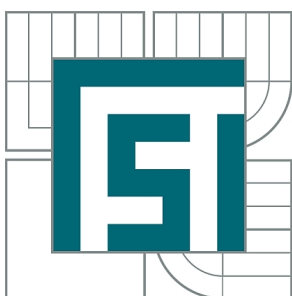


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

DOPRAVNÍKOVÝ STŘÍDAČ - NÁVRH ZVEDACÍHO MECHANISMU.

CONVEYOR INVERTER - DESIGN LIFTING MECHANISM

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

MARTIN ZÁLEŠÁK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Martin Zálešák

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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 bakalářské práce:

Dopravníkový střídač - návrh zvedacího mechanismu.

v anglickém jazyce:

Conveyor Inverter - Design Lifting Mechanism

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh zvedacího mechanismu pro europalety. Mechanismus bude manipulovat se standardními europaletami rozměru 800 x 1200 mm, hmotnost do 1000 kg, výška zdvihu 60 mm. Mechanismus musí umožnit přesun europalety z řetězového dopravníku ve směru kolmém k jeho pohybu do obou směrů.

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

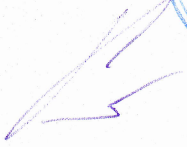
1. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
2. ŠKOPÁN, M.: Hydraulické pohony strojů, elektronická skripta VUT v Brně 2009
3. Firemní literatura

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 16.10.2011





prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem koncepčního řešení dopravníkového střídače, který se používá pro změnu směru europalety o 90° mezi válečkovým a řetězovým dopravníkem podle zadaných technických parametrů. Práce obsahuje kompletní 3D návrh, konstrukční a funkční řešení, které je podloženo pevnostními a kontrolními výpočty. Zdvih střídače je prováděn za pomoci pákového mechanismu elektromotorem.

Klíčová slova

Dopravník, střídač, europaleta, mechanismus, pohon

Abstract

I am concern with a proposal of conceptual solution of Conveyor Inverter in my bachelor work. This Conveyor Inverter is used for the change of the direction europallet about 90° between roller and chain conveyor according to given technical parameters. My bachelor work contains complete 3D proposal, constructional and functional solutions which are based on checking calculations. Lifting of the Conveyor Inverter is done using a leverage mechanism of electric motor.

Keywords

Conveyor, inverter, europallet, mechanism, drive

Bibliografické citace dle ČSN ISO 690

ZÁLEŠÁK, M. *Dopravníkový střídač - návrh zvedacího mechanismu..* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 52 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc..

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci, včetně příloh, vypracoval samostatně pod vedením pana doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc..

Uvedl jsem všechny literární prameny a publikace, ze kterých jsem čerpal.

V Brně dne 25. května 2012

.....

Zálešák Martin

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval své rodině za veškerou podporu při studiu, ohleduplnost a klidné zázemí.

Dále pak vedoucímu mé bakalářské práce panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za spolupráci a cenné rady při řešení této práce.



OBSAH

Úvod	9
1 Cíle práce	10
2 Technická řešení dopravníkových střídačů	11
2.1 Způsoby zdvihu	11
2.1.1 Pneumatický pohon	11
2.1.2 Hydraulický pohon	11
2.1.3 Elektrický pohon	12
2.2 Výběr typu pohonu a zdvihu	12
2.2.1 Nákres zvoleného mechanismu	13
2.2.2 Popis funkce	13
3 Návrh konstrukčního řešení	14
3.1 Předběžné návrhy	14
3.1.1 Návrh nosného rámu	14
3.1.2 Návrh hřídelů zvedání	15
3.2 Předběžné výpočty	17
3.2.1 Výpočet celkové hmotnosti střídače	17
3.2.2 Výpočet síly na jedno oko	17
4 Kontrolní výpočet	18
4.1 Kontrola hřídele zvedání 1	18
4.1.1 Výpočet podpor v rovině X-Z	18
4.1.2 Výpočet napětí v krutu v X-Z	19
4.1.3 Výpočet napětí v ohybu v X-Z	19
4.1.4 Redukované napětí v X-Z	19
4.1.5 Výpočet podpor v rovině Y-Z	20
4.1.6 Výpočet napětí v krutu v Y-Z	21
4.1.7 Výpočet napětí v ohybu v Y-Z	22
4.1.8 Redukované napětí v Y-Z	22
4.1.9 Výsledné redukované napětí	22
4.2 Kontrola hřídele zvedání 2	23
4.2.1 Výpočet podpor v rovině Y-Z	24
4.2.2 Výpočet napětí v krutu v Y-Z	25



4.2.3	Výpočet napětí v ohybu v Y-Z	25
4.2.4	Redukované napětí v Y-Z	25
4.2.5	Výsledné redukované napětí	25
4.3	Návrh a kontrola čepů hřídelů	26
4.3.1	Návrh průměru čepu	27
4.3.2	Kontrola napětí v ohybu	28
4.3.3	Kontrola otláčení ve vidlici	28
4.4	Návrh a kontrola čepů vidlice	29
4.4.1	Návrh průměru čepu	30
4.4.2	Kontrola napětí v ohybu	30
4.4.3	Kontrola napětí ve vidlici	30
4.5	Výpočet, návrh a kontrola motoru	31
4.5.1	Výpočet otáček pro návrh motoru	31
4.5.2	Výpočet kroutícího momentu pro návrh motoru	32
4.5.3	Volba typu motoru	32
4.5.4	Kontrola vstupní hřídele převodovky	33
4.6	Návrh pera pro čep kliky	34
4.7	Návrh a výpočet ložisek	35
4.8	Návrh stavěcích patek	39
5	Závěr	40
6	Seznam použitých zdrojů	41
7	Seznam použitých zkratk a symbolů	41
8	Seznam příloh	44
9	Přílohy	46



ÚVOD

Dopravníkový střídač je zařízení, které se využívá v dopravní a manipulační technice v mnoha průmyslových odvětvích. Střídače se využívají zejména tam, kde je zapotřebí změnit směr přepravované palety o 90° a to přejetím z jedné sekce dopravníku kolmo na druhou. Tím se zároveň změní orientace palety vůči směru dopravy. Dopravníkový střídač bývá nejčastěji v kombinaci s válečkovým a řetězovým dopravníkem, který je do něj vsazený a hnaný obvykle vlastním elektromotorem.

V práci se zabývám zejména řešením zdvihacího mechanismu střídače, jeho pevnostní analýzou a následným konstrukčním řešením.



1 Cíle práce

Cílem bakalářské práce je navrhnout konstrukční řešení zdvihacího mechanismu střídače a zpracování celého návrhu ve 3D modelu a doložit tuto práci technickou zprávou s následnými výpočty dle pokynů vedoucího bakalářské práce. Z 3D modelu vytvořit sestavy, či podsestavy zdvihacího mechanismu dle požadavků vedoucího bakalářské práce.

Střídač bude navrhován k řetězovému dopravníku, tudíž tvar a vlastnosti budou k tomu přizpůsobeny. Bude vytvořený z normalizovaných dílů a běžně dostupných polotovarů, které budou buď svařeny nebo mezi sebou rozebíratelně spojeny.

Zadané technické parametry:

$m_n = 1000 \text{ Kg}$ hmotnost přepravované palety s nákladem
1200x800x166 mm velikost europalety
 $h = 60 \text{ mm}$ požadovaný zdvih střídače

Doplňené technické parametry:

$t_z = 2,25 \text{ s}$ doba zvedání
 $h_s = 528 \text{ mm}$ výška střídače v horní úvratí
 $h_{st} = \pm 60 \text{ mm}$ stavitelnost zařízení
třísměnný provoz zařízení bude pracovat v třísměnném provozu

2 Technická řešení dopravníkových střídačů

V praxi existuje mnoho konstrukčních řešení dopravníkových střídačů. Dělí se zejména podle způsobu zdvihu pohybové části, druhu a velikosti přepravovaného předmětu, provozních podmínek a typech jednotlivých dopravníků, do nichž je střídač navrhován.

2.1 Způsoby zdvihu

2.1.1 Pneumatický pohon

Jednou z hlavních výhod pneumatického pohonu je dostupnost média. Stlačené médium lze jednoduše rozvádět po pracovním prostředí na dlouhé vzdálenosti, i desítek metrů. Lze také snadno regulovat tlak a tím rychlost způsobu zdvihu. Kvůli přetěžování obvodu lze zde snadno zavádět bezpečnostní prvky. Pneumatické pohony můžeme použít i tam, kde zařízení pracuje s velkými teplotními změnami. Nevýhodou je vysoká hlučnost při expanzi plynu do ovzduší. [3]



Obrázek 1 – Dopravníkový střídač (zdroj Atrima spol. s. r. o.: www.atrima.cz)

2.1.2 Hydraulický pohon

Hydraulické pohony se používají tam, kde je potřeba vyvinout velké výkony, zvedat rozměrné a těžké břemena. Je zde nutné využívat pojistné ventily pro případné přetížení obvodu. U těchto pohonů můžeme plynule měnit průtok a tlak, kapalina v důsledku proudění dobře odvádí teplo. Výhodou je dokonalé mazání pohyblivých částí. Nevýhodami jsou velké citlivosti na nečistoty obsažené v pracovní kapalině. [3]

2.1.3 Elektrický pohon

Největší výhodou elektrických pohonů je dostupnost zdroje energie, jednoduchost vedení zdroje k motoru, jednoduchost spojení s řídicími prvky (přesné a rychlé polohování motoru) a také čistota provozu. V porovnání s hydraulickým pohonem je poměrně hlučný, má menší nároky na chlazení a nižší pořizovací a provozní náklady. Za hlavní nevýhody se požaduje závislost na dodávce elektrické energie, požadavky na vysokou přesnost výroby řídicích systémů a nebezpečí úrazu elektrickým proudem, které je však ve většině případů nedodržením bezpečnostních předpisů. [4]



Obrázek 2 – Dopravníkový střídač (zdroj MANEX Industrial Automation s.r.o.: www.manex.cz)

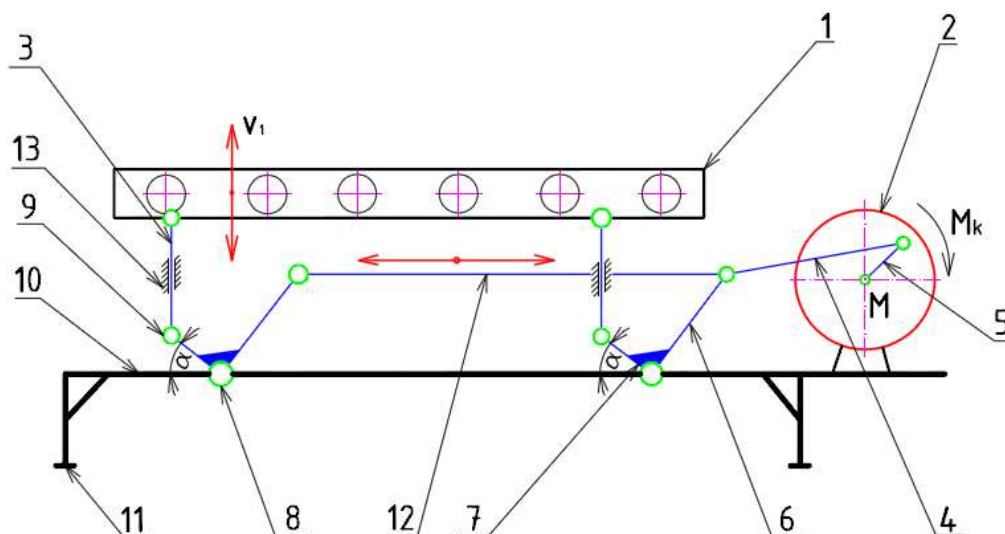
2.2 Výběr typu pohonu a zdvihu

Volím elektrický pohon zdvihu z důvodu jednoduché instalace, poměrně nízkých nákladů na údržbu, tichého chodu zařízení a se snadnou možností přeprogramování motoru. Čímž dosáhneme změny otáček a následné zrychlení či zpomalení rychlosti zvedání.

Způsobů zdvihu se u dopravníkových střídačů s elektrickým pohonem využívá mnoho, např. mechanismus kolenový, nůžkový, vačkový, klikový či šnekový převod apod.

Výběr tohoto kritéria závisí na mnoha faktorech, jako je výsledná cena zařízení, rovnoměrnost chodu, celkové rozměry nebo i provozní podmínky. S určitým zvážením těchto kritérií byl zvolen klikový mechanismus.

2.2.1 Nákres zvoleného mechanismu



1 – válečkový dopravník, 2 – elektromotor, 3 – zdvihací ojníčka, 4 – ojnice elektromotoru, 5 – rameno kliky, 6 – rameno hřídele zvedání (delší), 7- rameno hřídele zvedání (kratší), 8 – hřídel zvedání, 9 – čep, 10 – nosný rám střídače, 11 – stavitelné patky, 12 – táhlo, 13 – kombinovaná rolna

Obrázek 3 – Schematický nákres dopravníkového střídače

2.2.2 Popis funkce

Při spuštění elektromotoru 2 se přenáší krouticí moment za pomoci silového styku na rameno kliky 5. Rameno kliky 5 je pomocí čepu otočně spojeno s ojnicí 4, která přenáší pohyb na rameno hřídele zvedání 6, zároveň se pohybuje kolmé ramínko hřídele zvedání 7. Obě jsou umístěné na hřídeli. Hřídel zvedání 8 je volně otočný, uložený na obou koncích v ložiscích. Následním naklopením hřídele 8 se dostává do pohybu zdvihací ojníčka 3, která je spojena s válečkovým dopravníkem. Stejný proces probíhá i na druhé straně, oba hřídele 5 jsou spojeny táhlem 12. Zdvihací ojníčka se musí pohybovat pouze ve svislém směru, proto je tento mechanismus pojištěn kombinovanou rolnou 13. Celý zdvihací mechanismus válečkového dopravníku 1 je uložen v nosném rámu 10, který je postavený na stavitelných patkách 11.

3 Návrh konstrukčního řešení

Při návrhu konstrukčního řešení dopravníkových střídačů závisí jak na požadavcích zákazníka, tak i na mnoha dalších faktorech. Hlavními faktory jsou zejména velikost pracovního prostoru, typ zdvihacího mechanismu, typ pohonu, druh přepravovaného předmětu, ale také i pracovní podmínky.

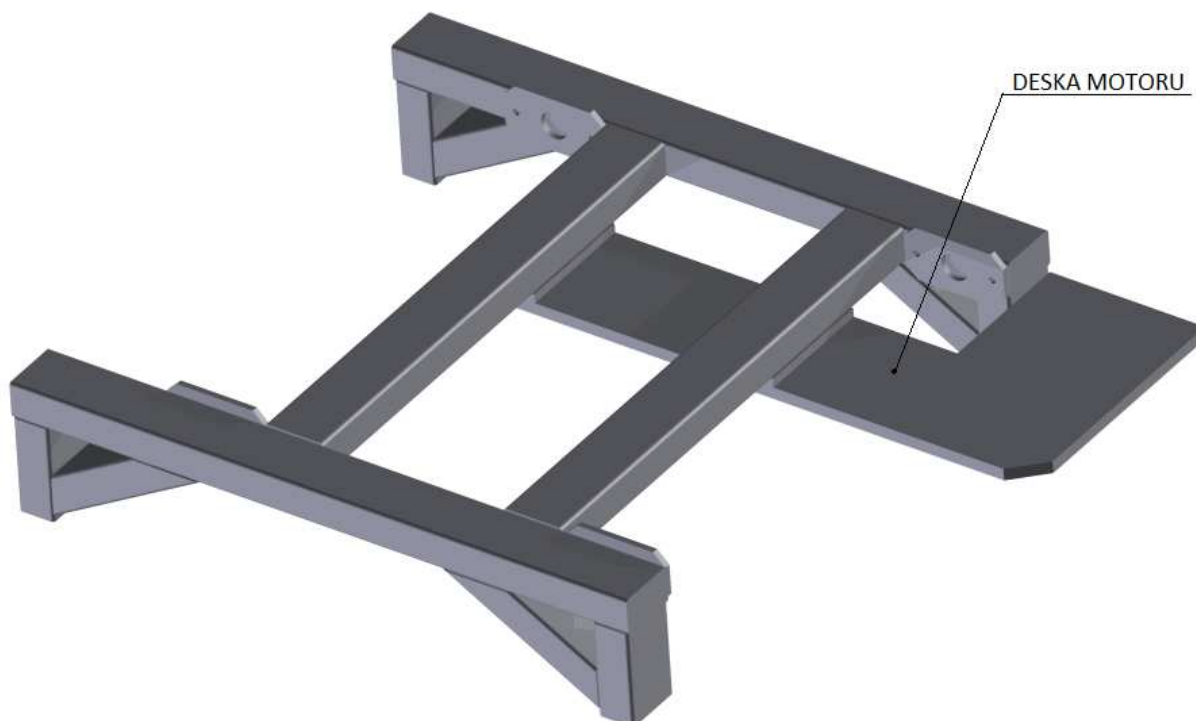
Po navržnutí rozměrů, materiálu jednotlivých součástí proběhne jejich kontrolní a pevnostní výpočet.

3.1 Předběžné návrhy

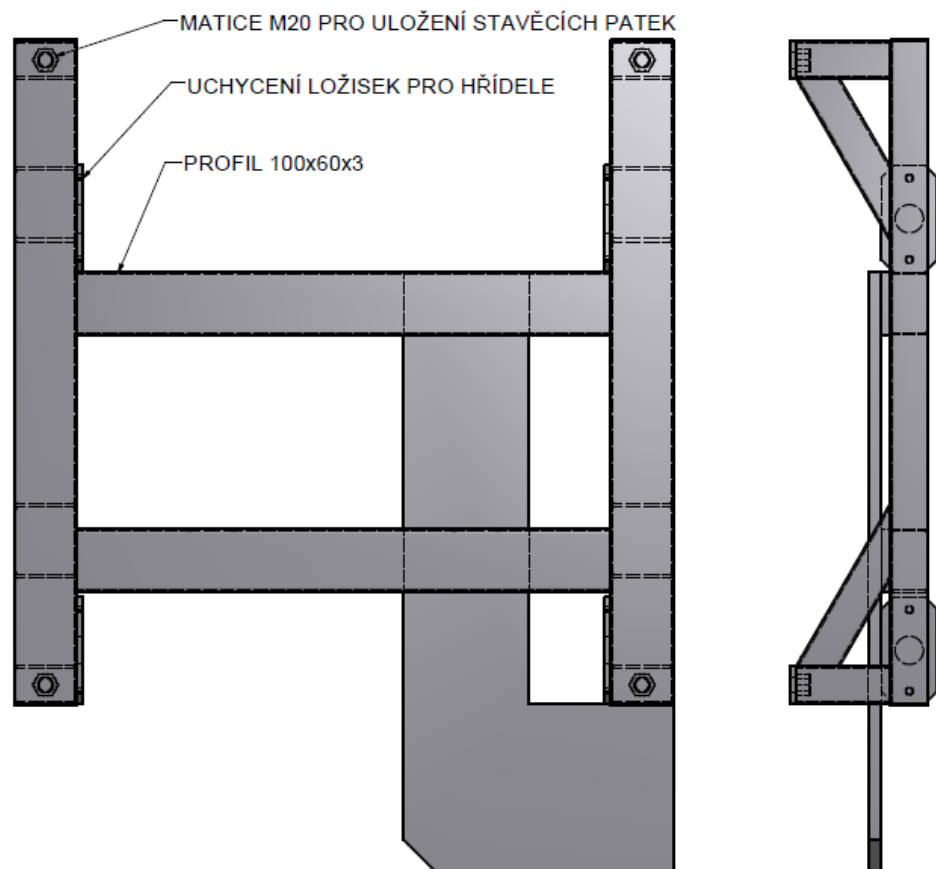
3.1.1 Návrh nosného rámu

Nosný rám dopravníkového střídače slouží k ustavení celého zařízení, uložení jednotlivých hřídelů zvedání a k uchycení elektromotoru.

Rám bude řešený jako svařovaná sestava, proto volím materiál podle [1] ocel se zaručenou svařitelností 11 373 dle ČSN 41 1373, typu ocelových bezešvých obdélníkových trubek 100 x 60 x 3 dle ČSN 42 5720.



Obrázek 4 – Modelový návrh nosného rámu

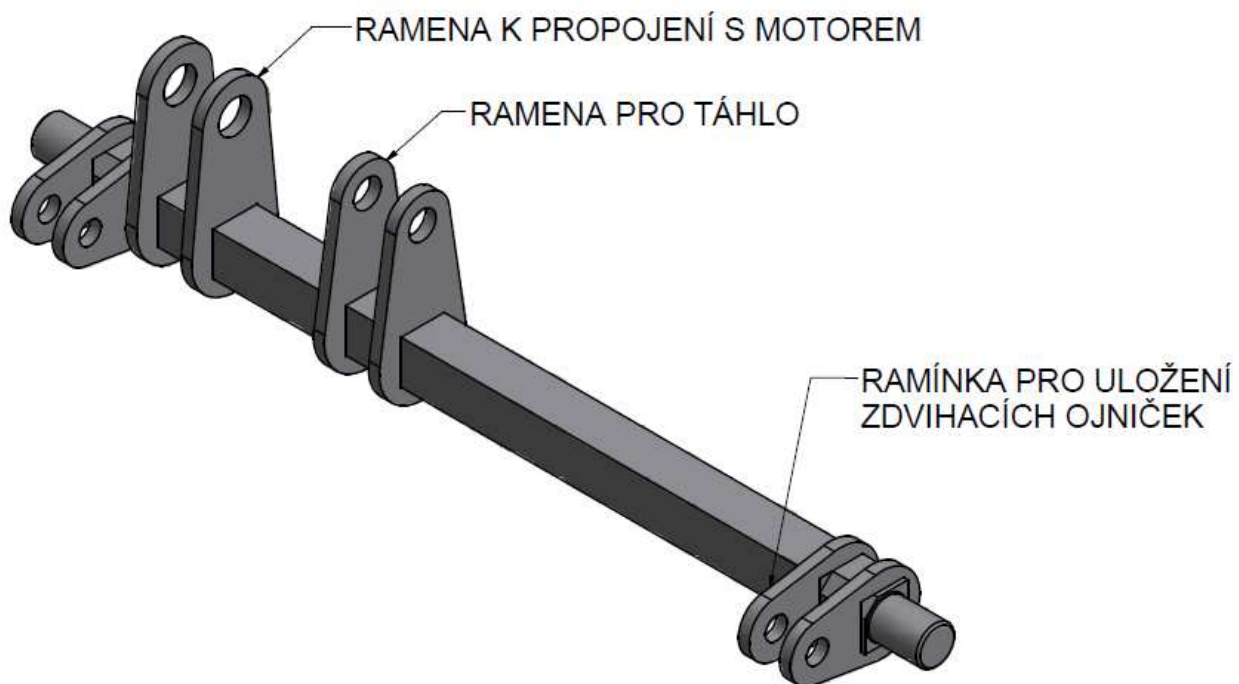


Obrázek 5 – Modelový návrh nosného rámu – pohledy

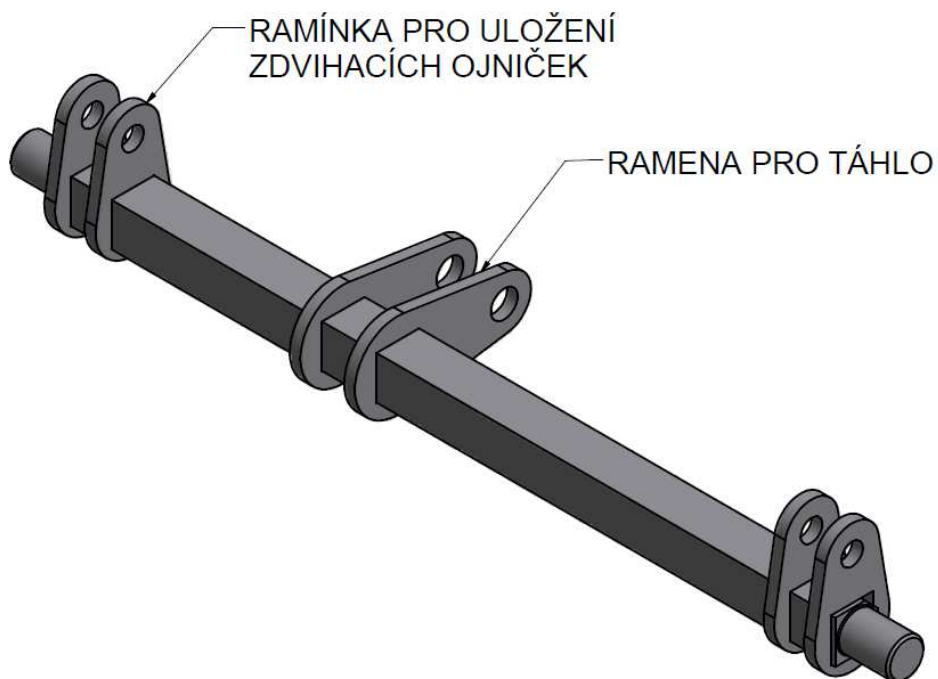
3.1.2 Návrh hřídelů zvedání

Hřídele zvedání jsou uloženy v ložiscích nosného rámu, slouží k uchycení zdvihacích ojnicěk a zároveň ke zvedání válečkového dopravníku. Mezi sebou jsou propojeny táhlem a jejich otáčení probíhá za působení síly od elektromotoru.

Hřídele budou řešeny jako svařovaná sestava z tyčí čtvercového průřezu a ramínka typu plechu. Z [1] volím materiál hřídelů 11 523 dle ČSN 41 1523 a materiál ramínek 11 373 dle ČSN 41 1373.



Obrázek 6 – Modelový návrh hřídele zvedání I



Obrázek 7 – Modelový návrh hřídele zvedání II



3.2 Předběžné výpočty

3.2.1 Výpočet celkové hmotnosti střídače

Mechanismus bude zatěžovaný jak hmotností nákladu m_n , tak hmotností samostatného válečkového dopravníku m_d . Pro určení hmotnosti válečkového dopravníku využiji již předběžně navržený 3D model a pomocí CAD systému Autodesk Inventor Profesional 2011 určím jeho orientační hmotnost.

V 3D modelu jsou jednotlivým dílům sestavy přiřazeny materiálové charakteristiky, podle nichž program vypočítá téměř přesně celkovou hmotnost.

$$m_c = m_n + m_d$$

$$m_c = 1000 + 200$$

$$m_c = 1200 \text{ Kg}$$

(1)

3.2.2 Výpočet síly na jedno oko

Abychom mohli kontrolovat hřídele zvedání, je třeba znát síly na něj působící. Vypočtená celková hmotnost působí na oba dva hřídele ve všech čtyřech okách, ke kontrole hřídelů je tedy třeba znát pouze sílu na jedno oko.

$$F_4 = \frac{1}{4} \cdot m_c \cdot g$$

$$F_4 = \frac{1}{4} \cdot 1200 \cdot 9,81$$

$$F_4 = 2918,5 \text{ N}$$

(2)

4 Kontrolní výpočet

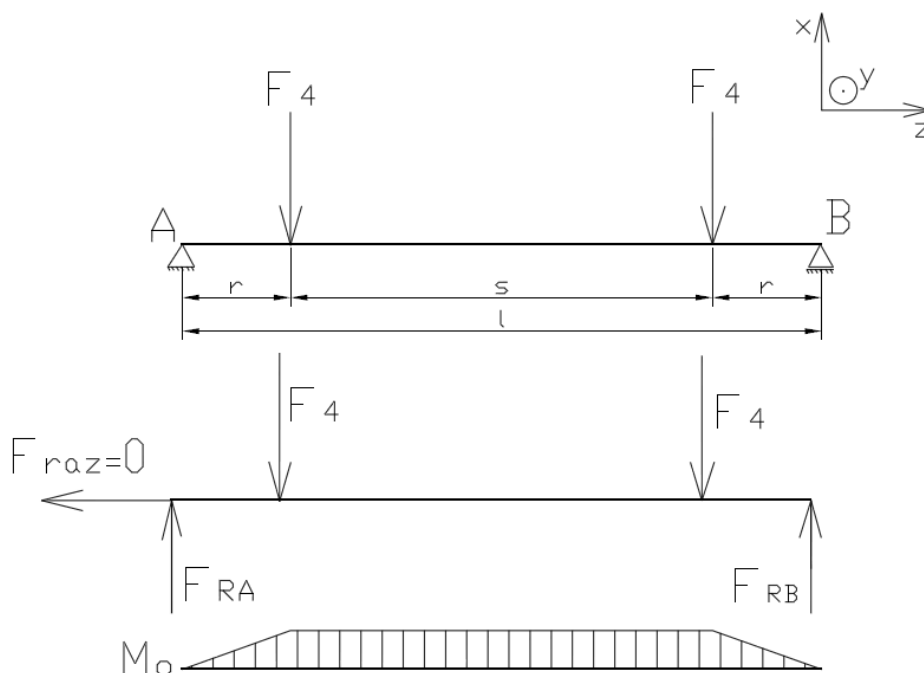
4.1 Kontrola hřídele zvedání 1

Po dohodě s vedoucím bakalářské práce kontroluji oba hřídele pouze v poloze, kdy vypočtená síla F_4 podle vzorce (1) bude nejvyšší. Tato síla bude největší, když rameno hřídele zvedání (menší) bude ve vodorovné poloze. Viz. obr. 3, úhel $\varphi = 0$.

Hřídel je zatěžovaný silami od sebe navzájem odkloněnými o 90° , proto je kontrola hřídele prováděna ve dvou na sebe kolmých rovinách.

4.1.1 Výpočet podpor v rovině X-Z

Velikosti silových účinků v podporách využiji pro následnou kontrolu ložisek. Vzdálenosti působišť jednotlivých sil na obou hřídelích jsou navrženy pouze předběžně, při vyhovujícím kontrolním výpočtu budou zachovány.



Obrázek 8 – Hřídel zvedání I v rovině X-Z

$$F_4 = 2918,5 \text{ N}$$

$$r = 62,4 \text{ mm}$$

$$s = 674 \text{ mm}$$

$$l = 798,8 \text{ mm}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_4 \cdot r + F_4 \cdot (r + s) - F_{RB} \cdot l = 0 \rightarrow F_{RB} = \frac{F_4 \cdot r + F_4 \cdot (r + s)}{l}$$

$$F_{RB} = \frac{2918,5 \cdot 62,4 + 2918,5 \cdot (62,4 + 674)}{798,8}$$

$$F_{RB} = 2918,5 \text{ N} \quad (3)$$

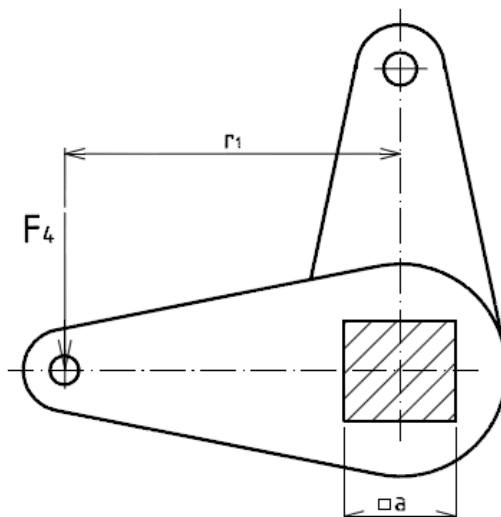
$$\sum F_x = 0$$

$$F_{RA} - 2 \cdot F_4 + F_{RB} = 0 \rightarrow F_{RA} = 2 \cdot F_4 - F_{RB}$$

$$F_{RA} = 2 \cdot 2918,5 - 2918,5$$

$$F_{RA} = 2918,5 \text{ N} \quad (4)$$

4.1.2 Výpočet napětí v krutu v X-Z



Obrázek 9 – Hřídel zvedání I – zobrazení ramene v bočním pohledu

Předběžně volím průřez hřídele o straně: $a = 40 \text{ mm}$

Předběžně volím délku ramene: $r_1 = 60 \text{ mm}$

$$\tau_{k1} = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{F_4 \cdot r_1}{0,208 \cdot a^3} = \frac{2918,5 \cdot 60}{0,208 \cdot 40^3}$$

$$\tau_{k1} = 13,15 \text{ MPa} \quad (5)$$

4.1.3 Výpočet napětí v ohybu v X-Z

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_o} = \frac{F_4 \cdot r}{\frac{a^3}{6}} = \frac{2918,5 \cdot 62,4}{\frac{40^3}{6}}$$

$$\sigma_{o1} = 17,07 \text{ MPa} \quad (6)$$

4.1.4 Redukované napětí v X-Z

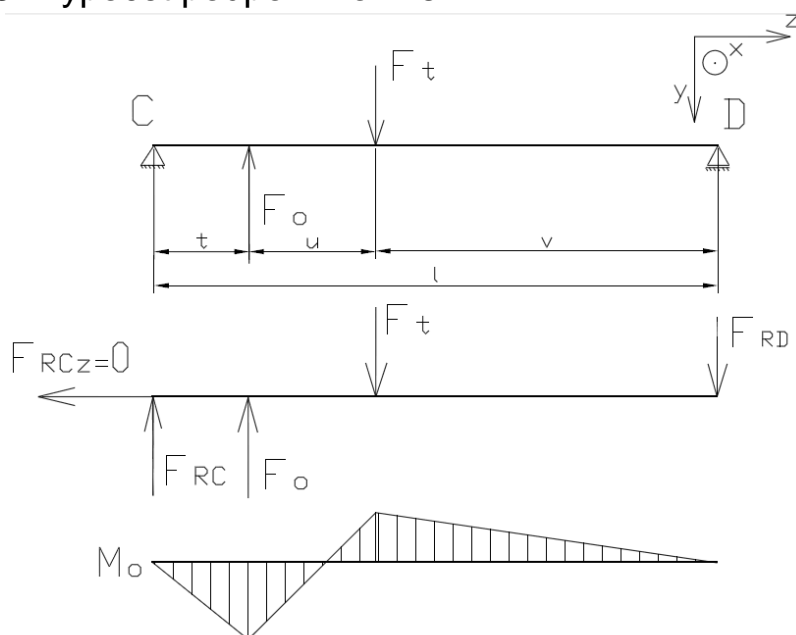
Pro výpočet redukovaného napětí použijí podmínku podle HMH:

$$\sigma_{redXZ1} = \sqrt{\sigma_{01}^2 + 3 \cdot \tau_{k1}^2} = \sqrt{17,07^2 + 3 \cdot 13,15^2}$$

$$\sigma_{redXZ1} = 28,46 \text{ MPa}$$

(7)

4.1.5 Výpočet podpor v rovině Y-Z



Obrázek 10 – Hřídel zvedání I v rovině Y-Z

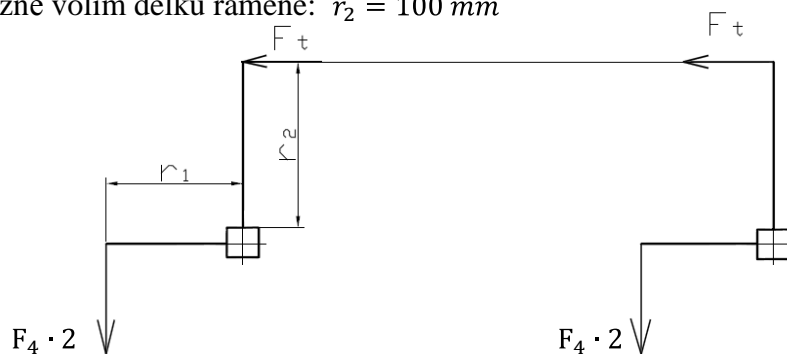
$$t = 125 \text{ mm}$$

$$u = 177 \text{ mm}$$

$$v = 496,8 \text{ mm}$$

K výpočtu podpor je třeba znát sílu F_t a sílu F_o . Výpočet provedu z rovnosti momentů. Síla F_o působí od motoru, aby motor zdvihl požadovanou zátěž, musí být síla dvakrát větší.

Předběžně volím délku ramene: $r_2 = 100 \text{ mm}$



Obrázek 11 – Hřídel zvedání I+II – max. síla F_t



$$M_1 = M_2$$

$$F_t \cdot r_2 = F_4 \cdot 2 \cdot r_1 \rightarrow F_t = \frac{F_4 \cdot 2 \cdot r_1}{r_2}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 2918,5 \cdot 60}{100}$$

$$F_t = 3502,2 \text{ N}$$

(8)

$$F_0 = 2 \cdot F_t = 2 \cdot 3502,2$$

$$F_0 = 7004,4 \text{ N}$$

(9)

$$\sum M_C = 0$$

$$F_t \cdot t - F_0 \cdot (t + u) + F_{RD} \cdot l = 0 \rightarrow F_{RD} = \frac{F_t \cdot (t + u) - F_0 \cdot t}{l}$$

$$F_{RD} = \frac{3502,2 \cdot (125 + 177) + 7004,4 \cdot 125}{798,8}$$

$$F_{RD} = 2420,1 \text{ N}$$

(10)

$$\sum F_y = 0$$

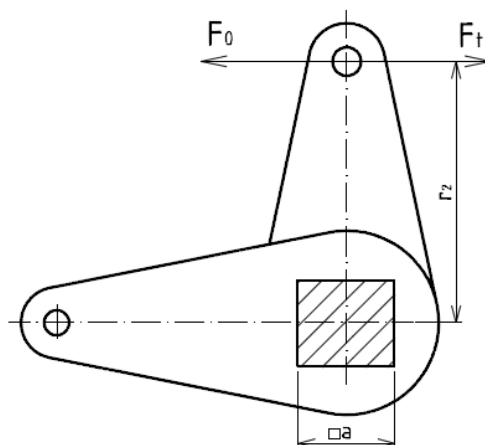
$$-F_{RC} + F_t - F_0 - F_{RD} = 0 \rightarrow F_{RC} = F_t - F_0 - F_{RD}$$

$$F_{RC} = 3502,2 - 7004,4 - 2420,1$$

$$F_{RC} = -5922,3 \text{ N}$$

(11)

4.1.6 Výpočet napětí v krutu v Y-Z



Obrázek 12 – Hřídel zvedání I – zobrazení ramene v bočním pohledu

$$\tau_{k2} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{k1} - M_{k2}}{W_k} = \frac{F_0 \cdot r_2 - F_t \cdot r_2}{0,208 \cdot a^3} = \frac{7004,4 \cdot 100 - 3502,2 \cdot 100}{0,208 \cdot 40^3}$$

$$\tau_{k2} = 26,3 \text{ MPa}$$

(12)

4.1.7 Výpočet napětí v ohybu v Y-Z

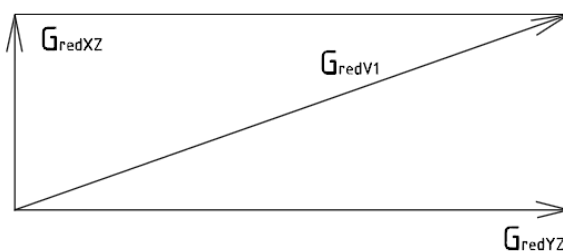
$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_o} = \frac{F_0 \cdot \frac{u \cdot v}{u+v}}{\frac{a^3}{6}} = \frac{7004,4 \cdot \frac{177 \cdot 496,8}{177+496,8}}{\frac{40^3}{6}}$$
$$\sigma_{o2} = 85,7 \text{ MPa} \quad (13)$$

4.1.8 Redukované napětí v Y-Z

$$\sigma_{redYZ1} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + 3 \cdot \tau_{k2}^2} = \sqrt{85,7^2 + 3 \cdot 26,3^2}$$
$$\sigma_{redYZ1} = 96,9 \text{ MPa} \quad (14)$$

4.1.9 Výsledné redukované napětí

Ramena hřídele zvedání jsou od sebe odkloněna o 90°, tudíž i výsledná redukovaná napětí jsou na sebe kolmá. Redukované napětí porovnáme s napětím dovoleným a tím zjistíme, zda navržený hřídel vyhovuje. Podle [1], str. 57 pro materiál hřídele 11 523 je $\sigma_D = 150 \text{ MPa}$



Obrázek 13 – Hřídel zvedání I – výsledné redukované napětí

$$\sigma_{redV1}^2 = \sigma_{redXZ1}^2 + \sigma_{redYZ1}^2 \rightarrow \sigma_{redV1} = \sqrt{\sigma_{redXZ1}^2 + \sigma_{redYZ1}^2} = \sqrt{28,46^2 + 96,9^2}$$
$$\sigma_{redV1} = 100 \text{ MPa} \quad (15)$$

$$\sigma_{redV1} = 100 \text{ MPa} < \sigma_D = 150 \text{ MPa} \sim \text{VYHOVUJE}$$

4.2 Kontrola hřídele zvedání 2

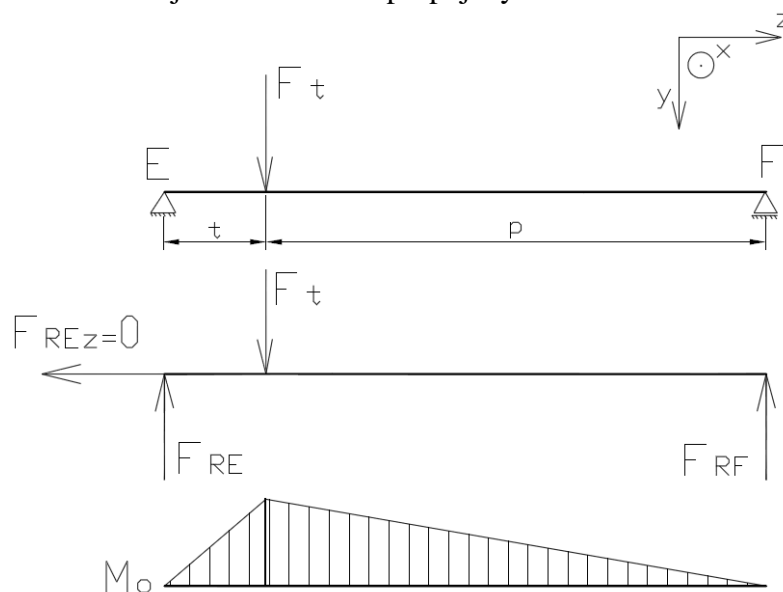
Hřídel je opět zatěžovaný silami od sebe navzájem odkloněnými o 90°, kontrola bude probíhat stejným způsobem jako u hřídele zvedání 1.

Rozměry a zatížení hřídele 2 v rovině X-Z jsou stejná jako u hřídele 1, proto velikosti podpor a jednotlivá napětí budou taktéž stejná.

$$\begin{aligned}F_{RA'} &= 2918,5 \text{ N} \\F_{RB'} &= 2918,5 \text{ N} \\ \tau_{k3} &= 13,15 \text{ MPa} \\ \sigma_{o3} &= 17,07 \text{ MPa} \\ \sigma_{redxz2} &= 28,46 \text{ MPa}\end{aligned}$$

4.2.1 Výpočet podpor v rovině Y-Z

V rovině Y-Z působí pouze jedna síla, síla F_t . Síla od táhla je stejně velká jako u hřídele 1, protože hřídele jsou mezi sebou propojeny táhlem.



Obrázek 14 – Hřídel zvedání II v rovině Y-Z

$$\begin{aligned}t &= 125 \text{ mm} \\ p &= 673,8 \text{ mm} \\ l &= 798,8 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\sum M_E = 0$$

$$-F_t \cdot t + F_{RF} \cdot l = 0 \rightarrow F_{RF} = \frac{F_t \cdot t}{l}$$

$$F_{RF} = \frac{3502,2 \cdot 125}{798,8}$$

$$F_{RF} = 548 \text{ N}$$

(16)

$$\sum F_y = 0$$

$$F_t - F_{RE} - F_{RF} = 0 \rightarrow F_{RE} = F_t - F_{RF}$$

$$F_{RE} = 3502,2 - 548$$

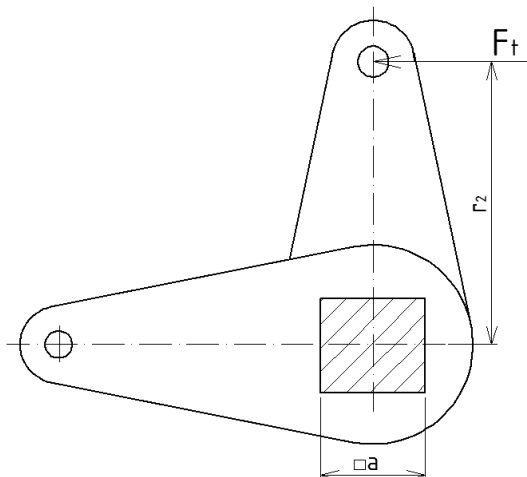
$$F_{RE} = 2954,2 \text{ N}$$

(17)

4.2.2 Výpočet napětí v krutu v Y-Z

Průřez hřídele 2 je stejný jako u hřídele 1, stejné jsou i velikosti jednotlivých ramen.

$$r_2 = 100 \text{ mm}$$
$$a = 40 \text{ mm}$$



Obrázek 15 – Hřídel zvedání II – zobrazení ramene v bočním pohledu

$$\tau_{k4} = \frac{M_{k4}}{W_k} = \frac{F_t \cdot r_2}{0,208 \cdot a^3} = \frac{3502,2 \cdot 100}{0,208 \cdot 40^3}$$
$$\tau_{k4} = 26,3 \text{ MPa} \quad (18)$$

4.2.3 Výpočet napětí v ohybu v Y-Z

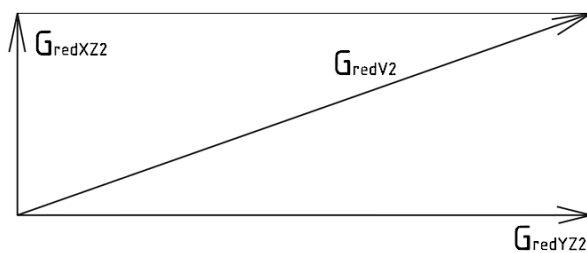
$$\sigma_{o4} = \frac{M_{o4}}{W_o} = \frac{F_{RE} \cdot t}{\frac{a^3}{6}} = \frac{2954,2 \cdot 125}{\frac{40^3}{6}}$$
$$\sigma_{o4} = 34,62 \text{ MPa} \quad (19)$$

4.2.4 Redukované napětí v Y-Z

$$\sigma_{redYZ2} = \sqrt{\sigma_{o4}^2 + 3 \cdot \tau_{k4}^2} = \sqrt{34,62^2 + 3 \cdot 26,3^2}$$
$$\sigma_{redYZ2} = 57,2 \text{ MPa} \quad (20)$$

4.2.5 Výsledné redukované napětí

Výsledné redukované napětí se vypočte a zkontroluje stejně jako u hřídele 1. Podle [1], str. 57 pro materiál hřídele 11 523 je $\sigma_D = 150 \text{ MPa}$



Obrázek 16 – Hřídel zvedání II – výsledné redukované napětí

$$\sigma_{redV2}^2 = \sigma_{redXZ2}^2 + \sigma_{redYZ2}^2 \rightarrow \sigma_{redV1} = \sqrt{\sigma_{redXZ2}^2 + \sigma_{redYZ2}^2} = \sqrt{28,46^2 + 57,2^2}$$

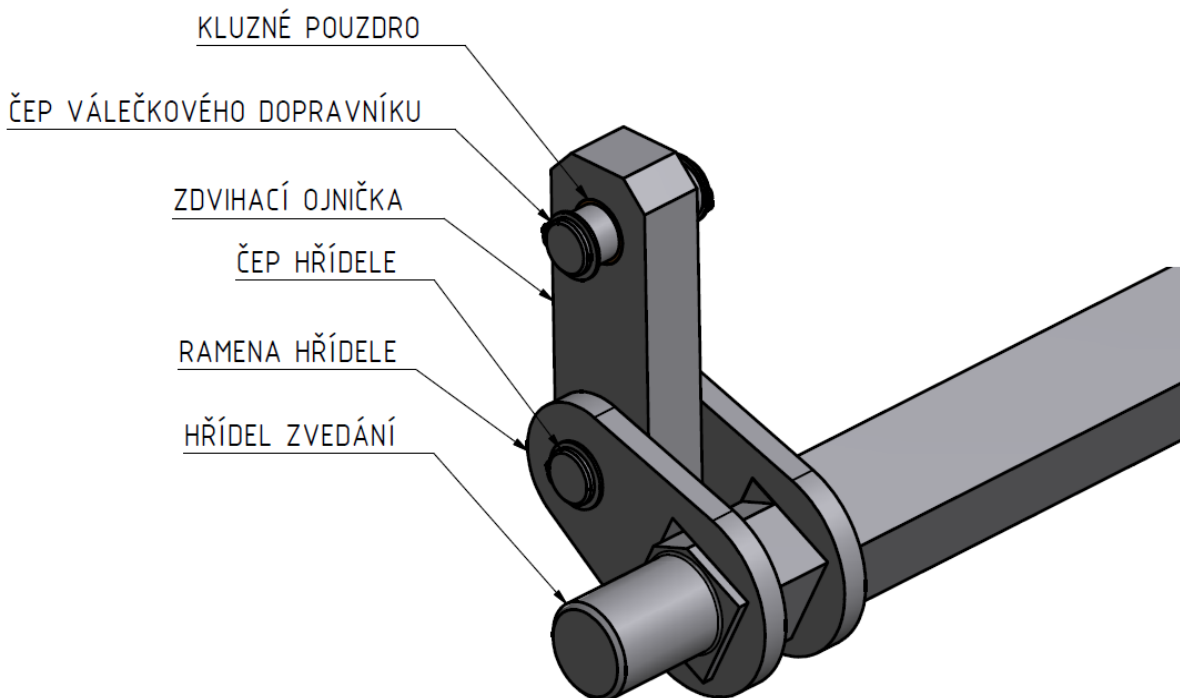
$$\sigma_{redV2} = 63,9 \text{ MPa}$$

(21)

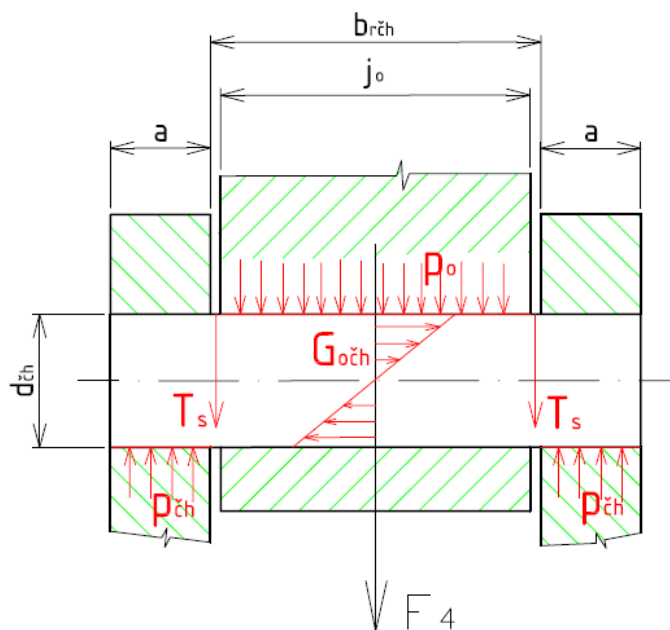
$$\sigma_{redV2} = 63,9 \text{ MPa} < \sigma_D = 150 \text{ MPa} \sim \text{VYHOVUJE}$$

4.3 Návrh a kontrola čepů hřídelů

Aby mohl střídač zvedat a spouštět náklad, musí být jednotlivé prvky zvedacího mechanismu uloženy otočně v čepch. Tyto čepy slouží k uložení zdvihacích ojnicek mezi rameny jednotlivých hřídelů a rameny válečkového dopravníku. Vzhledem k tomu, že čep se nebude otáčet ani o 360° a otáčky hřídelů budou velmi malé, budou všechny čepy uloženy v kluzných pouzdrech.



Obrázek 17 – Modelový návrh čepu hřídele



Obrázek 18 – Čep hřídele – rozložení tlaků a napětí

$$\begin{aligned}
 j_o &= 25 \text{ mm} \\
 b_{r\check{c}h} &= 28 \text{ mm} \\
 a &= 10 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Protože mezi ramenama hřídele a zdvihací ojníčkou je poměrně malá vůle, můžeme konstatovat, že navrhovaný čep bude namáhaný spíše na stříh než na ohyb.

4.3.1 Návrh průměru čepu

Čep je namáhan na stříh, vyjdeme z pevnostní podmínky pro stříh. Při výpočtu uvažujeme dva nebezpečné průřezy. Z [1], str. 57 je pro materiál čepu 11 373

$$\tau_{DS} = 70 \text{ MPa}.$$

$$\tau_{s\check{c}h} \leq \tau_{DS}$$

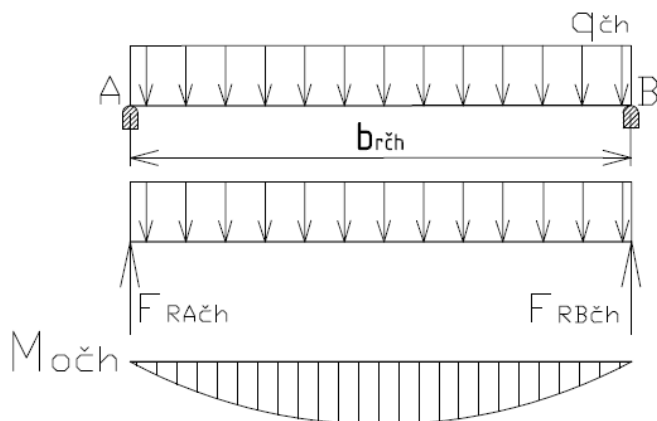
$$\tau_{s\check{c}h} = \frac{F_4}{S} = \frac{F_4}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\check{c}h}^2}{4}} \rightarrow d_{\check{c}h} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_4}{\pi \cdot \tau_{DS}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2918,5}{\pi \cdot 70}}$$

$$d_{\check{c}h} = 9 \text{ mm}$$

(22)

Z konstrukčních důvodů volím: $d_{\check{c}h} = 20 \text{ mm}$

4.3.2 Kontrola napětí v ohybu



$$q_{\check{c}h} = \frac{F_4}{b_r}$$

$$F_{RA\check{c}h} = F_{RB\check{c}h} = \frac{q \cdot b_{r\check{c}h}}{2}$$

$$M_{o\check{c}h} = \frac{q \cdot b_{r\check{c}h}}{2} \cdot \frac{b_{r\check{c}h}}{2} = \frac{q \cdot b_{r\check{c}h}^2}{2}$$

Obrázek 19 – Čep hřídele – ohybový moment

$$\sigma_{o\check{c}h} \leq \sigma_{D0}$$

$$\sigma_{o\check{c}h} = \frac{M_{o\check{c}h}}{W_o} = \frac{\frac{q_{\check{c}h} \cdot b_{r\check{c}h}}{2} - \frac{q_{\check{c}h} \cdot b_{r\check{c}h}^2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}h}^3}{32}} = \frac{\frac{104,2 \cdot 28}{2} - \frac{104,2 \cdot 28^2}{2}}{\frac{\pi \cdot 20^3}{32}}$$

$$\sigma_{o\check{c}h} = 50,1 \text{ MPa}$$

(23)

Z [1], str. 57 je pro material čepu 1.0036 $\sigma_{D0} = 150 \text{ MPa}$

$\sigma_{o\check{c}h} = 50,1 \text{ MPa} < \sigma_{D0} = 150 \text{ MPa} \sim \text{VYHOVUJE}$

4.3.3 Kontrola otláčení ve vidlici

$$p_{\check{c}h} = \frac{F_4}{S} = \frac{F_4}{2 \cdot d_{\check{c}h} \cdot a} = \frac{2918,5}{2 \cdot 20 \cdot 10}$$

$$p_{\check{c}h} = 9,1 \text{ MPa}$$

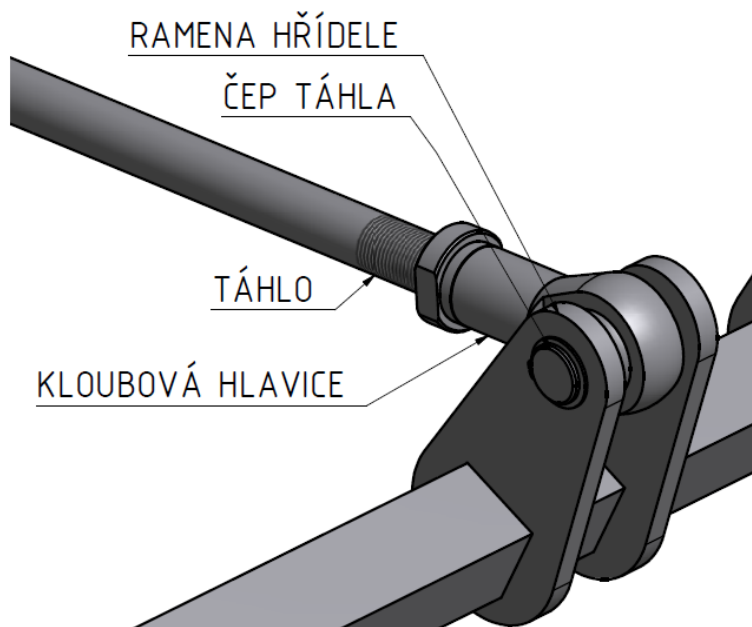
(24)

Z [1], str. 57 je pro materiál čepu 11 373 $p_D = 80 \text{ MPa}$

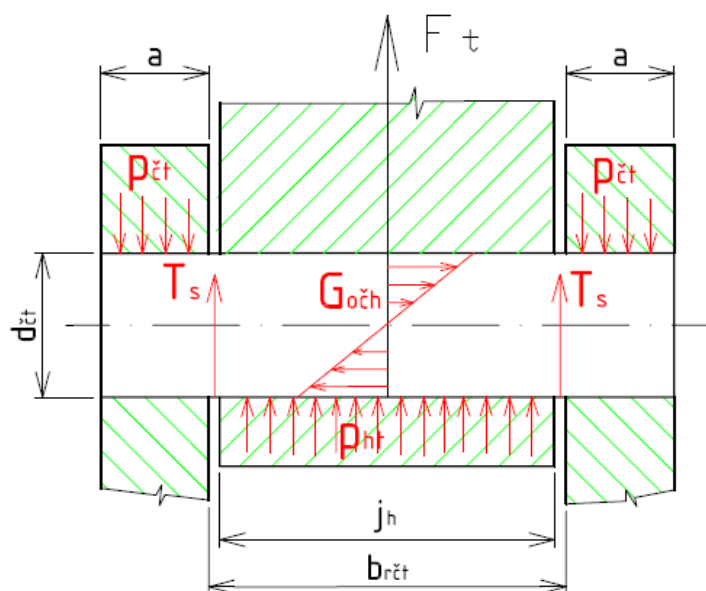
$p_{\check{c}h} = 9,1 \text{ MPa} < \sigma_{D0} = 80 \text{ MPa} \sim \text{VYHOVUJE}$

4.4 Návrh a kontrola čepů vidlice

Hřídele zvedání jsou mezi sebou propojeny táhlem. Kloubové hlavice táhla jsou na obou stranách spojeny otočně pomocí čepu s rameny hřídelů.



Obrázek 20 – Modelový návrh čepu táhla



Obrázek 21 – Čep táhla – rozložení tlaků a napětí

$$j_h = 37 \text{ mm}$$

$$b_{rčt} = 41 \text{ mm}$$

$$a = 10 \text{ mm}$$

4.4.1 Návrh průměru čepu

$$\tau_{s\check{c}t} \leq \tau_{DS}$$

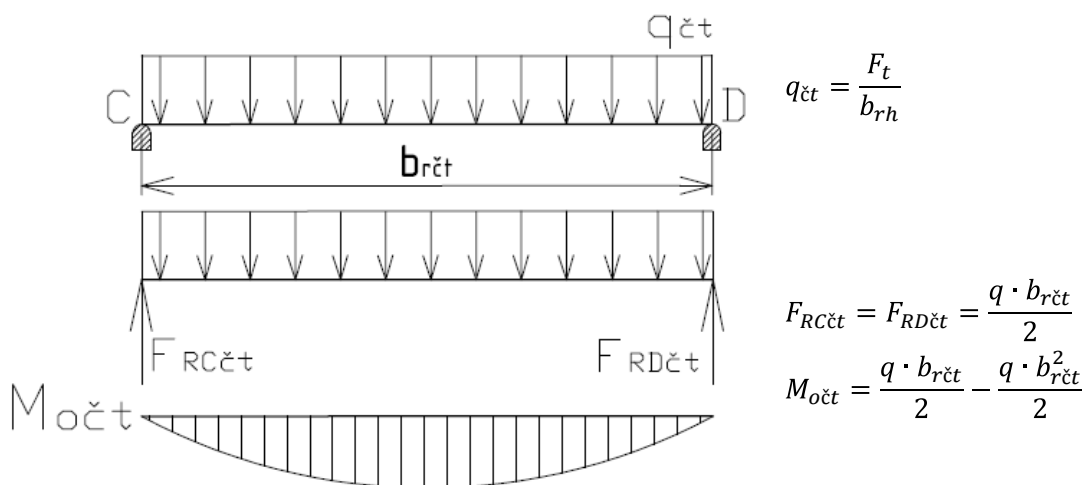
$$\tau_{s\check{c}t} = \frac{F_t}{S} = \frac{F_4}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\check{c}t}^2}{4}} \rightarrow d_{\check{c}t} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_t}{\pi \cdot \tau_{DS}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3502,2}{\pi \cdot 70}}$$

$$d_{\check{c}t} = 12,3 \text{ mm}$$

(25)

Z konstrukčních důvodů volím $d_{\check{c}t} = 25 \text{ mm}$

4.4.2 Kontrola napětí v ohybu



Obrázek 22 – Čep táhla – ohybový moment

$$\sigma_{o\check{c}t} \leq \sigma_{D0}$$

$$\sigma_{o\check{c}t} = \frac{M_{o\check{c}t}}{W_o} = \frac{\frac{q_{\check{c}t} \cdot b_{r\check{c}t}}{2} - \frac{q_{\check{c}t} \cdot b_{r\check{c}t}^2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}t}^3}{32}} = \frac{85,4 \cdot 41}{2} - \frac{85,4 \cdot 41^2}{2}}{\frac{\pi \cdot 25^3}{32}}$$

$$\sigma_{o\check{c}t} = 45,7 \text{ MPa}$$

(26)

Z [1], str. 57 je pro material čepu 11 373 $\sigma_{D0} = 150 \text{ MPa}$

$$\sigma_{o\check{c}t} = 45,7 \text{ MPa} < \sigma_{D0} = 150 \text{ MPa} \sim \text{VYHOVUJE}$$

4.4.3 Kontrola otláčení ve vidlici

$$p_{\check{c}t} = \frac{F_t}{S} = \frac{F_t}{2 \cdot d_{\check{c}t} \cdot a} = \frac{3502,2}{2 \cdot 25 \cdot 10}$$

$$p_{\check{c}t} = 7 \text{ MPa}$$

(27)

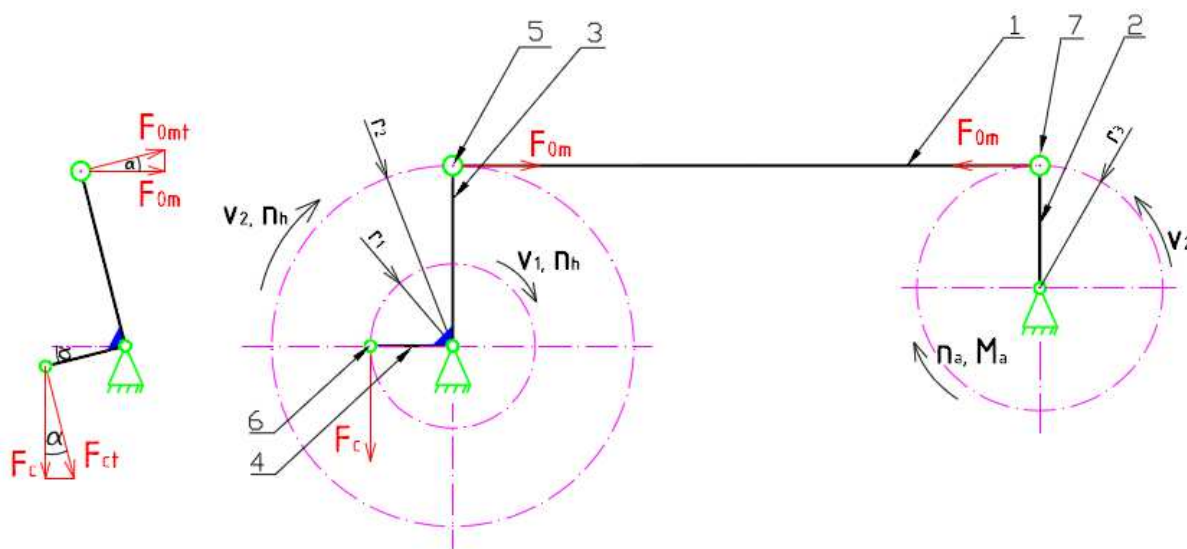
Z [1], str. 57 je pro materiál čepu $p_D = 80 \text{ MPa}$

$p_{ct} = 7 \text{ MPa} < \sigma_{D0} = 80 \text{ MPa} \sim \text{VYHOVUJE}$

Dle pokynů vedoucího bakalářské práce s ohledem na její další rozsah nebyly další čepy kontrolovány. V případě realizace konstrukce by bylo nezbytné provést další kontrolu. Zbyla by pouze kontrola čepu v ojnici, výpočet by proběhl stejným způsobem jako u čepů předchozích.

4.5 Výpočet, návrh a kontrola motoru

Abych mohl navrhnout motor ke zvedání válečkového dopravníku, je potřeba znát otáčky a krouticí moment. Kvůli výpočtu krouticího momentu a otáček je nutné předběžně navrhnout rozměry klikového zařízení.



1 – táhlo ojnice, 2 – rameno kliky, 3 – rameno hřídele zvedání (delší), 4 – rameno hřídele zvedání (kratší), 5 – čep táhla ojnice, 6 – čep ramena hřídele, 7 – čep ramene kliky

Obrázek 23 – Schematický náčrt mechanismu, sil a rychlostí

Předběžně volím délku ramene kliky: $r_3 = 500 \text{ mm}$



4.5.1 Výpočet otáček pro návrh motoru

Rychlost zvedání:

$$v_1 = \frac{s}{t} = \frac{r_1}{t} = \frac{60}{2,25}$$
$$v_1 = 26,67 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \quad (28)$$

Rychlost zvedání je zároveň obvodovou rychlostí na stejném rameni. Určíme otáčky hřídele zvedání:

$$v_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n_h = \pi \cdot 2 \cdot r_1 \cdot n_h \rightarrow n_h = \frac{v_1}{\pi \cdot 2 \cdot r_1} = \frac{1,6}{\pi \cdot 2 \cdot 0,06}$$
$$n_h = 4,15 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (29)$$

Obvodová rychlost na rameni r_2 :

$$v_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n_h = \pi \cdot 2 \cdot r_2 \cdot n_h = \pi \cdot 2 \cdot 0,1 \cdot 4,15$$
$$v_2 = 2,6 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (30)$$

Rychlost v_2 musí být stejná jak na rameni hřídele, tak na rameni klice, nyní můžu vypočítat otáčky motoru:

$$v_2 = \pi \cdot D_3 \cdot n_a = \pi \cdot 2 \cdot r_3 \cdot n_a \rightarrow n_a = \frac{v_2}{\pi \cdot 2 \cdot r_3} = \frac{2,6}{\pi \cdot 2 \cdot 0,05}$$
$$n_a = 8,3 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (31)$$

4.5.2 Výpočet krouticího momentu pro návrh motoru

Pro výpočet krouticího momentu je třeba znát tečnou složku síly F_{omt} . Tato síla bude největší, když úhel $\alpha = 0$. Sílu vypočteme z rovnosti momentů a následně vypočítáme krouticí moment.

$$M_{Fc} = M_{Fom}$$

$$F_c \cdot \cos(\alpha) \cdot r_1 = F_{om} \cdot \cos(\alpha) \cdot r_2 \rightarrow F_{om} = \frac{m_c \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot r_1}{\cos(\alpha) r_2} = \frac{1200 \cdot 9,81 \cdot 0,06}{0,1}$$

$$F_{om} = 7063,2 \text{ N} \quad (32)$$

$$M_{ap} = F_{om} \cdot r_3 = 7063,2 \cdot 0,05$$

$$M_{ap} = 353,16 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (33)$$

4.5.3 Volba typu motoru

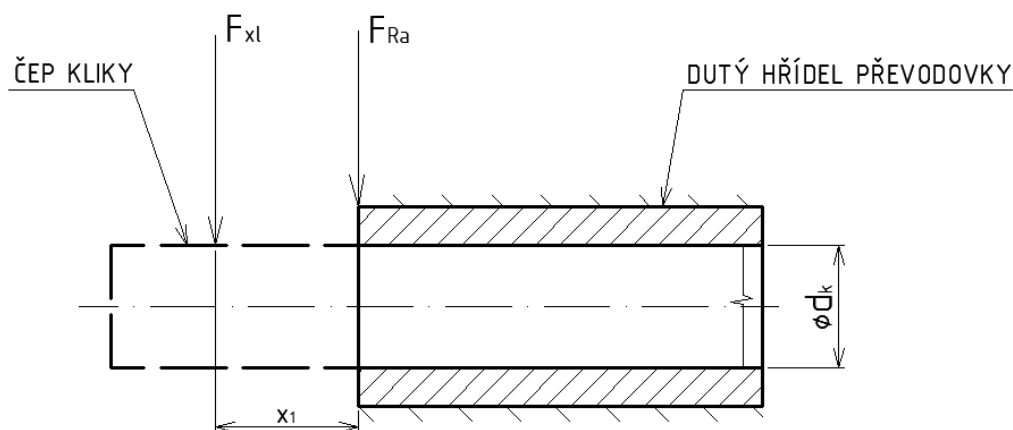
Podle výše spočtených parametrů volím šnekový převodový motor od firmy SEW-EURODRIVE. Dopravníkový střídač bude pracovat v třísměnném provozu, firma v takových podmínkách doporučuje zvýšit krouticí moment o dvojnásobek.

Z [5], str. 42 volím asynchronní motor s brzdou s označením: *KA57DT80N6BM*

Parametry motoru: $P_m = 0,55 \text{ kW}$
 $n_a = 8,3 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
 $M_a = 630 \text{ N} \cdot \text{m}$

4.5.4 Kontrola vstupní hřídele převodovky

Převodovka má dutý hřídel, do kterého se uloží čep kliky. Firma SEW-Eurodrive doporučuje při takovém spojení tuto kontrolu provést.



Obrázek 24 – Schéma dutého hřídele převodovky

Kontrola spočívá v návrhu největší možné vzdálenosti x_1 od začátku duté hřídele převodovky ke středu ložiska, působišti síly. Vypočítaná velikost musí být větší než navrhnutá.

Vzdálenost předběžně navrhuji: $x_1 = 37 \text{ mm}$

Výpočet provádím podle [5], str. 154, dle vzorce:

$$F_{xl} = \frac{F_{Ra} \cdot a}{b + x_{1m}}, \text{ kde } F_{xl} = F_{om}$$



Pro typ motoru *KA57DT80N6BM* určím podle [5] tabulkové údaje:

$$a = 169,7 \text{ mm}$$

$$b = 134,7 \text{ mm}$$

$$F_{Ra} = 7360 \text{ N}$$

$$F_{0m} = \frac{F_{Ra} \cdot a}{b + x_{1m}} \rightarrow x_{1m} = \frac{F_{Ra} \cdot a - F_{xl} \cdot b}{F_{0m}} = \frac{7360 \cdot 169,7 - 7063,2 \cdot 134,7}{7063,2}$$

$$x_{1m} = 42,1 \text{ mm} \quad (34)$$

$$x_{1m} = 42,1 \text{ mm} > x_1 = 37 \text{ mm} \sim \text{VYHOVUJE}$$

Navržená vzdálenost $x_1 = 37 \text{ mm}$ vyhovuje, hodnotu můžu použít v konstrukčním řešení.

4.6 Návrh pera pro čep kliky

Pero se přiřazuje podle průměru hřídele, počítá se pouze jeho délka. Výpočet délky provedu ze vztahu podle [8], str. 1080. Pro příslušný průměr čepu kliky, který je daný podle průměru dutého hřídele převodovky, vyhledám podle ČSN 02 2562 hloubku pera v náboji t_1 . Z [8], str. 1078 pro $d_k = 40 \text{ mm}$ je $t_1 = 2,9 \text{ mm}$.

Dovolený tlak pro materiál pera 11 600 je podle [1], str. 56 $p_D = 90 \text{ MPa}$

$$p_D \geq \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot M_{ap}}{d_k \cdot t_1 \cdot l_{pv}} \rightarrow l_{pv} = \frac{2 \cdot M_{ap}}{p_D \cdot d_k \cdot t_1} = \frac{2 \cdot 353160}{90 \cdot 40 \cdot 2,9}$$

$$l_{pv} = 67,7 \text{ mm} \quad (35)$$

Z konstrukčních důvodů volím: $l_p = 90 \text{ mm}$

Dle ČSN 02 2562 podle normalizovaných délek per jsem vybral nejbližší vyšší a určím typ pera: *PERO 12e7x8x90*

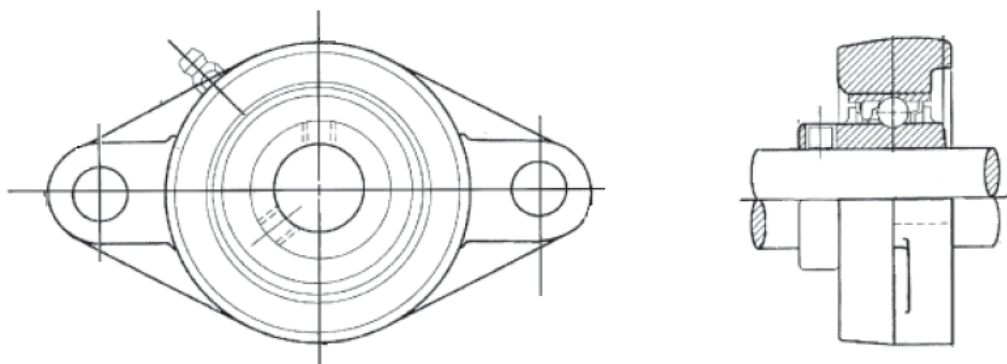
4.7 Návrh a výpočet ložisek

4.7.1 Ložiska hřídelů zvedání

Hřídele zvedání budou uloženy v domečkových ložiscích, které jsou pomocí šroubů připevněny k nosnému rámu. Volím ložisková tělesa naklápějící typu UCFL od firmy Tea [6]. K návrhu ložiska podle katalogu výrobce je nutno znát průměr hřídele a základní dynamickou únosnost.

Průřez obou hřídelů byl zvolen čtvercový o straně $a = 40 \text{ mm}$, proto volím opracování jeho konců na průměr:

$$d_h = 35 \text{ mm}$$



Obrázek 25 – Ložiskový domek (zdroj T.E.A. Technic s.r.o.: www.teatechnik.cz)

a) Ekvivalentní dynamické zatížení:

Z [1], str. 285, tab. 1 součinitel pro radiální zatížení pro kuličková ložiska $X = 1$.

Nejvyšší síla zatěžující ložisko hřídele v radiálním směru je síla F_{RC} , axiální síly jsou nulové.

$$P_h = X \cdot F_{RC} + Y \cdot F_a = 1 \cdot 5922,3 + 0$$

$$P_h = 5922,3 \text{ N} \quad (36)$$

b) Základní dynamická únosnost

$$L_{hmil} = \frac{3600 \cdot n_2}{10^6} \cdot L_H = \frac{3600 \cdot 4,15}{10^6} \cdot 1500$$

$$L_{hmil} = 22,4 \text{ mil. otáček} \quad (37)$$

$$C = \sqrt[3]{L_{hmil} \cdot P_h} = \sqrt[3]{22,4 \cdot 5922,3}$$

$$C = 16694,5 \text{ N} \quad (38)$$

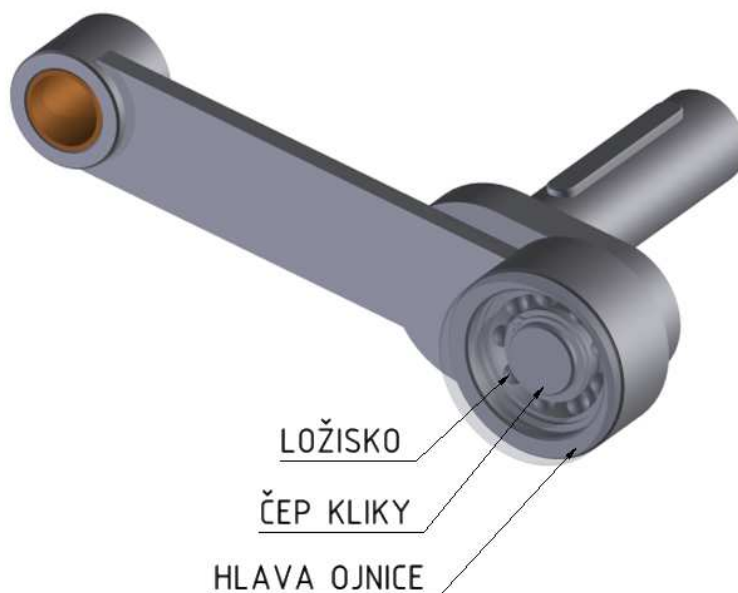
Dle [6] volím podle průměru hřídele $d_h = 35 \text{ mm}$ s nejbližší vyšší dynamickou únosností:

Ložisko UCFL 207 s únosností $C = 17\,200 \text{ N}$

4.7.2 Ložisko ojnice

Ložisko je uloženo v hlavě ojnice a v něm uložený jeden z čepů kliky, druhý čep kliky je vsazený do dutého hřídele převodovky. Volím ložisko dvouřadé naklápějící. K návrhu ložiska je třeba znát průměr čepu kliky a základní dynamickou únosnost.

Průměr čepu kliky volím: $d_k = 30 \text{ mm}$



Obrázek 26 – Modelový návrh – uložení ložiska ojnice

a) Ekvivalentní dynamické zatížení:

Z [1], str. 285, tab. 1 součinitel pro radiální zatížení pro kuličková ložiska $X = 1$.

Síla zatěžující ložisko ojnice v radiálním směru je síla F_{om} , axiální síly jsou nulové.

$$P_h = X \cdot F_{om} + Y \cdot F_a = 1 \cdot 7063,2 + 0$$

$$P_h = 7063,2 \text{ N}$$

(39)

b) Základní dynamická únosnost

$$L_{hmil} = \frac{3600 \cdot n_a}{10^6} \cdot L_H = \frac{3600 \cdot 8,3}{10^6} \cdot 1500$$

$$L_{hmil} = 29,9 \text{ mil. otáček}$$

(40)

$$C = \sqrt[3]{L_{hmil}} \cdot P_h = \sqrt[3]{29,9} \cdot 7063,2$$

$$C = 21923 \text{ N}$$

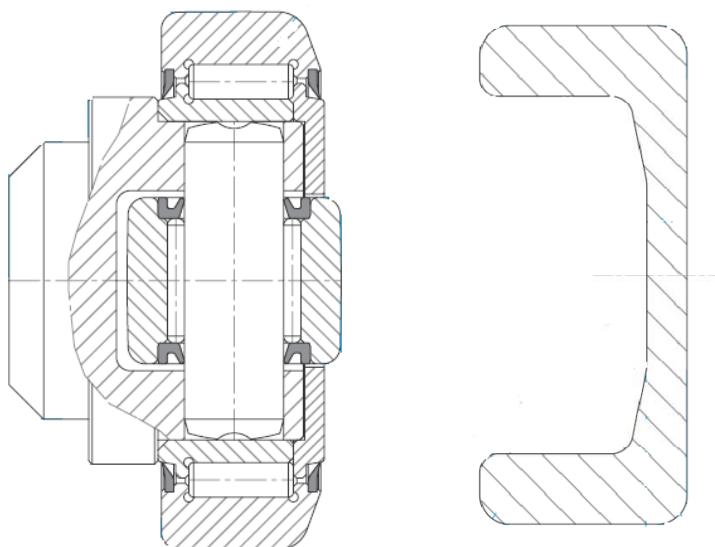
(41)

Z [1], str. 524 volím podle průměru hřídele $d_k = 30 \text{ mm}$ s nejbližší vyšší dynamickou únosností:

Ložisko 2206 E dle ČSN 02 4650 s únosností $C = 23\,800 \text{ N}$

4.7.3 Návrh kombinované rolny

Kombinovaná rolna slouží při zvedání k zajištění posuvu válečkového dopravníku pouze ve svislém směru. Kdyby nebyl využit tento konstrukční uzel, válečkový dopravník by se při zvedání pohyboval do stran, což nechceme. Kombinovanou rolnu spolu s její kolejničí budu navrhovat podle katalogu firmy C.R. Cuscinetti a rulli SRL [7].



Obrázek 27 – Kombinovaná rolna a profil (zdroj C.R. Cuscinetti a rulli SRL.: www.crsrl.com)

Rolna se skládá se z válečkového a jehličkového ložiska, je schopna zachycovat sílu jak v radiálním, tak v axiálním směru. Pro tento případ použití bude zatěžována pouze radiálně.

Z [7] volím kombinovanou rolnu o průměru $D_r = 62 \text{ mm}$ typu *Standard 4.0054* s dynamickou únosností $C_r = 35\,000 \text{ kN}$ a profil kombinované rolny „U“ *Standard EC 053* s vnitřní šířkou $b_r = 65 \text{ mm}$

Vzhledem k tomu, že byly použity rolny dvě, na každé ze stran dopravníku, není potřeba při tak velké dynamické únosnosti provádět další kontrolu, je značně předimenzována.

4.8 Návrh stavěcích patek



Obrázek 28 – Stavěcí patka (zdroj katalog Marbett: http://www.techplasty.sk/dopravniky/robo/pg_0134.pdf)

Stavěcí patky slouží k nastavení požadované výšky střídače, k případnému vyrovnání nerovnosti povrchu a k ukotvení k podlaze. Stavěcích patky navrhuji podle katalogu firmy Marbett [9]. Patky se navrhuji podle zatížení a průměru šroubové části.

Nejdříve si určím pomocí CAD systému Autodesk Inventor Profesional 2011 orientační hmotnost celého střídače a následně vypočítám sílu působící na jednu patku. V 3D modelu jsou jednotlivým dílům sestavy přiřazeny materiálové charakteristiky, podle nichž program vypočítá téměř přesně celkovou hmotnost.

$$\begin{aligned}m_{cs} &= m_n + m_s \\m_{cs} &= 1000 + 450 \\m_{cs} &= 1450 \text{ Kg}\end{aligned}\tag{42}$$

$$\begin{aligned}F_p &= \frac{1}{4} \cdot m_{cs} \cdot g \\F_p &= \frac{1}{4} \cdot 1450 \cdot 9,81 \\F_p &= 3556 \text{ N}\end{aligned}\tag{43}$$

Dle [9], str. 49 volím průměr šroubové části patky M24 o délce 140 mm s maximálním zatížením $F_{pmax} = 10\,000 \text{ N}$

$$F_{pmax} = 10\,000 \text{ N} > F_p = 3556 \text{ N} \sim \text{VYHOVUJE}$$

Zvolena patky typu: *MARBETT-349/682691*



5 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo konstrukční řešení zdvihacího mechanismu dopravníkového střídače a následný návrh podložit kontrolními a pevnostními výpočty. Při konstrukčním návrhu jsem využíval zejména dostupné normalizované komponenty a polotovary od určitých českých či zahraničních firem zabývajících se daným sortimentem.

Konstrukční návrh jsem provedl po jednotlivých celcích ve 3D pomocí softwaru Autodesk Inventor Profesional 2011. Ukázky návrhu jednotlivých komponent byly průběžně publikovány ve zprávě a výsledný návrh střídače je umístěn v několika pohledech v příloze této práce.

Kontrolní výpočet zařízení zahrnoval zejména kompletní návrh a kontrolu hřídelů zvedání s následnou volbou vhodných ložisek, kontrolu a volbu jednotlivých čepů, které z hlediska kontroly na otláčení vyhověly. Déle funkční návrh a kontrola normalizovaného pohonu s výpočtem prvků pro přenos krouticího momentu.

Kontrolní výpočet zahrnoval také kontrolu původního návrhu nosného rámu, zejména desky pod motorem, pomocí metody konečných prvků (MKP) za pomoci programu ANSYS a na základě výsledků byl nevyhovující, proto byla navržena nová zlepšená varianta, která následným ověřením vyhověla. Ukázky výsledků jsou znázorněny v příloze práce.

V případě realizace zařízení, by byla nutná pevnostní kontrola všech dalších konstrukčních uzlů s návrhem parametrů a konstrukce válečkového a řetězového dopravníku, které spolu tvoří jeden dopravní uzel.

Do příloh této práce jsem přiložil pro ilustraci několik obrázků navrženého zařízení, výpočty kontrolního výpočtu MKP a požadovanou výkresovou dokumentaci. Celkové řešení vyhovělo zadaným cílům práce.



6 Seznam použitých zdrojů

- [1] LEINVEBER, Jan; Vávra, Pavel. *Strojnické tabulky*. 4. vyd. Úvaly: Albra, 2008. 914s. ISBN 978-80-7361-051-7
- [3] FLIEGER, Jan; Vyšín, Martin. *Hydraulické a pneumatické mechanismy: Návody do laboratorních cvičení, řešené příklady*. Brno: VUT. 2004.
- [4] *Elektrický pohon* [on-line], [cit.2012-01/22], dostupný na: http://vencovo.misto.cz/_MAIL_/0/a/elektric.htm - ke dni 2.1.2012
- [5] SEW-Eurodrive CZ s.r.o., Catalog SEW-Eurodrive(EN) – Gearmotors Edition, 04/2004
- [6] T.E.A. Technic s.r.o., Online katalog T.E.A. Technic s.r.o. – Ložiskové domky typ UCFL, dostupný na <http://www.teatechnik.cz/typ-ucfl/> - ke dni 25.2.2012
- [7] C.R. Cuscinetti a rulli SRL, Online katalog Cylindrical roller bearings – Standard combined bearings, dostupný na <http://www.crsrl.com/01StComb.htm> - ke dni 25.2.2012
- [8] SHIGLEY, J.E.-MISCHKE, Ch.R.-BUDYNAS R.G.: *Konstruování strojních součástí*, VUTIUM VUT Brno 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
- [9] Marbett, Online katalog Marbett – Articulatedfeet, dostupný na http://www.techplasty.sk/dopravniky/robo/pg_0134.pdf - ke dni 27.3.2012

7 Seznam použitých zkratek a symbolů

<u>Symbol:</u>	<u>Význam:</u>	<u>Jednotky:</u>
a	Velikost strany hřídelů zvedání	[mm]
a_m	Tabulková hodnota dutého hřídele převodovky	[mm]
a_r	Šířka ramene hřídelů zvedání	[mm]
b	Tabulková hodnota dutého hřídele převodovky	[mm]
b_r	Šířka profilu kombinované rolny	[mm]
$b_{r\check{c}h}$	Rozteč mezi rameny na hřídelích pro zdvihací ojníčku	[mm]
$b_{r\check{c}t}$	Rozteč mezi rameny na hřídelích pro táhlo	[mm]
C	Základní dynamická únosnost	[N]
C_r	Základní dynamická únosnost kombinované rolny	[N]
d_h	Průměr opracovaných konců hřídelů	[mm]
d_k	Průměr čepu kliky	[mm]
$d_{\check{c}h}$	Průměr čepu hřídele	[mm]
$d_{\check{c}t}$	Průměr čepu táhla	[mm]
d_k	Průměr čepu kliky	[mm]



D_r	Průměr kombinované rolny	[mm]
F_a	Axiální zatížení ložiska	[N]
F_4	Síla působící na jedno oko hřídele	[N]
F_o	Síla působící od motoru	[N]
F_t	Síla táhla	[N]
F_p	Síla působící na jednu stavěcí patku	[N]
F_{pmax}	Maximální dovolená síla působící na stavěcí patku	[N]
F_{Ra}	Radiální složka síly na dutý hřídel převodovky	[N]
F_{RA}	Složka reakce na hřídeli 1 ve směru x v rovině X-Z	[N]
$F_{RA'}$	Složka reakce na hřídeli 2 ve směru x v rovině X-Z	[N]
$F_{RAčh}$	Složka reakce na čepu hřídele ve směru y	[N]
F_{RB}	Složka reakce na hřídeli 1 ve směru x v rovině X-Z	[N]
$F_{RB'}$	Složka reakce na hřídeli 2 ve směru x v rovině X-Z	[N]
$F_{RBčh}$	Složka reakce na čepu hřídele ve směru y	[N]
F_{RC}	Složka reakce na hřídeli 1 ve směru y v rovině Y-Z	[N]
F_{RD}	Složka reakce na hřídeli 1 ve směru y v rovině Y-Z	[N]
F_{RE}	Složka reakce na hřídeli 2 ve směru y v rovině Y-Z	[N]
F_{RF}	Složka reakce na hřídeli 2 ve směru y v rovině Y-Z	[N]
g	Gravitační zrychlení	[m · s ⁻²]
h	Požadovaný zdvih střídače	[mm]
h_s	Výška střídače v horní úvrati	[mm]
h_{st}	Stavitelnost zařízení	[mm]
j_h	Šířka táhla	[mm]
j_0	Šířka zdvihací ojnice	[mm]
l	Délka hřídele 1 a 2 mezi středy ložisek	[mm]
l_p	Navrhnutá délka pera	[mm]
l_{pv}	Vypočtená délka pera	[mm]
C	Základní dynamická únosnost ložisek	[mil]
m_c	Celková hmotnost střídače	[Kg]
m_d	Hmotnost válečkového dopravníku	[Kg]
m_n	Hmotnost přepravované palety s nákladem	[Kg]
m_s	Hmotnost dopravníkového střídače	[Kg]
m_s	Hmotnost dopravníkového střídače s nákladem	[Kg]
M_a	Navržený kroutící moment motoru	[N · m]
M_{ap}	Vypočtený kroutící moment motoru	[N · m]
M_{Fc}	Kroutící moment hřídeli od síly F_C	[N · m]
M_{Fom}	Kroutící moment na hřídeli od motoru, síly F_{om}	[N · m]
M_{k1}	Kroutící moment na hřídeli 1 v rovině X-Z	[N · mm]
$M_{k1'}$	Kroutící moment na hřídeli 1 od síly F_o v rovině Y-Z	[N · mm]
M_{k2}	Kroutící moment na hřídeli 1 od síly F_t v rovině Y-Z	[N · mm]
M_{k4}	Kroutící moment na hřídeli 2 v rovině Y-Z	[N · mm]



$M_{o\check{c}h}$	Ohybový moment u čepu hřídele	[N · mm]
$M_{o\check{c}t}$	Ohybový moment u čepu táhla	[N · mm]
M_{o1}	Ohybový moment na hřídeli 1 v rovině X-Z	[N · mm]
M_{o2}	Ohybový moment na hřídeli 1 v rovině Y-Z	[N · mm]
M_{o4}	Ohybový moment na hřídeli 2 v rovině Y-Z	[N · mm]
n_a	Otáčky elektromotoru	[ot · min ⁻¹]
n_h	Otáčky hřídele zvedání	[ot · min ⁻¹]
P_m	Výkon elektromotoru	[kW]
P_{hh}	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska hřídelů	[N]
P_{ho}	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska ojnice	[N]
$p_{\check{c}h}$	Tlak ve vidlici čepu hřídele	[MPa]
$p_{\check{c}t}$	Tlak ve vidlici čepu táhla	[MPa]
p_D	Dovolený tlak	[MPa]
$q_{\check{c}h}$	Spojité zatížení čepu hřídele	[N · mm ⁻¹]
$q_{\check{c}t}$	Spojité zatížení čepu táhla	[N · mm ⁻¹]
r	Vzdálenost od středu ložiska po rameno na hřídeli 1	[mm]
r_1	Velikost ramene 1 hřídele zvedání	[mm]
r_2	Velikost ramene 2 hřídele zvedání	[mm]
r_3	Velikost ramene kliky	[mm]
s	Vzdálenost mezi oky na hřídeli 1	[mm]
t	Vzdálenost od středu ložiska po rameno od motoru	[mm]
t_z	Doba zvedání	[s]
t_1	Hloubka drážky v náboji dutého hřídele elektromotoru	[mm]
u	Vzdálenost mezi ramenama táhla a od motoru	[mm]
v	Vzdálenost mezi ramenama táhla po střed ložiska	[mm]
v_1	Rychlost zvedání	[mm · s ⁻¹]
v_2	Obvodová rychlost na rameni r_2	[m · min ⁻¹]
W_k	Modul průřezu v krutu	[mm ⁴]
W_0	Modul průřezu v ohybu	[mm ³]
x_1	Navrhnutá vzdálenost od duté hřídele ke středu ložiska	[mm]
x_{1m}	Maximální vzdálenost od duté hřídele ke středu ložiska	[mm]
X	Součinitel pro radiální zatížení pro kuličková ložiska	[-]
Y	Součinitel pro axiální zatížení pro kuličková ložiska	[-]
α	Úhel natočení hřídele vůči vodorovné poloze	[°]
τ_{k1}	Napětí v krutu na hřídeli 1 v rovině X-Z	[MPa]
τ_{k2}	Napětí v krutu na hřídeli 1 v rovině Y-Z	[MPa]
τ_{k3}	Napětí v krutu na hřídeli 2 v rovině X-Z	[MPa]
τ_{k4}	Napětí v krutu na hřídeli 2 v rovině Y-Z	[MPa]
τ_{DS}	Dovolené napětí ve stříhu	[MPa]
$\tau_{S\check{c}h}$	Napětí ve stříhu čepu hřídele	[MPa]
$\tau_{S\check{c}t}$	Napětí ve stříhu čepu táhla	[MPa]



σ_{D0}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{0\check{c}h}$	Napětí v ohybu čepu hřídele	[MPa]
$\sigma_{0\check{c}t}$	Napětí v ohybu čepu táhla	[MPa]
σ_{01}	Napětí v ohybu na hřídeli 1 v rovině X-Z	[MPa]
σ_{02}	Napětí v ohybu na hřídeli 1 v rovině Y-Z	[MPa]
σ_{03}	Napětí v ohybu na hřídeli 2 v rovině X-Z	[MPa]
σ_{04}	Napětí v ohybu na hřídeli 2 v rovině Y-Z	[MPa]
σ_{redXZ1}	Redukované napětí hřídele 1 v rovině X-Z	[MPa]
σ_{redXZ2}	Redukované napětí hřídele 2 v rovině X-Z	[MPa]
σ_{redYZ1}	Redukované napětí hřídele 1 v rovině Y-Z	[MPa]
σ_{redYZ2}	Redukované napětí hřídele 2 v rovině Y-Z	[MPa]
σ_{redV1}	Výsledné redukované napětí na hřídeli zvedání 1	[MPa]
σ_{redV2}	Výsledné redukované napětí na hřídeli zvedání 2	[MPa]

8 Seznam příloh

Obrázkové přílohy:

Obrázek 29

Pohled na celý dopravníkový střídač – pohled shora

Obrázek 30

Pohled na celý dopravníkový střídač – pohled zespodu

Obrázek 31

Přímý horní pohled na dopravníkový střídač

Obrázek 32

Přímý čelní pohled na dopravníkový střídač – dolní poloha střídače

Obrázek 33

Přímý čelní pohled na dopravníkový střídač – horní poloha střídače

Obrázek 34

Pohled na zdvihací mechanismus dopravníkového střídače

Obrázek 35

Detail klikového mechanismu dopravníkového střídače

*Obrázek 36**Detail spojení válečkového dopravníku se zdvihacím mechanismem**Obrázek 37**Redukované napětí (původní návrh varianty desky pod motorem)**Obrázek 38**Deformace (původní návrh varianty desky pod motorem)**Obrázek 39**Redukované napětí (návrh nové varianty – vyztužení desky)**Obrázek 40**Deformace (návrh nové varianty – vyztužení desky)*Seznam výkresové dokumentace:

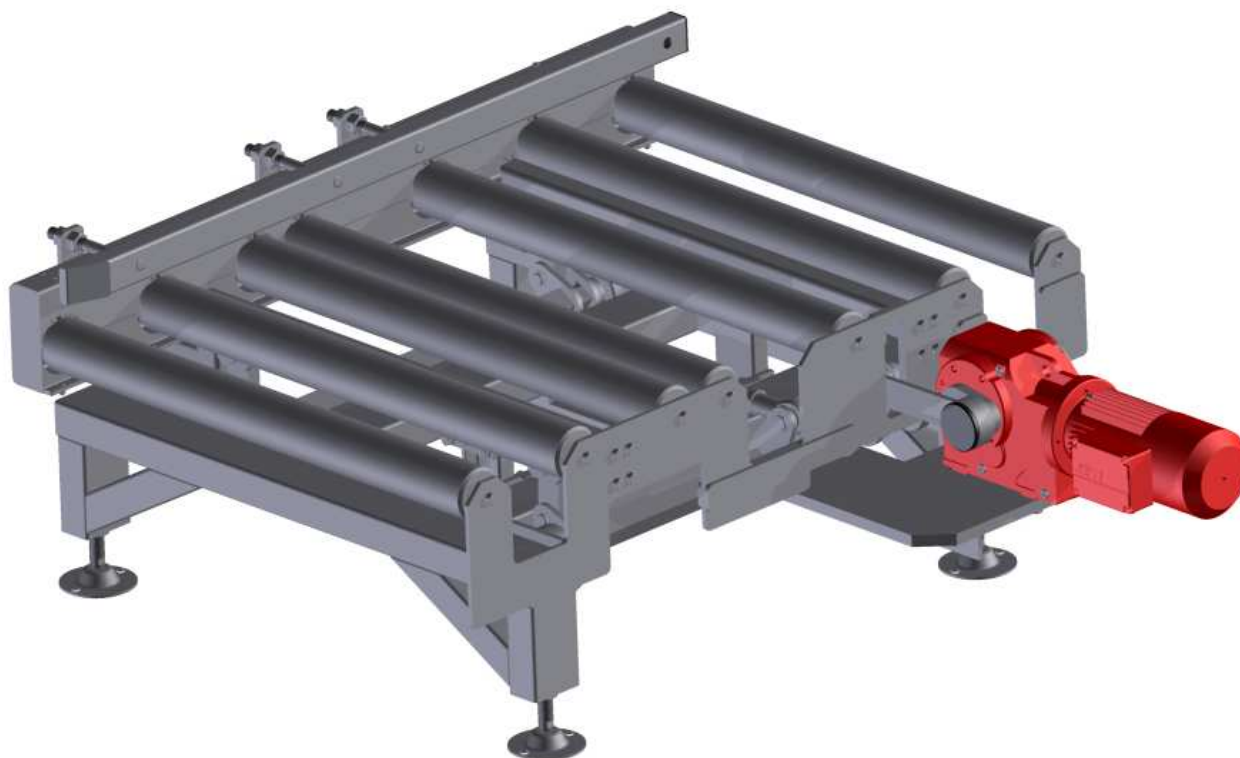
BP12_A1_00 Dopravníkový střídač (sestava)
BP12_A2_00_01 Nosný rám

CD:

Technická zpráva formát PDF
Výkresová dokumentace. formát PDF



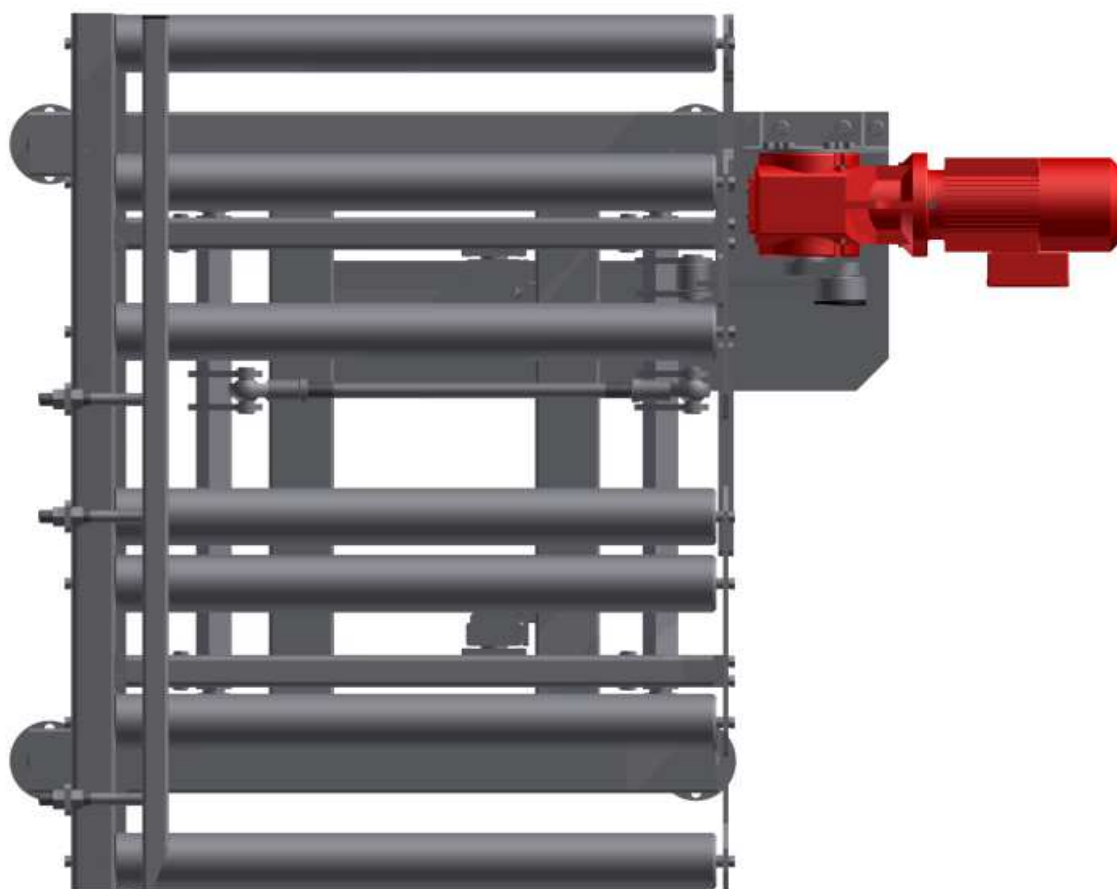
9 Přílohy



Obrázek 29 - Pohled na celý dopravníkový střídač



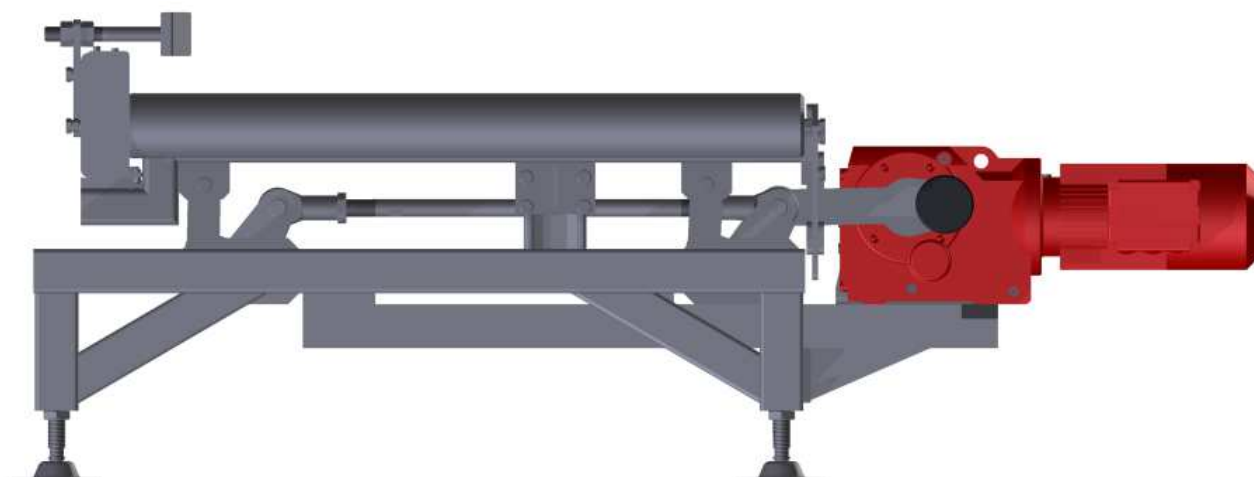
Obrázek 30 - Spodní pohled na dopravníkový střídač



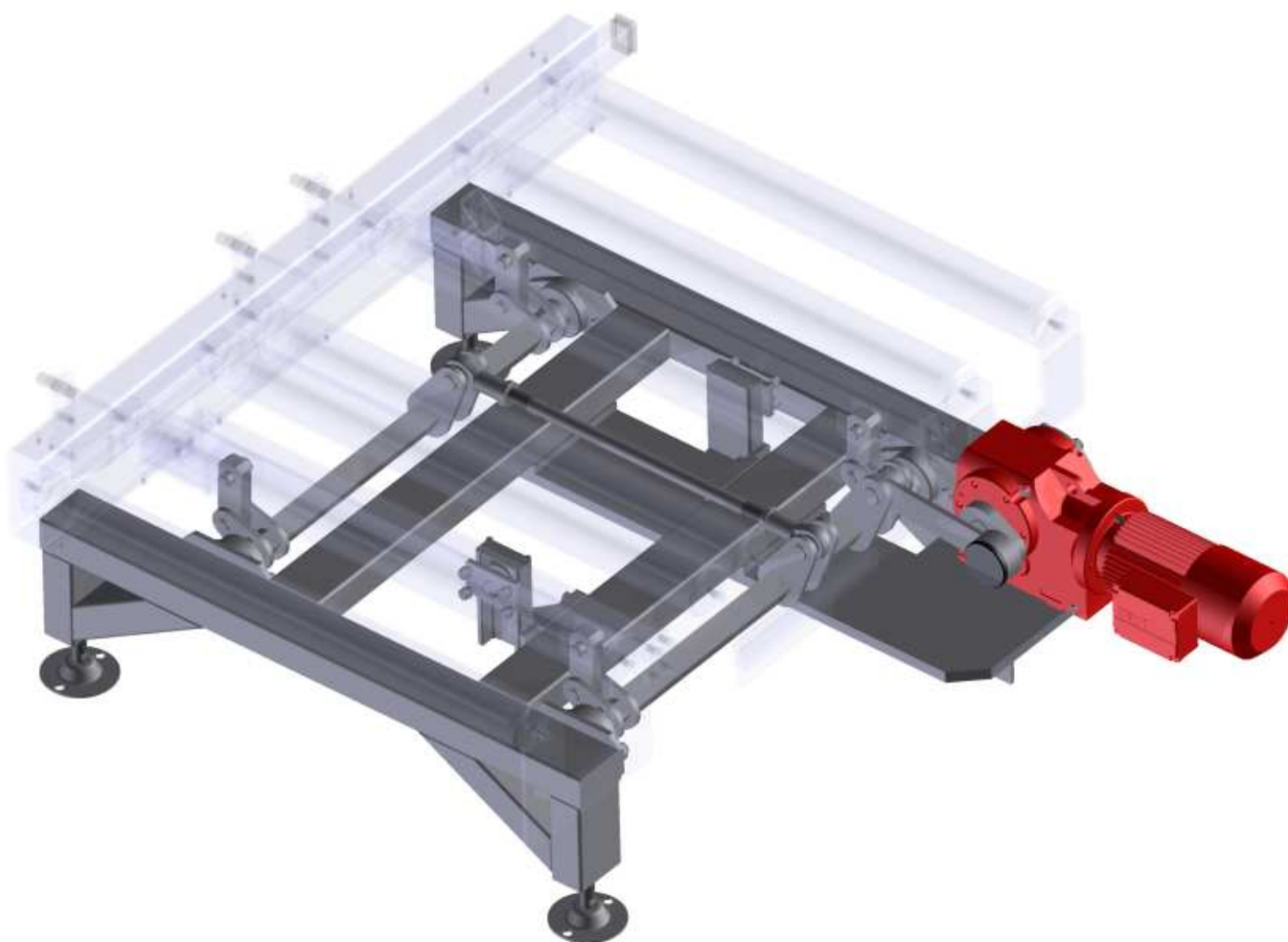
Obrázek 31 - Přímý horní pohled na dopravníkový střídač



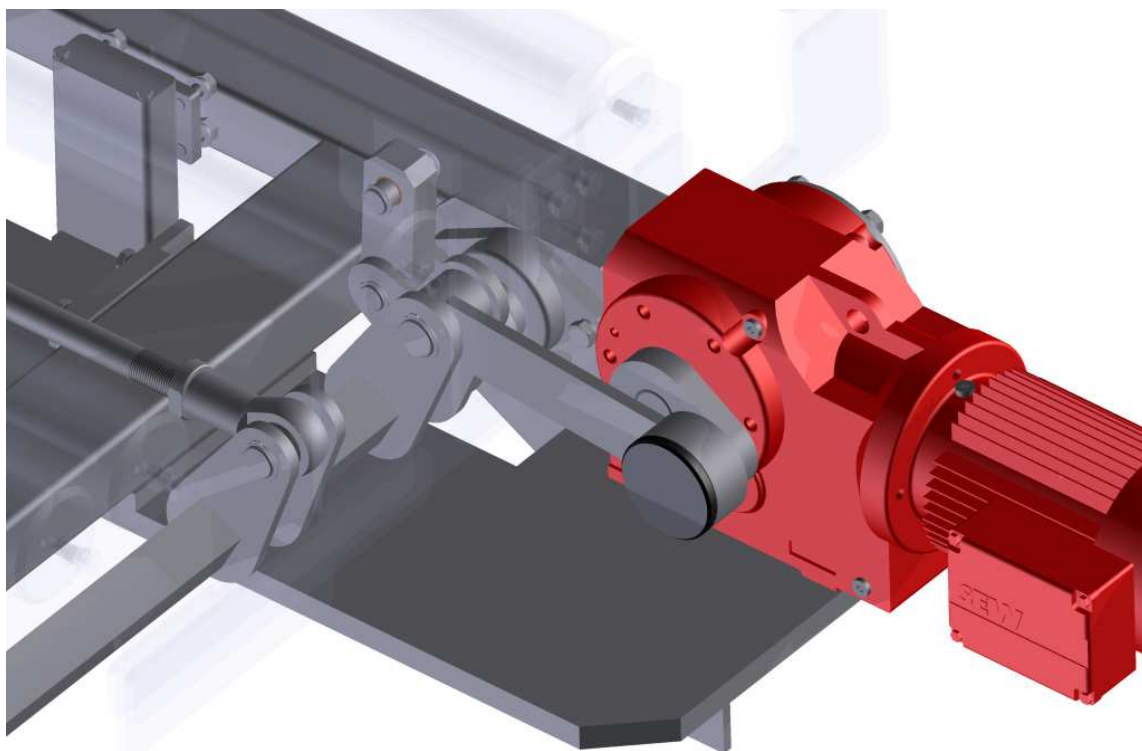
Obrázek 32 - Přímý čelní pohled na dopravníkový střídač – dolní poloha střídače



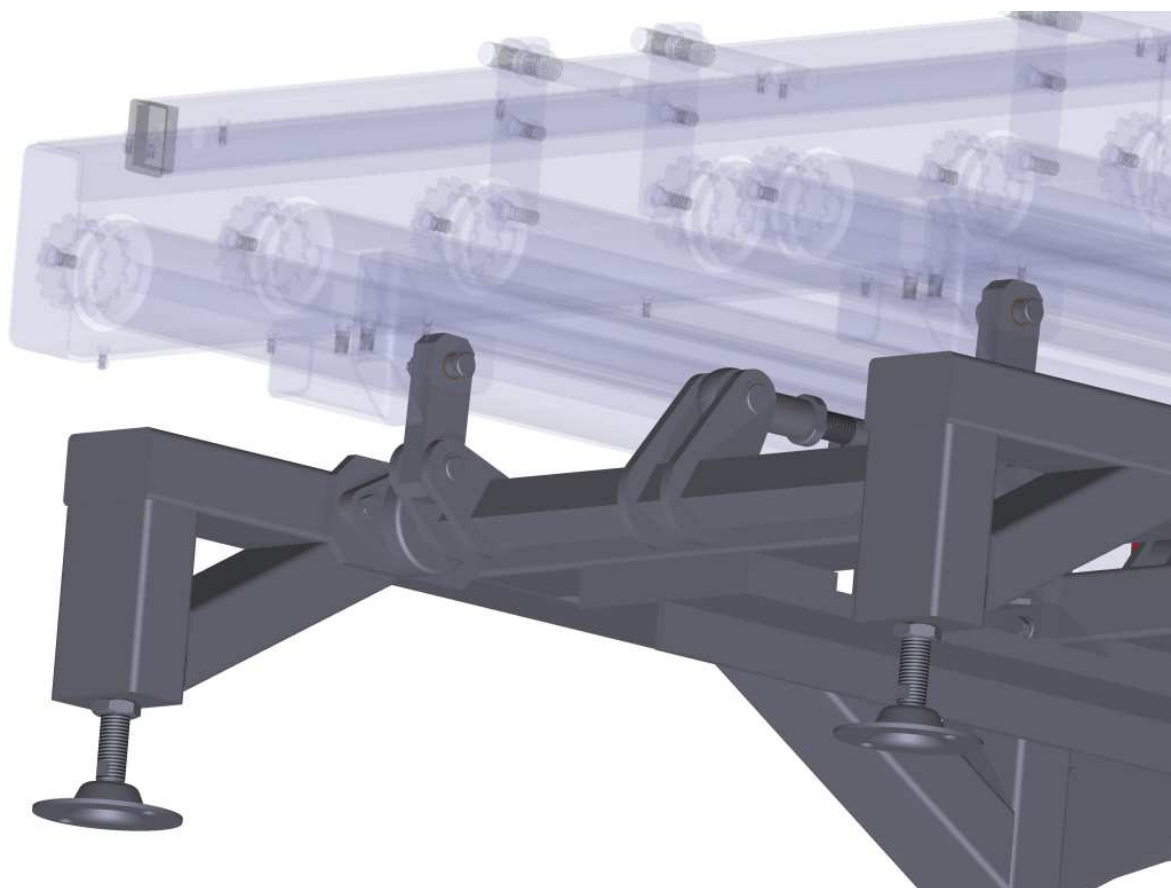
Obrázek 33 - Přímý čelní pohled na dopravníkový střídač – horní poloha střídače



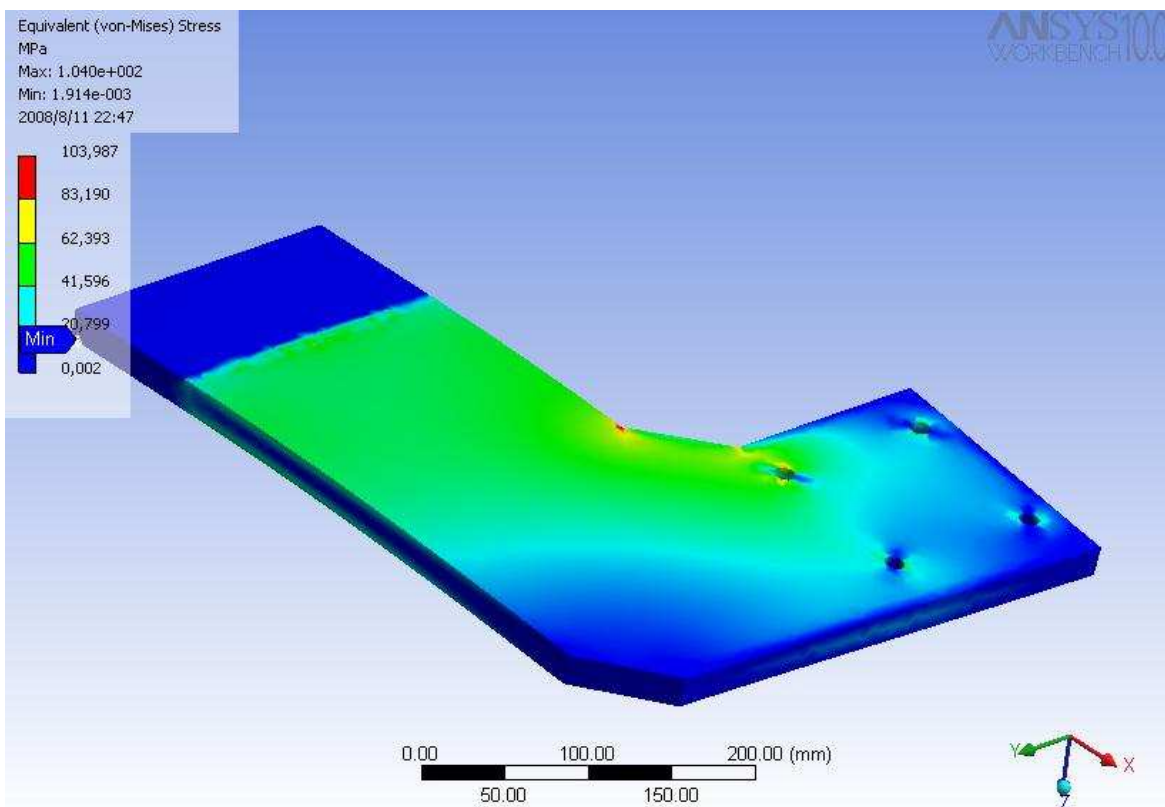
Obrázek 34 – Pohled na zdvihací mechanismus dopravníkového střídače



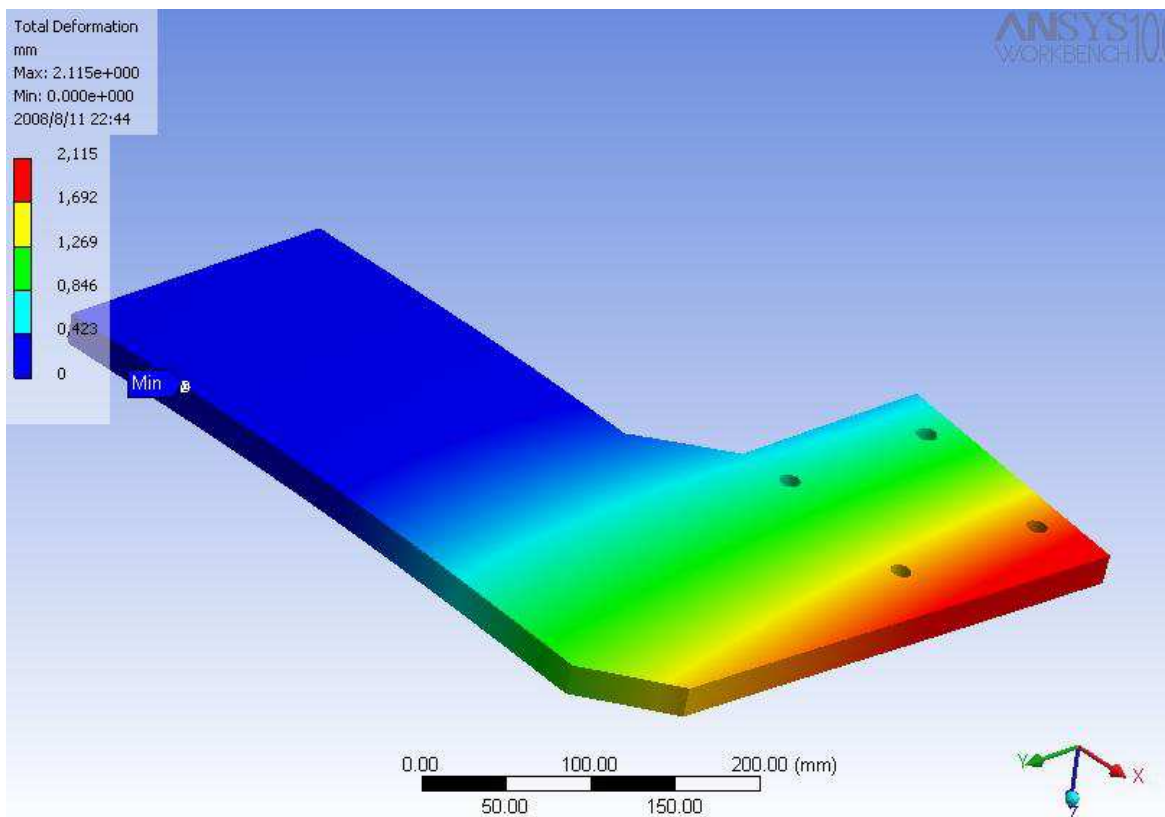
Obrázek 35 – Detail klikového mechanismu dopravníkového střídače



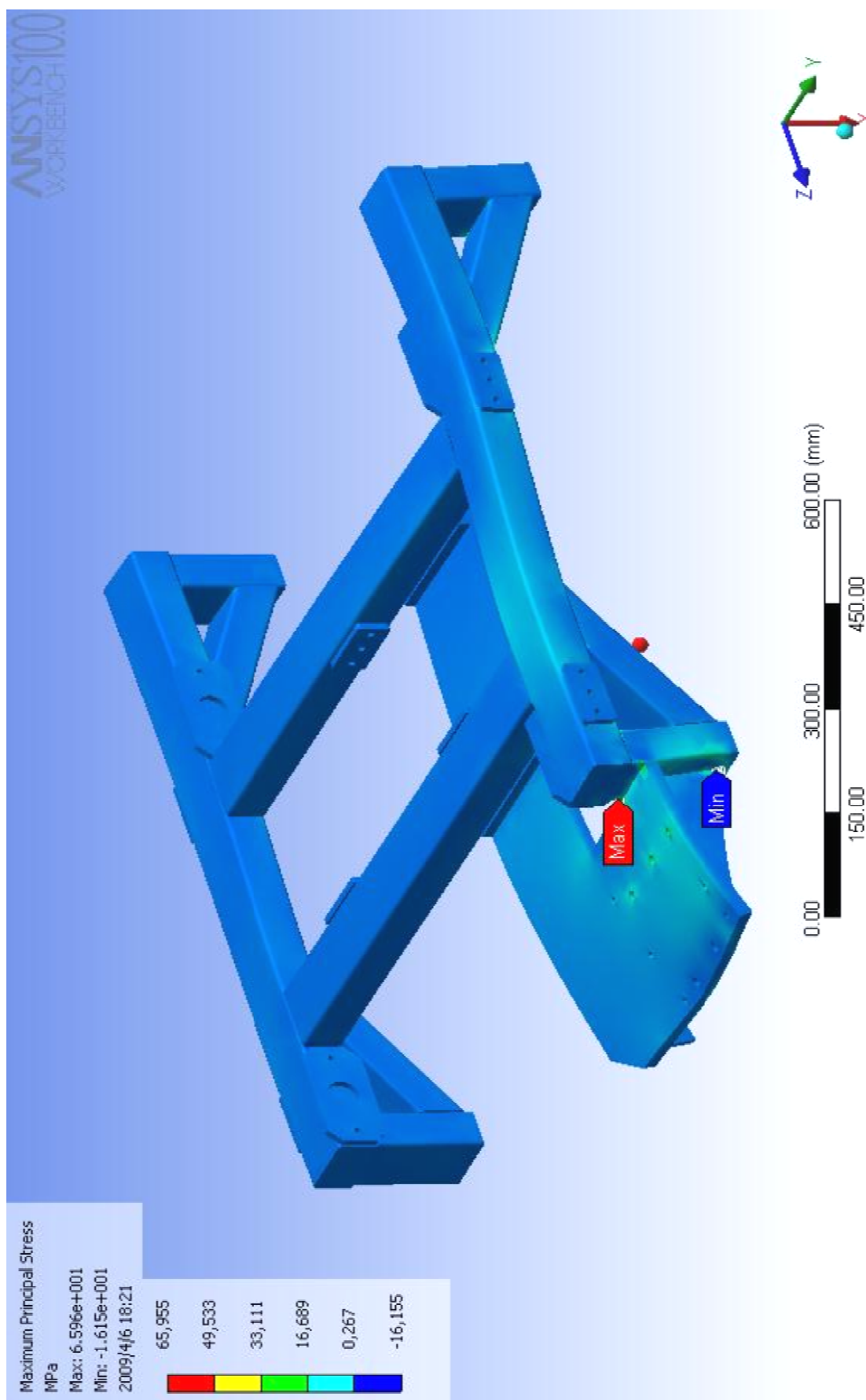
Obrázek 36 – Detail spojení válečkového dopravníku se zdvihacím mechanismem



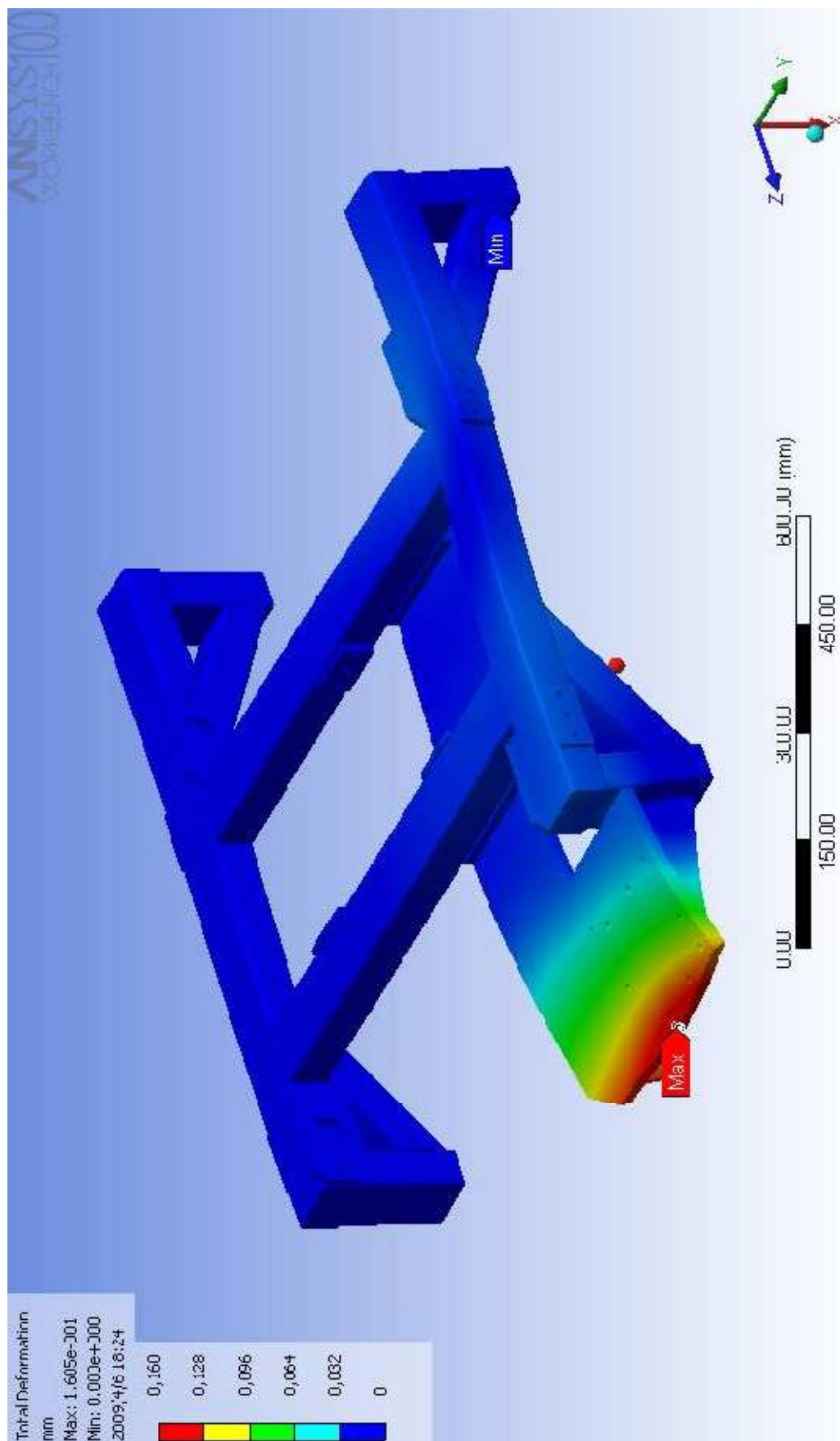
Obrázek 37 – Redukované napětí (původní návrh varianty desky pod motorem)



Obrázek 38 – Deformace (původní návrh varianty desky pod motorem)



Obrázek 39 – Redukované napětí (návrh nové varianty – vyztužení desky)



Obrázek 40 – Deformace (návrh nové varianty – vyztužení desky)