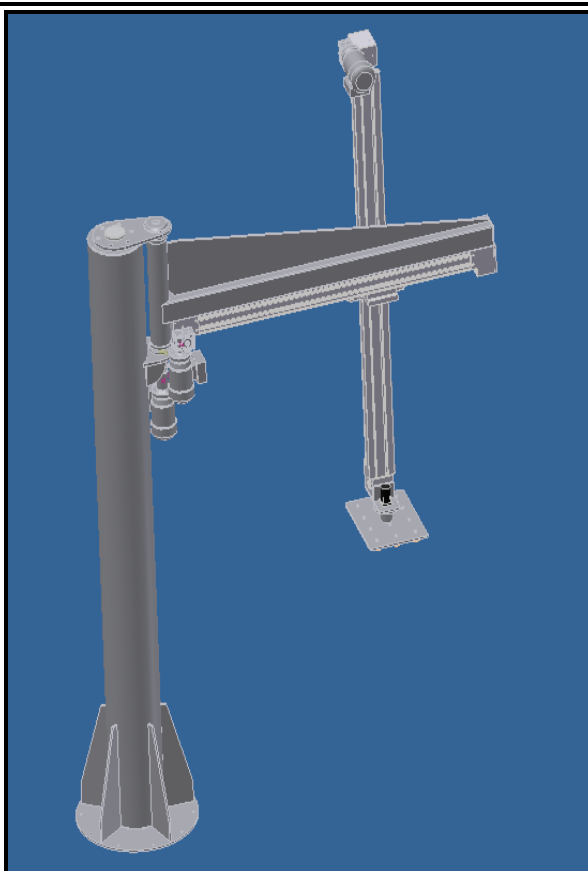
V obou případech se jedná o cylindrický (válcový) manipulační prostor, jehož středem je sloup manipulátoru.

RTT

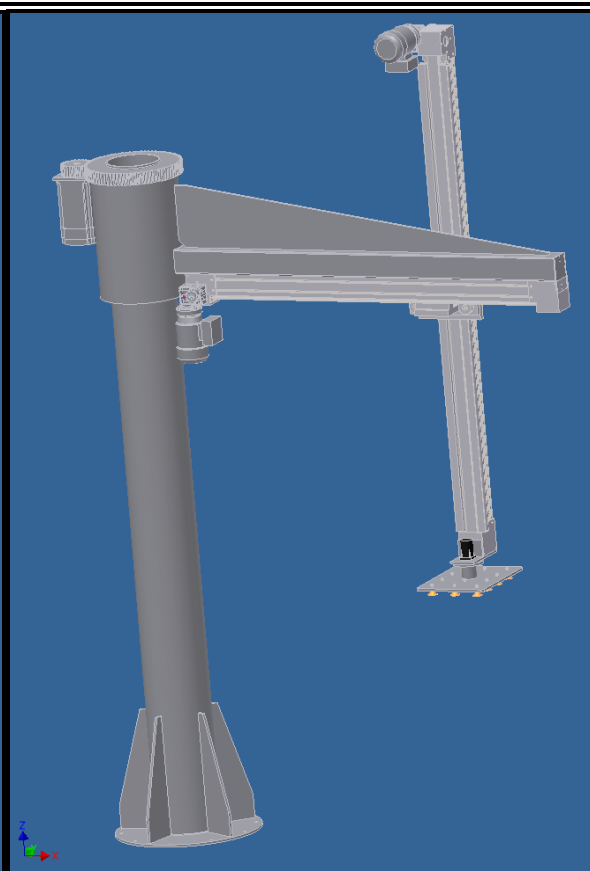
Rotace Translace Translace – Na vrcholu sloupu pracuje rotační kinematická dvojice, která otáčí ramenem manipulátoru (rotace kolem osy Z). Na rameni kolmém na svislou osu pojíždí translační dvojice, která nese další translační dvojici tentokrát akční ve svislém směru (osa Z).

TRT

Translace Rotace Translace – Na nosném sloupu se zvedá celé rameno i s rotační vazbou ve svislém směru (osa Z). Pak následuje rotace ramene kolem svislé osy (rotace kolem osy Z) a po rameni kolmo na svislou osu pracuje další translace.



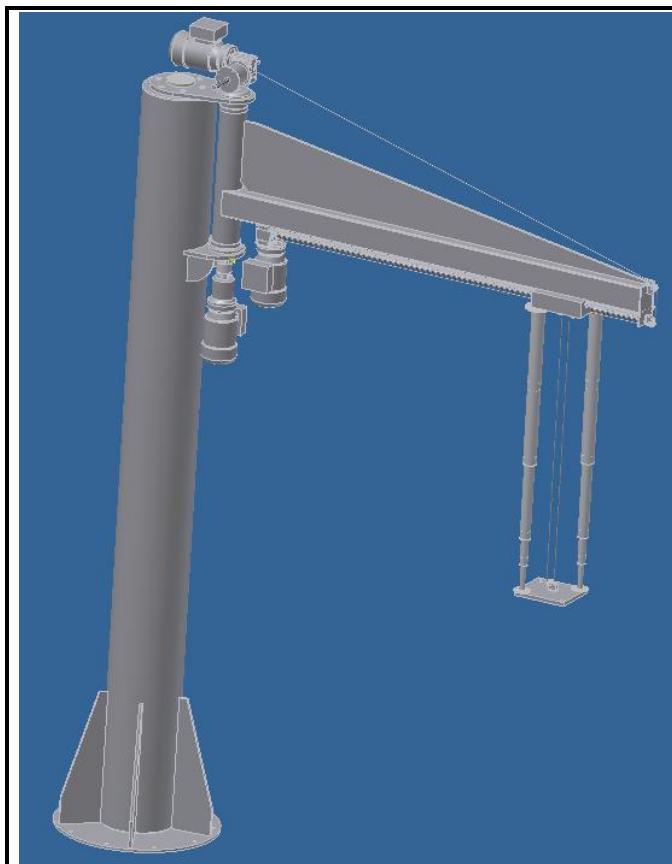
Obr. 4 Sloupový RTT nesouosý manipulátor



Obr. 5. Sloupový RTT souosý manipulátor

Srovnání výhod a nevýhod RTT a TRT

TRT má výhodu v jednodušším řešení s ohledem na celkovou výšku stroje, protože při posunu ve svislém směru už na sloupu není třeba vysouvacího vedení lineárního posuvu ve svislé ose, která by celý stroj neúměrně zvýšila. Naopak nevýhodou je velká složitost celého zvedacího mechanismu umístěného už na sloupu. RTT je zase podstatně jednodušší, ale při stohování do výšky 1,7m by takto navržený manipulátor dosahoval výšky kolem 4m, nehledě na to, že bude rotovat se zátěží další osy. Rotaci kolem svislé osy mají obě kinematické struktury stejnou. Translace v příčném směru je také stejná. Protože posouvání celého systému po sloupu by bylo značně složité (s ohledem na požadovanou kinematiku), a protože bych se chtěl pokusit navrhnout takové řešení zdvihu, které by nezvyšovalo celkovou výšku robotu, volím variantu RTT.



Obr. 6 Možné řešení zdvihu na konci řetězce, které by podstatněji nezvýšilo celkovou výšku

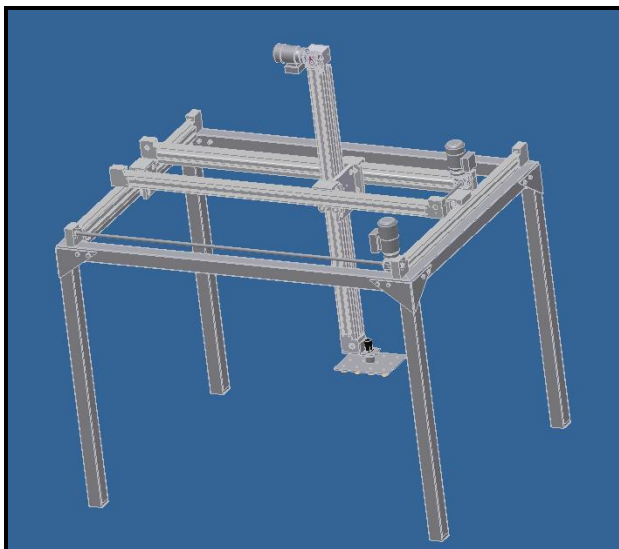
Popis řešení zdvihu neovlivňující výšku

Na posuvné části příčného vedení je uchycena deska s teleskopickým vedením pro svislou osu. Pohyb svislé osy je vytvářen navíjením lanka na buben. Při odvíjení svislá osa klesá gravitační silou (princip stavebního jeřábu). Motor je umístěn co nejblíže osy rotace, kde jsou hmotnostní účinky tohoto pohonu minimalizovány. Lanko se tam navíjí na buben. Navíjecí buben je uchycen přes matici, která má stejné stoupání jako je průměr lanka. Při navíjení/odvíjení se proto buben posunuje a tím je zajištěna stálost navíjecího místa a navíjecího průměru. U tohoto řešení jsem narazil na problém s malou odolností teleskopů vůči radiálnímu zatížení při přesunu břemene. Druhý podstatnější problém je řízení svislé osy. Hlavně s bržděním zdvižného pohybu, kdy hrozí povolení napětí v lanku a tím i možné rozmotání lana na bubnu. Třetí problémem je, že pohyb břemene dolů je závislý na jeho hmotnosti. To může negativně ovlivnit celkový čas paletizace.

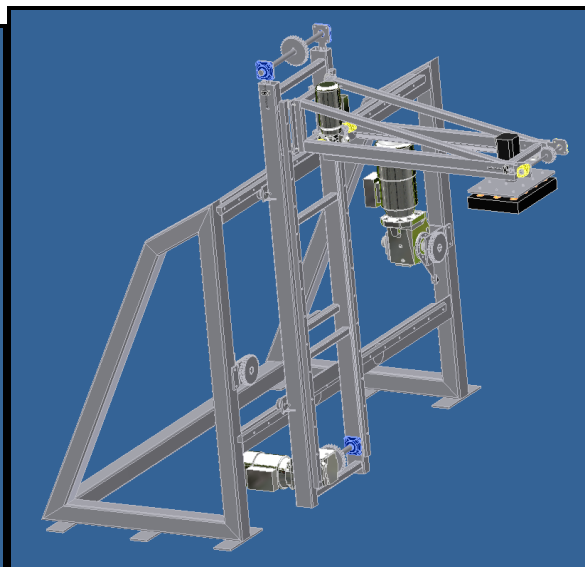
3.5.2. Portálový: TTT

Kartézský (pravoúhlý) pracovní prostor o tvaru kváдру. V úvahu jsou brány dvě realizovatelné varianty. První varianta je klasický portál, čtyři nosné nohy vymezující operační prostor spojené pevným rámem, ve kterém jsou lineární pojezdy tvořící kříž. Tady je nutné umístit lineární pojezd ve svislé ose (zdvih) až na konec řetězce, protože odběrné místo by muselo být neustále na stejné úrovni s aktuální ukládací rovinou, jinak by totiž zvedací rám do vyššího místa narazil. Druhá varianta je decentralizování nosného rámu, který tvoří dvě nohy spojené příčnicí. Na nich jsou

umístěny lineární pohony tvořící kříž. Z kříže vystupuje do prostoru poslední osa (osa X). U prvního řešení rámu se úvahami nad pořadím translace v osách nemá smysl zabývat (kromě již zmíněné poslední svislé osy). U varianty decentralizovaného rámu přichází v úvahu pouze dvě praktická řešení. Buď první translace v rovině svislé (osa Z), nebo v rovině podélné (osa Y). Z důvodu zmenšení zatížení zdvihu volím variantu první kinematické dvojice ve směru osy Y. Druhá varianta nosného rámu je podstatně lepší vzhledem k výšce manipulátoru, a proto volím ji.



Obr. 7. Klasický portálový manipulátor TTT



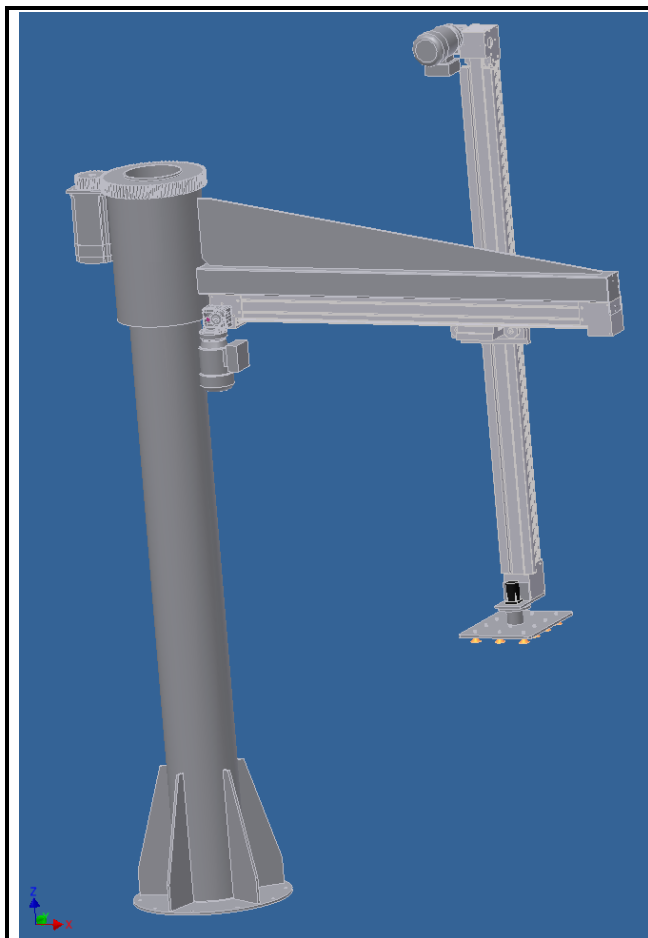
Obr. 8. Decentrální varianta TTT

4. Řešení sloupového manipulátoru RTT

Popis funkce, rozměry, základní výběry mechanických dílů.

4.1. Souosá varianta RTT

Manipulátor je ukotven do betonové podlahy standardními chemickými kotvami přes přírubu stojanu. Stojan je svařen ze dvou přírub a trubky. Jedna příruba je na jednom konci pro kotvení a ta druhá je pod jeho vrcholem na výšku ramene. Stojan s přírubou nahoře je osoustružen na požadované rozměrové a geometrické tolerance. Vytvoří se tím plocha pro válečkové axiální ložisko a jedno radiální kuličkové ložisko, které bude nad ním, v určité vzdálenosti, umístěno. Na těchto ložiskách je umístěno rameno svařené z trubky, jáckelu a vzpěry. Toto rameno se na ložiskách otáčí o 180° na každou stranu. Na spodní straně jáckelu je namontováno lineární vedení, které umožňuje posun 1,5m. Na toto je axiálně uchyceno druhé lineární vedení obstarávající zdvih o velikosti 1,8m. Na jeho konci je uchycen, přes nosnou desku, natáčecí držák koncového efektoru. Během přesunu nad pokládací bod se břemeno natočí kolem svislé osy na požadovanou polohu.



Obr. 9. Sloupový souosý manipulátor

4.2. Nesouosá varianta RTT

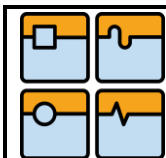
Nesouosá varianta se skládá (podobně jako první) hlavně ze dvou svařenců - sloupu a ramene. Rameno jeřábu je otočné na jednom dvouřadém kuličkovém ložisku a jednom kuželíkovém s kosoúhlým stykem umístěných na příčné trubce. Rozsah rotace ramene je 240° . Obsluhovaná výška je 1,8m a pojez jezdcy je 1,5m. Svařenec sloupu se v podstatě neobrábí. Jen se na něj navaří spodní držák ložiska ramene a držák motoru, který ramenem otáčí. Při výrobě svařence ramene se nejdříve svaří trubka s oběma zátkami. Ty se následně osoustruží na přesné rozměry a potřebnou souosost. Pak se na tento váleček navaří jáckel a vzpěra. Osa rotačního ramene je uchycena nesouosně (odtud pracovní pojmenování této varianty) s osou sloupu. Manipulátor se sice nemůže otočit v rozmezí 360° , ale pouze 240° . Jak ale bylo později zjištěno, je tato hodnota zcela dostačující. Ložiska na tento manipulátor jsou navíc řádově levnější a dostupnější. Obě ložiska drží svařenec ramene za osu tvořenou trubkou a dvěma zátkami. Poté se tato svařená osa osoustruží na přesné a souosé rozměry, načež se na ni přivaří zbytek ramene. Na osu ramene se namontují ložiska a zasadí se do spodního oka sloupu. Pak se nasadí a přišroubuje horní držák, který se na kryt horního ložiska navaří.



Obr. 10. Sloupový nesouosý manipulátor

4.3. Rozměry

Rozměry obou zmíněných variant budou velmi podobné. Výška obsluhovaného prostoru je zadaná na 1,7m. Zdvih tedy volím 1,8m pro rezervu na přejezdy nad paletizovaným zbožím. Celkovou výška vychází na 4,2m. Délka ramene je závislá na dosahu. Minimální dosah je určen tak, že mezi kružnici minimálního dosahu a kružnici maximálního dosahu se vepíše obdélník o rozměrech EUR palety tj. 1200x800mm. Viz. obr. 11. Začátek a konec pojezdu je od osy otáčení 350 respektive 1800mm. Celková délka ramene bude delší o délku vozíku a uchycení lineárního vedení. Z toho plyne, že sloupový manipulátor zabere prostor ve tvaru válce, jehož výška je 4,2m a průměr 3,8m. Výška 4,2m je příliš velká, což zřejmě bude rozhodující při volbě finálního řešení.



4.4. Výběr mechanických dílů pomocí Multikriteriální analýzy

4.4.1. Popis metody MCA

Pro výběr nejvhodnějších variant budu používat MCA. Tato analýza hodnotí možné alternativy podle několika kritérií. Každému kritériu se přisoudí určitá váha, která vyjadřuje důležitost kritéria vůči ostatním. Na základě hodnocení kritérií a vzájemným poměřením jejich důležitosti se vybere nejvhodnější řešení. Postup řešení: identifikace alternativ, rozhodnutí o kritériích, podrobné hodnocení dopadu každé alternativy na každé kritérium (h), každému z kritérií se přiřadí jeho váha (f), zhodnocení alternativ ($\alpha = h \cdot f$), výpočet na kolik procent splňuje řešení daná kritéria

$$(t = \frac{\sum \alpha}{\alpha_{\max}} * 100 [\%]).$$

Pro hodnocení kritérií využiji tuto stupnici (h):

4 body	Velmi dobré
3 body	Dobré
2 body	Dostačující
1 bod	Stále ještě dostačující
0 bodů	Nevyhovující

Pro hodnocení důležitosti kritérií využiji tuto stupnici (f):

3	Velmi důležité
2	Důležité
1	K přihlédnutí

4.4.2. Způsob přenosu mechanické energie u prvního pohonu s převodovkou

MCA rotace 1	Cena		Životnost		Hmotnost/ rozměry		Účinnost		Přesnost		$\sum \alpha$	t [%]
Váha (f)	3		3		2		1		1			
	h	α	h	α	h	α	h	α	h	α		
Ozubený řemen	3	9	3	9	3	6	4	4	4	4	30	75
Válečkový řetěz	3	9	3	9	3	6	2	2	3	3	29	72,5
Ozubená kola přímá	2	6	3	9	2	2	3	3	3	3	23	57,5
Ozubená kola kuželová	1	3	2	6	2	2	3	3	3	3	17	42,5
Ozubená kola šneková	1	3	2	6	2	2	3	3	3	3	16	40
Přímé	4	12	4	12	4	8	4	4	4	4	40	100

Nejvhodnější tedy bude přímé připojení převodovky na osu rotace.

4.4.3. Pohon všech kinematických dvojic

MCA rotace 1	Cena		Řízení		Přesnost		Životnost		Rozměry		$\sum \alpha$	t [%]
Váha (f)	3		3		3		2		2			
	h	α	h	α	h	α	H	α	h	α		
Krokový motor	3	9	3	9	4	12	2	4	4	8	42	80
Asynchronní motor	4	12	3	9	3	9	4	8	3	6	44	85
Stejnoseměrný servomotor	2	6	4	12	4	12	4	8	3	6	44	85
Hydraulický motor	1	3	2	6	1	3	4	8	1	2	22	42

Volím jednotné pohony pro všechny osy pro jednodušší a snazší řízení. Volím asynchronní motor, protože je oproti servomotoru podstatně levnější.

4.4.4. Způsob přenosu mechanické energie u druhého pohonu (příčný pojezd)

MCA rotace 1	Cena		Životnost		Hmotnost/ Rozměry		Účinnost		Přesnost		$\sum \alpha$	t [%]
Váha (f)	3		3		2		1		1			
	h	α	h	α	h	α	h	α	h	α		
Kuličkový šroub + rolny	3	9	3	9	2	4	3	3	4	4	29	72,5
Trapézový šroub + rolny	4	12	2	6	2	4	2	2	2	2	26	65
Lineární vedení	3	9	4	12	3	6	4	4	3	3	34	85
Lineární motor	1	3	3	9	3	6	4	4	4	4	26	65

Nejvhodnější je lineární vedení. Kuličkový šroub i trapézový šroub vychází pro daná zatížení příliš velké.

4.4.5. Způsob přenosu mechanické energie u třetího pohonu (zdvih)

Hodnocení je stejné jako u 4.4.4. Způsob přenosu mechanické energie u druhého pohonu (příčný pojezd)

4.4.8. Způsob přenosu mechanické energie u čtvrtého pohonu (polohování břemene)

MCA rotace 1	Cena		Životnost		Hmotnost/ rozměry		Účinnost		Přesnost		$\sum \alpha$	t [%]
Váha (f)	3		3		2		1		1			
	h	α	h	α	h	α	h	α	h	α		
Ozubený řemen	3	9	4	12	3	6	4	4	4	4	33	82,5
Válečkový řetěz	3	9	3	9	3	6	2	2	3	3	29	72,5
Ozubená kola přímá	2	6	3	9	2	2	3	3	3	3	23	57,5
Ozubená kola kuželová	1	3	2	6	2	2	3	3	3	3	17	42,5
Ozubená kola šneková	1	3	2	6	2	2	3	3	3	3	16	40
Přímé	4	12	4	12	4	8	4	4	4	4	40	100

Nejvhodnější pro tuto aplikaci přímé připojení převodovky na osu rotace.

4.5. Hodnoty pro výpočty

Celý cyklus uchopení břemene z odběrného místa a přenesení jej na aktuální odkládací místo a s následným návratem do výchozí pozice, musí stroj stihnout za 8s. Zhruba 2s času zabere samotné chycení/puštění břemene. Takže na pojezdy zbývá 6s. Dráha ujetá za tuto dobu musí odpovídat poloze nejvzdálenějšího bodu při paletizování. Protože 6s je čas celého cyklu musí být dráhy ujety za $t=3s$. Křivka akcelerace a brždění bude pilový diagram (pro maximálně využitý čas), proto čas akcelerace je $t/2$. Motor rotace ramene bude s osou rotace spojen pouze spojkou. Bude tedy přímo na ose rotace. Na příčnou osu volím lineární vedení ALUROL AG420M LAT – Pohon ozubeným řemenem, nosná deska ze strany. Poloměr ozubeného kola je 0,032m – posuv $s_s = 0,2m$ na otáčku. Na svislou osu volím lineární vedení ALUROL AG420M, kde je také použit ozubený řemen. Na konci tohoto vedení je uchycen držák efektoru s polohovacím motorem břemene opět připojen napřímo. Pohony i způsob přenosu síly budou pro obě varianty stejné, kromě motoru rotace ramene. Lineární vedení je z [7].



4.5.1. Délky pojezdů

Bráno s ohledem na optimální umístění odběrného místa.

Maximální úhel natočení

$$\alpha_S = 60 [^\circ]$$

Maximální zdvih:

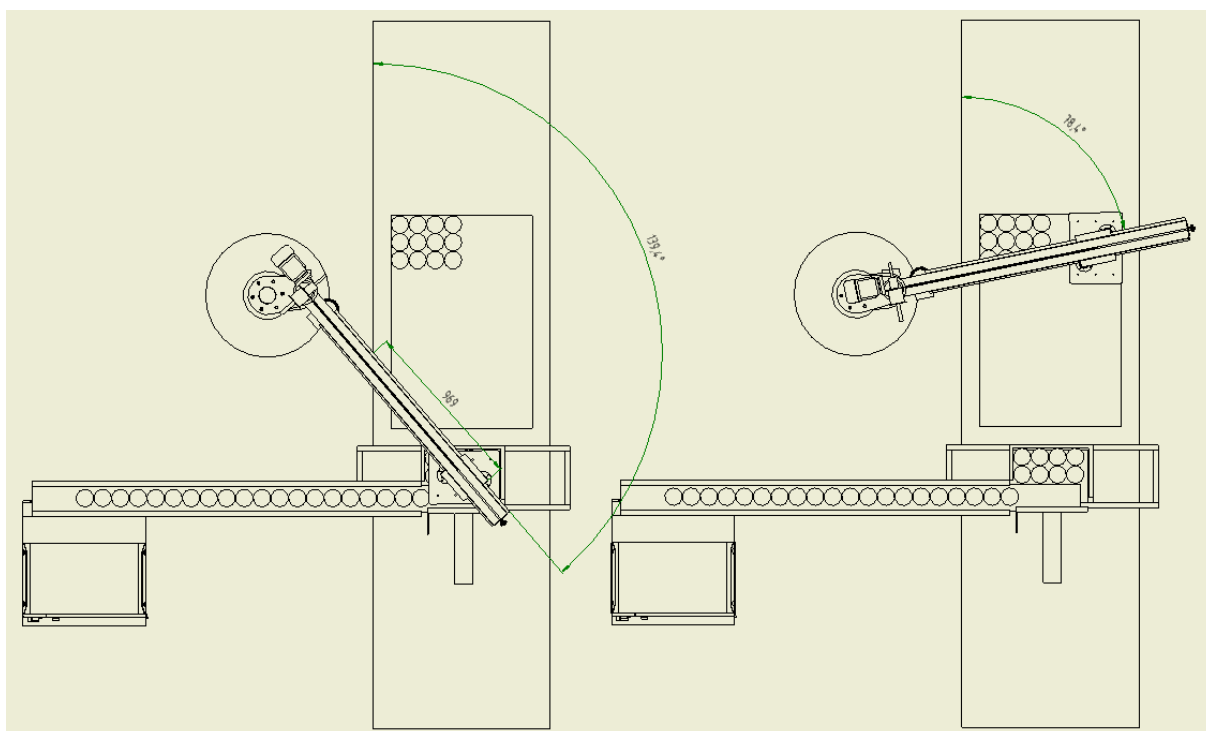
$$l_{SZ} = 0,9 [m]$$

Maximální pojezd saní v příčném směru:

$$l_{SX} = 0,5 [m]$$

Maximální natočení (koncová orientace):

$$\alpha_E = 180 [^\circ]$$



Obr. 11. Potřebný manipulační prostor

4.5.2. Hmotnosti

Hmotnost břemene:

$$m_B = 20 [kg]$$

Hmotnost efektoru:

$$m_E = 10 [kg] \text{ (odhad)}$$

Hmotnost motoru s držákem efektoru:

$$m_D = 10 [kg]$$

Hmotnost lineárního vedení svislé osy s motorem:

$$m_{SVZ} = 11 [kg]$$

Hmotnost nosné desky s rolničkami:

$$m_{SDZ} = 3,8 [kg]$$

Hmotnost lineárního vedení příčné osy s vedením:

$$m_{SVX} = 13 [kg]$$

Hmotnost svařence ramene nesouosého:

$$m_{SNR} = 103 [kg]$$

Hmotnost svařence ramene souosého:

$$m_{SSR} = 210 [kg]$$

Hmotnost zatíženého nesouosého ramene:

$$m_S = m_B + m_E + m_D + m_{SVZ} + m_{SDZ} + m_{SVX} + m_{SSR} = 277,8 [kg]$$

Hmotnost zatíženého souosého ramene

$$m_N = m_B + m_E + m_D + m_{SVZ} + m_{SDZ} + m_{SVX} + m_{SNR} = 170,8 [kg]$$

5. Výpočty sloupového manipulátoru RRT

5.1. Výpočty souosého sloupového manipulátoru

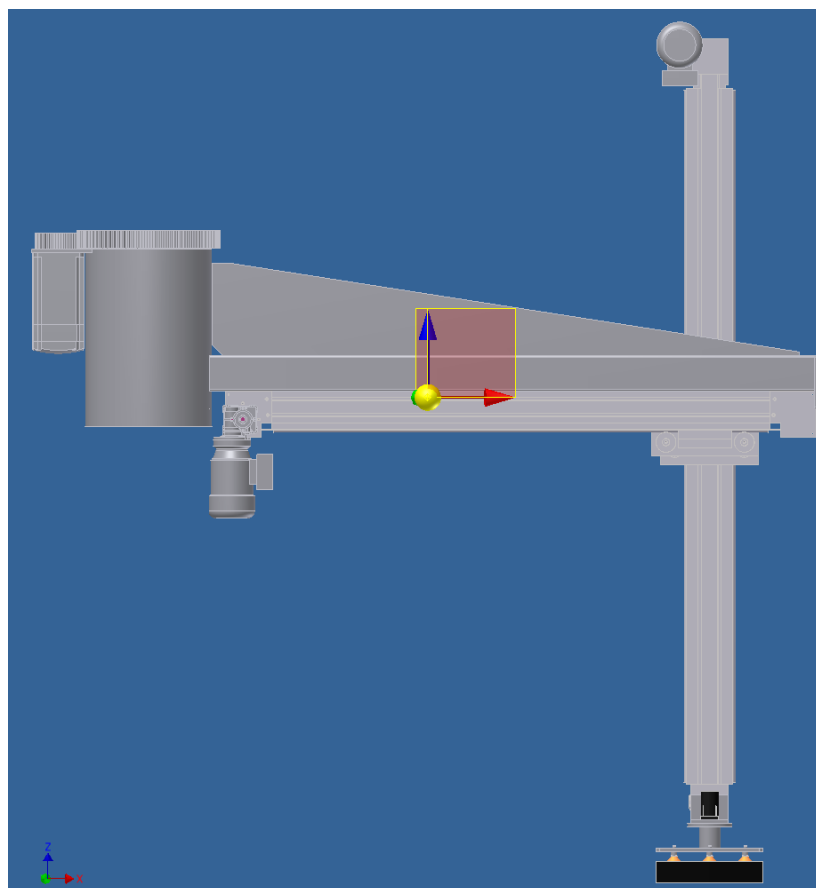
5.1.1 Výpočet ložisek

Na rotační vazbě bude jedno kuličkové radiální ložisko a jedno kuželíkové axiální ložisko.

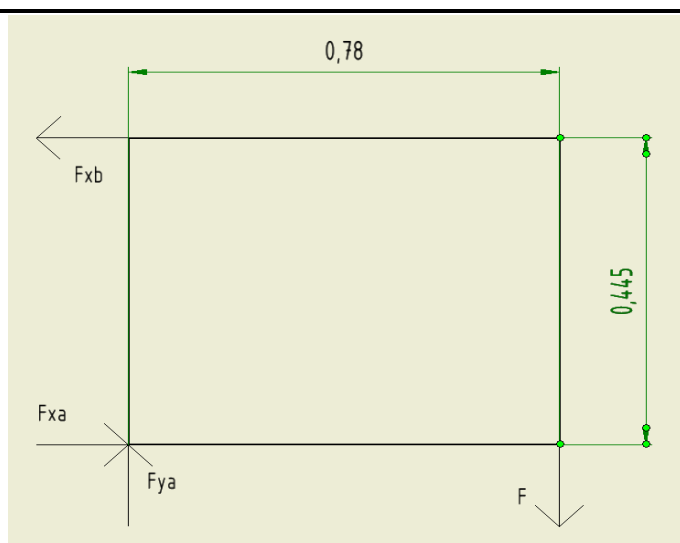
Hmotnost maximálně zatíženého ramene: 277,8 [kg].

Těžiště vzdáleno 780 [mm] od osy sloupu v ose X a 131[mm] v ose Y z důvodů vyosení zdvihu.

Radiální ložisko je od axiálního vzdáleno 445 [mm].



Obr. 12. Poloha těžiště zatíženého ramene souosého manipulátoru



Obr. 13. Silové působení v rameni souosého manipulátoru

Výpočet sil

$$\begin{aligned} F_{GS} &= 9,81 \cdot 277,8 = 2725 \text{ [N]} \\ M_{A_{SS}}: F_{XB} \cdot 0,445 - F_{GS} \cdot 0,78 &= 0; & F_{XB} &= 4776,5 \text{ [N]} \\ F_{A_{SS}}: F_{XA} - F_{XB} &= 0; & F_{XA} &= 4776,5 \text{ [N]} \\ F_{A_{SS}}: F_{YA} - F_{GS} &= 0; & F_{YA} &= 2725 \text{ [N]} \end{aligned}$$

Horní ložisko – Jednořadé kuličkové radiální

Typ ložiska: SKF 6044M. $C_{RR} = 247 \text{ kN}$.

Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska: $P_{RR} = F_{XB} \cdot 1 = 4776,5 \text{ N}$

Bezpečnost při statickém zatížení: $S_R = 2$ (Výrazné rázové zatížení, požadavek klidného chodu ložiska)

Bezpečnost při statickém zatížení: $C_{RR} / (S_R \cdot P_{RR}) = 247000 / (2 \cdot 4776,5) = 24,8$

Základní trvanlivost: $L_{10R} = (C_{RR} / P_{RR})^p$

Exponent p se volí pro bodový styk 3

$L_{10R} = (247000 / 4776,5)^3 = 121499$ Ložisko by bezpečně vydrží základní trvanlivost tj. 10^6 otáček. [2]

Spodní ložisko – Kuželíkové ložisko

Typ ložiska: SKF 32044. $C_{RK} = 1660 \text{ kN}$

Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska: $P_{RK} = F_{XA} \cdot 0,4 + F_{YA} \cdot 5,7 = 17443 \text{ N}$

Bezpečnost při statickém zatížení: $S_K = 4$ (Výrazné rázové zatížení, požadavek klidného chodu ložiska)

Bezpečnost při statickém zatížení: $C_{RK} / (S_K \cdot P_{RK}) = 1660000 / (4 \cdot 17443) = 23,8$

Základní trvanlivost: $L_{10K} = (C_{RK} / P_{RK})^p$

Exponent p se volí pro čárový styk $10/3$

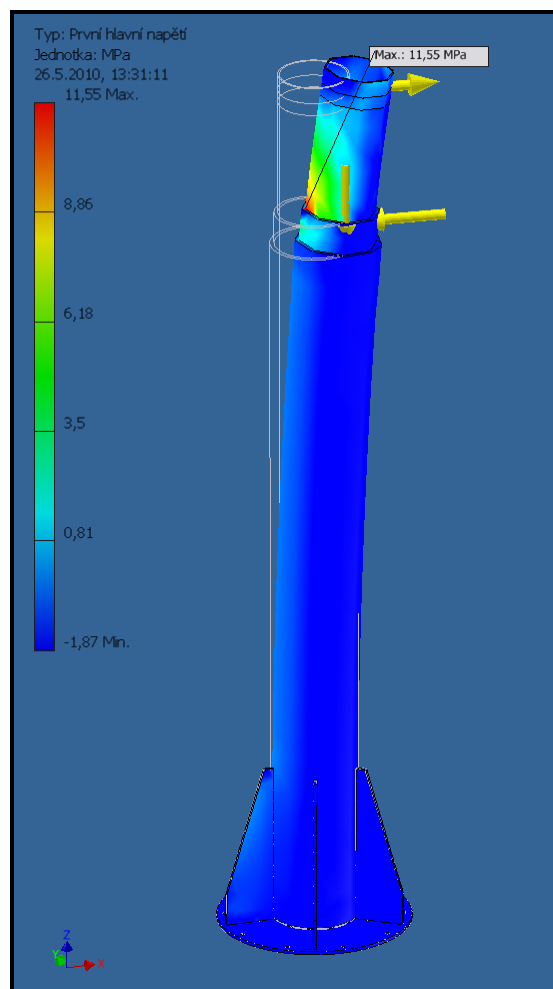
$L_{10K} = (1660000 / 17443)^{10/3} = 3408451$ Ložisko by mělo bezpečně vydržet základní trvanlivost tj. 10^6 otáček. [2]

Ložiska jsou silně předimenzovaná.

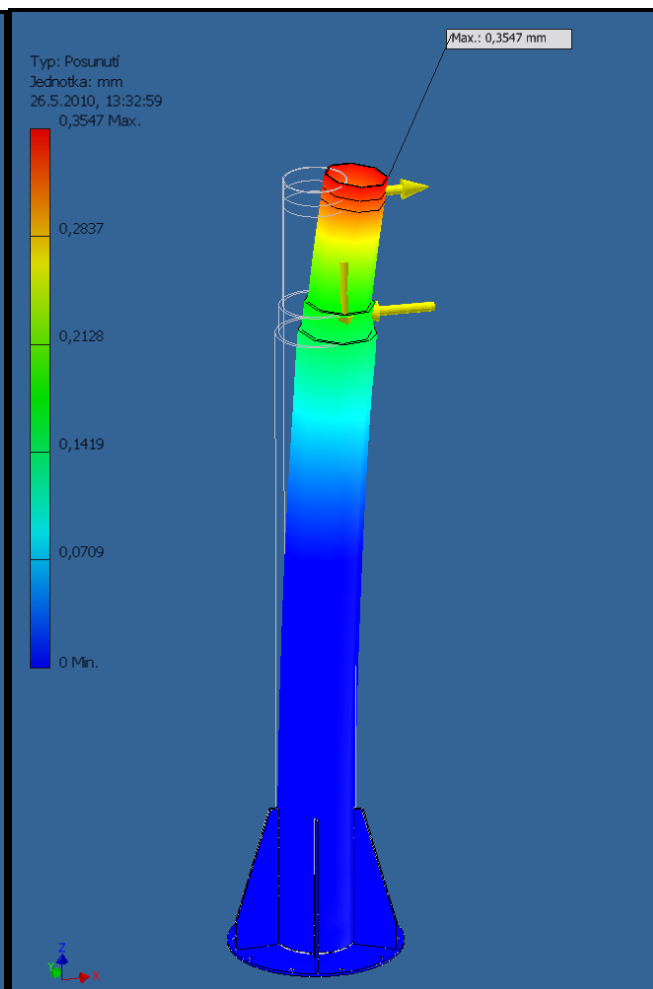
5.1.2. Výpočet pevnosti nosných prvků

Sloup

Sloup je zatížen třemi silami od ložisek. Dvě radiální rovnoběžné opačně orientované stejně velké síly: 4776,5 [N] a jedna axiální o velikosti 2725 [N].



Obr. 14. Průběh napětí ve sloupu



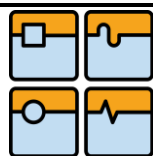
Obr. 15. Průběh posunutí sloupu

Statická analýza

Hlavní napětí: 11,5 [MPa]
Posunutí: 0,35 [mm]
Součinitel bezpečnosti: 15

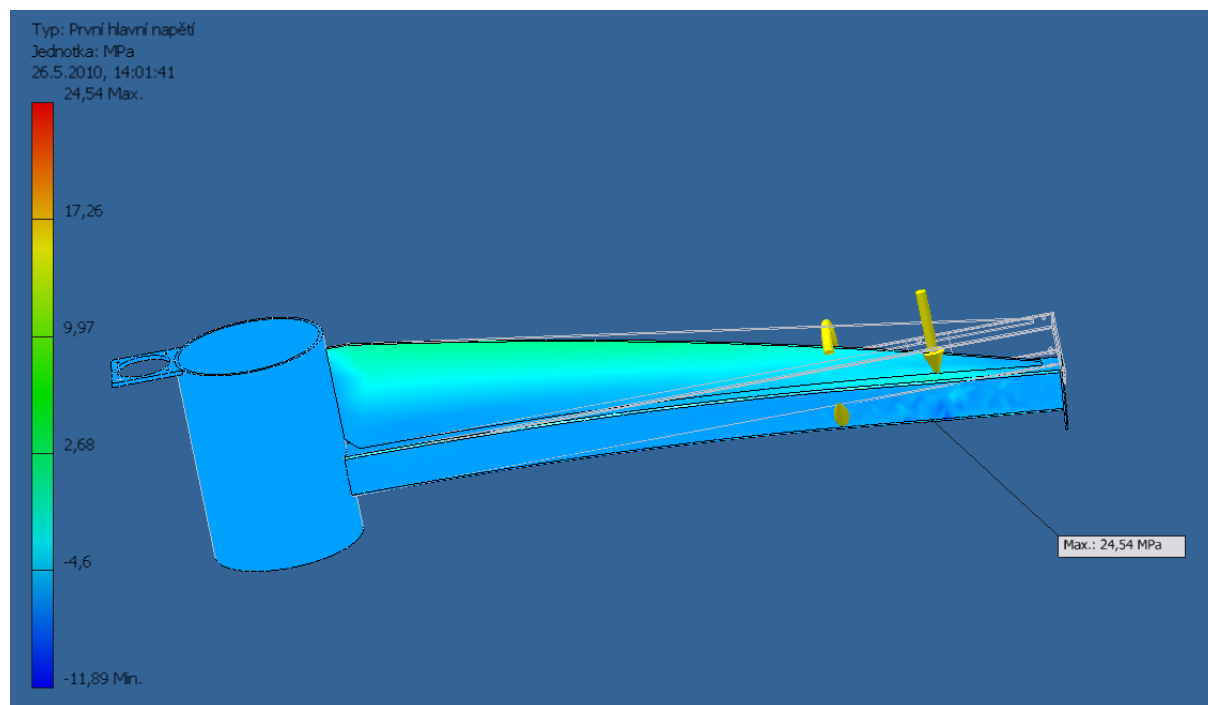
Frekvenční analýza

Nejbližší frekvence harmonického kmitání: 44 [Hz]
Amplituda kmitu: 146 [mm]

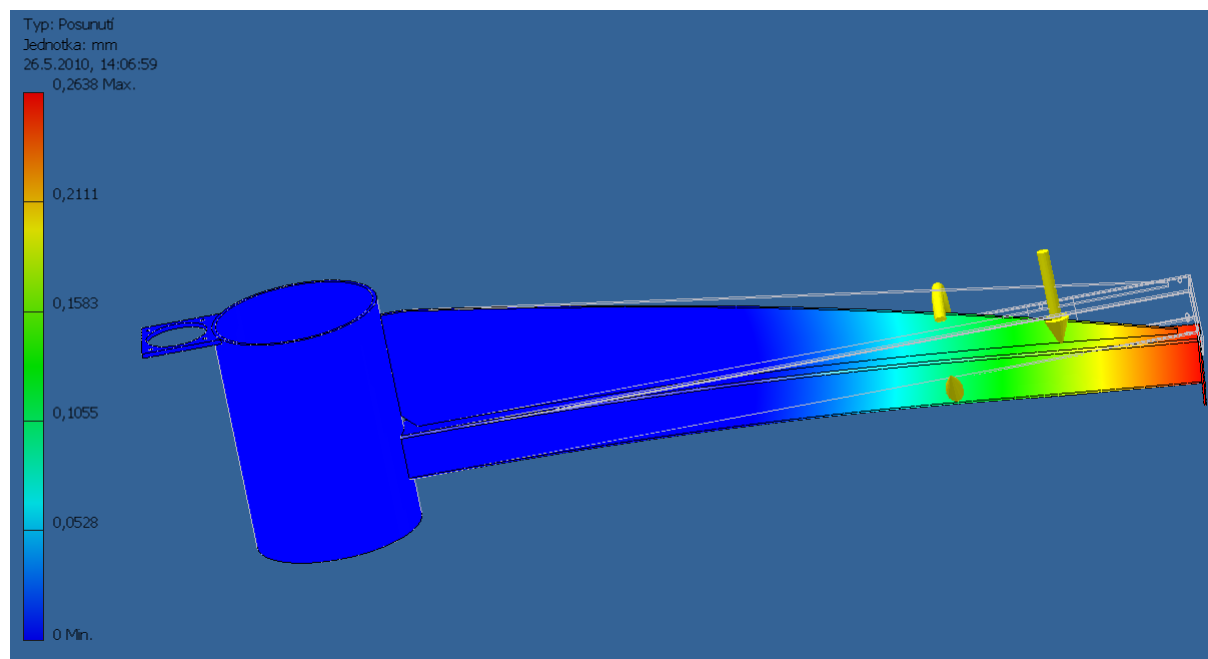


Rameno

Zátěž ramene silou vypočítanou s hmotností nesených elementů $F=981[\text{N}]$ a ohybový moment od vyosení zdvihu $148[\text{Nm}]$.



Obr. 16. Napětí v rameni souosého manipulátoru



Obr. 17. Průběh posunutí ramene souosého manipulátoru

Statická analýza

Hlavní napětí: 25,5 [MPa]
Posunutí: 0,25 [mm]
Součinitel bezpečnosti: 11,3

Frekvenční analýza

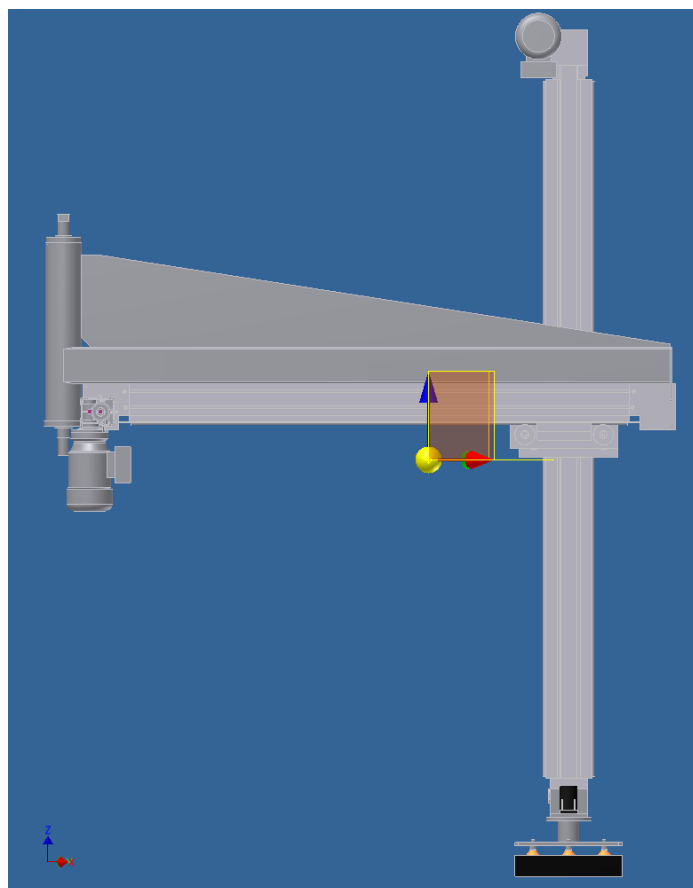
Nejbližší frekvence harmonického kmitání: 31 [Hz]
Amplituda kmitu: 115 [mm]

Z výpočtu ohybu sloupu je jasné, že zmenšování průměru s ohledem na optimalizaci ložisek není možné, protože by neúnosně rostla deformace sloupu.

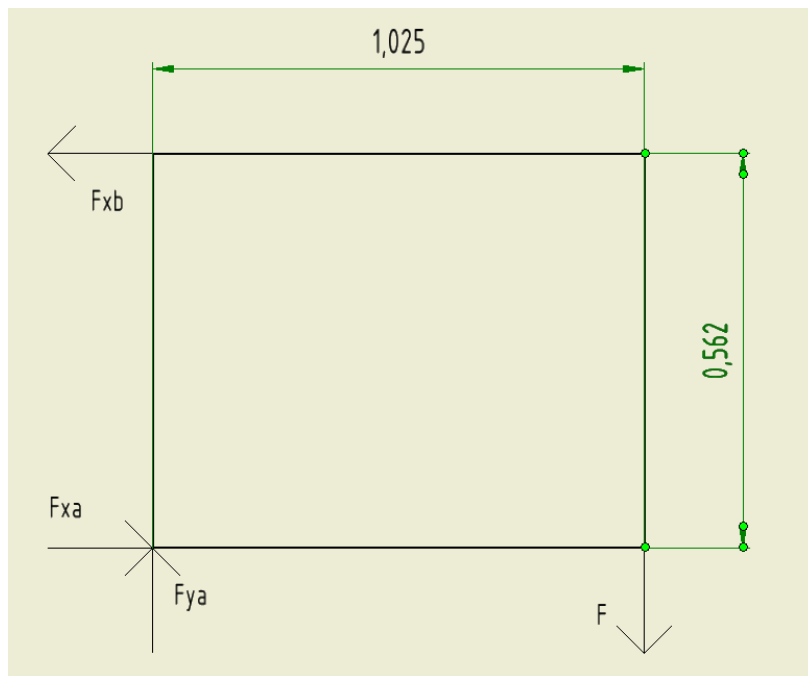
5.2. Výpočty nesouosého sloupového manipulátoru

5.2.1. Výpočet ložisek nesouosého manipulátoru

Hmotnost maximálně zatíženého ramene: 180 [kg]
Těžiště v zátěži je vzdáleno 1025 [mm] od osy sloupu v ose X a 151 [mm] v ose Y od vyosení zdvihu.
Vzdálenost radiálního ložiska od axiálního je 0,562 [mm]



Obr. 18. Poloha těžiště zatíženého ramene nesouosého manipulátoru

**Silové působení v rameni nesouosého manipulátoru**

Obr. 19. Silové působení v rameni nesouosého paletizátoru

Výpočet sil

$$F_{GN}=9,81 \cdot 180=1766 \text{ [N]}$$

$$\text{FAX: } F_{XA}-F_{XB}=0; \quad F_{XA}=3220 \text{ [N]}$$

$$\text{FAY: } F_{YA}-F=0; \quad F_{YA}=1766 \text{ [N]}$$

$$\text{MA: } F_{XB} \cdot 0,562 - F \cdot 1,025 = 0; \quad F_{XB}=3220 \text{ [N]}$$

Horní ložisko – Dvouřadé kuličkové radiální

Typ ložiska: SKF 3207. $C_{RR}=28 \text{ [kN]}$.

Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska: $P_{RR}=F_{XB} \cdot 1=3220 \text{ [N]}$

Bezpečnost při statickém zatížení:

Součinitel bezpečnosti: $S_R=2$ (Výrazné rázové zatížení, požadavek klidného chodu ložiska)

Bezpečnost při statickém zatížení: $C_{RR}/(S_R \cdot P_{RR})=28000/(2 \cdot 3220)=4,3$

Základní trvanlivost: $L_{10R}=(C_{RR}/P_{RR})^p$

Exponent p se volí pro bodový styk 3

$L_{10R}=(28000/3220)^3=657,5$ Ložisko bezpečně vydrží základní trvanlivost tj. 10^6 otáček. [2]

Spodní ložisko – Kuželíkové ložisko

Typ ložiska: SKF 30307. $C_{RK}=73,5 \text{ [kN]}$

Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska: $P_{RK}=F_{XA} \cdot 0,4 + F_{YA} \cdot 5,7=11354 \text{ [N]}$

Bezpečnost při statickém zatížení: $S_K=4$ (Výrazné rázové zatížení, požadavek klidného chodu ložiska)

Bezpečnost při statickém zatížení: $C_{RK}/(S_K \cdot P_{RK})=73500/(4 \cdot 11354)=1,6$

Základní trvanlivost: $L_{10K}=(C_{RK}/P_{RK})^p$

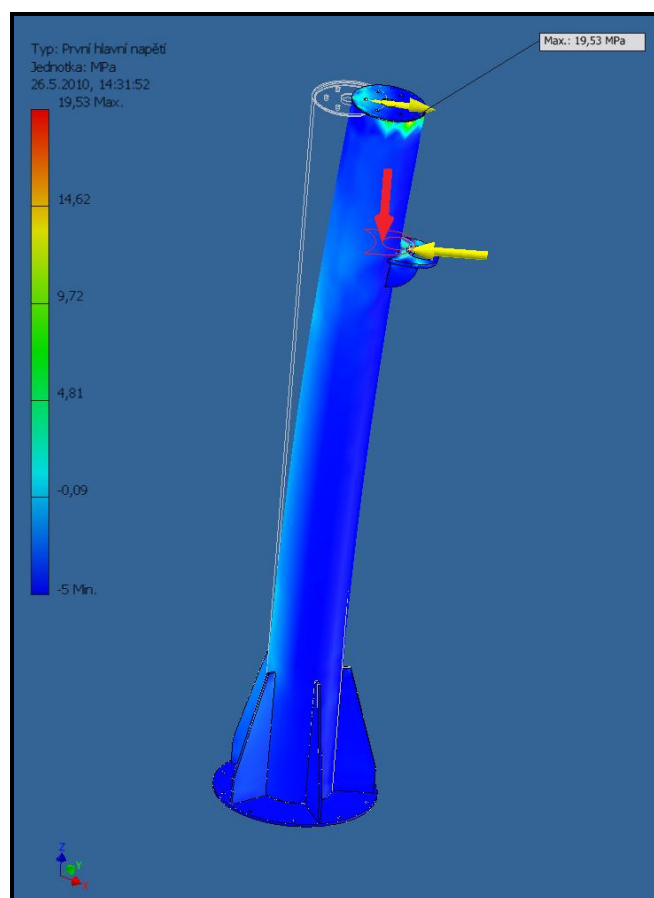
Exponent p se volí pro čárový styk 10/3

$L_{10K} = (73500/10946)^p = 5$ Ložisko by mělo bezpečně vydržet základní trvanlivost tj. 10^6 otáček. [2]

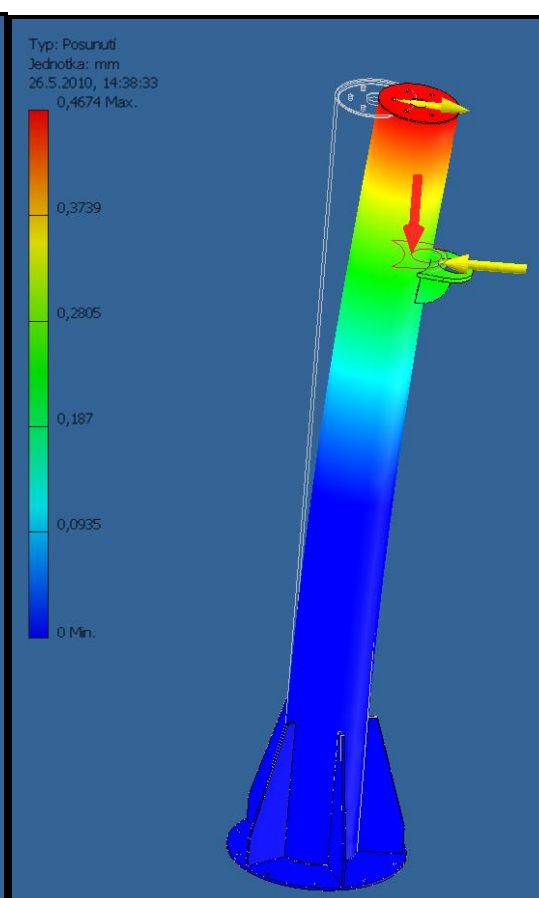
5.2.2. Výpočet pevnosti nosných prvků

Sloup

Silová zátěž svarku sloupu od zatíženého ramene. Dvě radiální rovnoběžné opačně orientované stejně velké síly: 3220 [N] a jedna axiální o velikosti 1766 [N].



Obr. 20. Napětí sloupu nesouosého manipulátoru



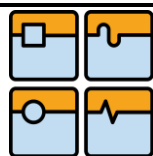
Obr. 21 Posunutí sloupu nesouosého manipulátoru

Statická analýza

Hlavní napětí: 19,5 [MPa]
 Posunutí: 0,46 [mm]
 Součinitel bezpečnosti: 9

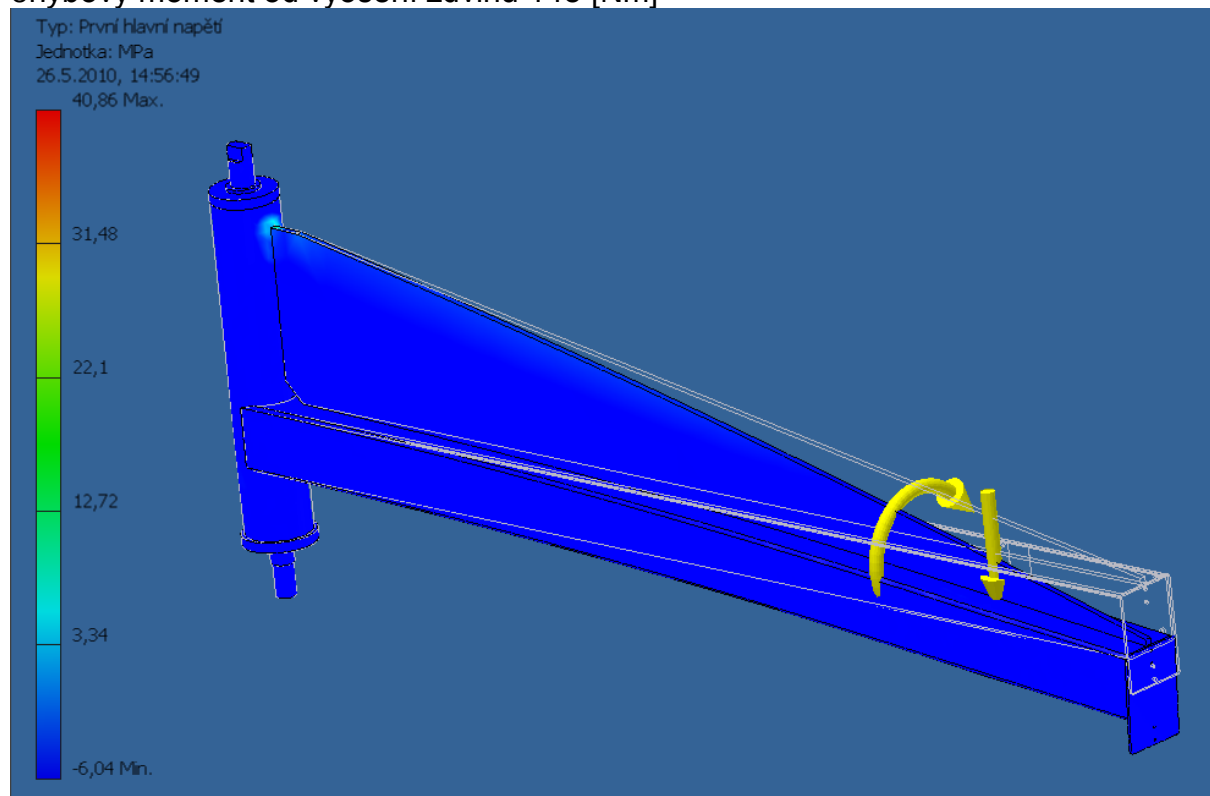
Frekvenční analýza

Nejbližší frekvence harmonického kmitání: 35 [Hz]
 Amplituda kmitu: 147 [mm]

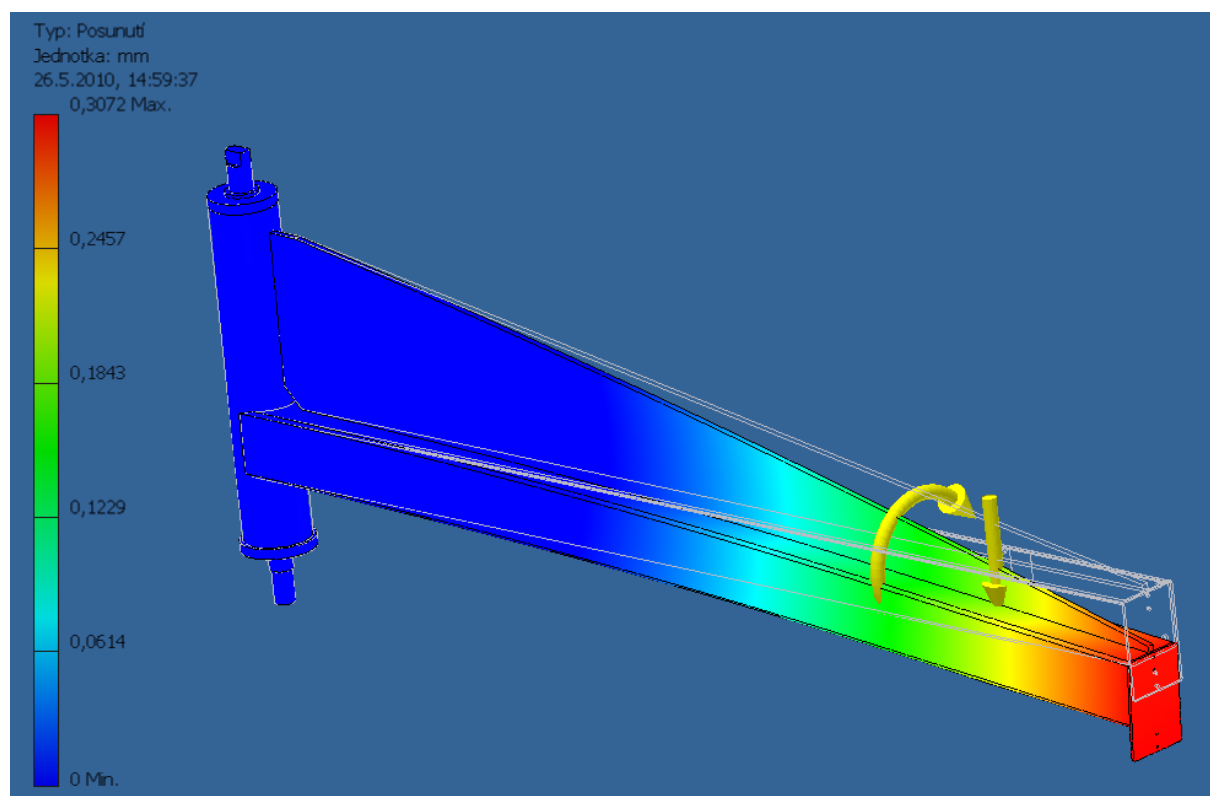


Rameno

Zátěž ramene silou vypočítanou s hmotností nesených elementů $F=981\text{ [N]}$ a ohybový moment od vyosení zdvihu 148 [Nm]



Obr. 22. Průběh napětí v rameni nesouosého manipulátoru



Obr. 23. Posunutí v rameni nesouosého manipulátoru

Statická analýza

Hlavní napětí: 45 [MPa]
 Posunutí: 0,3 [mm]
 Součinitel bezpečnosti: 6,8

Frekvenční analýza

Nejbližší frekvence harmonického kmitání: 25,5 [Hz]
 Amplituda kmitu: 94,5 [mm]

5.3. Momenty setrvačnosti

Souosé rameno zatížené: $J_{SS}=m_s \cdot r^2 = 169 \text{ [kgm}^2\text{]}$
 Nesouosé rameno zatížené: $J_{SN}=m_n \cdot r^2 = 189,2 \text{ [kgm}^2\text{]}$
 Břemene (E1 bedna – 20kg): $J_B=\frac{1}{12} \cdot m_B \cdot (a^2+b^2)= 0,867 \text{ [kgm}^2\text{]}$
 Poznámka: $a=0,6\text{m}$ i $b=0,4\text{m}$ jsou délky strany bedny
 Efektor (V této práci použitý): $J_E= 0,2 \text{ [kgm}^2\text{]}$
 Držák efektoru: $J_D= 0,1 \text{ [kgm}^2\text{]}$

5.4. Výpočty motorů

5.4.1. Výpočet motoru rotace ramene souosého manipulátoru

Převod ozubenými koly s přímým ozubením
 $\eta_{SS}=0,95$ (účinnost pro přímé ozubení)

$$n_{SS}=\frac{\alpha_s \cdot i_{SS}}{t}=\frac{0,166 \cdot 2,54}{3}=0,14 \text{ [ots}^{-1}\text{]}=8,46 \text{ [otmin}^{-1}\text{]}$$

$$\varepsilon_{SS}=\frac{2 \cdot \pi \cdot n_s \cdot i_{SS}}{\frac{t}{2}}=\frac{4 \cdot \pi \cdot 0,14 \cdot 2,54}{3}=\frac{4,47}{3}=1,49 \text{ [rads}^{-2}\text{]}$$

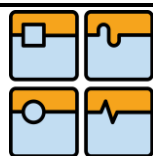
$$M_{SSR}=J_{SS} \cdot \varepsilon_{SS} \cdot \frac{1}{\eta_{SS}}=169 \cdot 1,49 \cdot \frac{1}{0,95}=265 \text{ [Nm]}$$

$$P_{SS}=\frac{M_{SSR} \cdot n_{SS}}{9550 \cdot \eta_{SS}}=\frac{265 \cdot 8,05}{9550 \cdot 0,95}=0,25 \text{ [kW]} \quad [3]$$

5.4.2. Výpočet motoru rotace ramene nesouosého manipulátoru

$\eta_{SN}=0,98$ (spojka)

$$n_{SN}=\frac{\alpha_s}{t}=\frac{0,166}{3}=0,17 \text{ [ots}^{-1}\text{]}=10,2 \text{ [otmin}^{-1}\text{]}$$



$$\varepsilon_{SN} = \frac{2 * \pi * n_s}{t} = \frac{4 * \pi * 0,17}{3} = \frac{2,14}{3} = 0,71 [\text{rads}^{-2}]$$

$$M_{SNR} = J_{SN} * \varepsilon_{SN} * \frac{1}{\eta_{SN}} = 189 * 0,71 * \frac{1}{0,98} = 137 [\text{Nm}]$$

$$P_{SN} = \frac{M_{SNR} * n_{SN}}{9550 * \eta_{SN}} = \frac{137 * 10,2}{9550 * 0,98} = 0,15 [\text{kW}] \quad [3]$$

5.4.3. Výpočet motoru příčné lineární osy (X)

$$v_{SX} = \frac{l_{SX}}{t} = \frac{0,5}{3} = 0,166 [\text{ms}^{-1}]$$

$$a_{SX} = \frac{v_{SX}}{\frac{t}{2}} = \frac{0,166}{1,5} = 0,11 [\text{ms}^{-2}]$$

$$\omega_{SX} = \frac{v_{SX}}{r_{SL}} = \frac{0,3}{0,032} = 5,2 [\text{rads}^{-1}]$$

$\eta_{SX}=0,9$ účinnost tohoto řešení

$$m_{SX} = m_B + m_E + m_D + m_{SVZ} + m_{SDZ} = 54,8 [\text{kg}]$$

$$M_{SX} = \frac{m_{SX} * a_X * v_{SX}}{\omega_{SX} * \eta_{SX}} = \frac{54,8 * 0,11 * 0,166}{5,2 * 0,9} = \frac{1}{4,68} = 0,2 [\text{Nm}]$$

$$P_{SX} = M_{SX} * \omega_{SX} = 0,64 * 5,2 = 1 [\text{W}]$$

$$n_{SX} = \frac{l_{SX}}{s_s * t} = \frac{0,5}{0,2 * 3} = 0,833 [\text{ots}^{-1}] = 50 [\text{otmin}^{-1}] \quad [4]$$

5.4.4. Výpočet motoru svislé lineární osy (Z)

$$v_{SZ} = \frac{l_{SZ}}{t} = \frac{0,9}{3} = 0,3 [\text{ms}^{-1}]$$

$$\omega_{SZ} = \frac{v_{SZ}}{r_{SL}} = \frac{0,3}{0,032} = 9,375 [\text{rads}^{-1}]$$

$\eta_{SLZ}=0,9$ účinnost tohoto řešení

$$m_{SZ} = m_B + m_E + m_D + m_{SVZ} = 51 [\text{kg}]$$

$$M_{SZ} = \frac{m_{SZ} * g * v_{SZ}}{\omega_{SZ} * \eta_{SLZ}} = \frac{51 * 9,81 * 0,3}{9,375 * 0,9} = \frac{150}{8,44} = 17,8 \text{ [Nm]}$$

$$P_{SZ} = M_{SX} * \omega_{SX} = 17,8 * 9,375 = 167 \text{ [W]}$$

$$n_{SZ} = \frac{l_{SZ}}{s_s * t} = \frac{0,9}{0,2 * 3} = 1,5 \text{ [ots}^{-1}\text{]} = 90 \text{ [otmin}^{-1}\text{]} \quad [4]$$

5.4.5. Výpočet motoru rotace efektoru

$$\eta_E = 0,98 \text{ (spojka)}$$

$$n_E = \frac{\alpha_E}{t} = \frac{0,5}{3} = 0,166 \text{ [ots}^{-1}\text{]} = 10 \text{ [otmin}^{-1}\text{]}$$

$$\varepsilon_E = \frac{2 * \pi * n_E}{t} = \frac{4 * \pi * 0,166}{3} = \frac{2,1}{3} = 0,7 \text{ [rads}^{-2}\text{]}$$

$$J_{ME} = J_B + J_E + J_D = +0,87 + 0,2 + 0,1 = 1,17 \text{ [kgm}^2\text{]}$$

$$M_E = J_{ME} * \varepsilon_E * \frac{1}{\eta_E} = 1,17 * 0,7 * \frac{1}{0,98} = 0,836 \text{ [Nm]}$$

$$P_E = M_E * 2 * \pi * n_E = 0,836 * 2 * \pi * 10 = 52,5 \text{ [W]} \quad [3]$$

5.4.6. Výběr motoru

Volím tyto asynchronní motory (se snímačem otáček 1024pulsů/ot a brzdou) a tyto převodovky firmy Bonfiglioli [8]

Rotace efektoru

Motor: BN 63A4 0,12 kW B5 BA 3 EN (1-3)
 Planetová převodovka: MP 053 3 140 17 11 25 95 115
 Vlastnosti: $n_2 = 10 \text{ [otmin}^{-1}\text{]}$; $M_{2\max} = 20 \text{ [Nm]}$

Lineární posuv příčné osy

Motor: BN 63A4 0,12 kW B14 BA 3 EN (1-3)
 Šneková převodovka: VF 44 F 14 P63 B14
 Vlastnosti: $n_2 = 94 \text{ [otmin}^{-1}\text{]}$; $M_{2\max} = 10 \text{ [Nm]}$

Lineární posuv zdvihu

Motor: BN 71B 0,25 kW B14 BA 3 EN (1-3)
 Šneková převodovka: VF 44 F 10 P71 B14
 Vlastnosti: $n_2 = 90 \text{ [otmin}^{-1}\text{]}$; $M_{2\max} = 20 \text{ [Nm]}$

Rotace nesouosého ramene

Motor: BN 80B4 0,75 kW B5 BA 3 EN (1-3)
 Planetová převodovka: MP 080 3 200 17 14 30 110 130
 Vlastnosti: $n_2=12$ [otmin⁻¹]; $M_{2max}=152$ [Nm]

Rotace souosého ramene

Motor: BN 80C4 1,1 kW B5 BA 3 EN (1-3)
 Planetová převodovka: MP 080 3 320 17 14 30 110 130
 Vlastnosti: $n_2=10$ [otmin⁻¹]; $M_{2max}=283$ [Nm]

5.5. Výběr vhodného řešení pomocí MCA

Ceny variant

	Souosý manipulátor	Nesouosý manipulátor
Cena polotovarů [kč]	15 120	8 180
Cena obrábění [kč]	30 000	8 000
Cena svařování [kč]	5 000	2 000
Cena nakupovaných dílů [kč]	156 000	136 000
Cena montáže [kč]	5 000	5 000
Celková cena [kč]	211 120	159 180

Nakupované díly: Ložiska, motory, lineární vedení

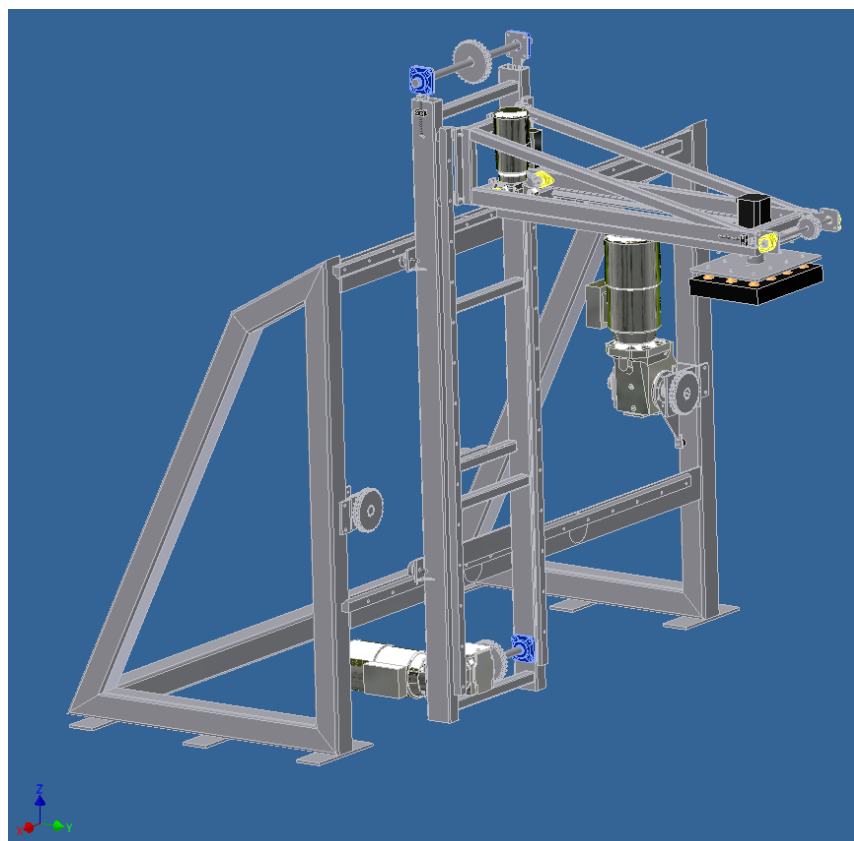
MCA sloupu	Cena		Řízení		Životnost		Přesnost		$\sum \alpha$	t [%]
Váha (f)	3		3		2		1			
	h	α	h	α	H	α	H	A		
Souosý manipulátor	3	9	3	9	4	8	4	4	30	83
Nesouosý manipulátor	4	12	4	12	3	6	3	3	33	91

6. Řešení portálového manipulátoru TTT

Popis funkce, rozměry, základní výběry mechanických dílů.

6.1. Decentralizovaný

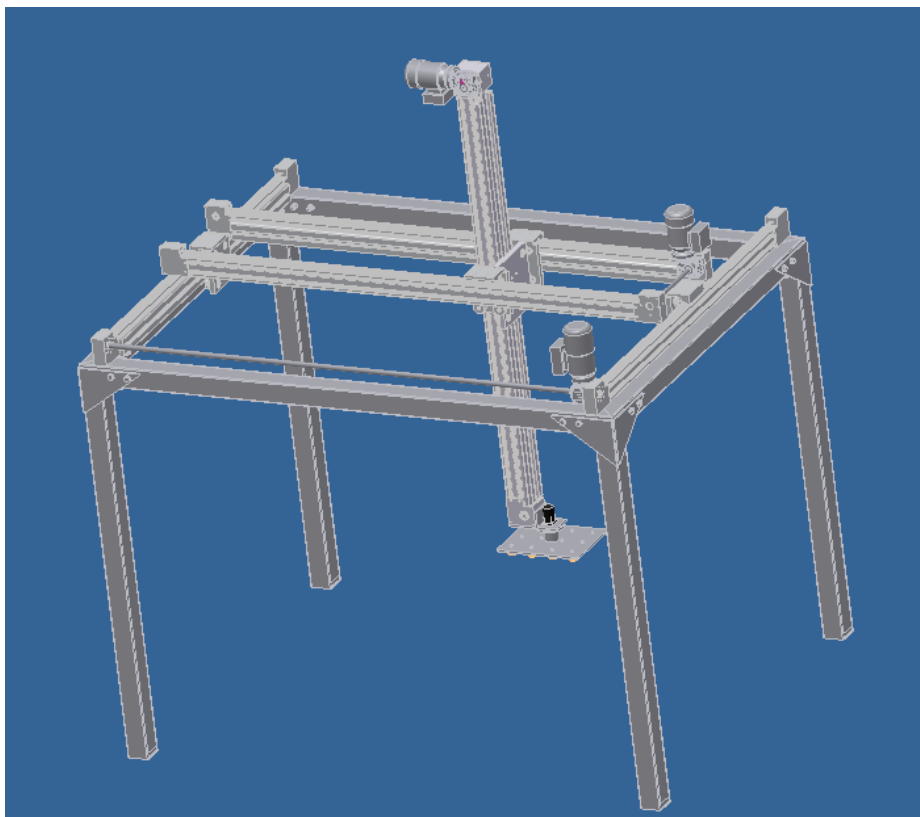
Základními prvky svařeného rámu jsou dva čtyřúhelníky svařené ze silnostěnných jákelů. Mezi tyto čtyřúhelníky se navaří příčky z tlustostěnných profilů T. Hotový rám se frézováním obrábí pro získání důležité rovinnosti a rovnoběžnosti. Na rám se namontují vodící lišty rolen, držáky řetězových kol a motoru. Prostřední rám (nosník II) je také svařen z jákelů a nosných plechů. Také tento rám se obrábí pro získání požadovaných tolerancí. Na rámu je nahoře namontováno napínání řetězu svislé osy (Z). Uprostřed je šroubový napínák vratné a držák tažné větve řetězu podélné osy (X). Dole je uchycen motor zvedání. Poslední rám (nosník III) je opět svařený z jákelů a plechů. A také se po svaření obrábí. Na spodní straně je namontováno vedení rolen. Rolny drží nosnou desku na níž je namontován držák efektoru společně s jeho rotací.



Obr. 24. Decentralizovaný manipulátor

6.2. Portálový manipulátor

Tento manipulátor se skládá ze čtyř identických svařovaných noh, které jsou namontované na rámu a nesou ho. Nohy jsou stavitelné pro vyrovnaní roviny pojezdů s podlahou. Na tomto nosném rámu jsou umístěny tři na sebe kolmé lineární vedení. Na konci kinematického řetězce je umístěn držák efektoru s jeho rotační vazbou.



Obr. 25. Portálový manipulátor

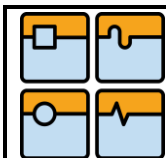
6.3 Rozměry

Portálový manipulátor obsáhne prostor (d.š.v.[m]) 2,65-1,95-3,8. Decentrální manipulátor má tyto rozměry (d.š.v.[m]) 2,35-2,78-2,5. Portálový manipulátor, je tedy proti decentrálnímu rámu podstatně vyšší a navíc jenom soustava lineárních vedení by na tento stroj stála skoro 200tis.kč. Proto se tímto řešením nebudu dále zabývat.

6.4. Výběr mechanických dílů MCA

Protože by bylo z výrobních a provozních hledisek vhodnější, aby všechny pohony pracovaly na stejném principu, vyberu takové, které se budou hodit pro celý stroj. Ze stejných důvodů vyberu i pohonné jednotky pro všechny osy stejné. Pro orientace efektoru v prostoru využiji již vybrané varianty ze sloupových manipulátorů. Pro tyto nosné síly použiji jako vedení kvalitní vodící lišty a rolny pro vysoká zatížení. Pro osu Z a X volím rolny HPV32 a pro osu Y volím rolnu HPV 40. Hodnoty jejich přípustného zatížení jsou v příloze č. 3.

[7]



6.4.1. Způsob přenosu mechanické energie

	Cena		Životnost		Hmotnost/ Rozměry		Účinnost		Přesnost		$\sum \alpha$	t [%]
Váha (f)	3		3		2		1		1			
	h	α	h	α	h	α	h	α	H	α		
Kuličkový šroub	3	9	2	6	3	6	3	3	4	4	28	70
Lineární motor	2	6	3	9	3	6	4	4	4	4	29	72,5
Ozubený řemen	3	9	4	12	2	4	3	3	3	3	31	77,5
Válečkový řetěz	4	12	4	12	2	4	3	3	3	3	34	85
Pneumatický motor s brzdou	3	9	3	9	2	4	2	2	1	1	25	62,5

6.4.2. Způsob pohonu kinematických dvojic

	Cena		Řízení		Přesnost		Životnost		Rozměry		$\sum \alpha$	t [%]
Váha (f)	3		3		3		2		2			
	h	α	h	α	h	α	H	α	h	α		
Krokový motor	3	9	3	9	4	12	2	4	4	8	42	80
Asynchronní motor	4	12	3	9	3	9	4	8	3	6	44	85
Stejnoseměrný servomotor	2	6	4	12	4	12	4	8	3	6	44	85
Pneumatický motor	3	9	2	6	1	3	3	6	2	4	28	54
Hydraulický motor	1	3	2	6	1	3	4	8	1	2	22	42

Volím jednotné pohony pro všechny osy pro jednodušší a snazší řízení. Volím asynchronní motor, protože je oproti servomotoru podstatně levnější. Způsob přenosu mechanické energie u čtvrtého pohonu (polohování břemene) volím jako shodný s pohonem polohováním břemene u sloupových manipulátorů.

Čas pro absolvování optimalizovaných vzdáleností: $t = 3$ [s]

6.5. Rozměry

Maximální zdvih (Z) l_{PZ} :	1,8 [m]
Maximální pojezd saní v příčném směru (X) l_{PX} :	1 [m]
Maximální pojezd saní v podélném směru (Y) l_{PY} :	1,5 [m]
Pojezdy optimalizované na polohu odběrného místa:	
Zdvih (Z):	0,9 [m]
Pojezd saní v příčném směru (X):	0,5 [m]
Pojezd saní v podélném směru (Y):	1,5 [m]

Průměrná rychlost: $v = \frac{L}{t}$

Zdvih:	$v_{PZ} = 0,3$ [ms^{-1}]
Příčná rychlost:	$v_{PX} = 0,166$ [ms^{-1}]
Podélná rychlost:	$v_{PY} = 0,5$ [ms^{-1}]

6.6. Hmotnosti

Výpočty hmotnosti tahaných břemen (součty hmotností)

Zdvih (zatížení příčného pojezdu, příčný pojezd):	$m_{PZ} = 110$ [kg]
Příčný pojezd (břemeno, jezdec, efektor, motor):	$m_{PX} = 50$ [kg]
Podélný pojezd (zatížení zdvihu, zdvih):	$m_{PY} = 280$ [kg]

6.7. Výpočet sil a ložisek

Výpočet maximální síly při rozběhu a brždění – pilový diagram pro maximální rychlost. Průměrnou rychlost známe, maximální rychlost (dosažená ve špičce pilového diagramu) je dvojnásobná. Dosažená je v půlce dráhy tedy za polovinu času pojezdu. Po dosažení této dráhy začíná motor zase brzdit se stejným zrychlením.

Účinnost válečkových řetězů je 97% : $\eta_V = 0,97$

Účinnost rolen pro vysoká zatížení je 97% : $\eta_R = 0,97$

Akcelerace: $a = \frac{2 \cdot v}{\frac{t}{2}}$

$$\text{Zdvih : } a_{PZ} = \frac{2 \cdot v_{PZ}}{\frac{t}{2}} = \frac{2 \cdot 0,3}{1,5} = 0,4 \text{ [ms}^{-2}\text{]}$$

$$\text{Příčný pojezd: } a_{PX} = \frac{2 \cdot v_{PX}}{\frac{t}{2}} = \frac{2 \cdot 0,166}{1,5} = 0,22 \text{ [ms}^{-2}\text{]}$$

$$\text{Podélný pojezd: } a_{PY} = \frac{2 \cdot v_{PY}}{\frac{t}{2}} = \frac{2 \cdot 0,5}{1,5} = 0,66 \text{ [ms}^{-2}\text{]}$$

Výpočet maximálních sil: $F=m*a$ (V případě zdvihu je potřeba při výpočtu akcelerace vzít v úvahu gravitaci)

Zdvih: $F_{PZ}=110*(0,4+9,81)=1123$ [N]

Příčný pojezd: $F_{PX}=50*0,22=11$ [N]

Podélný pojezd: $F_{PY}=280*0,66=185$ [N]

Výpočet ložisek

Ložisko osy X – Kuličkové radiální v oválném domku

Typ ložiska: SKF FYTB 12 TF. $C_{PX}=4,75$ [kN].

Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska: $P_{PX}=F_{PX}*1=11$ [N]

Bezpečnost při statickém zatížení:

Součinitel bezpečnosti: $S_P=2$ (Výrazné rázové zatížení, požadavek klidného chodu ložiska)

Bezpečnost při statickém zatížení: $C_{PX}/(S_P*P_{PX})=4750/(2*11)= 215$

Základní trvanlivost: $L_{10P}=(C_{PX}/P_{PX})^p$

Exponent p se volí pro bodový styk 3

$L_{10R}=(4750/11)^p=80519815$ Ložisko bezpečně vydrží základní trvanlivost tj. 10^6 otáček. [2]

Ložisko osy Y – Kuličkové radiální v oválném domku

Typ ložiska: SKF FYTB 15 TF. $C_{PY}=4,75$ [kN].

Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska: $P_{PY}=F_{PY}*1=185$ [N]

Bezpečnost při statickém zatížení:

Součinitel bezpečnosti: $S_P=2$ (Výrazné rázové zatížení, požadavek klidného chodu ložiska)

Bezpečnost při statickém zatížení: $C_{PY}/(S_P*P_{PY})=4750/(2*185)= 12,8$

Základní trvanlivost: $L_{10P}=(C_{PY}/P_{PY})^p$

Exponent p se volí pro bodový styk 3

$L_{10R}=(4750/185)^p=16926,5$ Ložisko bezpečně vydrží základní trvanlivost tj. 10^6 otáček. [2]

Ložisko osy Z – Kuličkové radiální v čtvercovém domku

Typ ložiska: SKF FYK 20 TF. $C_{PZ}=6,55$ [kN].

Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska: $P_{PZ}=F_{PZ}*1=1123$ [N]

Bezpečnost při statickém zatížení:

Součinitel bezpečnosti: $S_P=2$ (Výrazné rázové zatížení, požadavek klidného chodu ložiska)

Bezpečnost při statickém zatížení: $C_{PZ}/(S_P*P_{PZ})=6550/(2*1123)= 2,9$

Základní trvanlivost: $L_{10P}=(C_{PZ}/P_{PZ})^p$

Exponent p se volí pro bodový styk 3

$L_{10R}=(6550/1123)^p=198,5$ Ložisko bezpečně vydrží základní trvanlivost tj. 10^6 otáček. [2]

7. Výpočty hodnot pro výběr motorů a řetězů

Motory s převodovkami jsou přímo na hřídelích.

7.1. Výpočet hodnot pro výběr motoru osy Y

$r_{PY}=0,08$ [m] (poloměr řetězového kola)

$s_{PY}=0,5$ [m] (obvod kola)

$$\eta_C = \eta_P * \eta_V = 0,97 * 0,97 = 0,94$$

$$\omega_{PY} = \frac{v_{PY}}{r_{PY}} = \frac{0,5}{0,08} = 6,25 \text{ [rads}^{-1}\text{]}$$

$$M_{PY} = \frac{m_{PY} * a_{PY} * v_{PY}}{\omega_{PY} * \eta_C} = \frac{280 * 0,66 * 0,5}{6,25 * 0,94} = \frac{92,4}{5,875} = 15,8 \text{ [Nm]}$$

$$P_{PY} = M_{PY} * \omega_{PY} = 15,8 * 6,25 = 98,75 \text{ [W]}$$

$$n_{PY} = \frac{l_{PY}}{s_{PY} * t} = \frac{1,5}{0,5 * 3} = 1 \text{ [ots}^{-1}\text{]} = 60 \text{ [otmin}^{-1}\text{]} \quad [4]$$

7.2. Výpočet hodnot pro výběr motoru osy X

$r_{PX}=0,045$ [m] (poloměr řetězového kola)

$s_{PX}=0,28$ [m] (obvod kola)

$$\omega_{PX} = \frac{v_{PX}}{r_{PL}} = \frac{0,166}{0,045} = 3,7 \text{ [rads}^{-1}\text{]}$$

$$M_{PX} = \frac{m_{PX} * a_{PX} * v_{PX}}{\omega_{PX} * \eta_C} = \frac{54,8 * 0,66 * 0,166}{5,2 * 0,94} = \frac{6}{4,9} = 1,25 \text{ [Nm]}$$

$$P_{PX} = M_{PX} * \omega_{PX} = 1,25 * 3,7 = 4,3 \text{ [W]}$$

$$n_{PX} = \frac{l_{PX}}{s_{PX} * t} = \frac{0,5}{0,28 * 3} = 0,6 \text{ [ots}^{-1}\text{]} = 36 \text{ [otmin}^{-1}\text{]} \quad [4]$$

7.3. Výpočet hodnot pro výběr motoru osy Z

$r_{PZ}=0,08$ [m] (poloměr řetězového kola)

$s_{PZ}=0,5$ [m] (obvod kola)

$$\omega_{PZ} = \frac{v_{PZ}}{r_{PL}} = \frac{0,3}{0,08} = 3,75 \text{ [rads}^{-1}\text{]}$$

$$M_{PZ} = \frac{m_{PZ} * (g + a_z) * v_{PZ}}{\omega_{PZ} * \eta_C} = \frac{110 * (9,81 + 0,4) * 0,3}{3,75 * 0,94} = \frac{337}{3,525} = 95,6 \text{ [Nm]}$$

$$P_{PZ} = M_{PZ} * \omega_{PZ} = 95,6 * 3,75 = 358 \text{ [W]}$$

$$n_{PZ} = \frac{l_{PZ}}{s_{PR} * t} = \frac{0,8}{0,5 * 3} = 0,53 \text{ [ots}^{-1}\text{]} = 32 \text{ [otmin}^{-1}\text{]} \quad [4]$$

7.4. Výběr motorů

Volím tyto asynchronní motory (se snímačem otáček 1024pulsů/ot a brzdou) a tyto převodovky firmy Bonfiglioli [8]

Rotace efektoru

Motor: BN 63A4 0,12 kW B5 BA 3 EN (1-3)
 Planetová převodovka: MP 053 3 140 17 11 25 95 115
 Vlastnosti: $n_2=10 \text{ [otmin}^{-1}\text{]}$; $M_{2\max}=20 \text{ [Nm]}$

Lineární posuv osy Y

Motor: BN 63B4 0,18 kW B14 BA 3 EN (1-3)
 Šneková převodovka: VF 44 F 20 P63 B14
 Vlastnosti: $n_2=66 \text{ [otmin}^{-1}\text{]}$; $M_{2\max}=20 \text{ [Nm]}$

Lineární posuv osy X

Motor: BN 63A6 0,09 kW B14 BA 3 EN (1-3)
 Šneková převodovka: VF 30 F 20 P63 B14
 Vlastnosti: $n_2=44 \text{ [otmin}^{-1}\text{]}$; $M_{2\max}=14 \text{ [Nm]}$

Lineární posuv osy Z

Motor: BN 80A4 0,55 kW B14 BA 3 EN (1-3)
 Šneková převodovka: W63 UF 45 P80 B14
 Vlastnosti: $n_2=31 \text{ [otmin}^{-1}\text{]}$; $M_{2\max}=115 \text{ [Nm]}$

7.5. Výpočet řetězového převodu

Celá kapitola je dle postupu na [5]. Nejmenší počet zubů u malého řetězového kola má být 17 zubů. Při menších počtech zubů se podstatně zvyšuje ohyb řetězu a nepříznivě se projevuje vliv řetězového kola na životnost a hlučnost řetězu. U velkého kola se nedoporučuje překročit při běžných převodech 120 zubů. Tažnou větev je vhodné umisťovat nahoru, aby byla lepší kinematika řetězu. Úměrně s velikostí obvodové rychlosti řetězu se volí rozteč použitého řetězu. Pro vysoké obvodové rychlosti je vhodný víceřadý řetěz s malou roztečí. K dosažení rovnoměrného opotřebení řetězu, pokud to konstrukce dovoluje, použít malé

ozubené kolo s lichým počtem zubů. Převodový poměr nemá být větší nežli 8 až 9 u řetězů s malou roztečí a ne větší než 6 až 7 u řetězů s větší roztečí. K zamezení použití spojovacího článku se snažíme o sudý počet článků. Je potřeba použít ozubených nosných kladek k váhovému odlehčení řetězu. Toto opatření je nutné, jakmile je volná větev řetězu delší než 1,5m. Maximální osová vzdálenost je stonásobek řetězu.

Rychlost řetězu:

Zdvih: $v_{PZ} = 0,3 \text{ [ms}^{-1}\text{]}$
 Příčná rychlost: $v_{PX} = 0,166 \text{ [ms}^{-1}\text{]}$
 Podélná rychlost: $v_{PY} = 0,5 \text{ [ms}^{-1}\text{]}$

Přenášená síla:

Zdvih: $F_{PZ} = 1123 \text{ [N]}$
 Příčný pojezd: $F_{PX} = 11 \text{ [N]}$
 Podélný pojezd: $F_{PY} = 185 \text{ [N]}$

Přenášený výkon:

$$P_{PZ} = \frac{F_{PZ} * v_{PZ}}{1000} = \frac{1123 * 0,3}{1000} = 0,337 \text{ [kW]}$$

$$P_{PX} = \frac{F_{PX} * v_{PX}}{1000} = \frac{11 * 0,166}{1000} = 0,0018 \text{ [kW]}$$

$$P_{PY} = \frac{F_{PY} * v_{PY}}{1000} = \frac{185 * 0,5}{1000} = 0,0925 \text{ [kW]}$$

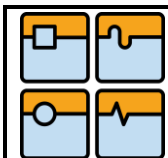
Tabulka součinitele rázu

Součinitel rázu Y	Druh provozu
1	Bez nárazový provoz
2	Lehké rázy, středně míjivé zatížení
3	Střední rázy, krajně míjivé zatížení
4	Těžké rázy, střední přenášené zatížení

Součinitel volím pro každou osu zvlášť. Pro osu X volím $Y_X=2$, pro osy Z a Y volím $Y_Z=3; Y_Y=3$

Součinitel výkonu „k“ se stanoví z součinitele Y a počtu zubů malého kolečka

$k_X=0,54; k_Y=0,7; k_Z=0,7$

**Stanovení obvodové rychlosti v_o**

$D_{tZ}=D_{tY}= 151,87$ [mm]; $D_{tX}=81,37$ [mm] (roztečné kružnice řetězových kol)

$$v_{oZ} = \frac{D_{tZ} * \pi * n_{PZ}}{60000} = \frac{151,87 * \pi * 32}{60000} = 0,255 \text{ [ms}^{-1}\text{]}$$

$$v_{oX} = \frac{D_{tX} * \pi * n_{PX}}{60000} = \frac{81,37 * \pi * 36}{60000} = 0,153 \text{ [ms}^{-1}\text{]}$$

$$v_{oY} = \frac{D_{tY} * \pi * n_{PY}}{60000} = \frac{151,87 * \pi * 60}{60000} = 0,477 \text{ [ms}^{-1}\text{]}$$

Rozteč je pro všechny kola stejná. Její hodnota je: $p=15,875$ [mm]

Součinitel mazání l_2 volím 0,3 (občasné mazání, prostředí se znečištěním).

Součinitel provedení řetězu ϕ : dle DIN 8187 je 1.

Součinitel vzdálenosti os σ .

a	20 x p	40 x p	80 x p	160 x p
σ	0,85	1	1,15	1,30

$$\sigma_Y = \sigma_Z = 1,30; \sigma_X = 1,15$$

Diagramový výkon P_d

$$P_{dZ} = \frac{P_{PZ}}{k_Z * l_{2Z} * \phi_Z * \sigma_Z} = \frac{0,337}{0,7 * 0,3 * 1 * 1,3} = \frac{0,337}{0,273} = 1,23 \text{ [kW]}$$

$$P_{dX} = \frac{P_{PX}}{k_X * l_{2X} * \phi_X * \sigma_X} = \frac{0,0018}{0,54 * 0,3 * 1 * 1,15} = \frac{0,0018}{0,1863} = 0,0097 \text{ [kW]}$$

$$P_{dY} = \frac{P_{PY}}{k_Y * l_{2Y} * \phi_Y * \sigma_Y} = \frac{0,0925}{0,7 * 0,3 * 1 * 1,3} = \frac{0,0925}{0,273} = 0,339 \text{ [kW]}$$

Volba řetězu

Pro osu x volím řetěz 10 B-1

Pro osy Y volím řetěz 10 B-2

Pro osu Z volím řetěz 10 B-3

Délka řetězů

a (osová vzdálenost řetězových kol); z_1 a z_2 (počet zubů řetězových kol)

$$X_X = 2 * \frac{a_X}{p} + \frac{z_{1X} + z_{2X}}{2} = 2 * \frac{1250}{15,875} + \frac{16 + 16}{2} = 94,75 \text{ volím 96 článků}$$



$$X_Y = 2 * \frac{a_Y}{p} + \frac{z_{1Y} + z_{2Y}}{2} = 2 * \frac{1950}{15,875} + \frac{30 + 30}{2} = 152,8 \text{ volím } 154 \text{ článků}$$

$$X_Z = 2 * \frac{a_Z}{p} + \frac{z_{1Z} + z_{2Z}}{2} = 2 * \frac{2225}{15,875} + \frac{30 + 30}{2} = 170,15 \text{ volím } 172 \text{ článků}$$

Stanovení tažné síly

$$F_{TX} = \frac{1000 * P_{dX}}{v_{OX}} = \frac{1000 * 0,0097}{0,153} = 63,5 \text{ [N]}$$

$$F_{TY} = \frac{1000 * P_{dY}}{v_{OY}} = \frac{1000 * 0,339}{0,477} = 710,7 \text{ [N]}$$

$$F_{TZ} = \frac{1000 * P_{dZ}}{v_{OZ}} = \frac{1000 * 1,23}{0,255} = 4823,5 \text{ [N]}$$

Stanovení odstředivé síly

Q (Hmotnost 1m řetězu kg/m)

$$G_X = Q_X * v_{OX} = 0,95 * 0,153 = 0,145 \text{ [N]}$$

$$G_Y = Q_Y * v_{OY} = 1,85 * 0,477 = 0,88 \text{ [N]}$$

$$G_Z = Q_Z * v_{OZ} = 2,8 * 0,255 = 0,71 \text{ [N]}$$

Celkové zatížení řetězu F_C

$$F_{CX} = G_X + F_{TX} = 0,145 + 63,5 = 63,65 \text{ [N]}$$

$$F_{CY} = G_Y + F_{TY} = 0,88 + 710,7 = 711,6 \text{ [N]}$$

$$F_{CZ} = G_Z + F_{TZ} = 0,71 + 4823,5 = 4824,2 \text{ [N]}$$

Stanovení statické bezpečnosti

F_B (Mez pevnosti řetězu)

$$\gamma_{statX} = \frac{F_{BX}}{F_{CX}} = \frac{22700}{63,65} = 356,5$$

$$\gamma_{statY} = \frac{F_{BY}}{F_{CY}} = \frac{45400}{711,6} = 63,8$$

$$\gamma_{statZ} = \frac{F_{BZ}}{F_{CZ}} = \frac{68100}{4824,2} = 14$$

Stanovení dynamické bezpečnosti

$$\gamma_{dynX} = \frac{F_{BX}}{F_{CX} * Y_X} = \frac{22700}{63,65 * 2} = 178,5$$

$$\gamma_{dynY} = \frac{F_{BY}}{F_{CY} * Y_Y} = \frac{45400}{711,6 * 3} = 21,3$$

$$\gamma_{dynZ} = \frac{F_{BZ}}{F_{CZ} * Y_Z} = \frac{68100}{4824,2 * 3} = 4,7$$

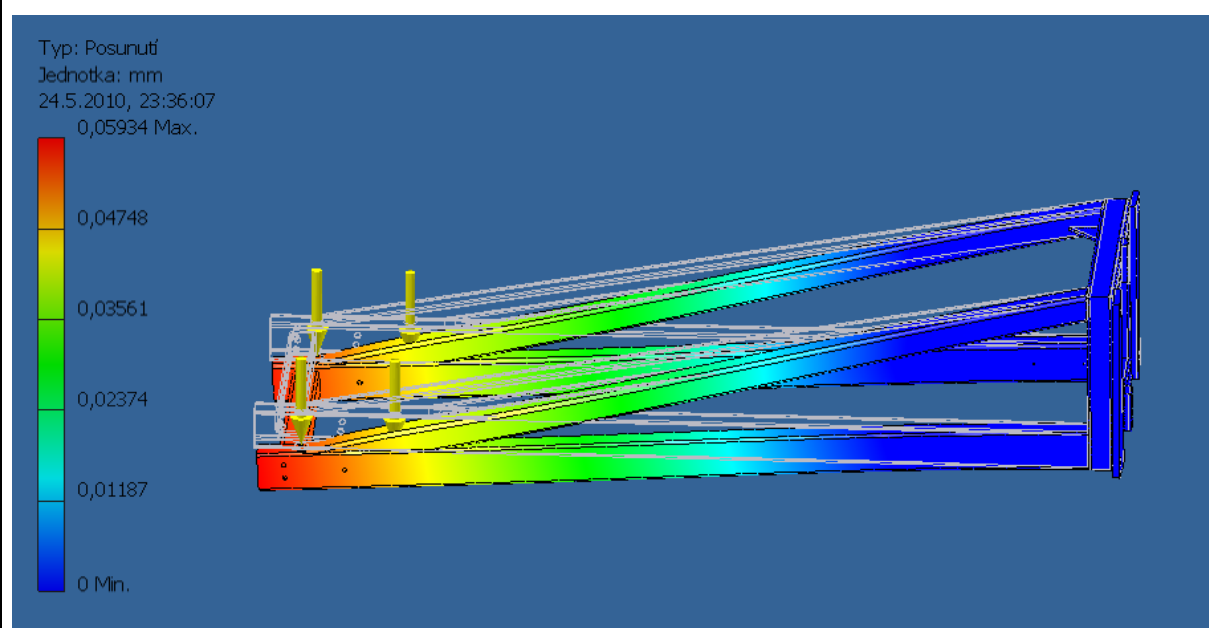
8. Výpočty pevnosti dílů

Polohy jednotlivých pohybujících se dílů byly zvoleny co nejnejpříznivějších polohách, aby byly díly dimenzovány na maximální zatížení.

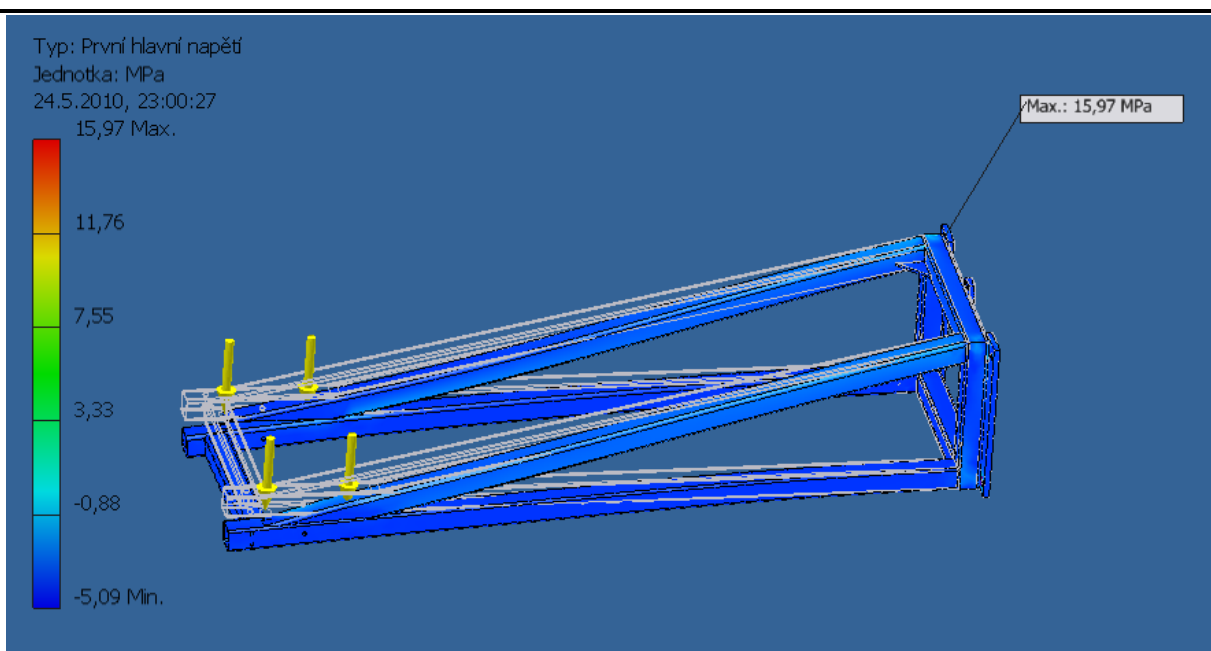
8.1. Hodnoty při zatížení nosníku III

$m_{PY} = 50$ [kg] (celková hmotnost nesených prvků)
 $g = 9,81$ [ms⁻²] (gravitační zrychlení)
 $F_{PYM} = 490$ [N] (celková síla vyvolaná zátěží)

Odpovídající zatížení při plně zatíženém ramene v nejvzdálenějším bodě pojezdu. Čtyři síly o rozteči nosných roln držáku efektoru. Každá o velikosti 125[N].



Obr. 26. Posunutí nosníku III při zatížení



Obr. 27. Hlavní napětí v nosníku III při zatížení

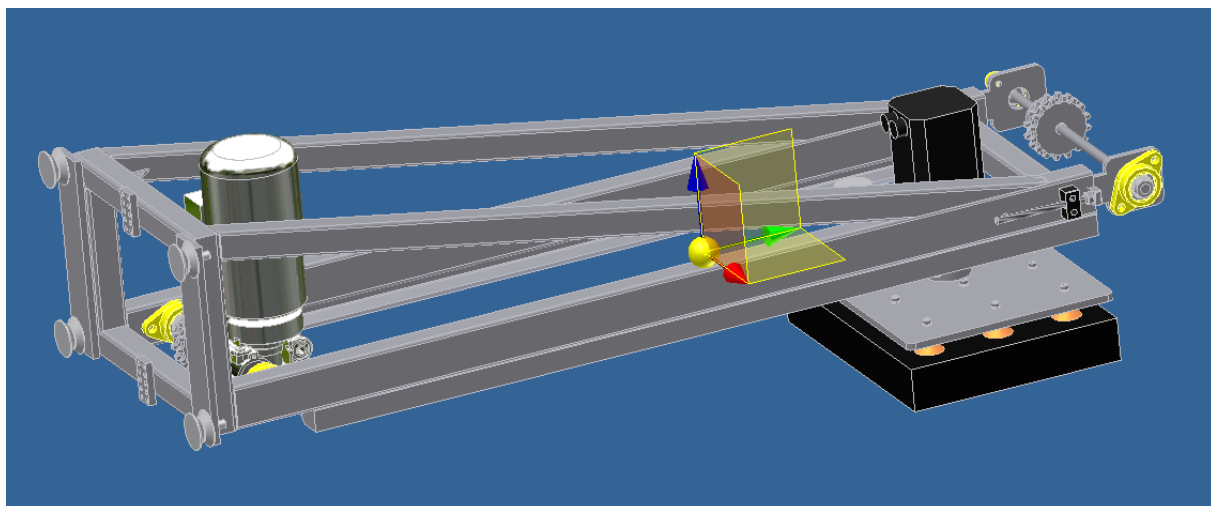
Statická analýza

Maximální napětí: 16,2MPa
Maximální posunutí: 0,06mm
Součinitel bezpečnosti: 9,5

Frekvenční analýza

Frekvence harmonického kmitání: 33 Hz
Amplituda kmitání: 70mm

8.2. Hodnoty při zatížení nosníku II

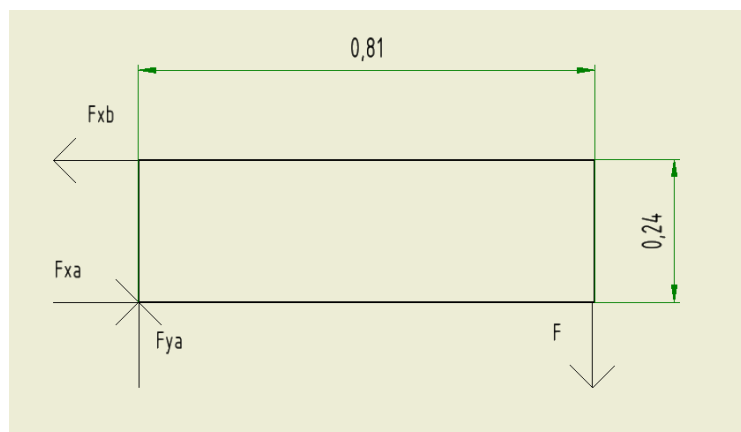


Obr. 28. Poloha těžiště zatíženého nosníku III



$m_{TPZ} = 110$ [kg] (hmotnost nesených částí)
 $L_{TPZ} = 0,81$ [m] (vzdálenost těžiště od vodících rolen)
 $g = 9,81$ [ms⁻²] (gravitační zrychlení)
 $F_{PZM} = 1080$ [N] (síla zatěžující rám II)

Výpočty sil



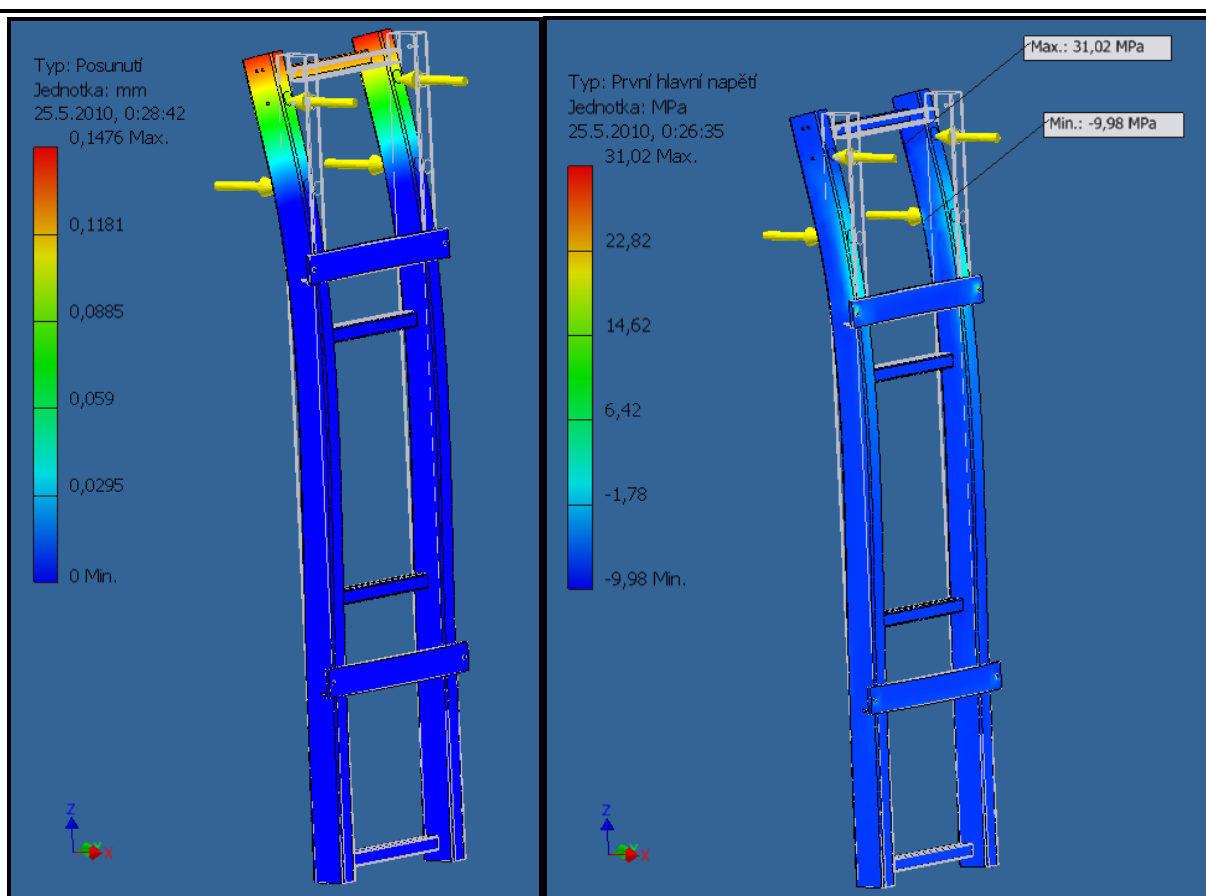
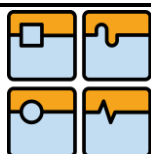
Obr. 29. Silové působení v nosníku II

$$M_Z: F_{PZM} * 0,81 - F_{BX} * 0,24 = 0 \dots F_{BX} = \frac{F_{PZM} * 0,81}{0,24} = \frac{875}{0,24} = 3645 \text{ [N]}$$

$$F_X: F_{AX} - F_{BX} = 0 \dots F_{AX} = 3645 \text{ [N]}$$

$$F_Y: F_{AY} - F_{PZM} = 0 \dots F_{AY} = 1080 \text{ [N]}$$

Odpovídající zatížení při plně zatíženém ramene v nejvyšším bodě pojezdu.
Čtyři síly o rozteči nosných rolen nosníku III. Každá o velikosti 1822N.



Obr. 30. Posunutí zatíženého nosníku II

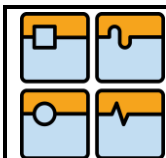
Obr. 31. Průběh napětí v zatíženém nosníku II

Statická analýza

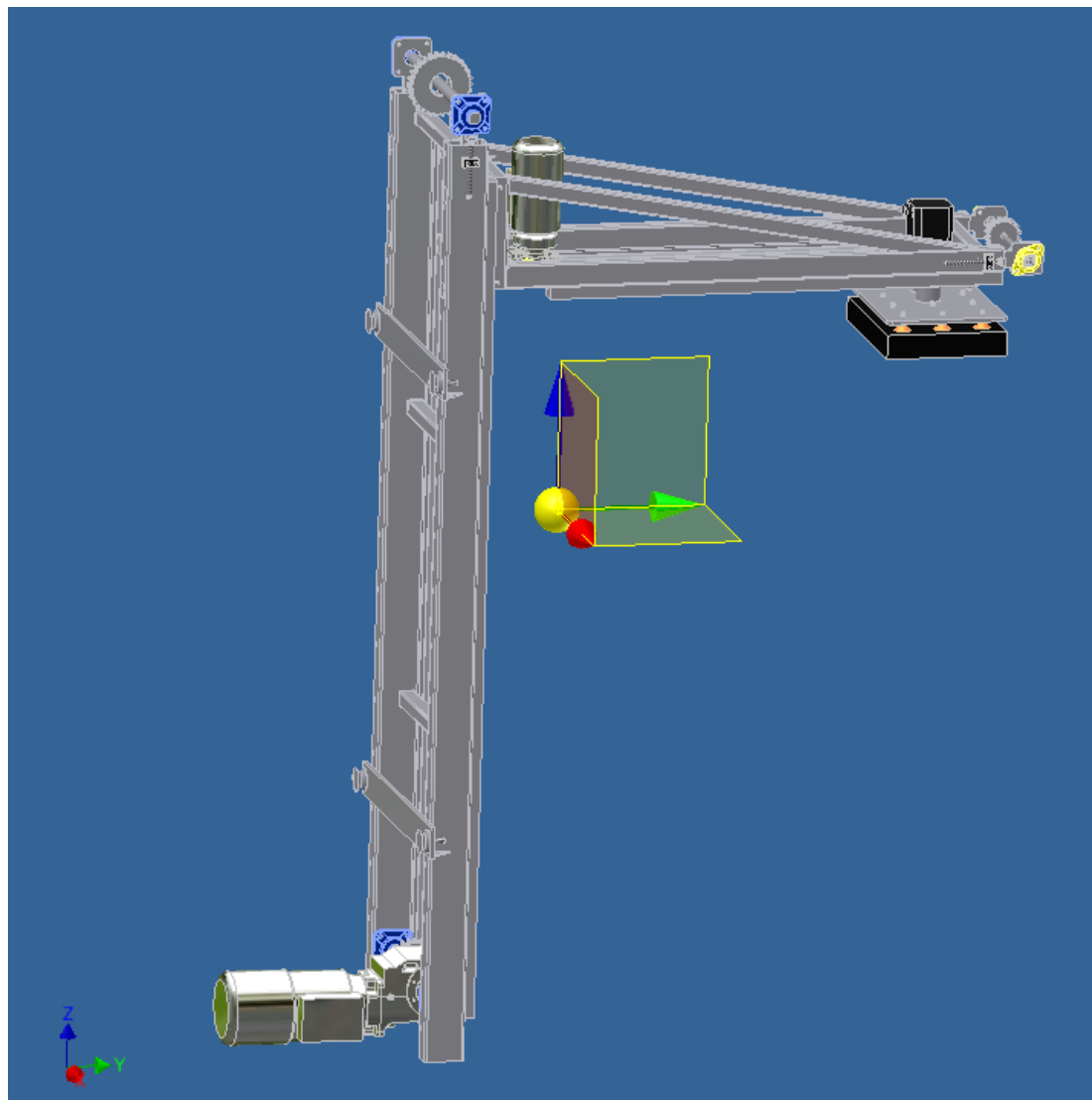
Maximální napětí: 31 MPa
Maximální posunutí: 0,15 mm
Součinitel bezpečnosti: 11

Frekvenční analýza

Frekvence harmonického kmitání: 152,7 Hz
Velikost amplitudy kmitu: 120 mm

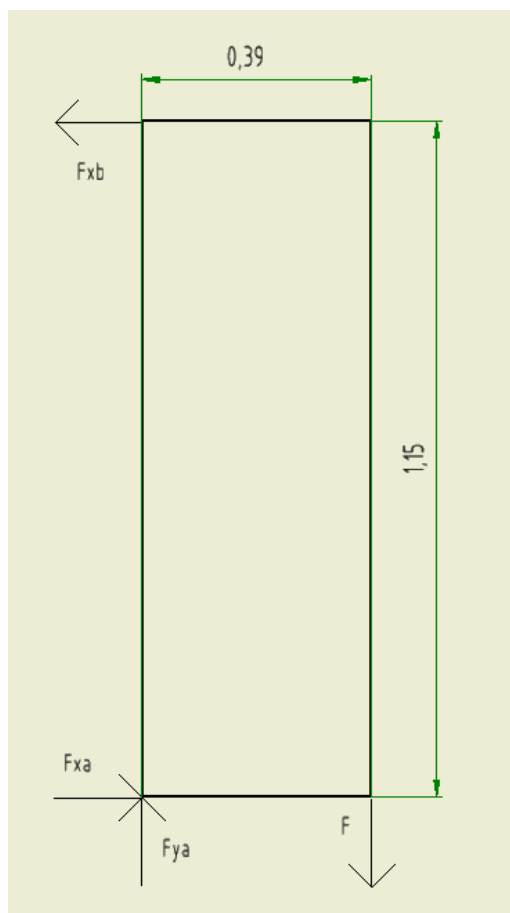


8.3. Hodnoty při zatížení nosného rámu



Obr. 32. Poloha těžiště pro výpočet zatížení nosného rámu

$m_{TPX} = 280 \text{ [kg]}$	(hmotnost nesených částí)
$L_{TPX} = 0,39 \text{ [m]}$	(vzdálenost těžiště od vodících rolen)
$g = 9,81 \text{ [ms}^{-2}\text{]}$	(gravitační zrychlení)
$F_{PXM} = 1080 \text{ [N]}$	(síla zatěžující rám II)

**Výpočty sil**

Obr. 33. Silové působení v nosném rámu

$$M_Z: F_{PXM} \cdot 0,39 - F_{BX} \cdot 1,15 = 0 \dots F_{BX} = \frac{F_{PXM} \cdot 0,39}{1,15} = \frac{1071}{1,15} = 932 \text{ [N]}$$

$$F_X: F_{AX} - F_{BX} = 0 \dots F_{AX} = 932 \text{ [N]}$$

$$F_Y: F_{AY} - F_{PZM} = 0 \dots F_{AY} = 2747 \text{ [N]}$$

Dvě tažné síly na horním nosníku každá o velikosti 500N v ose Y

Dvě tlačné síly ve spodním nosníku každá o velikosti 500N v ose Y, kde zároveň působí i dvě síly v ose X každá o velikosti 1725N.

Síly jsou umístěny v rozteči vodících roln a jsou symetricky ve středu příčky.

Statická analýza

Maximální napětí: 57,6 MPa

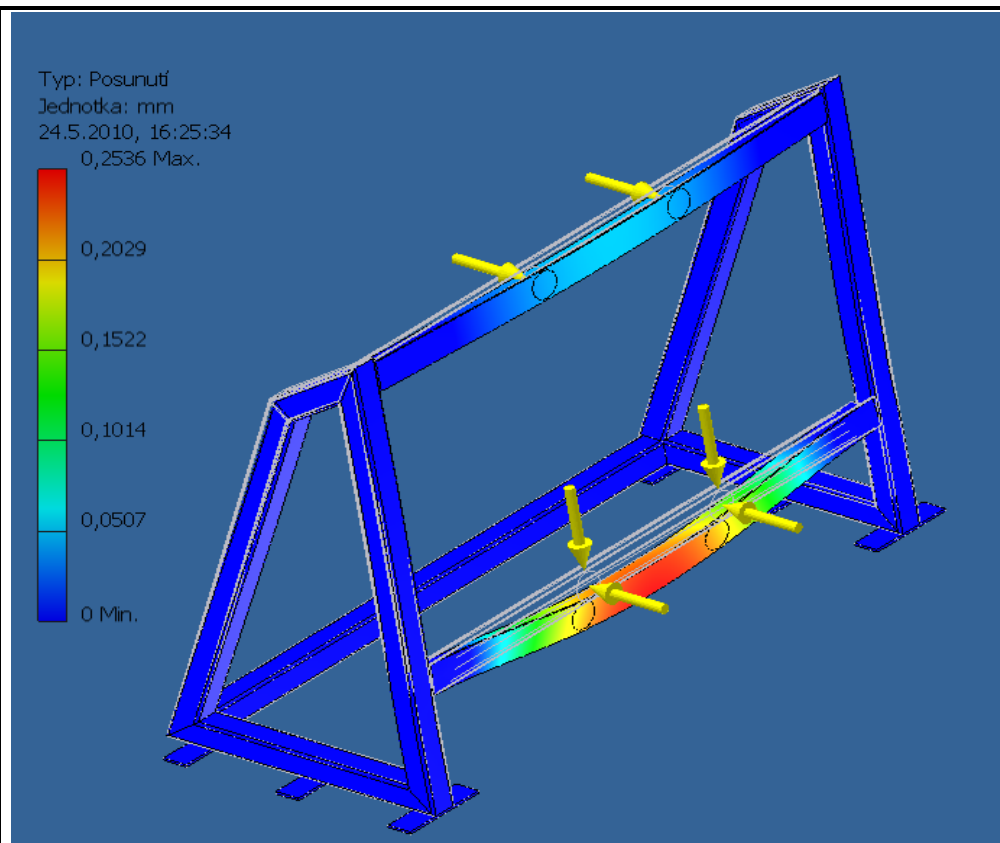
Maximální posunutí: 0,25 mm

Součinitel bezpečnosti: 4,19

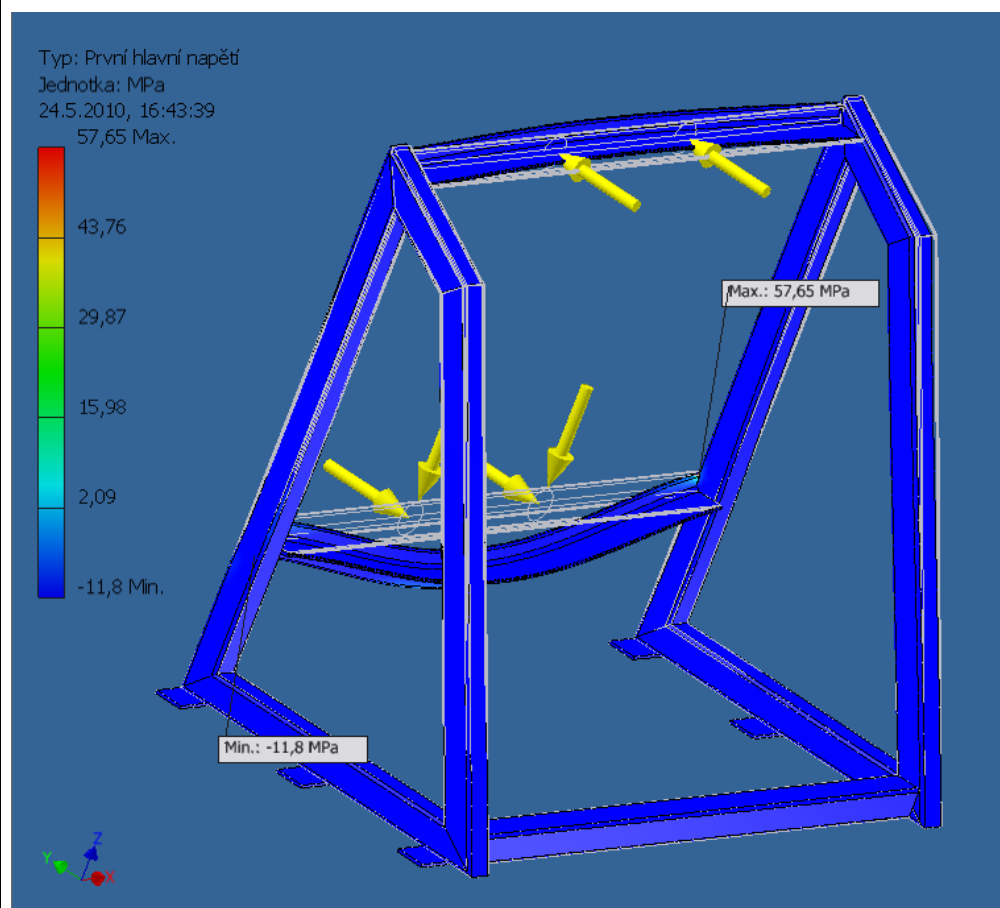
Frekvenční analýza

Frekvence harmonického kmitání: 26,5 Hz

Velikost amplitudy kmitu: 170 mm



Obr. 34. Posunutí zatíženého nosného rámu



Obr. 35. Průběh napětí v zatíženém nosném rámu

8.4. Výpočet ceny

	Portálový manipulátor
Cena polotovarů [kč]	15 680
Cena obrábění [kč]	40 000
Cena svařování [kč]	8 000
Cena nakupovaných dílů [kč]	67 900
Cena montáže [kč]	15 000
Celková cena [kč]	145 680

Nakupované díly: Ložiska, motory, řetězy + řetězová kola, rolny vedení

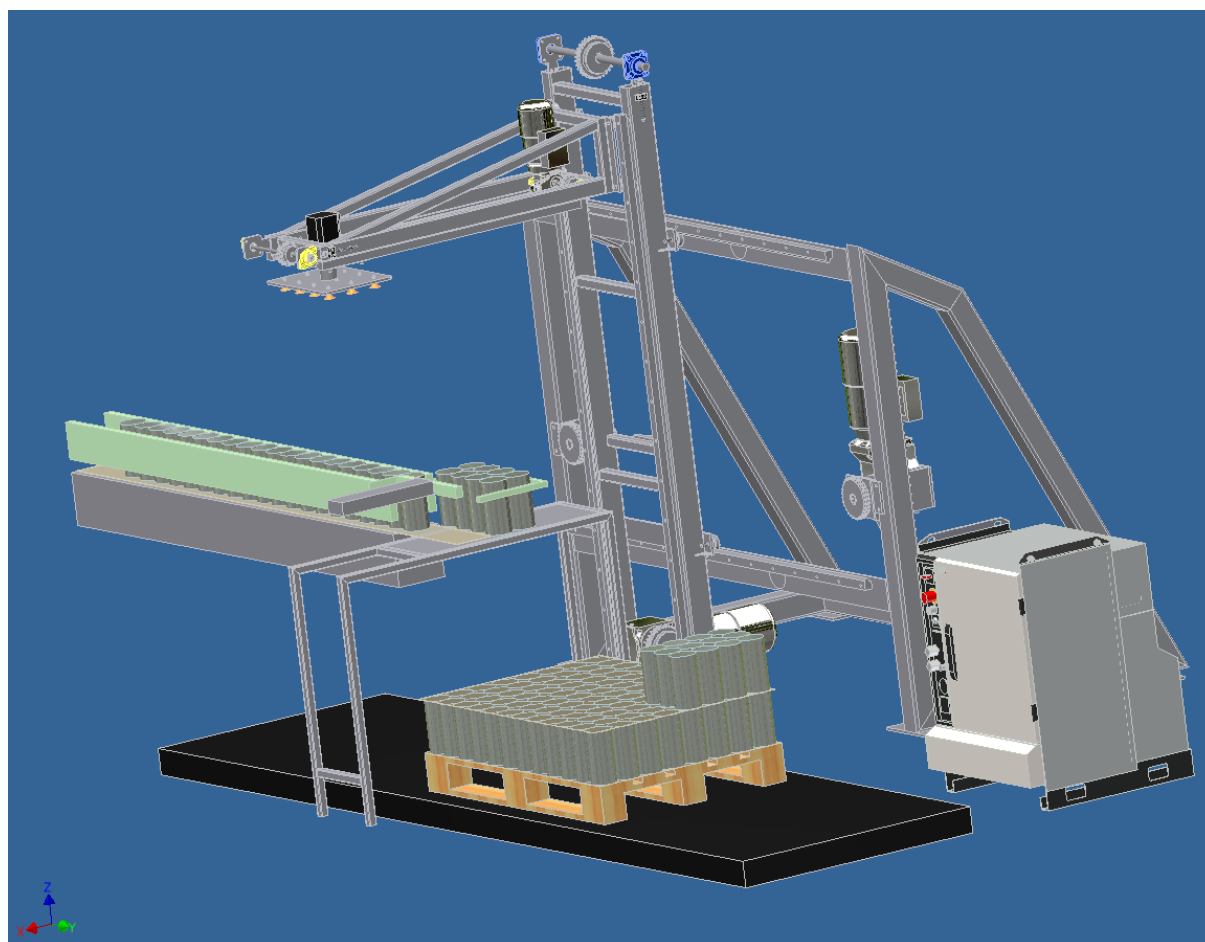
9. Porovnání manipulátorů

	Cena		Řízení		Zadané parametry		Účelnost		Přesnost		$\sum \alpha$	t [%]
Váha (f)	3		3		3		2		1			
	h	α	h	α	h	α	h	α	h	α		
Sloupový manipulátor	4	12	3	9	4	12	3	6	2	2	41	85,5
Portálový manipulátor	4	12	4	12	4	12	4	8	2	2	46	91

Portálový manipulátor je snáze ovladatelný, protože lineární pojezdy se řídí lépe, než přepočítávání úhlu natočení na lineární posuv. Stojanový manipulátor je účelnější např. pro dvojpaletové paletizování (bez čekání na výměnu palety). Tato varianta je však značně znevýhodněna svou výškou. Proto volím portálový manipulátor.

10. Závěr

Pro výpočet celkové ceny portálového manipulátoru je potřeba přičíst za elektronické a softwarové vybavení. Základní systém tří pohonů se synchronizací a řízením frekvenčními měniči je odhadnut na 200 tis. Kč. Kompletní vybavení pro hlavici uchopení břemene je odhadnuto na 60 tis. Kč. Ovládací a zadávací panel pro 10 schémat a základní ovládání je odhadnuto na 200 tis. Rozpočet se navýší za každý připojený dopravník o 15 tis.kč/kus. Kolem celého manipulátoru bude jako bezpečnostní prvek klec s detektory pohybu proti vniknutí do pracovního prostoru stroje. Ta je odhadnuta na 30 tis. Kč. Jako další prvek bezpečnosti, doporučuji pohyblivé části stroje výrazně nalakovat. Samotný manipulátor nákladově vyjde na 605 tis. Kč. Automatický paletizační uzel dle Obr. 36. bude v nákladech výrobce stát kolem 675 tis.kč.



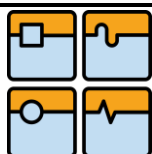
Obr. 36. Automatický paletizační uzel

11. Seznam použitých zdrojů

- [1] Portál veřejné správy české republiky (online), Předpis kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci,
http://portal.gov.cz/wps/portal/ s.155/702/.cmd/ad/.c/312/.ce/10822/.p/8412/ s.155/702?PC_8412 l=361/2007&PC_8412 ps=50#10822 , (cit 2010-05-27)
- [2] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P., Strojnické tabulky , CENTA, spol. s.r.o. Praha 2000
- [3] MAREK, J., Konstrukce CNC obráběcích strojů, MM průmyslové spektrum Speciál, Září 2006, ISSN 1212-2572
- [4] KOLÁČNÝ, J., Elektrické pohony, učební text elektrotechnické fakulty
- [5] Řetězy vamberk, (online), Volba válečkového řetězu,
http://www.retezy-vam.com/pdf/volba_valeckoveho.pdf (cit. 2010-05-27)
- [6] ABB, Průmyslový robot IRB 660, (online)
<http://www.abb.cz/product/seitp327/b24ee91bda718cd7c12572f7005ebae6.aspx> (ci.2010-05-27)
- [7] T.E.A. Technik
<http://www.teatechnik.cz/>
- [8] Bonfiglioli
<http://www.bonfiglioli.com/>
- [9] Příručka dle ISO 60 (online)
<http://www.kuka-robotics.com/res/sps/e6c77545-9030-49b1-93f5-4d17c92173aa Spez KR 50 PA en.pdf> (cit. 2010-05-27)

12. Seznam příloh

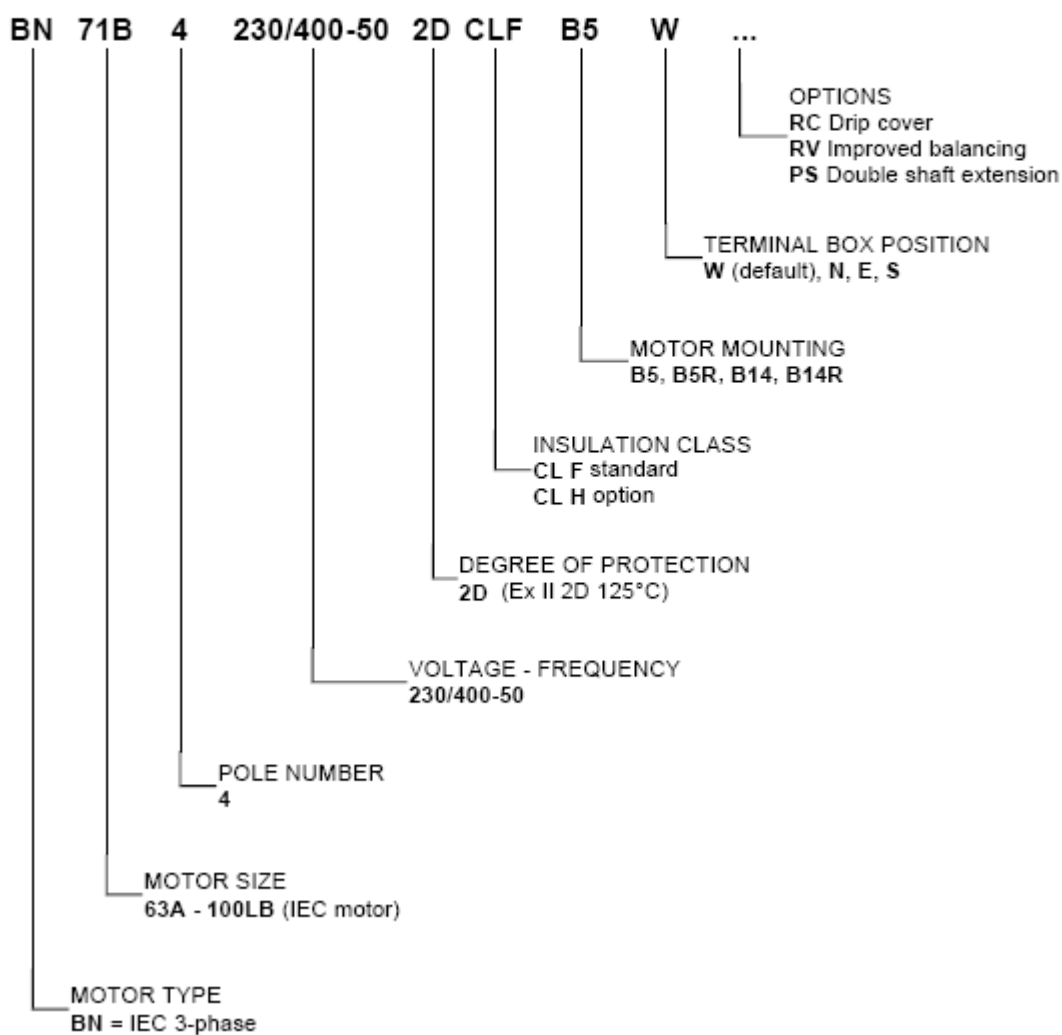
- 11.1. Katalogový list motorů Bonfiglioli
- 11.2. Katalogový list lineárního vedení
- 11.3. Katalogový list vodících rolen pro velká zatížení
- 11.4. Katalogový list válečkových řetězů
- 11.5. Popis ISO Flange 63
- 11.6. Rozpiska
- 11.7. Základní výkresy



1) Katalogový list - Kódování asynchronních motorů - Bonfiglioli



2.3.3 VARIANTS OF ELECTRIC MOTOR



[illegible]

Objednáací číslo	Rozměry							Připojovací rozměry pro šnekové převodovky		
	A	B	C	D ₁	E	F	H	d _{tr}	G	Typ
AG416M	275	300	145	44	36,5	151,5	25	Ø 25	4 M8 x Ø 90	MVF49/F
AG416RM	275	300	145	44	36,5	151,5	25			
AG420M	275	300	145	44	36,5	151,5	25			

Objednací číslo	Ozubený fém			Nosná deska		Rozsah napnutí fémene	Lineární posuv/otáčka
	Typ	Zařízení v tahu [N]	Mezní zařzení [N]	Axální zařzení [N]	Radální zařzení [N]		
AG416M	AT10/50	8050	27400	6400	7000	14	200
AG416RM	AT10/50	8050	27400	17200	8600	14	200
AG420M	AT10/50	8050	27400	20000	31400	14	200

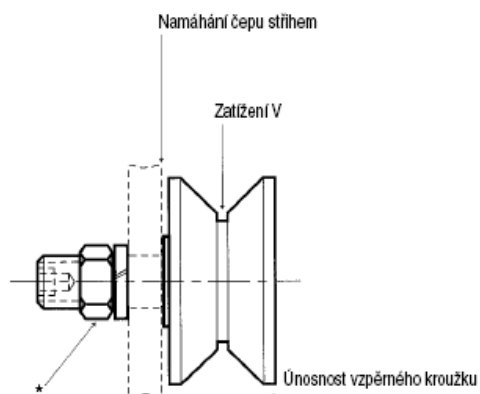
* 1 otáčka řemenice = 200 mm lineárního posuvu



3) Katalogový list rolen pro vysoké zatížení - T.E.A. Technik

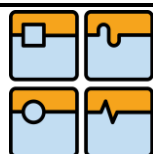
Vodící rolny centrické

Typ HPV



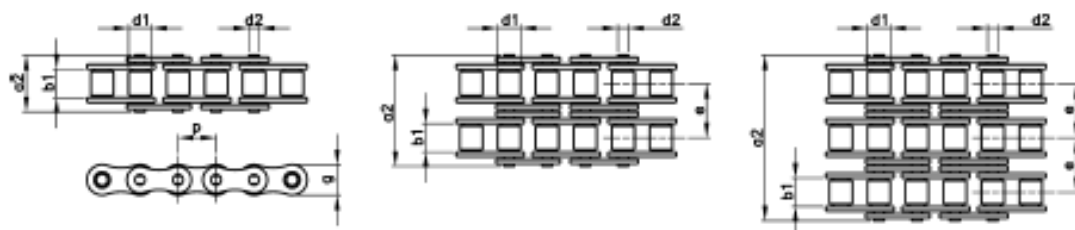
Technické údaje

Typ ložiska	Únosnost rolny, radiální zatížení [N]			Únosnost rolny, axiální zatížení [N]			Únosnost čepu [N]		Únosnost vzpěrného kroužku [N]
	3000 hod. L ₁₀ při 100 ot/min	500 hod. L ₁₀ při 33 1/3 ot/min	Max. radiální zatížení, statické	3000 hod. L ₁₀ při 100 ot/min	500 hod. L ₁₀ při 33 1/3 ot/min	Max. axiální zatížení, statické	V ohybu = 0,75 S _y Zatížení B	Ve stříhu	
Kuličkové	1060	2790	1000	650	1720	1350	2020	8700	2090
Kuličkové	2290	6000	2680	1410	3700	1950	3950	14400	2090
Kuličkové	4670	12200	4900	2890	7560	2650	7030	34870	2090
Kuličkové	8800	23100	10100	5400	14200	6850	17130	64850	5960
Kuličkové	8800	23100	10100	5400	14200	6850	17130	64850	5960
Kuželíkové	26700	63500	89000	10800	25700	53400	45930	160520	—
Kuželíkové	26700	63500	89000	10800	25700	53400	45930	160520	—
Kuželíkové	26700	63500	89000	10800	25700	53400	45930	160520	—
Kuželíkové	62200	148100	168800	24600	58500	144600	130590	291230	—



4) Katalog řetězů - ULMER

Válečkové řetězy	Materiál
Evropská konstrukce DIN 8187/ISO R606-1984	Zušlechtnutá ocel



Jednořadé										
Obj. číslo	ISO značení	Obchodní značení Rozteč x vnitřní šířka	Rozteč p	Vnitřní šířka b1	Ø válečku d1	Ø čepu d2	g max.	a2 max.	Min. pevnost dle výrobce F _B [kN]	kg/m
I 00112	04 B-1	6 x 2.8 mm	6	2.80	4.00	1.85	5.0	7.4	3.0	0.12
I 00113	05 B-1	8 x 3 mm	8	3.00	5.00	2.31	7.2	8.6	4.6	0.18
I 00046	06 B-1**	3/8" x 7/32"	9.525	5.72	6.35	3.28	8.4	13.5	9.1	0.41
I 00370	081-1*	1/2" x 1/8" VELO	12.7	3.30	7.75	3.63	9.9	9.2	8.2	0.28
I 00371	082-1	1/2" x 3/32" Favorit	12.7	2.38	7.75	3.66	9.9	8.1	9.8	0.28
I 00114	08 B-1*	1/2" x 5/16"	12.7	7.75	8.51	4.45	12	17.0	18.2	0.70
I 00372	101-1	5/8" x 1/4" Favorit	15.875	6.48	10.16	5.08	14.5	15.6	23.31	0.70
I 00115	10 B-1*	5/8" x 3/8"	15.875	9.65	10.16	5.08	14.8	19.6	22.7	0.95
I 00116	12 B-1*	3/4" x 7/16"	19.05	11.68	12.07	5.72	16.4	22.7	29.5	1.25
I 00117	16 B-1	1" x 17.02 mm	25.4	17.02	15.88	8.28	21.0	36.1	58.0	2.70
I 00118	20 B-1	1 1/4" x 3/4"	31.75	19.56	19.05	10.19	26.4	43.2	95.0	3.60
I 00119	24 B-1	1 1/2" x 1"	38.1	25.40	25.40	14.63	33.4	53.4	170.0	6.70
I 00120	28 B-1	1 3/4" x 30.99 mm	44.45	30.99	27.94	15.90	37.0	65.1	200.0	8.30
I 00121	32 B-1	2" x 30.99 mm	50.8	30.99	29.21	17.81	42.2	67.4	260.0	10.50
I 00122	40 B-1	2 1/2" x 1 1/2"	63.5	38.10	39.37	22.89	60	82.6	355.0	16.99
I 00123	48 B-1	3" x 45.72 mm	76.2	45.72	48.26	29.84	70	102	600	23.90

Dvouřadé										
I 00124	05 B-2	8 x 3 mm	8	3.00	5.00	2.31	7.2	14.3	7.8	0.34
I 00051	06 B-2*	3/8" x 7/32"	9.525	5.72	6.35	3.28	8.4	23.8	17.3	0.78
I 00125	08 B-2	1/2" x 5/16"	12.7	7.75	8.51	4.45	12	31.0	31.8	1.35
I 00126	10 B-2	5/8" x 3/8"	15.875	9.65	10.16	5.08	14.8	36.2	45.4	1.85
I 00127	12 B-2	3/4" x 7/16"	19.05	11.68	12.07	5.72	16.4	42.2	59.0	2.50
I 00128	16 B-2	1" x 17.02 mm	25.4	17.02	15.88	8.28	21.0	68.0	110.0	5.40
I 00129	20 B-2	1 1/4" x 3/4"	31.75	19.56	19.05	10.19	26.4	79.7	180.0	7.20
I 00130	24 B-2	1 1/2" x 1"	38.1	25.40	25.40	14.63	33.4	101.8	324.0	13.50
I 00131	28 B-2	1 3/4" x 30.99 mm	44.45	30.99	27.94	15.90	37.0	124.7	381.0	16.60
I 00132	32 B-2	2" x 30.99 mm	50.8	30.99	29.21	17.81	42.2	126.0	495.0	21.00
I 00133	40 B-2	2 1/2" x 1 1/2"	63.5	38.10	39.37	22.89	60.0	154.0	630.0	33.61
I 00134	48 B-2	3" x 45.72 mm	76.2	45.72	48.26	29.84	70.0	194.0	1140	51.51

Třířadé										
I 00056	06 B-3*	3/8" x 7/32"	9.525	5.72	6.35	3.28	8.4	34.0	25.4	1.20
I 00135	08 B-3	1/2" x 5/16"	12.7	7.75	8.51	4.45	12.0	44.9	45.4	2.00
I 00136	10 B-3	5/8" x 3/8"	15.875	9.65	10.16	5.08	14.8	52.8	58.1	2.80
I 00137	12 B-3	3/4" x 7/16"	19.05	11.68	12.07	5.72	16.4	61.7	88.5	3.80
I 00138	16 B-3	1" x 17.02 mm	25.4	17.02	15.88	8.28	21.0	99.9	165.0	8.00
I 00139	20 B-3	1 1/4" x 3/4"	31.75	19.56	19.05	10.19	26.4	116.1	270.0	11.00
I 00140	24 B-3	1 1/2" x 1"	38.1	25.40	25.40	14.63	33.4	150.2	485.0	21.00
I 00141	28 B-3	1 3/4" x 30.99 mm	44.45	30.99	27.94	15.90	37.0	184.3	571.0	25.00
I 00142	32 B-3	2" x 30.99 mm	50.8	30.99	29.21	17.81	42.2	184.5	743.0	32.00
I 00143	40 B-3	2 1/2" x 1 1/2"	63.5	38.10	39.37	22.89	60.0	227.0	1100.0	50.10
I 00144	48 B-3	3" x 45.72 mm	76.2	45.72	48.26	29.84	70.0	287.0	1700.0	77.00

Rozměry uvedeny v mm.

Poznámka:

* Řetězy dodáváme i v 50-6 metrových rolích.

** Rovný tvar desíček.

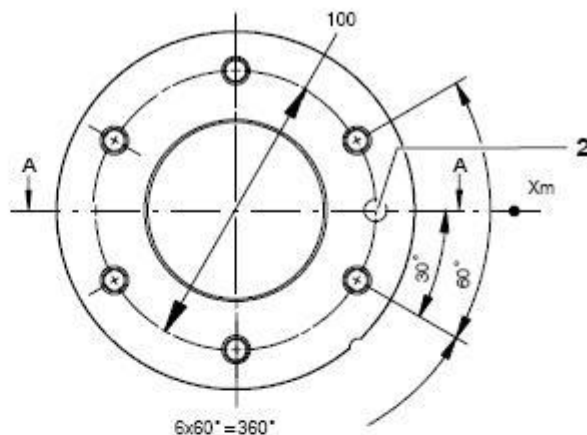
Možno dodat i v poniklovaném provedení.



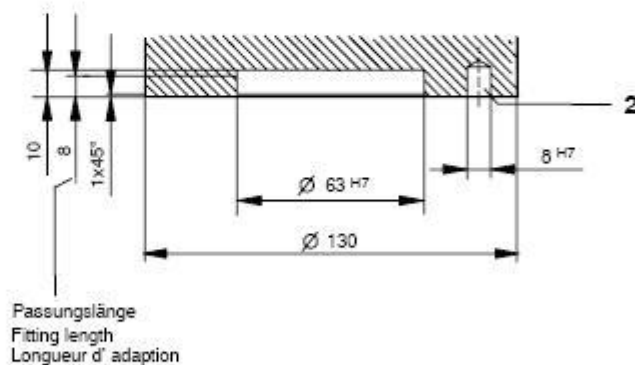
5) ISO Flange 63

[9]

Ansicht Z
View Z
Vue Z



Schnitt A – A
Section A – A
Coupe A – A



DIN/ISO-Anbauflanschfläche
DIN/ISO mounting flange face
Bride de fixation DIN/ISO

Befestigungsschrauben M8, Qualität 10.9
Einschraubtiefe: min. 12 mm, max. 14 mm
Fastening screws M8, grade 10.9
Depth of engagement: min. 12 mm, max. 14 mm
Vis de fixation M8, qualité 10.9
Longueur vissée: min. 12 mm, max. 14 mm