



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 LABORATORNÍHO MODELU
KONTEJNEROVÉHO MANIPULÁTORU**

DESIGN OF THE CONTAINER MANIPULATOR LABORATORY MODEL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Antonín Kratochvíl

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Prokop Pokorný

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Antonín Kratochvíl**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Prokop Pokorný**
Akademický rok: 2016/17

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

Návrh laboratorního modelu kontejnerového manipulátoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce zaměřená na návrh nového laboratorního modelu kontejnerového manipulátoru pro rozšíření možností verifikací simulačních a výpočetních modelů na modelu mostového jeřábu. Návrh spreadru pro kontejnery o rozměrech v měřítku 1:20 a maximální nosnosti spreadru 60 kg.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše průmyslových řešení.
Návrh laboratorního modelu.
Ekonomický rozbor návrhu.
Výkres sestavy spreadru.
Vybrané výkresy dílů a podsestav.

Seznam literatury:

ČSN EN 13001-2. Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 2: Účinky zatížení. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, 2015.

ZÁLEŽÁK, Milan. Technología v prístavoch a prekladiskách: 3, Drapáky. 1. vyd. Žilina: EDIS, 2004. ISBN 80-807-0200-4.

ZÁLEŽÁK, Milan. Technología v prístavoch a prekladiskách: 4, Drapákovo-zásobníkové prekladače. 1. vyd. Žilina: EDIS, 2004. ISBN 80-807-0201-2.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 80-864-9074-2.

MYNÁŘ, Břetislav. Dopravní a manipulační zařízení. Brno, 2001.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Cílem bakalářské práce je navrhnout laboratorní model manipulátoru kontejneru. Což znamená, že práce musí být provedena v několika krocích, a proto je rozdělena na písemnou a praktickou část. První část se zabývá a zkoumá průmyslová řešení. Další kroky, které jsou již součástí praktické části, jsou zaměřeny na návrh laboratorního modelu kontejneru, ekonomický rozbor mého návrhu a celá práce je doplněna souborem vybraných výkresů komponentů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Závěsný rám, kontejner, otočný zámek, návrh laboratorního modelu kontejneru, rohový prvek.

ABSTRACT

The aim of my bachelor thesis is to design the laboratory model of the container manipulator. Which means the thesis has to be done in several parts and is therefore divided into a written and practical section. First part deals and survey industrial solution. Next parts, these are already part of the practical section, are focused on the design of the laboratory model of the container, the economic analysis of my proposal and the whole thesis is completed by set on selected drawings of components.

KEYWORDS

Spreader, container, revolving lock, proposal of the laboratory model of the container, corner element.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KRATOCHVÍL, A. *Návrh laboratorního modelu kontejnerového manipulátoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 78 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Prokop Pokorný.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2017

.....
Jméno a přímení



PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou děkuji panu Ing. Prokopovi Pokornému za rady a informace při zpracování bakalářské práce. Dále děkuji pedagogům, kteří mě provázeli během studia, přítelkyni a rodině za podporu při studiu.



OBSAH

Úvod	12
1 Rozbor průmyslových řešení	13
1.1 Kontejnery řady 1	14
1.1.1 Rohové prvky kontejnerů řady 1	15
1.1.2 Způsoby manipulace s kontejnery řady 1	15
1.2 Ovládání spreaderů a fixace kontejnerů.....	15
1.2.1 Mechanické spreadery	16
1.2.2 Poloautomatické spreadery.....	16
1.2.3 Automatické spreadery	16
1.3 Přestavitelnost spreaderů	17
1.3.1 Pevné spreadery	17
1.3.2 Teleskopické spreadery	17
1.3.3 Ovládání otočných zámků	17
1.3.4 Naváděcí lišty	18
1.4 Počet zavěšených kontejnerů	18
1.4.1 Po jednom kontejneru.....	18
1.4.2 Po dvou kontejnerech	18
1.4.3 Po skupinách kontejnerů.....	19
1.5 Způsoby řešení nerovnováhy kontejnerů	19
1.5.1 Bez řešení nerovnováhy kontejnerů	19
1.5.2 Posunutím horní části spreaderu.....	19
1.5.3 Nakládáním horní části spreaderu	20
1.6 Způsob manipulace s kontejnerem	20
1.6.1 Jeřáby.....	20
1.6.2 Mobilní překladače	21
1.6.3 Způsob uchycení spreaderů na jeřáb	22
1.7 Způsoby navrhování	22
2 Rozbor konstrukčního řešení	23
2.1 Rozbor celku	23
2.2 Kladnice a stabilita spreaderu	23
2.3 Rám spreaderu	23



2.4	Pohon otočných zámků spreaderu	23
2.5	Otočné zámký spreaderu	23
3	Výpočty a návrh	24
3.1	Určení druhu provozu u jeřábu	24
3.2	Výpočet a volba lana.....	25
3.2.1	Celková hmotnost.....	25
3.2.2	Povolená nevyváženost kontejneru	25
3.2.3	Zatížení lan od nevyváženosti kontejneru	26
3.2.4	Účinnost lanového převodu	27
3.2.5	Síla působící v laně.....	27
3.2.6	Jmenovitá pevnost lana.....	28
3.2.7	Volba lana.....	28
3.3	Kladnice	29
3.3.1	Kladka.....	29
3.3.2	Nejmenší dovolený základní průměr kladky	30
3.3.3	Jmenovitý průměr kladky	30
3.4	Rozbor a výpočet zatížení působící na spreadr	31
3.4.1	Dynamický součinitel účinků zdvihání a tíhy ϕ_1	31
3.4.2	Skutečný součinitel bezpečnosti lana	31
3.4.3	Teoretického součinitele ϕ_{2T}	31
3.4.4	Určení zdvihové třídy	32
3.4.5	Určení třídy pohonu zdvihu	32
3.4.6	Minimální hodnota $\phi_{2, \min}$	32
3.4.7	Součinitel β_2	33
3.4.8	Dynamický součinitel ϕ_2 pro zdvihání volně ležícího břemene	33
3.4.9	Dynamický součinitel ϕ_4 pro pojezd po nerovném povrchu	33
3.4.10	Dynamický součinitel ϕ_{5p} pro mechanismus pojezdu	34
3.4.11	Součinitel ϕ_5 pro zdvihový mechanismus.....	34
3.4.12	Dynamický součinitel ϕ_6 zatížení zkušebním břemenem.....	34
3.4.13	Dynamický součinitel ϕ_9 pro zatížení způsobená neúmyslným odpadnutím břemene zdvihu.....	35
3.4.14	Dynamický součinitel ϕ_L pro přerušení pohybu zdvihání	35
3.4.15	Zatížení od hmotnosti spreaderu	35



3.4.16	Zatížení od hmotnosti břemena zdvihu (kontejneru).....	35
3.4.17	Zatížení od pojezdu po nerovném povrchu	35
3.4.18	Zatížení od zrychlení pohonů	36
3.4.19	Zatížení od přetvoření / přemístění.....	36
3.4.20	Zatížení od účinků prostředí	36
3.4.21	Zatížení od přičení	36
3.4.22	Zatížení při zkouškách.....	36
3.4.23	Zatížení od sil na nárazníky	37
3.4.24	Zatížení od klopící síly	37
3.4.25	Zatížení při nouzovém zastavení	37
3.4.26	Zatížení při selhání mechanismů.....	37
3.4.27	Zatížení od dynamického buzení podepření spreaderu	37
3.4.28	Kombinované zatížení spreaderu.....	38
3.5	Výpočet a kontrola kladnice	42
3.5.1	Zatížení kladek kladnice	42
3.5.2	Výpočet osy kladky	43
3.5.3	Výpočet ložiska	47
3.5.4	Kontrola boku kladnice na otlačení	48
3.5.5	kontrola boku kladnice na tah.....	49
3.5.6	Kontrola svarů boků kladnice.....	50
3.6	Rám.....	51
3.6.1	Nevyváženost v podélném směru	51
3.6.2	Nevyváženost v příčném směru.....	52
3.6.3	Celkové zatížení otočných zámků na jednom spodním vodorovném nosníku...53	
3.6.4	Zatížení mezi spodním podélným nosníkem a svislými nosíky	53
3.6.5	Výpočet spodního podélného nosníku rámu	55
3.6.6	Kontrola svarů rámu	58
3.6.7	Kontrola na otlačení rámu od pouzder otočných zámků	59
3.7	Výpočet otočných zámků a jejich pohonů	60
3.7.1	výpočet momentů a sil u pohonu otočných zámků.....	60
3.7.2	kontrola otočného zámku na kombinované zatížení.....	61
3.7.3	Výpočet průměru spojovacího táhla	65
4	Shrnutí konstrukčního řešení	67



4.1	Zatížení	67
4.2	Kladnice spreaderu	67
4.3	Rám spreaderu	67
4.4	Pohon otočných zámků spreaderu	67
4.5	Otočné zámký spreaderu.....	67
4.6	Pohon otočných zámků spreaderu	67
4.7	Model spreaderu	68
5	Ekonomický rozbor	69
5.1	Cena hliníkových polotovarů.....	69
5.2	Cena ocelových polotovarů.....	70
5.3	Ceny normalizovaných součástí	70
5.3.1	Kladnice.....	70
5.3.2	Otočné zámký a pohon	71
5.4	Cena celkem.....	71
	Závěr.....	72
	Seznam použitých obrázků.....	76
	Seznam příloh.....	78



ÚVOD

Tato bakalářská práce je zaměřena na rozbor průmyslových řešení, několik úvodních návrhů konstrukce laboratorního modelu, zhodnocení a selekci výsledného návrhu. Nosnou částí práce je samotný návrh laboratorního modelu včetně výkresové dokumentace k návrhu. Nedílnou součástí každého návrhu je ekonomický rozbor.

Zadání této bakalářské práce úzce souvisí s transportem materiálu a zboží, které v současné době hraje významnou roli. Velká část přepravovaného zboží a materiálu se transportuje na velké vzdálenosti lodní dopravou a následně pokračuje na kratší vzdálenost pozemní dopravou. Na přepravu materiálu a zboží se využívají různé velikosti přepravních kontejnerů. S těmito kontejnery je třeba odborně manipulovat při nakládání a vykládání z nákladních lodí, aut, vlaků a při skladování. Pro tento účel se používají kontejnerové manipulátory, které jsou převážně zavěšeny na jeřábech.

Kontejnerové manipulátory (známe i pod anglickým názvem spreader) jsou zařízení, která umožňují snazší a bezpečnější manipulaci s těžkými kontejnery. Podle typu určení se vyrábějí manipulátory různých velikostí a konstrukcí.

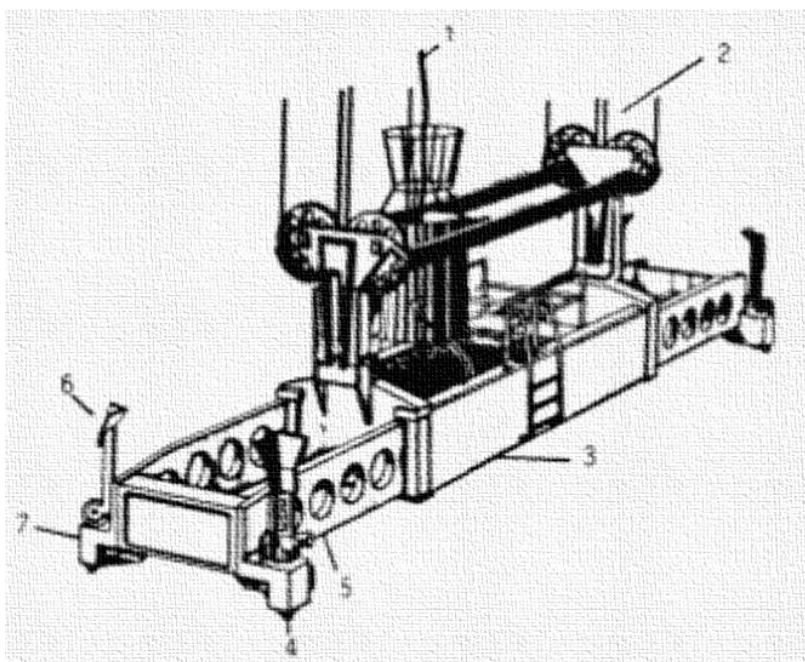


1 ROZBOR PRŮMYSLVÝCH ŘEŠENÍ

V průmyslové praxi se objevuje mnoho konstrukčních řešení a velikostí spreaderů s rozdílným počtem zavěšených kontejnerů. Tyto rozdílnosti jsou dány zejména výrobcí a určením spreaderů. Pro lepší porozumění textu si definujeme termín kontejner. Pod pojmem kontejner rozumíme přepravní jednotku, umožňující přepravu zboží a materiálů. Kontejnery se dělí podle velikosti a druhu nákladní dopravy:

- Námořní (rejdařské) kontejnery – jsou určeny zejména pro kombinovanou dopravu v relacích voda – železnice – silnice. Zcela odpovídají normám ISO.
- Pozemní kontejnery – jsou určeny pro relace silnice – železnice. Částečně odpovídají normám ISO.
- Letecké kontejnery – jsou speciální nákladové jednotky s vnitřním objemem minimálně 1 m³, mají fixační prvky k zajištění polohy a musí umožňovat manipulaci na válečkových tratích.

V této práci se zaměřím pouze na zařízení, které pracuje pouze s normalizovanými kontejnery řady 1 viz ČSN ISO 668. [12], [13], [1]



Obr. 1.1 Spreader [23]

1. kabely pro přívod elektrické energie a kabely pro ovládání
2. spodní kladnice jeřábu
3. středový nosník
4. otočný zámek
5. teleskopický nosník
6. sklopná naváděcí deska
7. koncový nosník



1.1 KONTEJNERY ŘADY 1

Tab. 1-1 Rozměry a parametry kontejnerů z normy ČSN ISO 668 [1] s. 8

Označení kontejneru	Délka L				Šířka W				Výška H				Max. brutto hmotnost R	
		tol.		tol.		tol.		tol.		tol.		tol.		
	mm		ft a in		Mm		ft a in		mm		ft a in		kg	lb
1EEE	13716	⁰ ₋₁₀	45'	⁰ _{-3/8}	2438	⁰ ₋₅	8	⁰ _{-3/16}	2896	⁰ ₋₅	96'	⁰ _{-3/16}	30480	67200
1EE									2591	⁰ ₋₅	86'	⁰ _{-3/16}	30480	
1AAA									2869	⁰ ₋₅	9'6"	⁰ _{-3/16}		
1AA									2591	⁰ ₋₅	8'6"	⁰ _{-3/16}		
	12129	⁰ ₋₁₀	40'	⁰ _{-3/8}	2438	⁰ ₋₅	8	⁰ _{-3/16}					30480	67200
1A									2438	⁰ ₋₅	8'	⁰ _{-3/16}		
1AX									<2438		<8'			
1BBB									2869	⁰ ₋₅	9'6"	⁰ _{-3/16}		
1BB									2591	⁰ ₋₅	8'6"	⁰ _{-3/16}		
	9125	⁰ ₋₁₀	29'11 1/4"	⁰ _{-3/8}	2438	⁰ ₋₅	8	⁰ _{-3/16}					25400	56000
1B									2438	⁰ ₋₅	8'	⁰ _{-3/16}		
1BX									<2438		<8'			
1CC									2591	⁰ ₋₅	8'6"	⁰ _{-3/16}		
1C	6058	⁰ ₋₆	19'10 1/2"	⁰ _{-1/4}	2438	⁰ ₋₅	8	⁰ _{-3/16}	2438	⁰ ₋₅	8'	⁰ _{-3/16}	24000	52900
1CX									<2438		<8'			
1D									2438	⁰ ₋₅	8'	⁰ _{-3/16}		
	2991	⁰ ₋₅	9'3/4"	⁰ _{-3/1}	2438	⁰ ₋₅	8	⁰ _{-3/16}					10160	22400
1DX									<2438		<8'			

Nejčastěji používaná velikost kontejnerů je 20 a 40 stop. Dále se nabízí dělení kontejnerů podle druhu a použití:

- kontejnery pro všeobecné použití (tzv. univerzální kontejnery),
- kontejnery plošinové a s plošinovým spodkem,
- kontejnery pro sypký materiál,
- kontejnery nádržkové,
- kontejnery termické.



Obr. 1.2 Kontejnery řady 1 [24]

1.1.1 ROHOVÉ PRVKY KONTEJNERŮ ŘADY 1

Důležitou součástí kontejnerů jsou rohové prvky, díky kterým je možná manipulace, fixace a stohování kontejnerů. Tato práce se zabývá manipulátory pro velikosti A a C, ale pro úplnost zde uvedu rozměry všech typů z normy ČSN 26 9344.

Tab. 1-2 Rozměry rohových prvků z normy ČSN 26 9344 [2] s. 18

Označení kontejneru	Podélná vzdálenost = $S_t = S_c$	Boční vzdálenost = $P_t = P_c$
1AA, 1A, 1AX	11985	2259
1BB, 1B, 1BX	8918	2259
1CC, 1C, 1CX	5853	2259
1D, 1DX	2787	2259

1.1.2 ZPŮSOBY MANIPULACE S KONTEJNERY ŘADY 1

Způsoby manipulace jsou dány normou ČSN ISO 3874 [3]. Uchopení kontejnerů se zajistí pomocí překládacích zařízení, což jsou:

- spreadery,
- ližiny,
- kleštiny,
- ramínka,
- lanové závěsy.

Moje práce je zaměřena pouze na zdvihání spreadrem (závěsným rámem) za vrch kontejneru.

1.2 OVLÁDÁNÍ SPREADERŮ A FIXACE KONTEJNERŮ

V malých provozech se zpravidla kontejnery zavěšují ručně za spodní nebo horní rohové prvky pomocí řetězů či lan. Ve velkých přístavištích a překladištích se ve většině případů kontejnery zavěšují pomocí spreaderů, a ty dělíme dle rozdělení v následujících podkapitolách 1.2.1 až 1.2.3. Fixace kontejnerů se provádí pomocí otočných zámků. Daná problematika je řešena v normě ČSN ISO 3874 [3]

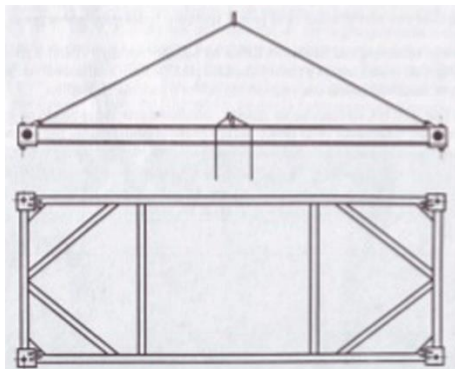


1.2.1 MECHANICKÉ SPREADERY

Uvedený typ spreaderu se využívá v malých překladištích nebo podnicích, kde se s kontejnery manipuluje v menší míře. Navedení a ovládání každého rohového zámku se provádí ručně.

1.2.2 POLOAUTOMATICKÉ SPREADERY

Využití těchto spreaderů najdeme ve větších překladištích a firmách. Uzamknutí rohových zámků provádí obsluha mechanicky nebo elektricky či hydraulicky z jednoho místa.



Obr. 1.3 Poloautomatický spreader [23]

1.2.3 AUTOMATICKÉ SPREADERY

V největších překladištích a přístavech se využívá automatických spreaderů, které vykonávají více operací automaticky s minimální obsluhou. Díky automatizaci roste produktivita překládání.



Obr. 1.4 Automatický teleskopický spreader [23]



1.3 PŘESTAVITELNOST SPREADERŮ

Podle možnosti přestavitelnosti dělíme spreadery do několika typů. Dále se v této podkapitole budeme věnovat dělení z hlediska ovládání otočných zámků a typů naváděcích lišt.

1.3.1 PEVNÉ SPREADERY

Slouží pouze ke zvedání jedné velikosti kontejnerů. Při požadavku manipulace s jinou velikostí kontejneru se musí spreader vyměnit za jinou velikost. Tato výměna prodlužuje operační dobu. Pevných spreaderů je využito pouze v případě manipulace s kontejnery jedné velikosti nebo v malých provozech a překladištích.



Obr. 1. 5 Pevný spreader [25]

1.3.2 TELESKOPICKÉ SPREADERY

Daleko častější je řešení pomocí teleskopických nosníků, které se vysouvají ze středového rámu. Na koncích nosníků jsou uloženy otočné zámkové, které přizpůsobí svoji polohu velikosti kontejneru. Tento systém je univerzálnější, zkracuje operativní čas, a proto je vhodný pro velké překladiště a přístavy, kde je větší pravděpodobnost výskytu různých velikostí kontejnerů.

Viz obr. 1.4 s. 16 [23]

1.3.3 OVLÁDÁNÍ OTOČNÝCH ZÁMKŮ

Toto zařízení se využívá k upevnění kontejneru ke spreaderu. Hlava otočného zámku má tvar kužele, ten je z obou stran specificky obroben do obdélníkového tvaru. Tvarově odpovídá příslušné drážce rohového prvku. Po zasunutí hlavy otočného zámku do rohového prvku kontejneru a dosednutí opěrných ploch spreaderu na rohové prvky následuje otočení hlavy o devadesát stupňů. Poté se zvedne spreader a tím hlava otočného zámku dosedne na vnitřní stranu rohového prvku. Tímto způsobem se zajistí spojení spreaderu s kontejnerem. K zajištění tohoto spojení je používáno čtyř otočných zámků. Ty se nacházejí v místech umístění rohových prvků kontejneru. Důležitá je kontrola hlavy zámku, a to z důvodu bezpečnosti. [13]



Obr. 1. 6 Otočný zámek [26]

Způsoby ovládání otočných zámků:

- ruční,
- gravitace a zdvihu,
- hydraulické,
- elektrické.

1.3.4 NAVÁDĚCÍ LIŠTY

Podle přítomnosti nebo absence určitých typů lišt dělíme spreadery:

- bez naváděcích lišt,
- s pevnými lištami,
- se sklopnými lištami.

1.4 POČET ZAVĚŠENÝCH KONTEJNERŮ

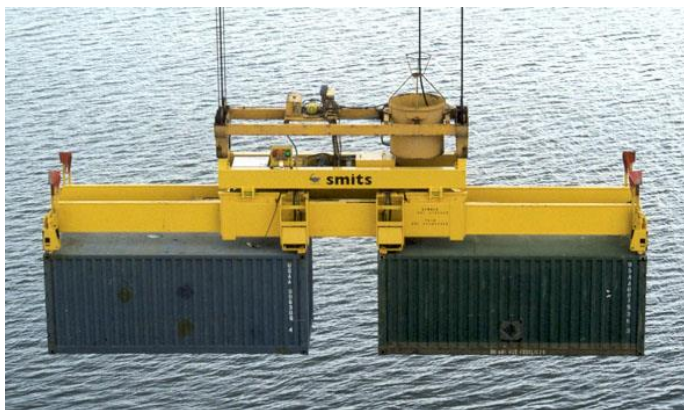
V následující pasáži popíšeme možnosti uchopení kontejnerů. Z důvodů urychlení nakládky a vykládky kontejnerů z velkých kontejnerových lodí se používají speciální spreadery, které umožňují uchopení více kontejnerů najednou.

1.4.1 PO JEDNOM KONTEJNERU

Moderní spreader může uchopit jeden kontejner ISO řady 1 velikosti A nebo C a další.

1.4.2 PO DVOU KONTEJNERECH

Po přestavení spreaderu mohou být na jeden spreader uchyceny dva kontejnery velikosti C.



Obr. 1. 7 Uchopení dvou kontejnerů na spreader [13]

1.4.3 PO SKUPINÁCH KONTEJNERŮ

Tento systém umožňuje použití spreaderu ve skupinách, a to po dvou nebo po třech najednou. [13]



(a)



(b)

Obr. 1.8 Uchopení kontejnerů ve skupinách (a) dvou velikosti A (b) čtyřech velikosti C [13]

1.5 ZPŮSOBY ŘEŠENÍ NEROVNOVÁHY KONTEJNERŮ

Při nakládce může dojít k nerovnoměrnému rozložení hmotnosti, tato nerovnováha je řešena v normě ČSN ISO 3874 [3] s. 8 je povoleno v 50 % délky maximálně 60 % zátěže. K další nerovnováha může docházet při zvedání více kontejnerů rozdílných hmotností najednou. [3]

1.5.1 BEZ ŘEŠENÍ NEROVNOVÁHY KONTEJNERŮ

Toto řešení se využívá obvykle při uchycení pomocí lan nebo řetězů. Nerovnováha je kompenzována přenesením větší části hmotnosti jedním či více lany nebo řetězy, což způsobuje nadměrné zatížení lan případně řetězů.

1.5.2 POSUNUTÍM HORNÍ ČÁSTI SPREADERU

Vykompenzování nerovnováhy posunutím horní části spreaderu nad celkové těžiště nákladu způsobí vyrovnaní celku.



Obr. 1. 9 Řešení nerovnováhy kontejneru posunutím horní části spreaderu [27]

1.5.3 NAKLÁPĚNÍM HORNÍ ČÁSTI SPREADERU

Druhý způsob řešení nerovnováhy je naklopení horní části spreaderu, díky kterému se horní část spreadru dostane opět nad těžiště nákladu.



Obr. 1. 10 Řešení nerovnováhy kontejneru pomocí naklopení horní části spreaderu [28]

1.6 ZPŮSOB MANIPULACE S KONTEJNEREM

Jelikož kontejnery mají velkou hmotnost a spreadery jsou pouze uchopovací zařízení, je nezbytné využít určité zdvihací zařízení:

- jeřáby,
- mobilní překladače.

1.6.1 JEŘÁBY

Jsou to zdvihací zařízení, poskytující možnost přesouvat břemena vodorovným nebo svislým pohybem ve vyčleněném prostoru. Břemena je možné uchopit pomocí vázacích prostředků, popřípadě uchopovacím zařízením, mezi které patří:

- spreader,
- elektromagnet,
- kleštiny atd.



Vázací prostředky nebo uchopovací zařízení jsou umístěny na jeřáby a dělí se na:

- mostové,
- portálové,
- přístavní,
- mobilní atd. [12]



Obr. 1.11 Automatické portálové jeřáby [13]

1.6.2 MOBILNÍ PŘEKLADAČE

Jsou to překládací mechanismy, které jsou charakteristické pohybem po pneumatikách jako silniční vozidlo. Dělíme je na:

- boční kontejnerové vozy,
- čelní kontejnerové vozy,
- výsuvné stohovače atd. [12]

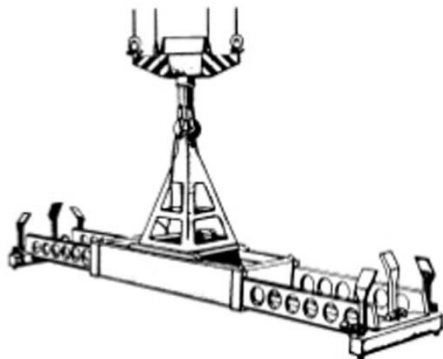


Obr. 1. 12 Závěsné rámy umístěné na mobilních překladačích [13]

1.6.3 ZPŮSOB UCHYCENÍ SPREADERŮ NA JEŘÁB

Nabízí se několik způsobů uchycení spreaderů na jeřáb:

- za hák jeřábu,



Obr. 1. 13 Spreader uchycený za hák jeřábu [23]

- za spodní kladnice jeřábu.

Viz obr. 1.1 [23]

1.7 ZPŮSOBY NAVRHOVÁNÍ

Pro účely navrhování závěsných rámců byly vypracovány technické normy, podle nichž se návrh musí řídit. Základní normou pro navrhování je norma ČSN EN ISO 12100 [4] specifikující terminologii a všeobecné zásady pro zvýšení bezpečnosti strojních zařízení. Další důležitou normou je norma ČSN EN 15056+A1 [5] zabývající se bezpečnostními požadavky na spreadery využívané na jeřábech pro manipulaci s kontejnery řady ISO. Účinky zatížení působící na spreader se vypočtou pomocí normy ČSN EN 13001-2 [6].

U výpočtu kladek se bude vycházet z normy ČSN 27 1820 [7]. Ta stanovuje zejména minimální, jmenovité průměry kladek a bubnů pro jeřáby a zdvihadla. Dále se využívá normy ČSN 27 0100 pro výpočet parametrů lana [8]



2 ROZBOR KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Na počátku každého konstrukčního projektu je nejdůležitější pečlivý rozbor. Po prostudování průmyslového řešení přichází na řadu návrh samotný. Ten se skládá z rozhodnutí, jakým směrem se bude ubírat celek, a pečlivého zaměření na důležité konstrukční uzly.

2.1 ROZBOR CELKU

Ze zmíněného prostudování konstrukčního řešení a určení spreaderu jsem se rozhodl pro pevnou rámovou konstrukci pro kontejner velikosti ISO 1A viz výše tab. 1-1 s. 14. Rozměrově jsem vycházel z velikosti kontejneru, kterou jsem upravil dle měřítka ze zadání 1:20 a zaokrouhlil na celá čísla. Dalším požadavkem je hmotnost kontejneru 60 kg, kterou je třeba brát v úvahu pro konstrukci rámu spreaderu a dalších nosných částí.

2.2 KLDNICE A STABILITA SPREADERU

Další neméně důležitou částí je kladnice. Ta do značné míry ovlivňuje stabilitu překládání. Z tohoto důvodu jsem po porovnání s praxí zvažoval [25], [27], [28], jakým způsobem vyřešit možnou nevyváženost kontejneru. Možná jsou tři řešení. První možností je posunutí kladnice, druhou zvažovanou možností je naklonění svislého nosníku kladnice. Poslední zvažovanou možností je nevyváženost neřešit a tu jsem z důvodu jednoduchosti zvolil. S přihlédnutím k praxi jsem vybral řešení se dvěma kladkami.

2.3 RÁM SPREADERU

Hlavní částí celého spreaderu je nosný rám. Pro výrobu rámu je možné využít polotovary ocelové nebo hliníkové. Z důvodu příznivého poměru mezi hmotností a pevností jsem zvolil normalizované profily z hliníkové slitiny. Dalším důležitým rozhodnutím je způsob spojování profilů. V úvahu přichází šroubovaná nebo svařovaná konstrukce. Svařovanou konstrukci jsem zvolil pro její jednoduchost. Není třeba velkého množství spojovacího materiálu a dalších technologických operací, jako je vrtání otvorů.

2.4 POHON OTOČNÝCH ZÁMKŮ SPREADERU

Pro realizaci pohonu otočných zámků jsem vybíral mezi hydraulickým pohonem (hydromotor a pístnice) a elektrickým pohonem. Usoudil jsem, že hydraulický pohon je složitější, další nevýhodou je nutnost použití hydraulického oleje. Z tohoto důvodu volím krokový elektromotor. K přenesení kroutícího momentu mezi elektrickým motorem a otočnými zámkami jsem se rozhodoval realizovat ozubeným řemenem nebo pomocí táhel. Systém přenosu pomocí ozubeného řemene, jsem pro počet kladek a nutnosti jejich uložení vyloučil a přešel k řešení pomocí táhel.

2.5 OTOČNÉ ZÁMKY SPREADERU

Další a neméně důležitou částí jsou otočné zámkové. U návrhu zámku jsem se inspiroval normou ČSN 26 9344 [2] s. 15.



3 VÝPOČTY A NÁVRH

V důsledku malého počtu omezujících parametrů ze zadání jsem při návrhu a výpočtech vycházel zejména z porovnání s praxí [25], [27], [28] a dle norem [1], [2], [3], [4], [5], [6], [7], [8]. Současně v této práci počítám s maximální nosností spreaderu 60 kg dle zadání, viz výše s. 2. Zatížení bude dále reprezentováno celkovou hmotností kontejneru i s nákladem.

3.1 URČENÍ DRUHU PROVOZU U JEŘÁBU

Ze zadání plyne, že se bude jednat o model mostového jeřábu. Po prozkoumání nabídky výrobců elektrických lanových kladkostrojů [22], jsem pro daný jeřáb zvolil tyto parametry: maximální hmotnost s pomocnou kladkou 250 kg a maximální rychlost zdvihu 0,08 m/s, předpokládám rychlost posuvu 0,08 m/s¹, zrychlení pojezdu a zdvihu 0,2 m/s², maximální zrychlení při brzdění 0,25 m/s².

Rozeznáváme čtyři druhy provozu:

- lehký,
- střední,
- těžký,
- velmi těžký [16] s. 31.

Tab. 3-1 Srovnávací čísla [16] s. 31

Počet pracovních cyklů za rok T_r	Srovnávací číslo	Poměrné zatížení q (%)	Srovnávací číslo	Pracovní rychlosti (m/min) zdvihací pojezdčí		Srovnávací číslo
do 20 000	1	do 30	1	do 8	do 50	1
20 000 až 50 000	2	30 až 60	2	8 až 25	50 až 100	2
přes 50 000	3	přes 60	3	přes 25	přes 100	3

K posouzení druhu provozu jsou tři provozní činitelé:

- počet pracovních cyklů za rok,
- poměrné zatížení,
- dynamické účinky.

Pro laboratorní jeřáb volím počet pracovních cyklů za rok do 20 000 cyklů, poměrné zatížení do 30 % a dynamické účinky dle předpokládaného kladkostroje [22] do 8 m/min pracovní rychlosti zdvihací. Součet srovnávacích čísel je 3.



Tab. 3-2 Druh provozu [16] s. 32

Součet srovnávacích čísel	Druh provozu
3 nebo 4	lehký
5 nebo 6	střední
7 nebo 8	těžký
9 nebo 10	velmi těžký

Dle tab. 3-2 se jedná o provoz lehký.

3.2 VÝPOČET A VOLBA LANA

Výpočty jsem provedl dle normy ČSN 27 0100 [8] a knihy Konstruování strojních součástí [15].

3.2.1 CELKOVÁ HMOTNOST

$m_s = 5 \text{ kg}$ dle mého odhadu

$m_{ck} = 60 \text{ kg}$ viz zadání s. 2

$$M_c = m_s + m_{ck} = 5 + 60 = 65 \text{ kg}$$

kde:

$M_c \text{ [kg]}$ – odhadovaná hmotnost spreaderu a celková hmotnost kontejneru s nákladem

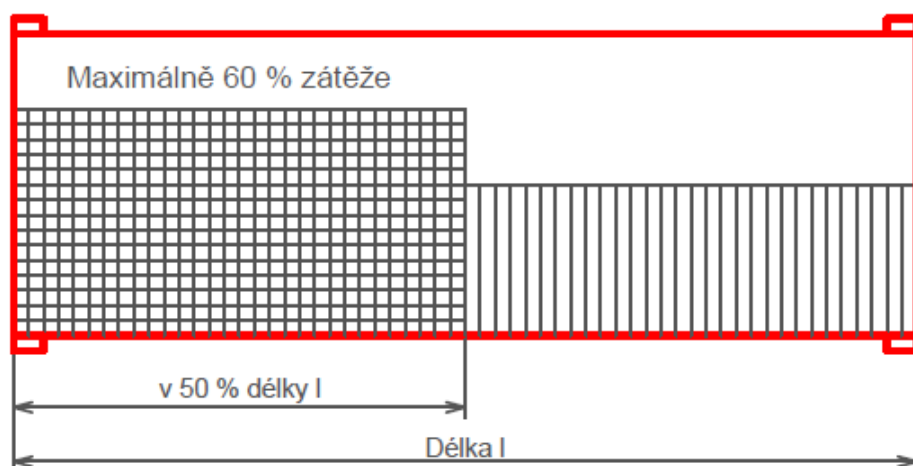
$m_s \text{ [kg]}$ – odhadovaná hmotnost spreaderu

$m_{ck} \text{ [kg]}$ – celková hmotnost kontejneru s nákladem

Pozn. Dle normy ČSN 27 0100 [8] s. 4 není třeba do 20 m zdvihu uvažovat vlastní hmotnost lana.

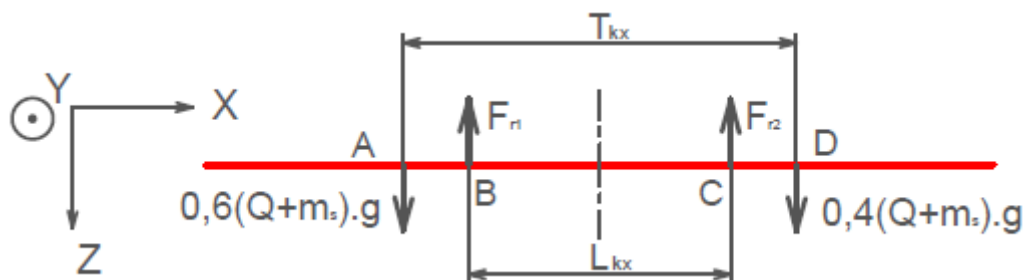
3.2.2 POVOLENÁ NEVYVÁŽENOST KONTEJNERU

U kontejnerů dle ČSN ISO 3874 [3] s.8 je povolené v 50 % délky maximálně 60 % zátěže.



Obr. 3. 1 Rozložení zátěže dle normy ČSN ISO 3874 [3] s. 8 u kontejneru ISO A1 viz tab. 1-1 s. 14

3.2.3 ZATÍŽENÍ LAN OD NEVYVÁŽENOSTI KONTEJNERU



Obr. 3. 2 Zatížení lan od nevyváženosti kontejneru

$T_{kx} = 303 \text{ mm}$ viz obr. 3. 1 s. 25

$L_{kx} = 200 \text{ mm}$ dle doporučení vedoucího práce

Výpočet dle [17]:

$$\sum F_z = 0; \quad 0,6(Q + m_s)g - F_{r1} - F_{r2} + 0,4(Q + m_s)g = 0$$

$$\sum M_{yA} = 0; \quad F_{r1}\left(\frac{T_{kx}}{2} - \frac{L_{kx}}{2}\right) + F_{r2}\left[T_{kx} - \left(\frac{T_{kx}}{2} - \frac{L_{kx}}{2}\right)\right] - 0,4(Q + m_s)gT_{kx} = 0$$

$$F_{r1} = (Q + m_s)g - F_{r2}$$

$$(Q + m_s)g\left(\frac{T_{kx}}{2} - \frac{L_{kx}}{2}\right) - F_{r2}\left(\frac{T_{kx}}{2} - \frac{L_{kx}}{2}\right) + F_{r2}\left[T_{kx} - \left(\frac{T_{kx}}{2} - \frac{L_{kx}}{2}\right)\right] - 0,4(Q + m_s)gT_{kx} = 0$$

$$F_{r2}\left[T_{kx} - \left(\frac{T_{kx}}{2} - \frac{L_{kx}}{2}\right) - \left(\frac{T_{kx}}{2} - \frac{L_{kx}}{2}\right)\right] = (Q + m_s)g\left(0,4T_{kx} - \frac{T_{kx}}{2} + \frac{L_{kx}}{2}\right)$$

$$F_{r2} = \frac{0,4T_{kx} - \frac{T_{kx}}{2} + \frac{L_{kx}}{2}}{L_{kx}}(Q + m_s)g = \frac{0,4 \cdot 303 - \frac{303}{2} + \frac{200}{2}}{200}(Q + m_s)g = 0,35(Q + m_s)g$$

$$F_{r1} = (Q + m_s)g - 0,35(Q + m_s)g = 0,65(Q + m_s)g$$

Na jednu větev lana může působit až 65 % zatížení.

Kde:

$T_{kx} [\text{mm}]$ – vzdálenost těžišť zatížení v podélném směru

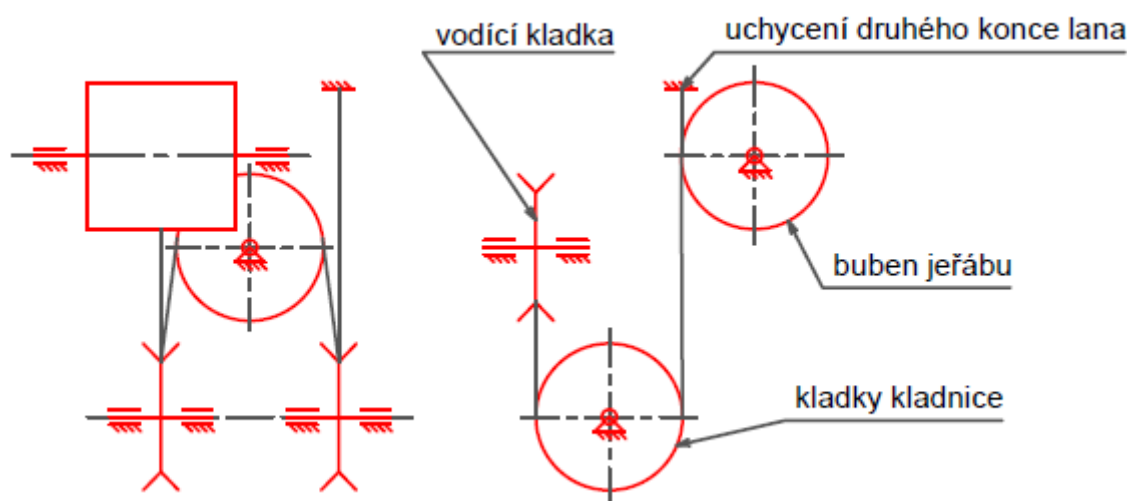
$L_{kx} [\text{mm}]$ – vzdálenost os kladek v podélném směru

$Q [\text{kg}]$ – hmotnost normového břemene

$m_s [\text{kg}]$ – odhadovaná hmotnost spreaderu

$F_{r1}, F_{r2} [\text{N}]$ – síla působící v laně

3.2.4 ÚČINNOST LANOVÉHO PŘEVODU



Obr. 3. 3 Předpokládaný lanový převod zdvihu dle vzoru [8] s. 4

$\eta_1 = 0,98$ dle normy ČSN 270100 [8] s. 5

$n = 2$ dle obr. 3. 3

$$\eta = \frac{1 - \eta_1^n}{n(1 - \eta_1)} = \frac{1 - 0,98^2}{2(1 - 0,98)} = 0,99$$

Kde:

η [–] – účinnost lanového převodu

η_1 [–] – účinnost jedné kladky na valivých ložiscích

n [–] – počet nosných průřezů lana jedné větve

3.2.5 SÍLA PŮSOBÍCÍ V LANĚ

S přihlédnutím k možnosti, že kontejner může mít v podélném směru 10 % nevyváženost, tak budu uvažovat 65 % hmotnosti na každou větev viz výše 3.2.3 s. 26.

$Q = 250 \text{ kg}$ dle výrobce kladkostroje [22]

$m_s = 5 \text{ kg}$ viz kapitola 3.2.1 s. 25

$n = 2 \text{ kg}$ viz kapitola 3.2.4 s. 27

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$\eta = 0,99$ viz kapitola 3.2.4 s. 27

$$F_{r1} = \frac{(Q + m_s)0,65}{n} \cdot \frac{g}{\eta} = \frac{(250 + 5)0,65}{2} \cdot \frac{9,81}{0,99} = 821,22 \text{ N}$$

Kde:

F_{r1} [N] – síla působící v laně

Q [kg] – hmotnost normového břemene

m_s [kg] – odhadovaná hmotnost spreaderu



$n [-]$ – počet nosných průřezů lana jedné větve

$\eta [-]$ – účinnost lanového převodu

$g [m \cdot s^{-2}]$ – tíhové zrychlení

3.2.6 JMENOVITÁ PEVNOST LANA

Tab. 3-3 Minimální součinitele bezpečnosti lan [15] s. 1032

Lana pro jeřáby a zdvihadla	
Nosná lana přenosných jeřábů	3,0
Nosná lana stabilních jeřábů	3,5
Kotevní lana	3,7
Lana ručních jeřábů a zdvihadel	4,1
Lana kladkostrojů s motorickým pohonem	4,1
Lana kyvných a stavitelných výložníků	4,1
Drapáková lana	5,0

Z tabulky výše vybírám minimální součinitel k pro lana kladkostrojů s motorickým pohonem a přičetl jsem hodnotu 0,7, protože bude docházet ke střídavému ohybu lana.

$F_r = 821,22 \text{ N}$ viz kapitola 3.2.5 s. 27

$k = 4,8$

$$P \geq kF_{r1} = 4,8 \cdot 821,22 = 3941,86 \text{ N}$$

kde:

$P [N]$ – jmenovitá pevnost lana

$k [-]$ – minimální součinitel bezpečnosti

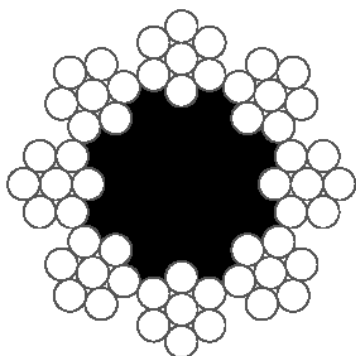
$F_{r1} [N]$ – síla působící v laně

3.2.7 VOLBA LANA

Tab. 3-4 Lana třída 8x7 (část) [11] s. 11

Jmenovitý průměr lana mm	Přibližná jmenovitá délková hmotnost kg/100 m		Minimální síla při přetržení kN			
			Třída pevnosti lana 1770		Třída pevnosti lana 1960	
	Duše z vláken	Duše z oceli	Duše z vláken	Duše z oceli	Duše z vláken	Duše z oceli
2	1,31	1,56	2,06	2,54	2,28	2,81
3	2,94	3,52	4,64	5,72	5,13	6,33
4	5,23	6,26	8,24	10,2	9,13	11,3

Lano volím porovnáním hodnot minimální síly při přetržení z normy ČSN EN 12385-4+A1 [11] s vypočtenou hodnotou jmenovité pevnosti lana výše. Vybírám nejbližší vyšší z tab. 3-4 jmenovitý průměr lana 3 mm, třída pevnosti lana 1770 MPa a duše z vláken lano o minimální síle při přetržení 4,64 kN.

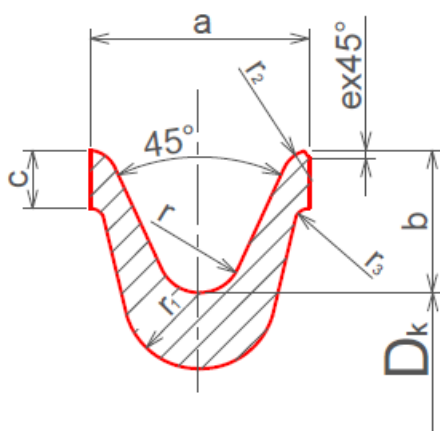


Obr. 3. 4 Lano 8 x 7 [11] s. 11

3.3 KLDNICE

Části kladnice budou navrženy dle [7], [8], [16].

3.3.1 KLADKA



Obr. 3. 5 Věvec kladky [7] s. 8

Tab. 3-5 Drážky a věnce litých kladek (část) [7] s. 8

Drážka kladky		Průměr lana d	Rozměry						
Označení	Poloměr r		a	b	c	e	r1	r2	r3
1	2	3,55; 4	15	10	4	-	5	1,5	1
2	2,7	4,5; 5	18	12,5	4	-	6	2	1
3	3,5	6,3	22	15	5	-	8	2,5	1,5

Z výše stanoveného průměru lana 3 mm jsem vybral drážku číslo jedna, která přesně



neodpovídá použitému průměru lana viz výše, ale v normě ČSN 27 1820 [7] se jedná o nejmenší drážku, proto ji použiji.

3.3.2 NEJMENŠÍ DOVOLENÝ ZÁKLADNÍ PRŮMĚR Kladky

Tab. 3-6 Součinitel α závislý na druhu provozu a druhu kladky [16] s. 37

Druh provozu	Součinitel α kladky	
	Vodící	Vyrovnávací
lehký	20	14
střední	22	15
těžký	24	16
velmi těžký	26	16

$d = 3 \text{ mm}$ viz kapitola 3.2.7 s. 28-29

$\alpha = 20$ viz kapitola 3.1 s. 24 – 25 a viz výše tab. 2-6

$$D = d\alpha = 3 \cdot 20 = 60 \text{ mm}$$

kde:

$D [\text{mm}]$ – nejmenší dovolený základní průměr kladky

$d [\text{mm}]$ – průměr lana

$\alpha [-]$ – součinitel závislý na druhu provozu a druhu kladky

Vypočetl jsem nejmenší dovolený průměr vodící kladky pomocí odhadnutého druhu provozu viz výše tab. 3-2 s.25, tab. 3-6 s. 30, dále jsem zvětšil součinitel α o 2, protože bude docházet ke střídavému ohybu lana, a použil jsem rovnice z normy ČSN 27 1820 [7] s. 1.

3.3.3 JMENOVITÝ PRŮMĚR Kladky

$D = 60 \text{ mm}$ viz kapitola 3.3.2 s. 30

$d = 3 \text{ mm}$ viz kapitola 3.2.7 s. 28-29

$$D_k = D - d = 60 - 3 = 57 \text{ mm}$$

Kde:

$D_k [\text{mm}]$ – jmenovitý průměr kladky

$D [\text{mm}]$ – nejmenší dovolený základní průměr kladky

$d [\text{mm}]$ – průměr lana

Tab. 3-7 Nejmenší jmenovité průměry kladek D_k (část) [7] s. 6

Průměr lana D	Průměr kladky D_k									
	Součinitel α závislý na druhu provozu a druhu kladky									
	14	15	16	18	20	22	24	26	28	30
3,55	50	50	63	63	80	80	80	100	100	125
4	63	63	63	80	80	100	100	100	125	125
4,5	63	63	80	80	100	100	125	125	125	160

S porovnáním s normou volím normalizovaný jmenovitý průměr kladky $D_k=80 \text{ mm}$ [7] s. 6.



3.4 ROZBOR A VÝPOČET ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA SPREADR

Zatížení působící na spreader jsem vypočetl pomocí doporučení z normy ČSN EN 15056+A1 [5], která doporučuje využít normu ČSN EN 13 001-2 [6] a jako další jsem použil normu ČSN EN 15011+A1 [10].

3.4.1 DYNAMICKÝ SOUČINITEL ÚČINKŮ ZDVIHÁNÍ A TÍHY Φ_1

Při nevyváženosti kontejneru uvažuji nepříznivé gravitační zatížení proto dle normy ČSN EN 15011+A1 [10] s. 17 volím $\delta = 0,1$.

$$\phi_1 = 1 + \delta = 1 + 0,1 = 1,1$$

Kde:

ϕ_1 [–] – *dynamický součinitel účinků zdvihání a tíhy*

δ [–] – *součinitel nepříznivého gravitačního zatížení*

3.4.2 SKUTEČNÝ SOUČINITEL BEZPEČNOSTI LANA

$F_{min} = 4640 \text{ N}$ viz kapitola 3.2.7 s. 28-29

$F_{r1} = 821,22 \text{ N}$ viz výše 3.2.5 s. 27

$$Z_a = \frac{F_{min}}{F_{r1}} = \frac{4640}{821,22} = 5,65$$

Kde:

Z_a [–] – *skutečný součinitel bezpečnosti lana*

F_{min} [N] – *minimální síla při přetržení lana*

F_{r1} [N] – *síla působící v laně*

3.4.3 TEORETICKÉHO SOUČinitele Φ_{2T}

Teoretický dynamický součinitel ϕ_{2T} se používá pro určení zdvihové třídy. Délku větve lana jsem odhadnul na 2 metry z předpokládaného provozu modelu mostového jeřábu v běžně vysoké místnosti okolo 2,5 metru a odečtení 0,5 metru předpokládané velikosti jeřábu.

$v_{h,max} = 0,08 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ viz kapitola 3.1 s. 24

$R_r = 1770 \text{ MPa}$ viz kapitola 3.2.7 s. 28-29

$l_r = 2 \text{ m}$

$Z_a = 5,65$ viz kapitola 3.4.2 s. 31

$$\phi_{2T} = 1 + \frac{2,8v_{h,max}}{0,45 + \left(\frac{R_r l_r}{1500 Z_a}\right)^{1/2}} = 1 + \frac{2,8 \cdot 0,08}{0,45 + \left(\frac{1770 \cdot 2}{1500 \cdot 5,65}\right)^{1/2}} = 1,2$$



Kde:

ϕ_{2T} [–] – teoretický součinitel

$v_{h,max}$ [$m \cdot s^{-1}$] – maximální ustálená rychlost zdvihu břemene

R_r [MPa] – třída pevnosti lana

l_r [m] – délka větve lana

Z_a [–] – skutečný součinitel bezpečnosti lana

3.4.4 URČENÍ ZDVIHOVÉ TŘÍDY

Tab. 3-8 Určení zdvihové třídy [10] s.18

Podmínka	Zdvihová třída
$\phi_{2T} \leq 1,07 + 0,24v_{h, max}$	HC1
$1,07 + 0,24v_{h, max} < \phi_{2T} \leq 1,12 + 0,41v_{h, max}$	HC2
$1,12 + 0,41v_{h, max} < \phi_{2T} \leq 1,17 + 0,58v_{h, max}$	HC3
$1,17 + 0,58v_{h, max} < \phi_{2T}$	HC4

$$v_{h, max} = 0,08 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} [22]$$

$$1,12 + 0,41v_{h,max} = 1,12 + 0,41 \cdot 0,08 = 1,15$$

$$1,17 + 0,58v_{h,max} = 1,17 + 0,58 \cdot 0,08 = 1,22$$

Dle výpočtu vybírám zdvihovou třídu HC3.

Kde:

$v_{h, max}$ [$m \cdot s^{-1}$] – maximální ustálená rychlost zdvihu břemene

3.4.5 URČENÍ TŘÍDY POHONU ZDVIHU

Dle normy ČSN EN 13001-2 a předpokladu, že nebude k dispozici mikrozdvih nebo bude možné zahájit pohon zdvihu bez použití mikrozdvihu přiřazuji třídu pohonu zdvihu HD1 [6] s.13.

3.4.6 MINIMÁLNÍ HODNOTA $\phi_{2, min}$

Tab. 3-9 Výběr hodnot $\phi_{2, min}$ [6]

Třída tuhosti	Třída pohonu zdvihu				
	HD1	HD2	HD3	HD4	HD5
HC1	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05
HC2	1,1	1,1	1,05	1,1	1,05
HC3	1,15	1,15	1,05	1,15	1,05
HC4	1,2	1,2	1,05	1,2	1,05

Hodnotu $\phi_{2, min} = 1,15$ jsem určil pomocí tab. 3-8 s. 32, zdvihové třídy a třídy pohonu zdvihu viz výše kapitola 3.4.5.



3.4.7 SOUČINITEL β_2

Tab. 3-10 Třídy tuhosti [6] s. 13

Třídy tuhosti	Součinitel β_2 [s.m ⁻¹]
HC1	0,17
HC2	0,34
HC3	0,51
HC4	0.68

Součinitel $\beta_2 = 0,51$.

3.4.8 DYNAMICKÝ SOUČINITEL ϕ_2 PRO ZDVÍHÁNÍ VOLNĚ LEŽÍCÍHO BŘEMENE

$\phi_{2,min} = 1,15$ viz kapitola 3.4.6 s. 32

$\beta_2 = 0,51$ viz kapitola 3.4.7 s. 33

$v_h = v_{h,max}$ pro třídu pohonu zdvihu HD1 z [6] s. 13

$$\phi_2 = \phi_{2,min} + \beta_2 v_h = 1,15 + 0,51 \cdot 0,08 = 1,19$$

Vypočítal jsem dle rovnice z ČSN 13001-2 [6] s. 12.

Kde:

ϕ_2 [–] – dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemene

$\phi_{2,min}$ [–] – minimální velikost ϕ_2

β_2 [s · m⁻¹] – součinitel závislý na třídě tuhosti jeřábu

v_h [m · s⁻¹] – charakteristická zdvihová rychlost břemene

3.4.9 DYNAMICKÝ SOUČINITEL ϕ_4 PRO POJEZD PO NEROVNÉM POVRCHU

„...Pro dráhy se souvislými kolejnicemi nebo pro svařované dráhy s kolejnicemi s opracovanými styky bez nerovností (stupně nebo mezery) je tento součinitel $\phi_4=1$“ z normy ČSN EN 15011+A1 [10] s.19.

Kde:

ϕ_4 [–] – dynamický součinitel pro pojezd po nerovném povrchu



3.4.10 DYNAMICKÝ SOUČINITEL Φ_{5p} PRO MECHANIZMUS POJEZDU

Tab. 3-12 Součinitel ϕ_{5p} pro mechanismus pojezdu [10] s. 20

Ty pohonu	Součinitel ϕ_{5p}	
	Obvyklý zpětný chod převodovky	Značné rázy, například otevřené převody
Plynulé ovládání otáček	1,2	1,5
Vícestupňové ovládání otáček	1,6	2,0
Dvoustupňové ovládání otáček	1,8	2,2
Jednostupňové ovládání otáček	2,0	2,4

Pro jednostupňové ovládání otáček a obvyklý zpětný chod převodovky jsem vybral součinitel $\phi_{5p} = 2$. Pro kombinované zatížení C6 volím $\phi_{5p} = 2,4$.

Kde:

$\phi_{5p} [-]$ – dynamický součinitel pro mechanismus pojezdu

3.4.11 SOUČINITEL Φ_5 PRO ZDVIHOVÝ MECHANIZMUS

Tab. 3-13 Součinitel ϕ_5 pro zdvihový mechanismus [10] s. 20

Typ pohonu	Součinitel ϕ_5 zdvihání	Součinitel ϕ_5 spouštění
Plynulé ovládání otáček	1,05	1,10
Vícestupňové ovládání otáček	1,15	1,20
Dvoustupňové ovládání otáček	1,20	1,35
Jednostupňové ovládání otáček	1,20	1,30

Za součinitel ϕ_{5z} jsem zvolil hodnotu 1,3.

Kde:

$\phi_{5z} [-]$ – dynamický součinitel pro zdvihový mechanismus

3.4.12 DYNAMICKÝ SOUČINITEL Φ_6 ZATÍŽENÍ ZKUŠEBNÍM BŘEMENEM

- Dynamické zkušební břemeno
 $\phi_2 = 1,19$ viz kapitola 3.4.8 s. 33

$$\phi_{6dyn} = 0,5(1 + \phi_2) = 0,5(1 + 1,19) = 1,1$$

- Statické zkušební břemeno

$$\phi_{6sta} = 1$$

Dle normy ČSN EN 13001-2 [6] s. 27



Kde:

ϕ_2 [–] – dynamický součinitel pro zdvihání volně ležícího břemene

$\phi_{6dyn,sta}$ [–] – dynamický součinitel pro zatížení zkušebním břemenem

3.4.13 DYNAMICKÝ SOUČINITEL Φ_9 PRO ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÁ NEÚMYSLNÝM ODPADNUTÍM BŘEMENE ZDVIHU

Dle normy ČSN EN 13001-2 [6] s. 30 je hodnota $\phi_9 = -0,3$.

Kde:

ϕ_9 [–] – dynamický součinitel pro zatížení způsobená neúmyslným odpadnutím břemene zdvihu

3.4.14 DYNAMICKÝ SOUČINITEL Φ_L PRO PŘERUŠENÍ POHYBU ZDVIHÁNÍ

Dle normy ČSN EN 13001-2 [6] s. 29 jsem zvolil součinitel $\phi_L = 1,4$.

ϕ_L [–] – dynamický součinitel pro přerušení pohybu zdvihání

3.4.15 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI SPREADERU

$m_s = 5 \text{ kg}$ viz výše kapitola 3.2.1 s. 25

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$$F_1 = m_s g = 5 \cdot 9,81 = 49,05 \text{ N}$$

Kde:

F_1 [N] – zatížení od hmotnosti spreaderu

m_s [kg] – odhadovaná hmotnost spreaderu

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] – tíhové zrychlení

3.4.16 ZATÍŽENÍ OD HMOTNOSTI BŘEMENA ZDVIHU (KONTEJNERU)

$m_{ck} = 60 \text{ kg}$ viz výše zadání s. 2

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$$F_2 = m_{ck} g = 60 \cdot 9,81 = 588,6 \text{ N}$$

Kde:

F_2 [N] – zatížení od hmotnosti břemena zdvihu (kontejneru)

m_{ck} [kg] – celková hmotnost kontejneru s nákladem

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] – tíhové zrychlení

3.4.17 ZATÍŽENÍ OD POJEZDU PO NEROVNÉM POVRCHU

$M_c = 65 \text{ kg}$ viz kapitola 3.2.1 s. 25

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$$F_3 = M_c g = 65 \cdot 9,81 = 637,65 \text{ N}$$



Kde:

F_3 [N] – zatížení od pojezdu po nerovném povrchu

M_c [kg] – odhadovaná hmotnost spreaderu a celková hmotnost kontejneru s nákladem

g [$m \cdot s^{-2}$] – tíhové zrychlení

3.4.18 ZATÍŽENÍ OD ZRYCHLENÍ POHONŮ

$M_c = 65$ kg viz kapitola 3.2. 1 s. 25

$a = 0,2$ $m \cdot s^{-2}$ viz výše kapitola 3.1 s. 24

$$F_4 = M_c a_{p,z} = 65 \cdot 0,2 = 13 \text{ N}$$

kde:

F_4 [N] – zatížení od zrychlení pohonů

M_c [kg] – odhadovaná hmotnost spreaderu a celková hmotnost kontejneru s nákladem

$a_{p,z}$ [$m \cdot s^{-2}$] – předpokládané zrychlení pohonů pojezdu a zdvihu

3.4.19 ZATÍŽENÍ OD PŘETVOŘENÍ / PŘEMÍSTĚNÍ

Přetvoření / přemístění jsem v návrhu neuvažoval, proto $F_5 = 0$ N.

Kde:

F_5 [N] – zatížení od přetvoření / přemístění

3.4.20 ZATÍŽENÍ OD ÚČINKŮ PROSTŘEDÍ

Účinky prostředí jsem neuvažoval z důvodu umístění spreaderu v laboratoři, proto $F_{6,7,8,10} = 0$ N.

Kde:

$F_{6,7,8,10}$ [N] – zatížení od účinků prostředí

3.4.21 ZATÍŽENÍ OD PŘÍČENÍ

Zatížení způsobená příčením jsem neuvažoval, protože v návrhu není posuvné vedení, proto $F_9 = 0$ N.

Kde:

F_9 [N] – zatížení od příčení

3.4.22 ZATÍŽENÍ PŘI ZKOUŠKÁCH

$m_{ck} = 60$ kg viz výše zadání s. 2

$g = 9,81$ $m \cdot s^{-2}$

- Dynamické zkušební břemeno
„Zkušební břemeno musí být nejméně 110 % břemena jmenovité nosnosti“ [6] s. 27

$$F_{11dyn} = 1,1 m_k g = 1,1 \cdot 60 \cdot 9,81 = 647,46 \text{ N}$$



- Statické zkušební břemeno

„Zkušební břemeno musí být nejméně 129 % břemena jmenovité nosnosti“ [6] s. 27

$$F_{11sta} = 1,25m_k g = 1,25 \cdot 60 \cdot 9,81 = 735,75 \text{ N}$$

Kde:

F_{11dyn} [N] – zatížení při zkouškách – dynamické zkušební břemeno

F_{11sta} [N] – zatížení při zkouškách – statické zkušební břemeno

m_{ck} [kg] – celková hmotnost kontejneru s nákladem

g [$m \cdot s^{-2}$] – tíhové zrychlení

3.4.23 ZATÍŽENÍ OD SIL NA NÁRAZNÍKY

Počítal jsem se zastavením pomocí koncového spínače místo nárazníků, z tohoto důvodu $F_{12} = 0 \text{ N}$.

Kde:

F_{12} [N] – zatížení od sil na nárazníky

3.4.24 ZATÍŽENÍ OD KLOPÍCÍ SÍLY

Nepředpokládal jsem zatížení od naklápění vlivem klopící síly, protože je spreadr zavěšen na lanech, a ne pevné konstrukci, proto $F_{13} = 0 \text{ N}$.

Kde:

F_{13} [N] – zatížení od klopící síly

3.4.25 ZATÍŽENÍ PŘI NOUZOVÉM ZASTAVENÍ

$M_c = 65 \text{ kg}$ viz kapitola 3.2.1 s. 25

$a_{max} = 0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ viz výše kapitola 3.1 s. 24

$$F_{14} = M_c a_{max} = 65 \cdot 0,25 = 16,25 \text{ N}$$

kde:

F_{14} [N] – zatížení při nouzovém zastavení

M_c [kg] – odhadovaná hmotnost spreaderu a celková hmotnost kontejneru s nákladem

a_{max} [$m \cdot s^{-2}$] – maximální zrychlení zrychlení pohonů pojezdu a zdvihu

3.4.26 ZATÍŽENÍ PŘI SELHÁNÍ MECHANIZMŮ

Selhání mechanismu u spreaderu jsem bral neúmyslné odpadnutí břemena zdvihu, které je zahrnuto v kombinaci zatížení C8, z toho důvodu $F_{15} = 0 \text{ N}$.

Kde:

F_{15} [N] – zatížení při selhání mechanismů

3.4.27 ZATÍŽENÍ OD DYNAMICKÉHO BUZENÍ PODEPŘENÍ SPREADERU

Podepírání spreaderu jsem neuvažoval, proto $F_{16} = 0 \text{ N}$.



Kde:

F_{16} [N] – zatížení od dynamického buzení podepření spreaderu

3.4.28 KOMBINOVANÉ ZATÍŽENÍ SPREADERU

Pro kombinované zatížení spreaderu uvažují kombinované zatížení z normy ČSN EN 13001-2. Jeřáby - Návrh všeobecně: Část 2: Účinky zatížení [6] s.35.

Tab. 3-14 Zatížení, kombinace zatížení a dílčí součinitele bezpečnosti z normy ČSN EN 13001-2 [6] s.35.

Kombinace zatížení	Popis
A ₁	Zdvihání a přemisťování břemen; Zrychlení se zohlední pouze těch pohybů, které nastávají pravidelně s pohybem zdvihu.
A ₂	Náhlé uvolnění části břemena zdvihu; Účinek ostatních pohybů, než od zdvihání se kombinuje jako v A ₁
A ₃	Břemeno nebo závěsný prostředek pro uchopení břemena; Se závěsným břemenem nebo prostředkem pro uchopení břemen se zohlední kombinace zrychlujících nebo zpomalujících sil způsobených některými pohony včetně pohonu zdvihu, nebo způsobených sledem pohánění během pohybů umísťování pro určenou normální operaci, jakož i podle ovládání pohybů.
A ₄	Pojezd po nerovném povrchu nebo dráze, bez účinku pohybu zdvihání.
B ₁ až B ₂	Shodné jako A ₁ až A ₄ , ale je přidán vítr za provozu a zatížení od jiných účinků prostředí.
B ₅	Jeřáb* za obvyklých provozních podmínek, pojíždějící po nerovném povrchu konstantní rychlostí s přičtením, s větrem za provozu a se zatíženími od jiných účinků prostředí.
C ₁	Jeřáb* za provozních podmínek, zdvihání ležícího břemena při výjimečné zdvihové rychlosti ϕ_{2c} .
C ₂	Jeřáb* za mimoprovozních podmínek, včetně větru mimo provoz a zatížení od jiných účinků prostředí.
C ₃	Jeřáb* za podmínek zkoušky; Účinek různých pohybů je kombinován s příslušnými účinky pro postup zkoušky, zatížení větrem pro podmínky zkoušky podle specifikace
C ₄	Jeřáb* s břemenem zdvihu v kombinaci se silami na nárazníky.
C ₅	Jeřáb* s břemenem zdvihu v kombinaci s klopíci silami
C ₆	Jeřáb* s břemenem zdvihu v kombinaci se zatížením silami způsobenými nouzovým zastavením. Hodnota součinitele ϕ_5 musí být vhodná pro situaci nouzového zastavení.
C ₇	Zatížení při činnosti ochrany proti přetížení; Zatížení se musí zohlednit samostatně a tam, kde jsou vhodné
C ₈	Jeřáb* při neúmyslném odpadnutí břemena zdvihu
C ₉	Jeřáb* s břemenem zdvihu v kombinaci se zatíženími způsobenými selháním mechanismu.
C ₁₀	Jeřáb* s břemenem zdvihu v kombinaci se zatížením od vnějšího dynamického buzení podepření jeřábu.
C ₁₁	Jeřáb* při montáži, demontáži a přepravě.

Pozn. * v této práci jsem na místo jeřábu uvažoval spreader



Tab. 3-15 Kombinované zatížení spreadru – A [6] s. 34

Kategorie zatížení	Zatížení		F [N]	Kombinace zatížení A				
				Dílčí součinitel bezpečnosti	A1	A2	A3	A4
Pravidelná	Gravitační zrychlení a účinky nárazů	Hmotnost jeřábu *	1	1,22	Φ1	Φ1	1	-
		Hmotnost břemena zdvihu	2	1,34	Φ2	Φ3	1	-
		Pojezd po nerovném povrchu	3	1,22	-	-	-	Φ4
	Účinky zrychlení od pohonů	Pohon zdvihu se neuvažuje	4	1,34	Φ5	Φ5	-	Φ5
		Všechny pohyby			-	-	Φ5	-
	Přetvoření / přemístění			5	1,1	1	1	1
Občasná	Účinky prostředí	Zatížení větrem za provozu	6	-	-	-	-	-
		Zatížení sněhem a námrazou	7	-	-	-	-	-
		Změny teploty	8	-	-	-	-	-
	Příčení		9	-	-	-	-	-
Výjimečná	Zatížení větrem mimo provoz		10	-	-	-	-	-
	Zatížení při zkouškách		11	-	-	-	-	-
	Síly na nárazníky		12	-	-	-	-	-
	Klopící síly		13	-	-	-	-	-
	Síly pohonu od zastavení v nebezpečí		14	-	-	-	-	-
	Síly pohonu při selhání mechanismu		15	-	-	-	-	-
	Dynamické buzení podepření jeřábu*		16	-	-	-	-	-
Celkový součinitel bezpečnosti γ_t jen pro „metodu dovolených napětí“				-	1.48			
Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu γ_m				1.1	-			

Pozn. * v této práci jsem na místo jeřábu uvažoval spreader

S přihlédnutím k tab. 3-14 viz výše s. 38 a tab. 3-15 viz výše s. 39 jsem neuvažoval zatížení přemístěním / přetvořením pro všechny kombinace zatížení A až C, protože nebyly zahrnuty v návrhu. Dále jsem neuvažoval uvažoval zatížení A2, protože u spreaderu nedochází k náhlému uvolnění částí břemena zdvihu. Dále jsem zahrnoval celkový součinitel bezpečnosti do všech dalších výpočtů.

Zatížení a konstanty viz výše 3.4.1-3.4.27 s. 31-37.

$$\begin{aligned}
 A_1 &= (F_1 \gamma_{P1} \phi_1 + F_2 \gamma_{P2} \phi_2 + F_4 \gamma_{P4} \phi_{5p} + F_5 \gamma_{P5} \cdot 1) \gamma_P \gamma_m = \\
 &= (49,05 \cdot 1,22 \cdot 1,1 + 588,6 \cdot 1,34 \cdot 1,19 + 13 \cdot 1,34 \cdot 2 + 0 \cdot 1,1 \cdot 1) \cdot 1,48 \cdot 1,1 = 1691,89 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_3 &= (F_1 \gamma_{P1} \cdot 1 + F_2 \gamma_{P2} \cdot 1 + F_4 \gamma_{P4} \phi_{5z} + F_5 \gamma_{P5} \cdot 1) \gamma_P \gamma_m = \\
 &= (49,05 \cdot 1,22 \cdot 1 + 588,6 \cdot 1,34 \cdot 1 + 13 \cdot 1,34 \cdot 1,3 + 0 \cdot 1,1 \cdot 1) \cdot 1,48 \cdot 1,1 = 1418,33 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_4 &= (F_3 \gamma_{P3} \phi_4 + F_4 \gamma_{P4} \phi_{5p} + F_5 \gamma_{P5} \cdot 1) \gamma_P \gamma_m = \\
 &= (637,65 \cdot 1,22 \cdot 1 + 13 \cdot 1,34 \cdot 2 + 0 \cdot 1,1 \cdot 1) \cdot 1,48 \cdot 1,1 = 1323,19 \text{ N}
 \end{aligned}$$



Tab. 3-16 Kombinované zatížení spreaderu – B [6] s. 34

Kategorie zatížení	Zatížení		F [N]	Kombinace zatížení B					
				Dílčí součinitel bezpečnosti	B1	B2	B3	B4	B5
Pravidelná	Gravitační zrychlení a účinky nárazů	Hmotnost jeřábu *	1	1,16	$\Phi 1$	$\Phi 1$	1	-	-
		Hmotnost břemena zdvihu	2	1,22	$\Phi 2$	$\Phi 3$	1	-	-
		Pojezd po nerovném povrchu	3	1,16	-	-	-	$\Phi 4$	$\Phi 4$
	Účinky zrychlení od pohonů	Pohon zdvihu se neuvažuje	4	1,22	$\Phi 5$	$\Phi 5$	-	$\Phi 5$	-
		Všechny pohyby			-	-	$\Phi 5$	-	-
	Přetvoření / přemístění		5	1,05	1	1	1	1	1
Občasná	Účinky prostředí	Zatížení větrem za provozu	6	1,22	1	1	1	1	1
		Zatížení sněhem a námrazou	7	1,22	1	1	1	1	1
		Změny teploty	8	1,05	1	1	1	1	1
	Příčení		9	1,16	-	-	-	-	1
Výjimečná	Zatížení větrem mimo provoz		10	-	-	-	-	-	-
	Zatížení při zkouškách		11	-	-	-	-	-	-
	Síly na nárazníky		12	-	-	-	-	-	-
	Klopící síly		13	-	-	-	-	-	-
	Síly pohonu od zastavení v nebezpečí		14	-	-	-	-	-	-
	Síly pohonu při selhání mechanismů		15	-	-	-	-	-	-
	Dynamické buzení podepření jeřábu*		16	-	-	-	-	-	-
	Celkový součinitel bezpečnosti γ_B , jen pro „metodu dovolených napětí“				1,34				
	Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu γ_m			1,1	-				

Pozn. * v této práci jsem na místo jeřábu uvažoval spreader.

Z důvodu shodnosti kombinovaného zatížení B1 až B4 s A1 až A4 a přidáním zatížením větrem za provozu a dalších zatížení od jiných účinků prostředí jsem je nezahrnul do výpočtů. U B5 jsem neuvažoval zatížení způsobená příčením, z důvodu že v návrhu nebylo posuvné vedení, proto zatížení B5 jsem neuvažoval.



Tab. 3-17 Kombinované zatížení spreaderu – C [6] s. 34

Kategorie zatížení	Zatížení		F [N]	Kombinace zatížení C											
				Dílčí součinitel bezpečnosti i	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10	C11
Pravidelná	Gravitační zrychlení a účinky nárazů	Hmotnost jeřábu *	1	1,1	Φ1	1	Φ 1	1	1	1	1	1	1	1	1
		Hmotnost břemena zdvihu	2	1,1	Φ 2c	ηw	-	1	1	1	Φ L	Φ9	1	1	-
		Pojezd po nerovném povrchu	3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Účinky zrychlení od pohonů	Pohon zdvihu se neuvažuje	4	1,1	-	-	Φ5	-	-	-	-	-	-	-	-
		Všechny pohyby			-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	Přetvoření / přemístění		5	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Občasná	Účinky prostředí	Zatížení pod větrem za provozu	6	1,16	-	-	1	-	-	-	-	-	-	-	1
		Zatížení sněhem a námrazou	7	1,1	-	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		Změny teploty	8	1,05	-	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Příčení		9	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
Výjimečná	Zatížení větrem mimo provoz		10	1,1	-	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Zatížení při zkouškách		11	1,1	-	-	Φ6	-	-	-	-	-	-	-	-
	Síly na nárazníky		12	1,1	-	-	-	Φ7	-	-	-	-	-	-	-
	Klopící síly		13	1,1	-	-	-	-	1	-	-	-	-	-	-
	Síly pohonu od zastavení v nebezpečí		14	1,1	-	-	-	-	-	Φ5	-	-	-	-	-
	Síly pohonu při selhání mechanismu		15	1,1	-	-	-	-	-	-	-	-	Φ5	-	-
	Dynamické buzení podepření jeřábu		16	1,1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1	-
Celkový součinitel bezpečnosti γ ₆ , jen pro „metodu dovolených napětí“				-	1.22										
Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu γ _m				1,1	-										

Pozn. * v této práci jsem na místo jeřábu uvažoval spreader.

Zatížení C1, C2, C4, C5, C9, C10, C11 nebudu uvažovat:

- C1 – protože maximální zdvihovou rychlost už zahrnuji v kombinaci zatížení A,
- C2 – z důvodu umístění v laboratoři neuvažuji vliv změny teploty a větru mimo provoz,
- C4 – počítám se zastavením pomocí koncového spínač místo nárazníků,
- C5 – nepředpokládám zatížení od nakládání vlivem klopící síly, protože je spreader zavěšen na lanech, a ne pevné konstrukci,
- C9 – neuvažuji, protože selhání mechanismu u spreaderu je neúmyslné odpadnutí břemena zdvihu, které je zahrnuto v kombinaci zatížení C8,
- C10 – podepírání spreaderu neuvažuji,
- C11 – tento bod neuvažuji, z důvodu jedné montáže a stabilního umístění v laboratoři.

Zatížení a konstanty viz výše 3.4.1-3.4.27 s. 31-37.

Dynamické C3:

$$\begin{aligned}
 C_3 &= (F_1 \gamma_{P1} \phi_1 + F_4 \gamma_{P4} \phi_{5p} + F_5 \gamma_{P5} 1 + F_6 \gamma_{P6} 1 + F_{11dyn} \gamma_{P11} \phi_{6dyn}) \gamma_P \gamma_m \\
 &= (49,05 \cdot 1,1 \cdot 1,1 + 13 \cdot 1,1 \cdot 2 + 0 \cdot 1 \cdot 1 + 0 \cdot 1,16 \cdot 1 + 647,46 \cdot 1,1 \\
 &\quad \cdot 1,1) 1,22 \cdot 1,1 = 1169,39 \text{ N}
 \end{aligned}$$



Statické C3:

$$\begin{aligned} C_3 &= (F_1 \gamma_{P1} \phi_1 + F_4 \gamma_{P4} \phi_{5p} + F_5 \gamma_{P5} 1 + F_6 \gamma_{P6} 1 + F_{11sta} \gamma_{P11} \phi_{6sta}) \gamma_P \gamma_m \\ &= (49,05 \cdot 1,1 \cdot 1,1 + 13 \cdot 1,1 \cdot 2 + 0 \cdot 1 \cdot 1 + 0 \cdot 1,16 + 735,75 \cdot 1,1 \cdot 1) 1,22 \\ &\quad \cdot 1,1 = 1204,14 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_6 &= (F_1 \gamma_{P1} 1 + F_2 \gamma_{P2} 1 + F_5 \gamma_{P5} 1 + F_{14} \gamma_{P14} \phi_5) \gamma_P \gamma_m \\ &= (49,05 \cdot 1,1 \cdot 1 + 588,6 \cdot 1,1 \cdot 1 + 0 \cdot 1 \cdot 1 + 16,25 \cdot 1,1 \cdot 2,4) 1,22 \cdot 1,1 \\ &= 998,87 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_7 &= (F_1 \gamma_{P1} 1 + F_2 \gamma_{P2} \phi_L + F_5 \gamma_{P5} 1) \gamma_P \gamma_m \\ &= (49,05 \cdot 1,1 \cdot 1 + 588,6 \cdot 1,1 \cdot 1,4 + 0 \cdot 1 \cdot 1) 1,22 \cdot 1,1 = 1288,86 \text{ N} \end{aligned}$$

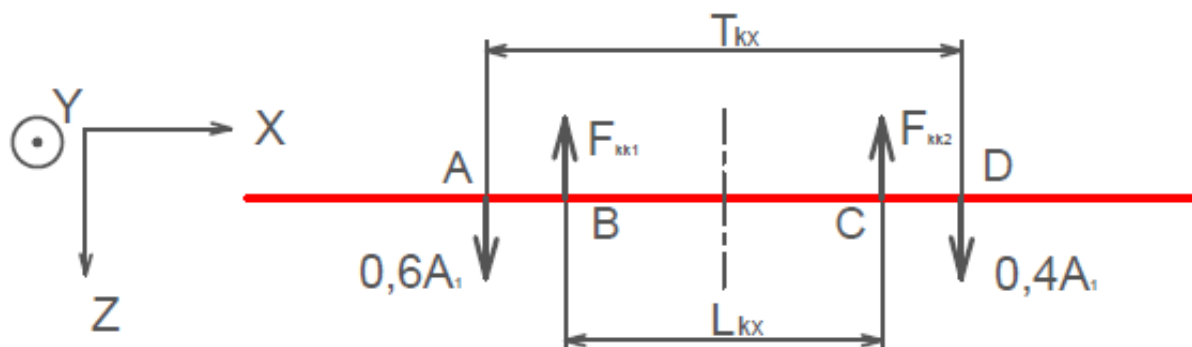
$$\begin{aligned} C_8 &= (F_1 \gamma_{P1} 1 + F_2 \gamma_{P2} \phi_9 + F_5 \gamma_{P5} 1) \gamma_P \gamma_m \\ &= [49,05 \cdot 1,1 \cdot 1 + 588,6 \cdot 1,1(-0,3) + 0 \cdot 1 \cdot 1] \cdot 1,22 \cdot 1,1 = -188,26 \text{ N} \end{aligned}$$

Pro zatížení spreaderu jsem z důvodu největší hodnoty dále počítal s možností A₁.

3.5 VÝPOČET A KONTROLA KLADNICE

Zde vycházím z kapitoly 3.2.2 s. 25 a dle doporučení vedoucího práce na rozteč kladek.

3.5.1 ZATÍŽENÍ KLADEK KLADNICE



Obr. 3. 6 Zatížení kladek kladnice nevyvážeností kontejneru

$T_{kx} = 303 \text{ mm}$ viz obr. 3. 1 s. 25

$L_{kx} = 200 \text{ mm}$ dle doporučení vedoucího práce

$A_1 = 1691,89 \text{ N}$ viz kapitola 3.4.28 s. 38 – 42

Výpočet dle [17] a dle obr. 3. 6:

$$\sum F_z = 0; \quad 0,6A_1 - F_{kk1} - F_{kk2} + 0,4A_1 = 0$$

$$\sum M_{yA} = 0; \quad F_{kk1} \left(\frac{T_{kx}}{2} - \frac{L_{kx}}{2} \right) + F_{kk2} \left[T_{kx} - \left(\frac{T_{kx}}{2} - \frac{L_{kx}}{2} \right) \right] - 0,4A_1 T_{kx} = 0$$

$$F_{kk2} = \frac{0,4T_{kx} - \frac{T_{kx}}{2} + \frac{L_{kx}}{2}}{L_{kx}} A_1 = \frac{0,4 \cdot 303 - \frac{303}{2} + \frac{200}{2}}{200} A_1 = 0,35 \cdot 1691,89 = 592,16 \text{ N}$$

$$F_{kk1} = A_1 - F_{kk2} = 1691,89 - 592,16 = 1099,73 \text{ N}$$

Kde:

T_{kx} [mm] – vzdálenost těžišť zatížení v podélném směru

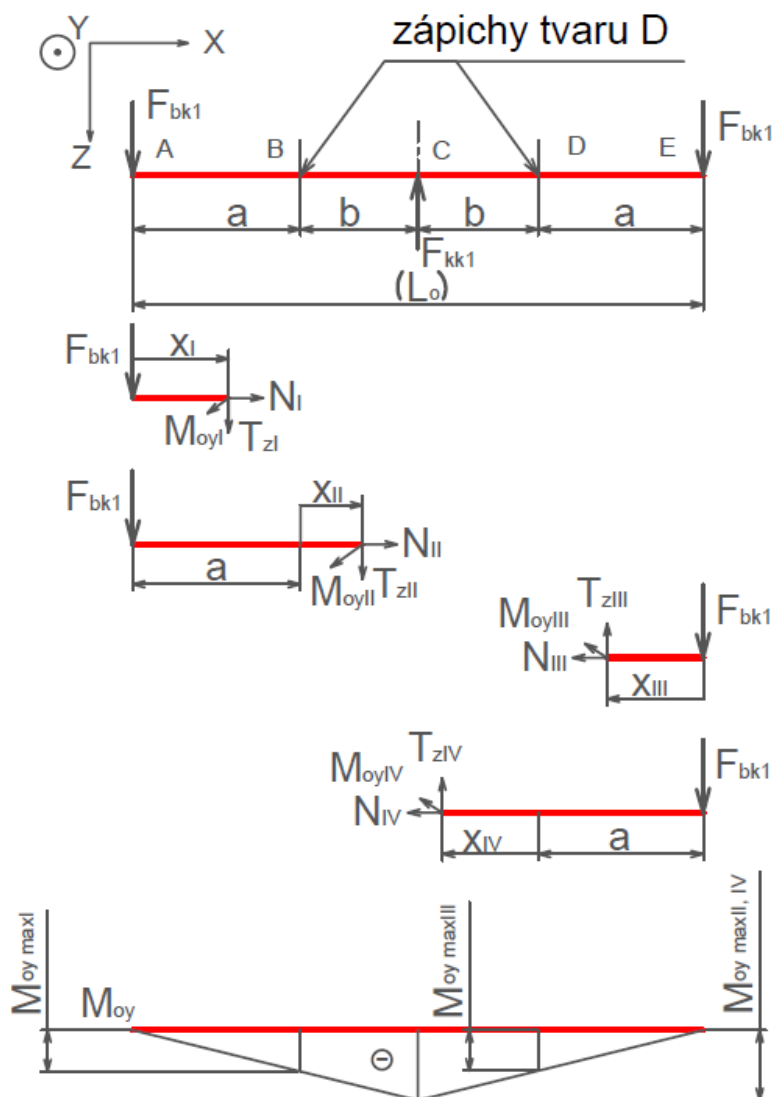
L_{kx} [mm] – vzdálenost os kladek v podélném směru

A_1 [N] – kombinované dynamické zatížení

F_{kk1}, F_{kk2} [N] – síla působící na kladku

3.5.2 VÝPOČET OSY Kladky

- Výpočet síly působící na ose v místě kladky dle obr. 3.7 a dle [18]



Obr. 3. 7 Schéma osy kladky a VVÚ



U kladnice jsem neuvažoval rozdílné zatížení boků kladnice, protože vzdálenost dvou boků jedné kladnice jsou malé, aby se rozdíl výrazně projevil.

$$F_{kk1} = 1099,73 \text{ N viz výše kapitola 3.5.1 s. 43}$$

Výpočet dle [17] a dle obr. 3.7 s. 43:

$$\sum F_z = 0; F_{bk1} - F_{kk1} + F_{bk1} = 0$$

$$F_{bk1} = \frac{F_{kk1}}{2} = \frac{1099,73}{2} = 549,87 \text{ N}$$

VVÚ osy kladky výpočet dle [18]:

$$F_{bk1} = 549,87 \text{ N}$$

$$a = 11,1 \text{ mm dle vlastní volby a odhadu šířky ložiska}$$

$$b = 3,9 \text{ mm dle vlastní volby a odhadu šířky ložiska}$$

$$x_I \in < 0; a >$$

$$M_{oyokI} = -F_{bk1}x_I$$

$$M_{oyokI} = -549,87 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{oyokI} = -549,87 \cdot 11,1 = -6103,56 \text{ Nmm}$$

$$x_{II} \in < 0; b >$$

$$M_{oyokII} = -F_{bk1}(x_{II} + a)$$

$$M_{oyokII} = -549,87(0 + 11,1) = -6103,56 \text{ Nmm}$$

$$M_{oyokII} = -549,87(3,9 + 11,1) = -8248,05 \text{ Nmm}$$

$$x_{III} \in < 0; a >$$

$$M_{oyokIII} = -F_{bk1}x_{III}$$

$$M_{oyokIII} = -549,87 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{oyokIII} = -549,87 \cdot 11,1 = -6103,56 \text{ Nmm}$$

$$x_{IV} \in < 0; b >$$

$$M_{oyokIV} = -F_{bk1}(x_{IV} + a)$$

$$M_{oyokIV} = -549,87(0 + 11,1) = -6103,56 \text{ Nmm}$$

$$M_{oyokIV} = -549,87(3,9 + 11,1) = -8248,05 \text{ Nmm}$$

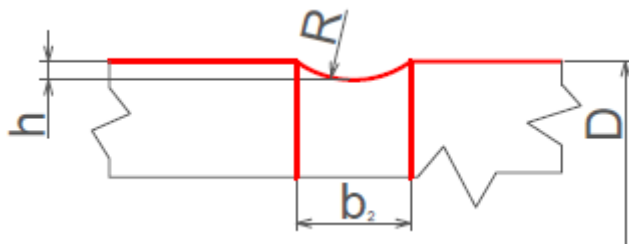
$$M_{oyok \max I,III} = -6103,56 \text{ Nmm}$$

$$M_{oyok \max II,IV} = -8248,05 \text{ Nmm}$$

Dále zanedbávám vliv posouvajícího vnitřního účinku.



Zápich tvaru D:



Obr. 3. 8 Zápich tvaru D [14] s. 156

Tab. 3-18 Zápich tvaru D [14] s. 156

Průměr hřídele (díry) D	Rozměr zápichu		
	šířka b ₂	hloubka h	poloměr r
do 10	0,8	0,1	1,0
10 až 30	1,4	0,2	1,6
30 až 80	2,2	0,3	2,5
přes 80	3,4	0,4	4,0

Určení součinitele tvaru $\alpha_{\sigma\sigma}$ pro předpokládaný průměr osy:

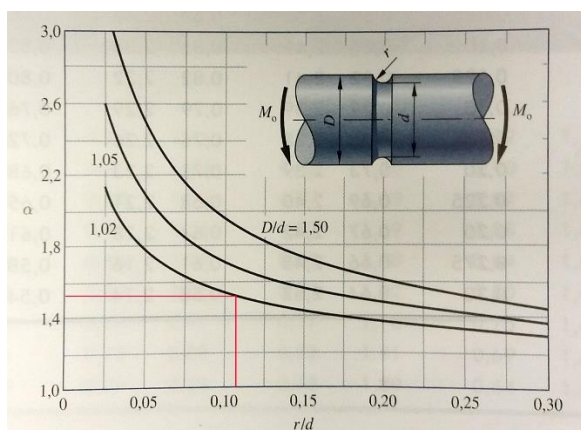
$D_{op} = 9 \text{ mm}$ dle předpokladu

$d_{op} = 8,8 \text{ mm}$ dle předpokladu a tab. 3 – 18

$r_{op} = 1 \text{ mm}$ dle předpokladu a tab. 3 – 18

$$\frac{D_{op}}{d_{op}} = \frac{9}{8,8} = 1,02$$

$$\frac{r_{op}}{d_{op}} = \frac{1}{8,8} = 0,11$$



Obr. 3. 9 Součinitel tvaru α osy kladky [15] s. 1117



$$\alpha_{\sigma o} = 1,55$$

Výpočet $\varnothing d_{\min}$, úsek I., III. dle [18]:

$R_{eo} = 335 \text{ MPa}$ pro osu kladky jsem zvolil materiál S335 (11 600) [15] s. 1125

$k_{no} = 2$ tuto hodnotu jsem zvolil z důvodu dynamického namáhání

$k_{Do} = 2$ tuto hodnotu jsem zvolil z důvodu dynamického namáhání

$M_{oyok \max I,III} = -6103,56 \text{ Nmm}$ viz kapitola 3.5.2 s. 44

$M_{oyok \max II,IV} = -8248,05 \text{ Nmm}$ viz kapitola 3.5.2 s. 44

$\alpha_{\sigma o} = 1,55$ viz výše obr. 3. 9

$$\sigma_{o \max} = \frac{|M_{oyok \max I,III}|}{W_{ook}} = \frac{|M_{oyok \max I,III}| \alpha_{\sigma o}}{\frac{\pi D_{\min I,III}^3}{32}} = \frac{R_{eo}}{k_{no}}$$

$$D_{o \min I,III} = \sqrt[3]{\frac{32 |M_{oy, \max I,III}| \alpha_{\sigma o} k_{no}}{R_{eo} \pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 |-6103,56| 1,55 \cdot 2}{335 \pi}} = 8,32 \text{ mm}$$

Výpočet $\varnothing D_{\min}$, úsek II., IV dle [18]:

$$\sigma_{o \max} = \frac{|M_{oy, \max II,IV}|}{W_o} = \frac{|M_{oy, \max II,IV}|}{\frac{\pi D_{\min II,IV}^3}{32}} = \frac{R_{eo}}{k_{no}}$$

$$D_{o \min II,IV} = \sqrt[3]{\frac{32 |M_{oy, \max II,IV}| k_{no}}{R_{eo} \pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 |-8248,05| 2}{335 \pi}} = 7,95 \text{ mm}$$

Zvolil jsem $\varnothing D_{o1} = 9 \text{ mm}$.

Bezpečnost:

$$k_{so} = \frac{R_{eo}}{\sigma_{o \max}} = \frac{R_{eo}}{\frac{32 |M_{oy \max I,III}| \alpha_{\sigma o}}{D_o^3 \pi}} = \frac{335}{\frac{32 |-6103,56| 1,55}{9^3 \pi}} = 2,53 > k_{Do} = 2$$



Kde:

F_{kk1} [N] – síla působící na kladku

F_{bk1} [N] – síla působící mezi osou a bokem kladnice

D_{op} [mm] – předpokládaný průměr osy kladky

d_{op} [mm] – předpokládaný průměr zápichu osy kladky

r_{op} [mm] – předpokládaný poloměr zápichu osy kladky

a [mm] – vzdálenost od středu boku kladnice do středu zápichu osy kladky

b [mm] – vzdálenost od středu zápichu do středu osy kladky

$\alpha_{\sigma 0}$ [–] – součinitel tvaru zápichu osy kladky

$D_{o\ min I, II, III, IV}$ [mm] – minimální průměr osy kladky

D_{o1} [mm] – průměr osy kladky

$M_{oy I, II, III, IV}$ [mm] – ohybový moment v daném úseku osy kladky

$M_{oy\ max I, II, III, IV}$ [mm] – maximální ohybový moment v daném úseku osy kladky

R_{eo} [mm] – mez kluzu oceli

k_{no} [–] – návrhový součinitel pro ocelové díly

k_{Do} [–] – dovolená bezpečnost pro ocelové díly

k_{so} [–] – skutečná bezpečnost osy kladky

$x_{I, II, III, IV}$ [mm] proměnná

W_o [mm³] – modul průřezu osy kladky v ohybu

3.5.3 VÝPOČET LOŽISKA

Z důvodu dvou kladek a možné nevyváženosti počítám na jednu kladnici 65 % zatížení statického F_{sta} a 65 % od kombinovaného dynamického zatížení A_1 .

$M_c = 65\ kg$ viz kapitola 3.2.1 s. 25

$g = 9,81\ m \cdot s^{-2}$

$A_1 = 1691,89\ N$ viz kapitola 3.4.28 s. 38 – 42

$k_{no} = 2$

- Statické zatížení

$$F_{sta} = 0,65 M_c g = 0,65 \cdot 65 \cdot 9,81 = 414,47\ N$$

- Dynamické zatížení

$$F_{dyn} = 0,65 A_1 = 0,65 \cdot 1691,89 = 1099,73\ N$$

- Výpočet minimální statické únosnosti ložiska dle [19] s. 95

$$C_{0, min} = k_{no} \cdot F_{sta} = 2 \cdot 414,47 = 828,94\ N$$

- Výpočet minimální dynamické únosnosti ložiska

$$C_{min} = k_{no} \cdot F_{dyn} = 2 \cdot 1099,73 = 2199,46\ N$$



Kde:

M_c [kg] – odhadovaná hmotnost spreaderu a celková hmotnost kontejneru s nákladem

g [$m \cdot s^{-2}$] – tíhové zrychlení

A_1 [N] – kombinované dynamické zatížení

F_{sta} [N] – statické zatížení

F_{dyn} [N] – dynamické zatížení

$C_{0,min}$ [N] – minimální statická únosnost

C_{min} [N] – minimální dynamická únosnost

k_{no} [–] – návrhový součinitel pro ocelové díly

Tab. 3-19 ložisko SKF 609 - 2Z [20]

vnitřní průměr	9 mm
vnější průměr	24 mm
šířka	7 mm
statické zatížení	1660 N
dynamické zatížení	3900 N

Dle prodejce a s ohledem na průměr osy viz kapitola 3.5.2 s. 43-47 volím ložisko SKF 609 - 2Z [20].

Výpočet ukazuje na to, že ložisko vyhovuje.

3.5.4 KONTROLA BOKU Kladnice NA OTLAČENÍ

$D_{bk1} = D_{o1} = 9 \text{ mm}$ viz kapitola 3.5.2 s. 46

$F_{bk1} = 549,87 \text{ N}$ viz kapitola 3.5.2 s. 44

$t_{bk1} = 4 \text{ mm}$ dle vlastní volby

$p_{Dov tlakIIh} = 20 \text{ MPa}$ [14] s. 56

Výpočet dle [19] s. 33.

$$p_{bk1} = \frac{F_{bk1}}{D_o \cdot t_{bk}} = \frac{549,87}{9 \cdot 4} = 15,27 \text{ MPa} \leq p_{Dov tlakII} = 20 \text{ MPa}$$

Kde:

F_{bk1} [N] – síla působící mezi osou a bokem kladnice

t_{bk1} [mm] – tloušťka boku kladnice

D_{bk1} [mm] – průměr díry v boku kladnice

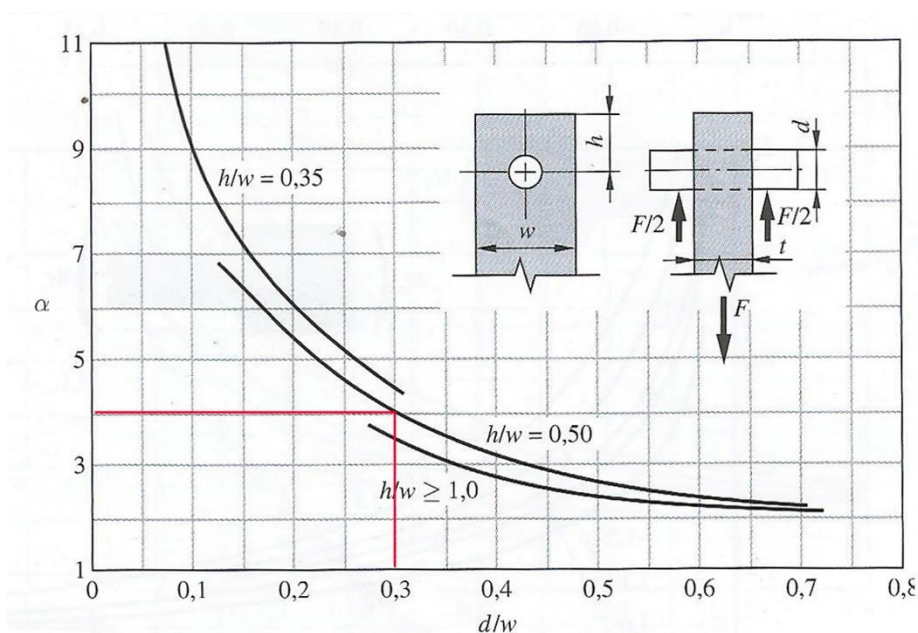
$p_{Dov tlakIIh}$ [MPa] – dovolený míjivý tlak slitiny hliníku

p_{bk1} [MPa] – tlak na bok kladnice

Tlak na bok kladnice je menší než dovolený, tedy vyhovuje.

3.5.5 KONTROLA BOKU Kladnice NA TAH

- V místě díry, výpočet dle [18]
 $D_{bk1} = 9 \text{ mm}$ viz kapitola 3.5.4 s. 48
 $F_{bk1} = 549,87 \text{ N}$ viz kapitola 3.5.2 s. 44
 $h_{bk1} = 15 \text{ mm}$ dle vlastní volby
 $l_{bk1} = 30 \text{ mm}$ dle vlastní volby
 $k_{Dh} = 3$ tuto hodnotu jsem zvolil z důvodu dynamického namáhání
 $R_{p0,2h} = 160 \text{ MPa}$ pro bok kladnice jsem vybral slitinu hliníku EN AW – 6060 T66 [9] s. 34

Obr. 3. 10 Součinitel tvaru α boku kladnice [15] s. 1113

$$\frac{h_{bk1}}{l_{bk1}} = \frac{15}{30} = 0,5$$

$$\frac{D_{bk1}}{l_{bk}} = \frac{9}{30} = 0,3$$

$$\alpha_{\sigma bk1} = 4$$

$$\sigma_{bk1} = \alpha_{\sigma bk1} \frac{F_{bk1}}{(l_{bk1} - D_{bk1})t_{bk1}} = 4 \frac{549,87}{(30 - 9)4} = 26,18 \text{ MPa}$$

$$k_{sbk1} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{maxbk}} = \frac{160}{26,18} = 6,11 \geq k_{Dh} = 3$$



Kde:

h_{bk1} [mm] – šířka boku kladnice

t_{bk1} [mm] – tloušťka boku kladnice

D_{bk1} [mm] – průměr díry v boku kladnice

σ_{bk1} [mm] – napětí v boku kladnice

$\alpha_{\sigma bk1}$ [mm] – součinitel tvaru díry v boku kladnice

F_{bk1} [N] – síla působící mezi osou a bokem kladnice

k_{sbk1} [–] – skutečná bezpečnost boku kladnice

k_{Dh} [–] – dovolená bezpečnost pro hliníkové díly

Výpočty poukazují na to, že bok kladnice na namáhání na tah vyhovuje.

3.5.6 KONTROLA SVARŮ BOKŮ Kladnice

Tab. 3-20 Převodní součinitel svarového spoje (část) [15] s. 519

Druh svaru	Druh namáhání	Převodní součinitel svarového spoje α			
koutový	čelní	$\alpha_{\tau\perp}$	0,75 ^d	0,75 ^e	1,00 ^f
	boční	$\alpha_{\tau\parallel}$	0,65 ^d	0,80 ^e	0,90 ^f

^d Platí pro ruční svařování elektrickým obloukem, přičemž pevnost použité elektrody odpovídá pevnosti základního materiálu. Hloubka závaru je nulová.

^e Platí pro:

- Ruční svařování elektrickým obloukem základních materiálů, jejichž minimální pevnost v tahu je o 20 % menší než minimální pevnost svarového kovu použité elektrody. Hloubka závaru je nulová.
- Poloautomatické svařování pod tavidlem, poloautomatické a automatické svařování v ochranné atmosféře CO₂ a automatické svařování pod tavidlem jednovrstvých nebo vícevrstvých svarů $z > 12$ mm. Hloubka závaru je 0,2a.

^f Platí pro automatické svařování pod tavidlem jednovrstvých svarů pro $z \leq 12$ mm. Hloubka závaru je 0,4a.

Pro svar mezi horním vodorovným nosníkem a bokem kladnice volím koutový čelní svár zhotovený ručním svařováním o vyšší pevnosti svarového kovu než základního.

Pro zhotovení svarů volím elektrodu OK AUTROD 5554 s mezí pevnosti v tahu 230 MPa [29].

- Výpočet dovoleného napětí svarů boků kladnice dle [15]

$$\alpha_{\tau\perp} = 0,75 \text{ viz výše tab. 3 – } 20 = 0,75$$

$$\sigma_{Dov\ tahIIh} = 15 \text{ MPa dle [14] s. 55}$$

$$F_{bk1} = 549,87 \text{ N viz kapitola 3.5.2 s. 44}$$

$$l_{bk1} = 30 \text{ mm viz kapitola 3.5.5 s. 49}$$

$$\tau_{Dov\ st} = \alpha_{\tau\perp} \cdot \sigma_{Dov\ tahII} = 0,75 \cdot 15 = 11,25 \text{ MPa}$$



- Výpočet účinné délky svaru boků kladnice [15] s. 508

$$l_{sbk1} = 2(l_{bk1} - 1,5z_{sbk1}) = 2(30 - 1,5 \cdot 2) = 54 \text{ mm}$$

- Výpočet smykového napětí v nosném průřezu koutového svaru [15] s. 508

$$\tau_{sbk1} = \frac{F_{bk1}}{0,707z_{sbk1}l_{sbk1}} = \frac{549,87}{0,707 \cdot 2 \cdot 54} = 7,2 \text{ MPa}$$

$$\tau_{Dov sbk1} = 11,25 \text{ MPa} \geq \tau_{sbk1} = 7,2 \text{ MPa}$$

Maximální napětí je menší než dovolené – svar vyhovuje.

Kde:

$\tau_{Dov st} [\text{MPa}]$ – dovolené napětí svarů na tah

$\alpha_{\tau\perp} [-]$ – převodní součinitel svarového spoje

$p_{Dov tlakIIIh} [\text{MPa}]$ – dovolený míjivý tlak slitiny hliníku

$l_{bk1} [\text{mm}]$ – šířka boku kladnice

$l_{sbk1} [\text{mm}]$ – účinná délka svaru boku kladnice

$z_{sbk1} [\text{mm}]$ – výška svaru boku kladnice

3.6 RÁM

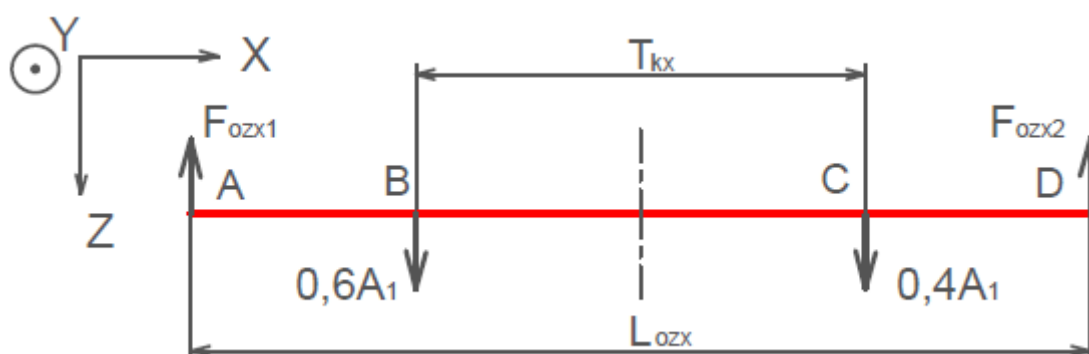
V této části provedu zjednodušenou kontrolu spodního podélného nosníku (místo svaru nahrazuji pouze silou). Dále kontrolu svaru rámu a kontrola na otláčení rámu od pouzder otočných zámků.

3.6.1 NEVYVÁŽENOST V PODÉLNÉM SMĚRU

$L_{ozx} = 584 \text{ mm}$ viz výše tab. 1 – 2 s. 15

$T_{kx} = 303 \text{ mm}$ viz kapitola 3.2.2 s. 25

$A_1 = 1691,89 \text{ N}$ viz kapitola 3.4.28 s. 38 – 42



Obr. 3. 11 Výpočet nevyváženosti v podélném směru

Výpočet dle [17] a dle obr. 3. 11:

$$\sum F_z = 0; -F_{ozx1} + 0,6A_1 + 0,4A_1 - F_{ozx2} = 0$$

$$\sum M_{xA} = 0; -0,6A_1 \left(\frac{L_{ozx}}{2} - \frac{T_{kx}}{2} \right) - A_1 \left(L_{ozx} - \frac{L_{ozx}}{2} + \frac{T_{kx}}{2} \right) + F_{ozx2} L_{ozx} = 0$$

$$F_{ozx2} = \frac{0,6A_1 \left(\frac{L_{ozx}}{2} - \frac{T_{kx}}{2} \right) + 0,4A_1 \left(\frac{L_{ozx}}{2} + \frac{T_{kx}}{2} \right)}{L_{ozx}}$$

$$= \frac{0,6 \left(\frac{584}{2} - \frac{303}{2} \right) + 0,4 \left(\frac{584}{2} + \frac{303}{2} \right)}{584} A_1 = 0,45A_1$$

$$F_{ozx1} = A_1 - F_{ozx2} = A_1 - 0,45A_1 = 0,55A_1$$

Kde:

$L_{ozx} [mm]$ – vzdálenost os otočných zámků v podélném směru

$T_{kx} [mm]$ – vzdálenost těžišť zatížení v podélném směru

$A_1 [N]$ – kombinované dynamické zatížení

$F_{ozx1,2} [N]$ – síla působící mezi otočným zámkem a koncem nosníku v podélném směru

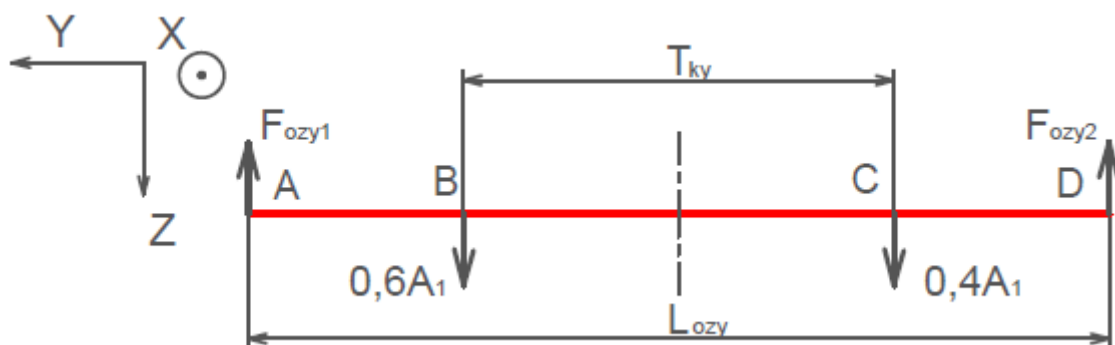
Zatížení otočných zámků a konců podélných nosníků od nevyváženosti kontejneru je v podélném směru 55 % jeden a druhý 45 %.

3.6.2 NEVYVÁŽENOST V PŘÍČNÉM SMĚRU

$L_{ozy} = 100 \text{ mm}$ viz výše tab. 1 – 2 s. 15

$T_{ky} = 61 \text{ mm}$ viz kapitola 3.2.2 s. 25

$A_1 = 1691,89 \text{ N}$ viz kapitola 3.4.28 s. 38 – 42



Obr. 3. 12 Výpočet nevyváženosti v příčném směru

Výpočet dle [17] a dle obr. 3. 1:

$$\sum F_z = 0; -F_{ozy1} + 0,6A_1 + 0,4A_1 - F_{ozy2} = 0$$



$$\sum M_{xA} = 0; -0,6A_1 \left(\frac{L_{ozy}}{2} - \frac{T_{ky}}{2} \right) - A_1 \left(L_{ozy} - \frac{L_{ozy}}{2} + \frac{T_{ky}}{2} \right) + F_{ozy2} L_{ozy} = 0$$

$$F_{ozy2} = \frac{0,6A_1 \left(\frac{L_{ozy}}{2} - \frac{T_{ky}}{2} \right) + 0,4A_1 \left(\frac{L_{ozy}}{2} + \frac{T_{ky}}{2} \right)}{L_{ozy}} = \frac{0,6 \left(\frac{100}{2} - \frac{61}{2} \right) + 0,4 \left(\frac{100}{2} + \frac{61}{2} \right)}{100} A_1$$

$$= 0,44A_1$$

$$F_{ozy1} = A_1 - F_{ozy2} = A_1 - 0,44A_1 = 0,56A_1$$

Zatížení otočných zámků a konců podélných nosníků je od nevyváženosti kontejneru v příčném směru až 56 % jeden a druhý 44 %.

Kde:

$L_{ozy} [mm]$ – vzdálenost os otočných zámků v příčném směru

$T_{ky} [mm]$ – vzdálenost těžišť zatížení v příčném směru

$A_1 [N]$ – kombinované dynamické zatížení

$F_{ozx1,2} [N]$ – síla působící mezi otočným zámkem a koncem nosníku v příčném směru

3.6.3 CELKOVÉ ZATÍŽENÍ OTOČNÝCH ZÁMKŮ NA JEDNOM SPODNÍM VODOROVNÉM NOSNÍKU

$A_1 = 1691,89 \text{ N}$ viz kapitola 3.4.28 s. 38 – 42

Procenta nevyváženosti viz kapitola 3.6.1 s. 52 a viz kapitola 3.6.2 s. 53

$$F_{ozc1} = 0,55 \cdot 0,56A_1 = 0,55 \cdot 0,56 \cdot 1691,89 = 521,1 \text{ N}$$

$$F_{ozc2} = 0,55 \cdot 0,44A_1 = 0,55 \cdot 0,44 \cdot 1691,89 = 409,44 \text{ N}$$

kde:

$A_1 [N]$ – kombinované dynamické zatížení

$F_{ozc1,2} [N]$ –

celková síla působící mezi otočným zámkem a koncem nosníku v příčném směru

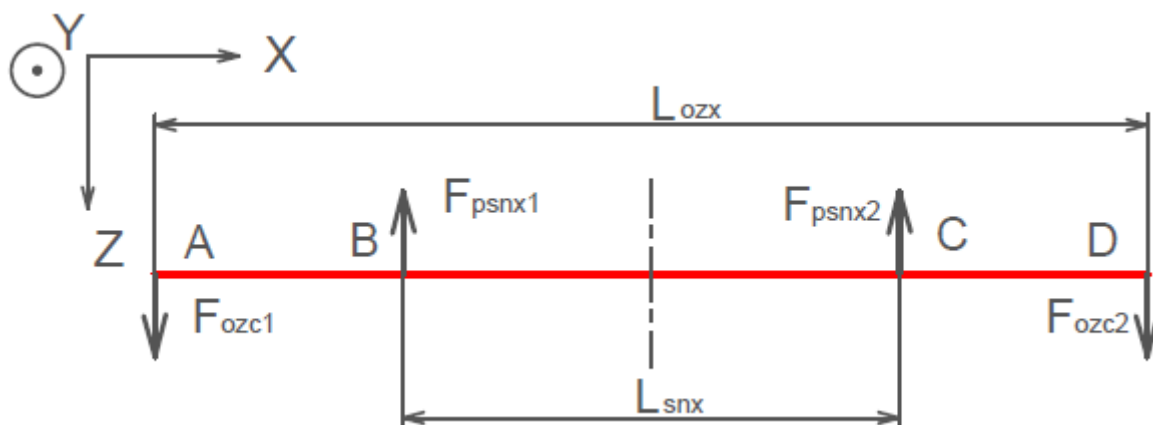
3.6.4 ZATÍŽENÍ MEZI SPODNÍM PODÉLNÝM NOSNÍKEM A SVISLÝMI NOSNÍKY

$L_{ozx} = 584 \text{ mm}$ viz výše tab. 1 – 2 s. 15

$L_{snx} = 200 \text{ mm}$ dle vlastní volby

$F_{ozc1} = 521,1 \text{ N}$ viz kapitola 3.6.3 s. 53

$F_{ozc2} = 409,44 \text{ N}$ viz kapitola 3.6.3 s. 53



Obr. 3. 13 Zatížení mezi spodním podélným nosníkem a svislými nosníky

Výpočet dle [17] a dle obr. 3. 13:

$$\sum F_z = 0; F_{ozc1} - F_{psnx1} - F_{psnx2} + F_{ozc2} = 0$$

$$\sum M_{yB} = 0; F_{psnx2}L_{snx} + F_{ozc1}\left(\frac{L_{ozx}}{2} - \frac{L_{snx}}{2}\right) - F_{ozc2}\left[L_{ozx} - \left(\frac{L_{ozx}}{2} - \frac{L_{snx}}{2}\right)\right] = 0$$

$$F_{psnx2} = \frac{F_{ozc2}\left(\frac{L_{ozx}}{2} + \frac{L_{snx}}{2}\right) - F_{ozc1}\left(\frac{L_{ozx}}{2} - \frac{L_{snx}}{2}\right)}{L_{snx}}$$

$$= \frac{409,44\left(\frac{584}{2} + \frac{200}{2}\right) - 521,1\left(\frac{584}{2} - \frac{200}{2}\right)}{200} = 302,25 \text{ N}$$

$$F_{psnx1} = F_{ozc1} + F_{ozc2} - F_{psnx2} = 521,1 + 409,44 - 302,25 = 628,29 \text{ N}$$

kde:

$L_{ozx}[mm]$ – vzdálenost os otočných zámků v podélném směru

$L_{snx}[mm]$ – vzdálenost mezi osami svislých nosníků v podélném směru

$F_{ozc1,2} [N]$

– celková síla působící mezi otočným zámkem a koncem nosníku v podélném směru

$F_{psnx1,2} [N]$

– síla působící mezi spodním podélným nosníkem a svislými nosníky v podélném směru



3.6.5 VÝPOČET SPODNÍHO PODÉLNÉHO NOSNÍKU RÁMU

$F_{ozc1} = 521,1 \text{ N}$ viz kapitola 3.6.3 s. 53

$F_{ozc2} = 409,44 \text{ N}$ viz kapitola 3.6.3 s. 53

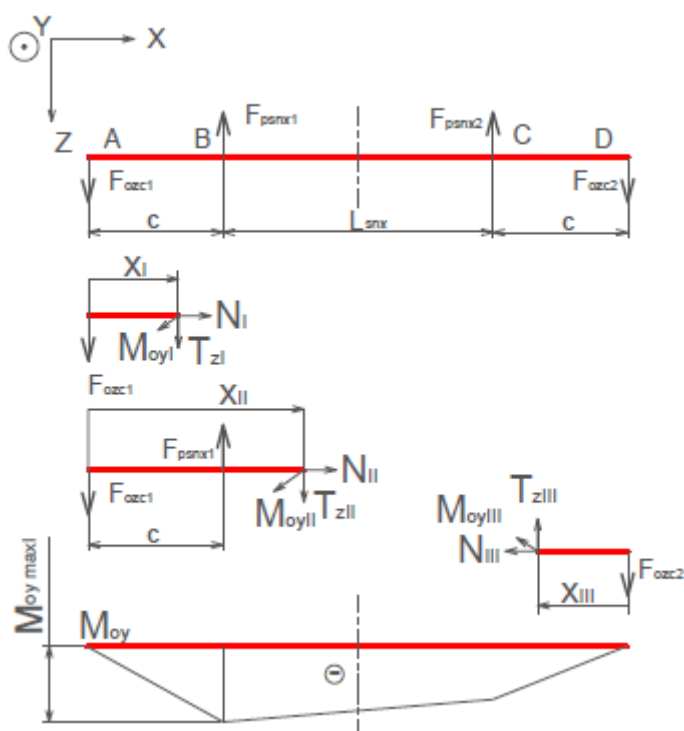
$F_{psnx1} = 628,29 \text{ N}$ viz kapitola 3.6.4 s. 54

$F_{psnx2} = 341,45 \text{ N}$ viz kapitola 3.6.4 s. 54

$L_{snx} = 200 \text{ mm}$ viz kapitola 3.6.4 s. 53

$c = 192 \text{ mm}$

- VVÚ



Obr. 3. 14 VVÚ spodního podélného nosníku

Výpočet dle [18] a dle obr. 3. 14:

$$x_I \in < 0; c >$$

$$M_{oypnI} = -F_{ozc1}x_I =$$

$$M_{oypnI} = -521,1 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{oypnI} = -521,1 \cdot 192 = -100051,2 \text{ Nmm}$$

$$x_{II} \in < c; c + L_{snx} >$$

$$M_{oypnII} = -521,1x_{II} + F_{psnx1}(x_{II} - c) =$$

$$M_{oypnII} = -521,1 \cdot 192 + 628,29 \cdot 0 = -100051,2 \text{ Nmm}$$



$$M_{oypnII} = -521,1 \cdot (192 + 200) + 628,29 \cdot 200 = -78613,2 \text{ Nmm}$$

$$x_{III} \in < 0; c >$$

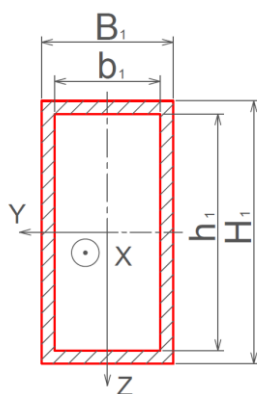
$$M_{oypnIII} = -F_{ozc2} \cdot x_{III} =$$

$$M_{oypnIII} = -409,44 \cdot 0 = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{oypnIII} = -409,44 \cdot 192 = -78612,48 \text{ Nmm}$$

$$M_{oypn,max} = -100051,2 \text{ Nmm}$$

- Výpočet kvadratického momentu průřezu a modulu průřezu
 $H_1 = 60 \text{ mm}$ dle vlastního odhadu volím normovaný profil 60x30x3
 $B_1 = 30 \text{ mm}$
 $h_1 = 54 \text{ mm}$
 $b_1 = 24 \text{ mm}$



Obr. 3. 15 Průřez spodního podélného nosníku

$$J_{ypn} = \frac{1}{12} B_1 H_1^3 - \frac{1}{12} b_1 h_1^3 = \frac{1}{12} \cdot 30 \cdot 60^3 - \frac{1}{12} \cdot 24 \cdot 54^3 = 225072 \text{ mm}^4$$

$$W_{oypn} = \frac{1}{6 H_1} (B_1 H_1^3 - b_1 h_1^3) = \frac{1}{6 \cdot 60} \cdot (30 \cdot 60^3 - 24 \cdot 54^3) = 7502,4 \text{ mm}^3$$

- Výpočet maximálního napětí a porovnání s dovoleným [18]
 $M_{oypn,max} = -100051,2 \text{ Nmm}$ viz výše
 $W_{oypn} = 7502,4 \text{ mm}^3$ viz výše
 $R_{p0,2h} = 160 \text{ MPa}$ pro bok kladnice jsem vybral slitinu hliníku EN AW – 6060 T66 [9] s. 34

$$\sigma_{opn,max} = \frac{|M_{oypn,max}|}{W_{oy}}$$



$$\sigma_{opn,max} = \frac{|-104607,36|}{7502,4} = 13,94 \text{ MPa}$$

$$k_{spn} = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{opn,max}} = \frac{160}{13,94} = 11,48 \geq k_{Dh} = 3$$

- Výpočet deformace spodního podélného nosníku pomocí Castiglianovy věty [18]:

$$E_h = 71,7 \cdot 10^3 \text{ MPa} [15] \text{ s. 1095}$$

$$J_{ypn} = 225072 \text{ mm}^4 \text{ viz výše s. 56}$$

$$F_{ozc1} = 521,1 \text{ N viz kapitola 3.6.3 s. 53}$$

$$F_{ozc2} = 409,44 \text{ N viz kapitola 3.6.3 s. 53}$$

$$F_{psnx1} = 628,29 \text{ N viz kapitola 3.6.4 s. 54}$$

$$L_{snx} = 200 \text{ mm viz kapitola 3.6.4 s. 53}$$

$$c = 192 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} w_A = \frac{\partial W}{\partial F_{ozc1}} &= \frac{1}{E_h J_{ypn}} \left(\int_0^c M_{oyI} \cdot \frac{\partial M_{oyI}}{\partial F_{ozc1}} d_{xI} + \int_c^{c+L_{snx}} M_{oyII} \cdot \frac{\partial M_{oyII}}{\partial F_{ozc1}} d_{xII} \right. \\ &\quad \left. + \int_0^c M_{oyIII} \cdot \frac{\partial M_{oyIII}}{\partial F_{ozc1}} d_{xIII} \right) = \\ &= \frac{1}{E_h J_{ypn}} \cdot \left[\int_0^c (-F_{ozc1} \cdot x_I) \cdot (-x_I) d_{xI} \right. \\ &\quad \left. + \int_c^{c+L_{snx}} (-F_{ozc1} \cdot x_{II} + F_{psnx1} \cdot x_{II} - F_{psnx1} \cdot c) \cdot (-x_{II}) d_{xII} \right. \\ &\quad \left. + \int_0^c (-F_{ozc2} \cdot x_{III}) \cdot (-x_{III}) d_{xIII} \right] = \\ &= \frac{1}{E_h J_{ypn}} \cdot \left\{ \left[F_{ozc1} \cdot \frac{x_I^3}{3} \right]_0^c + \left[F_{ozc1} \cdot \frac{x_{II}^3}{3} - F_{psnx1} \cdot \frac{x_{II}^3}{3} + F_{psnx1} \cdot c \cdot \frac{x_{II}^2}{2} \right]_c^{c+L_{snx}} \right. \\ &\quad \left. + \left[F_{ozc2} \cdot \frac{x_{III}^3}{3} \right]_0^c \right\} = \\ &= \frac{1}{E_h J_{ypn}} \cdot \left[F_{ozc1} \cdot \frac{c^3}{3} + F_{ozc1} \cdot \frac{(c+L_{snx})^3}{3} - F_{psnx1} \cdot \frac{(c+L_{snx})^3}{3} + F_{psnx1} \cdot c \right. \\ &\quad \cdot \frac{(c+L_{snx})^2}{2} - F_{ozc1} \cdot \frac{c^3}{3} + F_{psnx1} \cdot \frac{c^3}{3} - F_{psnx1} \cdot c \cdot \frac{c^2}{2} \\ &\quad \left. + F_{ozc2} \cdot \frac{c^3}{3} \right] = \end{aligned}$$



$$= \frac{1}{71,7 \cdot 10^3 \cdot 225072} \cdot \left[521,1 \cdot \frac{192^3}{3} + 521,1 \cdot \frac{(192 + 200)^3}{3} - 628,29 \cdot \frac{(192 + 200)^3}{3} + 628,29 \cdot 192 \cdot \frac{(192 + 200)^2}{3} - 521,1 \cdot \frac{192^3}{3} + 628,29 \cdot \frac{192^3}{3} - 628,29 \cdot \frac{192^3}{2} + 409,44 \cdot \frac{192^3}{3} \right] = 0,26 \text{ mm}$$

kde:

$x_{I,II,III}$ [mm] proměnná

c [mm] vzdálenost mezi osou otočného zámku a osou svislého nosníku

L_{snx} [mm] – vzdálenost mezi osami svislých nosníků v podélném směru

E_h [MPa] – modul pružnosti v tahu slitiny hliníku

J_{ypn} [mm⁴] – kvadratický moment průřezu spodního podélného nosníku

W_{oypn} [mm³] modul průřezu spodního podélného nosníku v ohybu

$M_{oypnI,II,III}$ [Mmm] ohybový moment spodního podélného nosníku

H_1 [mm] vnější svislý rozměr profilu spodního podélného nosníku

B_1 [mm] vnější vodorovný rozměr profilu spodního podélného nosníku

h_1 [mm] vnitřní svislý rozměr profilu spodního podélného nosníku

b_1 [mm] vnitřní vodorovný rozměr profilu spodního podélného nosníku

$F_{ozc1,2}$ [N]

– celková síla působící mezi otočným zámkem a koncem nosníku v podélném směru

$F_{psnx1,2}$ [N]

– síla působící mezi spodním podélným nosníkem a svislými nosníky v podélném směru

$\sigma_{opn,max}$ [MPa] – maximální ohybové napětí spodního podélného nosníku

k_{sbk1} [–] – skutečná bezpečnost spodního podélného nosníku

k_{Dh} [–] – dovolená bezpečnost pro hliníkové díly

W [J] – energie napjatosti

Nosník pevnostně vyhovuje. Předpokládaná deformace se jeví dle výpočtů jako dostatečně nízká.

3.6.6 KONTROLA SVARŮ RÁMU

Pro svary mezi dolními vodorovnými nosníky a horními příčnými nosníky volím koutový čelní svar zhotovený ručním svařováním o vyšší pevnosti svarového kovu než základního.

Pro zhotovení svarů volím elektrodu OK AUTROD 5554 s mezí pevnosti v tahu 230 MPa [29].



$$z_{sr} = 2 \text{ mm}$$

$$H_2 = 25 \text{ mm dle vlatní volby}$$

$$\tau_{Dov st} = 11,25 \text{ MPa viz kapitola 3.5.6 s. 51}$$

$$F_{psnx1} = 628,29 \text{ N viz kapitola 3.6.4 s. 54}$$

Výpočet účinné délky svaru rámu [15] s. 508

$$l_{sr} = 4 \left(\frac{H_2}{1,25} - 1,5z_r \right) = 4 \left(\frac{25}{1,25} - 1,5 \cdot 2 \right) = 68 \text{ mm}$$

- Výpočet smykového napětí v nosném průřezu koutového svaru rámu [15] s. 508

$$\tau_{sr} = \frac{F_{psnx1}}{0,707z_r l_{sr}} = \frac{628,29}{0,707 \cdot 2 \cdot 68} = 6,53 \text{ MPa}$$

$$\tau_{Dov st} = 11,25 \text{ MPa} \geq \tau_{sr} = 6,53 \text{ MPa}$$

Maximální napětí je menší než dovolené – svar vyhovuje.

Kde:

z_{sr} [mm] – výška svaru rámu

H_2 [mm] vnější rozměr profilu svislého nosníku

$\tau_{Dov st}$ [MPa] – dovolené napětí svarů na tah

F_{psnx1} [N]

– síla působící mezi spodním podélným nosníkem a svislými nosníky v podélném směru

l_{sr} [mm] – účinná délka svaru rámu

τ_{sr} [MPa] – smykové napětí v nosném průřezu koutového svaru rámu

3.6.7 KONTROLA NA OTLAČENÍ RÁMU OD POUZDER OTOČNÝCH ZÁMKŮ

$$F_{ozc1} = 521,1 \text{ N viz kapitola 3.6.3 s. 53}$$

$$d_{pv} = 16 \text{ mm dle vlastní volby}$$

$$d_{pm} = 8 \text{ mm dle vlastní volby}$$

$$p_{Dov tlakIIh} = 20 \text{ MPa [14] s. 56}$$

Výpočet dle [19] s. 33.

$$p_{pr} = \frac{F_{ozc1}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_{pv}^2 - d_{pm}^2)} = \frac{521,1}{\frac{\pi}{4} \cdot (16^2 - 8^2)} = 3,46 \text{ Mpa} \leq p_{Dov tlakIIh} = 20 \text{ Mpa}$$



Výpočet síly působící mezi táhlem elektromotoru a spojovacím táhlem dle obr. 3. 16.

$$\sum M_k = 0; \quad -M_{kem} + F_{st1}L_{tem} + F_{st2}L_{tem} + F_{st3}L_{tem} + F_{st4}L_{tem} = 0$$

$$F_{st1} = F_{st2} = F_{st3} = F_{st4}$$

$$F_{st1} = \frac{M_{km}}{4L_{tem}} = \frac{0,5}{4 \cdot 35,4 \cdot 10^{-3}} = 3,53 \text{ N}$$

- Výpočet kroutícího momentu působící na otočný zámek

$$\sum M_k = 0; \quad M_{koz1} - F_{t1}L_{toz} = 0$$

$$M_{koz1} = F_{st1}L_{toz} = 3,53 \cdot 35,4 = 124,96 \text{ Nmm}$$

Kde:

M_{kem} [Nm] – kroutící moment elektromotoru

L_{tem} [mm] – vzdálenost os otvorů táhla elektromotoru

L_{toz} [mm] – vzdálenost os otvorů táhla otočných zámků

$F_{st1,2,3,4}$ [N]

– síla působící mezi táhlem elektromotoru a spojovacím táhlem (táhlem otočných zámků)

M_{koz1} [Nmm] – kroutící moment působící na otočný zámek

3.7.2 KONTROLA OTOČNÉHO ZÁMKU NA KOMBINOVANÉ ZATÍŽENÍ

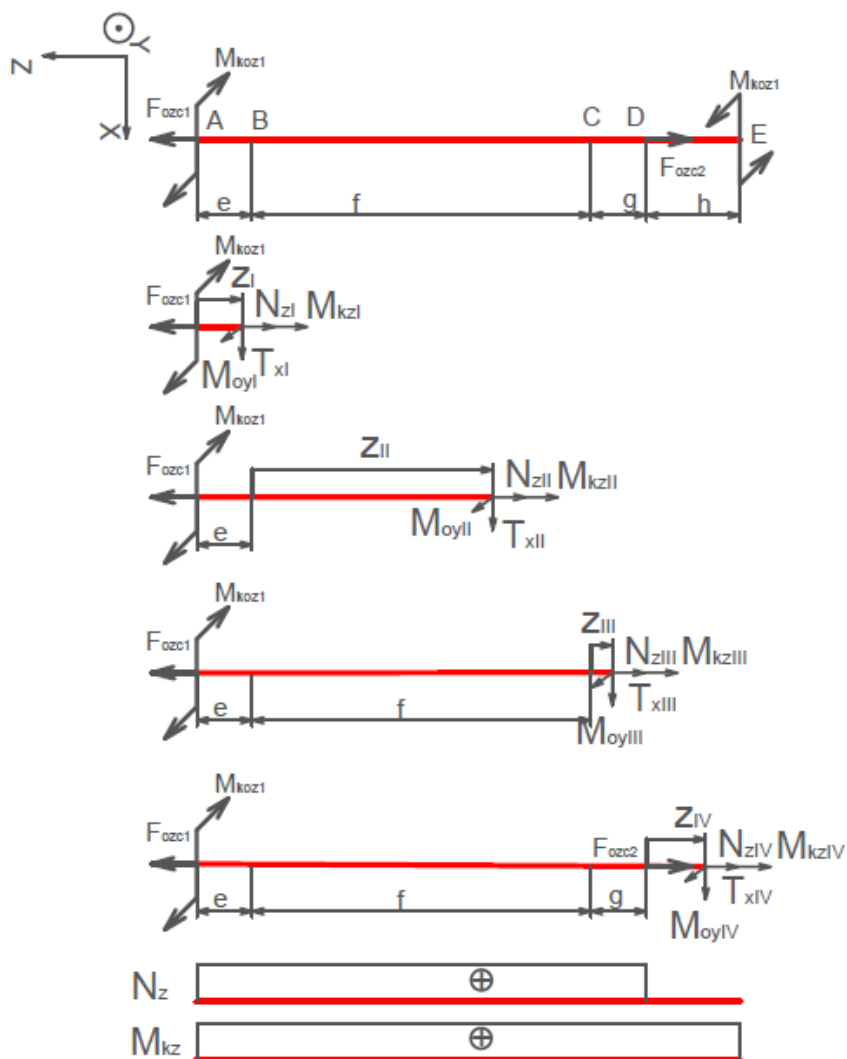
$M_{koz1} = 124,96 \text{ Nmm}$ viz kapitola 3.7.1 s. 61

$F_{ozc1} = 521,1 \text{ N}$ viz kapitola 3.6.3 s. 53

k_{Do} [–] – dovolená bezpečnost pro ocelové díly



- VVÚ



Obr. 3. 17 VVÚ otočného zámku

Výpočet dle [18] a dle obr. 3. 17

$$z_I \in < 0; e >$$

$$N_{zozI} = F_{ozc1} = 521,1 \text{ N}$$

$$M_{kzozI} = M_{koz1} = 124,96 \text{ Nmm}$$

$$z_{II} \in < 0; f >$$

$$N_{zozII} = F_{ozc1} = 521,1 \text{ N}$$

$$M_{kzozII} = M_{koz1} = 124,96 \text{ Nmm}$$

$$z_{III} \in < 0; g >$$

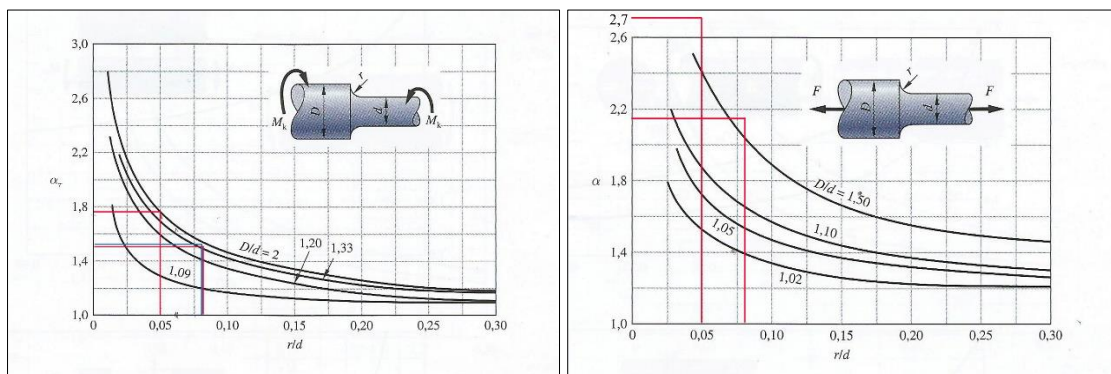
$$N_{zozIII} = F_{ozc1} = 521,1 \text{ N}$$

$$M_{kzozIII} = M_{koz1} = 124,96 \text{ Nmm}$$

$$z_{Iv} \in < 0; h >$$

$$N_{zozIV} = 0 \text{ N}$$

$$M_{kzozIV} = M_{kzozI} = 124,96 \text{ Nmm}$$



Obr. 3. 17 Součinitelé koncentrace napětí α otočného zámku [15] s.

Velikost zápichu tvaru D je dle Tab. 3-18 s. 45.

- Bod A osazení
 $D_{ozA} = 16 \text{ mm}$
 $d_{ozA} = 8 \text{ mm}$
 $r_{ozA} = 0,4 \text{ mm}$

$$\frac{D_{ozA}}{d_{ozA}} = \frac{16}{8} = 2$$

$$\frac{r_{ozA}}{d_{ozA}} = \frac{0,4}{8} = 0,05$$

$$\alpha_{\tau ozA} = 1,75$$

$$\tau_{\max ozA} = \alpha_{\tau ozA} \cdot \frac{16 M_{kzozI}}{\pi d_{ozA}^3} = 1,75 \cdot \frac{16 \cdot 124,96}{8^3 \pi} = 2,18 \text{ MPa}$$

$$\alpha_{\sigma ozA} = 2,7$$

$$\sigma_{\max ozA} = \alpha_{\sigma ozA} \frac{4 N_{zozI}}{d_{ozA}^2 \pi} = 2,7 \cdot \frac{4 \cdot 521,1}{8^2 \pi} = 28 \text{ MPa}$$

- Výpočet redukovaného napětí z podmínky plasticity $\tau_{\max}$

$$\sigma_{red ozA} = \sqrt{\sigma_{\max ozA}^2 + 4 \cdot \tau_{\max ozA}^2} = \sqrt{28^2 + 4 \cdot 2,18^2} = 28,34 \text{ MPa}$$

- Bod B osazení
 $D_{ozB} = 8 \text{ mm}$
 $d_{ozB} = 5 \text{ mm}$
 $r_{ozB} = 0,4 \text{ mm}$



$$\frac{D_{ozB}}{d_{ozB}} = \frac{8}{5} = 1,6$$

$$\frac{r_{ozB}}{d_{ozB}} = \frac{0,4}{5} = 0,08$$

$$\alpha_{\tau ozB} = 1,5$$

$$\tau_{max ozB} = \alpha_{\tau ozB} \frac{16M_{kzoII}}{d_{ozB}^3 \pi} = 1,5 \frac{16 \cdot 124,96}{5^3 \pi} = 7,64 \text{ MPa}$$

$$\alpha_{\sigma ozB} = 2,15$$

$$\sigma_{max ozB} = \alpha_{\sigma ozB} \frac{4N_{zoII}}{d_{ozB}^2 \pi} = 2,15 \frac{4 \cdot 521,1}{5^2 \pi} = 57,06 \text{ MPa}$$

- Výpočet redukovaného napětí z podmínky plasticity τ_{max}

$$\sigma_{red ozB} = \sqrt{\sigma_{max ozB}^2 + 4 \cdot \tau_{max ozB}^2} = \sqrt{57,06^2 + 4 \cdot 7,64^2} = 59,07 \text{ MPa}$$

- Bod C závit

M2,5

$$A_{SCoz} = 14,2 \text{ mm}^2 \text{ [19] s. 420}$$

$$d_{scoz} = \sqrt{\frac{4A_{SCoz}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14,2}{\pi}} = 4,25 \text{ mm}$$

$$\alpha_{zozc} = 2,5 \text{ [18] s. 51}$$

$$\tau_{max ozC} = \alpha_{zozc} \frac{16M_{kzoIII}}{d_{SCoz}^3 \pi} = 2,5 \frac{16 \cdot 124,96}{4,25^3 \pi} = 20,73 \text{ MPa}$$

$$\alpha_{zozc} = 2,5$$

$$\sigma_{max ozC} = \alpha_{zozc} \cdot \frac{N_{zoIII}}{A_{SCoz}} = 2,5 \frac{521,1}{14,2} = 91,74 \text{ MPa}$$

- Výpočet redukovaného napětí z podmínky plasticity τ_{max} v místě C

$$\sigma_{redoC} = \sqrt{\sigma_{max ozC}^2 + 4 \cdot \tau_{max ozC}^2} = \sqrt{91,74^2 + 4 \cdot 20,73^2} = 100,67 \text{ MPa}$$

- Bod D osazení

$$D_{ozD} = 5 \text{ mm}$$

$$d_{ozD} = 3 \text{ mm}$$

$$r_{ozD} = 0,2 \text{ mm}$$

$$\frac{D_{ozD}}{d_{ozD}} = \frac{5}{3} = 1,67$$

$$\frac{r_{ozD}}{d_{ozD}} = \frac{0,2}{3} = 0,07$$

$$\alpha_{\tau ozD} = 1,52$$



$$\tau_{\max oz D} = \alpha_{\tau oz D} \frac{16 M_{kzo z IV}}{d_{oz D}^3 \pi} = 1,52 \frac{16 \cdot 124,96}{3^3 \pi} = 35,83 \text{ MPa}$$

- Výpočet redukovaného napětí z podmínky plasticity $\tau_{\max}$ v místě D

$$\sigma_{red oz D} = \sqrt{4 \tau_{\max oz D}^2} = \sqrt{4 \cdot 35,83^2} = 71,66 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red \max oz} = \sigma_{red oz C} = 100,67 \text{ MPa}$$

K výrobě zámku jsem zvolil ocel E335 (11 600).

- Kontrola bezpečnosti

$$k_{soz} = \frac{R_{eo}}{\sigma_{red \max oz}} = \frac{335}{100,67} = 3,33 > k_{Do} = 2$$

Otočný zámek pevnostně vyhovuje.

Kde:

M_{koz1} [Nm] – kroutící moment působící na otočný zámek

F_{oz1} [N] –

celková síla působící mezi otočným zámkem a koncem nosníku v podélném směru

$D_{ozA,B,D}$ [mm] – větší průměr v bodě A, B, D

$d_{ozA,B,D}$ [mm] – menší průměr v bodě A, B, D

$r_{ozA,B,D}$ [mm] – poloměr v bodě A, B, D

$\alpha_{\tau ozA,B,D}$ [–] – součinitel tvaru otočného zámku v místě A, B, D

$\alpha_{\sigma ozA,B,D}$ [–] – součinitel tvaru otočného zámku v místě A, B, D

A_{SCoz} [mm²] – výpočtový průřez závitu v místě C

d_{SCoz} [mm²] – výpočtový průřez závitu v místě C

α_{zozC} [–] – součinitel tvaru metrického závitu v místě C

$\sigma_{\max oz A,B,C}$ [MPa] – maximální normálové napětí v místě A, B, C

$\tau_{\max oz A,B,C,D}$ [MPa] – maximální smykové napětí v místě A, B, C, D

$\sigma_{red oz A,B,C,D}$ [MPa] – redukované napětí v místě A, B, C, D

$\sigma_{red \max oz}$ [MPa] – maximální redukované napětí otočného zámku

R_{eo} [MPa] – mez kluzu oceli

k_{Do} [–] – dovolená bezpečnost pro ocelové díly

k_{soz} [–] – skutečná bezpečnost otočného zámku

3.7.3 VÝPOČET PRŮMĚRU SPOJOVACÍHO TÁHLA

Spojovací táhlo uvažuji jako dlouhý štíhlý prut, a proto průměr vypočtu z namáhání na vzpěr podle Eulera. Protože se jedná o vzpěr volím návrhový součinitel vyšší, a to roven 4.

$$k_{nst} = 4$$

$$F_{st1} = 3,53 \text{ N viz kapitola 3.7.1 s. 61}$$



$L_{ozx} = 584 \text{ mm}$ viz výše tab. 1 – 2 s. 15

$E_o = 207 \cdot 10^3 \text{ MPa}$ [15] s. 1095

- Výpočet délky spojovacího táhla

$$l_{st} = \frac{L_{ozx}}{2} = \frac{584}{2} = 292 \text{ mm}$$

- Výpočet kritické síly táhla [15] s. 237

$$F_{kritst} = k_{nst} \cdot F_{st1} = 4 \cdot 3,53 = 14,12 \text{ N}$$

- Výpočet minimálního průměru spojovacího táhla [15] s. 237

Tab. 3-21 [15] s. 234

Součinitel α			
Uložení	Teoretická hodnota	Konzervativní hodnota	doporučená
vetknutí – volný konec	1/4	1/4	1/4
kloub – kloub	1	1	1
vetknutí – kloub	2	1	1,2
vetknutí – vetknutí	4	1	1,2

Součinitel α_{st} jsem vybral 1 z důvodu obou kloubových konců.

$$d_{st \min} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot F_{kritst} \cdot l_{st}}{\pi^3 \cdot \alpha_{st} \cdot E_o}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 14,12 \cdot (292 \cdot 10^{-3})^2}{\pi^3 \cdot 1 \cdot 207 \cdot 10^9}} = 1,86 \text{ mm}$$

Nejmenší průměr z polotovaru S235JR/H9 (11373) jsem vyhledal u prodejce [30] 3 mm, proto volím $d_{st} = 3 \text{ mm}$.

Kde:

k_{st} [–] – návrhový součinitel spojovacího táhla

F_{st1} [N]

– síla působící mezi táhlem elektromotoru a spojovacím táhlem (táhlem otočných zámků)

F_{kritst} [N] – kritická síla spojovacího táhla

$d_{st \min}$ [mm] – minimální průměr spojovacího táhla

d_{st} [mm] – průměr spojovacího táhla

L_{ozx} [mm] – vzdálenost os otočných zámků v podélném směru

l_{st} [mm] – vzdálenost spojovacího táhla mezi osami čepů

α_{st} [–] – součinitel uložení konců prutů

E_o [MPa] – modul pružnosti oceli v tahu

4 SHRUTÍ KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

V této pasáži jsem shrnul popis finálního konstrukčního řešení, které jsem rozdělil do následujících podkapitol.

4.1 ZATÍŽENÍ

V počáteční části výpočetní kapitoly jsem se věnoval rozboru zatížení a jeho následnému výpočtu dle norem uvedených v kapitole 3.

4.2 KLDNICE SPREADERU

Boky kladnice jsem navrhl z hliníkové slitiny EN AW-6060 – T66 z normy ČSN EN 755-2 [9] s. 34. Osu kladky jsem navrhl z E335 (11600) a kladku jsem navrhl obráběnou z důvodu pouze dvou kusů z materiálu 20MNCr5.0 (14221) dle doporučení z knihy Konstruování strojních součástí [15] s. 1034. Kladku jsem uložil pomocí jednořadého kuličkového ložiska [20].

4.3 RÁM SPREADERU

Pro model rámu jsem zvolil normalizované polotovary, tak též z hliníkové slitiny EN AW-6060 – T66 z normy ČSN EN 755-2 [9] s. 34. Rám jsem zjednodušeně pevnostně ověřil výpočty. Polotovary jsem spojil za pomoci svarů a také ověřil výpočty.

4.4 POHON OTOČNÝCH ZÁMKŮ SPREADERU

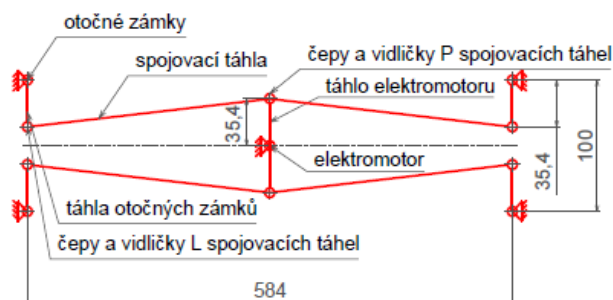
Zvolil jsem krokový elektromotor SX17-1005LQCEF, který prodejce doporučuje pro pohon os 3D tiskárny [21], a proto uvažuji, že jeho výkon bude odpovídající.

4.5 OTOČNÉ ZÁMKY SPREADERU

Otočný zámek je zásadní díl pro funkci a bezpečnost spreaderu, proto jsem provedl důkladnou pevnostní kontrolu a zvolil jsem materiál E335 (11600).

4.6 POHON OTOČNÝCH ZÁMKŮ SPREADERU

Problematika je popsána v kapitole 3.7.3 s. 65, z toho důvodu jsem zde uvedl jen vysvětlující obrázek.

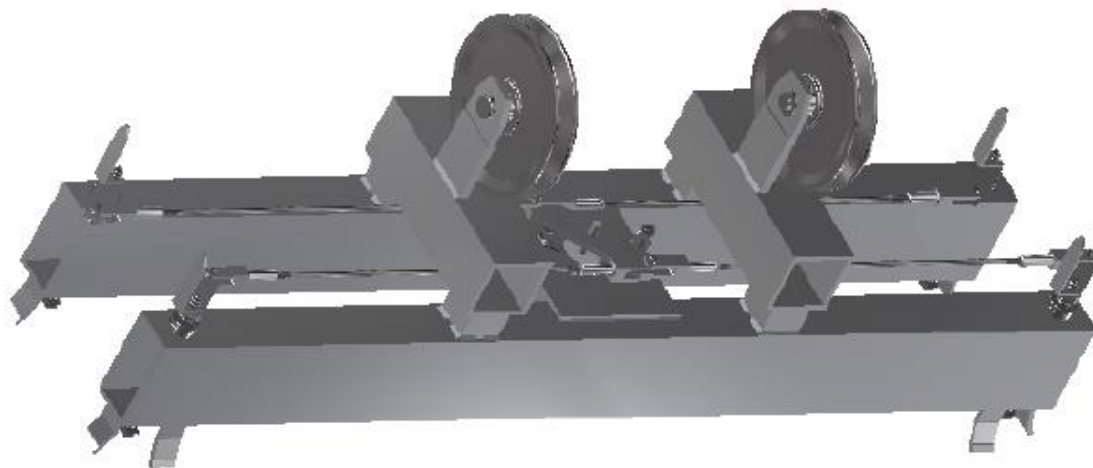


Obr. 4. 1 Náčrt pohonu otočných zámků



4.7 MODEL SPREADERU

V této pasáži jsem pro názornou ilustraci uvedl obrázek mnou navrženého modelu spreaderu, který jsem vytvořil v programu Autodesk Inventor 2017.



Obr. 4. 2 Model spreaderu



5 EKONOMICKÝ ROZBOR

Zde jsem rozebral pouze cenu hliníkových a ocelových polotovarů, normalizovaných součástí a elektromotoru. Dále jsem všechny položky zaokrouhloval na celé koruny.

5.1 CENA HLINÍKOVÝCH POLOTOVARŮ

Hliníkové polotovary jsou ze slitiny EN AW-6060 T66 [9] s.34.

Tab. 3-22 Cena hliníkových polotovarů

Použití	Profil	Rozměr [mm]	Počet	Cena [Kč]
Spodní podélné nosníky	Obdélníkový dutý	60X30X3 – 1240	1x	257
Horní příčné nosníky	Čtvercový dutý	40X40X3 – 265	1x	41
Svislé nosníky		25X25X2 – 95	1x	13
Boky kladnice	Plochá tyč	30X6 – 295	1x	28
Držák elektromotoru	Plochá tyč	80X3 – 100	1x	16
Táhla otočných zámků	Plochá tyč	14X4 – 191	1x	10
Táhlo elektromotoru	Plochá tyč	20X4 – 80	1x	9
Vymezení táhla elektromotoru	Čtvercová tyč	10X10 – 45	1x	8
Vidličky L spojovacích táhel	Čtvercová tyč	8X8 – 207	1x	12
Vidličky P	Plochá tyč	10X8 – 127	1x	10
Vymezovací kroužky os klade	Trubka	10X2 – 55	1x	8
Trubičky se závitem vidliček P	Kruhová tyč	6 – 91	1x	7
Naváděcí desky	Plochá tyč	15X3 – 275	1x	11
Praporky	L tyč	40x15x1,5 – 55	1x	8
Doraz táhla elektromotoru, Doraz táhla elektromotoru 2	L tyč	15x15x2 – 45	1x	7
Celkem				445

Ceny jsem vypočetl ze stránek firmy A + A Pardubice spol. s r.o. [31].



5.2 CENA OCELOVÝCH POLOTOVARŮ

Použití	Profil	Materiál	Rozměr [mm]	Počet	Cena [Kč]
Osy kladky a otočné zámky	Kruhová tyč	E335 (11600)	20 – 908	1x	704
Spojovací táhla a čepy	Kruhová tyč	S235JR/H9 (11373)	3 – 1011	1x	2
Pouzdra otočných zámků a vymežovací podložky	Kruhová tyč	S235JR/H9 (11373)	16 – 196	1x	7
Kladky	Kruhová tyč	20MnCr5.0 (14221)	40 – 400	1x	100
Celkem					813

Ceny jsem vypočetl ze stránek firmy KONDOR s.r.o [30].

5.3 CENY NORMALIZOVANÝCH SOUČÁSTÍ

5.3.1 KLADNICE

Tab. 3-24 Ceny normalizovaných součástí pro kladnici

Součásti	Počet	Cena [Kč]
Ložisko 609-2Z SKF	2x	250
Pojistné kroužky pro díry DIN 472 $d_1 = 24 \text{ mm}$	2x	4
Pojistný kroužek pro hřídel DIN 6799 $d_1 = 9 \text{ mm}$	2x	2
		256

Ceny jsem vypočetl ze stránek firmy RS Components Sp. z o.o. [20] a ze stránek firmy Ferospoj s.r.o. [32].



5.3.2 OTOČNÉ ZÁMKY A POHON

Tab. 3-25 Ceny normalizovaných součástí pro otočné zámky a pohon

Součásti	Počet	Cena [Kč]
Šroub DIN 933 M3 - 6	4x	3
Šroub DIN 933 M4 - 20	2x	1
Matice DIN 934 M4	2x	1
Stavěcí šroub DIN 914 M3 - 8	1x	3
Matice DIN 934 M5	4x	1
Matice DIN 439B M5	4x	1
Pojistný kroužek pro hřídel DIN 6799 d₁ = 1,9 mm	6x	2
Matice DIN 934 M3	8x	1
Stavěcí šroub DIN 914 M3 - 6	4x	4
Matice DIN 934 M3	4x	1
Krokový motor SX17-1005LQCEF	1x	299
		317

Ceny jsem vypočetl ze stránek firmy Ferospoj s.r.o. [32] a ze společnosti Siran 3D Evolution s.r.o. ze stránky [21].

5.4 CENA CELKEM

Cena celkem za polotovary, normalizované součásti a elektromotor je 1386Kč. Tato cena není ovšem konečná, protože cena za obrábění a svařování je několikanásobně vyšší. Hrubím odhadem se může pohybovat až desetinásobně výš.



ZÁVĚR

Celá tato práce je rozdělena do pěti částí. V první části mojí práce se zabývám rozбором průmyslových řešení spreaderů. Z toho vyplývá druhá část rozbor konstrukčního řešení modelu spreaderu, ve které využívám již nabytých poznatků z první části. Také jsem si zde zhruba navrhl řešení do třetí části práce, kde jsem si pomocí výpočtů optimalizoval hrubé návrhy z předchozí druhé části. Výpočty jsou počítány dle norem uvedených v seznamu literatury, dále jsem vycházel z nabytých poznatků mechaniky těles a základu konstruování strojních součástí, kterých jsem nabyl studiem na této univerzitě. Druhou a třetí sekci jsem shrnul do čtvrté části. To celé je zakončené pátou částí, která pojednává o ekonomickém rozbor modelu spreaderu.

Výsledky provedených výpočtů poukazují na to, že navržená konstrukce je schopna unést požadované zatížení od kontejneru uvedené v zadání tzn. hmotnosti 60 kg. Hmotnost modelu spreaderu jsem se snažil maximálně snížit a zaokrouhleně mi vyšly 4 kg .

Vytvořený model spreaderu jsem vytvořil v programu Autodesk Inventor 2017 a celou práci jsem doplnil o výkresy vytvořené v programu AutoCAD Mechanical 2017. Obrázky použité v textu jsem upravoval v programu Adobe Photoshop Portable.

Jako materiál nosné konstrukce jsem zvolil slitinu EN AW-6060 T66. Z důvodu příznivého poměru mezi hmotností a pevností. Dále jsem se rozhodl pro normalizované profily z dané hliníkové slitiny.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

Normy:

- [1] ČSN ISO 668 *Kontejnery řady 1 - Třídění, rozměry a brutto hmotnosti*. Duben 2015. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [2] ČSN 26 9344 - ISO 1161 KONTEJNERY ISO ŘADY 1 Rohové prvky. 8. 5. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1991.
- [3] ČSN ISO 3874 *Kontejnery řady 1 - Manipulace a fixace*. Září. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1999.
- [4] ČSN EN ISO 12100 *Bezpečnost strojních zařízení - Všeobecné zásady pro konstrukci - Posuzování rizika a snižování rizika*. červen. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [5] ČSN EN 15056+A1 *Jeřáby - Požadavky na závěsné rámy pro manipulaci s kontejnery*. Prosinec. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2009.
- [6] ČSN EN 13001-2 *Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 2: Účinky zatížení*. Březen. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [7] ČSN 27 1820 *KLADKY A BUBNY PRO OCELOVÁ LANA*. Květen. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1957.
- [8] ČSN 27 0100 *VÝPOČET OCELOVÝCH LAN PRO JEŘÁBY A ZDVIHADLA*. 15. dubna. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1977.
- [9] ČSN EN 755-2 *Hliník a slitiny hliníku - Lisované tyče, trubky a profily - Část 2: Mechanické vlastnosti*. únor. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017.
- [10] ČSN EN 15011 + A1 *Jeřáby - Mostové a portálové jeřáby*. Srpen. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [11] ČSN EN 12385-4+A1 *Ocelová drátěná lana - Bezpečnost - Část 4: Pramenná lana pro všeobecné zdvihací účely*. Prosinec. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2008.

Literatura:

- [12] DANĚK, Jan a Jiří PAVLISKA. *Technologie ložných a skladových operací I*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, Druhé vydání, Ostrava, 2010. ISBN 978-80-248-2296-9.
- [13] NOVÁK, Jaroslav. *Kombinovaná přeprava*. Vyd. 5., rozš. Pardubice: Institut Jana Pernera, 2015. ISBN 978-80-7395-948-7.



- [14] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *STROJNICKÉ TABULKY: POMOCNÁ UČEBNICE PRO ŠKOLY TECHNICKÉHO ZAMĚŘENÍ*. Čtvrté doplněné vydání. Úvaly: Albra - pedagogické nakladatelství, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [15] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE, Richard G. BUDYNAS a Martin HARTL A KOLEKTIV. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Nakladatelství VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [16] MYNÁŘ, Břetislav a Jaroslav KAŠPÁREK. *Dopravní a manipulační zařízení: pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně*. Brno, 2001. VUT Brno.
- [17] *Statika: Mechanika těles. 2.* © 2017: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, 1995. ISBN 978-80-214-3440-0.
- [18] VRBKA, Jan. *PRUŽNOST A PEVNOST I*. Brno, 2012. Učební text. VUT Brno.
- [19] ZELENÝ, Jiří. *Stavba strojů - strojní součásti: Učebnice pro střední průmyslové školy*. Dotisk druhého vydání. Brno: Computer Press, 2007. ISBN 80-7226-311-0.

Weby:

- [20] Kuličkové ložisko Hluboká drážka 609-2Z SKF. RS [online]. Warszawa Poland: © RS Components Sp. z o.o., 2017 [cit. 2017-05-11]. Dostupné z: <http://cz.rs-online.com/web/p/kulickova-loziska/2850649/>
- [21] Krokový motor SX17-1005LQCEF. *Vše pro 3D tisk* [online]. Mělník: © Siran 3D Evolution, ©2016-2017 [cit. 2017-05-11]. Dostupné z: <https://www.vsepro3dtisk.cz/p/krokovy-motor-3d-tiskarna-sx17-1005lqcef>
- [22] Elektrický lanový kladkostroj MES 250-2. *Nářadí shop* [online]. Praha: NaradiShop.cz | Shopion.cz, ©2013-2017 [cit. 2017-05-11]. Dostupné z: <https://www.naradishop.cz/p/elektricky-lanovy-kladkostroj-mes-250-2/>
- [23] Slideshare. [online] [cit. 2016-10-28]. Dostupné z: <http://es.slideshare.net/damiansolis712/spreader-y-contenedores>
- [24] Rozměry. Litomyský [online]. [cit. 2016-10-28]. Dostupné z: <http://www.litomysky.cz/drahy/kontrozm.htm>
- [25] Manipulační a zvedací technika. Prestar. [online]. 2016 [cit. 2016-10-28]. Dostupné z: <http://www.prestar-lifting.cz/produkty/dle-zarizeni/manipulatory-na-kontejnery/p-manipulator-na-konejnery-s-manualnim-ovladanim>
- [26] Twist lock pin. *Intella Liftparts INC* [online]. Michigan 49424 USA: 12491 Superior Court, Holland, ©2007-2017 [cit. 2017-05-11]. Dostupné z: <http://store.intellaliftparts.com/p/t5616710/kalmar-t5616710-twist-lock-pin.html>



- [27] MSX45. *BROMMA* [online]. Singapore: Privacy Policy | Legal Notice, 2017 [cit. 2017-05-11]. Dostupné z: <http://bromma.com/index.php/en/component/products/?view=product&id=26>
- [28] RAM spreaders. RAM SMAG lifting technologies. [online]. 2016 [cit. 2016-10-28]. Dostupné z: <https://www.ramspreaders.com/ram-2700-series-mhc/>
- [29] OK Autrod 5554. *ESAB* [online]. Vamberk: © ESAB, ©2017 [cit. 2017-05-11]. Dostupné z: <http://www.esab.cz/cz/cz/products/index.cfm?fuseaction=home.product&productCode=411028&tab=2>
- [30] Kruhová ocel. *KONDOR: HUTNÍ MATERIÁLY* [online]. Praha: KONDOR, ©2013 [cit. 2017-05-11]. Dostupné z: <http://www.kondor.cz/kruhova-ocel/c-1426/>
- [31] *Ehlinik.cz: Váš hliníkový obchod* [online]. Pardubice: A+A Pardubice, spol. s r.o., ©2017 [cit. 2017-05-11]. Dostupné z: <http://www.ehlinik.cz/>
- [32] *ObchodProDilnu.cz: Pro firmy, řemeslníky i kutily ..* [online]. České Budějovice: INIZIO Internet Media, ©2017 [cit. 2017-05-11]. Dostupné z: <http://www.obchodprodilnu>.



SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obr. 1.1 Spreader

Obr. 1.2 Kontejnery řady I

Obr. 1.3 Poloautomatický spreader

Obr. 1.4 Automatický teleskopický spreader

Obr. 1. 5 Pevný spreader

Obr. 1. 6 Otočný zámek

Obr. 1. 7 Uchopení dvou kontejnerů na spreader

Obr. 1. 8 Uchopení kontejnerů ve skupinách (a) dvou velikostí A (b) čtyřech velikostí C

Obr. 1. 9 Řešení nerovnováhy kontejneru posunutím horní části spreaderu

Obr. 1. 10 Řešení nerovnováhy kontejneru pomocí naklopení horní části spreadru

Obr. 1.11 Automatické portálové jeřáby

Obr. 1. 12 Závěsné rámy umístěné na mobilních překladačích

Obr. 1. 13 Spreader uchycený za hák jeřábu

Obr. 3. 1 Rozložení zátěže dle normy

Obr. 3. 2 Zatížení lan od nevyváženosti kontejneru

Obr. 3. 3 Předpokládaný lanový převod zdvihu dle vzoru

Obr. 3. 4 Lano 8 x 7

Obr. 3. 5 Věvec kladky

Obr. 3. 6 Zatížení kladek kladnice nevyvážeností kontejneru

Obr. 3. 7 Schéma osy kladky a VVÚ

Obr. 3. 8 Zápich tvaru D [18] s. 156

Obr. 3. 9 Součinitel tvaru α osy kladky

Obr. 3. 10 Součinitel tvaru α boku kladnice

Obr. 3. 11 Výpočet nevyváženosti v podélném směru

Obr. 3. 12 Výpočet nevyváženosti v příčném směru

Obr. 3. 13 Zatížení mezi spodním podélným nosníkem a svislými nosníky

Obr. 3. 14 VVÚ spodního podélného nosníku



Obr. 3. 15 Průřez spodního podélného nosníku

Obr. 3. 16 VVÚ otočného zámku

Obr. 3. 17 Součinitelé koncentrace napětí α otočného zámku

Obr. 4.1 Náčrt pohonu otočných zámků

Obr. 4.2 Model spreaderu



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

Výkres sestavy-spreader	1-100
Výkres svarku-rám	1-101
Výkres součásti-kladka	1-102
Výkres součásti-otočný zámek	1-103
Seznam položek-spreader	1-100
Seznam položek-rám	1-101

Seznam použitých zkratk a symbolů