



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH ZDVIŽE NA PALETY

DESIGN OF ELEVATOR FOR PALLETS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lukáš Hájek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Lukáš Hájek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**
Akademický rok: 2015/16

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

Návrh zdviže na palety

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte konstrukci zdviže palet na autosedačky. Základní technické parametry::

Výška zdvihu	6 m
Hmotnost břemene (včetně palety)	200 kg
Nosný element	gumový pás
Doba taktu	18 s

Cíle diplomové práce:

- Konstrukční řešení ve 3D včetně pevnostních a životnostních výpočtů důležitých částí,
- časový diagram funkce pro jeden takt,
- výrobní výkresová dokumentace ve 2D hlavních částí–bubnový pohon a vozík,
- optimalizace řešení z hlediska výrobních nákladů a energetické náročnosti při provozu zdviže,
- přizpůsobení výroby s ohledem na výrobní prostředky v TMT,
- zpracování rizikové analýzy a podkladů pro vydání "Prohlášení o shodě...",
- zpracování FMEA analýzy.

Seznam literatury:

Shigley, J.E., Mischke, Ch.R. a Budynas, R.G.: Konstruování strojních součástí. Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0

Janovský, L.: Elevator Mechanical Design. Elevator World 2001

Polák, J.: Dopravní a manipulační zařízení II. Vydal VŠB - Technická univerzita, 2003, 104 s., ISBN: 80-248-0493-X

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 10. 11. 2015



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan



ABSTRAKT

Diplomová práce je zaměřena na konstrukční návrh zdviže na palety s autosedačkami o hmotnosti 200 kg. Toto zařízení je určeno pro vertikální dopravu břemene mezi dvěma pracovními polohami, které jsou od sebe vzdáleny 6 m. Součástí paletové zdviže je i válečkový dopravník, uchycený na zdvihacím rámu, který umožňuje naložení a vyložení palet z fixních válečkových tratí v dolní a horní stanici. Je zde proveden funkční výpočet důležitých částí, pevnostní kontrola tažného pásu a hřídele bubnu. Metodou MKP (metodou konečných prvků) je zjištěn průběh napětí zdvihacího rámu. Součástí přílohy je výrobní výkres hřídele bubnu, výkres svarku zdvihacího rámu, sestavný výkres pohonné stanice a celé zdviže. Dále časový diagram funkce pro jeden takt, riziková a FMEA analýza.

KLÍČOVÁ SLOVA

zdviž, paletová zdviž, válečkový dopravník, zdvihací rám, protizávaží, buben, pohon, měnič frekvence, řetězový převod, MKP

ABSTRACT

The diploma thesis is focused on the construction design of elevator for pallets with car seats weighing 200 kg. This device is proposed for vertical transport of the load between two working positions which are separated by 6m. Part of the pallet hoist is a roller conveyor attached on a lifting frame. The roller conveyor allows loading and unloading pallets from the fixed roller conveyors in the lower and upper station. There are the functional calculations of important parts, strength control of traction belt and shaft of driving pulley drum. By FEM (Finite Element Method) is detected stress distribution of the lifting frame. Parts of the annex are the manufacturing drawings of the lifting frame, shaft of driving drum, the driving station and drawing of the whole assembly vertical conveyor. Furthermore, the timing diagram function for one cycle, risk analysis and FMEA.

KEYWORDS

elevator for pallets, vertical conveyor, mast lift, roller conveyor, lifting frame, counterweights, driving reel, drive, frequency inverter, chain drive, FEM



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HÁJEK, L. *Návrh zdviže na palety*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 105 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Bc. Lukáš Hájek



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu této diplomové práce panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, Csc. a vedoucímu technického úseku ve společnosti T M T spol. s r.o. Chrudim panu Ing. Tomášovi Winklerovi za konzultace a odborné rady, které mi poskytli. Dále chci velice poděkovat mé rodině za pochopení a za podporu, kterou mi věnovali během celého mého studia.



OBSAH

Úvod	13
1 Přehled problematiky	14
1.1 Zdvihací rám	14
1.2 Pohon zdviže	15
1.3 Tažný element	15
1.4 Nosné sloupy	15
2 Cíl práce.....	16
3 Návrh konstrukčního řešení.....	17
4 Hlavní rozměry válečkového dopravníku.....	18
4.1 Délka	18
4.2 Šířka	18
4.3 Výška.....	18
5 Volba válečků	19
5.1 Parametry válečku	19
6 Výpočet válečkového dopravníku	20
6.1 Množství válečků	20
6.2 Rozteč válečků	20
6.3 Otáčky válečků.....	20
6.4 Zatížení jednoho válečku	21
6.5 Odpory působící na jeden váleček	21
6.5.1 Složka vlastní tíhy předmětu	21
6.5.2 Odpor vlivem valivého a čepového tření.....	22
6.5.3 Odpor vlivem výrobních a montážních nepřesností	22
6.6 Celkový odpor působící na jeden váleček.....	23
6.7 Síla přenášená na předmět smykovým třením.....	23
6.8 Podmínka pohybu palety bez prokluzu válečků.....	23
6.9 Potřebný výkon pro rovnoměrný pohyb předmětu	24
7 Návrh pohonu dopravníku	25
7.1 Parametry pohonu dopravníku	25
7.2 Kontrola pohonu.....	26
7.2.1 Čas rozběhu palety.....	26
7.2.2 Celkový převod	26



7.2.3	Setrvačný moment pláště válečku	27
7.2.4	Úhlové zrychlení válečku	27
7.2.5	Třecí moment.....	27
7.2.6	Moment zrychlujících sil přímočarých hmot.....	28
7.2.7	Moment zrychlujících sil rotujících hmot	28
7.2.8	Moment od stálých odporů	28
7.2.9	Moment na hřídeli elektromotoru při rozběhu	29
7.2.10	Rozběhový moment redukováný na hřídeli	29
7.3	Vyhodnocení pohonu dopravníku	30
8	Řetězový převod.....	31
8.1	Hnací řetězové kolo.....	31
8.2	Parametry řetězu.....	32
8.2.1	Počet článků řetězu mezi motorem a válečky	32
8.2.2	Počet článků řetězu mezi válečky.....	33
8.3	Pevnostní kontrola řetězu	33
8.3.1	Obvodová rychlost hnacího řetězového kola.....	33
8.3.2	Obvodová síla	33
8.3.3	Kontrola proti přetržení - statická bezpečnost.....	34
8.3.4	Kontrola proti přetržení - dynamická bezpečnost.....	34
8.3.5	Stanovení dovoleného tlaku v kloubech řetězu	34
8.3.6	Výpočtový tlak	35
8.4	Vyhodnocení řetězu.....	35
9	Konstrukce válečkové trati	36
9.1	Napínání řetězu	36
10	Konstrukční návrh paletové zdviže	37
10.1	Nosné sloupy	37
10.2	Zdvihací rám	37
10.3	Pojezdové kladky	38
10.3.1	Nosné kladky	38
10.3.2	Vodící kladka.....	39
10.4	Buben	39
10.5	Spojka bubnu.....	40
10.6	Ložisko bubnu	40
10.7	Rám pohonu	41
10.8	Vahadlo	41



10.9	Protizávaží.....	42
10.9.1	Teoretická hmotnost protizávaží	42
10.10	Tažný člen	43
11	Předběžný výkon pohonu zdviže.....	44
11.1	Zatěžující síly	44
11.2	Předběžný výkon.....	45
12	Pohon zdviže	46
12.1	Parametry pohonu zdviže	46
13	Kontrola pohonu zdviže.....	48
13.1	Určení redukovaného momentu setrvačnosti	48
13.1.1	Převodové poměry	49
13.2	Redukovaný moment setrvačnosti	50
13.3	Pasivní odpory.....	50
13.3.1	Zatížení jedné nosné kladky	50
13.3.2	Moment valivého odporu na nosné kladce	52
13.3.3	Moment čepového tření na nosné kladce	53
13.3.4	Zatížení ložiska bubnu.....	54
13.3.5	Moment čepového tření na ložisku bubnu.....	54
13.3.6	Odpor ve vedení protizávaží.....	55
13.4	Výkony vnějších sil a pasivních odporů	55
13.5	Ekvivalentní moment	56
13.6	Pohybová rovnice pro rozjezd břemene vzhůru.....	57
13.7	Pohybová rovnice pro rozjezd břemene dolů.....	57
13.8	Úhlové zrychlení elektromotoru při rozjezdu vzhůru	58
13.9	Zrychlení zvedaného břemene	58
13.10	Úhlové zrychlení elektromotoru při rozjezdu dolů	58
13.11	Zrychlení spouštěného břemene.....	59
13.12	Vyhodnocení pohonu	59
14	Kontrola prokluzu pásu	60
14.1	Kontrola prokluzu pásu při rozběhu vzhůru.....	60
14.2	Kontrola prokluzu pásu při rozběhu dolů.....	61
14.3	Navrhované úpravy	61
15	Frekvenční měnič	62
15.1	Volba frekvenčního měniče	63



16	Čas taktu	64
16.1	Rychlost zdvihu	64
16.2	Čas naložení a vyložení palety	64
16.3	Čas zdvihu	64
16.3.1	Čas rozběhu / doběhu zdvihacího rámu	65
16.3.2	Dráha rozběhu / doběhu zdvihacího rámu	65
16.3.3	Dráha rovnoměrného pohybu zdvihacího rámu	66
16.3.4	Čas rovnoměrného pohybu zdvihacího rámu	66
16.4	Celkový čas pracovního zdvihu	66
17	Časový diagram funkce pro jeden takt	67
18	Pevnostní kontrola	68
18.1	Tažný element	68
18.2	Ložisko bubnu	68
18.3	Hřídel bubnu	69
18.3.1	Zatížení hřídele	69
18.3.2	Definice zatížení a vazeb	70
18.3.3	Redukované napětí	70
18.4	Zdvihací rám	70
18.4.1	Definice zatížení	71
18.4.2	Definice vazeb	74
18.4.3	Statický stav	74
18.4.4	Rozjezd vzhůru	76
18.4.5	Rozjezd dolů	78
18.4.6	Návrhová pevnost	79
18.4.7	Vyhodnocení výsledků	80
18.4.8	Životnost zdvihacího rámu	80
18.4.9	Amplituda napětí	82
18.4.10	Součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy	82
19	Prvky elektroinstalace	83
19.1	Energetický řetěz	83
19.2	Senzorika stroje	83
20	Bezpečnostní opatření	84
20.1	Kryt řetězu dopravníku	84
20.2	Ochrana proti pádu palety	84
20.3	Dorazy koncových poloh	84



20.4	Opatření proti pohybu zdviže během servisu	85
20.5	Senzorické systémy	85
20.6	Ohrazení	86
20.7	Servisní plošina	86
20.8	Ukotvení zdviže.....	86
21	Posouzení řešení z hlediska optimalizace.....	87
21.1	Posouzení řešení z hlediska optimalizace výrobních nákladů	87
21.2	Posouzení řešení z hlediska optimalizace energetické náročnosti	87
22	Přizpůsobení výroby s ohledem na výrobní prostředky v TMT	88
22.1	Používané obráběcí a tvářecí stroje	88
23	FMEA analýza	90
24	Riziková analýza.....	91
25	Podklady pro vydání prohlášení o shodě.....	92
25.1	Potřebné dokumenty.....	92
25.2	Seznam využitých norem a nařízení vlády.....	93
	Závěr.....	94
	Seznam použitých zkratk a symbolů	99
	Seznam příloh.....	105



ÚVOD

Pro zdvihání či spouštění břemen nebo osob je využíváno mnoha prostředků. Pro vertikální dopravu osob jsou nejčastěji používány výtahy různých typů a konstrukcí. Předměty jsou svislým směrem přepravovány pomocí kladkostrojů, výtahů, jeřábů, vysokozdvižných vozíků či zakladačů, zdvižných pozičních stolů, zdvihadel a zdviží. Je-li to vhodné, je možné materiál přemísťovat i ručně.

Zdviže jsou zařízení, která se využívají pro zdvihání či spouštění břemen, tam kde je mimo jiné požadavek na relativně malé zástavné prostory. Materiál při dopravě spočívá na zdvihacím rámu, který se pohybuje nejčastěji pomocí kladek po nosných sloupech. Zdvihací rám může být vybaven plošinou pro náklad nebo válečkovým či pásovým dopravníkem. U zdviží vybavených dopravníkem dochází k nakládání a vykládání nákladu tak, že tento válečkový dopravník ve spodní a horní stanici přímo navazuje na dopravní linku. Když zdvihací rám dojede do polohy odpovídající této lince, je spuštěn elektromotor pohánějící dopravník a materiál může plynule přejít z linky na dopravník při nakládání a sjet z dopravníku na linku při vykládání.

Pohon zdviže je obvykle zajištěn elektromotorem, který se nejčastěji nachází v horní části konstrukce. Tento elektromotor pohání buben, kladky nebo řetězová kola, přes která jsou poháněny tažné členy. V případě bubnů a kladek je tažný člen lano nebo gumový pás, v případě řetězových kol jde o řetězy. Pás (řetěz) je uchycen ke zdvihacímu rámu a ten se díky tomu může pohybovat ve vertikálním směru. Pro odlehčení pohonu je často využíváno takzvané protizávaží, které vyvažuje určitou procentuální část břemene, zdvihacího rámu a plošiny nebo válečkového dopravníku. Díky tomu není nutné používat pohony o zbytečně vysokém výkonu a točivém momentu.

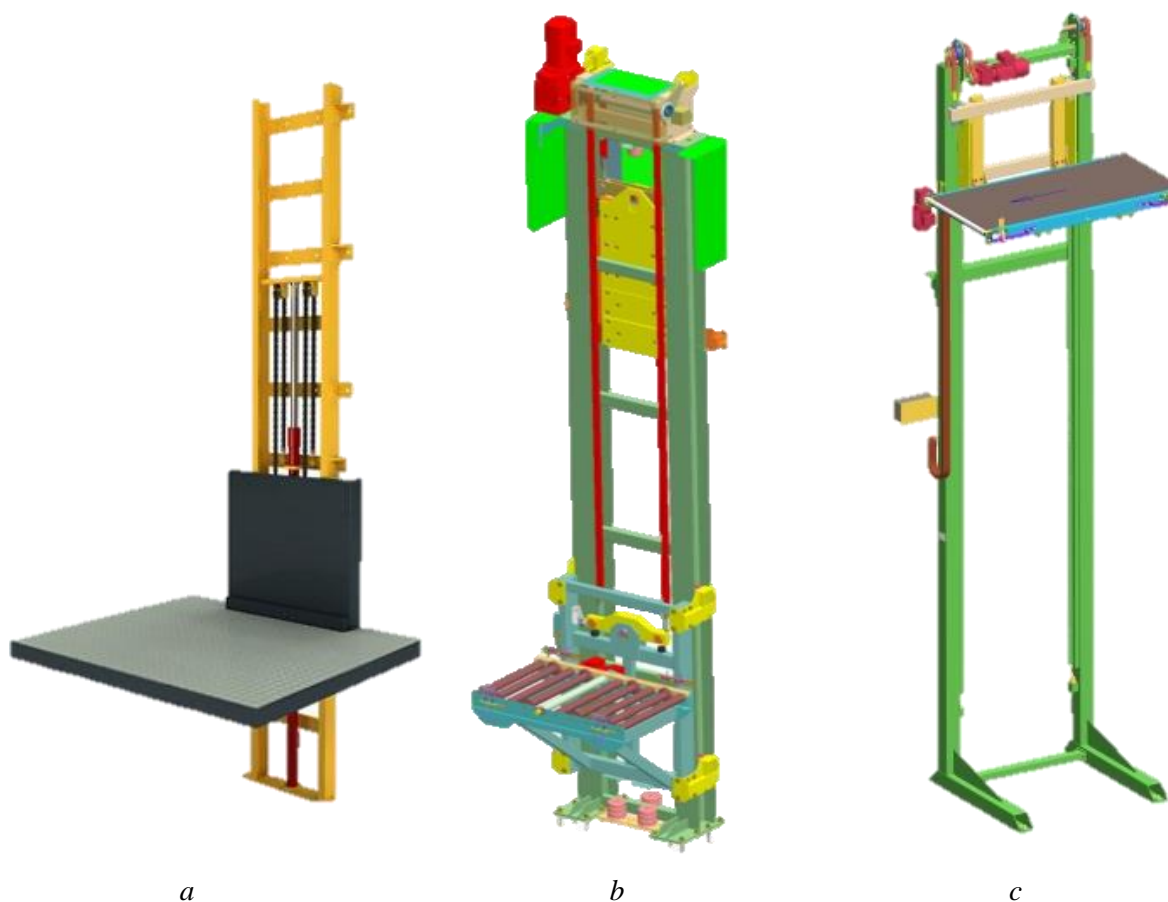


1 PŘEHLED PROBLEMATIKY

Zdvíž na palety je zařízení, které nachází své uplatnění v dopravní a manipulační technice. Jejím úkolem je přeprava břemene ve vertikálním směru mezi dvěma či více stanicemi. V některých případech je břemeno přepravováno v mírně skloněném směru. V praxi je používáno mnoho typů zdviží, které mají různé vlastnosti a různé konstrukční koncepce. Charakteristickými vlastnostmi zdviží jsou: nosnost, výška a rychlost zdvihu.

1.1 ZDVIHACÍ RÁM

Zdvihací rám slouží jako nosný prvek, na kterém spočívá břemeno během přepravy. Na tomto rámu může být upevněna plošina, jak je patrné na obr. 1.1 (a) nebo válečkový (b) či pásový dopravník (c).



Obr. 1.1 zdviž s plošinou (a) [22], zdviž s válečkovým dopravníkem (b) [43],
zdviž s pásovým dopravníkem (c) [42]

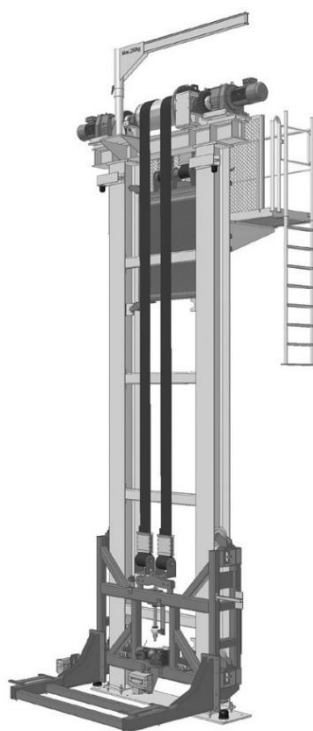


1.2 POHON ZDVIŽE

Pro pohon zdviží je nejčastěji použit asynchronní elektrický motor, ale výjimkou nejsou ani zdviže, kterým pohon zajišťují lineární hydromotory, jak lze vidět z obr. 1.1 (a). Elektromotor přenáší přes převodovku na hnací buben, kladky nebo na řetězová kola točivý moment. Jejich otáčením je uveden do pohybu tažný element, na kterém je uchycen zdvihací rám. Tím dojde ke zdvihání či spouštění břemene. Volba pohonu je závislá především na hmotnosti břemene a rychlosti zdvihu.

1.3 TAŽNÝ ELEMENT

Tažný element slouží k pohybovému propojení otáčivého hnacího členu se zdvihacím rámem a s protizávažím. V dnešní době je možno použít ploché polyuretanové řemeny s ocelovými lankami uvnitř. Ty jsou vyráběny v různých šířkách, délkách a pevnostních řadách. Jejich velikou výhodou je možnost využití poháněcích kladek či bubnů o průměru menším než 50 mm, což výrazně zmenšuje nároky na zástavbové prostory. Zdvíž využívající plochých řemenů je patrná na obr. 1.2. Další možná volba pro tažný element je např. válečkový nebo Flyerův řetěz.



Obr. 1.2 Zdvíž s plochými řemeny, [8]

1.4 NOSNÉ SLOUPY

Nosné sloupy mohou být navrženy z různých typů normovaných profilů, jako jsou například HEA, HEB nebo HEM profily. Dále může být využito uzavřených čtvercových profilů a dalších. Nosné sloupy nejen, že nesou hmotnost celé zdviže, ale slouží i jako vedení zdvihacího rámu.



2 CÍL PRÁCE

Cílem této diplomové práce je navrhnout zdviž na palety pro autosedačky, která bude schopna přepravovat břemeno (paletu s autosedačkami) o celkové hmotnosti 200 kg. Půdorysné rozměry přepravní palety jsou 1600×800 mm. Nosný element má být gumový pás a požadovaná výška zdvihu 6 metrů. Je nutné, aby plošinu zdviže tvořil válečkový dopravník, který bude v dolní poloze co nejnižší nad podlahou. Tento válečkový dopravník v horní a dolní poloze navazuje na fixní válečkové tratě, které mají dopravní rychlost $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Čas taktu těchto linek je 18 sekund, proto je nutné, aby i tato zdviž byla schopna tento čas dodržet.

Pro splnění všech cílů je dále nutné vypracovat:

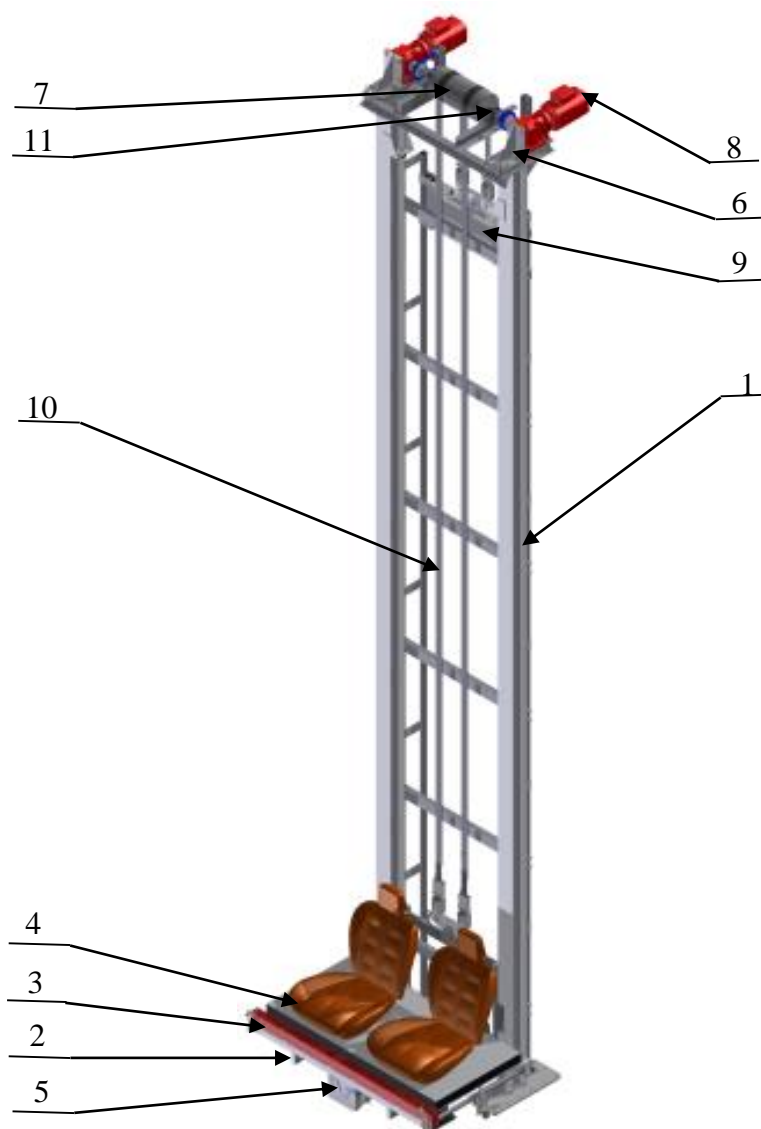
- 3D konstrukční řešení, včetně výpočtů životnosti důležitých částí,
- časový diagram funkce pro jeden takt,
- výrobní výkresovou dokumentaci ve 2D pro bubnový pohon a zdvihací rám,
- optimalizaci řešení z hlediska výrobních nákladů a energetické náročnosti při pohonu zdviže,
- přizpůsobení výroby s ohledem na výrobní prostředky v TMT,
- zpracování rizikové analýzy a podkladů pro vydání Prohlášení o shodě,
- zpracování FMEA analýzy.



3 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Navrhované konstrukční řešení je přímo vázáno na zadání, ve kterém je uvedena výška zdvihu, hmotnost břemene a čas taktu. Dále je zde požadavek na válečkovou trať, která spočívá na zdvihacím rámu a na volbu pohonů od firmy SEW-EURODRIVE.

Základem celé zdviže jsou nosné sloupce (1), které slouží i jako vedení zdvihacího rámu (2), na kterém je uchycena válečková trať (3) nesoucí paletu s autosedačkami (4). Pohon této tratě zajišťuje třífázový asynchronní elektromotor (5) od firmy SEW-EURODRIVE. Pohonná stanice zdviže, která je uchycena na vrchu nosných sloupů, je tvořena rámem (6), který nese buben (7) a dva elektromotory (8) SEW-EURODRIVE, z nichž je v provozu vždy jen jeden a druhý slouží jako záložní pro případ poruchy prvního pohonu. Pro odlehčení motoru je využito protizávaží (9) a jako tažný člen je dle zadání použit gumový pás (10). Buben je s pohonem spojen hřídelovou spojkou (11). Navrhovaná koncepce je zřetelná z obr. 3.1.



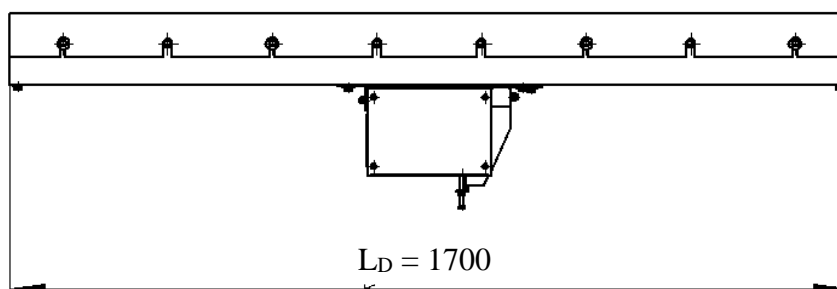
Obr. 3.1 Konstrukční návrh zdviže



4 HLAVNÍ ROZMĚRY VÁLEČKOVÉHO DOPRAVNÍKU

4.1 DÉLKA

Délka válečkového dopravníku je odvozena od délky přepravní palety. Tato paleta měří na délku $L_P = 1\,600$ mm. Proto je délka dopravníku zvolena $L_D = 1\,700$ mm.



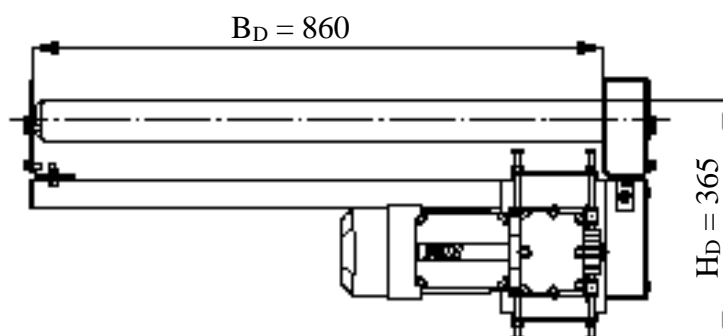
Obr. 4.1 Délka dopravníku L_D

4.2 ŠÍŘKA

Přepravovaná paleta měří na šířku $B_P = 800$ mm. Šíře dopravníku je zvolena tak, aby byla na bocích palety vůle 30 mm. Z toho vyplývá, že šířka válečkové tratě je $B_D = 860$ mm.

4.3 VÝŠKA

Výška vyplývá z konstrukčního návrhu válečkového dopravníku a ta je rovna $H_D = 365$ mm.



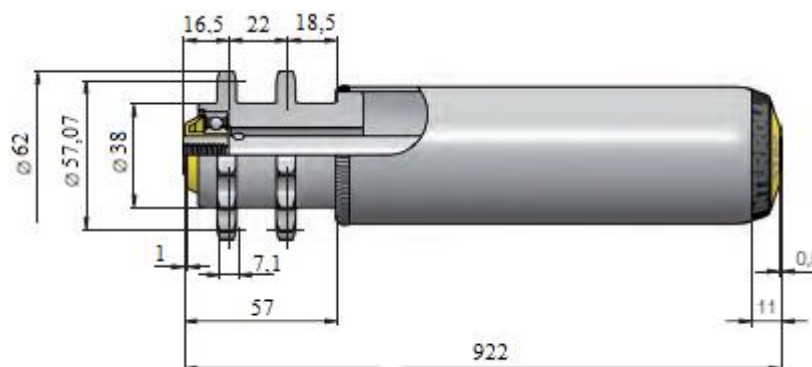
Obr. 4.2 Šířka B_D a výška H_D dopravníku



5 VOLBA VÁLEČKŮ

Zdroj [24]

Pro tento konstrukční návrh jsou voleny válečky od firmy Interroll série 3500. Jde o pevně poháněné válečky s ocelovým pláštěm a ocelovou hlavou se dvěma řetězovými koly se 14 zuby pro řetěz 08 B-1. Používají se pro přepravu středně těžkého materiálu. Jejich předností je zvláště tichý chod. Pohon jednotlivých válečků je zvolen způsobem „cik-cak“, který zajistí, že každý váleček je poháněn bez prokluzu a je na něj přenášén stálý výkon o stálém převodovém čísle. Zvolený váleček je znázorněn v částečném řezu na obr. 5.1.



Obr. 5.1 Váleček Interroll 3500 [24]

5.1 PARAMETRY VÁLEČKU

Tab. 5.1 Parametry válečku 3500, [24]

Montážní délka	$l_v = 0,922 \text{ m}$
Průměr válečku	$D_v = 0,060 \text{ m}$
Tloušťka stěny	$s_v = 0,0015 \text{ m}$
Průměr osy	$D_o = 0,014 \text{ m}$
Závit v ose válečku	M8×15
Řetězová hlava	pro řetěz 08 B1
Počet zubů řetězového kola	$z_2 = 14$
Ložiska	6002 2RZ
Maximální zatížení	$F_{V_{\max}} = 2000 \text{ N}$

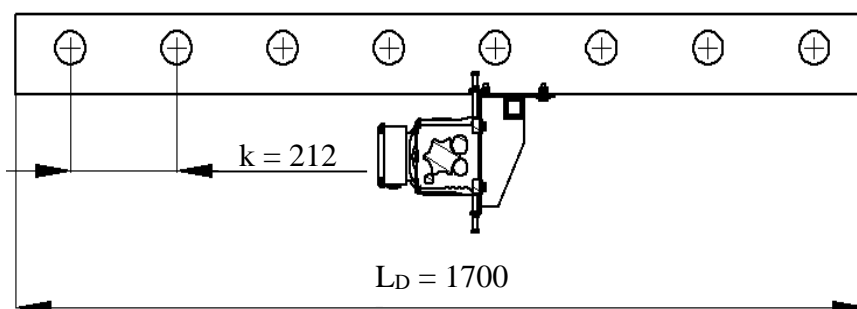
6 VÝPOČET VÁLEČKOVÉHO DOPRAVNÍKU

6.1 MNOŽSTVÍ VÁLEČKŮ

Pro danou délku válečkové tratě $L_D = 1\,700$ mm je zvolen počet válečků $n_v = 8$.

6.2 ROZTEČ VÁLEČKŮ

Z konstrukčního návrhu vyplývá rozteč mezi válečky $k = 212$ mm. Při dopravě vzhůru paleta spočívá na všech těchto válečcích, které jsou pro vodorovnou přepravu poháněny.



Obr. 6.1 Rozteč mezi válečky

6.3 OTÁČKY VÁLEČKŮ

Otáčky válečků se počítají ze známých vzorců pro obvodovou a úhlovou rychlost. Za obvodovou rychlost je dosazena rychlost dopravní. Ta je dle požadavků společnosti T M T spol. s r.o. (dále jen TMT) $v_p = 0,5$ m·s⁻¹.

Obvodová rychlost válečku:

$$v_p = \omega_v \cdot \frac{D_v}{2} \quad (6.1)$$

Úhlová rychlost válečku:

$$\omega_v = 2\pi \cdot n \quad (6.2)$$

Dosazením úhlové rychlosti do obvodové rychlosti válečku a drobnou úpravou je získán vzorec pro otáčky válečku.

$$n = \frac{v_p}{\pi \cdot D_v} \quad (6.3)$$

$$n = \frac{0,5}{\pi \cdot 0,06} = 2,653 \text{ s}^{-1} \Rightarrow 159,15 \text{ min}^{-1}$$



$$n = 160 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

v_p	[m·s ⁻¹]	- dopravní rychlost palety, dle zadání
ω_v	[rad·s ⁻¹]	- úhlová rychlost válečku
D_v	[m]	- průměr válečku, [24]

6.4 ZATÍŽENÍ JEDNOHO VÁLEČKU

Přepřavovaná paleta včetně autosedaček má hmotnost $m_p = 200$ kg. Je předpokládáno, že tato hmotnost bude rovnoměrně rozložena na všechny válečky.

$$q_v = \frac{m_p}{n_v} \quad (6.4)$$

$$q_v = \frac{200}{8} = 25 \text{ kg}$$

$$q_v = 25 \text{ kg}$$

Kde:

m_p	[kg]	- hmotnost palety včetně autosedaček, dle zadání
n_v	[ks]	- počet válečků, dle konstrukční návrh

6.5 ODPORY PŮSOBÍCÍ NA JEDEN VÁLEČEK

Při dopravě jsou na válečku předpokládány tyto odpory: složka vlastní tíhy předmětu, odpor vlivem valivého a čepového tření a odpor vlivem montážních a výrobních nepřesností.

6.5.1 SLOŽKA VLASTNÍ TÍHY PŘEDMĚTU

Zdroj [5]

$$W_1 = \pm q_v \cdot g \cdot \sin(\beta) \quad (6.5)$$

$$W_1 = 25 \cdot 9,81 \cdot \sin(0) = 0 \text{ N}$$

$$W_1 = 0 \text{ N}$$



Kde:

q_v	[kg]	- zatížení jednoho válečku, rovnice (6.4)
g	[m·s ⁻²]	- tíhové zrychlení země
β	[°]	- úhel sklonu tratě, trať je vodorovná

6.5.2 ODPOR VLIVEM VALIVÉHO A ČEPOVÉHO TŘENÍ

Zdroj [5]

$$W_2 = q_v \cdot g \cdot \cos(\beta) \cdot \frac{e_p + f_{\check{c}} \cdot r_{\check{c}}}{R_v} + m_{r_{\check{c}}} \cdot g \cdot \frac{f_{\check{c}} \cdot r_{\check{c}}}{R_v} \quad (6.6)$$

$$W_2 = 25 \cdot 9,81 \cdot \cos(0) \cdot \frac{0,002 + 0,05 \cdot 0,007}{0,03} + 2,5 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,05 \cdot 0,007}{0,03} = 19,497 \text{ N}$$

$$W_2 = 19,5 \text{ N}$$

Kde:

e_p	[m]	- rameno valivého odporu pro polymer na oceli, [11]
$f_{\check{c}}$	[-]	- součinitel čepového tření-ekvivalent pro valivá ložiska, [30]
$r_{\check{c}}$	[m]	- poloměr osy válečku, [24]
R_v	[m]	- poloměr válečku, [24]
$m_{r_{\check{c}}}$	[kg]	- hmotnost rotujících částí válečku, Autodesk Inventor 2013

6.5.3 ODPOR VLIVEM VÝROBNÍCH A MONTÁŽNÍCH NEPŘESNOSTÍ

Zdroj [5]

Tento odpor nelze matematicky přesně vyjádřit, proto se uvádí jako 0,5 % normálového zatížení válečku.

$$W_3 = 0,005 \cdot q_v \cdot g \cdot \cos(\beta) \quad (6.7)$$

$$W_3 = 0,005 \cdot 25 \cdot 9,81 \cdot \cos(0) = 1,226 \text{ N}$$

$$W_3 = 1,2 \text{ N}$$



6.6 CELKOVÝ ODPOR PŮSOBÍCÍ NA JEDEN VÁLEČEK

Zdroj [5]

$$W = W_1 + W_2 + W_3 \quad (6.8)$$

$$W = 0 + 19,5 + 1,2 = 20,7 \text{ N}$$

$$W = 21 \text{ N}$$

Kde:

W_1 [N] - složka vlastní tíhy předmětu, rovnice (6.5)

W_2 [N] - odpor vlivem valivého a čepového tření, rovnice (6.6)

W_3 [N] - odpor vlivem montážních a výrobních nepřesností, rovnice (6.7)

6.7 SÍLA PŘENÁŠENÁ NA PŘEDMĚT SMYKOVÝM TŘENÍM

Přepravovaná paleta má na spodní straně polyethylenové plochy, které jsou v kontaktu s ocelovými válečky. Proto je ve výpočtu využít součinitel tření mezi ocelí a polyetylenem.

Zdroj [5]

$$F_s = m_p \cdot g \cdot f \cdot \cos(\beta) \quad (6.9)$$

$$F_s = 200 \cdot 9,81 \cdot 0,2 \cdot 1 = 392,4 \text{ N}$$

$$F_s = 392 \text{ N}$$

Kde:

f [-] - součinitel tření ocel - polyetylen, [19]

6.8 PODMÍNKA POHYBU PALETY BEZ PROKLUZU VÁLEČKŮ

Zdroj [5]

Síla přenášená na předmět smykovým třením musí být větší než součet všech odporů působících na váleček.

$$F_s \geq W \quad (6.10)$$



$$392 \text{ N} > 21 \text{ N}$$

Podmínka ze vzorce (6.10) je splněna.

Kde:

F_s	[N]	- síla přenášená na předmět smykovým třením, rovnice (6.9)
W	[N]	- celkový odpor působící na jeden váleček, rovnice (6.8)

6.9 POTŘEBNÝ VÝKON PRO ROVNOMĚRNÝ POHYB PŘEDMĚTU

Zdroj [5]

$$P = \left(n_{vp} \cdot q_v \cdot g \cdot \left[\sin(\beta) + \cos(\beta) \cdot \left(\frac{e + f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R_v} + 0,005 \right) \right] + m_{r_{\xi}} \cdot n_v \cdot g \cdot \frac{f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R_v} \right) \cdot \frac{v_d}{1000 \cdot \eta} \quad (6.11)$$

$$P = \left(8 \cdot 25 \cdot 9,81 \cdot \left[\sin(0) + \cos(0) \cdot \left(\frac{0,002 + 0,05 \cdot 0,007}{0,03} + 0,005 \right) \right] + 2,5 \cdot \right. \\ \left. \cdot 8 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,05 \cdot 0,007}{0,03} \right) \cdot \frac{0,5}{1000 \cdot 0,9} = 0,092 \text{ kW}$$

$$P = 0,1 \text{ kW}$$

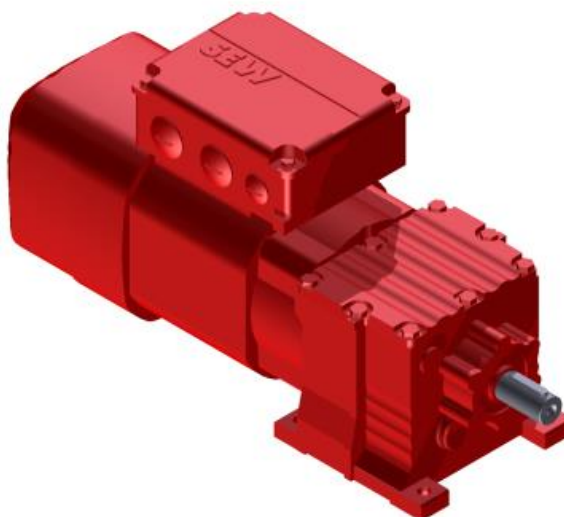
Kde:

n_{vp}	[ks]	- počet válečků pod paletou, dle konstrukčního návrhu $n_{vp} = n_v$
η	[-]	- účinnost mechanického převodu řetězem, zvoleno



7 NÁVRH POHONU DOPRAVNÍKU

Dle požadavků společnosti TMT je jako pohon dopravníku volen převodový motor SEW-EURODRIVE. Tyto převodové motory jsou tvořeny třífázovým asynchronním motorem, převodovkou s čelním ozubením a brzdou. Předběžně je zvolen převodový motor s označením R17DRS71S4MB05.



Obr. 7.1 Převodový motor SEW R17DRS71S4MB05

7.1 PARAMETRY POHONU DOPRAVNÍKU

Tab. 7.1 Parametry převodového motoru R17DRS71S4MB05, [35,36]

Výkon	$P_p = 0,37 \text{ kW}$
Výstupní otáčky pohonu	$n_p = 160 \text{ min}^{-1}$
Výstupní moment	$M_p = 22 \text{ Nm}$
Převodový poměr	$i_p = 8,63$
Hmotnost	$m = 11 \text{ kg}$
Otáčky elektromotoru	$n_m = 1380 \text{ min}^{-1}$
Poměrný záběrný moment	$M_A/M_n = 1,8$
Moment brzdy	$M_b = 3,5 \text{ Nm}$



7.2 KONTROLA POHONU

7.2.1 ČAS ROZBĚHU PALETY

Zdroj [5]

$$t_s = \frac{v_d}{\frac{n_p}{n_b} \cdot g \cdot \left[\cos(\alpha) \cdot \left(f - \frac{2 \cdot e}{D_v} \right) - \frac{n_b}{n_p} \cdot \sin(\alpha) \right]} \quad (7.1)$$

$$t_s = \frac{0,5}{\frac{8}{8} \cdot 9,81 \cdot \left[\cos(0) \cdot \left(0,2 - \frac{2 \cdot 0,002}{0,06} \right) - \frac{8}{8} \cdot \sin(0) \right]} = 0,382 \text{ s}$$

$$t_s = 0,38 \text{ s}$$

Kde:

n_b [ks] - počet poháněných válečků pod předmětem, konstrukční návrh

7.2.2 CELKOVÝ PŘEVOD

Zdroj [5]

Jde o poměr otáček zvoleného elektromotoru k otáčkám válečku, vypočteným v rovnici (6.3).

$$i_c = \frac{n_m}{n} \quad (7.2)$$

$$i_c = \frac{1380}{160} = 8,623$$

$$i_c = 8,63$$

Kde:

n_m [min^{-1}] - otáčky elektromotoru, tab. 2

n [min^{-1}] - otáčky válečků, rovnice (6.3)



7.2.3 SETRVAČNÝ MOMENT PLÁŠTĚ VÁLEČKU

Zdroj [5]

$$J_v = m_{rč} \cdot R_s^2 = m_{rč} \cdot \left(\frac{D_v - s_v}{2} \right)^2 \quad (7.3)$$

$$J_v = 2,5 \cdot \left(\frac{0,06 - 0,0015}{2} \right)^2 = 2,139 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_v = 2,14 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Kde:

R_s [m] - střední poloměr pláště válečku
 s_v [m] - tloušťka stěny válečku, [24]

7.2.4 ÚHLOVÉ ZRYCHLENÍ VÁLEČKU

Zdroj [5]

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot v_d}{t_s \cdot D_v} \quad (7.4)$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot 0,5}{0,38 \cdot 0,06} = 43,859 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\varepsilon = 43,9 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

Kde:

t_s [s] - čas rozběhu palety, rovnice (7.1)

7.2.5 TŘECÍ MOMENT

Zdroj [5]

$$M_t = n_v \cdot q_v \cdot g \cdot \cos(\beta) \cdot f \cdot \frac{R_v}{i_c \cdot \eta} \quad (7.5)$$

$$M_t = 8 \cdot 25 \cdot 9,81 \cdot \cos(0) \cdot 0,2 \cdot \frac{0,03}{8,63 \cdot 0,9} = 1,516 \text{ Nm}$$

$$M_t = 1,52 \text{ Nm}$$



Kde:

i_c [-] - celkový převod, rovnice (7.2)

7.2.6 MOMENT ZRYCHLUJÍCÍCH SIL PŘÍMOČARÝCH HMOT

Zdroj [5]

$$M_{zp} = m_p \cdot \frac{v_d \cdot R_v}{t_s \cdot i_c \cdot \eta} \quad (7.6)$$

$$M_{zp} = 200 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,03}{0,38 \cdot 8,63 \cdot 0,9} = 1,016 \text{ Nm}$$

$$M_{zp} = 1,02 \text{ Nm}$$

7.2.7 MOMENT ZRYCHLUJÍCÍCH SIL ROTUJÍCÍCH HMOT

Zdroj [5]

$$M_{zr} = n_v \cdot J_v \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{i_c \cdot \eta} \quad (7.7)$$

$$M_{zr} = 8 \cdot 2,14 \cdot 10^{-3} \cdot 43,9 \cdot \frac{1}{8,63 \cdot 0,9} = 0,097$$

$$M_{zr} = 0,1 \text{ Nm}$$

Kde:

J_v [kg·m²] - setrvačný moment pláště válečku, rovnice (7.3)

ε [rad·s⁻²] - úhlové zrychlení válečků, rovnice (7.4)

7.2.8 MOMENT OD STÁLÝCH ODPORŮ

Zdroj [5]

$$M_{od} = \frac{60 \cdot P \cdot 1000}{2\pi \cdot n_m} \quad (7.8)$$

$$M_{od} = \frac{60 \cdot 0,01 \cdot 1000}{2\pi \cdot 1380} = 0,693 \text{ Nm}$$

$$M_{od} = 0,7 \text{ Nm}$$



Kde:

P [kW] - potřebný výkon pro rovnoměrný pohyb předmětu, rovnice (6.11)

7.2.9 MOMENT NA HŘÍDELI ELEKTROMOTORU PŘI ROZBĚHU

Zdroj [5]

$$M_m = \frac{M_A}{M_n} \cdot \frac{60 \cdot P_p}{2\pi \cdot n_m} \quad (7.9)$$

$$M_m = 1,8 \cdot \frac{60 \cdot 370}{2\pi \cdot 1380} = 4,609 \text{ Nm}$$

$$M_m = 4,6 \text{ Nm}$$

Kde:

P_p [W] - výkon zvoleného pohonu, [35]

$\frac{M_A}{M_n}$ [-] - poměrný záběrný moment elektromotoru, [35]

7.2.10 ROZBĚHOVÝ MOMENT REDUKOVANÝ NA HŘÍDELI

Zdroj [5]

Jde o součet vypočítaných momentů z rovnice (7.5) až (7.8).

$$M_{roz} = M_t + M_{zp} + M_{zr} + M_{od} \quad (7.10)$$

$$M_{roz} = 1,52 + 1,02 + 0,1 + 0,7 = 3,34 \text{ Nm}$$

$$M_{roz} = 3,4 \text{ Nm}$$

Kde:

M_t [Nm] - třecí moment, rovnice (7.5)

M_{zp} [Nm] - moment zrychlujících sil přímočarých hmot, rovnice (7.6)

M_{zr} [Nm] - moment zrychlujících sil rotačních hmot, rovnice (7.7)

M_{od} [Nm] - moment od stálých odporů, rovnice (7.8)



7.3 VYHODNOCENÍ POHONU DOPRAVNÍKU

Aby byl zvolený pohon vhodný pro pohon navrženého dopravníku, musí být rozběhový moment elektromotoru větší než rozběhový moment redukováný na hřídeli elektromotoru.

$$M_m > M_{roz} \quad (7.11)$$

$$4,6 > 3,4$$

Z nerovnice (7.11) vyplývá, že zvolený pohon je vyhovující.

Kde:

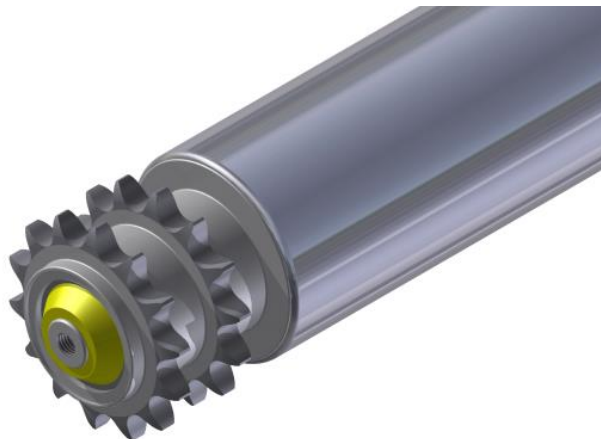
M_m [Nm] - moment na hřídeli elektromotoru při rozběhu, rovnice (7.9)

M_{roz} [Nm] - rozběhový moment redukováný na hřídeli, rovnice (7.10)



8 ŘETĚZOVÝ PŘEVOD

Zvolené válečky jsou osazeny hlavou s dvěma řetězovými koly pro řetěz 08 B1. Od tohoto faktu je odvozena volba řetězu. Pro pohon válečků je zvolen jednořadý válečkový řetěz 08 B1.



Obr. 8.1 Řetězová hlava válečku

8.1 HNACÍ ŘETĚZOVÉ KOLO

Zdroj [23]

Aby byl dodržen převodový poměr mezi otáčkami motoru a válečků (převodový poměr je roven jedné), musí mít hnací řetězové kolo také 14 zubů jako řetězové kolo válečku. Proto je vybrán pastorek Systém BEA 1/2'' × 5/16'' od firmy Haberkorn. Jde o řetězové kolo, které je připravené k okamžité montáži. Je opatřeno hotovým otvorem $\varnothing 20$ mm a nábojem se dvěma otvory pro stavěcí šrouby M5. Dále má toto řetězové kolo indukčně zakalené zuby na hodnotu HRC 50, což prodlužuje jejich životnost.

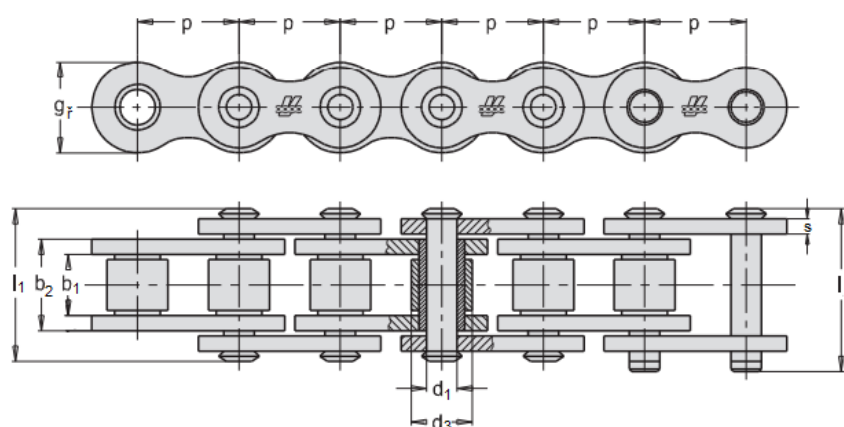


Obr. 8.2 Hnací řetězové kolo



8.2 PARAMETRY ŘETĚZU

Na obr. 8.3 je zobrazeno schéma válečkového řetězu se zakótovanými rozměry.



Obr. 8.3 Válečkový řetěz, [33]

Tab. 8.1 Parametry řetězu 08 B-1 [33]

Rozteč řetězu	$p = 12,70 \text{ mm}$
Vnitřní šířka řetězu	$b_1 = 7,55 \text{ mm}$
Šířka vnitřního článku	$b_2 = 11,45 \text{ mm}$
Průměr čepu řetězu	$d_1 = 4,45 \text{ mm}$
Průměr válečku řetězu	$d_3 = 8,51 \text{ mm}$
Délka čepu řetězu	$l_1 = 17 \text{ mm}$
Délka čepu spojovacího článku	$l_2 = 20,90 \text{ mm}$
Tloušťka desky	$s = 1,60 \text{ mm}$
Výška desky	$g_r = 11,80 \text{ mm}$
Síla při přetržení	$F_{pt} = 18 \text{ kN}$
Plocha kloubu	$A = 50 \text{ mm}^2$
Hmotnost jednoho metru délky	$Q = 0,69 \text{ kg}$

8.2.1 POČET ČLÁNKŮ ŘETĚZU MEZI MOTOREM A VÁLEČKY

Počet článků tohoto řetězu včetně spojky je 66, dle Inventor 2013. Hmotnost tohoto řetězu je 0,63kg.



8.2.2 POČET ČLÁNKŮ ŘETĚZU MEZI VÁLEČKY

Počet článků řetězu mezi válečky Interroll je, dle Inventor 2013, 48 článků včetně spojky řetězu. Hmotnost jedné této řetězové smyčky je 0,45 kg.

8.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA ŘETĚZU

8.3.1 OBVODOVÁ RYCHLOST HNACÍHO ŘETĚZOVÉHO KOLA

Zdroj [34]

$$v_{\dot{r}} = \frac{\pi \cdot D_{t1} \cdot n_p}{60 \cdot 1000} \quad (8.1)$$

$$v_{\dot{r}} = \frac{\pi \cdot 57,07 \cdot 160}{60 \cdot 1000} = 0,478 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_{\dot{r}} = 0,48 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

D_{t1} [mm] - průměr roztečné kružnice hnacího řetězového kola, [23]

8.3.2 OBVODOVÁ SÍLA

Zdroj [34]

$$F_o = \frac{P_p}{v_{\dot{r}}} \quad (8.2)$$

$$F_o = \frac{370}{0,48} = 770,833 \text{ N}$$

$$F_o = 771 \text{ N}$$

Kde:

$v_{\dot{r}}$ [m.s⁻¹] - obvodová rychlost hnacího řetězového kola, rovnice (8.1)



8.3.3 KONTROLA PROTI PŘETRŽENÍ - STATICKÁ BEZPEČNOST

Zdroj [34]

$$K_s = \frac{F_{pt} \cdot 1000}{F_o} \geq 7 \quad (8.3)$$

$$K_s = \frac{18 \cdot 1000}{771} = 23,35$$

$$K_s = 23,4$$

23,4 > 7 Podmínka splněna.

Kde:

F_{pt} [N] - síla při přetržení, [33]
 F_o [N] - obvodová síla, rovnice (8.2)

8.3.4 KONTROLA PROTI PŘETRŽENÍ - DYNAMICKÁ BEZPEČNOST

Zdroj [34]

$$K_D = \frac{F_{pt} \cdot 1000}{F_o \cdot Y} \geq 5 \quad (8.4)$$

$$K_D = \frac{18 \cdot 1000}{771 \cdot 2} = 11,67$$

$$K_D = 11,7$$

11,7 > 5 Podmínka splněna.

Kde:

Y [-] - činitel rázů, zdroj [34]

8.3.5 STANOVENÍ DOVOLENÉHO TLAKU V KLOUBECH ŘETĚZU

Zdroj [34]

$$p_D = p_i \cdot I_1 \cdot I_2 \quad (8.5)$$

$$p_D = 27,44 \cdot 0,5 \cdot 1 = 16,464 \text{ MPa}$$



$$p_D = 16,5 \text{ MPa}$$

Kde:

p_i	[MPa]	- měrný tlak při ideálních podmínkách, zdroj [34]
I_1	[-]	- součinitel tření v řetězu, zdroj [34]
I_2	[-]	- součinitel mazání řetězu, zdroj [34]

8.3.6 VÝPOČTOVÝ TLAK

Zdroj [34]

$$p_v = \frac{F_o}{A} \quad (8.6)$$

$$p_v = \frac{771}{50} = 15,42 \text{ MPa}$$

$$p_v = 15,4 \text{ MPa}$$

Kde:

A	[mm ²]	- plocha kloubu řetězu, zdroj [33]
-----	--------------------	------------------------------------

8.4 VYHODNOCENÍ ŘETĚZU

$$p_v < p_D \quad (8.7)$$
$$15,4 < 16,5$$

Kde:

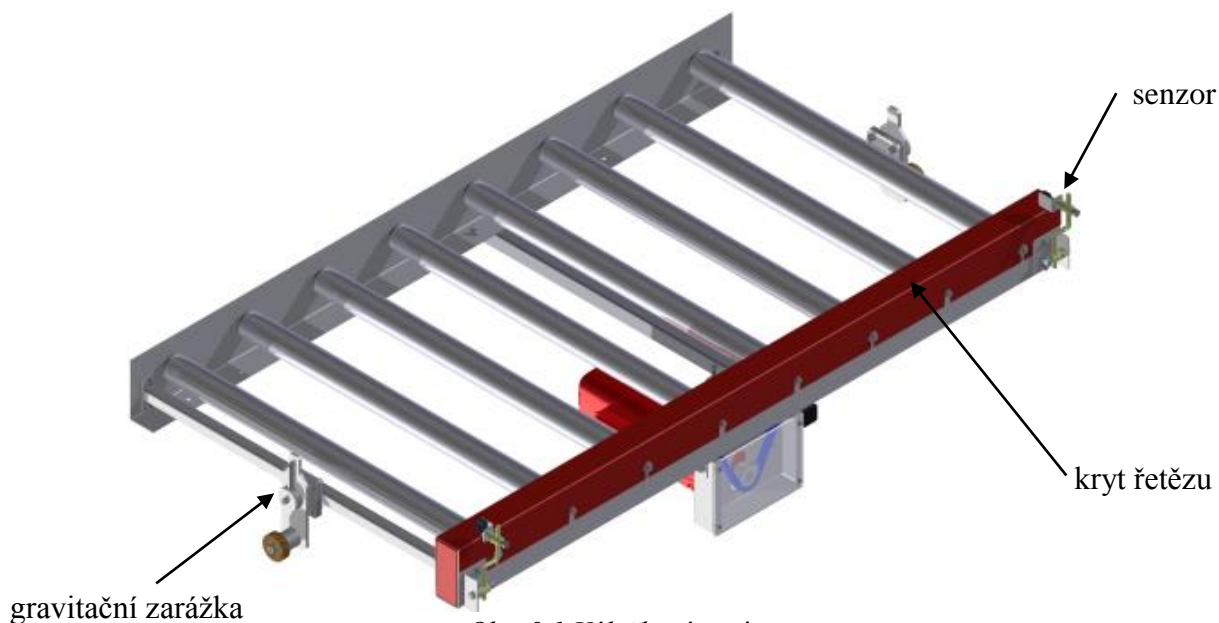
p_v	[MPa]	- výpočtový tlak, rovnice (8.6)
p_D	[MPa]	- dovolený tlak v kloubech řetězu, rovnice (8.5)

Zvolený válečkový řetěz 08 B-1 je vyhovující jak z hlediska statické a dynamické bezpečnosti, tak i z hlediska dovoleného tlaku v kloubech řetězu, jak je patrné z nerovnice (8.7).



9 KONSTRUKCE VÁLEČKOVÉ TRATI

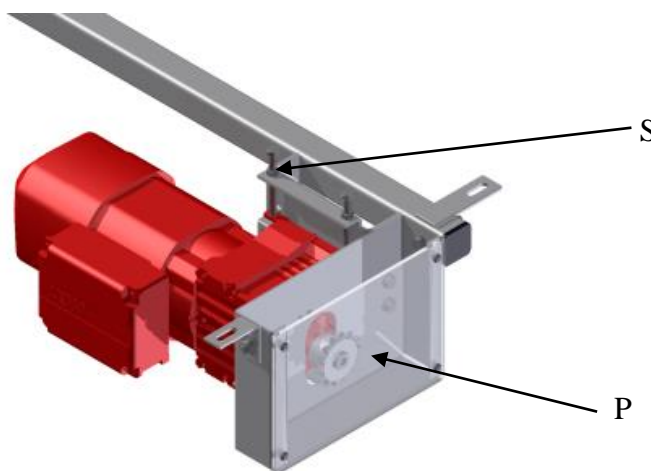
Bočnice válečkové trati jsou navrženy z ohnutého plechu S235JRG2 (1.0038) tloušťky 3 mm. K těmto bočnicím jsou přichyceny válečky, kryty řetězu a pohon. Délka jsou z obrázku patrné gravitační zarážky, které brání pádu palety z dopravníku během vertikální dopravy a senzory. Koncepte válečkové trati je zobrazena na obr 9.1. Její celková hmotnost je dle Inventor 2013 $m_{tr} = 85 \text{ kg}$.



Obr. 9.1 Válečková trať

9.1 NAPÍNÁNÍ ŘETĚZU

Řetěz, který vede od pohonu k válečkům, lze napínat, a to tak, že se celý pohon posune dolů při potřebě napnout řetěz, nebo nahoru při povolování řetězu. Tento pohyb se vykonává otáčením stavěcích šroubů na držáku pohonu, které jsou shora i zespoda. Napnutí řetězu lze vizuálně kontrolovat přes průhledové okénko na krytu řetězu.



Obr. 9.2 Napínání řetězu, S-stavěcí šrouby, P-průhledové okénko

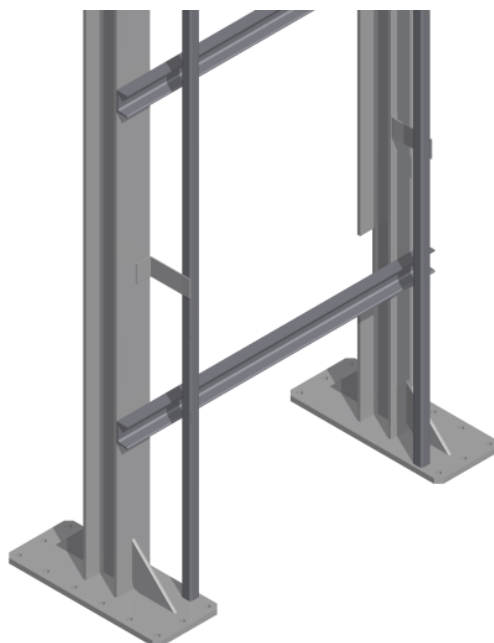


10 KONSTRUKČNÍ NÁVRH PALETOVÉ ZDVIŽE

V následujících kapitolách, popř. podkapitolách jsou uvedeny jednotlivé konstrukční celky samotného zdvihacího zařízení a jejich popis.

10.1 NOSNÉ SLOUPY

Sloupy jsou navrženy jako nosný prvek pohonu zdviže a ostatních komponent i jako vedení zdvihacího rámu. Jsou navrženy z profilu HEB 140, DIN 1025-2 z materiálu S235JR (1.0038) a vybrány ze sortimentu Feron. Tyto sloupy jsou navzájem spojeny příčnicí z profilu U 80, DIN 1026-1 z materiálu S235JR (1.0038). Jejich součástí je i vedení protizávaží. Tento celek je pomocí přivařených patek přikotven k podlaze mechanickými kotvami.



Obr. 10.1 HEB profil s kotevní deskou a vedením protizávaží

10.2 ZDVIHACÍ RÁM

Zdvihací rám je zhotoven jako svarek z materiálu S235JRH (1.0039). Hlavní nosné prvky jsou z uzavřeného obdélníkového profilu 80×40×5 (horizontální profily) a 100×40×5 (vertikální profily) ČSN EN 10219 a jsou vybrány ze sortimentu Steelcentrum. Hmotnost tohoto zdvihacího rámu včetně vahadla je, dle Inventor 2013, $m_{zr} = 65$ kg.

Tento rám je zkonstruován tak, aby byl uzpůsoben pro svislý pohyb v nosných sloupech. Na zdvihacím rámu jsou dva typy pojezdových kladek. Velké, které jsou nosné a malé, které slouží jako vodící při svislém pohybu rámu v HEB profilech. Dalšími prvky jsou žebra, záslepky profilu, oka pro vahadlo a plošky pro gumové nárazníky.



Obr. 10.2 Zdvihací rám

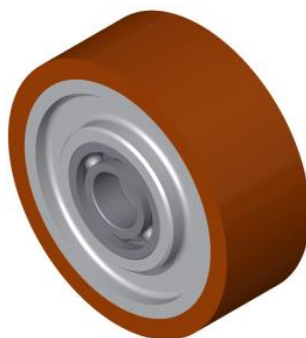
10.3 POJEZDOVÉ KLADKY

Jak lze vidět na obr. 10.2, jsou na zdvihacím rámu dva typy pojezdových kladek. S větším průměrem jsou kladky nosné, s menším jsou vodící.

10.3.1 NOSNÉ KLADKY

Zdroj [18]

Jde o kladky s litinovým tělem a polyuretanovým běhounem o poloměru $r_k = 0,050$ m, které slouží jako nosný element, přes který se přenáší zatížení zdvihacího rámu na nosné sloupy. Díky polyuretanovému povrchu tyto kladky tlumí případné rázy a nezanechávají za sebou stopy. Uloženy jsou přes kuličkové ložisko a jejich maximální zatížení je 2900 N.



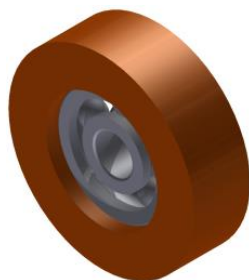
Obr. 10.3 Nosná kladka



10.3.2 VODÍCI Kladka

Zdroj [29]

Tyto kladky s polyuretanovým běhounem a zalisovaným kuličkovým ložiskem slouží pro vedení zdvihacího rámu v nosných sloupech. Jejich poloměr je 0,025 m a maximální zatížení 450 N.



Obr. 10.4 Vodící kladka

10.4 BUBEN

Je zhotoven jako svarek. Plášť bubnu je z podélně svařované trubky EN 10219 o rozměru 219,1×4, vybrané ze sortimentu Feron. Jeho poloměr je tedy $r_b = 0,1095$ m. Čela bubnu jsou z plechu válcovaného za tepla, EN 10029-A-N tloušťky 10 mm a jsou k plášti bubnu přivařena. Skrz buben prochází hřídel, na kterou je přes hřídelovou spojku přenášen točivý moment od pohonu. Tato hřídel je s bubnem spojena svěrným, samostředícím hřídelovým spojením firmy Tollok s označením TLK 134, který je schopen, dle zdroje [46], přenést moment 1650 Nm. Hmotnost celého bubnového celku je $m_b = 30$ kg a moment setrvačnosti $J_b = 0,149$ kg·m², dle Inventor 2013.

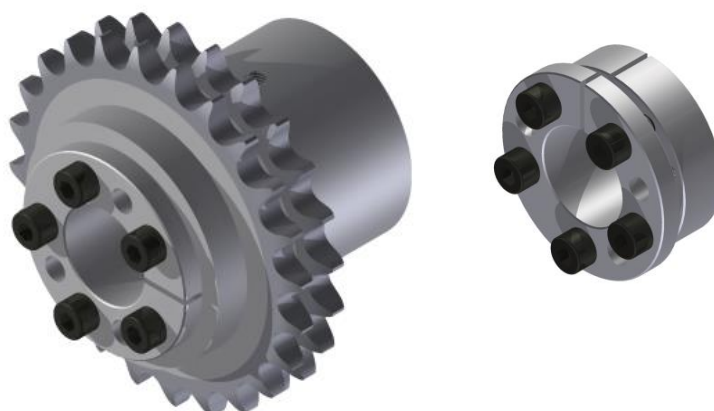


Obr. 10.5 Buben



10.5 SPOJKA BUBNU

Přes spojku, která je patrná na obr. 10.6 vlevo, je na buben přenášen točivý moment od pohonu. Tato spojka je navržena jako řetězové kolo pro dvouřadý řetěz 10B-2, kde jeden kotouč je na výstupní hřídeli pohonu a druhý na hřídeli bubnu. Spojení spojky nastane při opásání obou řetězových kol řetězem, při sejmutí řetězu je spojka rozepnutá. Uchycení řetězového kola na výstupní hřídeli pohonu zdviže je přes pero a drážku. Ustavení v požadované pozici zajišťují stavěcí šrouby. Na hřídeli bubnu o poloměru 35 mm je řetězové kolo uchyceno pomocí svěrného, samostředícího hřídelového spojení od firmy Tollok s označením TLK 134 30×65, který je schopen, dle zdroje [46], přenést moment 640 Nm. TLK 134 je zobrazen na obr. 10.6 vpravo.



Obr. 10.6 Hřídelová spojka (vpravo), tollok TLK 134 (vlevo)

10.6 LOŽISKO BUBNU

Buben je k rámu uchycen přes dva litinové ložiskové domky od firmy SKF s označením SY 40 TF. Hodnota 40 ukazuje hodnotu vnitřního průměru ložiska. Konstrukce domku umožňuje do jisté míry naklápění ložiska. Tento model je opatřen maznicí pro jeho mazání. Dle zdroje [40] je dynamická únosnost ložiska 30,7 kN a statická únosnost 19 kN. Zvolený ložiskový domek je patrný na obr. 10.7.

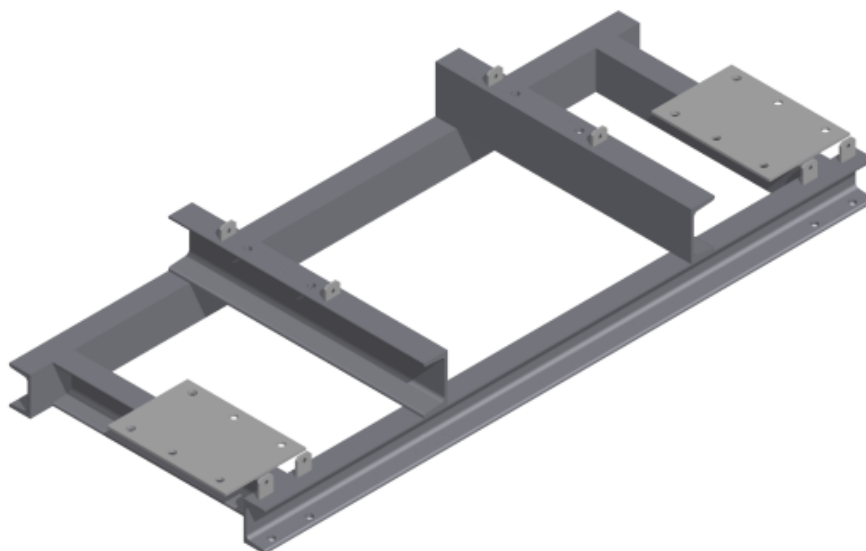


Obr. 10.7 Ložiskový domek SY 40 TF, [31]



10.7 RÁM POHONU

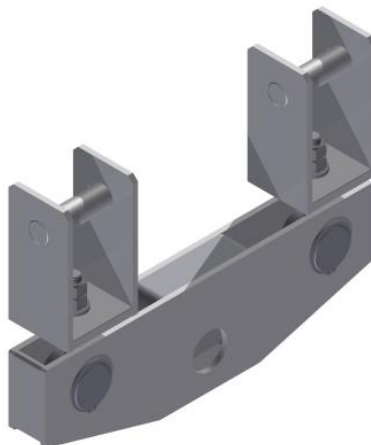
Jde o svarek, který se skládá z hlavního rámu z ocelových, za tepla válcovaných U profilů, DIN 1026-1, o jmenovitém rozměru 80 mm a za tepla válcovaných příčníků U 100, DIN 1026-1, které slouží pro upevnění bubnu. Tyto U profily jsou z materiálu S235JR (1.0038). Dále jsou zde navařeny terčíky pro stavěcí šrouby a dva plechy o tloušťce 5 mm pro uchycení pohonů zdviže. Tento rám je k nosným sloupům přišroubován osmi šrouby. Celková hmotnost tohoto celku je $m_r = 45$ kg.



Obr. 10.8 Rám pohonu

10.8 VAHADLO

Vahadlo slouží ke spojení zdvihacího rámu s tažnými členy. Toto zařízení také umožňuje vyrovnávat případné nestejně délky zdvihacího orgánu nebo mírné náklony zdvihacího rámu při nakládání nebo vykládání palety. Spojení vahadla s rámem je realizováno přes čep o průměru 35mm. Držáky pásu jsou k vahadlu připevněny přes závitovou tyč M14, která prochází skrz krajní čepy, které jsou opatřeny dírou pro danou závitovou tyč. Toto vahadlo je použito i na protizávaží.

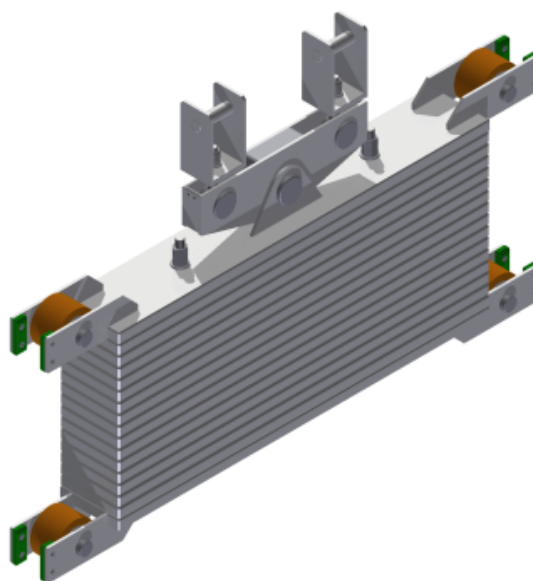


Obr. 10.9 Vahadlo



10.9 PROTIZÁVAŽÍ

Protizávaží má za úkol při pracovním zdvihu odlehčit pohon tak, aby nebyl zapotřebí vysoký točivý moment a výkon motoru. Protizávaží by mělo být navrženo tak, aby vyvažovalo celou hmotnost zvedacího rámu, celou hmotnost válečkové trati spočívající na zdvihacím rámu a 40 až 50 procent hmotnosti přepravovaného břemene [4]. Konstrukční návrh je takový, že je protizávaží složeno ze sedmnácti ocelových plátů, které jsou sešroubovány do jednoho celku pomocí závitové tyče M14. Na spodním a vrchním plátu jsou navařeny držáky pro pojezdové válečky o průměru 80 mm od firmy Wicke a vodící kluzné lišty. Je zde i vahadlo, které plní stejnou funkci jako na zvedacím rámu.



Obr. 10.10 Protizávaží

10.9.1 TEORETICKÁ HMOTNOST PROTIZÁVAŽÍ

Hmotnost protizávaží je vypočtena tak, jak je popsáno v kapitole 10.9.

$$m_{prt} = m_{zr} + m_{tr} + m_p \cdot (0,4 \sim 0,5) \quad (10.1)$$

$$m_{prt} = 65 + 85 + 200 \cdot (0,4 \sim 0,5) = 230 \text{ až } 250 \text{ kg}$$

$$m_{prt} = 230 \text{ až } 250 \text{ kg}$$

Konstrukční návrh na obr. 10.10 vykazuje, dle Inventor 2013, hmotnost $m_{pr} = 245 \text{ kg}$.

Kde:

m_{zr} [kg] - hmotnost zvedacího rámu, kapitola (10.2)

m_{tr} [kg] - hmotnost válečkové trati, kapitola (9)



10.10 TAŽNÝ ČLEN

Dle požadavků TMT má být tažný člen gumový pás. Proto je vybrán plochý PU řemen Conti Polyflat od firmy CONTINENTAL CONTITECH s označením HP (zvýšená pevnost), šířkou $b = 55$ mm a délkou 8,5 m.

Jde o ploché řemeny, které jsou vyztužené ocelovými lanky. Hlavní výhody těchto řemenů jsou: vysoká pružnost a trakce, zvýšená únosnost, malé průměry řemenic, malé prodloužení při zatížení, klidný chod bez vibrací a hlučnosti, bezúdržbový provoz a vysoká odolnost proti vnějším vlivům [47].

Při návrhu zdviže je počítáno se dvěma těmito řemeny. Kdyby došlo během provozu k přetržení jednoho z těchto tažných členů, druhý zamezí volnému pádu zdvihaného břemene a protizávaží. Jeden řemen musí tedy být schopen přenést tažnou sílu od zvedané palety, válečkové tratě a zdvihacího rámu, která bude nejvyšší v momentě maximálního zrychlení. Tažná síla, jíž je řemen schopen přenést, je závislá na průměru řemenice (v tomto případě bubnu), přes kterou je ohýbán. Dle tabulky ze zdroje [47] má zvolený řemen HP při průměru bubnu 0,219 m tažnou sílu cca. 1800 N na 10 mm šířky řemenu, tzn. jeho maximální tažná síla je $F_{p \max} = 9900$ N. Celková hmotnost obou řemenů $m_{psc} = 4,2$ kg. Jestliže je zdvihací rám ve spodní stanici, tak hmotnost řemenů na délce, která odpovídá vzdálenosti mezi bubnem a zdvihacím rámem je $m_{ps} = 3,6$ kg. S touto hodnotou hmotnosti je počítáno v následujících kapitolách.



Obr. 10.11 PU plochý řemen, [17]

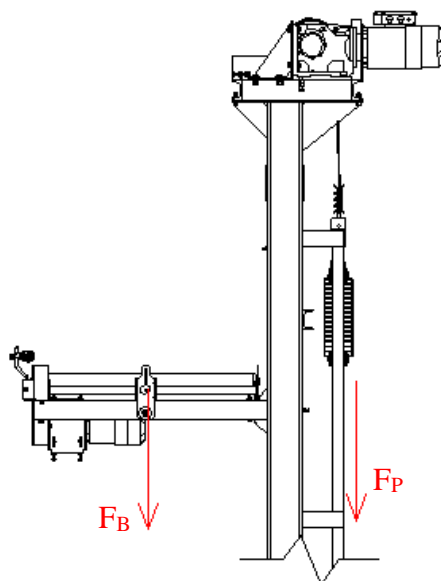
11 PŘEDBĚŽNÝ VÝKON POHONU ZDVIŽE

Dle požadavků TMT je nutné, aby byla zdviž opatřena dvěma pohony, a to z důvodu co nejkratší doby uvedení zdviže do provozu po nečekané poruše motoru. Celou zdviž pohání pouze jeden pohon, druhý slouží jako záložní. Převodový motor je spojen hřídelovou spojkou s hřídelí bubny, spojka na druhém pohonu je rozepnutá. Jestliže dojde k poruše motoru, spojka na tomto pohonu se rozepne a na druhém se spojí. Zdviž bude opět fungovat bez větších časových ztrát. Porušený pohon se jednoduše odejme a až to bude možné, vymění se za nový.

Předběžně je volen pohon pomocí výpočtu, který nezahrnuje dynamické účinky a pasivní odpory. Po této volbě je pohon zkontrolován, zdali bude možné dodržet čas jednoho taktu $t_t = 18\text{s}$.

11.1 ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY

Na navrhovaný pohon působí dvě základní zatížení. Jednak zatížení od zvedaného břemene a zatížení od protizávaží, což je vidět na obr. 11.1. Síla od zvedaného břemene F_B je součtem sil od dopravované palety F_p , válečkové trati F_{tr} a od zdvihacího rámu F_{zr} . Síla F_p je silou od protizávaží. Hmotnost zvedacího pásu je zanedbána.



Obr. 11.1 Síla od zvedaného (F_B) břemene a od protizávaží (F_P)

$$F_B = F_p + F_{tr} + F_{zr} + F_{ps} = (m_p + m_{tr} + m_{zr} + m_{ps}) \cdot g \quad (11.1)$$

$$F_B = (200 + 85 + 65) \cdot 9,81 = 3433,5 \text{ N}$$

$$F_B = 3434 \text{ N}$$

$$F_P = m_{pr} \cdot g \quad (11.2)$$



$$F_p = 245 \cdot 9,81 = 2403,45 \text{ N}$$

$$F_p = 2404 \text{ N}$$

Při absenci palety na zdvihacím rámu je síla F_B menší o její hmotnost tedy $F_{Bp} = 1423 \text{ N}$.

Kde:

m_{pr} [kg] - hmotnost protizávaží, kapitola (10.9.1)

11.2 PŘEDBĚŽNÝ VÝKON

Další výpočet využije vzorec pro výkon při translačním pohybu, tedy $P = F \cdot \dot{y}$. Za sílu F je dosazen rozdíl sil zvedaného břemene a protizávaží. Za rychlost \dot{y} , která je předběžně volena $1,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, je dosazen známý vzorec pro výpočet obvodové rychlosti z úhlové rychlosti a poloměru ($\dot{y} = \dot{\varphi} \cdot r$). Za úhlovou rychlost je dosazen opět známý vzorec ($\dot{\varphi} = 2\pi \cdot n$) a za r je dosazen poloměr bubnu. Tímto postupem je získána předběžná hodnota výstupních otáček převodovky a následně předběžný výkon.

$$\dot{y}_z = \dot{\varphi}_b \cdot r_b = 2\pi \cdot n_b \cdot r_b \Rightarrow n_b = \frac{\dot{y}_z}{2\pi \cdot r_b} \quad (11.3)$$

$$n_b = \frac{1,2}{2\pi \cdot r_b} = 1,74 \text{ s}^{-1}$$

$$n_b = 1,74 \text{ s}^{-1} \sim 105 \text{ min}^{-1}$$

$$P_z = (F_B - F_p) \cdot v_z = (F_B - F_p) \cdot \dot{\varphi}_b \cdot r_b = (F_B - F_p) \cdot 2\pi \cdot n_b \cdot r_b \quad (11.4)$$

$$P_z = (3434 - 2404) \cdot 2\pi \cdot \frac{105}{60} \cdot 0,1095 = 1240,14 \text{ W}$$

$$P_z = 1240 \text{ W} \Rightarrow 1,24 \text{ kW}$$

Kde:

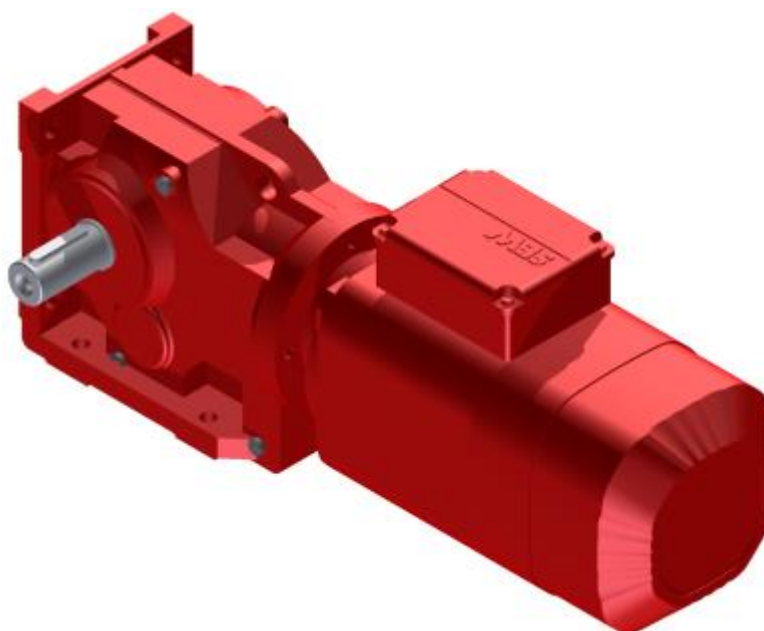
F_B	[N]	- síla od zvedaného břemene, rovnice (11.1)
F_p	[N]	- síla od protizávaží, rovnice (11.2)
$\dot{\varphi}_b$	[rad·s ⁻¹]	- úhlová rychlost bubnu
n_b	[s ⁻¹]	- otáčky bubnu, rovnice (11.3)
r_b	[m]	- poloměr bubnu, kapitola (10.4)



12 POHON ZDVIŽE

Dle výsledku z rovnic (11.3) a (11.4) jsou patné požadované výstupní otáčky převodovky 105 min^{-1} a potřebný výkon $1,24 \text{ kW}$. Dle zadavatele je požadavek na pohon od firmy SEW-EURODRIVE. V katalogu pohonů této firmy jsou nabízeny pohony s výkony $1,5 \text{ kW}$. Motor musí ale navíc překonávat setrvačné síly, setrvačné momenty a pasivní odpory, které do předběžného výpočtu zahrnuty nebyly.

SEW-EURODRIVE nabízí kompletní převodové pohony, které jsou zkompletovány z asynchronního elektromotoru, převodové skříně a případně i brzdy. Z jejich nabídky je vybrán převodový motor s označením K57DRS90L4BE2. Elektromotor disponuje výkonem $2,2 \text{ kW}$ a výstupní otáčky převodovky jsou 106 min^{-1} . Parametry tohoto pohonu jsou patné z tabulky 4.



Obr. 12.1 Pohon zdviže

12.1 PARAMETRY POHONU ZDVIŽE

Tab. 12.1 Parametry pohonu zdviže K57DRS90L4BE2 [35,37]

Výkon	$P_{pz} = 2\,200 \text{ W}$
Výstupní otáčky převodovky	$n_{pz} = 106 \text{ min}^{-1}$
Výstupní moment	$M_{pz} = 199 \text{ Nm}$
Převodový poměr	$i_{pz} = 13,25$



Hmotnost	$m_{pz} = 50 \text{ kg}$
Otáčky elektromotoru	$n_{mz} = 1400 \text{ min}^{-1}$
Poměrný záběrný moment	$MA/Mn_z = 2,5$
Moment elektromotoru	$Mz = 15 \text{ Nm}$
Moment brzdy	$M_{Bz} = 14 \text{ Nm}$
Moment setrvačnosti motoru	$J_{mz} = 0,00509 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Typ brzdy	BE2



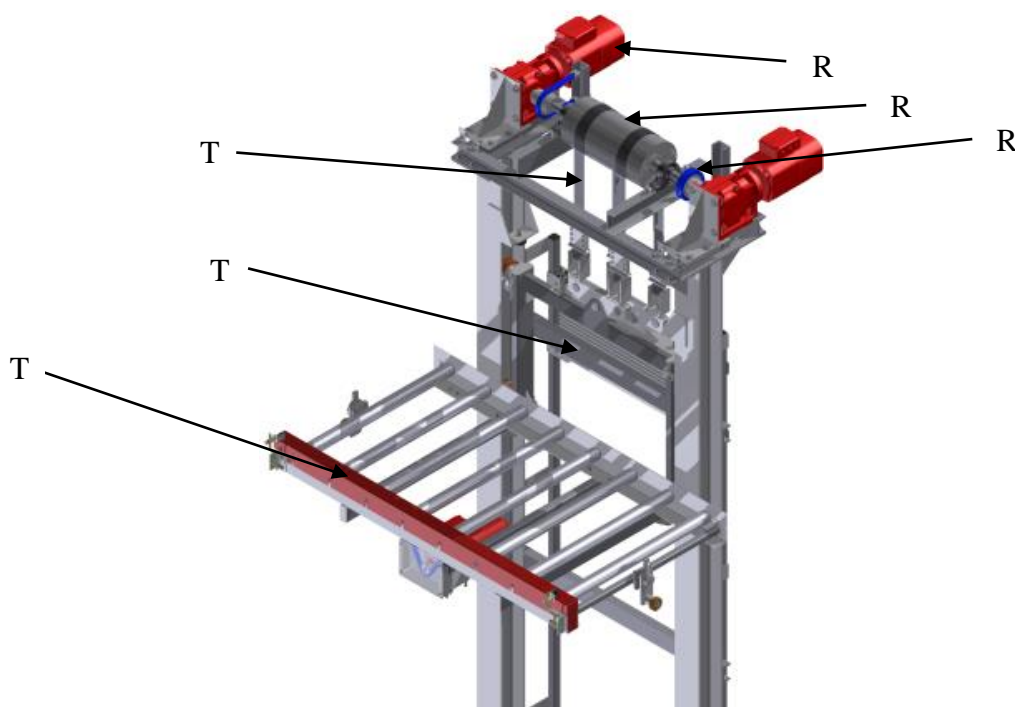
13 KONTROLA POHONU ZDVIŽE

Při kontrole pohonu je využito znalostí aplikované mechaniky pro výpočet redukovaného momentu setrvačnosti, ekvivalentního momentu na hřídeli elektromotoru a výsledného zrychlení při rozjezdu zdvihacího rámu.

13.1 URČENÍ REDUKOVANÉHO MOMENTU SETRVAČNOSTI

Jelikož jde v tomto výpočtu o kontrolu pohonu zdvihu, je počítán redukovaný moment setrvačnosti na hřídeli elektromotoru. K tomuto výpočtu jsou třeba znalosti z aplikované mechaniky. Nejprve se určí všechny kinetické energie rotujících i translačních pohybů a díky nim se vyjádří redukovaný moment setrvačnosti. Tento postup je znázorněn v rovnici (13.1).

Na levé straně rovnice (13.1) je kinetická energie s redukovaným momentem setrvačnosti, který je jako jediná neznámá v této rovnici. Na pravé straně se nacházejí všechny energie, jež jsou známy. Na obr. 13.1 je vidět paletová zdviž s popisky částí, které vykonávají rotační nebo translační pohyb. Translační pohyb vykonává zdvihací rám spolu s válečkovým dopravníkem a paletou s autosedačkami, která spočívá na válečkovém dopravníku, ta však na obrázku není znázorněna. Dále protizávaží a zvedací pás, u něj je brána v úvahu jen ta z větví, která je delší, v případě zdvihu palety je to ta větev, která unáší zdvihací rám, v případě spouštění rámu je to ta na straně protizávaží. Rotační pohyb vykonává buben, hřídel bubnu, hřídelové spojky a převodový motor. Rotace ložisek a pásu na bubnu je zanedbána.



Obr. 13.1 Pohyby zvedacího zařízení,
T-translace, R-rotace



$$\frac{1}{2} \cdot J_{red} \cdot \dot{\varphi}_m^2 = \frac{1}{2} \cdot (m_p + m_{tr} + m_{zr} + m_{ps} + m_{pr}) \cdot \dot{y}_z^2 + \frac{1}{2} \cdot (J_b + J_s + J_{př}) \cdot \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{mz} \cdot \dot{\varphi}_m^2 \quad (13.1)$$

Nyní je nutné celou rovnici (13.1) vynásobit dvěma a podělí členem $\dot{\varphi}_m^2$, touto operací je získán osamělý člen J_{red} na levé straně rovnice.

$$J_{red} = (m_p + m_{tr} + m_{zr} + m_{ps} + m_{pr}) \cdot \left(\frac{\dot{y}_z}{\dot{\varphi}_m}\right)^2 + (J_b + J_s + J_{př}) \cdot \left(\frac{\dot{\varphi}}{\dot{\varphi}_m}\right)^2 + J_{mz} \quad (13.2)$$

Kde:

$\dot{\varphi}_m$	[rad·s ⁻¹]	- úhlová rychlost hřídele elektromotoru
m_{ps}	[kg]	- hmotnost pásu, kapitola 10.10
\dot{y}_z	[m·s ⁻¹]	- rychlost zdvihu
J_b	[kg·m ²]	- moment setrvačnosti bubnu a hřídele, Inventor 2013
J_s	[kg·m ²]	- moment setrvačnosti hřídelových spojek, Inventor 2013
$J_{př}$	[kg·m ²]	- moment setrvačnosti převodovky
J_{mz}	[kg·m ²]	- moment setrvačnosti elektromotoru, [35]
$\dot{\varphi}$	[rad·s ⁻¹]	- úhlová rychlost bubnu

13.1.1 PŘEVODOVÉ POMĚRY

Poměry, které jsou patrné z umocněných závorek v rovnici (13.2), je nutné upravit tak, aby v těchto závorkách vystupoval převodový poměr pohonu zdviže a poloměr bubnu. K tomu je využit známý vztah pro výpočet obvodové rychlosti $\dot{y} = \dot{\varphi} \cdot r$. Převodový poměr pohonu zdviže udává poměr úhlové rychlosti elektromotoru k úhlové rychlosti na výstupu z převodovky, tedy i na úhlové rychlosti bubnu.

$$\left(\frac{\dot{\varphi}}{\dot{\varphi}_m}\right) = \left(\frac{1}{i_{pz}}\right) \quad (13.3)$$

$$\left(\frac{\dot{y}_z}{\dot{\varphi}_m}\right) = \left(\frac{\dot{\varphi} \cdot r_b}{\dot{\varphi}_m}\right) = \left(\frac{1 \cdot r_b}{i_{pz}}\right) \quad (13.4)$$

Kde:

i_{pz}	[-]	- převodový poměr převodového motoru zdviže, zdroj [37]
----------	-----	---



13.2 REDUKOVANÝ MOMENT SETRVAČNOSTI

Do upravené rovnice (13.2) jsou vloženy převodové poměry z rovnic (13.3) a (13.4). Vyčíslením známých členů je určen redukováný moment setrvačnosti. Jelikož moment setrvačnosti převodovky firma SEW-EURODRIVE neudává, je jeho hodnota volena po odborné konzultaci, jako deset procent momentu setrvačnosti elektromotoru.

$$J_{\text{red}} = (m_p + m_{\text{tr}} + m_{\text{zr}} + m_{\text{ps}} + m_{\text{pr}}) \cdot \left(\frac{1 \cdot r_b}{i_{\text{pz}}}\right)^2 + (J_b + J_s + J_{\text{př}}) \cdot \left(\frac{1}{i_{\text{pz}}}\right)^2 + J_{\text{mz}} \quad (13.5)$$

$$\begin{aligned} J_{\text{red}} &= (200 + 85 + 65 + 3,6 + 245) \cdot \left(\frac{0,1095}{13,25}\right)^2 + \\ &+ (14,87 \cdot 10^{-2} + 5,74 \cdot 10^{-3} + 5,09 \cdot 10^{-4}) \cdot \left(\frac{1}{13,25}\right)^2 + 5,09 \cdot 10^{-3} \\ &= 0,0469 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \end{aligned}$$

$$J_{\text{red}} = 0,047 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

13.3 PASIVNÍ ODPORY

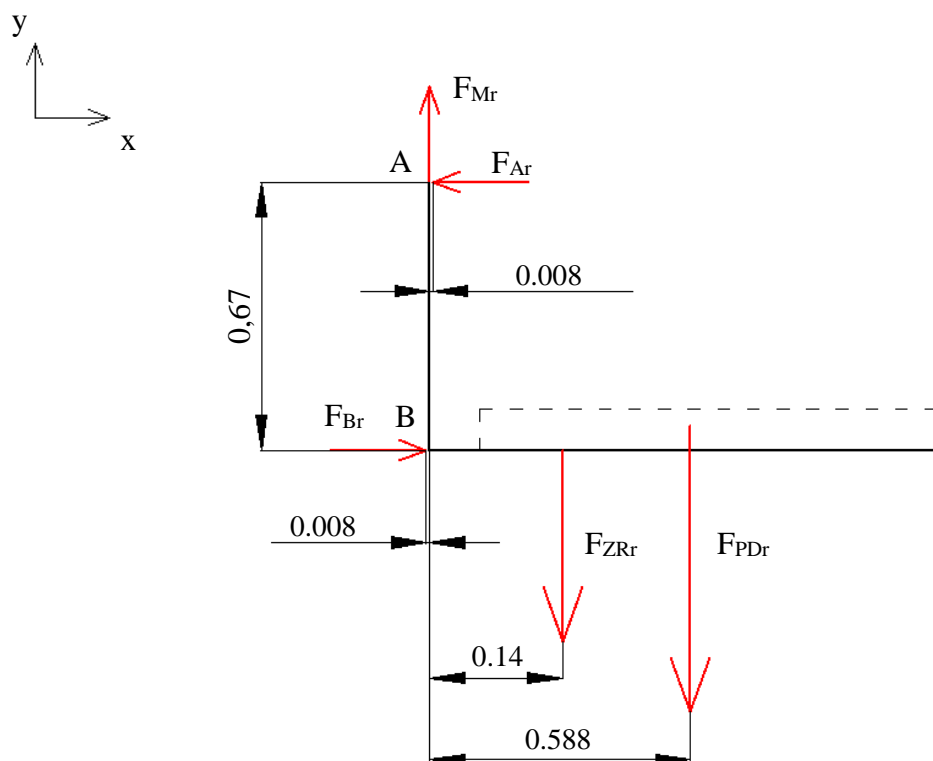
Pohon zdviže musí překonávat nejen zatížení od hmotnosti zvedaných částí a momenty setrvačnosti, ale i pasivní odpory, které vznikají při jednotlivých zdvizích. Tyto pasivní odpory jsou: odpor valivého a čepového tření, který vzniká odvalováním nosných kladek po HEB profilu, čepové tření v ložiskách bubnu a tření ve vedení protizávaží. Jsou zde i další pasivní odpory, jako např. valivé a čepové tření od vodících kladek, odpor při ohýbání pásu přes buben a odpor v řetězu spojky, ale tyto odpory jsou zanedbány, jelikož by neměli pro výpočet zásadní vliv. Pasivní odpory jsou také závislé za zrychlení, se kterým se zvedané či spouštěné části pohybují. Jestliže je zdvihací rám urychlován směrem vzhůru, je nutné toto zrychlení přičíst k tíhovému zrychlení. Jestliže je urychlován směrem dolů, dochází k jistému odlehčení nosných kladek a pasivní odpory budou při rozjezdu menší. Tato skutečnost je ve výpočtu zahrnuta tak, že jsou výsledné odpory zapsány v závislosti na tomto zrychlení, které je k pasivním odporům přičteno v případě rozjezdu zdvihacího rámu vzhůru a odečten při rozjezdu rámu dolů.

13.3.1 ZATÍŽENÍ JEDNÉ NOSNÉ Kladky

Zatížení nosné kladky je závislé nejen na hmotnosti zdvihaneho břemene, ale i na zrychlení s jakým se břemeno pohybuje. Vlivem setrvačnosti břemene může být kladka zatěžována více nebo naopak méně. Na obr. 13.2 jsou znázorněny síly, které na zdvihací rám působí. Jsou to síly od zavěšení F_{Mr} , síla od zvedacího rámu F_{ZRr} , síla od dopravované palety a válečkové trati F_{PDr} , tyto síly jsou umístěny v poloze těžiště zdvihacího rámu a dopravníku s paletou.



Ostatní rozměry jsou dány konstrukcí. Reakce F_{Ar} a F_{Br} představují sílu, kterou jsou zatěžovány nosné kladky.



Obr. 13.2 Působící síly

SILOVÉ ROVNICE

$$\sum F_x : F_{Br} - F_{Ar} = 0 \quad (13.6)$$

$$\sum F_y : F_{Mr} - F_{ZRr} - F_{PDr} = 0 \quad (13.7)$$

$$\sum M_{oB} : F_{Mr} \cdot 0,008 - F_{PDr} \cdot 0,588 - F_{ZRr} \cdot 0,14 + F_{Ar} \cdot 0,67 = 0 \quad (13.8)$$

VYČÍSLENÍ PŮSOBÍCÍCH SIL

$$F_{ZRr} = m_{zr} \cdot (g \pm \ddot{y}) = 65 \cdot (9,81 \pm \ddot{y}) = 638 \pm 65 \cdot \ddot{y} \text{ N} \quad (13.9)$$

$$F_{PDr} = (m_p + m_{tr}) \cdot (g \pm \ddot{y}) = (200 + 85) \cdot (9,81 \pm \ddot{y}) = 2796 \pm 285 \cdot \ddot{y} \text{ N} \quad (13.10)$$

$$F_{Mr} = 638 \pm 65 \cdot \ddot{y} + 2796 \pm 285 \cdot \ddot{y} = 3434 \pm 350 \cdot \ddot{y} \quad (13.11)$$



Po dosazení působících sil do momentové rovnice (13.8) je vypočítán vztah pro reakci v pojezdových kladkách, která je v uvedana v závislosti na zrychlení. Z rovnice (13.6) je patrné, že síla $F_{Ar} = F_{Br}$. Po vynásobení členu F_{Ar} jednou polovinou je získána hodnota, která ukazuje maximální zatížení jedné nosné kladky.

$$\begin{aligned}
 & (3434 \pm 350 \cdot \ddot{y}) \cdot 0,008 - (2796 \pm 285 \cdot \ddot{y}) \cdot 0,588 - (638 \pm 65 \cdot \ddot{y}) \cdot 0,14 + \\
 & + F_{Ar} \cdot 0,67 = 0 \\
 F_{Ar} = & \frac{-(3434 \pm 350 \cdot \ddot{y}) \cdot 0,008 + (2796 \pm 285 \cdot \ddot{y}) \cdot 0,588 + (638 \pm 65 \cdot \ddot{y}) \cdot 0,14}{0,67} \\
 = & \frac{-27,5 \mp 2,8 \cdot \ddot{y} + 1644 \pm 168 \cdot \ddot{y} + 89 \pm 9,1 \cdot \ddot{y}}{0,67} \\
 = & 2545,5 \pm 260,1 \cdot \ddot{y} \text{ N} \\
 F_{Ar} = & 2546 \pm 260 \cdot \ddot{y} \text{ N}
 \end{aligned}$$

ZATÍŽENÍ JEDNÉ NOSNÉ KLADKY

$$F_k = \frac{F_{Ar}}{2} = \frac{2546 \pm 260 \cdot \ddot{y}}{2} = 1273 \pm 130 \cdot \ddot{y} \text{ N} \quad (13.12)$$

$$F_k = 1273 \pm 130 \cdot \ddot{y} \text{ N}$$

Tento vztah je dále použit pro výpočty pasivních odporů na nosných kladkách.

13.3.2 MOMENT VALIVÉHO ODPORU NA NOSNÉ KLADCE

Zdroj [2]

$$M_v = F_k \cdot e \quad (13.13)$$

$$M_v = (1273 \pm 130 \cdot \ddot{y}) \cdot 0,002 = 2,546 \pm 0,26 \cdot \ddot{y} \text{ Nm}$$

$$M_v = 2,55 \pm 0,26 \cdot \ddot{y} \text{ Nm}$$

Kde:

F_k [N] - zatížení jedné nosné kladky, rovnice (13.12)



CELKOVÝ MOMENT VALIVÉHO ODPORU NA NOSNÝCH KLADKÁCH

Nosné kladky jsou na rámu čtyři, proto je třeba pro získání celkového momentu valivého odporu výsledek vynásobit počtem nosných kladek.

$$M_{vc} = M_v \cdot 4 \quad (13.14)$$

$$M_{vc} = (2,55 \pm 0,26 \cdot \check{y}) \cdot 4 = 10,2 \pm 1,04 \cdot \check{y} \text{ Nm}$$

$$M_{vc} = 10,2 \pm 1,04 \cdot \check{y} \text{ Nm}$$

Kde:

M_v [Nm] - moment valivého odporu nosné kladky, rovnice (13.13)

13.3.3 MOMENT ČEPOVÉHO TŘENÍ NA NOSNÉ KLADCE

Zdroj [2]

$$M_{\check{c}k} = F_k \cdot f_{\check{c}} \cdot r_{\check{c}k} \quad (13.15)$$

$$M_{\check{c}k} = (1273 \pm 130 \cdot \check{y}) \cdot 0,05 \cdot 0,01 = 0,637 \pm 0,065 \cdot \check{y} \text{ Nm}$$

$$M_{\check{c}k} = 0,64 \pm 0,07 \cdot \check{y} \text{ Nm}$$

Kde:

$r_{\check{c}k}$ [m] - poloměr osy nosné kladky, kapitola 10.3.1

CELKOVÝ MOMENT ČEPOVÉHO TŘENÍ NA NOSNÝCH KLADKÁCH

Ze stejného důvodu jako v kapitole 13.3.2 musí být pro získání celkového čepového tření výsledek vynásoben čtyřmi.

$$M_{\check{c}kc} = M_{\check{c}} \cdot 4 \quad (13.16)$$

$$M_{\check{c}kc} = (0,64 \pm 0,07 \cdot \check{y}) \cdot 4 = 2,56 \pm 0,28 \cdot \check{y} \text{ Nm}$$

$$M_{\check{c}kc} = 2,56 \pm 0,28 \cdot \check{y} \text{ Nm}$$

Kde:

$M_{\check{c}k}$ [Nm] - moment čepového tření, rovnice (13.15)



13.3.4 ZATÍŽENÍ LOŽISKA BUBNU

Zatížení ložisek bubnu je opět závislé nejen na hmotnosti zvedaného břemene tj. hmotnost palety, válečkové tratě a zdvihacího rámu a protizávaží, ale i na zrychlení, které na tyto soustavy těles působí. Proto je vztah pro zatížení ložiska bubnu opět uveden v závislosti na zrychlení. Ložiska bubnu jsou také namáhána od vlastní tíhy bubnového celku a pásu. Zatěžující síla je vynásobena jednou polovinou, jelikož tuto sílu zachycují ložiska dvě.

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot [(m_p + m_{tr} + m_{zr}) \cdot (g \pm \ddot{y}) + m_{pr} \cdot (g \mp \ddot{y}) + (m_b + m_{psc}) \cdot g] \quad (13.17)$$

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot [(200 + 85 + 65) \cdot (9,81 \pm \ddot{y}) + 245 \cdot (9,81 \mp \ddot{y}) + (30 + 4,2) \cdot 9,81]$$

$$= \frac{1}{2} \cdot [3434 \pm 350 \cdot \ddot{y} + 2403,45 \mp 245 \cdot \ddot{y} + 335,50] = 3086,48 \pm 52,5 \cdot \ddot{y} \text{ N}$$

$$F_L = 3086 \pm 53 \cdot \ddot{y} \text{ N}$$

Kde:

m_{psc} [kg] - celková hmotnost pásu, kapitola 10.10

13.3.5 MOMENT ČEPOVÉHO TŘENÍ NA LOŽISKU BUBNU

Zdroj [2]

$$M_{\text{čl}} = F_L \cdot f_{\text{č}} \cdot r_{\text{čb}} \quad (13.18)$$

$$M_{\text{čl}} = (3086 \pm 53 \cdot \ddot{y}) \cdot 0,05 \cdot 0,02 = 3,086 \pm 0,053 \cdot \ddot{y} \text{ Nm}$$

$$M_{\text{čl}} = 3,09 \pm 0,05 \cdot \ddot{y} \text{ Nm}$$

Kde:

F_L [N] - zatížení ložiska bubnu, rovnice (13.17)

$r_{\text{čb}}$ [m] - poloměr hřídele bubnu v ložisku, kapitola 10.6

CELKOVÝ MOMENT ČEPOVÉHO TŘENÍ V LOŽISKÁCH BUBNU

Pro získání celkového momentu čepového tření v ložiskách bubnu, je nutné hodnotu $M_{\text{čl}}$ vynásobit počtem ložisek.

$$M_{\text{člc}} = M_{\text{čl}} \cdot 2 \quad (13.19)$$



$$M_{\check{c}lc} = (3,09 \pm 0,05 \cdot \ddot{y}) \cdot 2 = 6,18 \pm 0,1 \cdot \ddot{y} \text{ Nm}$$

$$M_{\check{c}lc} = 6,18 \pm 0,1 \cdot \ddot{y} \text{ Nm}$$

Kde:

$M_{\check{c}l}$ [Nm] - moment čepového tření na ložisku bubnu, rovnice (13.18)

13.3.6 ODPOR VE VEDENÍ PROTIZÁVAŽÍ

Vyčíslení tohoto odporu je z praktického hlediska velice obtížné, jelikož protizávaží by se mělo volně pohybovat ve svislém směru. Ve skutečnosti tomu tak zřejmě nebude a bude docházet ke kontaktu kluzných lišt a kladek s vodícími profily. Pro výpočet tohoto odporu je uvažováno 2% hmotnosti protizávaží.

$$F_{vp} = 0,02 \cdot m_{pr} \cdot g \quad (13.20)$$

$$F_{vp} = 0,02 \cdot 245 \cdot 9,81 = 48,07 \text{ N}$$

$$F_{vp} = 48 \text{ N}$$

13.4 VÝKONY VNĚJŠÍCH SIL A PASIVNÍCH ODPORŮ

Pro výpočet výkonů vnějších sil je opět použito známých vzorců pro výpočet výkonu při translačním pohybu ($P = F \cdot \dot{y}$) a rotačním pohybu ($P = M \cdot \dot{\phi}$). Je nutné získat ekvivalentní moment na hřídeli elektromotoru. Toho je docíleno tak, že výkon vnějších sil je zapsán v této formě $M_{ekv} \cdot \dot{\phi}_m$ a následně je celá rovnice podělena úhlovou rychlostí motoru a obdobně jako v kapitole 13.2 je využito převodových poměrů, aby byl ve výpočtu zahrnut převodový poměr pohonu zdviže a poloměr bubnu. Touto operací je získán ekvivalentní moment, který je dále využit pro výpočet počátečního zrychlení.

$$P_{vs} = M_{ekv} \cdot \dot{\phi}_m = \frac{M_A}{M_{n_z}} \cdot M_{pz} \cdot \dot{\phi}_m + F_P \cdot \dot{y}_z - F_B \cdot \dot{y}_z - M_{vc} \cdot \dot{\phi}_k - M_{\check{c}kc} \cdot \dot{\phi}_k + \quad (13.21)$$

$$- M_{\check{c}lc} \cdot \dot{\phi} - F_{vp} \cdot \dot{y}_z$$

Upravením rovnice (13.21), jak je popsáno výše, je získán vztah:

$$M_{ekv} = \frac{M_A}{M_{n_z}} \cdot M_{pz} + F_P \cdot \frac{\dot{y}_z}{\dot{\phi}_m} - F_B \cdot \frac{\dot{y}_z}{\dot{\phi}_m} - M_{vc} \cdot \frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_m} - M_{\check{c}kc} \cdot \frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_m} - M_{\check{c}lc} \cdot \frac{\dot{\phi}}{\dot{\phi}_m} - F_{vp} \cdot \frac{\dot{y}_z}{\dot{\phi}_m} \quad (13.22)$$

Ještě je nutné určit převodový poměr na nosné kladce.



Kde:

F_{vp} [N] - odpor ve vedení protizávaží, rovnice (13.20)

PŘEVODOVÝ POMĚR NA NOSNÉ KLADCE

Tento poměr je získán obdobně jako v kapitole 13.1.1.

$$\dot{y}_z = \dot{\varphi}_k \cdot r_k \Rightarrow \dot{\varphi}_k = \frac{\dot{y}_z}{r_k} = \frac{\dot{\varphi} \cdot r_b}{r_k} \quad (13.23)$$

$$\frac{\dot{\varphi}_k}{\dot{\varphi}_m} = \frac{\dot{\varphi} \cdot r_b}{\dot{\varphi}_m \cdot r_k} = \frac{1 \cdot r_b}{i_{pz} \cdot r_k} \quad (13.24)$$

Kde:

$\dot{\varphi}_k$ [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$] - úhlová rychlost nosné kladky

13.5 EKVIVALENTNÍ MOMENT

Dosazením všech členů pravé strany rovnice je získán vztah pro ekvivalentní moment.

$$M_{ekv} = \frac{M_A}{M_{nz}} \cdot M_z + F_P \cdot \frac{1 \cdot r_b}{i_{pz}} - F_B \cdot \frac{1 \cdot r_b}{i_{pz}} - M_{vc} \cdot \frac{1 \cdot r_b}{i_{pz} \cdot r_k} + \quad (13.25)$$

$$- M_{ckc} \cdot \frac{1 \cdot r_b}{i_{pz} \cdot r_k} - M_{člc} \cdot \frac{1}{i_{pz}} - F_P \cdot \frac{1 \cdot r_b}{i_{pz}}$$

$$M_{ekv} = 2,5 \cdot 15 + 2403 \cdot \frac{0,1095}{13,25} - 3434 \cdot \frac{0,1095}{13,25} +$$

$$- (10,2 + 1,04 \cdot \ddot{y}) \cdot \frac{0,1095}{13,25 \cdot 0,05} - (2,56 + 0,28 \cdot \ddot{y}) \cdot \frac{0,1095}{13,25 \cdot 0,05} +$$

$$- (6,18 + 0,1 \cdot \ddot{y}) \cdot \frac{1}{13,25} - 48 \cdot \frac{0,1095}{13,25} = 26,008 - 0,226 \cdot \ddot{y} \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{ekv} = 26 - 0,23 \cdot \ddot{y} \text{ N} \cdot \text{m}$$



13.6 POHYBOVÁ ROVNICE PRO ROZJEZD BŘEMENE VZHŮRU

Pohybová rovnice je získána z rovnice pro výpočet momentu pomocí úhlového zrychlení a momentu setrvačnosti ($J \cdot \ddot{\varphi} = M$). Za moment setrvačnosti J je dosazen redukovaný moment setrvačnosti z rovnice (13.5) a za moment je dosazen ekvivalentní moment z rovnice (13.25). Tím je získána pohybová rovnice zdvihacího ustrojí (13.27).

$$J_{\text{red}} \cdot \ddot{\varphi}_m = M_{\text{ekv}} \quad (13.26)$$

$$\begin{aligned} & \left[(m_p + m_{tr} + m_{zr} + m_{ps} + m_{pr}) \cdot \left(\frac{1 \cdot r_b}{i_{pz}} \right)^2 + (J_b + J_s + J_{př}) \cdot \left(\frac{1}{i_{pz}} \right)^2 + J_{mz} \right] \cdot \ddot{\varphi}_m = \\ & = \frac{M_A}{M_{nz}} \cdot M_z + F_P \cdot \frac{r_b}{i_{pz}} - F_B \cdot \frac{r_b}{i_{pz}} - M_{vc} \cdot \frac{r_b}{i_{pz} \cdot r_k} - M_{\check{c}kc} \cdot \frac{r_b}{i_{pz} \cdot r_k} - M_{\check{c}lc} \cdot \frac{1}{i_{pz}} - F_P \cdot \frac{r_b}{i_{pz}} \end{aligned} \quad (13.27)$$

13.7 POHYBOVÁ ROVNICE PRO ROZJEZD BŘEMENE DOLŮ

Tato pohybová rovnice je podobná rovnici (13.27), ale s tím rozdílem, že nyní se zdvihací rám nachází v horní poloze zdviže, a to bez palety s autosedačkami, síla F_B je tedy menší o sílu způsobenou paletou se sedačkami, tedy nyní F_{Bp} , a protizávaží se nachází v dolní poloze zdviže. To způsobí změnu znamének u těchto sil (F_{Bp} a F_P) v ekvivalentním momentu. Dále, jak je uvedeno v kapitole 13.3, jsou pasivní odpory menší z důvodu setrvačnosti rámu, jelikož se pohybuje směrem dolů.

$$J_{\text{redd}} \cdot \ddot{\varphi}_{md} = M_{\text{ekvd}} \quad (13.28)$$

$$\begin{aligned} & \left[(m_{tr} + m_{zr} + m_{ps} + m_{pr}) \cdot \left(\frac{1 \cdot r_b}{i_{pz}} \right)^2 + (J_b + J_s + J_{př}) \cdot \left(\frac{1}{i_{pz}} \right)^2 + J_{mz} \right] \cdot \ddot{\varphi}_{md} = \\ & = \frac{M_A}{M_{nz}} \cdot M_z - F_P \cdot \frac{r_b}{i_{pz}} + F_{Bp} \cdot \frac{r_b}{i_{pz}} - M_{vc} \cdot \frac{r_b}{i_{pz} \cdot r_k} - M_{\check{c}kc} \cdot \frac{r_b}{i_{pz} \cdot r_k} - M_{\check{c}lc} \cdot \frac{1}{i_{pz}} - F_P \cdot \frac{r_b}{i_{pz}} \end{aligned} \quad (13.29)$$

Kde:

J_{redd}	[kg·m ²]	- redukovaný moment setrvačnosti soustavy pro rozjezd břemena dolů
M_{ekvd}	[Nm]	- ekvivalentní moment pro rozjezd břemena dolů
$\ddot{\varphi}_{md}$	[rad·s ⁻²]	- úhlové zrychlení elektromotoru při rozjezdu dolů
F_{Bp}	[N]	- síla od spouštěného břemene, kapitola 11.1



13.8 ÚHLOVÉ ZRYCHLENÍ ELEKTROMOTORU PŘI ROZJEZDU VZHŮRU

Pro zjištění tohoto zrychlení je třeba využít vypočtených hodnot z rovnice (13.5), jejímž řešením je redukovaný moment setrvačnosti a rovnice (13.25), která vyčísluje ekvivalentní moment. Dosazením těchto hodnot přímo do rovnice (13.26) je získáno úhlové zrychlení elektromotoru opět v závislosti na neznámém zrychlení.

$$J_{\text{red}} \cdot \ddot{\varphi}_{\text{md}} = M_{\text{ekv}} \Rightarrow \ddot{\varphi}_{\text{md}} = \frac{M_{\text{ekv}}}{J_{\text{red}}} \quad (13.30)$$

$$\ddot{\varphi}_{\text{m}} = \frac{26 - 0,23 \cdot \ddot{y}}{0,047} = 553,19 - 4,89 \cdot \ddot{y} \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\ddot{\varphi}_{\text{m}} = 553,2 - 4,9 \cdot \ddot{y} \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

13.9 ZRYCHLENÍ ZVEDANÉHO BŘEMENE

Zde je opět využít převodový poměr pohonu zdviže, díky kterému je úhlové zrychlení motoru přepočítáno na vertikální zrychlení zvedaného břemene. Dále je zde využít známý vzorec pro výpočet tečného zrychlení z úhlového zrychlení a poloměru, na kterém působí ($\ddot{y} = \ddot{\varphi} \cdot r$).

$$i_{\text{pz}} = \frac{\ddot{\varphi}_{\text{m}}}{\ddot{\varphi}}, \quad \ddot{\varphi} = \frac{\ddot{y}_z}{r_b} \Rightarrow \frac{\ddot{\varphi}_{\text{m}} \cdot r_b}{\ddot{y}_z} = i_p \Rightarrow \ddot{y}_z = \frac{\ddot{\varphi}_{\text{m}} \cdot r_b}{i_p} \quad (13.31)$$

$$\ddot{y}_z = \frac{(553,2 - 4,9 \cdot \ddot{y}) \cdot 0,1095}{13,25} = 4,57 - 0,04 \cdot \ddot{y} \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \Rightarrow$$

$$1,04 \cdot \ddot{y} = 4,57$$

$$\ddot{y}_z = 4,39 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\ddot{y}_z = 4,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

13.10 ÚHLOVÉ ZRYCHLENÍ ELEKTROMOTORU PŘI ROZJEZDU DOLŮ

Vyčíslením pohybové rovnice (13.29) pro rozjezd břemena dolů je získán vztah pro úhlové zrychlení elektromotoru.

$$\left[(85 + 65 + 3,6 + 245) \cdot \left(\frac{0,1095}{13,25} \right)^2 + (14,87 \cdot 10^{-2} + 5,74 \cdot 10^{-3} + 5,09 \cdot 10^{-4}) \cdot \right. \quad (13.32)$$

$$\left. \left(\frac{1}{13,25} \right)^2 + 5,09 \cdot 10^{-3} \right] \cdot \ddot{\varphi}_{\text{md}} = 2,5 \cdot 15 - 2404 \cdot \frac{0,1095}{13,25} + 1423 \cdot \frac{0,1095}{13,25} +$$



$$- (10,2 - 1,04 \cdot \ddot{y}) \cdot \frac{0,1095}{13,25 \cdot 0,05} - (2,56 - 0,28 \cdot \ddot{y}) \cdot \frac{0,1095}{13,25 \cdot 0,05} +$$

$$- (6,18 - 0,1 \cdot \ddot{y}) \cdot \frac{1}{13,25} - 48 \cdot \frac{0,1095}{13,25}$$

$$0,033 \cdot \ddot{\varphi}_{\text{md}} = 26,42 + 0,226 \cdot \ddot{y}$$

$$\ddot{\varphi}_{\text{md}} = \frac{26,42 + 0,226 \cdot \ddot{y}}{0,033} = 800,606 + 6,848 \cdot \ddot{y} \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\ddot{\varphi}_{\text{md}} = 800,6 + 6,8 \cdot \ddot{y} \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

13.11 ZRYCHLENÍ SPOUŠTĚNÉHO BŘEMENE

Zde je využit odvozený vzorec z rovnice (13.31).

$$\ddot{y}_{\text{zd}} = \frac{\ddot{\varphi}_{\text{md}} \cdot r_{\text{b}}}{i_{\text{p}}} \quad (13.33)$$

$$\ddot{y}_{\text{zd}} = \frac{(800,6 + 6,8 \cdot \ddot{y}) \cdot 0,1095}{13,25} = 6,616 + 0,056 \cdot \ddot{y} \Rightarrow$$

$$0,944 \cdot \ddot{y} = 6,616 \Rightarrow \ddot{y}_{\text{zd}} = 7,008 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\ddot{y}_{\text{zd}} = 7,01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

13.12 VYHODNOCENÍ POHONU

Zvolený pohon K57DRS90L4BE2 je pro pohon této zdviže vhodný, protože má dostatek točivého momentu na to, aby uvedl zdvihané břemeno do pohybu se zrychlením, které bylo vypočítáno. Při tomto výpočtu, který je uvedený v kapitole 13, jsou zanedbány některé pasivní odpory. Proto lze tvrdit, že výsledné zrychlení bude o něco menší.



14 KONTROLA PROKLUZU PÁSU

Nyní je nutné zkontrolovat, jestli tažný člen neboli pás, který je blíže popsán v kapitole 10.10, neproklouzne při rozběhu zdviže přes hnací bubnu. K tomuto výpočtu je použit Eulerův vztah pro vláknové tření, který je čerpán ze zdroje [1]. Jednotlivé členy Eulerova vztahu jsou popsány níže.

$$\frac{F_n}{F_o} = e^{\mu \cdot \alpha} \quad (14.1)$$

14.1 KONTROLA PROKLUZU PÁSU PŘI ROZBĚHU VZHŮRU

Při rozběhu zdviže vzhůru působí na celou vertikálně se pohybující soustavu nejen tíhové zrychlení g , ale i zrychlení, které bylo vypočteno v kapitole 13.9. To je u zvedaných částí k tíhovému zrychlení přičteno a u protizávaží od tíhového zrychlení odečteno z důvodů setrvačnosti tělesa. Sílu F_n , nyní s indexem 1, představuje síla vzniklá od hmotnosti palety s autosedačkami, válečkové trati a od zdvihacího rámu. Sílu F_o , opět s indexem 1, představuje síla vzniklá od hmotnosti protizávaží.

$$F_{n1} = (m_p + m_{tr} + m_{zr}) \cdot (g + \ddot{y}_z) \quad (14.2)$$

$$F_{n1} = (200 + 85 + 65) \cdot (9,81 + 4,4) = 4973,5 \text{ N}$$

$$F_{n1} = 4974 \text{ N}$$

$$F_{o1} = m_{pr} \cdot (g - \ddot{y}_z) \quad (14.3)$$

$$F_{o1} = 245 \cdot (9,81 - 4,4) = 1325,45 \text{ N}$$

$$F_{o1} = 1326 \text{ N}$$

Dosazením hodnot, F_{o1} za člen F_o a F_{n1} za F_n , dále dosazením za μ hodnotu součinitele tření mezi polyuretanovým pásem a ocelovým bubnem, jenž je dle zdroje [41] $\mu=0,7$ a za α úhel opásání bubnu, který činí 180° čili π , do rovnice (14.1) a její jednoduchou úpravou je získána nerovnice (14.4). Po jejím vyčíslení je zřetelné, že levá strana je menší než pravá, a tudíž lze tvrdit, že pás na bubnu, při rozjezdu zdviže vzhůru, neproklouzne.

$$4974 < 1326 \cdot e^{0,7 \cdot \pi} \quad (14.4)$$

$$4837 < 11\,957$$



14.2 KONTROLA PROKLUZU PÁSU PŘI ROZBĚHU DOLŮ

Zde je využito obdobného postupu jako v kapitole 14.1 jen s tím rozdílem, že síla F_{n2} představuje sílu vzniklou od hmotnosti protizávaží a síla F_{o2} sílu vzniklou od hmotnosti válečkové tratě a zdvihacího rámu. Nyní je využito zrychlení z rovnice (13.33).

$$F_{n2} = m_{pr} \cdot (g + \ddot{y}_{zd}) \quad (14.5)$$

$$F_{n2} = 245 \cdot (9,81 + 7,01) = 4130,7 \text{ N}$$

$$F_{n2} = 4121 \text{ N}$$

$$F_{o2} = (m_{tr} + m_{zr}) \cdot (g - \ddot{y}_{zd}) \quad (14.6)$$

$$F_{o2} = (85 + 65) \cdot (9,81 - 7,01) = 420 \text{ N}$$

$$F_{o2} = 420 \text{ N}$$

Další krok je stejný jako v rovnici (14.4)

$$4121 < 420 \cdot e^{0,7 \cdot \pi} \quad (14.7)$$

$$4121 > 3787$$

Zde je ale patrné, že podmínka (14.7) splněna není, jelikož levá strana je větší než pravá, a proto je zde riziko, že pás bude při rozběhu zdviže směrem dolů prokluzovat přes buben. Proto je nutné provést určité úpravy, aby se tak nedělo.

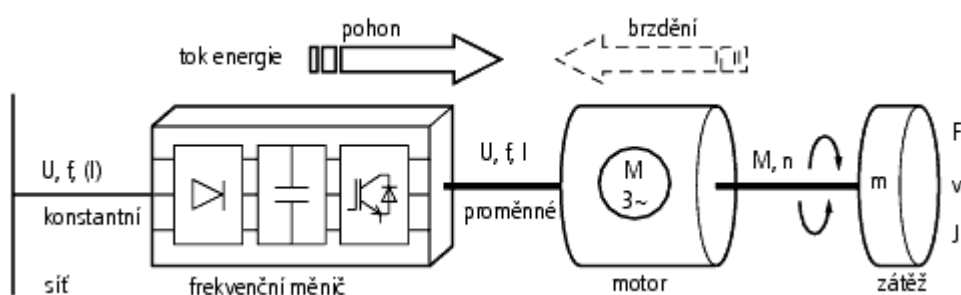
14.3 NAVRHOVANÉ ÚPRAVY

Jedna z možných úprav je ta, že by bylo použito elektromotoru o jednu výkonnostní řadu nižší, a to pohon o výkonu 1,5 kW. Ale pohledem na rovnici (13.25), tedy na výpočet ekvivalentního momentu, lze snadno určit moment, který musí elektromotor překonávat při plynulém pohybu zdviže a to tak, že od výsledného ekvivalentního momentu je odečten záběrný moment pohonu a za zrychlení je dosazena nula. Tímto je získán moment, v absolutní hodnotě, cca 11,8 Nm, je však nutné pamatovat, že byly některé pasivní odpory zanedbány, proto je jisté, že by tento výsledek byl o něco vyšší. Dle zdroje [35] má pohon DRS90M4, který je o výkonnostní třídu níže než navrhovaný pohon, výkon 1,5 kW a nominální moment 10,3 Nm. Tato hodnota momentu je nižší než hodnota momentu od odporů, které musí elektromotor překonávat. Proto je vyloučena volba tohoto pohonu. Další možností je přepracovat konstrukci, to s sebou však nese další úskalí ohledně pevnosti a tuhosti, proto je zvolená úprava taková, že je použit měnič frekvence, díky kterému lze řídit rozběh elektromotoru.

15 FREKVENČNÍ MĚNIČ

Frekvenční měniče jsou moderní elektronické regulátory otáček asynchronních elektromotorů, pracujících na principu změny frekvence a napětí. Díky frekvenčním měničům lze optimalizovat výrobní procesy, dosáhnou významných úspor elektrické energie a zredukovat proudové a napěťové špičky při spouštění pohonu [26].

Frekvenční měnič mění konstantní napětí napájecí sítě na stejnosměrné napětí. Z tohoto stejnosměrného napětí vytváří pro trojfázový motor novou trojfázovou síť s proměnlivým napětím a proměnlivou frekvencí. Při tom frekvenční měnič odebírá z napájecí sítě prakticky pouze činný výkon [28]. Schéma měniče frekvence je znázorněno na obr. 15.1.



Obr. 15.1 Schéma zapojení frekvenčního měniče, [28]

Z těchto důvodů je vybrán pro řešení problému s prokluzem pásu frekvenční měnič, který bude řídit elektromotor při rozběhu a doběhu. Díky měniči bude tedy motor udělovat zdvihanému břemenu požadované zrychlení, dále bude mít vliv na úsporu energie a na redukci napěťových a proudových špiček, a to umožní šetrnější provoz elektromotoru.

Nastavení měniče bude tedy takové, aby nástup otáček elektromotoru udával zrychlení zvedanému, spouštěnému i zastavovanému břemenu $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Tím bude dosažen plynulý rozběh (brzdění) bez rázů a s nimi spojeným hlukem. Jestliže do rovnic (14.5) a (14.6) je dosazeno zrychlení $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a jsou přepočítány síly F_{n2} a F_{o2} , je nerovnice (14.7) nyní v tomto tvaru.

$$3138 < 1022 \cdot e^{0,7 \cdot \pi} \quad (15.1)$$

$$3138 < 9215$$

Levá strana nerovnice je menší než pravá, podmínka je splněna, a nedojde tedy k prokluzu pásu přes buben při spuštění zdvihacího rámu s válečkovou tratí bez palety směrem dolů. Frekvenční měnič tedy splnil na něj kladený požadavek.



15.1 VOLBA FREKVENČNÍHO MĚNIČE

Jelikož jsou použity k pohonu zdviže převodové motory od firmy SEW-EURODRIVE, je volen frekvenční měnič od této společnosti.

V jejich nabídce jsou frekvenční měniče pro rozsah výkonů elektromotorů od 0,55 do 315 kW. Tyto frekvenční měniče mají možnost modulárních výběrů doplňků. Pro navrhovanou paletovou zdviž ovšem stačí standardní provedení frekvenčního měniče pro ovládání asynchronních motorů o jmenovitém výkonu 2,2 kW.

Zvolený frekvenční měnič má označení MDX60 B 0022-5A3 4 00, jde tedy o měnič určený pro výkon elektromotoru 2,2 kW, třífázové napájecí napětí 400 V, ve standardním provedení. Jeho umístění bude v rozváděcí skříni, a proto nebude nutná jeho zvýšená odolnost vůči povětrnostním vlivům. Zvolený frekvenční měnič je patrný z obr. 15.2.



*Obr. 15.2 Frekvenční měnič
MDX60 B 0022-5A3 4 00, [39]*



16 ČAS TAKTU

Čas taktu linky je čas mezi jednotlivými paletami, které se na lince pohybují. Tento čas je dle zadání osmnáct sekund. Za tento časový úsek musí být navrhovaná zdviž schopna paletu naložit, vyvést ji šest metrů vysoko do horní stanice, paletu tam vyložit a vrátit zdvihací vozík do spodní stanice. K tomuto výpočtu poslouží vypočítaná zrychlení, rychlosti a dráhy.

16.1 RYCHLOST ZDVIHU

Pro získání této hodnoty jsou využity výstupní otáčky z převodovky pohonu zdviže a poloměr bubnu.

$$\dot{y}_z = \dot{\phi} \cdot r_b = 2\pi \cdot \frac{n_{pz}}{60} \cdot r_b \quad (16.1)$$

$$\dot{y}_z = 2\pi \cdot \frac{106}{60} \cdot 0,1095 = 1,227 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

$$\dot{y}_z = 1,23 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

Porovnáním tohoto výsledku s volbou vertikální rychlosti z kapitoly (11.2) je zjevné, že prvotní odhad byl přiměřený.

16.2 ČAS NALOŽENÍ A VYLOŽENÍ PALETY

Naložení palety je realizováno tak, že paleta pohybující se po montážní lince plynule najede na válečkový dopravník, který je součástí zdviže. Na něm zastaví a následuje pohyb břemene vzhůru. V horní stanici je válečkový dopravník spuštěn a paleta pokračuje na linku, která na něj přímo navazuje. Tím je paleta vyložena. Převážná rychlost je dle pokynů zadavatele $v_p = 0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a celková dráha, kterou paleta musí urazit na válečkovém dopravníku zdviže při naložení a vyložení je $s_p = 3,3 \text{ m}$. Pro tento výpočet je uvažován rovnoměrný pohyb palety a využit známý vzorec pro výpočet času z dráhy a rychlosti.

$$t_p = \frac{s_p}{v_p} \quad (16.2)$$

$$t_p = \frac{3,3}{0,5} = 6,6 \text{ s}$$

$$t_p = 6,6 \text{ s}$$

16.3 ČAS ZDVIHU

Paleta je zdvihána do výšky 6 m. Pro výpočet času zdvihu je využito zrychlení z kapitoly 15 tedy $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Tyto hodnoty jsou dále využity pro výpočet času a dráhy při zrychlení (zpomalení).



Vzorce pro tyto výpočty jsou získány integrací zrychlení podle času pro rychlost a dvojitou integrací zrychlení podle času pro dráhu. Následně je proveden výpočet času při rovnoměrném pohybu palety vzhůru.

16.3.1 ČAS ROZBĚHU / DOBĚHU ZDVIHACÍHO RÁMU

Tento výpočet ukazuje čas, za který se zdvihací rám dostane z nulové rychlosti na dopravní rychlost $1,23 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a zároveň z této rychlosti zastaví. Při zastavování měnič frekvence řídí otáčky elektromotoru až do určité meze, poté je sepnuta brzda na elektromotoru a dojde k úplnému zastavení. Pro zjednodušení je zvažováno plynulé zpomalení až do úplného zastavení.

$$\dot{y}_z = \ddot{y}_z \cdot t_r \Rightarrow t_r = \frac{\dot{y}_z}{\ddot{y}_z} \quad (16.3)$$

$$t_r = \frac{1,23}{3} = 0,41 \text{ s}$$

$$t_r = 0,4 \text{ s}$$

Kde:

$$\begin{array}{ll} \dot{y}_z & [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}] \quad - \text{ rychlost zdvihu, kapitola 16.1} \\ \ddot{y}_z & [\text{m}\cdot\text{s}^{-2}] \quad - \text{ zrychlení zvedaného břemene, kapitola 15} \end{array}$$

16.3.2 DRÁHA ROZBĚHU / DOBĚHU ZDVIHACÍHO RÁMU

Výsledkem tohoto výpočtu je dráha, kterou zdvihací rám urazí, než se urychlí na rychlost zdvihu nebo zpomalí na nulovou rychlost.

$$y_{zr} = \frac{1}{2} \cdot \ddot{y}_z \cdot t_r^2 \quad (16.4)$$

$$y_{zr} = \frac{1}{2} \cdot 3 \cdot 0,4^2 = 0,24 \text{ m}$$

$$y_{zr} = 0,24 \text{ m}$$

Kde:

$$t_r \quad [\text{s}] \quad - \text{ čas rozběhu zdvihacího rámu, rovnice (16.3)}$$



16.3.3 DRÁHA ROVNOMĚRNÉHO POHYBU ZDVIHACÍHO RÁMU

Výška, do které je přepravovaná paleta zdvihána, je šest metrů. Dráha, na které paleta vykonává rovnoměrný pohyb, je kratší o dráhu při rozběhu a brzdění.

$$y = y_z - 2 \cdot y_{zr} \quad (16.5)$$

$$y = 6 - 2 \cdot 0,24 = 5,52 \text{ m}$$

$$y = 5,52 \text{ m}$$

Kde:

y_z	[m]	- celkový zdvih zdviže, zadání
y_{zr}	[m]	- dráha rozběhu/doběhu palety, rovnice (16.4)

16.3.4 ČAS ROVNOMĚRNÉHO POHYBU ZDVIHACÍHO RÁMU

Čas, který paleta vykonává rovnoměrný pohyb vzhůru, je výsledkem tohoto výpočtu.

$$t = \frac{y}{\dot{y}_z} \quad (16.6)$$

$$t = \frac{5,52}{1,23} = 4,487 \text{ s}$$

$$t = 4,49 \text{ s}$$

Kde:

y	[m]	- dráha rovnoměrného pohybu palety vzhůru, rovnice (16.5)
-----	-----	---

16.4 CELKOVÝ ČAS PRACOVNÍHO ZDVIHU

Celkový čas pracovního zdvihu je součtem času pro rozběh, plynulý pohyb a doběh zdvihacího rámu. Tento čas je nutné vynásobit dvěma, jelikož vozík musí urazit cestu vzhůru a potom dolů. Ještě je nutné přičíst čas vyložení a naložení palety.

$$t_c = 2 \cdot (2 \cdot t_r + t) + t_p \quad (16.7)$$

$$t_c = 2 \cdot (2 \cdot 0,4 + 4,49) + 6,6 = 17,18 \text{ s}$$

$$t_c = 17,2 \text{ s}$$

Z tohoto výsledku je jasné, že je dodržen požadovaný čas taktu 18 sekund.



17 ČASOVÝ DIAGRAM FUNKCE PRO JEDEN TAKT

Tento diagram ukazuje průběh rychlostí zdviže během jednoho taktu. Na ose x je znázorněn čas a na ose y rychlost. Rychlost zdvihání je brána jako kladná a rychlost klesání jako záporná. Oblasti grafu s nulovou rychlostí znázorňují čas naložení a vyložení palety ve spodní a horní stanici. Dále je zobrazeno zrychlení / zpomalení a rovnoměrný pohyb o velikosti rychlosti $1,23 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

Tento časový diagram je přiložen jako příloha s označením 04-DPLH-GD1



18 PEVNOSTNÍ KONTROLA

18.1 TAŽNÝ ELEMENT

Jako tažný element je zvolený plochý PU řemen Conti Polyflat o šířce $b_f = 55 \text{ mm}$. Výrobce deklaruje, dle zdroje [47], že je tento řemen schopen snášet zatížení $F_{zul} = 1800 \text{ N}$ na deset milimetrů šíře, jestliže je ohýbán přes bubnu o průměru $d_b = 0,219 \text{ m}$. V rovnici (18.1) je vypočtená pevnost zvoleného řemenu. Celkové zatížení musí být schopen přenést jen jeden řemen, to proto, aby nedošlo k volnému pádu zdvihacího rámu nebo protizávaží při přetržení jednoho z řemenů.

$$Q_f = \frac{F_{zul} \cdot b_f}{10} \quad (18.1)$$

$$Q_f = \frac{1800 \cdot 55}{10} = 9\,900 \text{ N}$$

$$Q_f = 9\,900 \text{ N}$$

Tento řemen je nejvíce zatěžován při rozjezdu břemene vzhůru. Síla, která řemen zatěžuje, vzniká od hmotnosti palety s autosedačkami, válečkové tratě a zdvihacího rámu, jak je zřejmé z rovnice (18.2).

$$F_f = (m_p + m_{tr} + m_{zr}) \cdot (g + \ddot{y}) \quad (18.2)$$

$$F_f = (200 + 85 + 65) \cdot (9,81 + 3) = 4483,5 \text{ N}$$

$$F_f = 4484 \text{ N}$$

Zvolený řemen je vyhovující z hlediska pevnosti a vykazuje dostatečnou míru bezpečnosti.

18.2 LOŽISKO BUBNU

Zvolená ložiska SKF s označením SY 40 TF vykazují dle zdroje [40] dynamickou únosnost 30,7 kN a statickou únosnost 19 kN. Dle kapitoly 13.3.4 je zatížení ložiska bubnu $F_L = 3086 \pm 53 \ddot{y} \text{ N}$, při dosazení zvoleného zrychlení $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ je maximální zatížení $F_{L \max} = 3245 \text{ N}$. V únosnosti ložiska je dostatečná rezerva a není proto nutné počítat jeho životnost. Rozměr tohoto ložiska je zvolen z důvodu odstupňování průměru hřídele bubnu. Průměr hřídele vystupující z převodového motoru je 35 mm, na tento rozměr navazuje průměr hřídele bubnu pod spojku, další průměr je 40 mm pod ložiskem.



18.3 HŘÍDEL BUBNU

Hřídel bubnu je zvolena z materiálu S355J2 (1.0577). Uložená je přes dvě ložiska a z jedné strany připojena přes spojku k pohonu. Pevnostní výpočet je uskutečněn v programu Inventor 2013 v modulu generátor hřídelí. Tento program při výpočtu hřídelí zvažuje i účinky vrubů jako koncentrátorů napětí. Redukované napětí je vypočítáno dle HMM.

18.3.1 ZATÍŽENÍ HŘÍDELE

Hřídel je nejvíce zatěžována při maximálním zrychlení zdvihaného břemene, kdy je k tíhovému zrychlení přičteno vertikální zrychlení pro zdvihané břemeno a odečteno u zatížení od protizávaží. Působící síly jsou tedy: síly od zdvihaného břemene vypočtené v rovnici (18.2), od protizávaží a síla od hmotnosti běhounu a bočnic bubnu. Dále je hřídel namáhána od své vlastní hmotnosti, tento fakt je ve výpočtu zahrnut tím, že je potvrzena možnost použití hustoty ve vlastnostech výpočtu. Zatěžující síly jsou umístěny v poloze, která odpovídá umístění bočnic bubnu. Dalším zatížením je točivý moment od pohonu.

ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY

Je vypočítáno celkové zatížení, a to je vynásobeno jednou polovinou, tím je získaná síla přenášena přes bočnici bubnu na hřídel.

$$F_z = \frac{1}{2} \cdot [F_{\check{r}} + m_{pr} \cdot (g - \check{y}) + m_{bh} \cdot g] \quad (18.3)$$

$$F_z = \frac{1}{2} \cdot [4484 + 245 \cdot (9,81 - 3) + 19 \cdot 9,81] = 3169,42 \text{ N}$$

$$F_z = 3170 \text{ N}$$

ZATĚŽUJÍCÍ MOMENT

Maximální zatěžující moment vzniká při rozběhu motoru, když elektromotor vykazuje záběrný moment.

$$M_z = MA/Mn_z \cdot M_{pz} \quad (18.4)$$

$$M_z = 2,5 \cdot 199 = 497,5 \text{ Nm}$$

$$M_z = 498 \text{ Nm}$$

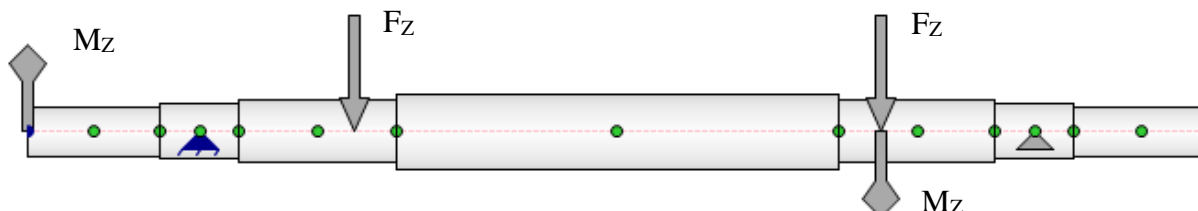
Kde:

$F_{\check{r}}$	[N]	- zatěžující síla, rovnice (18.2)
m_{bh}	[kg]	- hmotnost běhounu a bočnic bubnu, Inventor 2013



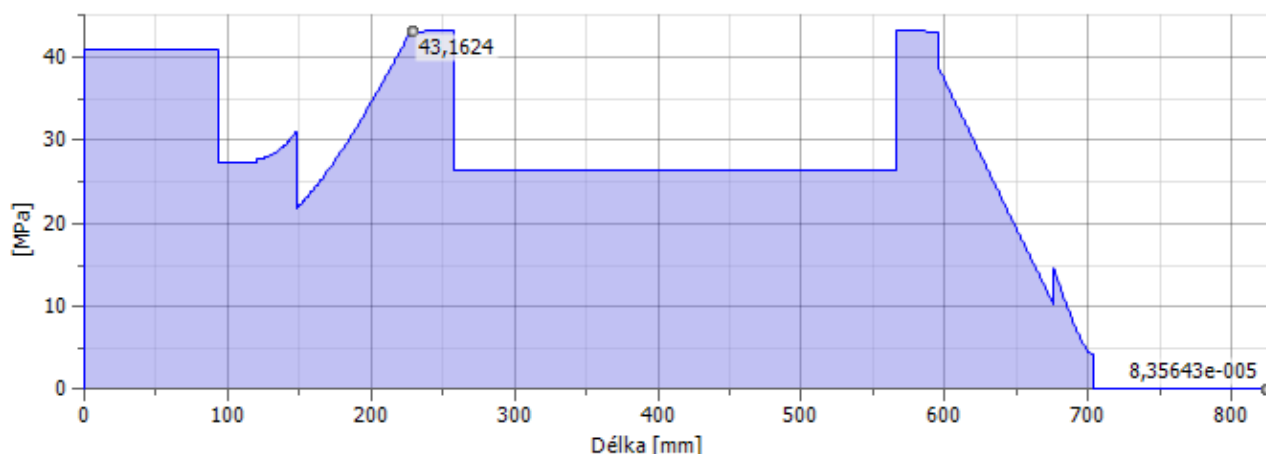
18.3.2 DEFINICE ZATÍŽENÍ A VAZEB

Hřídel je uložena ve dvou ložiscích umožňujících mírné naklápění. Úlohu lze tedy zjednodušit tak, že je hřídel uložena na rotační a posuvné vazbě. Zatěžující síly jsou umístěny pomocí souřadnic, stejně tak jako moment, jak je vidět z obr. 18.1.



Obr. 18.1 Uložení a zatížení hřídele

18.3.3 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ



Obr. 18.2 Redukované napětí

Jak lze sledovat na obr. 18.2, maximální redukované napětí dle HMH je 43,16 MPa. Mez kluzu oceli S355J2 pro jmenovité rozměry od 40 do 63 mm je 355 MPa dle zdroje [9]. Navržená hřídel je vyhovující.

18.4 ZDVIHACÍ RÁM

Pevnostní výpočet zdvihacího rámu je proveden metodou MKP (metodou konečných prvků) v programu Nastran In-CAD 2015.

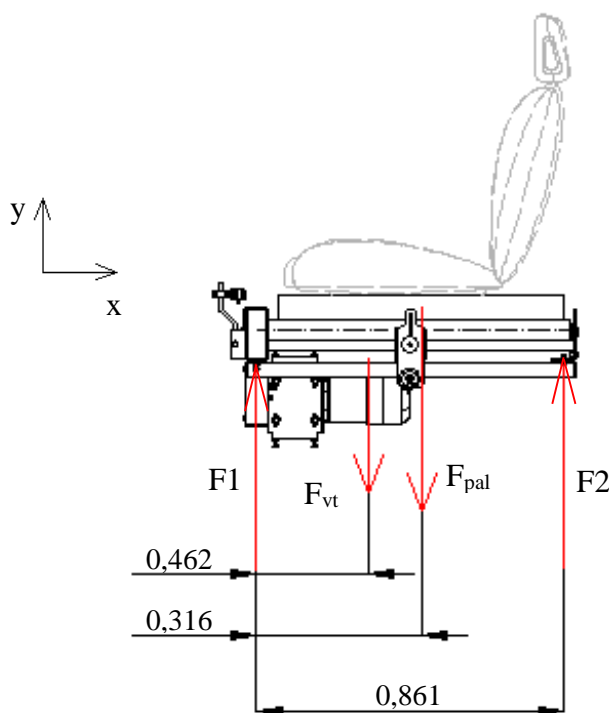
Autodesk Nastran In-CAD představuje univerzální nástroj analýzy metodou konečných prvků pro konstruktéry a výpočtáře. Poskytuje širokou škálu simulací zajištěných ověřenými řešiči Autodesk Nastran přímo v prostředí kompatibilních aplikací pro simulaci chování zařízení



v reálném prostředí. Autodesk NASTRAN In-CAD je přímo založen na technologii NASTRAN. Tento software analyzuje lineární i nelineární zatížení, dynamiku a přenosy tepla v konstrukcích a mechanických součástech. Výsledky a vlivy změn parametrů řešení lze pozorovat v reálném čase [12].

Před samotným začátkem analýzy je nutné definovat materiály konstrukčních prvků. To lze provést přes příkaz *Import from Model*, nebo jej určit v panelu *Properties* volbou *Material* a *Physical*. Je vybrán materiál ocel S235, ze které je rám navržen. Pro zpřesnění výsledků je nutné upravit síť modelu v kartě *Mesh*. Pro tento případ je volena síť o velikosti prvku 5 mm. Dále je nutné definovat vazby a zatížení. Tato problematika je popsána v kapitole 18.4.1.

18.4.1 DEFINICE ZATÍŽENÍ



Obr. 18.3 Síly působící na vidle zdvihacího rámu

Pomocí rovnic pro statickou rovnováhu a polohy těžiště břemene spočívajícího na zdvihacím rámu jsou zjištěny síly působící na vidle zdvihacího rámu při statickém zatížení. Poloha těžiště válečkové trati je určena z Inventoru a poloha těžiště palety s autosedačkami je předpokládána uprostřed palety, jak je zobrazeno na obr. 18.3. Rozteč reakcí F_1 a F_2 je dána konstrukcí.

Pro zjištění sil působících na vidle zdvihacího rámu při jeho rozjezdu nahoru/dolů je nutné do výpočtu zahrnout setrvačné síly. To je provedeno tak, že je při rozjezdu vzhůru k tíhovému zrychlení přičteno zrychlení, které vzniká akcelerací zdvihacího rámu. Při rozjezdu dolů je toto zrychlení od tíhového odečteno. Tento postup a výsledné síly jsou patrné v rovnicích níže.

**SÍLY PŘI STATICKÉM ZATÍŽENÍ**

$$\sum F_x : 0 \quad (18.5)$$

$$\sum F_y : F_1 + F_2 - F_{vt} - F_{pal} = 0 \quad (18.6)$$

$$\sum M_o : F_2 \cdot 0,861 - F_{pal} \cdot 0,462 - F_{vt} \cdot 0,316 = 0 \quad (18.7)$$

Dosazením do rovnice (18.7) a jejím vyčíslením je získán vztah pro velikost síly F_2 .

$$F_2 \cdot 0,861 - (m_p \cdot g) \cdot 0,462 - (m_{tr} \cdot g) \cdot 0,316 = 0 \quad (18.8)$$

$$F_2 \cdot 0,861 - (200 \cdot 9,81) \cdot 0,462 - (85 \cdot 9,81) \cdot 0,316 = 0$$

$$F_2 = \frac{(200 \cdot 9,81) \cdot 0,462 + (85 \cdot 9,81) \cdot 0,316}{0,861} = 1358,82 \text{ N} \quad (18.9)$$

$$F_2 = 1359 \text{ N}$$

Dosazením síly F_2 do rovnice (18.6) a jejím vyčíslením je získána síla F_1 .

$$F_1 + 1359 - (m_{tr} \cdot g) - (m_p \cdot g) = 0 \quad (18.10)$$

$$F_1 = (85 \cdot 9,81) + (200 \cdot 9,81) - 1359 = 1436,85 \text{ N} \quad (18.11)$$

$$F_1 = 1437 \text{ N}$$

SÍLY PŘI ROZJEZDU VZHŮRU

Při rozjezdu vzhůru působí na celou soustavu setrvačné síly, které vznikají při akceleraci zdvihacího rámu. Tento stav je do výpočtu působících sil zahrnut tak, že je k tíhovému zrychlení přičteno zrychlení $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, které bylo určeno v kapitole 15. Je využito rovnic (18.9) a (18.11).

$$F_{2V} = \frac{(200 \cdot (9,81 + 3)) \cdot 0,462 + (85 \cdot (9,81 + 3)) \cdot 0,316}{0,861} = 1774,35 \text{ N} \quad (18.12)$$

$$F_{2V} = 1774 \text{ N}$$

Dosazením síly F_{2V} do rovnice (18.13) a jejím vyčíslením je získána síla F_{1V} .



$$F_{1V} = (85 \cdot (9,81 + 3)) + (200 \cdot (9,81 + 3)) - 1774 = 1876,85 \text{ N} \quad (18.13)$$

$$F_{1V} = 1877 \text{ N}$$

SÍLY PŘI ROZJEZDU DOLŮ

Při rozjezdu zdvihacího rámu dolů působí na soustavu, ve které již není paleta s autosedačkami, opět setrvačné síly, vznikající akcelerací zdvihacího. Tento stav je do výpočtu zahrnut tak, že je od tíhového zrychlení odečteno zrychlení při rozjezdu dolů. I zde je využito rovnic (18.9) a (18.11) jen s rozdílem, že v nich není složka síly od hmotnosti palety.

$$F_{2D} = \frac{(85 \cdot (9,81 - 3)) \cdot 0,316}{0,861} = 212,45 \text{ N} \quad (18.14)$$

$$F_{2D} = 212 \text{ N}$$

Dosazením síly F_{2D} do rovnice (18.15) a jejím vyčíslením je získána síla F_{1D} .

$$F_{1D} = (85 \cdot (9,81 + 3)) - 212 = 366,85 \text{ N} \quad (18.15)$$

$$F_{1D} = 367 \text{ N}$$

Výsledné síly jsou nadále vynásobeny jednou polovinou, jelikož je zde předpoklad symetričnosti palety a válečkové tratě. Tím jsou získány síly, které působí na vidle zdvihacího rámu při statickém zatížení (F_1' , F_2'), při rozjezdu vzhůru (F_{1V}' , F_{2V}') a rozjezdu dolů (F_{1D}' , F_{2D}'). Takto získané síly jsou patrné z tabulky tab 18.1. Pro simulaci vlastní hmotnosti zdvihacího rámu je nadefinováno tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, při rozjezdu vzhůru je definována akcelerace $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a při rozjezdu dolů $-3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, jelikož dochází vlivem setrvačných sil k jistému „nadlehčení“ zdvihacího rámu.

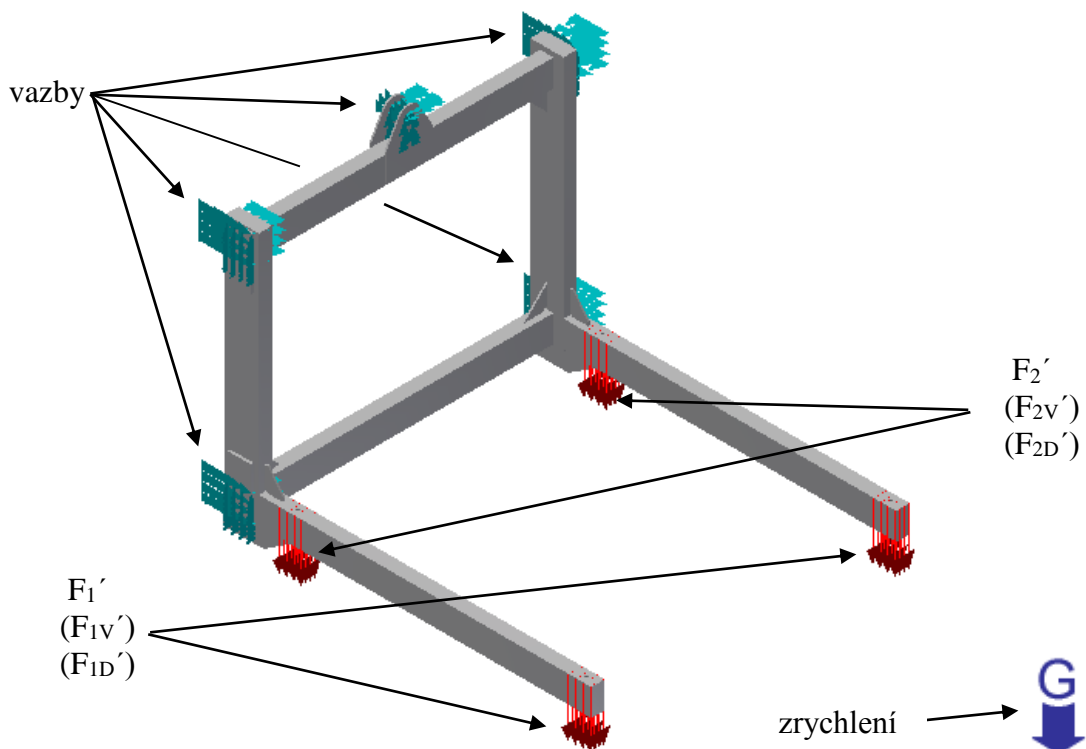
Tab. 18.1 Velikosti působících sil

SÍLA	VELIKOST SÍLY
F_1'	719 N
F_2'	680 N
F_{1V}'	939 N
F_{2V}'	887 N
F_{1D}'	184 N
F_{2D}'	106 N



18.4.2 DEFINICE VAZEB

Na modelu v programu NASTRAN In-CAD jsou na zdvihacím rámu v místě uchycení pojezdových kladek definovány vazby omezující pohyb rámu, který odpovídá skutečnému provozu zdviže. Jediný stupeň volnosti, který není na těchto vazbách odebrán, je směr pohybu rámu, tedy vertikální směr. Další vazba je v oku pro čep vahadla. U této vazby je zabráněn svislý pohyb, rotace podél osy oka vahadla je povolena. Na obr. 18.4 jsou znázorněny zatěžující síly působící na rám v místě uchycení válečkové trati a vazby.

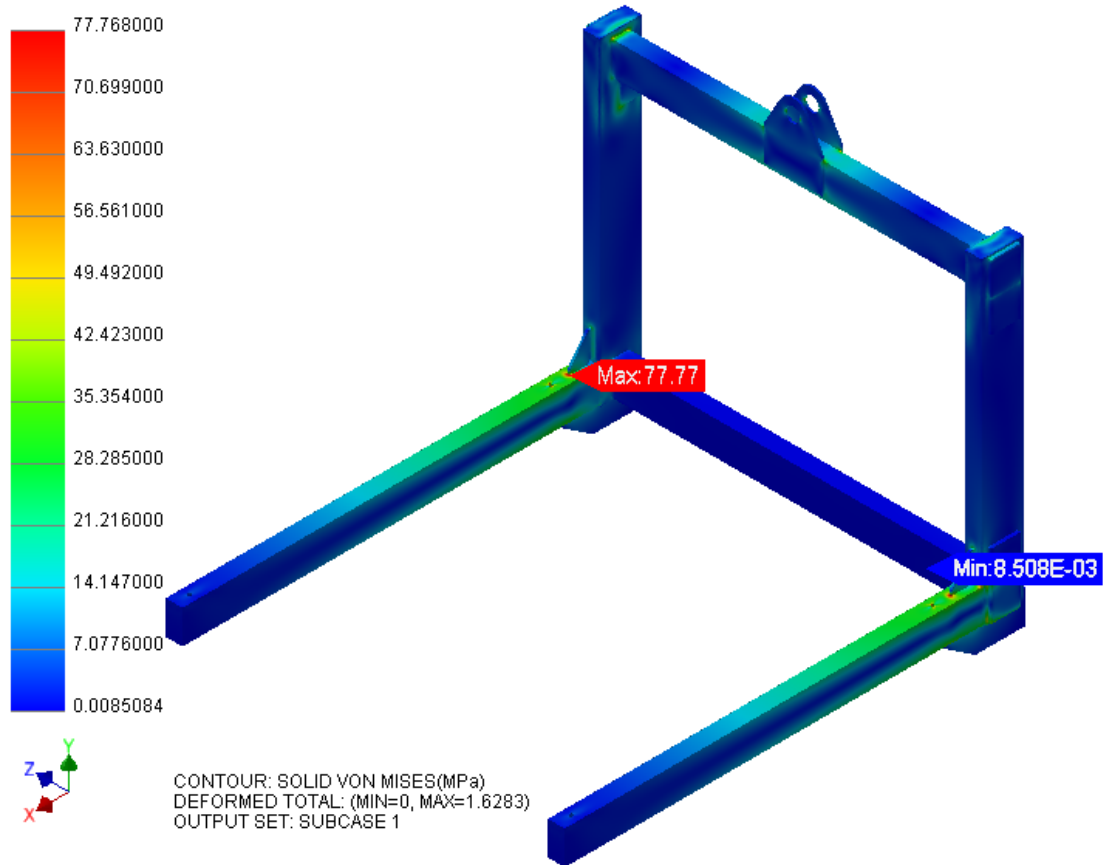


Obr. 18.4 Zatížení a vazby

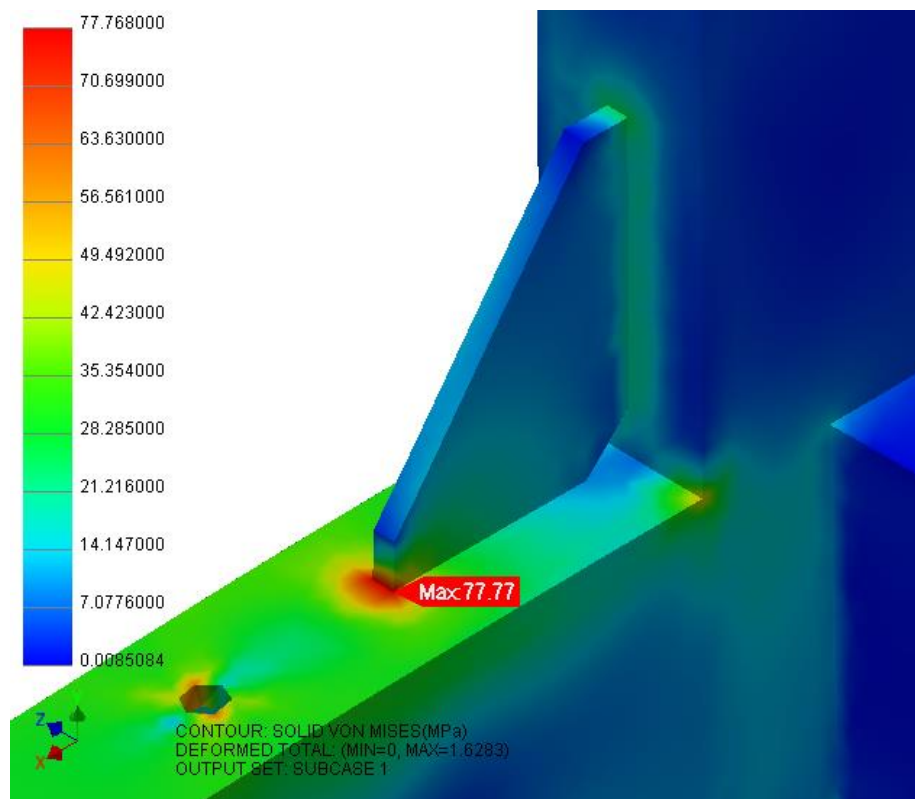
18.4.3 STATICKÝ STAV

Jde o zatěžovací stav, kdy na rám působí síly od hmotnosti válečkové tratě, palety s autosedačkami (tedy síly F_1' a F_2') a tíhové zrychlení. Tento zatěžující stav odpovídá reálnému stavu, kdy na válečkovém dopravníku spočívá paleta a zdviž je v klidu, tedy při naložení palety nebo těsně před jejím vyložení.

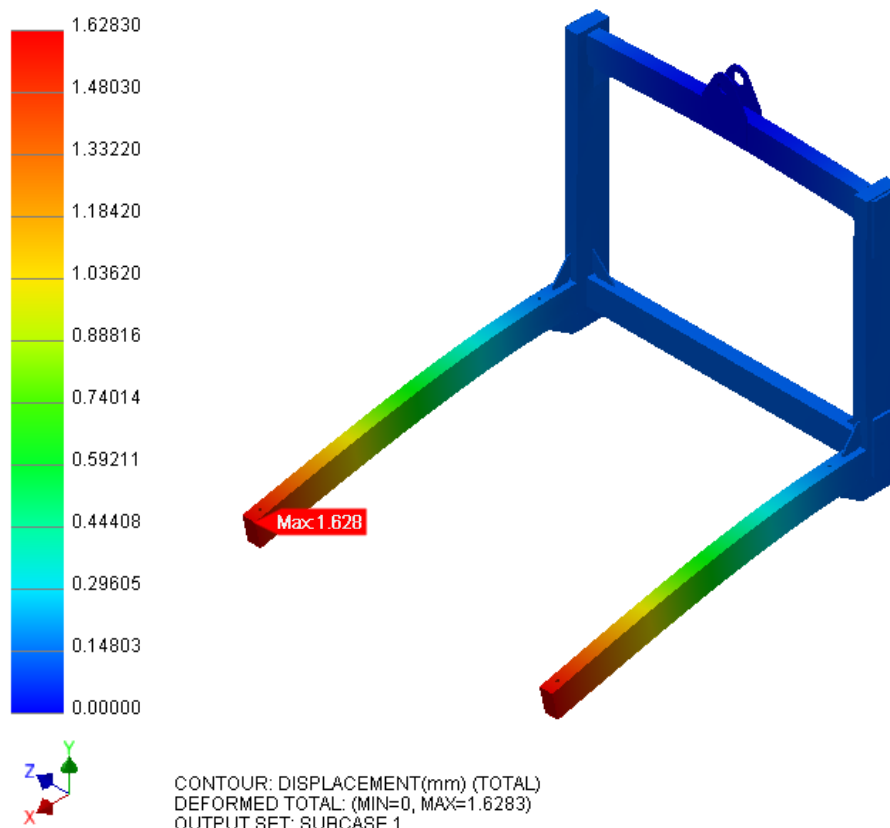
Z obr. 18.6 je patrné, že při tomto zatěžovacím stavu se maximální napětí nachází v místě napojení vrchního žebra na vidli zdvihacího rámu (77,77 MPa). Díra, kterou prochází šroub pro upevnění válečkové trati, působí jako koncentrátor napětí. Hodnota redukovaného napětí v tomto místě je okolo 60 MPa. Další zvýšení napětí lze vidět v napojení jednotlivých profilů a vyztužujících žebírek. Obr. 18.7 ukazuje přetvoření rámu při statickém zatížení, jehož maximální hodnota je 1,628 mm.



Obr. 18.5 Průběh napětí při statickém zatížení



Obr. 18.6 Maximální napětí při statickém zatížení

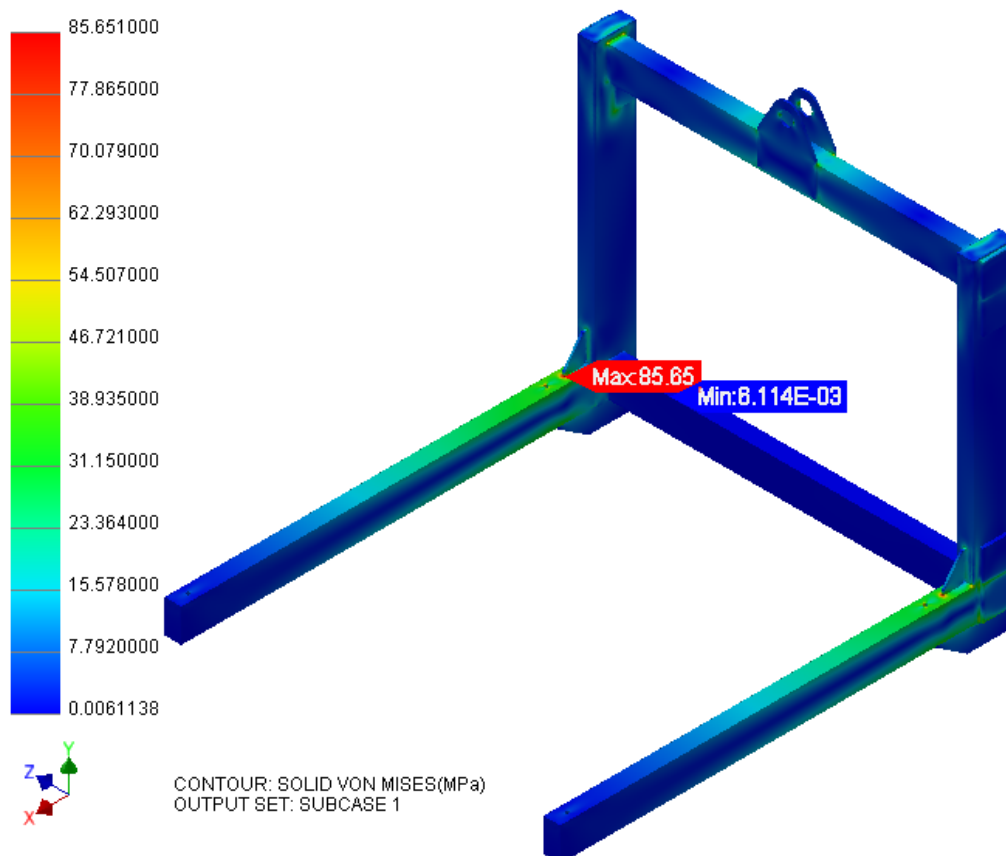


Obr. 18.7 Přetvoření rámu při statickém zatížení

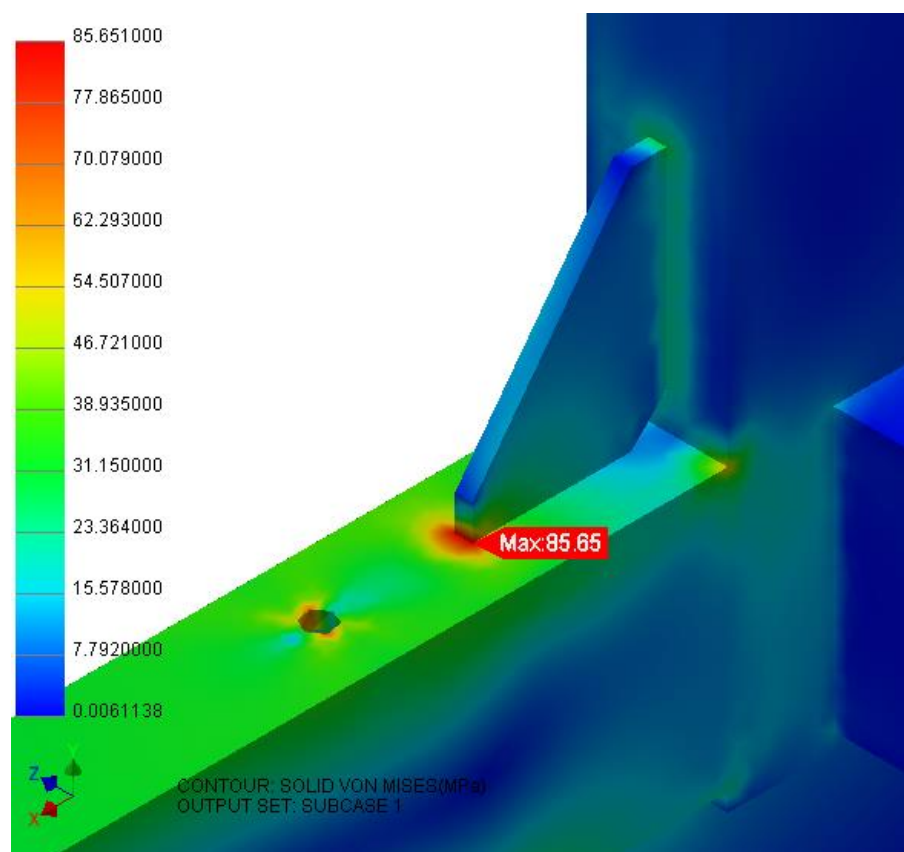
18.4.4 ROZJEZD VZHŮRU

Při rozjezdu vzhůru na rám působí síly F_{1V}' a F_{2V}' , určené v kapitole 18.4.1. Dále tíhové zrychlení a zrychlení $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ uvedené v kapitole 15. Jde o maximální hodnotu zrychlení při rozjezdu zdviže vzhůru. Od tohoto provozního stavu je rám zatěžován nejvíce.

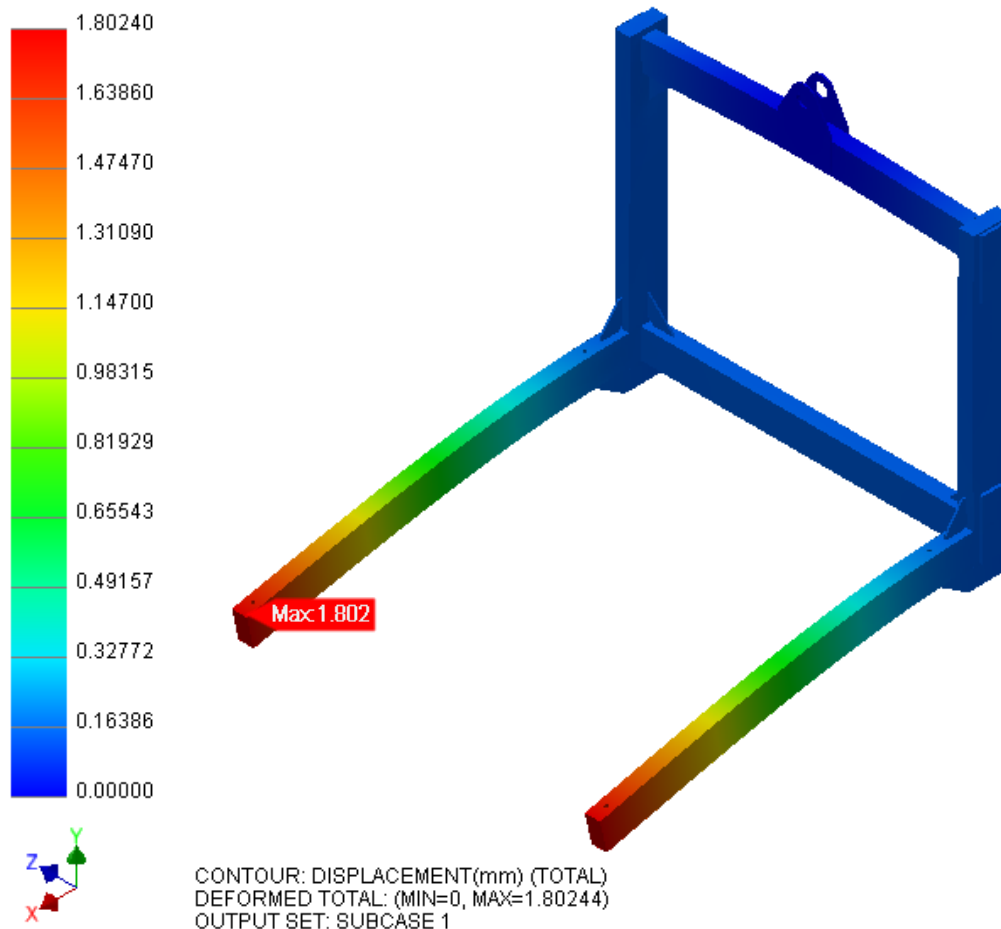
Obr. 18.8 zobrazuje průběh napětí Von Mises (HMH) při rozjezdu zdviže se zrychlením $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Maximální hodnota redukovaného napětí při tomto zatěžovacím stavu je 85,65 MPa. Obr. 18.9 zachycuje detail místa konstrukce, kde vzniká špička napětí. Napěťová špička je jako v předešlém zatěžovacím stavu v místě napojení vyztužujícího žebra na vidli rámu. Jelikož jde o maximální napětí vzniklé při provozu zdviže, odpovídá tato hodnota horní mezi cyklicky se měnícího napětí σ_h . Díra, jakožto koncentrátor vykazuje napětí okolo 65 MPa. Přetvoření rámu při rozjezdu vzhůru je vidět na obr. 18.10, maximální hodnota je 1,8 mm.



Obr. 18.8 Průběh napětí při rozjezdu zdvihacího rámu vzhůru



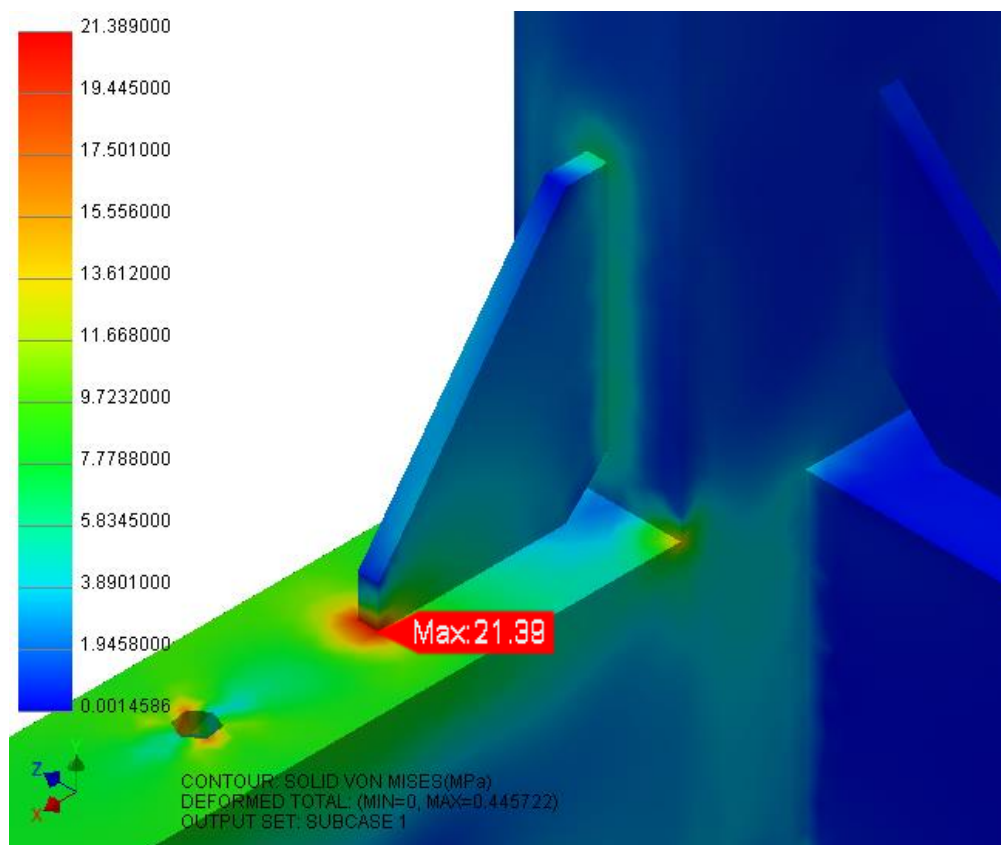
Obr. 18.9 Maximální napětí při rozjezdu zdvihacího rámu vzhůru



Obr. 18.10 Přetvoření rámu při maximálním zatížení

18.4.5 ROZJEZD DOLŮ

Při rozjezdu dolů je zdvihací rám namáhán nejmenším zatížením, tedy silami $F_{1D'}$ a $F_{2D'}$ určenými v kapitole 18.4.1 (na válečkové trati již není paleta s autosedačkami). Navíc při rozjezdu směrem dolů dochází k jistému „nadlehčení“ zdvihacího rámu vlivem setrvačnosti. Tento fakt je do simulace zahrnut tak, že je přidáno zrychlení jako v případě rozjezdu zdviže vzhůru, ale s opačným znaménkem. Samozřejmostí je působení tíhového zrychlení. Výsledkem simulace, která řeší rozjezd zdvihacího rámu dolů, je průběh napětí, který je velice podobný průběhům napětí zobrazovaných výše, jen s rozdílem hodnot napětí. Špička napětí při tomto provozním stavu je opět v místě spojení žebra k vidli zdvihacího rámu. Jeho hodnota je, dle obr. 18.11, rovna 21,39 MPa a odpovídá dolní mezi cyklicky se měnícího napětí σ_n .



Obr. 18.11 Špička napětí při rozjezdu zdvihacího rámu dolů

18.4.6 NÁVRHOVÁ PEVNOST

Zdvihací rám je navržen z uzavřených obdélníkových profilů z materiálu S235 JRH (1.0039), který vykazuje mez kluzu, pro jmenovitou tloušťku materiálu ≤ 16 mm, 235 MPa [25]. Návrhová pevnost tohoto materiálu (f_d) je určena ze zdroje [21] a to tak, že je nutné nejdříve klasifikovat skupinu konstrukce. Pro zdvihací rám a jeho způsob provozu odpovídá skupina 3, čili konstrukce nosná, zatížení statické (lehké dynamické), provedení svařované. Této skupině přísluší součinitel spolehlivosti materiálu $\gamma_M = 1,15$. Výsledkem rovnice (18.16) je návrhová pevnost oceli třídy S235JHR.

$$f_d = \frac{R_e}{\gamma_M} \quad (18.16)$$

$$f_d = \frac{235}{1,15} = 204,24 \text{ MPa}$$

$$f_d = 204 \text{ MPa}$$



Kde:

R_e	[MPa]	- mez kluzu materiálu S235JHR, [25]
γ_M	[-]	- součinitel spolehlivosti materiálu, [21]

18.4.7 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

STATICKÁ ANALÝZA

Maximální redukované napětí (dle HMM) v konstrukci zdvihacího rámu je dle výsledků MKP 77,77 MPa. Návrhová pevnost je dle rovnice (18.16) 204 MPa. Maximální redukované napětí nepřekračuje hodnotu návrhové pevnosti materiálu. Konstrukční řešení a volba materiálu jsou z pevnostního hlediska vyhovující.

ANALÝZA ROZJEZDU VZHŮRU

Maximální redukované napětí v konstrukci zdvihacího rámu je dle výsledků MKP 85,65 MPa. Nepřekračuje tedy hodnotu návrhové pevnosti materiálu. Konstrukční řešení a volba materiálu jsou vyhovující z hlediska pevnosti oceli.

18.4.8 ŽIVOTNOST ZDVIHACÍHO RÁMU

V této kapitole je ověřována životnost zdvihacího rámu s ohledem na odolnost proti únavovému porušení materiálu. Pro zjištění této odolnosti je sestaven Smithův diagram. Při jeho konstrukci je využito materiálových vlastností oceli S235JRH, ze které je zdvihací rám navržen, jako mez kluzu R_e , únavová pevnost σ_c , a únavová pevnost pro mívivý zatěžovací cyklus σ_c' . Do zkonstruovaného Smithova diagramu se na vodorovnou osu zanesou souřadnice σ_m , které odpovídá střední hodnota cyklicky se měnícího napětí, na svislou osu souřadnice $\sigma_m + \sigma_h$, σ_h je horní mez cyklicky se měnícího napětí, viz kapitola 18.4.4.

Požadované vlastnosti oceli jsou čerpány ze zdroje [2]. Mez únavy 130-155 MPa, zvoleno $\sigma_c = 143$ MPa. Mez únavy pro mívivý cyklus $\sigma_c' = 95-120$ MPa, zvoleno 108 MPa.

STŘEDNÍ HODNOTA CYKlickY SE MĚNÍCÍHO NAPĚTÍ

ZDROJ [2]

$$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_n}{2} \quad (18.17)$$

$$\sigma_m = \frac{85,65 + 21,39}{2} = 53,52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 53,5 \text{ MPa}$$



Kde:

σ_h [MPa] - horní mez cyklicky se měnícího napětí, kapitola 18.4.4.

σ_n [MPa] - dolní mez cyklicky se měnícího napětí, kapitola 18.4.5.

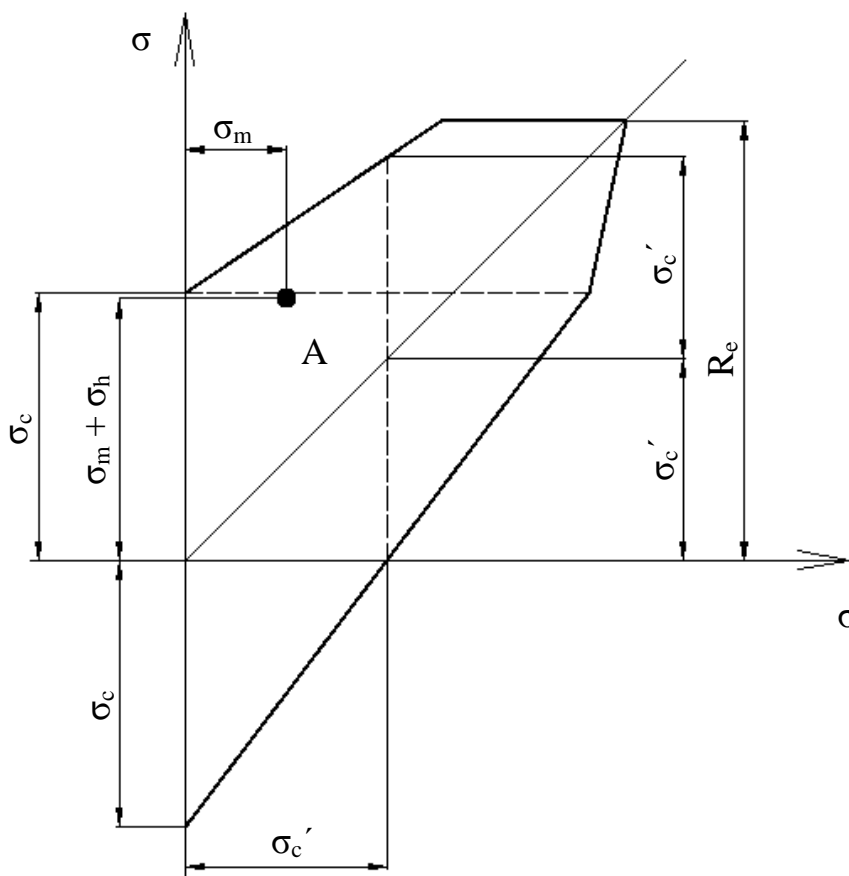
Sečtením střední hodnoty a horní meze cyklicky se měnícího napětí je získána hodnota vynášená na vvislou osu Smithova diagramu.

$$\sigma_m + \sigma_h = 53,5 + 85,65 = 139,15 \text{ MPa} \quad (18.18)$$

$$\sigma_m + \sigma_h = 139,2 \text{ MPa}$$

Kde:

σ_m [MPa] - střední hodnota cyklicky se měnícího napětí, rovnice (18.17)



Obr. 18.11 Smithův diagram

Jelikož zkonstruovaný bod A leží uvnitř Smithova diagramu, lze tvrdit, že zdvihací rám není citlivý na únavu materiálu a jeho životnost je z tohoto hlediska teoreticky neomezená.



18.4.9 AMPLITUDA NAPĚTÍ

Amplituda napětí se vypočítá jako jedna polovina rozdílu horní a dolní meze cyklicky se měnícího napětí [2].

$$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_n}{2} \quad (18.19)$$

$$\sigma_a = \frac{85,65 - 21,39}{2} = 32,13 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 32,1 \text{ MPa}$$

18.4.10 SOUČINITEL BEZPEČNOSTI K MEZNÍMU STAVU ÚNAVY

Vztah pro tento výpočet je čerpán ze zdroje [3].

$$k_u = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma'_c} + \frac{\sigma_m}{R_m}} \quad (18.20)$$

$$k_u = \frac{1}{\frac{32,1}{108} + \frac{53,5}{370}} = 2,263$$

$$k_u = 2,3$$

Kde:

σ_a [MPa] - amplituda cyklicky se měnícího napětí, rovnice (18.19).
 R_m [MPa] - mez pevnosti oceli S235JRH, [32]

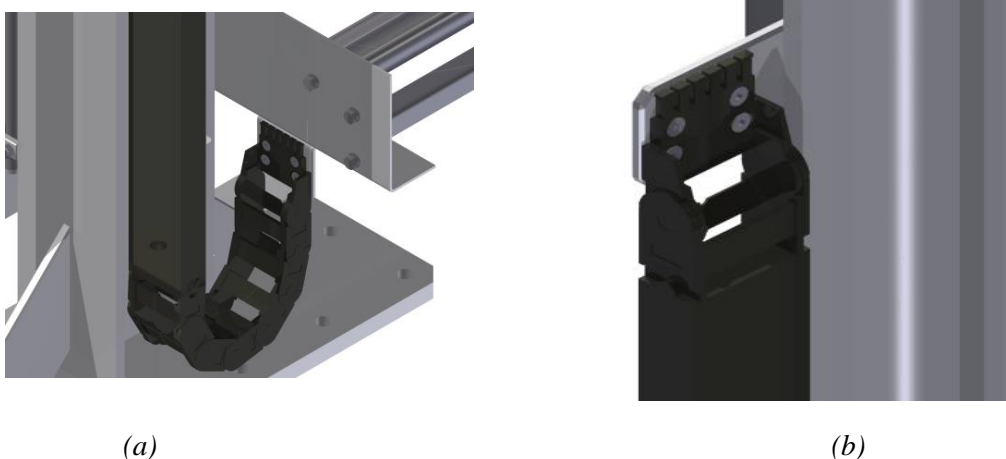


19 PRVKY ELEKTROINSTALACE

Tato zdviž je navržena jako plně automatizovaný stroj. Z konstrukčního hlediska je nutné brát v úvahu potřebnou elektroinstalaci, která bude zajišťovat bezpečný a plynulý provoz.

19.1 ENERGETICKÝ ŘETĚZ

Pro pohon dopravníku je nutné zajistit přívod elektrické energie k převodovému motoru. Jelikož je zdvihací rám v neustálém pohybu, vzniká problém jak bezpečně a spolehlivě dodávat energii pohonu dopravníku. Tento problém řeší tzv. energetický řetěz. Je to strojní součást, která nese a chrání ohebné kabely. Bez vedení a ochrany, kterou energetický řetěz poskytuje, by brzy došlo k poškození kabelu. Je vybrán energetický řetěz Igus série E200.2 o délce 3,5 m.



Obr. 19.1 Uchycení energetického řetězu (a) k dopravníku, (b) na nosné sloupy

19.2 SENZORIKA STROJE

Pro správný chod zdviže jsou senzory nutností. Z funkčního hlediska jsou nutné na válečkové trati (obr. 9.1), jejich funkcí je hlídat přítomnost palety a dávat pokyn pro spuštění pohonu zdvihu po naložení nebo vyložení palety. Senzor umístěný u vahadla zdvihacího rámu, kontroluje polohu vahadla. Jestliže by došlo k přetržení jednoho z tažných elementů, vahadlo by bylo nepřiměřeně vychýleno a senzor by dal pokyn k okamžitému zastavení zdvihacího procesu a spuštění bezpečnostního alarmu. Tento senzor je zpracován v kapitole (20.5). Úkolem senzorů umístěných na sloupech je hlídat polohu zdvihacího rámu v horní či dolní poloze. Pro tyto funkce je zvolen optoelektronický snímač SICK WT 100L. Jde o reflexní laserový snímač se snímacím dosahem 0 až 400 mm s průměrnou životností 50 000 hodin.



Obr. 19.2 Senzor SICK WT 100L, [38]



20 BEZPEČNOSTNÍ OPATŘENÍ

Dle normy ČSN EN 619+A1 musí kontinuální manipulační zařízení plnit bezpečnostní požadavky pro minimalizaci nebezpečí. Nutností je použití značení, informujících o možných nebezpečích, které mohou během pracovního cyklu nastat, dále výstražných a zákazových cedulí. Je třeba proškolit obsluhující personál ohledně bezpečnosti práce. Konstrukční řešení pro minimalizaci nebezpečí zranění obsluhy jsou uvedena níže

20.1 KRYT ŘETĚZU DOPRAVNÍKU

Kryty řetězu dopravníku brání poranění během seřizování či servisu stroje. Jsou patrné na obr. 9.1. Jde o konstrukční díly červené barvy, které jsou navrženy jako ohnutý plech tloušťky 2mm. Kryt řetězu od pohonu je zobrazen na obr. 9.2.

20.2 OCHRANA PROTI PÁDU PALETY

Během vertikální přepravy musí být zabráněno nechtěnému pádu palety z válečkové tratě. Tento požadavek splňují gravitační zarážky, které jsou součástí válečkového dopravníku, obr. 9.1. Princip jejich funkce je založen na gravitaci. Při najetí zdvihacího rámu do dolní nebo horní polohy jsou zarážky vychýleny najetím kladky, jež je jejich součástí, na kulisu, která způsobí jejich pootočení. Po pootočení zarážky nebrání paletě nic v pohybu. Poté, co zdvihací rám opustí spodní či vrchní stanici, kladka sjede z kulisy a zarážky se opět napřímí a brání nechtěnému vypadnutí palety z dopravníku.

20.3 DORAZY KONCOVÝCH POLOH

Zdvíž je opatřena nárazníky v koncových polohách, které v případě nestandardní situace zabrání pokračování zdvihaného břemene vzhůru, popřípadě tlumí náraz při pádu břemene či protizávaží. Tyto nárazníky jsou vybrány se sortimentu společnosti CONDUCTIX wampfler. V horní poloze je zvolen nárazník s označením 017220-063×020, tento nárazník je na obr. 20.1(a). K podlaze pod zdviží jsou přichyceny tři nárazníky typu 017111-200N, dle obr. 20.1 (b).

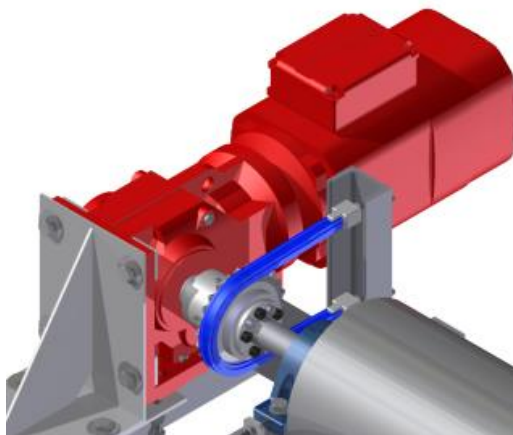


Obr. 20.1 Vrchní nárazník (a), spodní nárazník (b), [15]



20.4 OPATŘENÍ PROTI POHYBU ZDVIŽE BĚHEM SERVISU

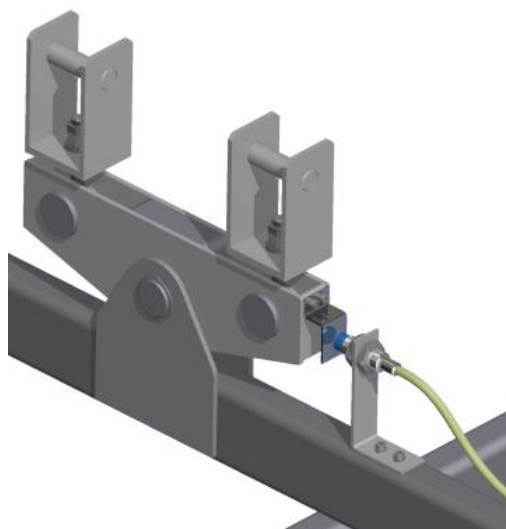
Při montáži či servisu musí být zdviž zajištěna proti samovolnému pohybu zdvihacího rámu a protizávaží. Toto dokáže zajistit brzda elektromotoru, jestliže je pohon spojen s hřídelí bubnu. Ale vzhledem k bezpečnosti je na zdviži zkonstruován i zádržný systém, který zcela brání otáčení hřídele bubnu a tím i pohybu břemene či protizávaží. K zamezení pohybu dojde tak, že je hřídelová spojka, umístěná na hřídeli bubnu, pevně uchycena válečkovým řetězem k rámu zdviže. Princip je patrný na obr. 20.2.



Obr. 20.2 Aretace bubnu řetězem

20.5 SENZORICKÉ SYSTÉMY

S ohledem na bezpečnost je na zdvihacím rámu umístěn senzor, který hlídá vychýlení vahadla. Následkem přetržení jednoho z tažných elementů je maximální vychýlení vahadla. Jestliže by nastal tento stav, čidlo by zaznamenalo nepřiměřené vychýlení a následkem toho by došlo k zastavení provozu zdviže. Pro tuto funkci je zvolen indukční snímač IME18-12NPSZC0S. Jeho umístění je zřejmé na obr. 20.3.



Obr. 20.3 Snímač polohy vahadla



20.6 OHRAZENÍ

Celý pracovní prostor je před uvedením zdviže do provozu zabezpečen ochranným ohrazením. Vstup do tohoto prostoru je přísně zakázán a vchod do něj je možný jen přes blokována vrata. Toto blokování musí při aktivaci vydat příkaz k zastavení provozu zdviže. Opětovné uvedení zařízení do chodu musí být možné pouze osobami proškolenými v ovládní zdviže s přístupem k ovládacímu klíči systému. Tímto bezpečnostním opatřením se zamezí zranění osob, způsobeném stlačením, stříhem, navinutím, vtažením nebo nárazem padajících předmětů a zranění způsobených elektrickým proudem. Jestliže bude nezbytné do pracovního prostoru zdviže vstoupit, je nutné zajistit zdviž proti pohybu, jak je uvedeno v kapitole 20.4. Návrh bezpečnostního ohrazení není předmětem této práce.

20.7 SERVISNÍ PLOŠINA

Pro snadný a bezpečný přístup k pohonům zdviže slouží servisní plošina. Její konstrukce je závislá na předpisech norem ČSN EN ISO 14122-1, ČSN EN ISO 14122-2, ČSN EN ISO 14122-3 a ČSN EN ISO 14122-4. Tyto normy předepisují mimo jiné minimální rozměry plošiny, zábradlí a přístupového žebříku, udávají i minimální zatížení, které musí být plošina schopna přenést. Její návrh však není cílem této diplomové práce

20.8 UKOTVENÍ ZDVIŽE

Pro zajištění stability je celé zařízení v dolní části uchyceno, přes patky nosných sloupů, ocelovými mechanickými kotvami M16×170 do betonové podlahy výrobní haly. Je nutné počítat i s ukotvením v horní části. To by mohlo být zabezpečeno např. rozebíratelným spojením zdviže a části nosné konstrukce haly.



21 POSOUZENÍ ŘEŠENÍ Z HLEDISKA OPTIMALIZACE

21.1 POSOUZENÍ ŘEŠENÍ Z HLEDISKA OPTIMALIZACE VÝROBNÍCH NÁKLADŮ

Při návrhu paletové zdviže je brána v úvahu snadná dostupnost a rychlá dodávka použitých komponent, normalizovaných částí a jednoduchost výroby ostatních prvků zdviže, popř. náhradních dílů.

Válečková trať je zkonstruována z dílů, které jsou pro TMT běžně dostupné od jejich dodavatelů. Hlavními konstrukčními částmi jsou bočnice, které jsou z ohnutého běžně dostupného plechu S235JRG2 (1.0038), stejně tak jako kryty řetězu. Použité válečky jsou standardně nabízeny firmou Interroll, se kterou je společnost TMT v obchodním styku a jejich dodání není problém. Dále řetězy od firmy Řetězy Vamberk, převodové motory od firmy SEW-EURODRIVE pro pohon dopravníku SEW R17DRS71S4 a pohon zdviže SEW K57DRS90L4BE2. Sloupy zdviže a rám pohonu jsou navrženy z normalizovaných profilů, sloupy z HEB profilu DIN 1025-2 a rám z U profilů DIN 1026-1, bubnu je zvolen z ocelové trubky EN 10219. Tažný element je vybrán z katalogu firmy Continental CONTITECH.

Většina konstrukčních dílů se běžně vyskytuje na trhu. Součásti, které nejsou vybrány ze sortimentu jiných firem, mají takovou koncepci, aby jejich výroba nebyla složitá a nákladná. Tyto součásti jsou vyrobeny z normalizovaných polotovarů, jsou to například hřídel bubnu, čepy vahadel a osy pojezdových kladek, které lze zhotovit soustružením, zdvihací rám navržený jako svarek, stejně tak jako držáky motorů, vahadlo atd.

21.2 POSOUZENÍ ŘEŠENÍ Z HLEDISKA OPTIMALIZACE ENERGETICKÉ NÁROČNOSTI

Největší odběr elektrické energie při provozu zdviže náleží jejím pohonům. Pro její chod bude v činnosti však jen jeden z nich, jde o třífázový asynchronní elektromotor o jmenovitém výkonu 2,2 kW. Navržený pohon odpovídá nárokům na provoz zdviže a není zbytečně předimenzován. Jeho řízení zajišťuje frekvenční měnič od firmy SEW-EURODRIVE. Díky vlastnostem tohoto zařízení bude docíleno mimo jiné i energetické úspory jak je popsáno v kapitole 15. Dalším odběratelem energie je pohon dopravníku o jmenovitém výkonu 0,37 kW. Ten je také navržen přímo pro danou aplikaci a jeho výkon je opodstatněný. V porovnání s energetickou náročností pohonů jsou senzorické systémy nevýznamným odběratelem elektrické energie.



22 PŘÍZPŮSOBNÍ VÝROBY S OHLEDEM NA VÝROBNÍ PROSTŘEDKY V TMT

Celá paletová zdviž je navržena jak z kompletně hotových součástí, tak i z částí z normalizovaných polotovarů, které je nutno dále obrábět na požadovaný tvar a rozměry.

Rozsah činnosti společnost TMT je projekce a konstrukce, výroba, montáž, řízení jakosti, doplňkové sužby a servis [45]. Jejich výrobky zde projdou od návrhu ve 3D, přes výrobu, lakování a montáž, až k uvedení do činnosti u zákazníka. Díky vlastnictví mnoha typů obráběcích strojů od stojanových vrtaček, přes soustruhy a frézky, až po moderní CNC obráběcí centra, není pro tuto společnost žádný problém vyrobit, obrobit či svařit potřebné díly. Svařování je nejčastěji zajištěno metodou MIG/MAG na svařovacích zařízeních ESAB, pro svaření korozivzdorných a neželezných kovů se používá metoda TIG/WIG. Veškeré potřebné součásti pro navrhovanou paletovou zdviž je tedy možno vyrobit a zkompletovat přímo v pracovních halách TMT.

T M T spol. s r.o. Chrudim získala a průběžně udržuje systém řízení jakosti podle normy ISO 9001:2008, je také vlastníkem Velkého svářečského průkazů, který společnost opravňuje vyrábět ocelové konstrukce podle EN 1090-2:2011+A1:2011 [44].

22.1 POUŽÍVANÉ OBRÁBĚCÍ A TVÁŘECÍ STROJE

TMT používá řadu tvářecích a obráběcích strojů. Zde jsou uvedeny některé z nich.

- Plazmový a vysekávací stroj BOSCHERT COMBICUT 1250 ROTATION, který disponuje lisovací silou 280 kN, maximální tloušťka plechu pro vysekávání je 6 mm pro pálení 10 mm. Přesnost vysekávání $\pm 0,1$ a plazmového řezání $\pm 0,2$ mm.



Obrázek 22.1 BOSCHERT COMBICUT 1250 ROTATION, [10]



- Vysoko dynamické laserové centrum PRIMA POWER PLATINO FIBER, jehož předností je vysoká přesnost a kvalita řezu od tloušťky 0,3 do 15 mm pro běžné ocelové materiály a do 6 mm pro korozivzdorné materiály.



Obr. 22.2 PRIMA POWER PLATINO FIBRE, [13]

- Ohraňovací lis DURMA CNC SYNDRO AD-E 30160, disponující lisovací silou 160 t a schopností ohnout plech o tloušťce až 6 mm.
- Hydraulické nůžky DURMA CNC HGM 3013 pro plech o maximální tloušťce 10 mm.
- Odjehlovací stroj LISSMAC SBM-L 1000, jehož úkolem je odjehlování a zaoblení hran u dílů až do tloušťky materiálu 50 mm po řezání laserem a plazmou.



Obr. 22.3 LISSMAC SBM-L 1000, [27]

- Frézovací centrum HURCO VMX 42
- Soustružnické centrum HURCO TMM 10i
- Horizontální vyvrtávačka WHN 90



23 FMEA ANALÝZA

Metoda FMEA byla vyvinuta v šedesátých letech dvacátého století jako nástroj pro systematickou a vysoce organizovanou analýzu způsobů poruch prvků systému a posouzení jejich důsledků na jednotlivé subsystémy i systém jako celek. Impulsem pro vznik těchto metod byly problémy spojené se zabezpečováním spolehlivosti nových technických systémů, vyznačujících se velkou složitostí, jejichž selhání mohlo vést ke katastrofickým důsledkům značného rozsahu. Poprvé byla metoda použita v agentuře NASA při realizaci projektu kosmického výzkumu APOLLO [6].

Metoda FMEA (Failure Mode and Effect Analysis), tedy Analýza způsobů a důsledků poruch, je strukturovaná, kvalitativní analýza sloužící k identifikaci způsobů poruch systémů, jejich příčin a důsledků. V současnosti patří metoda FMEA k nejpoužívanějším metodám prediktivní analýzy spolehlivosti a je využívána v řadě oborů, nejen pro analýzu technických systémů, ale také pro analýzu procesů a software. Metoda je u nás popsána v normě ČSN IEC 812 – Postup analýzy způsobů a důsledků poruch [6].

Informace získané prováděním metody FMEA mohou sloužit jako podklad pro návrh konstrukčních změn systému, formulaci požadavků na provedení zkoušek, nebo identifikaci nebezpečných provozních režimů. Výsledky analýzy také poskytují nezbytné informace pro racionální návrh diagnostických postupů a systému údržby [6].

Analýza způsobů a důsledků poruch (FMEA analýza) zdviže na palety je vypracována pomocí interních dokumentů společnosti TMT, zdroj [49], a je k diplomové práci přiložena jako příloha s označením 03-DPLH-TD2.

Tab. 23.1 Hodnocení kritérií, zdroj [49]

VÝZNAM		VÝSKYT		ODHALENÍ	
1-2	zákazník nezaregistruje- nevadí	1-2	nikdy	1-2	jistota
3-4	zákazník zaregistruje- nevadí	3-4	zřídka	3-4	vysoká
5-6	zákazník zaregistruje- vadí	5-6	přichází v úvahu	5-6	střední
7-8	nefunkčnost	7-8	často	7-8	malá
9-10	ohrožení bezpečnosti a předpisů	9-10	jistě	9-10	téměř žádná

Hodnota rizika poruchy je vypočítána jako součin kritérií významu, výskytu a odhalení poruch. Maximální přípustná hodnota rizika je 125, zdroj [49].



24 RIZIKOVÁ ANALÝZA

Riziková analýza je relativně jednoduchý a přitom důležitý nástroj, který se dá použít při řízení v podstatě čehokoliv. Riziková analýza vám může pomoci zvážit nějaký krok či rozhodnutí s přiměřeným odstupem a včas si připravit variantní řešení [14].

Analýza rizik poskytuje informace požadované pro zhodnocení rizika, které jako důsledek umožňuje rozhodnout, zda je nebo není požadováno snížení rizika [7].

Při vypracování této analýzy se hodnotí závažnost škody na zdraví, četnost a doba trvání, možnost vyvarování se nebo omezení škody a pravděpodobnost výskytu nebezpečné události. Bodové hodnocení rizika je ustanoveno dle tabulky pro odhad rizika, která je součástí přílohy s označením 04-DPLH-TD1.

Jako podklad pro vypracování této analýzy byly použity interní dokumenty společnosti TMT, zdroj [48].

Na základě upřesnění vedoucího diplomové práce je rozsah Rizikové analýzy omezen na aktuální objem z důvodu celkového rozsahu diplomové práce. Pro vydání prohlášení o shodě by bylo nutné analýzu detailněji dopracovat.



25 PODKLADY PRO VYDÁNÍ PROHLÁŠENÍ O SHODĚ

Prohlášení o shodě je dokument, kterým výrobce dokladuje, že správně posoudil shodu výrobku s požadavky příslušných nařízení vlády. Tento dokument je nutnou podmínkou uvedení výrobku na trh. Výrobce vydává prohlášení o shodě na základě posouzení daného výrobku s požadavky konkrétního nařízení vlády. U výrobků dovážených z oblasti mimo EU vydává prohlášení o shodě zplnomocněný zástupce výrobce se sídlem v EU nebo dovozce nebo ten, kdo uvedl výrobek naposledy na trh EU. Kromě vystavení prohlášení o shodě je také požadováno označit výrobek značkou CE, popř. značkou CE s uvedením čísla notifikované osoby, která posouzení shody provedla – u vybraných nařízení vlády [20].



Obr. 25.1 Značka CE, [20]

25.1 POTŘEBNÉ DOKUMENTY

Pro vydání prohlášení o shodě jsou třeba následující dokumenty [16]:

- obecný popis výrobku,
- výkresy, schémata, popisy a komentáře nutné ke srozumitelnosti výkresů,
- riziková analýza,
- seznam technických norem, které byly využity,
- záznamy o provedených zkouškách,
- výsledky konstrukčních výpočtů a provedených zkoušek,
- popřípadě zkušební protokoly a certifikáty vydané autorizovanou osobou,
- návod k použití.

Obecný popis a výsledky konstrukčních výpočtů jsou součástí této diplomové práce. Výkresová dokumentace je přiložená jako příloha stejně tak riziková analýza. Seznam využitých norem a nařízení vlády je v kapitole 25.2. Dále je nutné strojní zařízení opatřit označením CE. Na základě upřesnění vedoucího práce nejsou ostatní podklady pro vydání prohlášení o shodě zpracovány z důvodu velkého rozsahu této diplomové práce, který výrazně převyšuje rozsah obvyklý.



25.2 SEZNAM VYUŽITÝCH NOREM A NAŘÍZENÍ VLÁDY

ČSN 26 4501	Válečkové, kladičkové a kladkové tratě
ČSN ISO 1819	Zařízení pro plynulou dopravu nákladů
ČSN ISO 7149	Zařízení pro plynulou dopravu nákladu
ČSN EN 619 + A1	Kontinuální manipulační zařízení a systémy
ČSN EN 953+A1	Bezpečnost strojních zařízení - Ochranné kryty
ČSN EN ISO 12100	Bezpečnost strojních zařízení



ZÁVĚR

V této diplomové práci byl proveden konstrukční návrh zdviže na palety s autosedačkami, jejíž součástí je i úsek poháněné válečkové trati. Celá zdviž byla navržena z běžně dostupných normalizovaných komponent a polotovarů jako např. plechy, U profily, HEB profily atd. A dále z typových dílů ze sortimentu různých firem. Válečky od firmy Interroll, pohony od SEW-EURODRIVE, tažný pás od firmy CONTINENTAL atd.

Konstrukce návrhu zdviže a válečkového dopravníku byla provedena ve 3D pomocí programu Autodesk Inventor 2013.

V první části této práce byl navržen poháněný válečkový dopravník, u kterého byla provedena kontrola pohonu na rozběh a kontrola řetězu proti přetržení. Zvolený pohon SEW R17DRS71S4MB05 je vyhovující, stejně tak i řetěz 08 B-1.

Další část se zabývala konstrukčním návrhem paletové zdviže a volbou jednotlivých komponent jako např. nosné sloupy, zdvihací rám, protizávaží, tažný element a pohon zdviže. Byl zvolen pohon SEW-EURODRIVE K57DRS90L4BE2. Vyšetřením dynamiky pohybu zdviže byla sestrojena pohybová rovnice, díky které bylo možné ověření zvoleného pohonu. Tento pohon je vyhovující a svými výkony odpovídá potřebám zdviže pro přepravu břemene o hmotnosti 200 kg a dodržení zadaného času jednoho taktu výrobní linky. Byl zvolen i frekvenční měnič pro řízení otáček elektromotoru. Díky jeho výhodám nebude provoz zdviže tolik energeticky náročný.

Pevnostní kontrola zahrnovala ověření tažného elementu vzhledem k jeho pevnosti, u ložisek bubnu byla řešena jejich životnost. Hřídel bubnu byla zkontrolována na redukované napětí (dle HMM) pomocí programu Autodesk Inventor 2013 v modulu generátor hřídelí. Všechny tyto kontrolované konstrukční prvky jsou vyhovující a vykazují dostatečnou míru bezpečnosti. Zdvihací rám, zkonstruovaný jako svarek, byl zkontrolován pomocí metody konečných prvků (MKP) v programu NASTRAN. Redukované napětí vyvolané v konstrukci, dle výsledků MKP, nepřesáhlo hodnotu stanovené výpočtové pevnosti zvoleného materiálu. Dále byl navržený zdvihací rám zkontrolován na odolnost vůči únavovému poškození. I zde konstrukční návrh vyhověl a rám vykazuje neomezenou životnost vzhledem k únavě materiálu.

Jako výkresová dokumentace byl zpracován sestavný výkresy zdviže na palety, sestavný výkres poháněcí stanice, výkres svarku zdvihacího rámu a výkres hřídele bubnu.

Dále bylo v diplomové práci zpracováno posouzení řešení z hlediska optimalizace výrobních nákladů a energetické náročnosti při provozu zdviže. Také přizpůsobení výroby s ohledem na výrobní prostředky v TMT. Součástí přílohy je i vypracovaná FMEA analýza a riziková analýza. Poslední kapitola zmiňovala podklady pro vydání prohlášení o shodě. Po upřesnění vedoucího diplomové práce byly vypracovány jen některé z nich z důvodu celkového rozsahu této práce.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Dopravní a manipulační technika: nové trendy a technologie: kurz zajišťuje Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, Národní strojírenský klastr. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2010. ISBN 978-80-7204-712-3.
- [2] MIČKAL, Karel. Technická mechanika pro střední odborná učiliště a střední odborné školy. 3., nezm. vyd. Praha: Informatorium, 1997. ISBN 80-860-7306-8.
- [3] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Editor Miloš Vlk. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] KAŠPÁREK, Jaroslav. Dopravní a manipulační zařízení [online]. Elektronická skripta. Brno: VUT Brno, 2002 [cit. 2013-05-01]. Dostupné z WWW: <http://www.iae2.fme.vutbr.cz/opory/DMZ-sylaby.pdf>
- [5] POKORNÝ, Přemysl. Dopravní a manipulační zařízení. Řešené příklady [online]. Brno [cit. 2014-03-04]. Dostupné z: <http://www.iae2.fme.vutbr.cz/opory/DMZ-priklady.pdf>
- [6] TEORIE ÚDRŽBY: Učební texty. FAMFULÍK, Jan, Jana MÍKOVÁ a Radek KRZYŽANEK. ANALÝZA SPOLEHLIVOSTI V ETAPĚ NÁVRHU A VÝVOJE VOZIDLA [online]. Ostrava, 2007 [cit. 2016-03-27]. Dostupné z: <http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/TU/TU>
- [7] ČSN EN ISO 12100. Bezpečnost strojních zařízení: Všeobecné zásady pro konstrukci-Posouzení rizika a snižování rizika. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [8] AXMANN-FS. Vertical Conveyor Type 70.01 [online]. [cit. 2016-03-11]. Dostupné z: http://www.axmann-fs.com/senkrechtfoerderer_senkrechtfoerderer_70_01_en.html
- [9] BOLZANO. Přehled vlastností oceli S355J2 [online]. 2016 [cit. 2016-04-28]. Dostupné z: <http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s355j2drive-s355j2g3>
- [10] BOSCHERT. Punching Machine Compact Rotation [online]. 2015 [cit. 2016-03-11]. Dostupné z: http://boschert.de/images/stories/Produkte/Stanzenmaschinen/Compact_Rotation/Compact_A.jpg
- [11] BUREŠ, Jiří. ConVERTER [online]. 2002 [cit. 2016-01-15]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- [12] Cadstudio. Autodesk Nastran In-CAD [online]. 2016 [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: <http://www.cadstudio.cz/prod/nastran.asp#tabs-Popis>



- [13] CANMET. 2D laserová řezací centra [online]. 2015 [cit. 2016-03-11]. Dostupné z: <http://www.canmet.eu/clanky/detail/univerzalni-a-flexibilni-fiber-laser-s-moznosti-rezat-plechy-trubky-a-profilu.htm#zalozka-1>
- [14] CETTUS. Riziková analýza [online]. 2015 [cit. 2016-03-29]. Dostupné z: <http://www.cettus.cz/rizikova-analyza/>
- [15] CONDUCTIX wampfler. Nárazníky [online]. 2016 [cit. 2016-03-24]. Dostupné z: http://www.conductix.cz/sites/default/files/downloads/KAT0170-0002-D_Gummi-_und_Cell-Puffer.pdf
- [16] CPS SERVIS s.r.o.: Specialista na bezpečnost strojů. Často kladené otázky [online]. 2016 [cit. 2016-03-30]. Dostupné z: <http://ezu.cz/produkty/prohlaseni-o-shode-ce/>
- [17] DIRECT INDUSTRY. Continentál: Products [online]. 2016 [cit. 2016-03-01]. Dostupné z: http://www.directindustry.com/prod/contitech/product-7393-532735.html#product-item_532748
- [18] DŮM KOLEČEK. Samostatná kola [online]. [cit. 2016-02-10]. Dostupné z: <http://www.dum-kolecek.cz/c10-105-1261.html>
- [19] E-konstruktor. Součinitel tření [online]. 2013 [cit. 2016-01-25]. Dostupné z: <http://e-konstruktor.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [20] Ezú: Elektrotechnický zkušební úřad. Produkty: Prohlášení o shodě [online]. 2016 [cit. 2016-03-30]. Dostupné z: <http://ezu.cz/produkty/prohlaseni-o-shode-ce/>
- [21] Fce.vutbr. PILGR, Milan. Materiál pro ocelové konstrukce a jeho mechanické vlastnosti [online]. 2009 [cit. 2016-03-20]. Dostupné z: <http://www.fce.vutbr.cz/KDK/pilgr.m/Prvky-material.htm#KAP-1-1>
- [22] Forstor, TOV. Stožárová zdviž [online]. [cit. 2016-03-07]. Dostupné z: <http://forstor.all.biz/cs/stozarova-zdviz-g4225901#!prettyPhoto>
- [23] HABERKORN. Řetězová kola: Systém BEA [online]. [cit. 2016-01-17]. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/dyndoc/view/se-pohony-retezova_kola.pdf/2/
- [24] INTERROLL. Dopravníkové válečky [online]. 2011 [cit. 2016-01-20]. Dostupné z: http://www.interroll.cz/fileadmin//user_upload/PDF/FR_CS_2011_WEB.pdf
- [25] König FRANKSTAHL. Mechanické vlastnosti dutých profilů [online]. 2016 [cit. 2016-03-20]. Dostupné z: http://www.ocel.cz/ocel_akfs/soubory/81cz.pdf
- [26] Kvello s.r.o. Frekvenční měniče [online]. 2015 [cit. 2016-03-07]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.cz/eshop/frekvencni-menice>
- [27] LISSMAC. SBM L G1S2 [online]. [cit. 2016-03-11]. Dostupné z: <http://www.lissmac.cz/stroje-lissmac/sbm-l-g1s2/>



- [28] Moeller. Elektronické spouštěče motorů a pohony: Základy techniky pohonů [online]. 2009 [cit. 2016-03-07]. Dostupné z: <http://archiv.eatonelektrotechnika.cz/priruckazapojeni/drives079.html>
- [29] POJEZDOVÁ KOLA. Samostatná kola [online]. 2013 [cit. 2016-02-25]. Dostupné z: <http://www.pojezdova-kola.cz/detail/vodici-kolo-18k050vs-09-10/>
- [30] RIPRA S.R.O. Součinitele tření: Součinitele čepového tření [online]. 2016 [cit. 2016-01-15]. Dostupné z: http://www.ripa.cz/index.php?option=com_content&view=article&id=95:souinitele-teni&catid=55:mechanika&Itemid=55
- [31] RS Components. SKF Pedestal Bearing SY 40 TF [online]. 2016 [cit. 2016-03-07]. Dostupné z: <http://uk.rs-online.com/web/p/bearing-units-plummer-block-accessories/3398489/>
- [32] Ruukki. Konstrukční oceli S235JRH: Vlastnosti [online]. 2014 [cit. 2016-03-22]. Dostupné z: <http://www1.ruukki.cz/Stavebnictvi/Ocelove-ramove-konstrukce/Nosne-uzavrene-profilu/Konstrukcni-oceli-HS-S355J2H-a-S235JRH-kruhove>
- [33] ŘETĚZY VAMBERK. Katalog [online]. 2012 [cit. 2016-03-01]. Dostupné z: <http://www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/Katalog.pdf>
- [34] ŘETĚZY VAMBERK. Výpočet válečkového řetězu [online]. 2012 [cit. 2016-01-27]. Dostupné z: http://www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/vypocet_valeckoveho_retezu.pdf
- [35] SEW-EURODRIVE. Catalog AC Motors [online]. 2014 [cit. 2016-02-10]. Dostupné z: <http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/19290411.pdf>
- [36] SEW-EURODRIVE. *Helical Gearmotors*. [online]. 2014 [cit. 2014-03-05]. Dostupné z: http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16840011_G09.pdf
- [37] SEW-EURODRIVE. *Helical-Bevel Gearmotors* [online]. 2015 [cit. 2016-04-07]. Dostupné z: http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16840011_G11.pdf
- [38] SICK: Sensor Intelligence. *Optoelektronické snímače: W100 Laser* [online]. 2016 [cit. 2016-04-07]. Dostupné z: <https://www.sick.com/cz/cs/optoelektronicke-snimace/optoelektronicke-snimace/w100-laser/wt100l-f2241/p/p221847>
- [39] SIDO. *Elektromotoren* [online]. 2016 [cit. 2016-04-07]. Dostupné z: <http://www.sido.co/delivery-programme/geared-motors/>
- [40] SKF. Stojaté ložiskové jednotky Y [online]. 2016 [cit. 2016-03-07]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/plummer-block/index.html?designation=SY%2040%20TF>
- [41] Technology in Motion: EATECH belt with backings [online]. 2016 [cit. 2016-04-22]. Dostupné z: <http://www.elatech.com/en-US/polyurethane-belts-covered-conveying.html>



- [42] T M T spol. s r.o. Chrudim. 3840 Zdviž [online]. 2013 [cit. 2016-03-07]. Dostupné z: <http://katalog.tmt.cz/3840-zdviz>
- [43] T M T spol. s r.o. Chrudim. 4460 Zdviž [online]. 2013 [cit. 2016-03-07]. Dostupné z: <http://katalog.tmt.cz/4460-zdviz>
- [44] T M T spol. s r.o. Chrudim. O společnosti [online]. 2014 [cit. 2016-03-11]. Dostupné z: <http://www.tmt.cz/cz/o-spolecnosti>
- [45] T M T spol. s r.o. Chrudim. Rozsah činnosti [online]. 2014 [cit. 2016-03-11]. Dostupné z: <http://www.tmt.cz/cz/rozsah-cinnosti>
- [46] TOLLOK. Locking Assemblies [online]. 2003 [cit. 2016-03-07]. Dostupné z: <http://www.industrialclutch.com/pdf/tollok-catalogue.pdf>
- [47] TYMA. CONTI POLYFLAT: PU Ploché řemeny [online]. 2016 [cit. 2016-03-01]. Dostupné z: <http://www.tyma.cz/files/katalogy/polyflat-tyma-cz-en.pdf>
- [48] TMT spol. s r.o. Chrudim. ANALÝZA RIZIK. Ing. Ludmila Jílková. [cit. 2016-03-10]. Interní firemní dokument firmy TMT.
- [49] TMT spol. s r.o. Chrudim. FMEA ANALÝZA. Ing. Ludmila Jílková. [cit. 2016-03-10]. Interní firemní dokument firmy TMT



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[mm ²]	plocha kloubu řetězu
b ₁	[mm]	vnitřní šířka řetězu
b ₂	[mm]	šířka vnitřního článku
B _D	[mm]	šířka dopravníku
BE2	[-]	typ brzdy zdviže
B _P	[mm]	šířka přepravované palety
b _f	[mm]	šířka řemenu
b _f	[mm]	šířka zdvihacího řemenu
d ₁	[mm]	průměr čepu řetězu
d ₃	[mm]	průměr válečku řetězu
d _b	[m]	průměr bubnu
D _o	[mm]	průměr osy válečku
D _{t1}	[mm]	průměr roztečné kružnice hnacího řetězového kola
D _v	[mm]	průměr válečku
e	[-]	Eulerův vztah
e _p	[m]	rameno valivého odporu ocel - polyetylen
f	[-]	součinitel tření ocel - polyetylen
F ₁	[N]	reakce od palety a válečkového dopravníku při statickém zatížení
F ₁ '	[N]	síla působící na vidli zdvihacího rámu při statickém zatížení
F _{1D}	[N]	reakce od palety a válečkového dopravníku při rozjezdu dolů
F _{1D} '	[N]	síla působící na vidli zdvihacího rámu při rozjezdu dolů
F _{1D} '	[N]	síla působící na vidli zdvihacího rámu při rozjezdu dolů
F _{1V}	[N]	reakce od palety a válečkového dopravníku při rozjezdu vzhůru
F _{1V} '	[N]	síla působící na vidli zdvihacího rámu při rozjezdu vzhůru
F ₂	[N]	reakce od palety a válečkového dopravníku při statickém zatížení
F ₂ '	[N]	síla působící na vidli zdvihacího rámu při statickém zatížení
F _{2D}	[N]	reakce od palety a válečkového dopravníku při rozjezdu dolů
F _{2V}	[N]	reakce od palety a válečkového dopravníku při rozjezdu vzhůru
F _{2V} '	[N]	síla působící na vidli zdvihacího rámu při rozjezdu vzhůru
F _{Ar}	[N]	reakce v pojezdových kladkách
F _B	[N]	síla zvedaného břemene
F _{Bp}	[N]	síla od spouštěného břemene



F_{Br}	[N]	reakce v pojezdových kladkách
$f_{\check{c}}$	[-]	součinitel čepového tření - ekvivalent pro valivá ložiska
f_d	[MPa]	návrhová pevnost
F_k	[N]	zatížení jedné pojezdové kladky
F_L	[N]	zatížení ložiska bubnu
$F_{L\ max}$	[N]	maximální zatížení ložiska
F_{Mr}	[N]	max. síla od pohonu zdviže
F_{Mr}	[N]	síla působící na oka pro čep vahadla
$F_{n1,2}$	[N]	síla pro ověření prokluzu pásu přes buben
F_o	[N]	obvodová síla
$F_{o1,2}$	[N]	síla pro ověření prokluzu pásu přes buben
F_p	[N]	síla od protizávaží
$F_{p\ max}$	[N]	maximální tažná síla řemenu
F_{pal}	[N]	síla od palety
F_{PDr}	[N]	síla od palety a válečkové tratě při max. zrychlení
F_{pt}	[kN]	síla při přetržení řetězu
$F_{\check{r}}$	[N]	maximální zatížení zdvihacího řemenu
F_s	[N]	síla přenášená na předmět smykovým třením
$F_{V\ max}$	[N]	maximální zatížení válečku
F_{vp}	[N]	odpor ve vedení protizávaží
F_{vt}	[N]	síla od válečkové tratě
F_z	[N]	síla zatěžující buben
F_{ZRr}	[N]	síla od zvedacího rámu při max. zrychlení
F_{zul}	[N]	pevnost zdvihacího řemenu
g	[ms ⁻²]	tíhové zrychlení země
$g_{\check{r}}$	[mm]	výška desky řetězu
H_D	[mm]	výška dopravníku
I_1	[-]	součinitel tření v řetězu
I_2	[-]	součinitel mazání řetězu
i_c	[-]	celkový převod
i_p	[-]	převodový poměr pohonu dopravníku
i_{pz}	[-]	převodový poměr pohonu zdviže
J_b	[kgm ²]	moment setrvačnosti bubnu a hřídele



J_{mz}	[kgm ²]	moment setrvačnosti motoru zdviže
$J_{př}$	[kgm ²]	moment setrvačnosti převodovky pohonu
J_{red}	[kgm ²]	redukovaný moment setrvačnosti
J_{redd}	[kgm ²]	redukovaný moment setrvačnosti soustavy při rozjezdu břemena dolů
J_v	[kgm ²]	setrvačný moment pláště válečku
k	[mm]	rozteč mezi válečky
K_D	[-]	dynamická bezpečnost
K_s	[-]	statická bezpečnost
k_u	[-]	součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy
l_1	[mm]	délka čepu řetězu
l_2	[mm]	délka čepu spojovacího článku
L_D	[mm]	délka dopravníku
L_P	[mm]	délka přepravované palety
l_v	[mm]	montážní délka válečku
m	[kg]	hmotnost pohonu dopravníku
M_a/M_n	[-]	poměrný záběrný moment pohonu dopravníku
$M_a/M_{n z}$	[-]	poměrný záběrný moment pohonu zdviže
m_b	[kg]	hmotnost bubnového celku
m_{bh}	[kg]	hmotnost běhounu a bočnic bubnu
M_{Bz}	[Nm]	moment brzdy zdviže
$M_{čk}$	[Nm]	moment čepového tření na nosné kladce
$M_{čkc}$	[Nm]	celkový moment čepového tření na nosných kladkách
$M_{čl}$	[Nm]	moment čepového tření na ložisku bubnu
$M_{člc}$	[Nm]	celkový moment čepového tření v ložiskách bubnu
M_{ekv}	[Nm]	ekvivalentní moment
M_{ekvd}	[Nm]	ekvivalentní moment pro rozjezd břemena dolů
M_m	[Nm]	moment na hřídeli elektromotoru při rozběhu
M_{od}	[Nm]	moment od stálých odporů
m_p	[kg]	hmotnost palety včetně autosedaček
M_p	[Nm]	výstupní moment pohonu dopravníku
m_{pr}	[kg]	hmotnost protizávaží
m_{ps}	[kg]	hmotnost pásu
m_{pt}	[kg]	teoretická hmotnost protizávaží



M_{pz}	[Nm]	výstupní moment pohonu zdviže
m_{pz}	[kg]	hmotnost pohonu zdviže
m_r	[kg]	hmotnost rámu
$m_{rč}$	[kg]	hmotnost rotujících částí válečku
M_{roz}	[Nm]	rozběhový moment redukovaný na hřídeli
M_t	[Nm]	třecí moment
m_{tr}	[kg]	hmotnost válečkové tratě
M_v	[Nm]	moment valivého odporu na nosné kladce
M_{vc}	[Nm]	celkový moment valivého odporu na nosných kladkách
M_z	[Nm]	moment elektromotoru zdviže
M_z	[Nm]	moment zatěžující hřídel bubnu
M_{zp}	[Nm]	moment zrychlujících sil přímočarých hmot
M_{zr}	[Nm]	moment zrychlujících sil rotujících hmot
m_{zr}	[kg]	hmotnost zdvihacího rámu
n	[min ⁻¹]	otáčky válečku
n_b	[ks]	počet poháněných válečků pod předmětem
n_b	[s ⁻¹]	otáčky bubnu
n_m	[min ⁻¹]	otáčky elektromotoru dopravníku
n_{mz}	[min ⁻¹]	otáčky elektromotoru zdviže
n_p	[min ⁻¹]	výstupní otáčky pohonu dopravníku
n_{pz}	[min ⁻¹]	výstupní otáčky pohonu zdviže
n_v	[-]	počet válečků na trati
n_{vp}	[ks]	počet válečků pod paletou
P	[kW]	potřebný výkon pro rovnoměrný pohyb předmětu
p	[mm]	rozteč řetězu
p_D	[MPa]	dovolený tlak kloubu řetězu
p_i	[MPa]	měrný tlak při ideálních podmínkách
P_p	[kW]	výkon pohonu dopravníku
P_{pz}	[W]	výkon pohonu zdviže
p_v	[MPa]	výpočtový tlak
P_{vs}	[W]	výkon vnějších sil a pasivních odporů
P_z	[W]	předběžná výkonu pohonu zdviže
Q	[kg]	hmotnost jednoho metru řetězu



Q_f	[N]	zatížení zdvihacího řemenu
q_v	[kg]	zatížení jednoho válečku
r_b	[m]	poloměr bubnu
$r_č$	[m]	poloměr osy válečku
$r_{čk}$	[m]	poloměr osy nosné kladky
R_e	[MPa]	mez kluzu materiálu
r_k	[m]	poloměr nosné kladky
R_m	[MPa]	mez pevnosti oceli
R_s	[m]	střední poloměr pláště válečku
R_v	[m]	poloměr válečku
s	[mm]	tloušťka desky řetězu
s_p	[m]	dráha palety při naložení a vyložení
s_v	[mm]	tloušťka stěny válečku
t	[s]	čas rovnoměrného pohybu palety
t_c	[s]	celkový čas pracovního zdvihu
t_p	[s]	čas naložení a vyložení palety
t_r	[s]	čas rozběhu a doběhu palety
t_s	[s]	čas rozběhu palety
t_t	[s]	čas taktu
v_p	[ms ⁻¹]	dopravní rychlost
v_f	[ms ⁻¹]	obvodová rychlost hnacího řetězového kola
W	[N]	celkový odpor působící na jeden váleček
W_1	[N]	složka vlastní tíhy předmětu
W_2	[N]	odpor vlivem valivého a čepového tření
W_3	[N]	odpor vlivem výrobních a montážních nepřesností
Y	[-]	činitel rázů
y	[m]	dráha rovnoměrného pohybu palety
y_z	[m]	celkový zdvih zdviže
\dot{y}_z	[ms ⁻¹]	rychlost zdvihu
\ddot{y}_z	[ms ⁻²]	vertikální zrychlení zvedaného břemene
\ddot{y}_{zd}	[ms ⁻²]	zrychlení spouštěného břemene
y_{zr}	[m]	dráha rozběhu a doběhu palety
z_2	[-]	počet zubů řetězového kola



α	[°]	úhel opásání bubnu
β	[°]	úhel sklonu tratě
γ_M	[-]	součinitel spolehlivosti materiálu
ε	[rads ⁻²]	úhlové zrychlení válečku
η	[-]	účinnost mechanického převodu řetězem
μ	[-]	součinitel tření polyuretan na oceli
σ_a	[MPa]	amplituda cyklicky se měnícího napětí
σ_c	[MPa]	únavová pevnost
σ_c'	[MPa]	únavová pevnost pro míjivý zatěžovací cyklus
σ_h	[MPa]	horní mez cyklicky se měnícího napětí
σ_m	[MPa]	střední hodnota cyklicky se měnícího napětí
σ_n	[MPa]	dolní mez cyklicky se měnícího napětí
$\dot{\varphi}$	[rads ⁻¹]	úhlová rychlost
$\ddot{\varphi}$	[rads ⁻²]	úhlové zrychlení bubnu
$\dot{\varphi}_b$	[rads ⁻¹]	úhlová rychlost bubnu
$\dot{\varphi}_k$	[rads ⁻¹]	úhlová rychlost pojezdové kladky
$\dot{\varphi}_m$	[rads ⁻¹]	úhlová rychlost motoru zdviže
$\ddot{\varphi}_m$	[rads ⁻²]	úhlové zrychlení elektromotoru
$\ddot{\varphi}_{md}$	[rads ⁻²]	úhlové zrychlení elektromotoru při rozjezdu dolů



SEZNAM PŘÍLOH

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

1-DPLH-00000	ZDVIŽ NA PALETY
2-DPLH-20000	POHÁNĚCÍ STANICE
2-DPLH-30100	ZDVIHACÍ RÁM
2-DPLH-20201	HŘÍDEL BUBNU
1-DPLH-00000-K	ZDVIŽ NA PALETY (SEZNAM POLOŽEK)
2-DPLH-20000-K	POHÁNĚCÍ STANICE (SEZNAM POLOŽEK)
2-DPLH-30100-K	ZDVIHACÍ RÁM (SEZNAM POLOŽEK)

TEXTOVÁ DOKUMENTACE

04-DPLH-TD1	RIZIKOVÁ ANALÝZA
03-DPLH-TD2	FMEA ANALÝZA

GRAFICKÁ DOKUMENTACE

04-DPLH-GD1	ČASOVÝ DIAGRAM FUNKCE PRO JEDEN TAKT
-------------	--------------------------------------