



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

ZDVIŽNÁ PLOŠINA PRO EUROPALETY THE LIFTING PLATFORM FOR EUROPALLETES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

PAVEL DVOŘÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. PŘEMYSL POKORNÝ, PH.D.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Pavel Dvořák

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

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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:

Zdvíhací plošina pro europalety

v anglickém jazyce:

The lifting platform for europalletes

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte zdvižný stůl u dopravní linky pro zdvih palety s dopravovaným materiálem. Kusový materiál je volně ložený v bedně, která má za základ europaletu o známých rozměrech. Paleta je na plošinu pokládána vysokozdvížným vozíkem.

Technické parametry:

Rozměry palety 1200x800 mm

hmotnost nákladu 2000kg

první pozice tratě od země 0m

druhá pozice 6m (od země)

Cíle bakalářské práce:

Proved'te:

- koncepci typu pohonu zvedání
- funkční výpočet pohonu zdvihu
- stanovení hlavních rozměrů zdvižného stolu
- pevnostní výpočet vybraných prvků konstrukce dle pokynů vedoucího práce

Nakreslete:

- sestavný výkres zdvižného stolu
- sestavu rámu stolu
- výkresy dle pokynů vedoucího práce

Seznam odborné literatury:

KLIMEŠ, P.: Části a mechanismy strojů, Akademické nakladatelství CERM, 2003

LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, vyd. Albra, 2003, s. 865, ISBN: 80-86490-74-2

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

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 10.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce řeší návrh zdvižné plošiny pro europalety. Hlavním obsahem práce je návrh rozměrů zdvižného stolu, návrh a výpočet pohonu zdvihu a pevnostní výpočty vybraných nosných částí konstrukce. Součástí práce je příloha s výkresy sestavy zdvižné plošiny a sestavy rámu stolu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zdvižná plošina, zvedací zařízení, vertikální dopravník, europaleta

ABSTRACT

This bachelor thesis solves a design of the lifting platform for euro-pallets. The main content of the thesis is the design dimensions of the lifting table, design and calculation of the lift drive and stress calculations of some loaded parts of the structure. The thesis includes an appendix with assembly drawing of the lifting platform and assembly drawing of the table frame.

KEYWORDS

Lifting platform, lifting device, vertical conveyor, euro-pallet



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DVOŘÁK, P. *Zdvižná plošina pro europalety*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 49 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 28. května 2015

.....

Pavel Dvořák



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji panu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za cenné rady a připomínky při vypracování bakalářské práce. Mé poděkování patří též rodině, která mi byla v průběhu studia vždy oporou.



OBSAH

Úvod	9
1 Shrnutí zadání a cíle práce	10
2 Návrh řešení	11
3 Návrh rámu stolu	12
3.1 Výpočet maximálního ohybového napětí	13
3.2 Výpočet průhybu nosníku	14
3.3 Výpočet svarů	14
3.4 Návrh ložné plochy stolu	15
4 Návrh pojezdu	16
4.1 Výpočet zatížení pojezdových kol	16
4.2 Volba pojezdových kol	18
4.3 Upevnění pojezdových kol k rámu	19
5 Koncepce pohonu zdvihu	22
5.1 Návrh protizávaží	22
5.2 Volba řetězu	23
5.3 Kontrola nosného čepu	25
5.4 Volba řetězového kola	26
5.5 Výpočet pohonu zdvihu	28
5.6 Volba motoru	31
5.7 Návrh nosné hřídele	32
5.8 Volba ložisek	36
6 Návrh nosné konstrukce zdvižné plošiny	39
6.1 Kontrola nosných sloupů na vzpěr	40
6.2 Uchycení příček	41
Závěr	42
Seznam použitých zkratek a symbolů	45
Seznam příloh	49



ÚVOD

Zdvižná plošina je zvedací zařízení, které se užívá k svislé nebo šikmé dopravě nákladu v tomto případě loženém na paletě. Uplatnění nachází například ve výrobních závodech, skladech, či překladištích. Plošina bývá tlačena nebo tažena řetězy, pásy, lany nebo hydraulicky. Jako pohon je nejčastěji volen elektromotor.



Obr. 1 Zdvižná plošina firmy SSI SCHAEFER.[17].



1 SHRnutí ZADÁNÍ A CÍLE PRÁCE

V této práci budu navrhovat zdvižnou plošinu u dopravní linky pro zdvih palety s dopravovaným materiálem uloženým v bedně. Paleta bude na plošinu pokládána vysokozdvižným vozíkem. Pro snížení nákladu na výrobu budou při návrhu konstrukce použity normalizované a dostupné díly. Jednotlivé díly budou spojeny svařováním nebo sešroubovány.

Zadané technické parametry:

Rozměry palety	1200 x 800 mm
Hmotnost nákladu	2000 kg
První pozice tratě od země	0 m
Druhá pozice	6 m

V zadání nejsou uvedeny žádné další specifické požadavky jako např. úroveň hluku, materiálový tok nebo požadovaná rychlost zdvihu. Jako pracovní prostředí bude uvažována krytá hala bez extrémních klimatických podmínek či prašnosti.

Technická zpráva bude obsahovat:

- Stanovení hlavních rozměrů zdvižného stolu
- Koncepti typu pohonu zvedání
- Funkční výpočet zdvihu
- Pevnostní výpočty vybraných prvků konstrukce

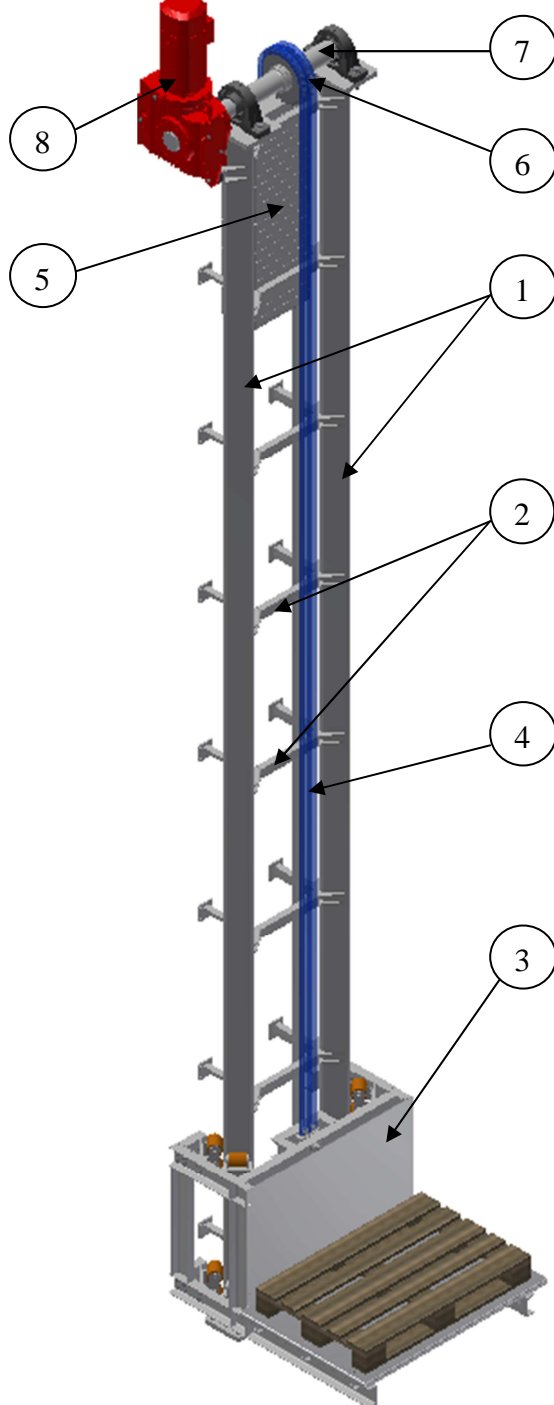
Příloha bude obsahovat:

- Sestavný výkres zdvižného stolu
- Sestavu rámu stolu



2 NÁVRH ŘEŠENÍ

Zdvižná plošina se bude skládat z několika částí, jak je zřetelné na obr. 2.1. Základním nosným prvkem budou dva sloupy (1), které jsou vyztužené příčkami (2). Po nosných sloupech bude pojíždět rám stolu (3) opatřený podlahou a krytem z hliníkového plechu. Nosným členem bude dvouřadý válečkový řetěz (4) spojující rám stolu s protizávažím (5) přes dvouřadé řetězové kolo (6), které je uložené na hřídeli (7). Plošina bude poháněna elektromotorem (8).



Obr. 2.1 Návrh řešení.

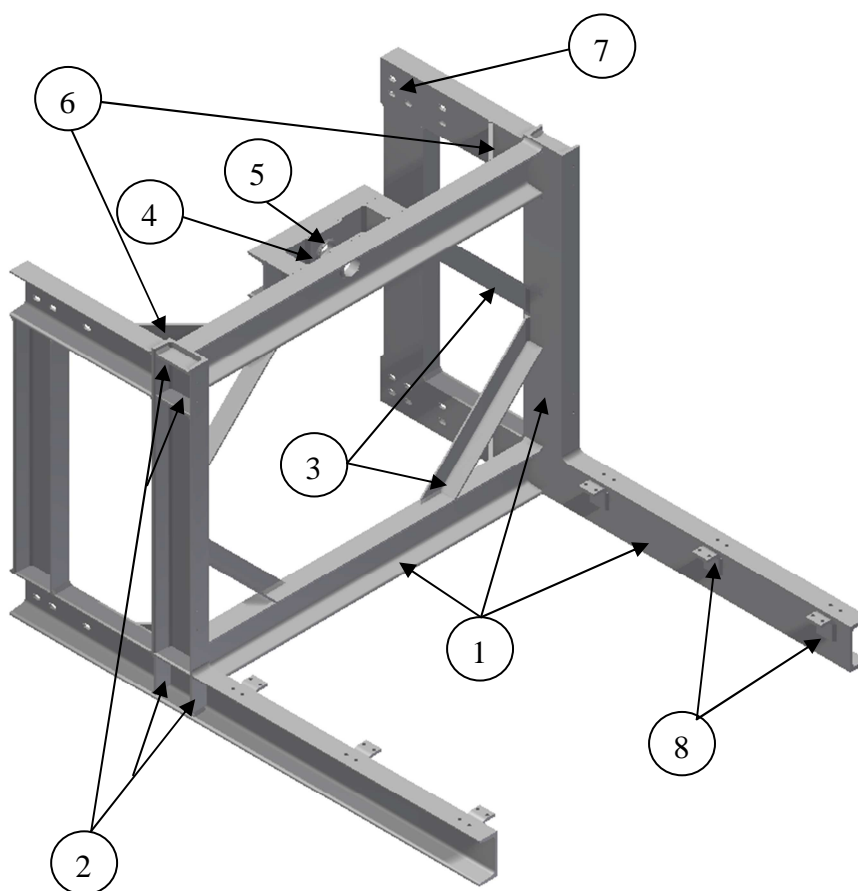


3 NÁVRH RÁMU STOLU

Rám stolu, viditelný na obr. 3.1, je pro dosažení vysoké tuhosti navržen jako svařenec z ocelových profilů a plechů. Profily U 120 (1) tvoří hlavní nosné členy rámu. Tyto profily mají vysokou tuhost v ohybu, na který bude spolu se smykem rám namáhán především. V nejvíce namáhaných styčnicích jsou výztuhy z plechu (2). Příčné nosníky jsou vyztuženy zavětrováním z profilů L 50x50 (3). Nosníky jsou v místě uložení nosného čepu doplněny o příložky (4) a trubky (5) pro lepší rozložení napětí. Přední pojezdová kola jsou přišroubována k plechovým deskám (6), které zároveň zpevňují konstrukci. Prodloužené díry (7) slouží pro uchycení konzolí se zadními pojezdovými koly k rámu. Profily z ohýbaného plechu (8) budou tvořit uchycení příčnicků podlahy. Jednotlivé profily, normy dostupné z [9] a pozice jsou uvedeny v tab. 1. Materiál všech dílů je shodný, jedná se o konstrukční ocel EN S355J0 (ČSN 11 523) vhodnou pro svařované ocelové konstrukce dle [1, str. 234].

Tab. 3.1 Přehled profilů a norem

Profil	Norma	Poz.
Tyč válcovaná za tepla průřezu U 120	DIN 1026-1	1
Plech 8 mm válcovaný za tepla	EN 10029	2,4,8
Tyč průřezu rovnoramenného L 50x50x5 mm válcovaná za tepla	EN 10056	3
Trubka bezešvá hladká kruhová 60,3x10 mm	ČSN 42 5715.01	5
Plech 10 mm válcovaný za tepla	EN 10029	6

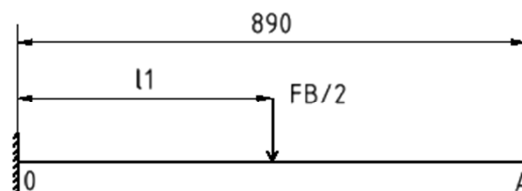


Obr. 3.1 Rám stolu.



3.1 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO NAPĚTÍ

Rám bude namáhán jak normálovým tak smykovým napětím. Lze předpokládat, že nejvíce budou namáhány spodní podélné nosníky ohybovým napětím. Pro zjednodušení výpočtu se bude vystupující část podélníku považovat za vetknutou a zatěžující síla od břemene se rozdělí na dvě stejné síly s působištem ve středu nosníku, viz obr. 3.2, vliv posouvající síly a následné smykové napětí se zanedbá.



Obr. 3.2 zatížení spodního podélného nosníku.

Výpočet ohybového momentu působícího na nosník M_{on} :

$$M_{on} = \frac{F_B}{2} \cdot l_1 = \frac{m_B}{2} \cdot g \cdot l_1 \quad [Nm] \quad (3.1)$$

$$M_{on} = \frac{2000}{2} \cdot 9,81 \cdot 0,445 = 4365 \text{ Nm}$$

Kde $F_B = 19620 \text{ N}$ - zatěžující síla od břemene;
 $m_B = 2000 \text{ kg}$ - hmotnost břemene;
 $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$ - tíhové zrychlení;
 $l_1 = 0,445 \text{ m}$ - vzdálenost působišť síly od vetknutí.

Ohybové napětí na nosníku σ_{on} se vypočítá pomocí známého vzorce:

$$\sigma_{on} = \frac{M_{on}}{W_{on}} \quad [MPa] \quad (3.2)$$

$$\sigma_{on} = \frac{4365}{60,7} = 71,92 \text{ MPa}$$

Kde $W_{on} = 60,7 \text{ cm}^3$ - průřezový modul k ose ohybu dle [9].

Výpočet součinitele bezpečnosti proti vzniku trvalých deformací k_e :

$$k_e = \frac{R_e}{\sigma_{on}} \quad [-] \quad (3.3)$$

$$k_e = \frac{333}{71,92} = 4,63$$

Kde $R_e = 333 \text{ MPa}$ – mez kluzu oceli 11 523 podle [1, str. 234];



3.2 VÝPOČET PRŮHYBU NOSNÍKU

Průhyb nosníku y_A se stanoví podle stejných podmínek jako v předchozí podkapitole na konci nosníku tedy v bodě A. Pro výpočet se použije vztah odvozený z Castiglianovy věty. Do energie napjatosti W se zahrne pouze ohybový moment M_{on} , vliv posouvající síly na průhyb se zanedbá.

$$y_A = \frac{\partial W}{\partial F_D} = \frac{1}{E \cdot J_n} \cdot \int_0^{l_1} \frac{F_B}{2} \cdot x^2 + \frac{F_B}{2} \cdot x \cdot l_1 dx \quad [mm] \quad (3.4)$$

$$y_A = \frac{1}{207 \cdot 364} \cdot \int_0^{0,445} \frac{19620}{2} \cdot x^2 + \frac{19620}{2} \cdot x \cdot 0,445 dx = 0,96 \text{ mm}$$

Kde $E = 207 \text{ GPa}$ - modul pružnosti oceli v tahu;

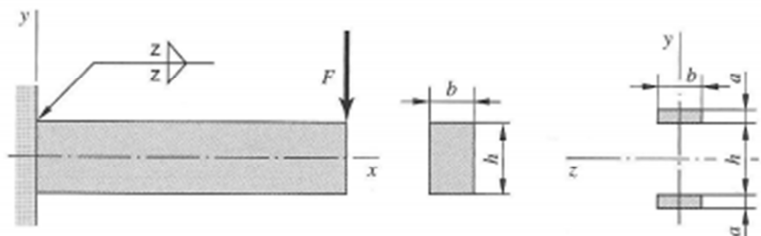
$J_n = 364 \text{ cm}^4$ - moment setrvačnosti k příslušné ose ohybu dle [9].

Doporučená mezní hodnota svislého průhybu je pro podlahové nosníky průmyslových plošin dle [5, str. 16, tab. 11]:

$$\frac{\text{celková délka}}{250} = \frac{890}{250} = 3,56 \text{ mm} > 0,96 \text{ mm} \quad \text{Vyhovuje} \quad (3.5)$$

3.3 VÝPOČET SVARŮ

Kontrolní výpočet svarového spoje v místě styku podélného nosníku se svislým tedy v místě vetknutí na obr. 3.2. Schéma svaru je viditelné na obr. 3.3.



Obr. 3.3 Schéma svaru [3, str. 514].

Smykové napětí τ v účinném průřezu je určeno vztahem [3, str. 514].

$$\tau_s = \frac{1,414 \cdot M_o}{z \cdot b \cdot h} \quad [MPa] \quad (3.6)$$

$$\tau_d = \frac{1,414 \cdot 4365}{11,40 \cdot 43 \cdot 120} = 104,93 \text{ MPa}$$

Kde $z = 11,40 \text{ mm}$ - tloušťka svaru

$b = 43 \text{ mm}$ - délka svaru

$h = 120 \text{ mm}$ - vzdálenost svarů

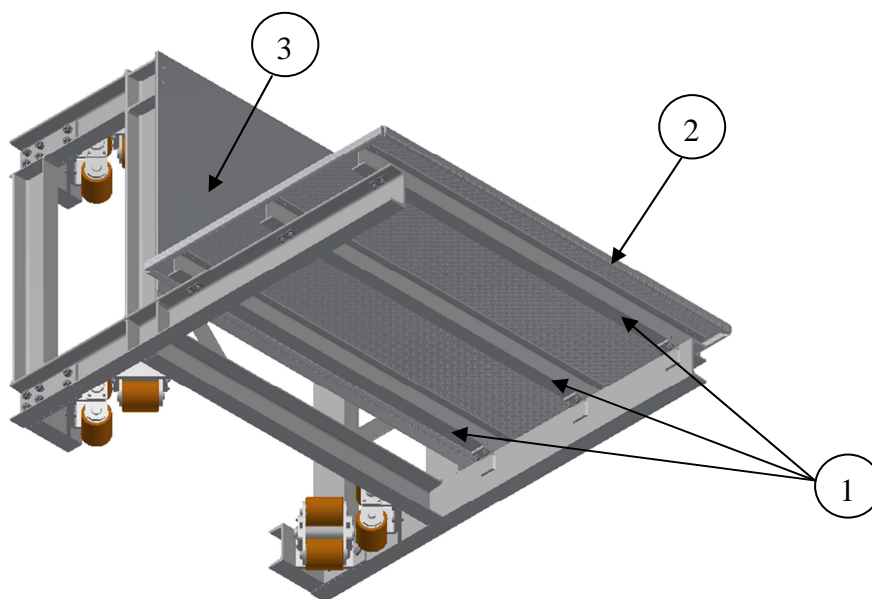


Výpočet dovolené napětí τ_{Dsv} svarového spoje ve smyku dle [2, svazek 5, str. 113]:

$$\tau_{Dsv} = 0,75 \cdot \sigma_D = 0,75 \cdot 222 = 166,5 \text{ MPa} > 104,93 \text{ MPa} \quad \text{Vyhovuje} \quad (3.7)$$

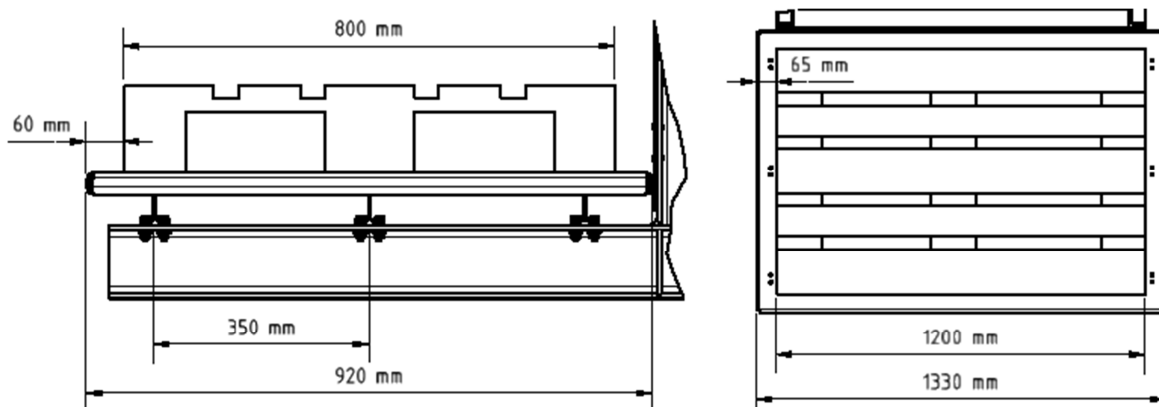
3.4 NÁVRH LOŽNÉ PLOCHY STOLU

Ložná plocha stolu bude tvořena třemi nosníky IPE 80 dle DIN 1025-5 (1) a slzičkovým hliníkovým plechem 5mm (2) dle EN 1386. Plech bude mít tvarované okraje pro zvýšení tuhosti a bude přišroubován k IPE nosníkům, které budou přišroubované k rámu. Toto řešení, zřetelné na obr. 3.4, umožní flexibilitu použití stolu a případnou výměnu podlahy za válečkovou trať či jinou ložnou plochu. K rámu bude dále přišroubován kryt z hladkého hliníkového plechu 5 mm (3) dle EN 485-4 pro zamezení vniku nežádoucích předmětů do prostoru šachty.



Obr. 3.4 Pohled zespodu.

Na obr. 3.5 jsou rozměry ložné plochy. Paleta by při zdvihu v žádném případě neměla přesahovat okraje ložné plochy a měla by být umístěna pokud možno do středu plochy pro rovnoměrné rozložení sil. Rozmístění IPE nosníků odpovídá rozteči nosných bodů palety.

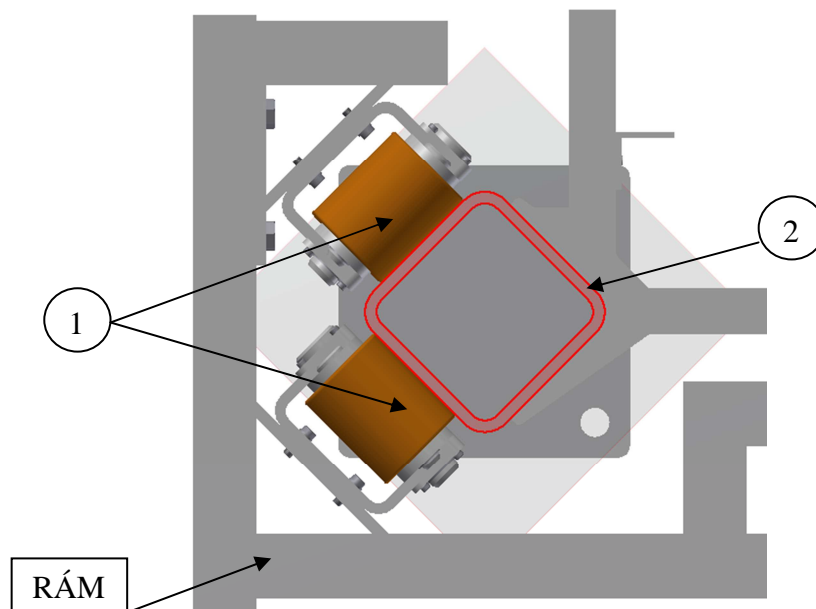


Obr. 3.5 Rozměry ložné plochy a europalety



4 NÁVRH POJEZDU

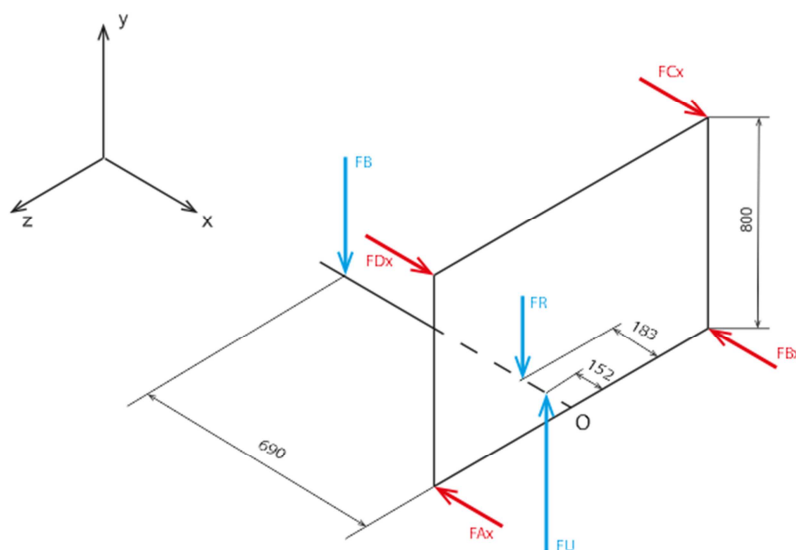
Pojzdová kola (1) budou pojíždět po ocelových profilech se čtvercovým průřezem 160x10 mm (2) dle EN 10219 natočených o 45°. Toto řešení, viditelné na obr. 4.1, odebere 5 stupňů volnosti a zredukuje počet prvků potřebných pro vedení stolu.



Obr. 4.1 Řez nosnou konstrukcí.

4.1 VÝPOČET ZATÍŽENÍ POJEZDOVÝCH KOL

Při výpočtu zatížení kol se bude vycházet ze statické rovnováhy. Působení všech zatěžujících sil se uvažuje v jedné rovině. Zatěžující síla se bude přenášet jen na spodní přední dvojici kol a horní zadní dvojici kol. Zjednodušené silové schéma je na obr. 4.2. Jednotlivé vzdálenosti v mm jsou odečteny z CAD modelu.



Obr. 4.2 schéma zatížení pojezdových kol.



Silová rovnováha v ose x:

$$\sum F_x: F_{Dx} + F_{Cx} - F_{Ax} - F_{Bx} = 0 \quad (4.1)$$

Díky symetrii úlohy budou jednotlivá zatížení pojezdových kol (F_{Ax} , F_{Bx} , F_{Cx} , F_{Dx}) stejně velká.

$$F_{Ax} = F_{Dx} = F_{Cx} = F_{Bx} \quad (4.2)$$

Silová rovnováha v ose y:

$$\sum F_y: F_B + F_R - F_U = 0 \quad (4.3)$$

Vyjádření síly od zdvihu F_U z rovnice (4.3):

$$F_U = F_B + F_R = F_B + m_R \cdot g \quad [N] \quad (4.5)$$

$$F_U = 19620 + 318 \cdot 9,81 = 19620 + 3120 = 22740 \text{ N}$$

Kde $m_R = 318 \text{ kg}$ hmotnost kompletně osazeného rámu stolu odečtená z CAD modelu;
 $F_R = 3120 \text{ N}$ – zatěžující síla od rámu stolu.

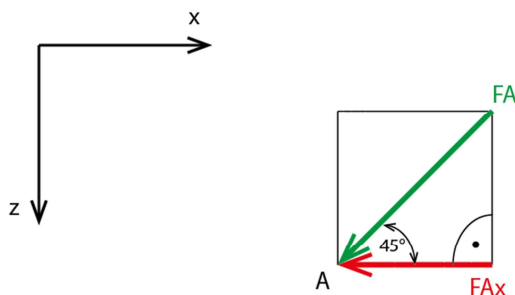
Zatěžující sílu působící na jedno kolo F_{Ax} vyjádříme z momentové rovnice (4.6) k bodu O:

$$\sum M_{Oz}: F_B \cdot 0,69 + F_R \cdot 0,183 - F_U \cdot 0,152 - 2 \cdot F_{Ax} \cdot 0,8 = 0 \quad (4.6)$$

$$F_{Ax} = \frac{F_B \cdot 0,69 + F_R \cdot 0,183 - F_U \cdot 0,152}{2 \cdot 0,8} \quad [N] \quad (4.7)$$

$$F_{Ax} = \frac{19620 \cdot 0,69 + 3120 \cdot 0,183 - 22740 \cdot 0,152}{2 \cdot 0,8} = 6651 \text{ N}$$

Výsledná síla F_A působící na jedno kolo bude díky natočení nosných sloupů větší, což je zřetelné na obr. 4.3.



Obr. 4.3 Rozklad sil.



$$F_A = \frac{F_{Ax}}{\sin 45^\circ} = \frac{6651}{0,707} = 9406 \text{ N} \quad (4.8)$$

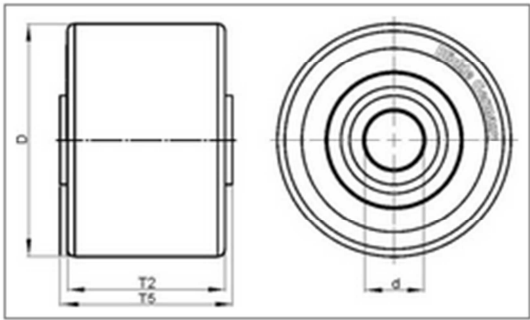
4.2 VOLBA POJEZDOVÝCH KOL

Jednotliví výrobci pojezdových kol uvádějí únosnost kol v kilogramech. Zatížení jednoho kola m_{zk} tedy bude:

$$m_{zk} = \frac{F_A}{g} = \frac{9406}{9,81} = 959 \text{ kg} \quad (4.9)$$

V katalozích výrobců pojezdových kol se nepodařilo nalézt kolo vhodných rozměrů s danou únosností. Řešením bude tandemové uspořádání pojezdových kol viditelné na obr. 4.5, čímž se sníží zatížení jednotlivých kol na polovinu, tedy 479,5 kg. Toto řešení bude také dobře vyrovnávat případné nerovnosti od svarů na pojezdové ploše.

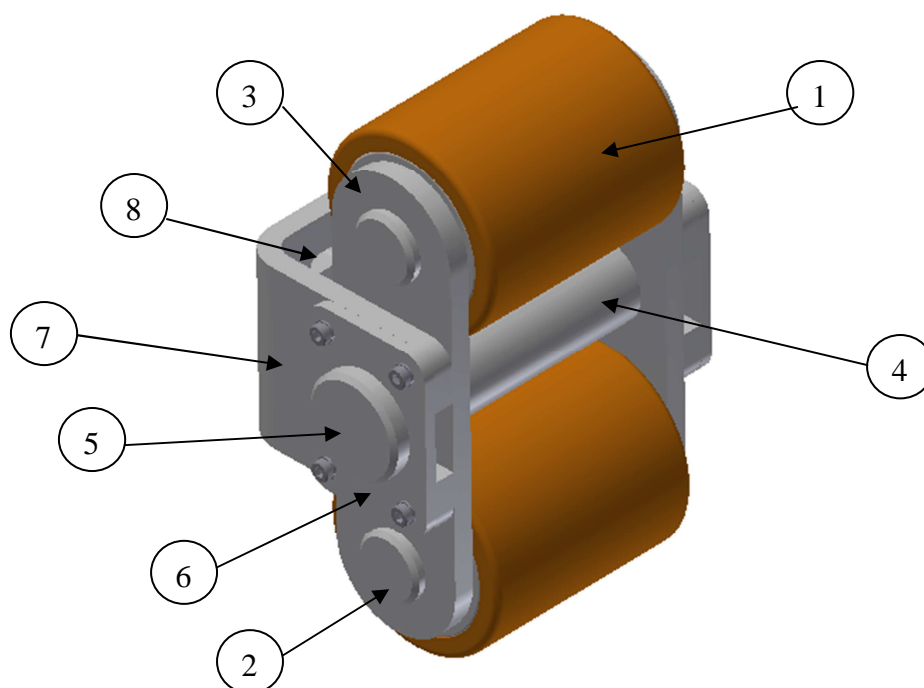
Z katalogu firmy BLICKLE [11] volím kola HTH 85x100/20-100K s ocelovým diskem, vybaveným kuličkovým ložiskem s nosností 760 kg. Běhoun je z jakostního, reakčně nalitého elastomeru Blickle Extrathane®, zaručující tichý chod, velmi nízký valivý odpor šetřící jízdní povrch, vysokou otěruvzdornost a vysokou odolnost proti řezu [11]. Technické údaje a rozměry kola jsou na obr. 4.4.



Technické údaje::		mm / Kg / °C
Upínací délka	100	mm (T5)
Ø Otvoru pro osu	20	mm (d)
hloubka uložení ložiska		(t)
	0	mm
Ø Uložení ložiska	0	mm (S)
Kuličkové	6204 ZZ	
Nosnost	760	kg
Šířka kola	100	mm (T2)
Ø Kola	85	mm (D)
Hmotnost	1.49	kg
Teplotní odolnost	-25	°C
Teplotní odolnost až do	70	°C
Tvrdost běhounu	92° Shore A	
druh ložiska	Kuličkové ložisko	

Obr. 4.4 Technické údaje a rozměry pojezdového kola dostupné z [11].

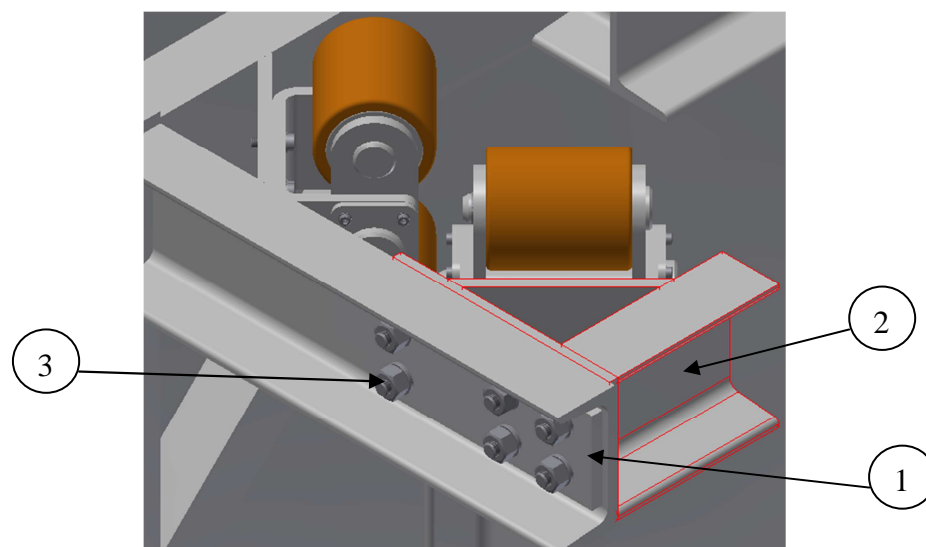
Pojezdová kola (1) budou nalisována na čepch (2), zajištěných pojistnými kroužky a uložených v deskách z plechu (3), které jsou navařeny na spojovací ocelovou trubku (4). V trubce bude uložen čep (5), který se pomocí příložek z plechu (6) a 4 šroubů připevní k úchytu z ohýbaného plechu (7), vybaveného prodlouženými dírami (8) pro případné nastavení polohy.



Obr. 4.5 Návrh sestavy pojezdových kol.

4.3 UPEVNĚNÍ POJEZDOVÝCH KOL K RÁMU

Úchyty předních pojezdových kol budou přišroubovány k plechu, který je přivařený k rámu. Zadní pojezdová kola budou k rámu připevněna pomocí třecího spoje. Třecí spoj tvoří příložka (1) z 10 mm plechu, stojina profilu rámu U 120 s prodlouženými dírami a konzola (2), svařená z plechů a U 120 profilu, ke které bude přišroubován úchyt pojezdového kola. Spojovacím prvkem bude 6 vysokopevnostních šroubů (3) se šestihrannou hlavou ISO 7411 - M12x45 – 8.8 zajištěných příslušnými maticemi ISO 4775 – M12 – 8 s podložkami ISO 7415 - 12 dle [7, tab. 5.1]. Toto řešení, zřetelné na obr. 4.6, umožní případné vymezení vůle mezi pojezdovými koly a pojezdovou plochou.

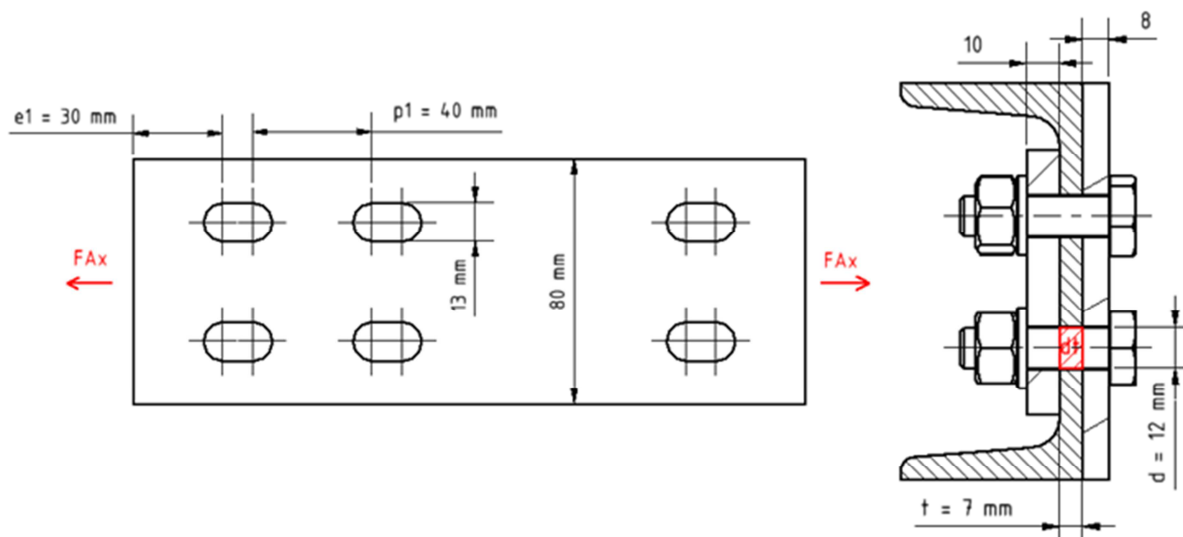


Obr. 4.6 Uchycení pojezdových kol.



4.3.1 VÝPOČET TŘECÍHO SPOJE

Třecí spoje s vysokopevnostními šrouby namáhané smykem jsou posuzovány na prokluz a na otláčení v mezním stavu únosnosti, dále se musí posoudit únosnost oslabeného průřezu v tahu [6]. Schéma spoje a rozměry potřebné k výpočtu jsou na obr. 4.5.



Obr. 4.5 Schéma rozmístění děr a třecího spoje.

Výpočtová únosnost třecího spoje F_{sRd} se vypočítá podle následujícího vztahu dle [6, str. 61, rovnice 131].

$$F_{sRd} = \frac{k_{dh} \cdot n \cdot \mu}{\gamma_{Ms}} \cdot F_{pCd} \quad [N] \quad (4.8)$$

Kde $k_{dh} = 0,7$ - součinitel pro dlouhé díry dle [6],
 $n = 2$ - počet třecích ploch;
 $\mu = 0,2$ - součinitel tření pro povrch bez speciální úpravy podle [6];
 F_{pCd} [N] - výpočtová předpínací síla;
 $\gamma_{Ms} = 1,3$ - parciální součinitel spolehlivosti pro mezní stav únosnosti pro prodloužené díry s osou kolmou ke směru zatížení dle [6].

Výpočtová předpínací síla F_{pCd} se určí podle [6, str. 60, rovnice 132].

$$F_{pCd} = 0,7 \cdot R_{ms} \cdot A_s \quad [N] \quad (4.9)$$

$$F_{pCd} = 0,7 \cdot 800 \cdot 84,3 = 48208 \text{ N}$$

Kde $R_{ms} = 800 \text{ MPa}$ - mez pevnosti šroubu třídy 8.8 dle [2, svazek 5, str. 153, tab. 1.34];
 $A_s = 84,3 \text{ mm}^2$ - výpočtový průřez šroubu dle [2, svazek 5, str. 146, tab. 1.31].

Dosazením výpočtové předpínací síly F_{pCd} do rovnice (4.8) dostaneme výpočtovou únosnost jednoho šroubu s vyloučením prokluzu.



$$F_{sRd} = \frac{0,7 \cdot 2 \cdot 0,2}{1,3} \cdot 48208 = 10168 \text{ N}$$

Výpočet únosnosti v otláčení F_{bRd} dle [5, str. 59, rovnice 123]:

$$F_{bRd} = \frac{2,5 \cdot \alpha \cdot R_m \cdot dt}{\gamma_{Mb}} \quad [N] \quad (4.10)$$

$$F_{bRd} = \frac{2,5 \cdot 0,5 \cdot 520 \cdot 84}{1,45} = 37655 \text{ N}$$

Kde $\alpha = 0,5$ – nejmenší hodnota z výrazů $\left\{ \frac{e_1}{3d}; \frac{p_1}{3d} - \frac{1}{4}; \frac{R_{ms}}{R_m}; 1,0 \right\}$ dle [5, str. 59];

$R_m = 520 \text{ MPa}$ – mez pevnosti spojovaného materiálu v tahu [1, str. 234];

$dt = 84 \text{ mm}^2$ – průmět otláčované plochy [6];

$\gamma_{Md} = 1,45$ – parciální součinitel spolehlivosti šroubového spoje [6].

Dále je třeba zkontrolovat únosnost nejtěsnějšího oslabeného průřezu F_{netRd} podle [6, str. 25, rovnice 10].

$$F_{netRd} = \frac{A_{net} \cdot R_e}{\gamma_{Mo}} \quad [N] \quad (4.11)$$

$$F_{netRd} = \frac{378 \cdot 333}{1,2} = 104\,895 \text{ N}$$

Kde $\gamma_{Mo} = 1,2$ - parciální součinitel spolehlivosti materiálu podle [6, str. 18, tab. 12];

$A_{net} = 378 \text{ mm}^2$ - jmenovitá plocha účinného průřezu, oslabená o všechny díry [6, str. 25].

O únosnosti třecího spoje rozhoduje nejmenší hodnota z předchozích výpočtů. Výsledná výpočtová únosnost třecího spoje při použití 6 šroubů tedy bude $6 \cdot 10168 \text{ N} = 61008 \text{ N}$.

Únosnost třecího spoje je bezpečně převyšuje hodnotu působící smykové síly $F_{Ax} = 6651 \text{ N}$. Spoj dané aplikaci vyhovuje.



5 KONCEPCE POHONU ZDVIHU

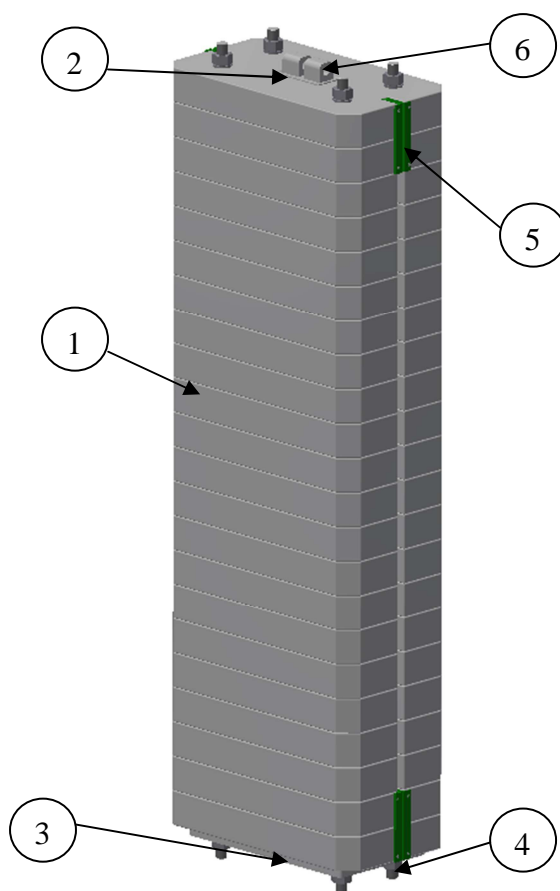
Pohon zdviže bude z hlediska spolehlivosti, snadné údržby a montáže tvořit dvouřadý válečkový řetěz, který je připojený přes řetězové kolo k protizávaží. Hřídel bude poháněna elektromotorem.

5.1 NÁVRH PROTIZÁVAŽÍ

Protizávaží slouží k vyrovnání zátěže a k ulehčení práce elektromotoru. Teoretická váha protizávaží m_{pteor} by se měla rovnat přibližně polovině hmotnosti zdvižného rámu s břemenem.

$$m_{pteor} = \frac{m_R + m_B}{2} = \frac{318 + 2000}{2} = 1159 \text{ kg} \quad (5.1)$$

Konstrukce protizávaží na obr. (5.1) se bude skládat z 22 plátů (1) z široké oceli válcované za tepla dle ČSN 42 5524 o průřezu 250 x 60 mm a délce 445 mm. Tyto pláty budou nasazeny na náboj tvořený z ploché ocelové tyče (2) válcované za tepla 90 x 40 mm dle EN 10058 zakončený přivařenou ocelovou deskou (3). Pláty společně s deskou budou staženy pomocí 4 závitových tyčí M20 (4) zajištěných maticemi s podložkami. Vodící profily (5) z materiálu BELTA S 1000, který je vhodný pro použití jako kluzné vedení [8], budou nasunuty v připravených drážkách a přišroubovány k plátům. Na tyč budou přivařeny úchyty řetězu (6), které se nachází v těžišti protizávaží, aby nedocházelo k nadměrnému zatěžování vedení. Hmotnost protizávaží $m_p = 1122 \text{ kg}$ je určená z CAD modelu.



Obr. 5.1 Konstrukce protizávaží.



5.2 VOLBA ŘETĚZU

Dle [2, svazek 6, str. 226 obr. 10.23] je předběžně zvolen standardní dvouřadý válečkový řetěz 24 B-2 DIN 8187 z online katalogu firmy Haberkorn Ulmer se střední pevností při přetržení $F_{Rm} = 322500 \text{ N}$ [18, str. 371].



Obr. 5.2 Dvouřadý válečkový řetěz 24 B-2 DIN 8187 firmy Haberkorn Ulmer [18].

5.2.1 VÝPOČET DÉLKY ŘETĚZU

Celková délka řetězu $l_{\check{r}}$ se skládá z délky řetězu na straně břemene $l_{\check{r}1}$, poloviny obvodu roztečné kružnice řetězového kola D_k voleného v kap. 4.4 a délky řetězu na straně protizávaží $l_{\check{r}2}$. Jednotlivé vzdálenosti jsou odměřeny v CAD modelu.

$$l_{\check{r}} = l_{\check{r}1} + \frac{\pi \cdot D_k}{2} + l_{\check{r}2} \quad [mm] \quad (5.2)$$

$$l_{\check{r}} = 6570 + \frac{\pi \cdot 304}{2} + 200 = 7247,52 \text{ mm}$$

Počet článků řetězu X vyjde z podílu celkové délky a rozteče řetězu $p = 38,10 \text{ mm}$ [18, str. 371].

$$X = \frac{l_{\check{r}}}{p} = \frac{7247,52}{38,10} = 190,22 \quad (5.3)$$

Skutečný počet článku řetězu $X_{skut} = 191$ se zvolí nejbližší liché z důvodu, aby nebylo potřeba použít redukční spojovací článek, který může snížit pevnost při přetržení o 20% [18].

Skutečná délka řetězu $l_{\check{r}skut}$ tedy bude:

$$l_{\check{r}skut} = X_{skut} \cdot p \quad [mm] \quad (5.4)$$

$$l_{\check{r}skut} = 191 \cdot 38,10 = 7277,10 \text{ mm}$$

Nyní je třeba vypočítat skutečnou délku na straně protizávaží $l_{\check{r}2skut}$:

$$l_{\check{r}2skut} = l_{\check{r}skut} - l_{\check{r}1} - \frac{\pi \cdot D_k}{2} \quad [mm] \quad (5.5)$$

$$l_{\check{r}2skut} = 7277,10 - 6570 - \frac{\pi \cdot 304}{2} = 229,58 \text{ mm}$$



Hmotnost jednoho metru řetězu je dle [18] 20,2 kg/m. Celková hmotnost řetězu $m_{\check{r}}$ a hmotnosti jednotlivých částí řetězu na straně břemene $m_{\check{r}1}$ a na straně protizávaží $m_{\check{r}2}$ tedy jsou:

$$m_{\check{r}} = 20,2 \cdot l_{\check{r}skut} = 20,2 \cdot 7,28 = 174,06 \text{ kg} \quad (5.6)$$

$$m_{\check{r}1} = 20,2 \cdot l_{\check{r}1} = 20,2 \cdot 6,57 = 132,71 \text{ kg} \quad (5.7)$$

$$m_{\check{r}2} = 20,2 \cdot l_{\check{r}2skut} = 20,2 \cdot 0,23 = 4,65 \text{ kg} \quad (5.8)$$

5.2.2 KONTROLA ŘETĚZU

Kontrola řetězu se provede podle [2, svazek 6, str. 226, př. 10.2]. Odstředivá síla F_f se pro rychlosti menší jak 5 m/s zanedbává [2, svazek 6].

Výpočet celkové tahové síly v řetězu F_t :

$$F_t = \frac{P_e}{v_s} + F_f \quad [N] \quad (5.9)$$

$$F_t = \frac{9200}{0,46} + 0 = 20000 \text{ N}$$

Kde $P_e = 9200 \text{ W}$ – výkon elektromotoru stanovený v kap. 5.6;
 $v_s = 0,46 \text{ m.s}^{-1}$ – skutečná rychlost pojezdu stanovená v kap. 5.6.

Výpočet součinitele statické bezpečnosti k_s :

$$k_s = \frac{F_{Rm}}{F_t} = \frac{322500}{20000} = 16,13 > 7 \quad \text{Vyhovuje} \quad (5.10)$$

Výpočet dynamické bezpečnosti k_d :

$$k_d = \frac{k_s}{Y} = \frac{16,13}{3} = 5,38 > 5 \quad \text{Vyhovuje} \quad (5.11)$$

Kde $Y = 3$ - činitel rázu pro střední rázy, abnormální přechodné zatížení dle [2, svazek 6, str. 224 tab. 10.13].

Výpočet tlaku v čepu p_p :

$$p_p = \frac{F_t}{A} = \frac{20000}{1108} = 18,05 \text{ MPa} \quad (5.12)$$

Kde $A = 1108 \text{ mm}^2$ – plocha kloubu dle [2, svazek 6, str. 224 tab. 10.18].

Dovolený tlak v čepu:



$$p_{D\check{c}} = p_s \cdot y \cdot \lambda_t \quad [MPa] \quad (5.13)$$

$$p_{D\check{c}} = 29,72 \cdot 0,63 \cdot 1,24 = 23,22 \text{ MPa} > p_p \quad \text{Vyhovuje}$$

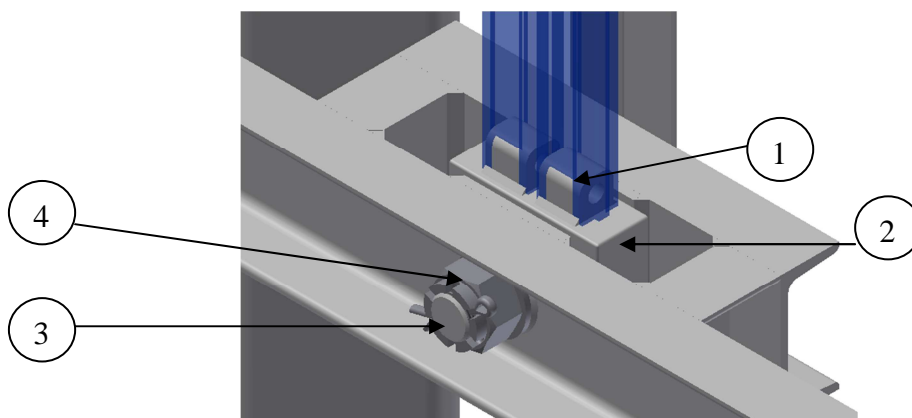
Kde $p_s = 29,72 \text{ MPa}$ - směrný tlak v kloubovém řetězu v dle [2, svazek 6, str. 225, tab. 10.19];

$y = 0,63$ - součinitel rázu pro střední rázy, abnormální přechodné zatížení dle [2, svazek 6, str. 224, tab. 10.13];

$\lambda_t = 1,24$ - činitel tření ke směrnému tlaku v kloubech řetězu dle [2, svazek 6, str. 225 tab. 10.20].

5.2.3 UCHYCENÍ ŘETĚZU

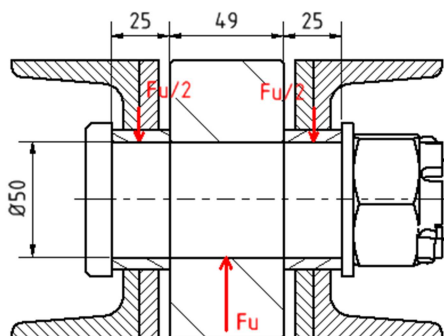
Řetěz bude připevněn ke stejným úchytům (1) na rámu i protizávaží pomocí spojovacích článků se závlačkami. Tyto úchyty, budou na rámu přivařeny k desce (2) z široké oceli, která bude s rámem spojena pomocí nosného čepu (3) zajištěného korunovou maticí (4) se závlačkou. Uchycení řetězu k rámu je viditelné na obr. 5.3. Při návrhu uchycení řetězu se vycházelo z [4].



Obr. 5.3 uchycení řetězu.

5.3 KONTROLA NOSNÉHO ČEPU

Nosný čep vyrobený z konstrukční oceli 12 050, se zkontroluje na ohyb a smyk podle [2, svazek 5, str. 173], dále je potřeba zkontrolovat tlak v táhle a ve vidlici. Zatížení čepu je zřetelné na obr. 5.4.



Obr. 5.4 Zatížení čepu.



Výpočet ohybového napětí nosného čepu $\sigma_{o\check{c}}$:

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{4F_U l_t}{\pi d_{\check{c}}^3} \quad [MPa] \quad (5.14)$$

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{4 \cdot 22740 \cdot 49}{\pi \cdot 50^3} = 11,35 \text{ MPa} < \sigma_{D0} \quad \text{Vyhovuje}$$

Kde $l_t = 49 \text{ mm}$ - délka táhla čepu;

$d_{\check{c}} = 50 \text{ mm}$ průměr čepu;

$\sigma_{D0} = 100 \text{ MPa}$ - dovolené napětí v ohybu pro míjivé zatížení pro materiál čepu 12 050 dle [2, svazek 5, str. 171, tab. 1.45].

Výpočet smykového napětí $\tau_{s\check{c}}$:

$$\tau_{s\check{c}} = \frac{2F_U}{\pi d_{\check{c}}^2} \quad [MPa] \quad (5.15)$$

$$\tau_{s\check{c}} = \frac{2 \cdot 22740}{\pi \cdot 50^2} = 5,79 \text{ MPa} < \tau_{Ds} \quad \text{Vyhovuje}$$

Kde $\tau_{Ds} = 63 \text{ MPa}$ - dovolené napětí ve smyku pro míjivé zatížení a materiál 12 050 podle [2, svazek 5, str. 171, tab. 1.45].

Kontrola tlaku p_1 v táhle:

$$p_1 = \frac{F_U}{d_{\check{c}} l_t} \quad [MPa] \quad (5.16)$$

$$p_1 = \frac{22740}{50 \cdot 49} = 9,28 \text{ MPa} < p_D \quad \text{Vyhovuje}$$

Kde $p_D = 24 \text{ MPa}$ - dovolené napětí pro míjivé zatížení, točná uložení a ocel třídy 50 podle [2, svazek 5, str. 171, tab. 1.45].

Kontrola tlaku p_2 ve vidlici:

$$p_2 = \frac{F_U}{2b_v d_{\check{c}}} \quad [MPa] \quad (5.17)$$

$$p_2 = \frac{22740}{2 \cdot 25 \cdot 50} = 9,10 \text{ MPa} < p_D \quad \text{Vyhovuje}$$

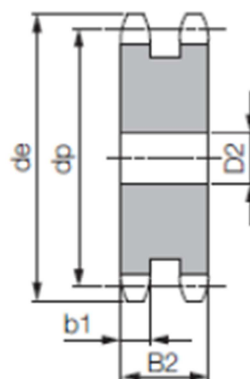
Kde $b_v = 25 \text{ mm}$ - šířka vidlice.

5.4 VOLBA ŘETĚZOVÉHO KOLA

K dvouřadému válečkovému řetězu 24 B-2 DIN 8187 je z katalogu firmy Haberkorn Ulmer [18, str. 494] vybráno příslušné dvouřadé řetězové kolo bez náboje 24 B-2. Rozměry řetězového kola jsou na obr. 5.5.



Počet zubů: 25
 $d_e = 319 \text{ mm}$
 $d_p = 304 \text{ mm}$
 $b_1 = 23,6 \text{ mm}$
 $B_2 = 72 \text{ mm}$
 $D_2 = 30 \text{ mm}$

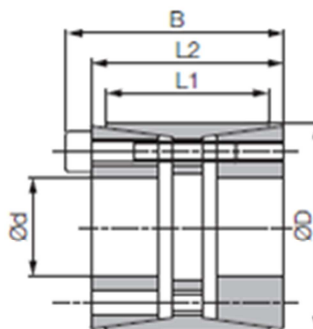


Obr. 5.5 Rozměry řetězového kola [18, str. 522].

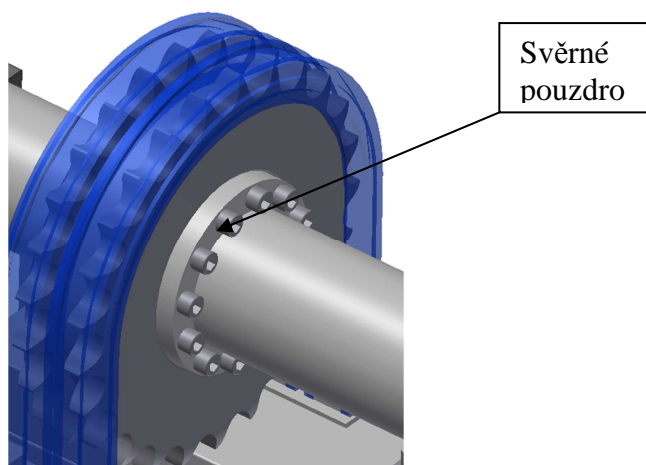
5.4.1 UCHYCENÍ ŘETĚZOVÉHO KOLA

Řetězové kolo bude k hřídeli připevněno pomocí samostředícího svěrného pouzdra BK 11 firmy Haberkorn Ulmer. Pouzdro je vhodné pro velmi vysoké kroučící momenty [18, str. 609]. Pro použití svěrného pouzdra bude nutné převrtat otvor v řetězovém kole na 155 mm. Rozměry svěrného pouzdra jsou na obr. 5.6. Řetězové kolo namontované na hřídel je na obr. 5.7.

$d \times D = 110 \times 155 \text{ mm}$
 $L_1 = 90 \text{ mm}$
 $L_2 = 100 \text{ mm}$
 $B = 112 \text{ mm}$



Obr. 5.6 Rozměry svěrného pouzdra [18, str. 613].



Obr. 5.7 Namontované kolo na hřídel.



5.5 VÝPOČET POHONU ZDVIHU

Celkový kroutící moment motoru technického zařízení M_k se vypočte jako součet části kroutícího momentu motoru k překonání dynamických odporů M_{kdyn} a části kroutícího momentu k překonání statických (pasivních) odporů M_{kstat} . Výpočet pohonu zdvihu je proveden podle [4].

$$M_k = M_{kdyn} + M_{kstat} \quad (5.18)$$

5.5.1 VÝPOČET KROUTÍCIHO MOMENTU K PŘEKONÁNÍ DYNAMICKÝCH ODPORŮ

Jedná se o část kroutícího momentu potřebnou pro rozběh nebo brždění. Získá se součinem redukovaného moment setrvačnosti I_{red} a úhlového zrychlení na hřídeli motoru ε .

$$M_{kdyn} = I_{red} \cdot \varepsilon \quad (5.19)$$

Redukovaný moment setrvačnosti je dán součtem kinetické energie částí konajících rotační pohyb - soustava hřídele s řetězovým kolem a pojezdová kola a kinetické energie částí konajících translační pohyb – pojezdová kola, rám stolu, břemeno, protizávaží, řetěz.

$$\frac{1}{2} \cdot I_{red} \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^p I_i \cdot \omega_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^q m_j \cdot v_j^2 \quad (5.20)$$

Pro výpočet úhlové rychlosti hřídele ω_h , která bude shodná i pro řetězové kolo a tedy pro celou soustavu je nejprve nutné stanovit teoretické otáčky řetězového kola n_{teor} .

$$n_{teor} = \frac{v_{teor}}{\pi \cdot D_k} \cdot 60 \quad [min^{-1}] \quad (5.21)$$

$$n_{teor} = \frac{0,5}{\pi \cdot 0,304} \cdot 60 = 31,41 \text{ min}^{-1}$$

Kde $v_{teor} = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ - zvolená rychlost posuvu;
 $D_k = 0,304 \text{ m}$ – průměr roztečné kružnice řetězového kola;
 60 – převod jednotek ze s na min

Na základě teoretických otáček jsou z online konfigurátoru firmy SEW – EURODRIVE [12] předběžně zvoleny výstupní otáčky převodového motoru n_m :

$$n_m = 29 \text{ min}^{-1} \quad (5.22)$$

Úhlová rychlost hřídele potřebná pro další výpočty se vypočítá ze známého vzorce:

$$\omega_h = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_m}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{29}{60} = 3,04 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.23)$$

Výpočet skutečné rychlosti posuvu v_s :



$$v_s = \pi \cdot D_k \cdot \frac{n_m}{60} = \pi \cdot 0,304 \cdot \frac{29}{60} = 0,46 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.24)$$

Z rychlosti pojezdu se vypočítají otáčky pojezdových kol:

$$n_k = \frac{v_s}{\pi \cdot D_p} \cdot 60 \quad [\text{min}^{-1}] \quad (5.25)$$

$$n_k = \frac{0,46}{\pi \cdot 0,085} \cdot 60 = 103,36 \text{ min}^{-1}$$

Kde $D_p = 0,085 \text{ m}$ - průměr pojezdového kola.

Výpočet úhlové rychlosti pojezdového kola:

$$\omega_k = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_k}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{103,36}{60} = 10,82 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.26)$$

Momenty setrvačnosti k osám otáčení jsou odečteny z CAD modelu. Moment setrvačnosti soustavy hřídel – řetězové kolo $I_h = 0,453 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ a moment setrvačnosti pojezdového kola $I_k = 0,003 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

Výpočet celkové hmotnosti částí konajících translační pohyb:

$$m_c = m_R + m_B + m_{\ddot{r}1} - m_p - m_{\ddot{r}2} \quad [\text{kg}] \quad (5.27)$$

$$m_c = 318 + 2000 + 132,71 - 1122 - 4,65 = 1324,06 \text{ kg}$$

Nyní je možné z rovnice (5.20) vyjádřit a vypočítat redukovaný moment setrvačnosti:

$$I_{red} = \frac{I_h \cdot \omega_h^2 + 8 \cdot I_k \cdot \omega_k^2 + m_c \cdot v_s^2}{\omega_h^2} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (5.28)$$

$$I_{red} = \frac{0,453 \cdot 3,04^2 + 8 \cdot 0,003 \cdot 10,82^2 + 1324,06 \cdot 0,46^2}{3,04^2} = 31,07 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Výpočet minimální doby rozběhu motoru t_{rmin} podle [5]:

$$t_{rmin} = \frac{v_s}{a} = \frac{0,46}{0,25} = 1,84 \text{ s} \quad (5.29)$$

Kde $a = 0,25 \text{ ms}^{-2}$ – zrychlení svislého pohybu břemene po dobu rozběhu, které zpravidla nepřesahuje hodnoty $0,2 \div 0,3 \text{ s}$ [5].

Výpočet úhlového zrychlení na hřídeli motoru:

$$\varepsilon = \frac{\omega_h}{t_{rmin}} = \frac{3,04}{1,84} = 1,65 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (5.30)$$

Dosazením hodnot do rovnice (5.19) získáme kroutící moment potřebný k překonání dynamických odporů:



$$M_{kdyn} = 31,07 \cdot 1,65 = 51,26 \text{ Nm}$$

5.5.2 VÝPOČET KROUTÍCIHO MOMENTU K PŘEKONÁNÍ STATICKÝCH ODPORŮ

Statické odpory bude tvořit valivý odpor pojezdových kol a gravitační zrychlení působící na celkovou hmotnost m_c . Odpor kluzného tření protizávaží je z důvodu malým působících sil zanedbán.

Moment valivého odporu M_v se vypočte jakou součin zatěžující síly a ramena valivého odporu:

$$M_v = \frac{F_A}{2} \cdot \xi \quad [Nm] \quad (5.31)$$

$$M_v = \frac{9406}{2} \cdot 0,002 = 9,41 \text{ Nm}$$

Kde $\xi = 0,002 \text{ m}$ – rameno valivého odporu pro styk polymer – ocel [16].

Tento moment bude působit vždy jen na 4 dvojice kol tedy 8 pojezdových kol, jak bylo ukázáno v kap. 4.1. Výslednou sílu F_v , nutnou k překonání valivého odporu, získáme podělením momentu valivého odporu ramenem valivého odporu:

$$F_v = \frac{8 \cdot M_v}{\frac{D_p}{2}} = \frac{8 \cdot 9,41}{\frac{0,085}{2}} = 1769,41 \text{ N} \quad (5.32)$$

Výsledný moment k překonání statických odporů získáme vynásobením součtu zatěžujících sil s poloměrem roztečné kružnice řetězového kola:

$$M_{kstat} = (m_c \cdot g + F_v) \cdot \frac{D_k}{2} \quad [Nm] \quad (5.33)$$

$$M_{kstat} = (1324,06 \cdot 9,81 + 1769,41) \cdot \frac{0,304}{2} = 2243,28 \text{ Nm}$$

Celkový kroučící moment je ještě nutno podělit účinností řetězového převodu:

$$M_k = \frac{M_{kdyn} + M_{kstat}}{\eta} \quad [Nm] \quad (5.34)$$

$$M_k = \frac{51,26 + 2243,28}{0,985} = 2329,48 \text{ Nm}$$

Kde $\eta = 98,5 \% = 0,985$ – celková účinnost řetězového převodu dle [2, svazek 6, str. 223].

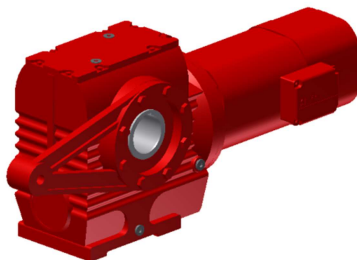
Potřebný výkon elektromotoru se stanoví ze známého vztahu:

$$P = M_k \cdot \omega_h = 2329,48 \cdot 3,04 = 7081,62 \text{ W} \quad (5.35)$$



5.6 VOLBA MOTORU

Na základě výše spočteného potřebného výkonu a kroutícího momentu je z online konfiguratoru firmy SEW-EURODRIVE [12] zvolen šnekový převodový motor SA97/TDRS132MC4BE11, který je osazen šnekovou převodovkou, reakčním ramenem a elektromagnetickou diskovou brzdou BE 11. Technické údaje dostupné z [12] jsou uvedeny v tab. 2.



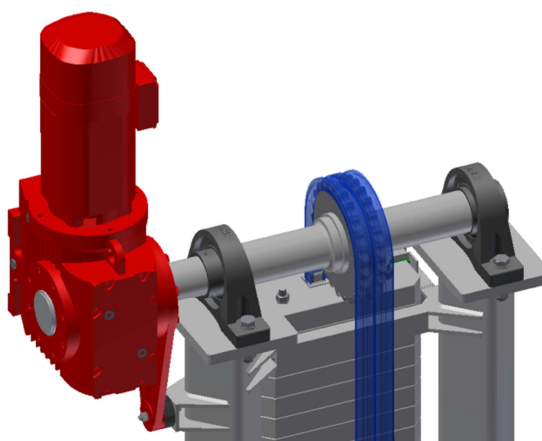
Obr. 5.8 Model Převodového elektromotoru dostupný z [12].

Tab. 5.1 Technické údaje převodového elektromotoru

Název	Hodnota	Jednotka
Otáčky motoru	1465	min ⁻¹
Výstupní otáčky n_m	29	Min ⁻¹
Převodový poměr	49,87	-
Výkon elektromotoru P_e	9,2	kW
Výstupní kroutící moment	2710	Nm
Hmotnost m_m	212,5	Kg
Brzdný moment	110	Nm
Průměr výstupního otvoru pro hřídel	90	mm

5.6.1 ULOŽENÍ MOTORU

Motor bude uložen na hřídeli a zajištěn reakčním ramenem, které je přes standardní silentblok 80/30 - typ 1 [14] přišroubované ke konzoli, která je přivařena k nosné konstrukci. Přenos kroutícího momentu bude realizován těsným perem. Uložení motoru je viditelné na obr. 5.9.

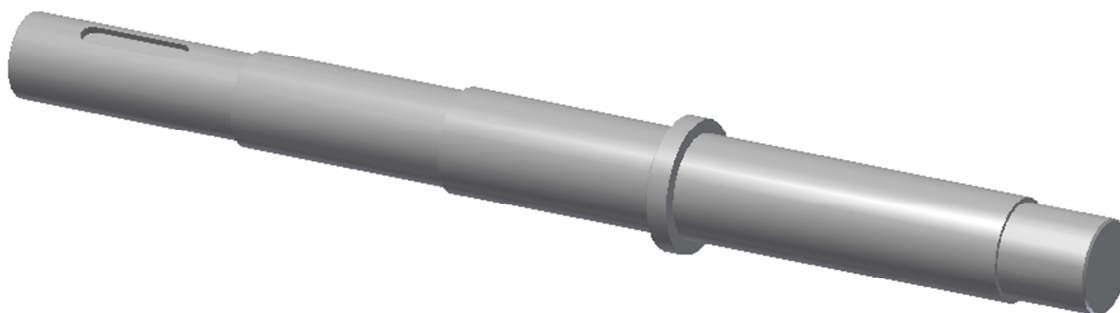


Obr. 5.9 Uložení motoru.



5.7 NÁVRH NOSNÉ HŘÍDELE

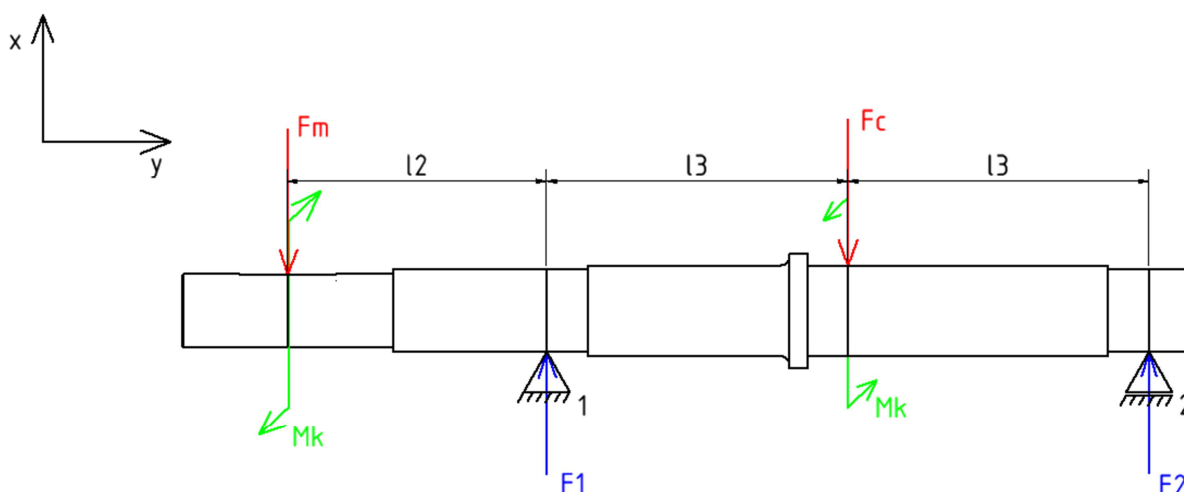
Nosná hřídel viditelná na obr. 5.10 bude vyrobena z konstrukční oceli s označením podle ČSN 15230.7. Tento materiál dle [1] zaručuje dobrou obrobiteľnosť, je vhodný k zušlechťování a používá se například pro klikové hřídele, hnací nápravy nebo ojnice. Na nosné hřídeli budou osazení pro ložiska, a svěrné pouzdro řetězového kola. Na nejmenší průměr hřídele $d_{\text{hmin}} = 90$ mm, který je dán průměrem výstupního otvoru elektromotoru, bude vyfrézovaná drážka pro těsné pero, jenž bude přenášet kroutící moment motoru na hřídel.



Obr. 5.10 Nosná hřídel.

5.7.1 SILOVÉ POMĚRY NA HŘÍDELI

Pro volbu ložisek je nutné nejprve stanovit silové poměry na nosné hřídeli. Hřídel bude namáhána v ohybu tíhovou silou všech zavěšených komponent F_C - tedy tíhovou silou od rámu stolu, břemene, řetězu, řetězového kola a protizávaží a tíhovou silou od motoru F_m . Dále bude hřídel namáhána v krutu od kroutícího momentu motoru a stejně velkého opačně orientovaného momentu vyvolaného na řetězovém kole. Silový rozbor je na obr. 5.11.



Obr. 5.11 Silové poměry na hřídeli.



Výpočet tíhové síly F_C od zavěšených komponent:

$$F_C = m_B \cdot g + m_R \cdot g + m_P \cdot g + m_{\check{r}} \cdot g + m_{\check{r}k} \cdot g \quad [N] \quad (5.36)$$

$$F_C = 2000 \cdot 9,81 + 318 \cdot 9,81 + 1122 \cdot 9,81 + 174 \cdot 9,81 + 25 \cdot 9,81 = 35699 \text{ N}$$

Kde $m_{\check{r}k} = 25\text{kg}$ - hmotnost řetězového kola odečtená z CAD modelu.

Výpočet tíhové síly od motoru:

$$F_m = m_m \cdot g = 212,5 \cdot 9,81 = 2085 \text{ N} \quad (5.37)$$

Rovnice silové rovnováhy na hřídeli:

$$\sum F_y: -F_m + F_1 - F_C + F_2 = 0 \quad (5.38)$$

Kde F_1 - síla v podpoře 1;
 F_2 - síla v podpoře 2.

Momentová rovnice k bodu O:

$$\sum M_{2z}: -F_m \cdot (l_2 + 2 \cdot l_3) + F_1 \cdot (2 \cdot l_3) - F_C \cdot (l_3) = 0 \quad (5.39)$$

Kde $l_2 = 0,314 \text{ m}$ - vzdálenost působíště tíhové síly F_m od podpory 1;
 $l_3 = 0,365 \text{ m}$ - vzdálenost působíště tíhové síly od podpor 1 a 2.

Vyjádření síly F_2 z rovnice (5.38):

$$F_2 = F_m - F_1 + F_C \quad (5.40)$$

Následným dosazením do momentové rov. (5.39) získáme výslednou sílu F_1 v podpoře 1:

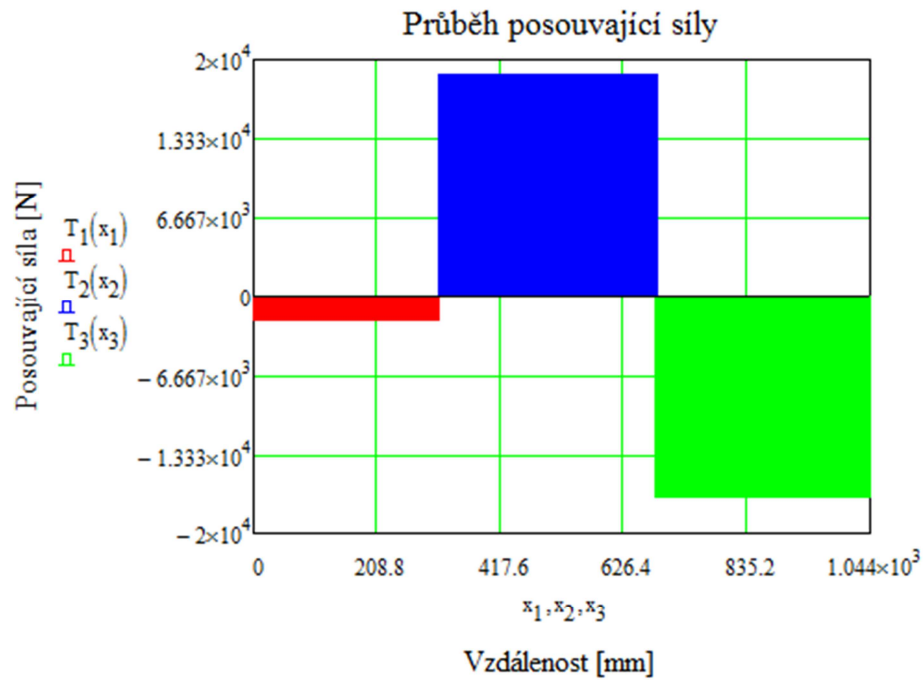
$$F_1 = \frac{F_C \cdot l_3 + F_m \cdot (l_2 + 2 \cdot l_3)}{2 \cdot l_3} \quad [N] \quad (5.41)$$

$$F_1 = \frac{35699 \cdot 0,365 + 2085 \cdot (0,314 + 2 \cdot 0,365)}{2 \cdot 0,365} = 20831 \text{ N}$$

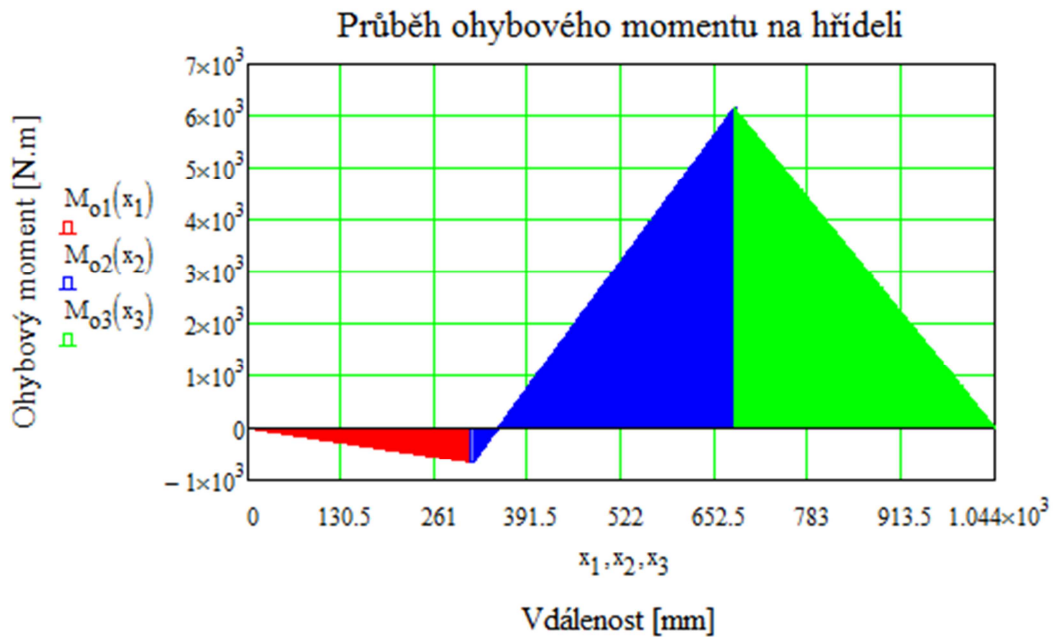
Dosazením do rovnice (5.40) získáme sílu v podpoře 2:

$$F_2 = 2085 - 20831 + 35699 = 16953 \text{ N} \quad (5.42)$$

Nyní je možno vykreslit výsledné vnitřní účinky na hřídeli.



Obr. 5.12 Průběh posouvající síly na hřídeli.



Obr. 5.13 Průběh ohybového momentu na hřídeli.

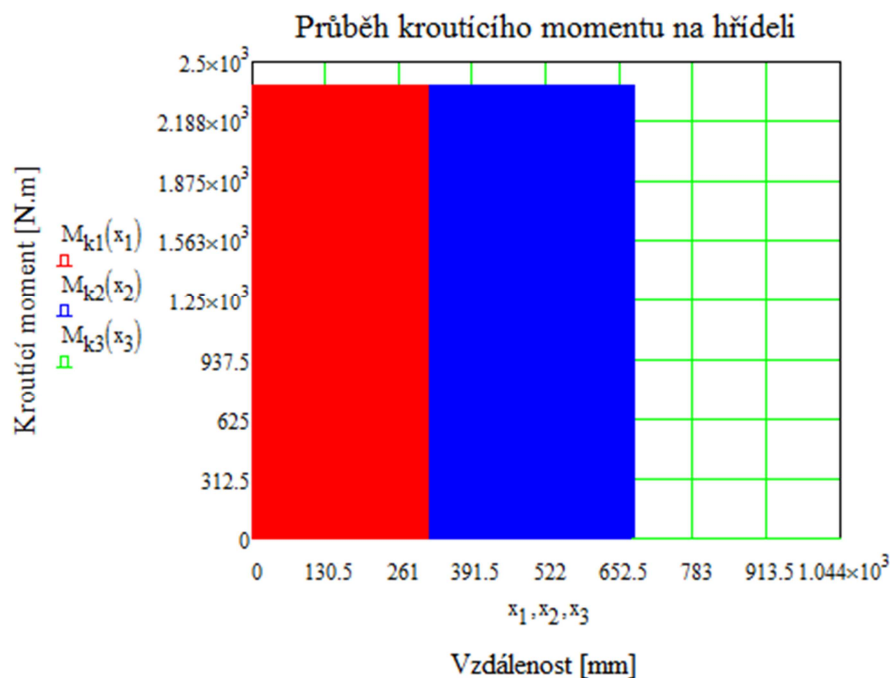
Maximální ohybový moment M_{omax} bude v místě umístění řetězového kola v polovině vzdálenosti mezi podporami.

$$M_{omax} = -F_m \cdot (l_2 + l_3) + F_1 \cdot l_3 \quad [Nm] \tag{5.43}$$

$$M_{omax} = -2085 \cdot (0,314 + 0,365) + 20831 \cdot 0,365 = 6188 Nm$$



Na hřídel bude působit kroutící moment od motoru $M_k = 2329,48 \text{ Nm}$ a stejně velký opačně orientovaný kroutící moment na řetězovém kole vyvolaný tíhovými a odporovými silami komponent na straně břemene a komponent na straně protizávaží.



Obr. 5.14 Průběh kroutícího momentu na hřídeli.

5.7.2 KONTROLA MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU HŘÍDELE

Rovnice pro výpočet minimálního průměru hřídele d_{hmin} dostupná z [2, svazek 5, str. 205]:

$$d_{hvypp} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \cdot \frac{M_k}{\tau_{Dk}}} \quad [mm] \quad (5.44)$$

$$d_{hvypp} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \cdot \frac{2329480}{20}} = 84,02 \text{ mm} \quad d_{hvypp} < d_{hmin} \text{ Vyhovuje}$$

Kde $\tau_{Dk} = 20 \text{ MPa}$ – hodnota dovoleného napětí pro materiál s mezí pevností mezi 850 – 1200 Mpa pro namáhání krutem a ohybem od radiální síly [2, svazek 5, str. 205].

5.7.3 KONTROLA STATICKÉ BEZPEČNOSTI

Hřídele se zpravidla kontrolují na kombinovanou pevnost v ohybu a krutu v nebezpečném průřezu M_{omax} [2, svazek 5 str. 205].

Výpočet maximálního ohybového napětí σ_{omax} :

$$\sigma_{omax} = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{M_{omax}}{\frac{\pi \cdot d_h^3}{32}} \quad [MPa] \quad (5.45)$$



$$\sigma_{omax} = \frac{6188}{\frac{\pi \cdot 0,11^3}{32}} = 46,82 \text{ MPa}$$

Kde $d_h = 0,11 \text{ m}$ – průměr hřídele pod řetězovým kolem.

Výpočet smykového napětí τ_k :

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_k^3}{16}} \quad [\text{MPa}] \quad (5.46)$$

$$\tau_k = \frac{2329,48}{\frac{\pi \cdot 0,11^3}{16}} = 8,91 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí σ_{red} :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{omax}^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_k)^2} \quad (5.47)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{46,82^2 + 3 \cdot (1 \cdot 8,91)^2} = 49,29 \text{ MPa}$$

Kde $\alpha_0 = 1$ – opravný součinitel pro střídavý ohyb a střídavý krut [2, svazek 5 str. 205].

Výpočet součinitele bezpečnosti proti vzniku trvalých deformací:

$$k_e = \frac{R_{eh}}{\sigma_{red}} \quad [-] \quad (5.48)$$

$$k_e = \frac{800}{49,29} = 16,23 > 1,4 \quad \text{Vyhovuje}$$

5.8 VOLBA LOŽISEK

Nosná hřídel bude uložena ve dvou stojatých ložiskových jednotkách SYJ 100 TF od firmy SKF. Stojaté ložiskové jednotky Y mají jednodílné těleso z šedé litiny a mohou být domazávány mazací hlavicí na ložiskovém tělese. Proto jsou vhodné pro uložení, která pracují v náročných podmínkách při poměrně vysokých zatíženích [10].

Rozměry ložiskových jednotek jsou na obr. 5.15.

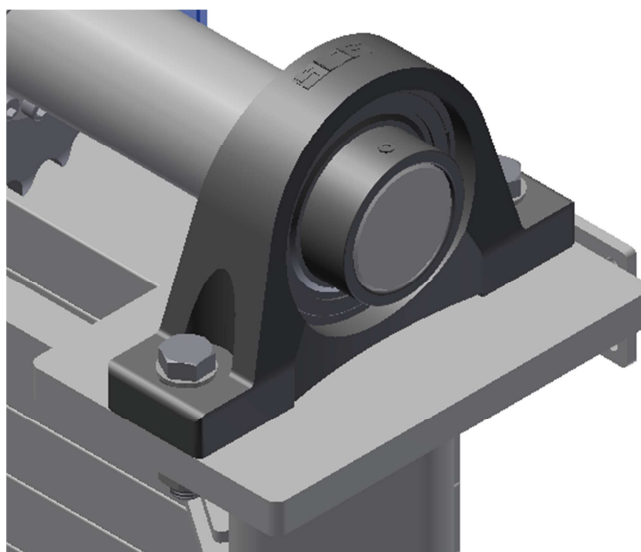


Základní rozměry					Základní hodnoty zatížení		Označení		
d	A	H	H ₁	L	dynamické C	statické C ₀	Ložisková jednotka	Těleso	Ložisko
mm					kN		-		
100	95	226	115	380	124	93	SYJ 100 TF	SYJ 520	YAR 220-2F

Stavěcí šroub	M12x1.5
Doporučený utahovací moment [Nm]	28,5
Šestihranný klíč velikost [mm]	6

Obr. 5.15 Rozměry ložiskové jednotky SYJ 100 TF dostupné z [15].

Ložiskové jednotky budou přišroubovány k patkám, navařeným na nosnou konstrukci zdvihu.



Obr. 5.16 Uchycení ložiskové jednotky.

5.8.1 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LOŽISEK

Životnost ložiska YAR 220-2F je vypočítána pomocí online kalkulačky firmy SKF dostupné z [13].



Vstupní parametry:

F_r Radial load	20.83 kN
F_a Axial load	0 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	29 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	20 °C
η_c specification method	Cleanliness classification(recommended)
Lubricant type and cleanliness	Normal cleanliness (e.g. shielded bearing)
Grease used in the bearing	VT307
Viscosity at 40 °C	190.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	15.0 mm ² /s

Obr. 5.17 Vstupní parametry pro výpočet životnosti ložiska [13].

Výsledek:

L_{10mh} SKF rating life	>1000000 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a_{SKF}	10.7
κ Viscosity ratio	3.78
P Equivalent dynamic bearing load	20.83 kN
η_c Factor for contamination level	0.78
v_1 Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	212.7 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life	121200 hour
C/P Load ratio	6

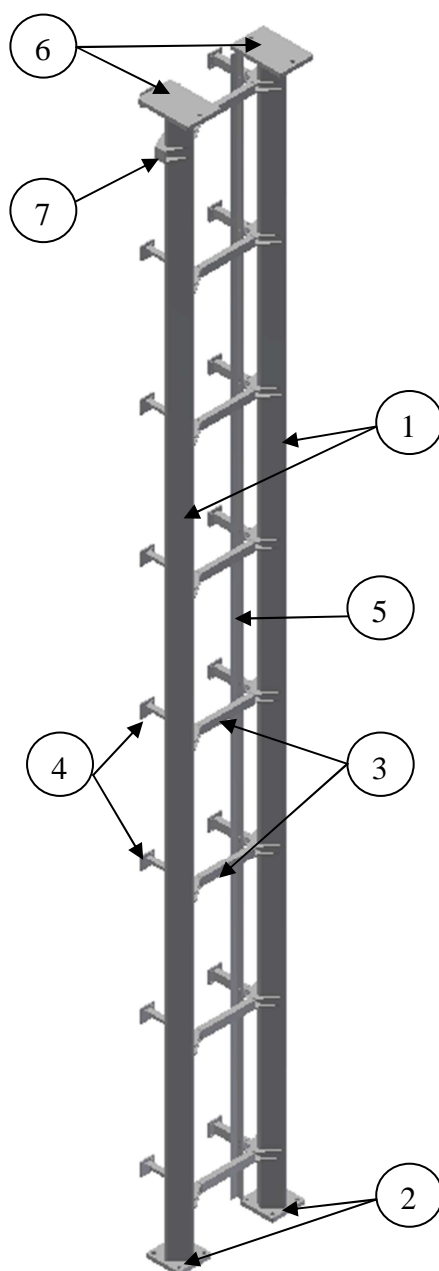
Obr. 5.18 Výsledek výpočtu [13].

Výsledná životnost ložiska je 121 200 hodin. Zvolená ložiska jsou tedy poměrně značně předdimenzovaná a bezpečně vyhoví danému použití.



6 NÁVRH NOSNÉ KONSTRUKCE ZDVIŽNÉ PLOŠINY

Nosnou konstrukci je třeba navrhnout dostatečně tuhou, aby nedocházelo k příliš velkému průhybu při pojíždění stolu s břemenem. Konstrukci budou tvořit různé ocelové profily a plechy z konstrukční oceli EN S355J0 (ČSN 11 523). Hlavní nosné sloupy (1) z ocelových profilů se čtvercovým průřezem 160 x 10 mm dle normy EN 10219 budou přes přivařené patky (2) z 30 mm plechu EN 10029 ukotveny k podlaze šachty. Sloupy budou vyztuženy příčkami (3) z L profilů 60 x 40 x 5 mm EN 10162 a plechů, zakončené patkami (4) z 10 mm plechu, které budou ukotveny ke stěně šachty. K těmto příčkám budou přišroubovány L profily (5) 50 x 50 x 5 mm EN 10162 sloužící jako vedení pojezdu protizávaží. Ke sloupům budou dále přivařeny patky (6) z 30 mm plechu pro uchycení ložisek a konzole (7) pro uchycení reakčního ramene motoru. Konstrukce je na obr. 6.1.



Obr. 6.1 Nosná konstrukce zdviže



6.1 KONTROLA NOSNÝCH SLOUPŮ NA VZPĚŘ

U dlouhých štíhlých prutů je vhodné provést kontrolu na vzpěr. Sloupy se budou uvažovat jako ukotvené pouze přes spodní patky k podlaze.

Nejprve je třeba určit poloměr setrvačnosti průřezu i :

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{S}} \quad [mm] \quad (6.1)$$

$$i = \sqrt{\frac{20476700}{5657}} = 60,16 \text{ mm}$$

Kde $I_{min} = 20476700 \text{ mm}^4$ – minimální kvadratický moment průřezu ke vhodné ose dle [9]
 $S = 5657 \text{ mm}^2$ – plocha namáhaného průřezu z [9]

Výpočet štíhlosti prutu λ :

$$\lambda = \frac{l_0}{i} \quad [-] \quad (6.2)$$

$$\lambda = \frac{15000}{60,16} = 249,34$$

Kde $l_0 = 15000 \text{ mm}$ – vzpěrná délka prutu, pro způsob uložení s jedním koncem upnutým a druhým koncem volným: 2·1 tzn. 2·7500 mm [1, str. 36].

Pro $\lambda > 100$ se počítá prut v oblasti pružného vzpěru dle Eulera:

Výpočet kritického napětí z hlediska ztráty vzpěrné stability:

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad [MPa] \quad (6.3)$$

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 2,07 \cdot 10^5}{249,34^2} = 32,86 \text{ MPa}$$

Pro výpočet zatěžujícího napětí σ_d se díky dvěma nosným sloupům použije polovina tíhové síly od zavěšených komponent F_C . Hmotnost hřídele, ložisek a patek se kvůli zjednodušení a malému významu zanedbá.

$$\sigma_d = \frac{F_C}{2} \quad [MPa] \quad (6.4)$$

$$\sigma_d = \frac{35699}{2} = 3,16 \text{ MPa}$$

Výpočet bezpečnosti proti ztrátě vzpěrné stability k_v :

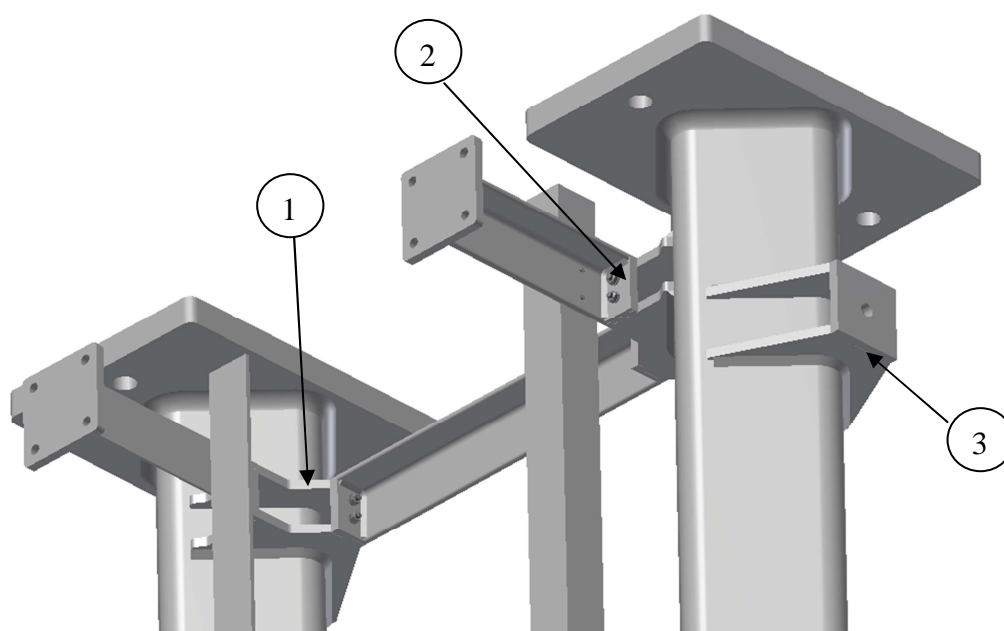


$$k_v = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_d} = \frac{32,86}{3,16} = 10,40 \quad (6.5)$$

Ke ztrátě vzpěrné stability sloupů by tedy nedošlo, i kdyby na nosné konstrukci nebyly použity příčky uchycené ve stěně, které jsou ovšem nutné z hlediska minimalizace průhybu sloupů při pojíždění rámu stolu.

6.2 UCHYCENÍ PŘÍČEK

Na nosné sloupy budou přivařeny desky z plechu (1), tvarované podle nosných profilů. K deskám a koncům L profilů budou přivařeny plechové příložky (2), přes které se pomocí dvou šroubů a příslušných matic s podložkami oba díly spojí. Toto řešení umožní vymezení případných vůlí použitím podložek mezi spojovanými díly. Případné přesahy by se řešily úpravou tvarovaných desek nebo L profilů. Na obr. 6.2 je viditelná i konzole pro uchycení reakčního ramene motoru (3), která je opět tvořena tvarovanými deskami z plechu, ke kterým je přivařena příložka opatřená otvorem pro šroub.



Obr. 6.2 Uchycení příček



ZÁVĚR

Předmětem této bakalářské práce byl konstrukční návrh zdvižné plošiny pro europalety s nákladem o hmotnosti 2000 kg. Práce byla zaměřena na návrh rámu stolu, jeho upevnění na nosnou konstrukci, návrh a výpočet zdvihu, koncepční návrh nosné konstrukce a pevnostní výpočty vybraných částí konstrukce.

Při návrhu konstrukce zdvižné plošiny byl kladen důraz na použití co největšího počtu normalizovaných a běžně dostupných dílů a komponent pro snížení nákladu a snadnost montáže. Stanovené rozměry rámu vyhovují způsobu použití. Pevnostní kontrola rámu stolu je pouze orientační, zvolené profily však danému zatížení bezpečně vyhoví. Pro zjištění přesných hodnot působících napětí či průhybů na rámu stolu by bylo potřeba provést analýzu pomocí metody konečných prvků. Zvolený pohon zdvihu je s rezervou dimenzován pro danou zátěž. Provedené pevnostní výpočty byly zaměřeny zejména na hlavní nosné prvky konstrukce – kontrola třecího spoje konzoly pojezdových kol s rámem, kontrola nosného čepu, kontrola zvoleného řetězu, kontrola nosné hřídele a kontrola nosných sloupů na vzpěr. Všechny kontrolované prvky konstrukce bezpečně vyhovují danému použití.

Dosažený pracovní zdvih plošiny činí 6000 mm. První pozice podlahy stolu od spodní hrany patek sloupů nosné konstrukce je 390 mm. Maximální dosažitelná výška podlahy stolu je tedy 6390 mm. Pro docílení první pozice podlahy od země 0 mm by bylo nutné nosnou konstrukci zapustit do země. Vzhledem ke způsobu pokládání břemene pomocí vysokozdvižného vozíku však zapuštění nepovažuji za nezbytně nutné.

Součástí práce je kompletní 3D model a výkresová dokumentace sestavy rámu stolu a sestavy zdvižné plošiny. Model a výkresy byly kresleny ve výukové verzi programu Autodesk Inventor 2013.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [2] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích*. Vyd. 1. Ilustrace Jindřich Herbrych. Praha: Scientia, 1994, 241 s. ISBN 80-858-2759-X.
- [3] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] BARTEL, J. *Návrh zdvižného pozičního stolu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 43 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
- [5] MYNÁŘ, B., KAŠPÁREK, J.: *Dopravní a manipulační zařízení*, Brno, Skriptum pro bakalářské studium
- [6] ČSN 73 1401. *Navrhování ocelových konstrukcí*. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [7] ČSN 73 1495. *Šroubové třecí spoje ocelových konstrukcí*. Praha: Český normalizační institut, 2001. Dostupné také z: <https://csnonline.unmz.cz/vyhledavani.aspx>
- [8] Beltplast | Vodící profily. *Beltplast* [online]. 2009 [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: <http://www.beltplast.cz/cs/vodici-profilu>
- [9] Feron a.s. - hutní materiál, velkoobchod s hutním materiálem: Sortimentní katalog. *Feron, a.s. - Velkoobchod hutním materiálem* [online]. 2015 [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php>
- [10] Jednotky s litinovými tělesy. *SKF Group - Ložiska a jednotky Řešení mazání Mechatronika Těsnění Služby Bezdemontážní diagnostika Lineární pohyb - SKF.com* [online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/designs/units-with-a-cast-housing/index.html>
- [11] Kola a kladky pro paletovací a vysokozdvizné vozíky a jiné pozemní dopravníky. *Kolečka a Kladky | Blickle* [online]. [2012] [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: <http://www.blickle.cz/cz/kola-a-kladky-pro-paletovaci-a-vysokozdvizne-voziky-a-jine-pozemni-dopravniky/produkty-cz/HTH-85x100-20-100K/>
- [12] SEW-EURODRIVE; Drivegate. *SEW-EURODRIVE: převodové motory, frekvenční měniče a decentrální pohonná technika* [online]. [2015] [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: <https://portal.drivegate.biz/configurator>
- [13] SKF Bearing Calculator. *SKF Group - Bearings and units Lubrication solutions Mechatronics Seals Services Condition Monitoring Linear Motion - SKF.com* [online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/home.action>



- [14] Standardní typ 1-5 | Rubena.cz. *RUBENA* [online]. 2014 [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: http://www.rubena.cz/standardni-typ-1-5/c-2226/?orderby=ParamDesc_89&iop=25&lngid=1&filters=64%3a299849%7c89%3a299605
- [15] Stojaté ložiskové jednotky Y, litinové těleso, zajištění stavěcím šroubem. *SKF Group - Ložiska a jednotky Řešení mazání Mechatronika Těsnění Služby Bezdemontážní diagnostika Lineární pohyb - SKF.com* [online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/cast-housing-grub-screw-locking/index.html?prodid=211201100&imperial=false>
- [16] Valivé tření (valivý odpor) a rameno valivého odporu | Fyzikální tabulky. *Převody jednotek, fyzikální tabulky* [online]. 2002 [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- [17] Vertical conveyors - SSI SCHAEFER. *USA - SSI SCHAEFER* [online]. [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: <http://www.ssi-schaefer.us/automated-systems/systems-products/conveyor-transport/pallet-conveyor-systems/vertical-conveyors.html>
- [18] Viewer - Haberkorn Ulmer. *Haberkorn Ulmer - řemeny, řetězy, hliníkové profily, dopravníky* [online]. 2013 [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/dyndoc/view/se-pohony-katalog.pdf/>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[mm ²]	plocha kloubu
a	[ms ⁻²]	zrychlení břemene při rozběhu
A _{net}	[mm ²]	jmenovitá plocha účinného průřezu oslabená o všechny díry
A _s	[mm ²]	výpočtový průřez šroubu
b	[mm]	délka svaru
b _v	[mm]	šířka vidlice
CAD	[-]	počítačem podporované projektování (computer-aided design)
ČSN	[-]	Česká technická norma
d _č	[mm]	průměr čepu
d _h	[m]	průměr hřídele pod řetězovým kolem
d _{hmin}	[mm]	nejmenší průměr hřídele
d _{hvypr}	[mm]	minimální průměr hřídele
DIN	[-]	Německá národní norma
D _k	[mm]	průměr roztečné kružnice řetězového kola
D _p	[m]	průměr pojezdového kola
dt	[mm ²]	průmět otláčované plochy
E	[GPa]	modul pružnosti oceli v tahu
EN	[-]	Evropská norma
F ₁	[N]	síla v podpoře 1
F ₂	[N]	síla v podpoře 2
F _A	[N]	výsledná síla působící na kolo
F _{Ax}	[N]	zatížení pojezdového kola v ose x
F _B	[N]	zatěžující síla od břemene
F _C	[N]	tíhová síla od zavěšených komponent
F _f	[N]	odstředivá síla
F _m	[N]	tíhová síla od motoru
F _{netRd}	[N]	únosnost nejtenčího oslabeného průřezu
F _{pCd}	[N]	výpočtová předpínací síla
F _R	[N]	zatěžující síla od rámu stolu
F _{Rm}	[N]	střední pevnost řetězu při přetržení
F _{sRd}	[N]	výpočtová únosnost třecího spoje
F _t	[N]	celková tahová síla v řetězu



F_U	[N]	síla od zdvihu
F_V	[N]	síla potřebná k překonání valivého odporu
g	$[ms^{-2}]$	tíhové zrychlení
h	[mm]	Vzdálenost svarů
i	[mm]	poloměr setrvačnosti průřezu
I_h	$[kg.m^2]$	moment setrvačnosti soustavy hřídel – řetězové kolo
I_k	$[kg.m^2]$	moment setrvačnosti pojezdového kola
I_{min}	$[mm^4]$	minimální kvadratický moment průřezu ke vhodné ose
I_{red}	$[kg.m^2]$	redukovaný moment setrvačnosti
ISO	[-]	mezinárodní organizace pro normalizaci
J_n	$[cm^4]$	moment setrvačnosti nosníku k příslušné ose ohybu
k_d	[-]	součinitel dynamické bezpečnosti
k_{dh}	[-]	součinitel pro dlouhé díry
k_e	[-]	součinitel bezpečnosti proti vzniku trvalých deformací
k_s	[-]	součinitel statické bezpečnosti
k_v	[-]	součinitel bezpečnost proti ztrátě vzpěrné stability
l_0	[mm]	vzpěrná délka prutu
l_1	[m]	vzdálenost působíště síly od vetknutí
l_2	[m]	vzdálenost působíště tíhové síly F_m od podpory 1
l_3	[m]	vzdálenost působíště tíhové síly F_C od podpor 1 a 2
$l_{\bar{r}}$	[mm]	celková délka řetězu
$l_{\bar{r}1}$	[mm]	odměřená délka řetězu na straně břemene
$l_{\bar{r}2}$	[mm]	odměřená délka řetězu na straně protizávaží
$l_{\bar{r}2skut}$	[mm]	skutečná délka řetězu na straně protizávaží
$l_{\bar{r}skut}$	[mm]	skutečná délka řetězu
l_t	[mm]	délka táhla čepu
m_B	[kg]	hmotnost břemene
m_c	[kg]	hmotnost částí konajících translační pohyb
M_k	[Nm]	celkový kroutící moment motoru
M_{kdyn}	[Nm]	moment potřebný k překonání dynamických odporů
M_{kstat}	[Nm]	moment potřebný k překonání statických odporů
m_m	[kg]	hmotnost motoru
M_{omax}	[Nm]	maximální ohybový moment na hřídeli



M_{on}	[Nm]	ohybový moment působící na nosník
m_p	[kg]	hmotnost protizávaží
m_{pteor}	[kg]	teoretická hmotnost protizávaží
m_R	[kg]	hmotnost osazeného rámu stolu
$m_{\bar{r}}$	[kg]	celková hmotnost řetězu
$m_{\bar{r}1}$	[kg]	hmotnost řetězu na straně břemene
$m_{\bar{r}2}$	[kg]	hmotnost řetězu na straně protizávaží
$m_{\bar{r}k}$	[kg]	hmotnost řetězového kola
M_v	[Nm]	moment valivého odporu
m_{zk}	[kg]	zatížení jednoho kola
n	[-]	počet třecích ploch
n_k	[min ⁻¹]	otáčky pojezdového kola
n_m	[min ⁻¹]	výstupní otáčky převodového motoru
n_{teor}	[min ⁻¹]	teoretické otáčky řetězového kola
p	[mm]	rozteč řetězu
P	[W]	potřebný výkon elektromotoru
p_1	[MPa]	tlak v táhlu
p_2	[MPa]	tlak ve vidlici
$p_{D\check{e}}$	[MPa]	dovolený tlak v čepu
P_e	[W]	výkon elektromotoru
p_p	[MPa]	tlak v čepu
p_s	[MPa]	směrný tlak v kloubovém řetězu
R_e	[MPa]	mez kluzu oceli 11 523
R_{ch}	[MPa]	mez kluzu materiálu hřídele
R_m	[MPa]	mez pevnosti spojovaného materiálu v tahu
R_{ms}	[MPa]	mez pevnosti šroubu
S	[mm ²]	plocha namáhaného průřezu
t_{rmin}	[s]	minimální doba rozběhu motoru
v_s	[ms ⁻¹]	skutečná rychlost pojezdu
v_{teor}	[ms ⁻¹]	zvolená rychlost posuvu
W_{on}	[cm ³]	průřezový modul nosníku k ose ohybu
X	[-]	počet článků řetězu
X_{skut}	[-]	skutečný počet článků řetězu



Y	[-]	činitel rázu
y	[-]	součinitel rázu
y_A	[mm]	průhyb nosníku
z	[mm]	tloušťka svaru
α_0	[-]	opravný součinitel
γ_{Md}	[-]	parciální součinitel spolehlivosti šroubového spoje
γ_{Mo}	[-]	parciální součinitel spolehlivosti materiálu
γ_{Ms}	[-]	parciální součinitel spolehlivosti pro mezní stav únosnosti
ε	[rad.s ⁻²]	úhlové zrychlení na hřídeli motoru
η	[%]	účinnost řetězového převodu
λ	[-]	štíhlost prutu
λ_t	[-]	činitel tření ke směrnému tlaku
μ	[-]	součinitel tření
ξ	[m]	rameno valivého odporu
π	[-]	matematická konstanta (Ludolfovo číslo)
σ_d	[MPa]	napětí od zátěže sloupu
σ_{Do}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu čepu
σ_{kr}	[MPa]	kritické napětí z hlediska vzpěru
$\sigma_{oč}$	[MPa]	ohybové napětí nosného čepu
σ_{on}	[MPa]	ohybové napětí na nosníku
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí na hřídeli
τ_{Dk}	[MPa]	hodnota dovoleného napětí
τ_{Ds}	[MPa]	dovolené napětí ve smyku
τ_{Dsv}	[MPa]	dovolené napětí svarového spoje ve smyku
τ_k	[MPa]	smykové napětí na hřídeli
τ_s	[MPa]	smykové napětí v účinném průřezu svaru
$\tau_{sč}$	[MPa]	smykové napětí čepu
ω_h	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost hřídele
ω_k	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost pojezdového kola



SEZNAM PŘÍLOH

Seznam výkresové dokumentace:

BP15_A0_01 *Výkres sestavy zdvižné plošiny*

BP15_A1_02 *Výkres sestavy rámu stolu*