



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh mechanismu vysýpaní kontejnerů
z železničního podvozku**

**Design of Mechanism for Emptying
Container from Rail Undercarriage**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2017

Bc. Martin Vancí

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 DOPRAVNÍ, LETADLOVÁ A TRANSPORTNÍ
TECHNIKA

Vedoucí práce: Ing. Pavel Syrovátka

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh mechanismu vysýpání kontejnerů z železničního podvozku“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Pavla Syrovátky, s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 28.6.2017

Martin Vancí

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych tímto poděkovat mé rodině, která mě podporovala a motivovala, nejen při studium samotném, ale i při psaní této práce. Velký dík patří i vedoucímu panu Ing. Pavlu Syrovátkovi za poskytnuté rady a jeho přístup.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Martin VANCL
Název DP:	Návrh mechanismu vysypání kontejnerů z železničního podvozku
Anglický název:	Design of Mechanism for Emptying Container from Rail Undercarriage
Rok:	2017
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí DP:	Ing. Pavel Syrovátka
Bibliografické údaje:	počet stran 73 počet obrázků 72 počet tabulek 4 počet příloh 14
Klíčová slova:	návrh, kontejner, vysypací mechanismus, železnice, intermodální přeprava, odpad, ACTS
Keywords:	Design, Container, Emptying Mechanism, Railway, Intermodal Transportation, Waste, ACTS
Anotace:	Práce se zabývá návrhem mechanismu určeného k manipulaci a vysypání odvalovacích kontejnerů. Uplatnění tohoto stroje může být např. ve spalovnách odpadů. Mechanismus prostřednictvím paletových vidlí nadzdvihne kontejner, přesune ho nad výsypku a po vysypání ho vrátí na železniční vůz. Mechanismus je řešen na principu mostového jeřábu. Zdvih a vysypání kontejneru zajišťují hydraulické válce. Stroj pracuje vždy s jedním kontejnerem a pak popojede železniční souprava. Nosnost stroje je 21 tun.
Abstract:	Thesis deals with the design of mechanism for manipulation and emptying roller containers. Application of this machine could be in e.g. incineration plant. Mechanism lifts up the container via pallet forks, move it above the hopper and after emptying returns it to rail undercarriage. The Mechanism is solved on the principle of a bridge crane. Lifting and emptying container ensures hydraulic cylinders. Machine works always with single container and then rail undercarriage moves on. Load capacity is 21 tons.

OBSAH

Úvod	1
1. Rešerše z oblasti konstrukce kontejnerů a železničních podvozků	2
1.1 Druhy kombinované přepravy kamion – železnice	2
1.2 Charakteristika systému ACTS	4
1.3 Stručný popis funkce MKP výpočtu v programu Creo Simulate	12
2. Návrh mechanismu na vysypání kontejneru	14
2.1 Popis určení a provozních podmínek mechanismu	14
2.2 Popis konstrukce a funkce mechanismu	15
2.3 Konstrukce rámu vidle	18
2.4 Návrh L-rámu	24
2.5 Návrh podélného pojezdu	33
2.6 Návrh příčného pojezdu	42
2.7 Návrh pevného rámu	46
2.8 Návrh zdvihacího ústrojí	48
3. Rozbor zatížení mechanismu při vysypání kontejneru	53
3.1 Popis mechanismu v poloze při vysypání	53
3.2 Výpočet namáhání mechanismu v krajní poloze	54
4. Pevnostní kontrola vybraných konstrukčních uzlů	58
4.1 Pevnostní kontrola L rámu	58
5. Závěr	63
Seznam použitých zkratk a symbolů	64
Seznam obrázků	71
Seznam tabulek	73
Seznam příloh	73

ÚVOD

Intermodální přeprava je druh nákladního transportu, kdy se užije k transportu jak silniční tak další druh dopravy – železniční, vodní, letecká. Kombinovaná přeprava je poddruhem intermodální přepravy. V kombinované dopravě se náklad přepravuje v unifikovaném kontejneru, který se během překládání nemění. Cílem tohoto druhu typu dopravy je minimalizace vzdálenosti transportu po silnici a využití ostatních doprav. Protože silniční doprava je nevýhodná z hlediska energetické náročnosti a ekologické zátěže. Železniční a lodní doprava má nižší emise na tunokilometr a vyšší dopravní kapacitu. Silniční doprava je na frekventovaných tazích velmi hustá, proto je vhodné jakékoliv snížení počtu nákladních aut. V optimálním případě kombinovaná doprava využívá výhod všech typů dopravy. Překládání kontejnerů vyžaduje určitý čas a dodatečný prostor. Kombinace více druhů přeprav se vyplatí v případě dopravy na delší vzdálenosti nebo velkého objemu dopravy.

S přihlédnutím k těmto výhodám se kombinovaná doprava jeví jako vhodná možnost ke svozu odpadu do spalovny nebo na skládku. V tomto případě by se jednalo o kombinaci silniční a železniční přepravy. Pro svoz odpadu se používá systém ACTS (Abroll Container Transport System), který se skládá z odvalovacích kontejnerů, přizpůsobených k dopravě po železnici. Výhodou tohoto systému je provoz bez dodatečných strojů, nutné jsou pouze nákladní vozy vybavené hákovým nakladačem. Princip dopravy je následující. Nákladní automobily svezou odpad v odvalovacích kontejnerech od producentů odpadu na překladiště, kde se kontejnery přeloží na přistavené železniční vozy. Současně může probíhat naložení prázdných kontejnerů na nákladní automobily. Vlak poté odveze odpad na svozové místo (spalovna, skládka).

Hlavním cílem práce je navržení mechanismu, který vysype kontejner přivezený na železničním voze do spalovny odpadů. Návrh řešení vychází z koncepce přepravního systému ACTS. Avšak tyto kontejnery jsou konstruovány pouze na manipulaci hákovým nakladačem. Mechanismus vysypání založený na hákovém nakladači se ukázal jako velmi problematický. Z toho důvodu byl navržen upravený kontejner, který splňuje požadavky ACTS a má otvory pro paletizační vidle. Návrh kontejneru je převzatý a není předmětem této práce. Vysypací mechanismus pohybuje s kontejnerem pomocí vidlí. Funkce mechanismu spočívá v naložení kontejneru z železničního vozu, přemístění nad výsypku, vysypání a vrácení na železniční vůz. Odpad z výsypky se přemístí dopravníkem do spalovny. Vlak se potom posune navijákem o jeden kontejner a operace se opakuje. Výhodou tohoto stroje by měla být vysoká efektivita a zároveň nižší náklady oproti těžkému vysokozdviznému vozíku.

1. Rešerše z oblasti konstrukce kontejnerů a železničních podvozků

Intermodální doprava

Jde o druh dopravy, kdy je kombinováno více typů dopravy (silniční – železniční ...). Aby to bylo možné provést, musí se jednat o přepravu unifikovaných jednotek – kontejnerů. Z hlediska realizace bývá obtížné skloubit požadavky více typů doprav.

1.1 Druhy kombinované přepravy kamion – železnice

V následujícím textu jsou rozebrány různé druhy této kombinované přepravy.

1.1.1 Z nákladního automobilu na zem

Hlavním zaměřením systémů pod značkami např. ISO 4000 a Multilift je snadné naložení/vyložení kontejneru ze země na kamion. Kontejnery jsou zvedány spolu se sklopným rámem nebo natahovány pákou přes konec nákladního auta. Tyto systémy se neosvědčily pro vnitrozemskou dopravu běžného nákladu (např. stavební odpad). Protože běžný náklad není většinou dostatečně zabezpečen. ISO kontejnery jsou zkonstruovány tak, aby snesly naklánění na lodi.

Výhodou je, že systémy automobil-zem systémy obecně dovolují horizontální překládku mezi kamionem a železničním vozem, které jsou osazeny otočnými rámy např. ACTS a RSS systémy. V těchto systémech, také pro různé vyměnitelné kontejnery není strmý nakládací úhel a proto jsou vhodné pro obecnou vnitrozemskou přepravu. Tyto systémy se řadí do nedoprovázených doprav.

Velký problém s těmito technologiemi je ten, že jim schází standardizace. Systémy nejsou kompatibilní, ale testy provedené v roce 1992 ukázaly, že malé změny umožní kompatibilitu mezi dvěma systémy (ACTS a Multi-berces). Deutsche Bahn testovaly a vyhodnocovaly systémy založené na otočném rámu. [1]

1.1.2 Řetězové zvedáče – ISO 2000/4000, Translift

Při očekávaném rozvoji použití ISO kontejnerů, N.C.H. Hydraulic Systems vyvinuli ISO 2000/4000 systém, které jak napovídají názvy, jsou vhodné pro transport 20 a 40 stopých ISO kontejnerů. Zatím jsou využívány hlavně k distribuci ISO kontejnerů okolo přístavů. Systém se skládá z navijáku s volnoběžkou, naklápacího rámu a pojistného zařízení. Překládka kontejneru ze země na kamion probíhá následujícím způsobem, viz Obr. 1.



Obr. 1 Postup naložení řetězovým zvedáčem [1]

Operační doba cyklu je kolem 10 min. S tímto zařízením lze taktéž nakládat přívěs nákladního vozidla. Zvedací zařízení ulehčuje vertikální umístování speciálních silo kontejnerů. Tento systém se v České republice nepoužívá.

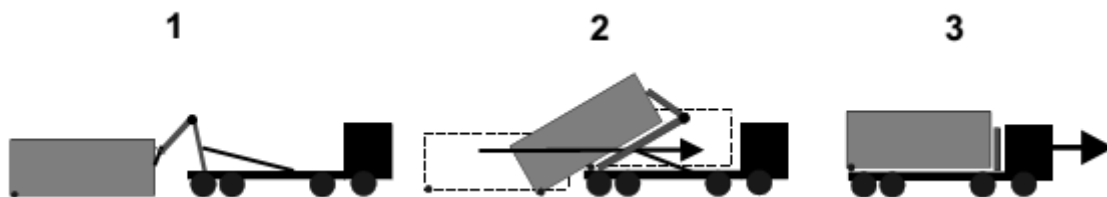
1.1.3 Hákové nosiče

Kontejnery s integrovanými odvalovacími válečky se začaly rozmáhat od 50. let. Nápad s kontejnery jednoduše odložitelnými na zem se zrodil ve finské firmě na konci 40. let. Hlavním využitím je transport sypkých materiálů, které mohou být vykládány sklopením kontejneru. Dnes se hojně využívají ke shromažďování odpadu například na stavbách nebo ve sběrných surovinách. Kontejnery jsou postaveny na rámu z profilů, kde jsou na zadní straně malé válečky, po kterých probíhá odvalování kontejneru během manipulace. Nákladní automobily jsou vybaveny hydraulickým posuvným hákem, který se zachytí za třmen. Kontejner se vpředu za třmen zvedá a současně natahuje na vozidlo.

Při nakládání hákovým nakladačem se zvedá kontejner ve vyšších úhlech než naklápěcí rám a proto je tento způsob méně vhodný pro sypký náklad. V závislosti na kontejneru je nájezdový úhel od 20 do 30 stupňů. Takový velký úhel nenastává při překládce na železniční vagon a z toho důvodu může být tento rám lehčí a jednodušší.

Nakládací cyklus začíná přicouváním kamionu proti kontejneru, viz Obr. 2.

Hákový nakladač zajíždí pomalu pod třmen a potom se zvedá, až se zachytí za třmen. Poté se hák stahuje přes okraj vozidla, kde jsou kolečka, přes něž se kontejner odvaluje. Pohyb je dokončen v horizontální poloze kontejneru.



Obr. 2 Postup naložení hákovým nosičem [1]

1.1.4 Roland-Schiene-Strasse Systém (RSS)

Jde o konkurenční systém k systému ACTS. Funguje na stejném principu, ale má výhodu v širší paletě druhů kontejnerů. Nicméně je stále kompatibilní s ACTS kontejnery. Vagony systému RSS mohou být naloženy běžnými prostředky vertikální přepravy, ovšem ACTS a RSS kontejnery postrádají nutné kotvící prvky ke zvednutí. [1]

- Pevný úchyt pro uchopení hákem
- Podélné namáhání při přepravě přenášeno přes silniční válečky

1.1.5 SNCF Fret: Multi-berces

Ve Francii vznikl další systém s podobnou technologií jako ACTS, který se jmenuje „Multi-berces – více nakladačový systém“. Jedním z rozdílů je, že tento systém funguje pouze s hákovými nakladači, a z toho důvodu jsou použitelné jen odvalovací kontejnery.

- Zařízení pro úchop hákem
- Válečky
- Podélné namáhání přenášeno podélníky

Otočné rámy a zamykací mechanismy a taktěž výškově nastavitelný třmen na háku je kompatibilní s DIN a AFNOR normami. Systém je tedy mezinárodně kompatibilní. Zhodnocení je tedy podobné jako ACTS s odlišením, že omezení na hákové nakladače je přísnější a přidává další problémy s úhlem, při kterém jsou kontejnery zvedány.

1.1.6 TTT – systém

Ve Finsku ještě před vznikem systému ACTS vznikl stejný systém TTT (Truck-Train-Truck). Systém je založen na stejném vybavení jako ACTS. Princip překládání je velmi podobný ACTS, ale je více orientován na vyměnitelné rámy než na speciální nákladní kontejnery. Přeložení je provedeno prostřednictvím hydraulického zvedáku na kamionu a podpěrnými nohami výměnného rámu, což je standardní způsob výměny rámu.

1.2 Charakteristika systému ACTS

Existuje mnoho typů odvalovacích kontejnerů pro přepravu pouze silniční dopravou. Mohou mít různé rozměry, nosnosti atd. Důležitá je unifikace rozměrů základního rámu ve tvaru dvojitého „L“, který tvoří nosnou konstrukci a umístění třmenu (úchyty) v jeho čele. Spodní nosníky mají danou rozteč 900 mm.

ACTS systém je navržen pro horizontální přepravu kontejnerů mezi nákladním automobilem a vlakem. Je zaměřen hlavně na přepravu k tomu uzpůsobených kontejnerů, ale na rámech lze přepravovat i standardní kontejnery. Železniční vůz je osazen otočným rámem. Na nákladním automobilu je instalován hákový mechanismus určený k manipulaci s kontejnerem. Mechanismus postačuje k manipulaci s kontejnerem, a proto na překladišti není potřeba žádné další zařízení nebo upravená plocha. Z toho vyplývá, že náklady na investici do překladiště jsou velmi malé. Celkový čas nutný k přeložení nákladu je velmi krátký. Systém je tedy vhodný k centrálnímu svozu na překladiště a následnou železniční dopravu. Bohužel k naložení je nutná současná přítomnost auta i železničního vozu. Následně je použití orientováno na menší měřítko pro průběžné nakládání během dne spíše než na terminál s volným přístupem. Použití jedinečného vybavení a drahého nákladního automobilu posilují omezení pro specifické transportní možnosti pro zákazníky, neboť jeden automobil může přijet vícekrát během dne. [1]

- Sklopný třmen pro uchopení hákem, dvě možné výšky
- Řetězový kozlík vepředu pro uchopení řetězem
- Přídavné válečky pro železnici
- Podélné namáhání při přepravě přenášeno podélníky

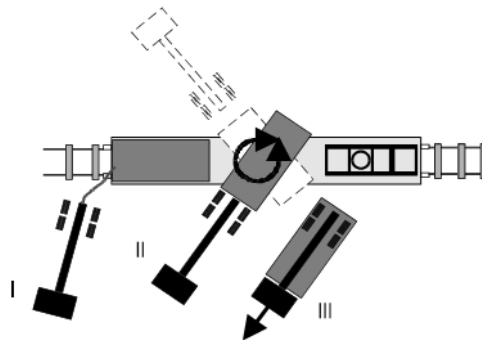
Výhody a nevýhody systému

- + Není nutné další zařízení na železniční stanici pro překládání kontejnerů
- + Krátký čas nutný k přeložení jednoho kontejneru

- + Jednoduché ovládání jedním mužem
- + Účinná transportní technologie
- + Kombinování přeprav hromadných substrátů – není potřeba meziskládky
- Vybavení všech nákladních vozů
- Relativně vysoká tára rámmů na vagonu
- Velká celková hmotnost nákladního automobilu s ACTS kontejnerem
- Vyšší cena nakládacího zařízení a vybavení
- Nutná velká plocha k přeložení
- Nemožnost stohování většiny kontejnerů
- Vhodná širší osová vzdálenost kolejí, aby nebyl omezen provoz na vedlejší koleji

1.2.1 Postup překládky

Operační postup překládky znázorňuje Obr. 3. Pro přeložení kontejneru z nákladního auta na železniční vůz je nutné, aby řidič ručně otočil rámem o 45° na železničním voze a vyrovnal hydraulicky výšku lůžka na kamionu s železničním vozem. Zařízením na kamionu poté provede přeložení na vůz. Jakmile kontejner leží na železničním rámu, řidič ukotví lano od nákladního vozu k oku na rámu a popojetím s autem otočí rám do přepravní pozice. Prázdné kontejnery na rámu jsou otáčeny ručně. Vykládka z vlaku probíhá v opačném sledu.



Obr. 3 Operační postup překládky [1]

1.2.2 Kontejner

Rám kontejneru se skládá z podélníků do „L“ (ližina a stojina se třmenem), které jsou vzdáleny 900 mm. Ližiny jsou 180 mm vysoké, profil je tvaru „I“. Důležitou součástí jsou dva páry válečků ve spodní části konce kontejneru naproti třmenem. Válečky pro běžnou nakládku jsou umístěny v rozích kontejneru. Fungují jako styčný bod mezi zemí nebo přívěsem a zmenšují tření. Pro přepravu po železnici má tento kontejner další pár válečků

s menším rozvorem. Po nich se kontejner odvaluje při nakládání na otočný rám železničního vozu. Válečky pojíždí v profilu „L“ rámu a boky profilu je zajištěno vedení kontejneru. [2]

Další konstrukční řešení kontejneru závisí na jeho typu. Většinou se užívají plechy tloušťky 3 – 5 mm. Žebra kontejnerů jsou také z profilů, ovšem menších rozměrů. U vyšších kontejnerů jsou přidány další podélníky napříč žebrováním. Vzhledem k tomu, že konstrukce rámu kontejneru dovoluje různé nastavby je množství typů kontejnerů dosti vysoké. V současnosti existuje přes 30 typů těchto kontejnerů.

Rozměry kontejneru systému ACTS jsou dány normami pro odvalovací kontejnery DIN 30722 (Odvalovací kontejnery) a normou pro železniční dopravu UIC 591. Norma UIC 591 (Odvalovací kontejnery pro horizontální překládku, technické podmínky pro použití v mezinárodní železniční dopravě) specifikuje hlavně povolené rozměry zabezpečovacích zařízení na vozech, pevnosti přepravovaných kontejnerů a jejich označení. Každý jednotlivý typ kontejneru musí projít schválením od železniční správy.

Základní vnější rozměry:

- Délka 5 950 mm
- Šířka 2 500 mm (u chladírenských kontejnerů)
- Výška 2 600 mm (při železniční přepravě jsou určitá omezení daná průjezdními profily tratí)

DIN 30 722

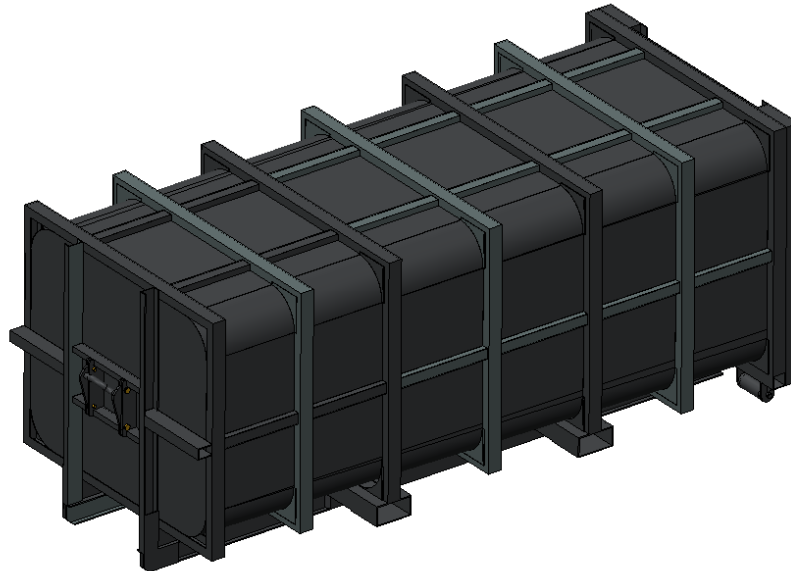
- Výška háku 1 570 mm
- Průměr háku 50 mm
- Ližiny stojina I-profil 180 mm
- Celková hmotnost 15 t
- Rozteč profilů 750 mm
- Rozteč rolen 1 560 mm
- Šířka rolen 300 mm

Stručný výběr několika požadavků z UIC 591:

- Maximální vnější šířka přepravní skříně je 2 600 mm
- Přepravní skříň musí mít zařízení na upevnění na železničním voze. Samotné zařízení nebo zařízení doplňující musí navézt a ustavit do předpokládané polohy na železničním voze.
- Přepravní skříně musí vyhovovat zkouškám uvedeným v Příloze 1 této vyhlášky. Zejména se jedná o změny tlaku způsobené při průjezdu křižujících se vlaků.
- Kryty otvorů musí být zajištěny tak, aby nedošlo k nežádoucímu otevření.

Vysýpací stroj je zkonstruovaný pro použití upraveného kontejneru ACTS, viz Obr. 4. Základem je uzavřený odpadový kontejner se zúženým profilem pro snadnější vyprazdňování. Kontejner je opatřen dvojími vraty. Hlavní vrata jsou výklopná s panty

nahoře a slouží jako rám pro vysouvací vrata. Ty se vysouvají směrem nahoru a využívají se pro plnění lisem. Změnou oproti standardní verzi je přidání otvorů pro paletovací vidle, které umožní i vertikální překládku. Bez této úpravy by návrh vysýpacího stroje byl velmi obtížně realizovatelný. Na Obr. 5 je znázorněno existující provedení stanice na plnění kontejnerů.



Obr. 4 Upravený kontejner ACTS s otvory na vidle

Rozměry kontejneru

- | | |
|-------------------------|--------------------------|
| • D x V x Š | 5 950 x 2 495 x 2 495 mm |
| • Objem | 26,3 m ³ |
| • Hmotnost tára | 3 000 kg |
| • Rozteč vidlí | 1 985 mm |
| • Rozměry díry na vidle | 320 x 160 mm |



Obr. 5 Lisovací stanice s kontejnery [3]

1.2.3 Nákladní automobil

Automobil je vybaven hákovým nosičem. Hydraulickým ramenem (dle AFNOR nebo DIN norem) s rámem na podlaze. Ten při nakládání vede kontejner a během přepravy ho jistí v dané poloze. Celková váha automobilu je kolem 30 t. K nákladnímu automobilu je možné připojit a naložit přívěs s kontejnerem.

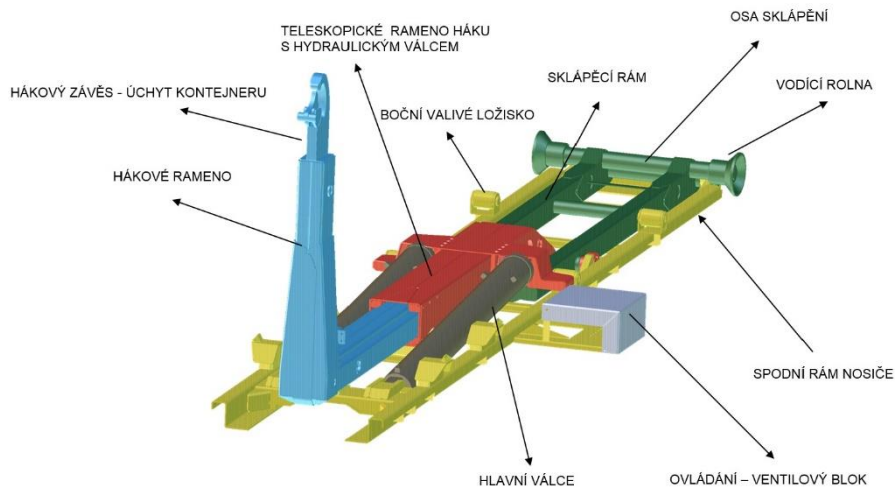
Technické parametry: Tatra Phoenix T158-8P6R33.391 6x6.2 [4]

- Počet náprav/hnaných 6/6
- Výkon 320 kW
- Celková hmotnost 30 t
- Rozměry Š x V x D 2 550 x 3 240 x 8 940 mm

Hákový nakladač Multilift XR 18S.56

- Nosnost 18 t
- Délka kontejneru 4,5 – 6,6 m
- Hmotnost nástavby 2 000 kg

Hákový nosič



Obr. 6 Konstrukce hákového nosiče [5]

„Hákový nosič se skládá ze spodního a pracovního rámu, viz Obr. 6. Spodní rám je vyroben z ocelových profilů. Boční odvalovací rolny navádí kontejner na nosič. Pracovní rám je složen ze tří dílů: hákového rámu (modře), odvalovacího rámu (červeně) a sklápěcího rámu (zeleně). Pracovní rám slouží ke sklápění a odvalování, tj. nakládání a vykládání, kontejneru. Sklápěcí rám je na jedné straně spojen se spodním rámem prostřednictvím otočné osy, která prochází skrz oba jmenované rámy. Na druhé straně je sklápěcí rám spojen s odvalovacím rámem prostřednictvím dvou ložisek. Na odvalovacím rámu jsou umístěny podpěry kontejneru, které přenášejí sklápěcí sílu přímo na spodní rám kontejneru. Hákový rám se během odvalování kontejneru zasouvá (při vykládání) nebo vysouvá (při nakládání) z odvalovacího rámu, proto lze, pokud je namontován mechanismus jistící kontejnery, odvalovat, sklápět a transportovat kontejnery o různých délkách. Hákový rám se skládá ze dvou částí: uchycovacího háku a posuvného ramene ve tvaru L.“ [5]

Zajištění při přepravě:

- Hák jištěn mechanickou západkou
- Rolny na konci brání pohybu do stran
- Hydraulické jištění proti pohybu svisle i vodorovně

1.2.4 Železniční vůz

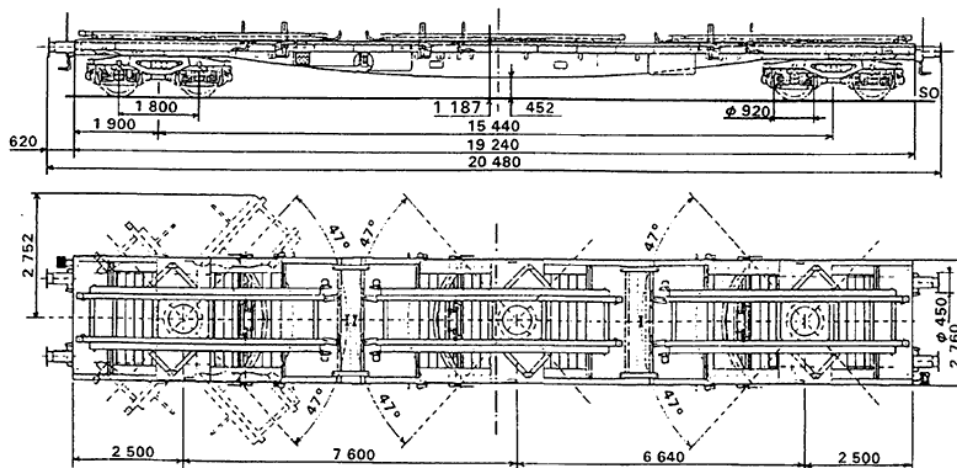
Železniční vozy pro přepravu v systému ACTS mají plochou nástavbu. Označeny jsou zkratkou SLPS. Vozy postavené speciálně pro systém ACTS jsou lehčí a mohou vézt těžší kontejnery. Pro překládku je vhodné, aby výškový rozdíl mezi nákladním autem a vozem byl malý. Vagony jsou nejčastěji čtyřnápravové, ale mohou být i šestnápravové. Jsou osazeny zpravidla 3 otočnými rámy, které nejsou na železničním voze orientovány všechny stejným směrem. Otočný rám váží kolem 2 t, nosnost rámu je od 16 do 18 t. [1] Rám lze vytočit na obě strany až o 47°. Při vytočení rámu není vedlejší kolej omezena, pokud je

osová vzdálenost kolejí větší než 4 500 mm. [6] Kontejner je v rámu při přepravě jištěn několika nezávislými pojistnými mechanismy, které budou popsány podrobněji dále.

Požadavky na překladiště jsou malé, požadována je rovná plocha dostatečné velikosti, aby na ní mohl manévrovat kamion. Výhodou je, že plocha překladiště nemusí být asfaltovaná, stačí pouze zpevněná.

Technické údaje Typ SLPS 595: [7]

- Délka přes nárazníky 20 880 mm
- Šířka 2 760 mm
- Maximální rychlost 100/120 km/h (naložený/prázdný)
- Hmotnost 26,9 t
- Ložná hmotnost 49 t
- Tři otočné rámy pro kontejnery ACTS
- Úhel vytočení 47°
- Licence fy Tuschmid/Fraunfeld



Obr. 7 Typový výkres železničního vozu SPLS 595 [7]

Zajištění při přepravě:

Při železniční přepravě je rám v základní poloze zajištěn aretačním zařízením, kterým je vybaven železniční vůz. Obsluha musí pro natočení rámu odjistit ruční a automatické zajištění. Při vracení rámu do základní polohy se kontejner automaticky zajistí. [6]

Bezpečnostní prvky pro otočný rám CKV: [6]

- Klanice
 - Otočná zarážka na boku vagonu
- Rozpora a dva háky, viz Obr. 8
 - Příčný zámek proti otočení a nadzvednutí
- Palcový zámek, viz Obr. 9
 - Samojistící mechanismus



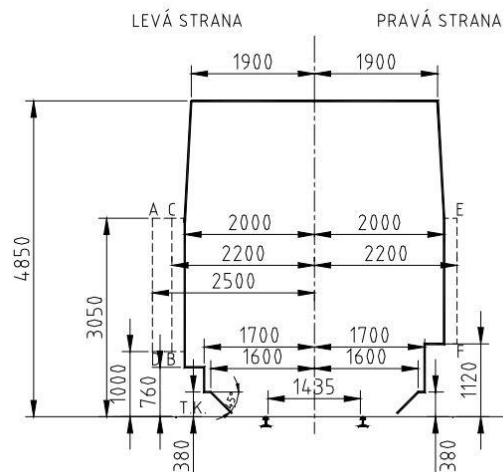
Obr. 8 Mechanismus rozpory [6]



Obr. 9 Palcový zámek [6]

Průjezdny profil železniční tratě

Vzhledem k tomu, že konstruované zařízení se nachází vedle železniční tratě, je nutné respektovat normovaný průjezdny profil. Profil se řídí normou ČSN 73 63 20. Byl vybrán nejrozměrnější typ profilu Z-GC, viz Obr. 10.



Obr. 10 Železniční průjezdny profil Z-GC [8]

1.3 Stručný popis funkce MKP výpočtu v programu Creo Simulate

Obecný postup metody konečných prvků

Metoda konečných prvků je numerická metoda řešení diferenciálních rovnic, která se zakládá na rozdělení řešeného objektu na konečný počet podoblastí (konečné prvky). Prvky jsou navzájem spojeny určitým počtem uzlů na hranici. Hledané hodnoty funkce (např. posuv) v uzlech jsou neznámými. Dalším krokem je volba aproximačního polynomu funkce definující stav posunutí v každém prvku. Následuje vyjádření poměrných přetvoření a posunů na prvku pomocí uzlových parametrů a příslušných bázevých funkcí. Z uzlových parametrů se poté zjistí složky napětí na prvku. Potom proběhne výpočet funkcionálu potenciální energie prvku pomocí uzlových parametrů prvku a stanovení lokálních matic tuhosti. Lokální matice tuhosti se sestaví do globální matice tuhosti. Předposlední krok je řešení soustavy rovnic $K * u^{\rightarrow} = f^{\rightarrow}$, pro neznámé uzlové parametry (např. posuv) a vektor známých sil (např. zatížení). Výsledné napětí je získáno ze stanovených posunutí.“ [9]

Program Creo Simulate užívá prvky typu P metody konečných prvků. Jednou z výhod těchto P prvků je, že dovoluje zpřesnění výsledku bez nutnosti zjemňování sítě. Se standartními prvky typu H je nutné pro získání přesnějšího řešení znovu jemněji vysítovat model. Což je složitý a časově náročný proces. V protikladu k tomu, s P prvky je možné zvyšovat lokálně zvyšovat stupeň aproximačního polynomu dle potřeby. Proces zvyšování stupně polynomu probíhá na stejné síti a můžeme ho opakovat. Každý další krok iterace se nazývá pass (průběh).

V metodě konečných prvků s P typem prvků jsou základní funkce konstruovány tak, že maximální řád polynomu může být volen nezávisle pro každou hranu, plochu a těleso v síti. Creo Simulate vybírá samo řád polynomu nezávisle pro každou hranu. Stupně polynomu plochy, tělesa se odvíjí od stupňů hran, z kterých se skládají. Z toho vyplývá cíl, vybrat vhodné stupně aproximačního polynomu, které nám vyhoví z hlediska přesnosti výsledku a současně trvají přijatelný výpočetní čas.

Tyto stupně polynomů by měly být dost vysoké, tak aby nám poskytli požadovanou přesnost, ale současně by měly být nízké, z důvodu zavedení nechtěných stupňů volnosti v průběhu řešení. Které vedou ke snížení přesnosti a navýšení výpočetních zdrojů.

Druhy metod výpočtu

Uniform polynomial escalation

Tato nejjednodušší metoda spočívá v jednotném zvyšování stupně polynomu v celé síti. Řešení začíná s nízkým stupněm ($p = 1, 2$) a postupně se navyšuje s každým pass (průběhem) na všech hranách sítě. Proces je zastaven v okamžiku, kdy je dosažena požadovaná přesnost. Tato metoda se v programu Creo nepoužívá.

Multi-Pass adaptivity

Multi-Pass adaptivity metoda byla první optimalizační metoda v programu Creo. Namísto zvyšování stupňů s každým pass se MPA algoritmus pokouší zjistit místa v síti, která potřebují další zpřesnění, a zvyšuje v těchto místech stupeň polynomu. Pro zjištění

těchto oblastí, porovnává algoritmus hodnoty posuvu a napětí prvků s předešlým pass. Kde je rozdíl větší než uživatelem daný, v tom místě je navýšen stupeň polynomu. Pokud je rozdíl menší stupeň se nemění. Tento proces se opakuje, dokud nejsou splněny celkové kritéria konvergence pro řešení, zadaná uživatelem.

Single-Pass adaptivity

Nejpokročilejším způsobem výpočtu je metoda Single-Pass adaptivity. Metoda spočívá v nalezení nespojitých napětí na hranicích prvků. Měřením rozdílu napětí mezi prvky můžeme získat odhad přesnosti v místě bez nutnosti srovnání s předešlým pass. Hrany s vysokým počtem chyb mají navýšeny stupeň polynomu. Stupně polynomu jsou navyšovány v závislosti na velikosti chyb. Hrany s nízkým stupněm chyb jsou ponechány se stejným stupněm. Experimenty ukázaly, že největší zisk přesnosti nastává po prvním pass adaptivity (průběh přizpůsobení). A dále se ukázalo, že nejefektivnějším způsobem startu je start s polynomem třetího stupně. Program tedy vypočítá první pass, zvýší některé stupně a opakuje řešení. Výsledek je brán jako konečný a další iterace se neprovádí. Další pass by nepřinesl dostatečně velké zvýšení přesnosti, vzhledem k nákladům. Snížení nákladů oproti metodě MPA nastává díky faktu, že většina hran v síti má stále počáteční stupeň polynomu $p = 3$ a pouze pár procent hran má vyšší stupeň.

Zkušenosti získané komerčním provozem a zkušebním oddělením ukázaly výhody řešení SPA ve většině běžných inženýrských problémů. SPA algoritmus poskytuje lepší přesnost než MPA, při menších výpočetních nákladech. [10]

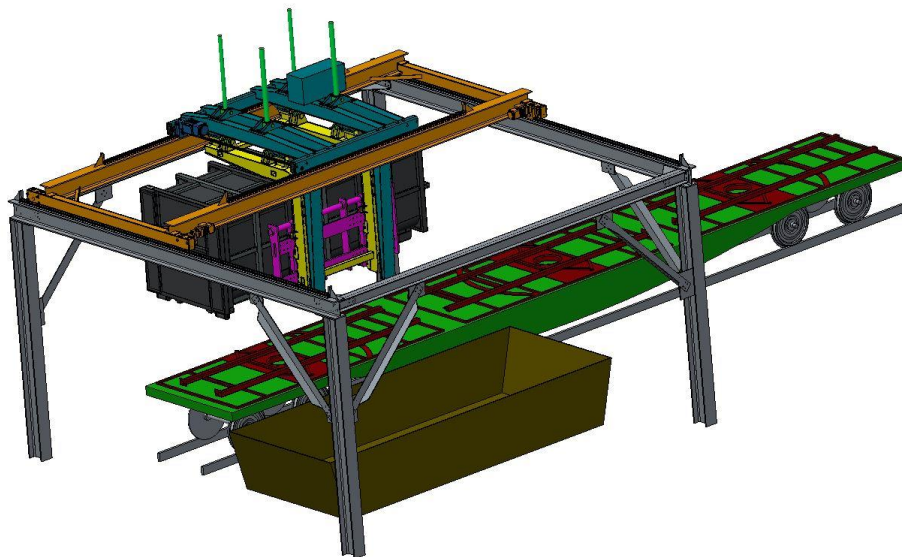
V aplikaci softwaru Creo v MKP analýze tedy nezáleží tolik na podrobném vysíťování modelu, program si kritická místa nahradí hranami s vyšším stupněm polynomu. Po výpočtu můžeme zjistit kvalitu sítě, tak že zobrazíme mapu sítě se stupni polynomů. Z čehož lze zjistit, kvalitu vysíťování. MKP výpočty v programu Creo byly provedeny algoritmem Single-Pass adaptivity.

2. Návrh mechanismu na vysypání kontejneru

Návrh mechanismu je rozdělen do jednotlivých kapitol. Nejprve je popsáno určení a celková konstrukce mechanismu a poté jednotlivé podsestavy.

2.1 Popis určení a provozních podmínek mechanismu

V následující části jsou popsány požadavky a provozní podmínky navrhovaného zařízení. Mechanismus je určen k manipulaci s ACTS kontejnery, které mají otvory pro paletizační vidle, viz Obr. 11. Předpokládaný účel stroje by bylo nahrazení těžkého vysokozdvížného vozíku ve spalovně odpadů. Účel stroje je vysypat kontejner do výsypky, odkud se dále odpad dopraví např. pásovým dopravníkem na místo určení. Výhodou tohoto mechanismu by mělo být levnější pořízení a hlavně větší objem transportu oproti vozíku. Jedním z hlavních požadavků je robustnost a odolnost zařízení, proto byl volen přetěžovací koeficient 1,3. Pro stroj je možné nastavit více roztečí vidlí, pro možné různé rozteče kontejnerových otvorů. Úhel naklonění je kvůli jistému vysypání zvolen 45° . Zdvih stroje vychází z ostatních rozměrů.



Obr. 11 Pohled na celkovou sestavu vysypacího stroje

Stroj operuje v blízkosti železniční tratě a konstrukce musí respektovat daný průřezný profil. V tomto návrhu není předpokládán elektrický pohon lokomotivy. Mechanismus je konstruován pro postupné vysypání po jednom kontejneru. To znamená, že pro vysypání každého dalšího kontejneru musí popojet železniční souprava, která by byla poháněna navijákem. Bohužel stávající technologie zajištění kontejnerů na voze není připravená na automatizaci, operátor by musel ručně povolovat a uzavírat zajišťovací prvky na rámu vozu.

Naviják by měl být synchronizovaný s vysypacím strojem, aby nemohlo dojít ke kolizi mezi vysypacím mechanismem a vozem. Řešení posuvu železniční soupravy ovšem nespadá do náplně této práce. Předpoklad k funkci navijáku je, že posun není dostatečně přesný,

aby zastavil železniční vůz s kontejnerem přesně naproti vidlím. Proto musí stroj umožnit navedení vidlí podélně kolejí a výškově. Délka podélného pojezdu je volena tak, aby rozsah pokryl přesnost posunu navijákem. Rozsah příčného pojezdu je vybrán s ohledem na šířku kontejneru a jeho přesunutí do dostatečné boční vzdálenosti nad výsypku. Kontejnery jsou položeny na voze vraty v obou směrech. Mechanismus tedy musí vysýpat na obě strany. Vrata kontejneru se před manipulací odjistí, při přesunu zůstanou zavřená vlastní vahou. Při sklápění kontejneru se sama otevřou a obsah se vysype. Předpokládaná obsluha stroje by byl operátor. Z hlediska automatizace procesu vysýpání by bylo obtížné zautomatizovat celý proces včetně synchronizace s posuvem vozu. Dílčí automatizace vysýpacího mechanismu by byla proveditelnější.

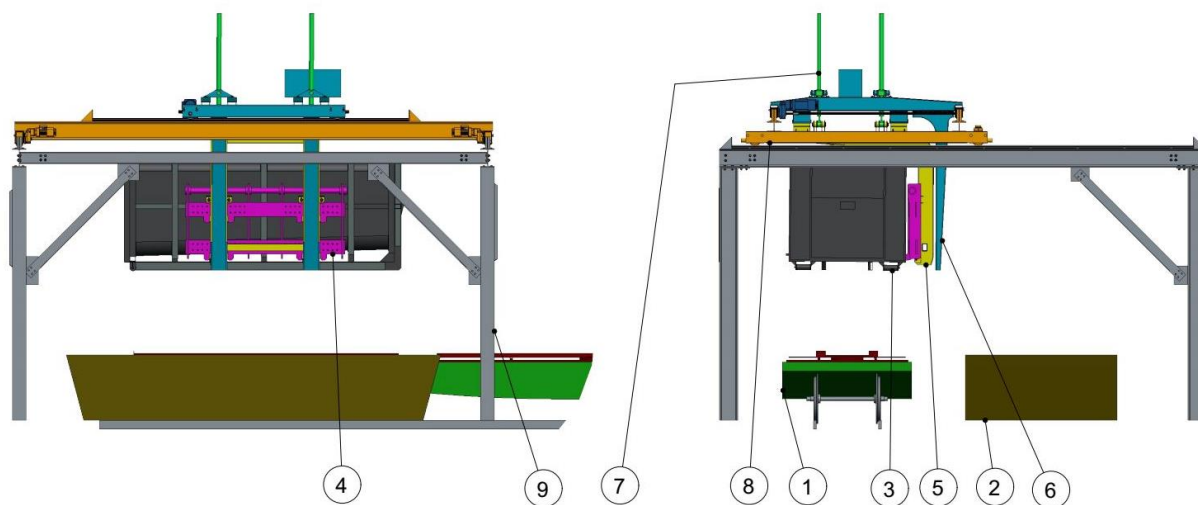
Parametry mechanismu

Podrobnější informace o rozměrech se nachází ve výkresu v Příloha 13.

Hmotnost kontejneru	21 450 kg
Rozvor vidlí	1 405 - 2 575 mm
Rozměr vidlí	280 x 120 x 2600 mm
Zdvih	2000 mm
Naklopení	45 °
Délka pojezdu podélná	3,1 m
Délka pojezdu příčná	4,5 m
Celkové rozměry mechanismu	10,4 x 10,4 x 8,7 m

2.2 Popis konstrukce a funkce mechanismu

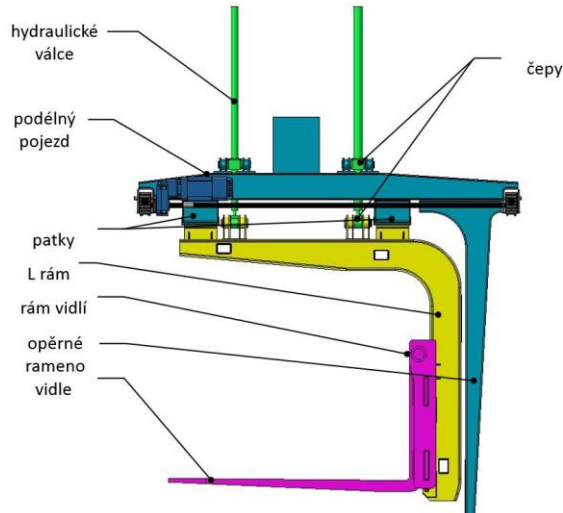
Mechanismus se skládá z několika dalších podsestav, které budou v následujícím textu popsány. Podrobnější popis dané podsestavy se nachází vždy u kapitoly na něj zaměřené. Jednotlivé podsestavy jsou popsány na Obr. 12.



Obr. 12 Zobrazení celku vysýpacího mechanismu, 1. Železniční vůz s rámy, 2. Výsypka, 3. Kontejner, 4. Rám vidlí, 5. L rám, 6. Podélný pojezd, 7. Hydraulické válce, 8. Příčný pojezd, 9. Pevný rám

2.2.1 Popis konstrukce

Železniční vůz, výsypka a kontejner nejsou předmětem řešení této práce. Následuje stručný popis funkce vysýpacího stroje dle Obr. 13

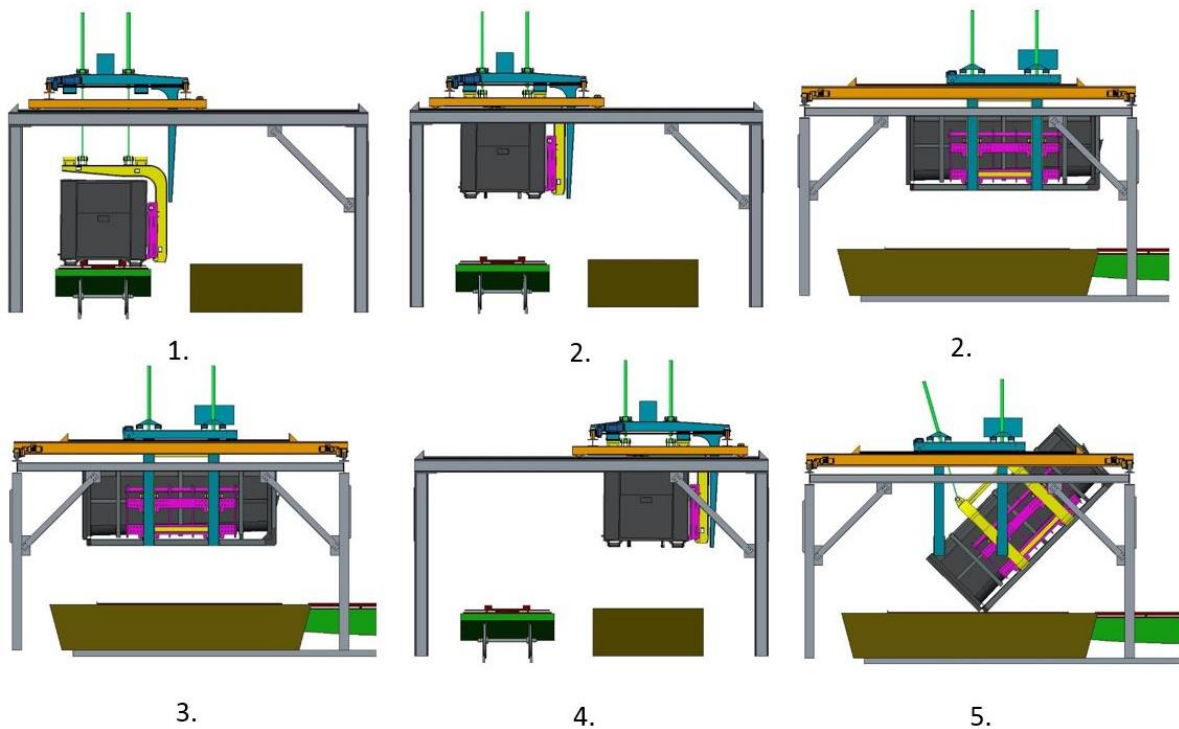


Obr. 13 Popis detailu stroje

Rám vidlí funguje jako upevňovací prostředek vidlí k L rámu. L rám spojuje rám vidlí a čepy válců. Z podélného pojezdu jsou spuštěny na čepu čtyři hydraulické válce, válce se volně otáčejí v rovině vozu. Hlavním důvodem této volby byla možnost hydraulikou kontejner zvedat i naklápět. Na rozdíl od používaných šnekových natáčecích zařízení, kde musí být zabudovány další motory pro svislý zdvih. Dále bylo bráno v potaz, že kontejner se zvedá po krátké dráze a působí velké zdvižné síly. Válce zvedají L rám a rám vidlí s kontejnerem. Válce na každé straně L rámu jsou synchronizovány. Podélný pojezd přenáší zatížení z pístů na příčný pojezd. Tlakovou kapalinu hydraulickým válcům dodává jedno čerpadlo, které je hnané elektromotorem. Opěrná ramena podélného pojezdu slouží k zapření se L rámu v dolní poloze při nárazu nebo odporu při nasouvání vidlí. Ramena nesahají až na úroveň vidlí, ale k horní části L rámu. Je předpokládáno, že hydraulické válce dovolí vybočení L rámu k opěrnému rameni a síla poté působí na rameno. Mezera mezi ramenem a L rámem je několik cm, tak aby se při provozu rám a opěra nedotýkali. Příčný posuv slouží jako nosič pro podélný posuv a pojíždí po pevném rámu. Celá konstrukce se pohybuje po pevném rámu.

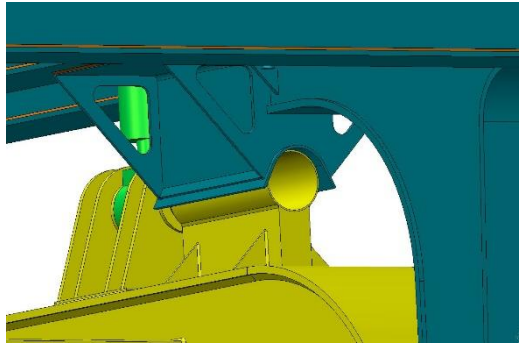
2.2.2 Popis funkce mechanismu

Z rámu na zastaveném voze je uvolněn kontejner. Pracovní sekvence mechanismu je znázorněna na Obr. 14. Mechanismus je naveden vidlemi proti otvoru v kontejneru (poloha 1.). Kontejner je nabrán rámem vidlí a nadzvednut do horní polohy (poloha 2.), kde dojde k opření otočného čepu L rámu do patek podélného pojezdu u každého pístu (Obr. 15). Zastavení posuvu hydraulických válců je realizováno přes měření vysunutí pístnice.



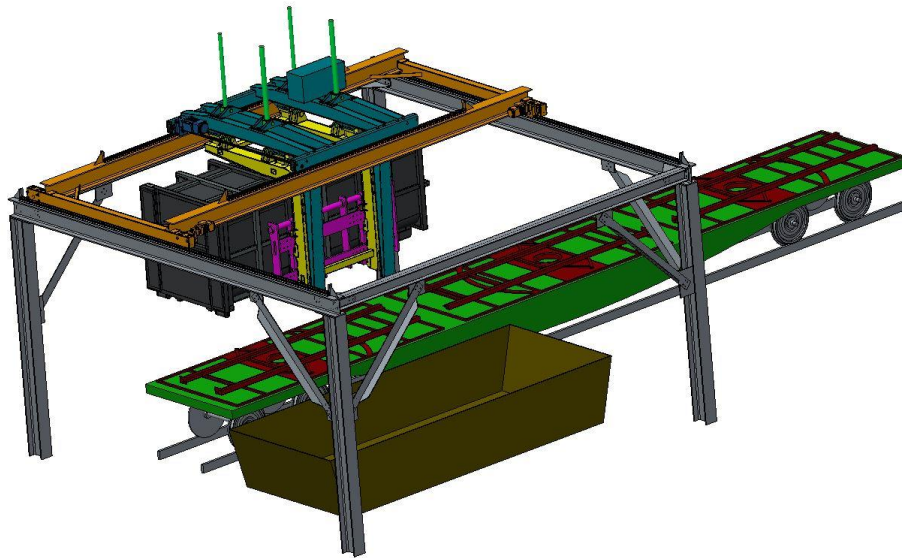
Obr. 14 Pracovní sekvence mechanismu

Následuje přesun podélného pojezdu do střední polohy nad výsypkou (poloha 3.) Během pohybu je L rám stabilizovaný v patkách čepu podélného pojezdu. Dále se posune příčný pojezd nad výsypku. L rám při přesunu drží v patkách (poloha 4.). Nyní může se kontejner na straně vrat naklopit (poloha 5.). Na opačné straně od vrat se L rám otáčí v patce čepu podélného pojezdu. Vysunutí pístnice při sklápění je omezeno na daný úhel sklopení, aby nedošlo ke kontaktu s nosníkem podélného pojezdu. Kontejner se vrátí do horní polohy, příčný pojezd dojede nad železniční vůz a podélně se posune nad rám vozu. Posledními kroky operace jsou spuštění kontejneru a vysunutí vidlí.



Obr. 15 Patky čepu podélného pojezdu

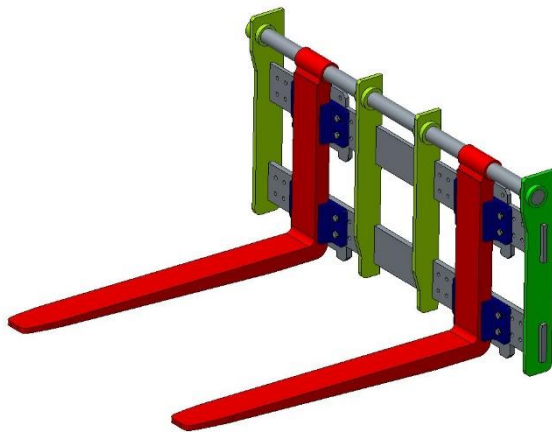
Obr. 16 ukazuje celkový pohled na mechanismus při nakládání kontejneru.



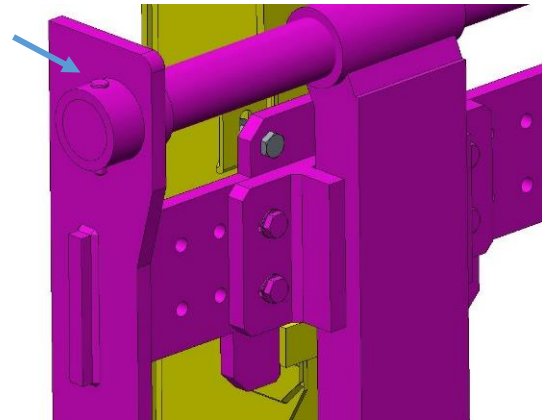
Obr. 16 Axonometrický pohled na celkovou sestavu

2.3 Konstrukce rámu vidle

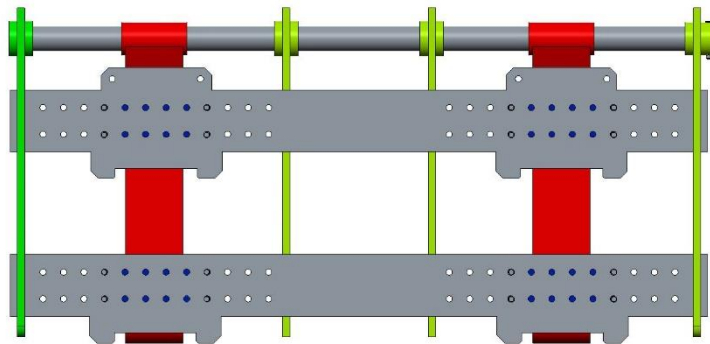
Rám slouží k pozicování vidlí a přenesení sil na L rám. Skládá se z vidlí a samotného rámu, viz Obr. 17. Vidle byly vybrány jednoduché se závěsným okem. Pro takto vysoké nosnosti nákladu se již nepoužívají vidle s ISO závěsem. Respektive nejsou standardizovány [11]. Vidle visí na průchozí tyči, do boku jsou vidle fixovány bočními bloky s drážkami (modře). Výměna vidle se provádí vysunutím nosné tyče, která je axiálně zajištěna čepem (Obr. 18). Bloky jsou přišroubovány k desce se závity, dle Obr. 19. Každý blok je připevněn čtyřmi šrouby do desky tloušťky 35 mm. Nosná deska má pole závitů pro různé rozteče vidlí. Upevnění bloků prostřednictvím šroubového spoje bylo zvoleno z důvodu předpokládané málo časté změny pozice vidlí. Pole závitů má z důvodu obtížné manipulace s maticemi. Svislé desky (zeleně) jsou přivařeny k nosným deskám a udržují vzájemnou pozici desek a nosné tyče. Rozměr svaru mezi svislými deskami a nosnými deskami $a = 10 \text{ mm}$. Mechanismus je navržen v poloze, kdy vidle jsou vystředěny proti L rámu.



Obr. 17 Rám vidle axonometrický pohled



Obr. 18 Detail čepu tyče a uložení rámu vidle



Obr. 19 Rám vidle pohled zezadu

Výpočtem bylo dále kontrolováno rozložení sil na vidle, únosnost vidle, zatížení rámu od vidlí, únosnost šroubů bloku.

2.3.1 Výpočet rozložení sil na vidle:

Zde je proveden rozbor silového rozložení na vidle. Vzhledem k tomu, že kontejner má kvůli vysypání zúžený tvar a z jedné strany vrata není pak těžiště naloženého kontejneru symetrické v příčné rovině. V důsledku pak nepůsobí na obě vidle stejné zatížení. Poloha těžiště plně naloženého kontejneru byla odečtena z CAD programu. Výpočet je proveden dle schématu na Obr. 20.

Tab. 1 Souhrn hmotností

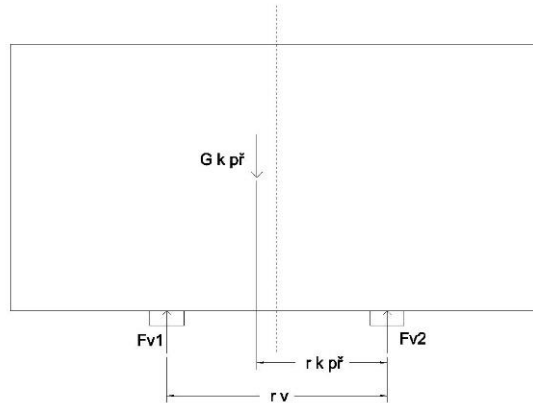
	Hmotnost [kg]
Kontejner	3 000
Odpad	13 500
Kontejner plný	16 500

Z důvodu možného přetížení kontejneru a nerovnoměrné hustoty odpadu jsem zvolil koeficient přetížení 1,3.

Hmotnost přetíženého kontejneru

$$m_{k\text{ př}} = 16\,500 * 1,3 = 21\,450\text{ kg} \quad (2.1)$$

$$G_{k\text{ př}} = m_{k\text{ př}} * g = 21\,450 * 9,81 = 210,425\text{ kN} \quad (2.2)$$



Obr. 20 Schéma rozložení sil na vidle

Silová rovnováha:

$$F_{v1} + F_{v2} - G_{k\text{ př}} = 0 \quad (2.3)$$

$$F_{v1} + F_{v2} - 210\,425 = 0$$

Momentová rovnice k bodu Fv2:

$$F_{v1} * r_v - G_{k\text{ př}} * r_{k\text{ př}} = 0 \quad (2.4)$$

$$F_{v1} * 1,985 - 210\,425 * 1,155 = 0$$

, kde

F_v [N] Svislá síla na vidle

$r_{k\text{ př}}$ [m] Vzdálenost těžiště od bodu rotace

r_v [m] Rozteč vidlí

Výsledné síly:

$$F_{v1} = 122,438\text{ kN}$$

$$F_{v2} = 87,986\text{ kN}$$

2.3.2 Kontrola napětí ve vidli:

Stručné schéma výpočtu se nachází na Obr. 21.

$$M_{ov} = F_{v1} * l_v = 122\,438 * 1,25 = 153\,048\text{ Nm} \quad (2.5)$$

Průřezový modul v ohybu vidle:

$$W_{ov} = \frac{b_v * h_v^2}{6} = \frac{0,28 * 0,12^2}{6} = 6,72 * 10^{-4}\text{ m}^3 \quad (2.6)$$

Maximální napětí ve vidli:

$$\sigma_{ov} = \frac{M_{ov}}{W_{ov}} = \frac{153\,048}{(6,72 * 10^{-4})} = 227,75 \text{ N/mm}^2 \quad (2.7)$$

, kde

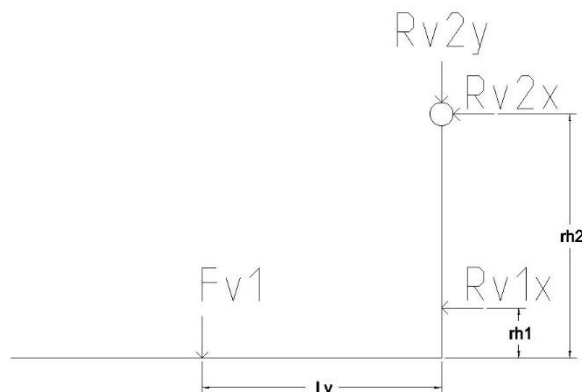
l_v [m]	Vzdálenost těžiště na vidli
b_v [m]	Šířka průřezu vidle
h_v [m]	Výška průřezu vidle

Dovolené napětí jsem vypočetl z katalogu výrobce vidlí [12], který udává rozměry a dovolené zatížení. Dovolené napětí je $\sigma_{dv} = 229,92 \text{ MPa}$.

$$\sigma_{ov} < \sigma_{dv} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Rozměry vidlí jsou 2600 x 280 x 120. Jedná se o typ vhodný těžkou techniku. Upevnění je provedeno závěsným okem. Vidle jsou skloněny o 0,5° dozadu, aby bylo zamezeno nebezpečí sklouznutí nákladu.

2.3.3 Výpočet sil působících z vidle na rám:



Obr. 21 Schéma silové rovnováhy na vidli

Rovnice rovnováhy z Obr. 21:

$$F_{v1} + R_{v2y} = 0 \quad (2.8)$$

$$122\,438 + R_{v2y} = 0$$

$$F_{v1} * l_v - R_{v1x} * (r_{h2} - r_{h1}) = 0 \quad (2.9)$$

$$122\,438 * 1,25 - R_{v1x} * (1,363 - 0,162) = 0$$

$$R_{v1x} + R_{v2x} = 0 \quad (2.10)$$

, kde

$$R_{vx} \text{ [N]} \quad \text{Reakce vodorovná}$$

$$R_{vy} \text{ [N]} \quad \text{Reakce svislá}$$

$r_h [m]$

Vzdálenost reakce

Vypočtené hodnoty:

$$R_{v1x} = 127,434 \text{ kN}$$

$$R_{v2x} = -127,434 \text{ kN}$$

$$R_{v2y} = 122,438 \text{ kN}$$

2.3.4 Kontrola napětí v nosné tyči vidlí:

 Nosná tyč vidlí je zatěžována silou R_{v2} , která je skládá z vodorovné a svislé síly.

$$R_{v2} = \sqrt{R_{v2x}^2 + R_{v2y}^2} = 176,722 \text{ kN} \quad (2.11)$$

Moment: na vidli:

$$M_{ot} = \frac{R_{2v} * l_t}{4} = \frac{176\,722 * 1,177}{4} = 52\,000 \text{ Nm} \quad (2.12)$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{ot} = \frac{\pi * d_t^3}{32} = \frac{\pi * 0,12^3}{32} = 1,696 * 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (2.13)$$

Napětí v tyči:

$$\sigma_{ot} = \frac{M_{ot}}{W_{ot}} = \frac{52\,000}{(1,696 * 10^{-4})} = 306,52 \text{ N/mm}^2 \quad (2.14)$$

 Materiál tyče ocel 14 220. $R_e = 490 \text{ MPa}$

Bezpečnost:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{ot}} = \frac{490}{306,52} = 1,60 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.15)$$

, kde

 $l_t [m]$ Rozpětí nosné tyče

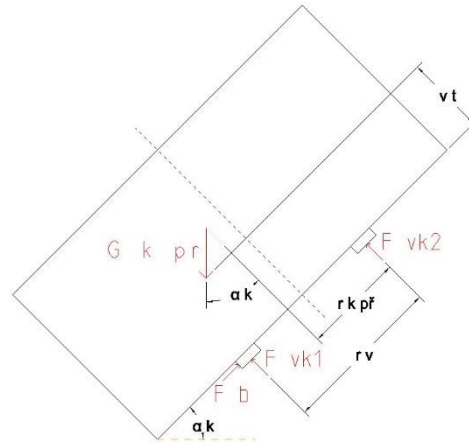
 $d_t [m]$ Průměr nosné tyče

 $Re [N/mm^2]$ Mez kluzu materiálu

Při natočení mechanismu během vysypání dochází k namáhání rámu vidlí nejen ve vodorovném směru ale i v bočním. S takto vzniklými silami se musím počítat v uložení vidlí. Při výpočtu sil bylo uvažováno, že boční sílu přenáší pouze jedna vidle.

2.3.5 Výpočet zatížení rámu při maximálním naklopení

Dle Obr. 22 byly sestaveny rovnice rovnováhy pro stav, kdy je kontejner nejvíce naklopen. Síla F_b je skutečnosti menší o třecí sílu mezi vidlemi a kontejnerem.



Obr. 22 Schéma naklopení rámu

Rovnice rovnováhy:

$$F_{vk1} + F_{vk2} - G_{k\text{ př}} \cdot \cos(\alpha_k) = 0 \quad (2.16)$$

$$F_{vk1} + F_{vk2} - G_{k\text{ př}} \cdot \cos(45^\circ) = 0$$

$$F_b - G_{k\text{ př}} \cdot \sin(\alpha_k) = 0 \quad (2.17)$$

$$F_b - G_{k\text{ př}} \cdot \sin(45^\circ) = 0$$

$$G_{k\text{ př}} \cdot \cos(\alpha_k) \cdot r_{k\text{ př}} + G_{k\text{ př}} \cdot \sin(\alpha_k) \cdot v_t - F_{vk1} \cdot r_v = 0$$

$$210\,425 \cdot \cos(45^\circ) \cdot 1,155 + 210\,425 \cdot \sin(45^\circ) \cdot 0,995 - F_{vk1} \cdot 1,985 = 0 \quad (2.18)$$

, kde

F_{vk} [N]	Síla na vidle kolmá
α_k [°]	Úhel naklopení
F_b [N]	Boční síla na vidle
v_t [m]	Výška těžiště od vidlí

Výsledné síly na vidle:

Síly na vidle vyšly v daném směru kromě síly F_{vk2} .

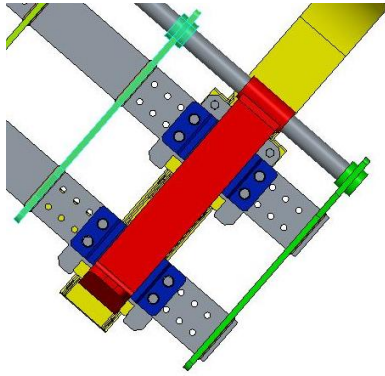
$$F_b = 148,793 \text{ kN}$$

$$F_{vk1} = 192,135 \text{ kN}$$

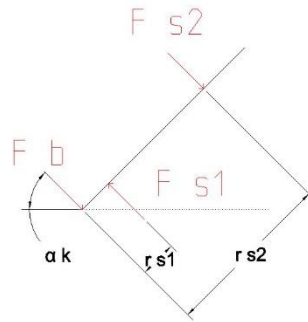
$$F_{vk2} = -43,342 \text{ kN}$$

2.3.6 Kontrola šroubů vidlí:

Při naklopení kontejneru dochází ke vzniku síly F_b , ve směru vysunutí kontejneru z vidlí. Tato síla je zachycena v bloku pro uložení vidlí, které je provedeno šroubovým spojem se čtyřmi šrouby na Obr. 23.



Obr. 23 Znárodnění uložení vidlí



Obr. 24 Schéma sil působících na šrouby při naklopení

Silový rozbor namáhání šroubů je znázorněn na Obr. 24. Z tohoto schématu byly sestavy rovnice rovnováhy.

$$F_b - F_{s1} + F_{s2} = 0 \quad (2.19)$$

$$148\,793 - F_{s1} + F_{s2} = 0$$

$$F_{s1} * r_{s1} - F_{s2} * r_{s2} = 0 \quad (2.20)$$

$$F_{s1} * 0,22 - F_{s2} * 1,02 = 0$$

Výsledné síly na uložení šroubů:

$$F_{s1} = 189,710 \text{ kN}$$

$$F_{s2} = 40,917 \text{ kN}$$

Vzhledem k velikosti těchto sil jsou šrouby dimenzovány na sílu F_{s1} . Osově síly šroubu musí být takové, aby došlo k vyvození dostatečné třecí síly.

Osová síla ve šroubu:

$$Q_s = \frac{F_{s1}}{f_s * 4} = \frac{189\,710}{0,2 * 4} = 237,138 \text{ kN} \quad (2.21)$$

Vybrané šrouby jsou M30, $d_3 = 25,706 \text{ mm}$.

Napětí ve šroubu:

$$\sigma_s = \frac{4 * Q_s}{\pi * d_3^2} = \frac{4 * 237\,138}{\pi * 25,706^2} = 456,92 \text{ N/mm}^2 \quad (2.22)$$

$$Re = 640 \text{ N/mm}^2$$

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_s} = \frac{640}{456,92} = 1,40 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.23)$$

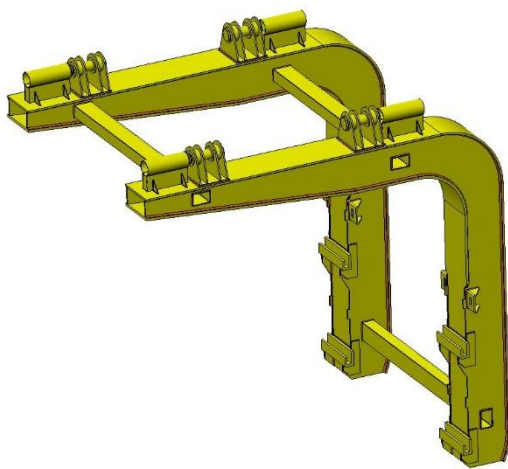
. kde

f_s [-] Součinitel tření ocel-ocel

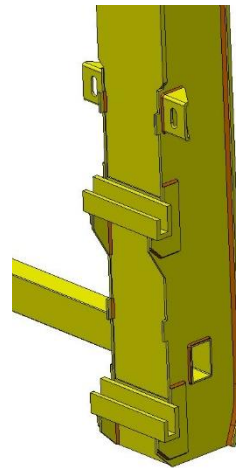
2.4 Návrh L-rámu

Tento rám slouží jako mezikus mezi rámem vidlí a hydraulický válci. Rám v axonometrickém pohledu je vidět na Obr. 25. Základní konstrukce je svařovaná

z vypálených plechů. Celý rám je složen ze dvou zahnutých nosníků do L. Tloušťka spodní pásnice je 20 mm, stojina má tloušťku 10 mm a vrchní pásnice 15 mm. Tyto součásti jsou svařeny svarem $a = 12 \text{ mm}$. Nosníky spojují, mezi ně navařené obdélníkové profily 150x100x6. Rám vidlí je usazen v drážce, díky vybrání v nosné desce je fixován i proti pohybu do strany, viz Obr. 26. Jako pojistka proti vypadnutí z drážky fungují čtyři šrouby, kterými je rám vidlí nahoře přišroubován. V místě přivaření drážek je plech zdvojený. Tloušťka svaru je $a = 8 \text{ mm}$. Seshora L rámu jsou přivařeny pouzdra čepu válců a trubky. Trubky mají rozměry $\varnothing 121 \times 350 \text{ mm}$ a slouží jako pohyblivý vnější čep. Tento čep uchycen zespodu a dosedá do kruhové patky v příčném pojezdu. Osy trubky a čepu válce jsou totožné.



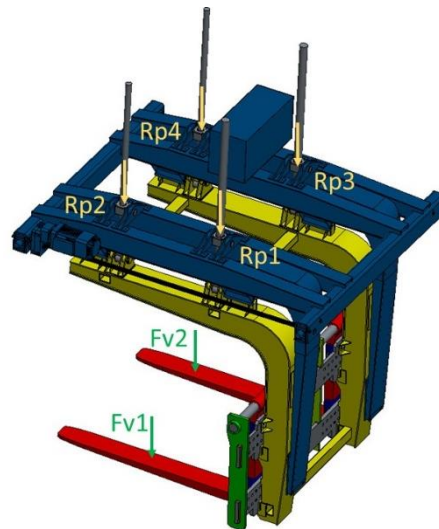
Obr. 25 L rám v axonometrickém pohled



Obr. 26 Detail uložení rámu vidlí

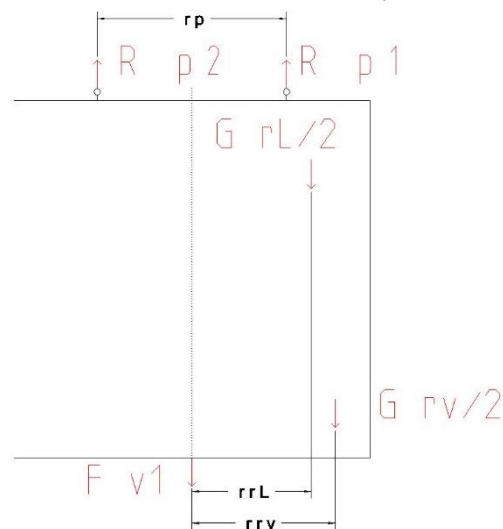
2.4.1 Výpočet sil v hydraulických válcích:

Výpočet sil působících na válce vychází z hmotností sestav na nich zavěšených. Ve výpočtu jsou kromě hlavní zátěžné síly F_{v1} zohledněny i hmotnosti L rámu a rámu vidlice. Hmotnosti obou rámu jsou počítány jako poloviční vzhledem k tomu, že byly uvažovány jako symetricky působící na obě strany. Hmotnosti i vzdálenosti těžišť byly odečteny z modelu.



Obr. 27 Schéma zatížení a sil v hydraulických válcích

Síly zjištěné v tomto výpočtu jsou zapotřebí k určení sil v pístech. Při tomto výpočtu bylo vycházeno ze sil působících na jednu stranu L-rámu. V postupu jsou zohledněny i hmotnosti L rámu a rámu vidlice. Jako zátěžná síla od hmotnosti kontejneru byla zvolena maximální síla F_{v1} . Pro zjednodušení bylo počítáno se silou F_{v1} jako zatěžující přímo L rám.



Obr. 28 Schéma rozložení sil v pístech

Rovnice rovnováhy:

$$F_{v1} + \frac{G_{rl}}{2} + \frac{G_{rv}}{2} - R_{p1} - R_{p2} = 0 \quad (2.24)$$

$$122\,438 + \frac{15\,941}{2} + \frac{34\,472}{2} - R_{p1} - R_{p2} = 0$$

Moment k bodu působení R_{p1} :

$$R_{p2} * r_p + \frac{G_{rL}}{2} * \left(r_{rL} - \frac{r_p}{2}\right) + \frac{G_{rv}}{2} * \left(r_{rv} - \frac{r_p}{2}\right) - F_{v1} * \frac{r_p}{2} = 0$$

$$R_{p2} * 1,33 + \frac{15\,941}{2} * \left(0,838 - \frac{1,33}{2}\right) + \frac{34\,472}{2} * \left(1,007 - \frac{1,33}{2}\right) - 122\,438 * \frac{1,33}{2} = 0 \quad (2.25)$$

, kde

G_{rL} [N]	Gravitační síla L-rámu
G_{rv} [N]	Gravitační síla rámu vidlí
R_p [N]	Reakce v pístu
r_p [m]	Rozteč hydraulických válců
r_{rL} [m]	Rameno těžiště L-rámu od střední roviny
r_{rv} [m]	Rameno těžiště rámu vidlí od střední roviny

Výsledné síly na hydraulické válce:

$$R_{p1} = 91,895 \text{ kN}$$

$$R_{p2} = 55,75 \text{ kN}$$

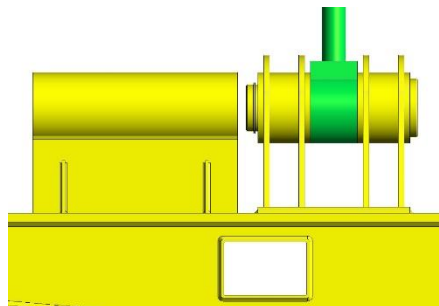
Analogicky pro méně zatíženou stranu, zatížení silou F_{v2} :

$$R_{p3} = 57,443 \text{ kN}$$

$$R_{p4} = 38,524 \text{ kN}$$

2.4.2 Kontrola spodního čepu hydraulického válce:

Znázornění čepu hydraulického válce viz Obr. 29. Vzhledem ke zjednodušení konstrukce byly použity všechny čepy stejné. Čep je axiálně zajištěn pojistným kroužkem na hřídel 80 ČSN 02 2930.



Obr. 29 Detail spodního čepu hydraulického válce

Výpočet ohybového namáhání:

$$M_{o\text{ čpd}} = \frac{R_{p1}}{2} * \frac{l_{\text{čd}}}{2} = \frac{91\,895}{2} * \frac{0,26}{2} = 5\,973,2 \text{ Nm} \quad (2.26)$$

$$W_{o \text{ } \check{c}pd} = \frac{\pi * d_{\check{c}pd}^3}{32} = \frac{\pi * 0,08^3}{32} = 5,0265 * 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (2.27)$$

$$\sigma_{o \text{ } \check{c}pd} = \frac{M_{o \text{ } \check{c}pd}}{W_{o \text{ } \check{c}pd}} = \frac{5 \ 973,2}{5,0265 * 10^{-5}} = 118,83 \text{ N/mm}^2 \quad (2.28)$$

Výpočet namáhání na stříh:

$$\tau_{\check{c}pd} = \frac{4 * R_{p1}}{2 * \pi * d_{\check{c}d}^2} = \frac{4 * 91 \ 895}{2 * \pi * 0,08} = 9,14 \text{ N/mm}^2 \quad (2.29)$$

$$\tau_{d \text{ } \check{c}p} = 10 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{\check{c}pd} < \tau_{d \text{ } \check{c}p} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výpočet kombinovaného namáhání:

$$\sigma_{c \text{ } \check{c}pd} = \sqrt{(\sigma_{o \text{ } \check{c}pd}^2 + (\alpha * \tau_{\check{c}pd})^2} = \sqrt{(118,83^2 + (\sqrt{2} * 9,14)^2} = \quad (2.30)$$

$$= 119,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{d \text{ } \check{c}p} = \frac{Re}{k_{\check{c}p}} = \frac{275}{1,5} = 183,33 \text{ N/mm}^2 \quad (2.31)$$

$$\sigma_{c \text{ } \check{c}pd} < \sigma_{d \text{ } \check{c}p} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výpočet otláčení čepů:

$$\sigma_{dt \text{ } \check{c}pd} = \frac{R_{p1}}{2 * d_{\check{c}pd} * l_{a \text{ } \check{c}pd}} = \frac{91 \ 895}{2 * 80 * 80} = 7,18 \text{ N/mm}^2 \quad (2.32)$$

$$\sigma_{at \text{ } d} = 120 \text{ N/mm}^2$$

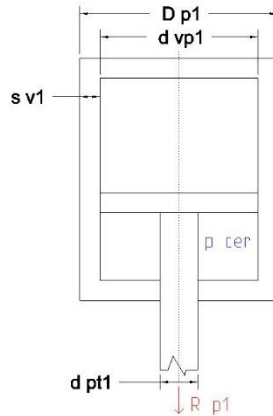
$$\sigma_{dt \text{ } \check{c}pd} < \sigma_{at \text{ } d} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

, kde

$$l_{a \text{ } \check{c}pd} [\text{mm}] \quad \text{Funkční délka čepu}$$

2.4.3 Návrh hydraulických válců

Vzhledem k tomu, že hydromotor netlačí proti něčemu, ale je na něm zavěšeno závaží. Nebyla zohledněna vzpěrová pevnost. Vzpěr by neměl nastat, vzhledem k tomu, že hydraulický válec pracuje pouze ve volném prostoru. Hlavní rozměry hydraulického válce jsou znázorněny, viz Obr. 30. Protože odpor hydraulických válců není stejný nebo jejich zatížení, je nutný stranový dělič průtoku mezi předním a zadním válcem.



Obr. 30 Schéma hlavních rozměrů hydraulického válce

Kontrola napětí v pístnicích:

Pístnice je vyrobena z materiálu ČSN 11 375.

$$\sigma_{p\ do v} = \frac{R_e}{k_p} = \frac{235}{2} = 117,5\ N/mm^2 \quad (2.33)$$

$$\sigma_{pt1} = \frac{4 * R_{p1}}{\pi * d_{pt1}^2} = \frac{4 * 91\ 895}{\pi * 40^2} = 73,13\ N/mm^2 \quad (2.34)$$

$\sigma_{pt1} < \sigma_{p\ do v} \Rightarrow$ vyhovuje

$$\sigma_{pt2} = \frac{4 * R_{p2}}{\pi * d_{pt2}^2} = \frac{4 * 55\ 750}{\pi * 40^2} = 44,36\ N/mm^2 \quad (2.35)$$

$\sigma_{pt2} < \sigma_{p\ do v} \Rightarrow$ vyhovuje

Kontrola únosnosti hydraulických válců:

$$F_{pk1} = p_{cer} * \frac{\pi * (d_{vp1}^2 - d_{pt1}^2)}{4} * \eta_p = 25 * 10^6 * \frac{\pi * (90^2 - 40^2)}{4} * 0,9 = 114,864\ kN \quad (2.36)$$

$$R_{p1} = 91,895\ kN$$

$F_{pk1} < R_{p1} \Rightarrow$ vyhovuje

$$F_{pk2} = p_{cer} * \frac{\pi * (d_{vp2}^2 - d_{pt2}^2)}{4} * \eta_p = 25 * 10^6 * \frac{\pi * (70^2 - 40^2)}{4} * 0,9 = 58,315\ kN \quad (2.37)$$

$$R_{p2} = 55,75\ kN$$

$F_{pk2} < R_{p2} \Rightarrow$ vyhovuje

Kontrola napětí ve stěně hydraulických válců [13]:

Vnější průměr hydraulických válců:

$$D_{p1} = d_{vp1} + 2 * s_{p1} = 90 + 2 * 10 = 110\ mm \quad (2.38)$$

$$D_{p2} = d_{vp2} + 2 * s_{p2} = 70 + 2 * 8 = 86 \text{ mm} \quad (2.39)$$

Napětí na dně válců:

$$\sigma_{o p1} = \frac{p_{\check{c}er} * d_{vp1}^2}{(D_{p1}^2 - d_{vp1}^2)} = \frac{25 * 90^2}{(110^2 - 90^2)} = 50,63 \text{ N/mm}^2 \quad (2.40)$$

$$\sigma_{o p1} = \frac{p_{\check{c}er} * d_{vp2}^2}{(D_{p2}^2 - d_{vp2}^2)} = \frac{p_{\check{c}er} * 70^2}{(86^2 - 70^2)} = 49,08 \text{ N/mm}^2 \quad (2.41)$$

Radiální napětí na vnitřním poloměru:

$$\sigma_{r r p1} = \sigma_{r r p2} = -p_{\check{c}er} = -25 \text{ MPa} \quad (2.42)$$

Radiální napětí na vnějším poloměru:

$$\sigma_{r R p1} = \sigma_{r R p2} = 0 \text{ MPa} \quad (2.43)$$

Tečné napětí na vnitřním poloměru:

$$\sigma_{t r p1} = 2 * \sigma_{o p1} - (-\sigma_{r r p1}) = 2 * 50,63 - (-25) = 126,25 \text{ N/mm}^2 \quad (2.44)$$

$$\sigma_{t r p2} = 2 * \sigma_{o p2} - (-\sigma_{r r p2}) = 2 * 49,08 - (-25) = 123,16 \text{ N/mm}^2 \quad (2.45)$$

Tečné napětí na vnějším poloměru:

$$\sigma_{t R p1} = 2 * \sigma_{o p1} = 2 * 50,63 = 101,25 \text{ N/mm}^2 \quad (2.46)$$

$$\sigma_{t R p2} = 2 * \sigma_{o p2} = 2 * 49,08 = 98,16 \text{ N/mm}^2 \quad (2.47)$$

Vyhodnocení:

Nejvyšší napětí se nachází u obou pístů na vnitřním poloměru. Válec je vyroben z materiálu ČSN 11 503.

$$\sigma_{p dov} = \frac{Re}{k} = \frac{355}{2} = 177,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{t r p1} < \sigma_{p dov} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

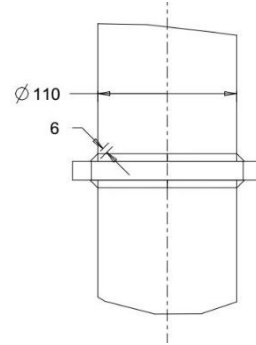
$$\sigma_{t r p2} < \sigma_{p dov} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

2.4.4 Kontrola svaru na hydraulickém válci [14]:

Tento koutový svar drží objímku válce, na kterou je přišroubován zesponu horní čep. Svar je proveden oboustranně, viz Obr. 32.



Obr. 31 Detail svaru a čepu válce



Obr. 32 Provedení svaru na hydraulickém válci
1

Výpočet smykového napětí ve svarech:

$$\tau_{sv1} = \frac{R_{p1}}{\frac{\pi}{4} * ((D_{p1} + 2 * a_{sv1})^2 - D_{p1}^2)} = \frac{91\,895}{\frac{\pi}{4} * ((110 + 2 * 6)^2 - 110^2)} = 42,03 \text{ N/mm}^2 \quad (2.48)$$

$$\tau_{sv2} = \frac{R_{p2}}{\frac{\pi}{4} * ((D_{p2} + 2 * a_{sv2})^2 - D_{p2}^2)} = \frac{55\,750}{\frac{\pi}{4} * ((86 + 2 * 5)^2 - 86^2)} = 39,00 \text{ N/mm}^2 \quad (2.49)$$

Materiál stejný jako materiál válců $R_e = 355 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{p\,dov} = 177,5 \text{ N/mm}^2 \quad (2.50)$$

Součinitel čelního koutového svaru:

$$\alpha_{\tau \perp} = 0,75$$

$$\frac{\tau_{sv1}}{\alpha_{\tau \perp}} = \frac{42,03}{0,75} = 56,04 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{p\,dov} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.51)$$

$$\frac{\tau_{sv2}}{\alpha_{\tau \perp}} = \frac{39,00}{0,75} = 52,00 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{p\,dov} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.52)$$

, kde

$a_{sv1,2}$ [mm] Tloušťka svaru

Parametry hydraulických válců:

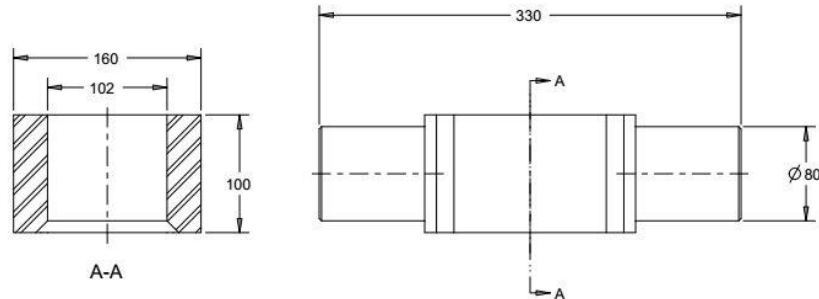
V tomto mechanismu jsou užity čtyři dvoučinné hydraulické válce. Na každé straně naklápěcího mechanismu se nachází dva rozdílné válce.

Tab. 1 Parametry hydraulických válců

Hydraulický válec	Ø pístnice [mm]	Ø vnitřní [mm]	Ø vnější [mm]	délka [mm]	Ø oko čepu [mm]
1	40	90	110	2100	80
2	40	70	86	2100	80

2.4.5 Kontrola horního čepu hydraulických válců:

Rozměry horního čepu hydraulických válců jsou v mechanismu stejné. Kontrola je provedena v místě největší zátěže. Kontrola na ohyb byla provedena uprostřed čepu, v místě maximálního momentu viz Obr. 33. Horní čep je znázorněn na Obr. 40. Byl zanedbán vliv posouvající síly.



Obr. 33 Schéma řezu horního čepu

Výpočet ohybového namáhání:

$$M_{o \text{ čph}} = \frac{R_{p1}}{2} * \frac{l_{\text{čh}}}{2} = \frac{91\,895}{2} * \frac{0,33}{2} = 7\,581,3 \text{ Nm} \quad (2.53)$$

$$W_{o \text{ čph}} = \frac{(160 - 110) * 100^2}{6} = 8,3 * 10^4 \text{ mm}^3 \quad (2.54)$$

$$\sigma_{o \text{ čph}} = \frac{M_{o \text{ čph}}}{W_{o \text{ čph}}} = \frac{7\,581,3}{8,3 * 10^4} = 91,90 \text{ N/mm}^2 \quad (2.55)$$

Výpočet namáhání na střiž:

$$\tau_{\text{čph}} = \frac{R_{p1}}{2 * S_{\text{čph}}} = \frac{91\,895}{2 * (160 - 110) * 100} = 9,19 \text{ N/mm}^2 \quad (2.56)$$

$$\tau_{d \text{ čp}} = 10 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{\text{čph}} < \tau_{d \text{ čp}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výpočet kombinovaného namáhání:

$$\sigma_{c \text{ čp}} = \sqrt{(\sigma_{o \text{ čp}}^2 + (\alpha * \tau_{\text{čp}})^2)} = \sqrt{(91,19^2 + (\sqrt{2} * 9,19)^2)} = 91,90 \text{ N/mm}^2 \quad (2.57)$$

$$\sigma_{d \text{ čp}} = 183,33 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{c \text{ čp}} < \sigma_{d \text{ čp}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výpočet otláčení čepů:

$$\sigma_{dt \text{ čph}} = \frac{R_{p1}}{2 * d_{\text{čp}} * l_{a \text{ čp}}} = \frac{91\,895}{2 * 80 * 80} = 7,18 \text{ N/mm}^2 \quad (2.58)$$

$$\sigma_{dt d} = 120 \text{ N/mm}^2$$

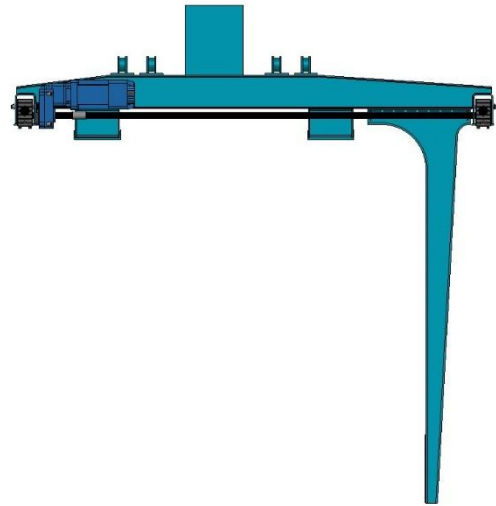
$$\sigma_{dt \text{ čph}} < \sigma_{dt d} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

2.5 Návrh podélného pojezdu

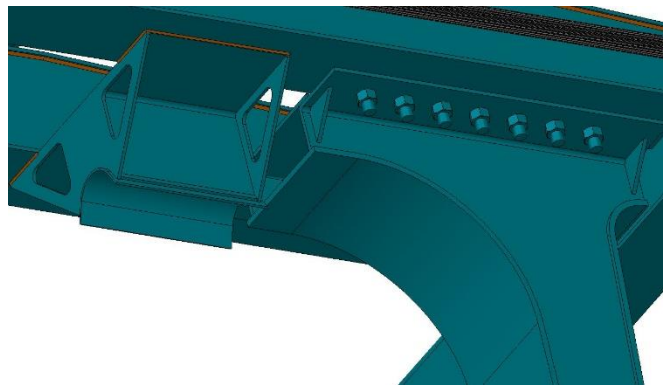
Účel tohoto konstrukčního celku spočívá v umožnění podélného pojezdu kontejneru a jeho spojení s hydraulickými válci. Obecný pohled na sestavu je na Obr. 34. Sestava podélného pojezdu je složena z vypalovaných plechů, které jsou svařovány. Základem sestavy jsou čtyři nosníky, na kterých jsou seshora přišroubovány pouzdra čepů (Obr. 40). Pásnice nosníků mají tloušťku 10 mm, stojiny 8mm. Zesodu nosníků jsou přivařeny čtyři dosedací patky pro čep L rámu (Obr. 36). Kvádr na Obr. 34 symbolizuje schematicky zakrytování hydraulického pohonu (elektromotor, čerpadlo).



Obr. 34 Axonometrický pohled na podélný pojezd

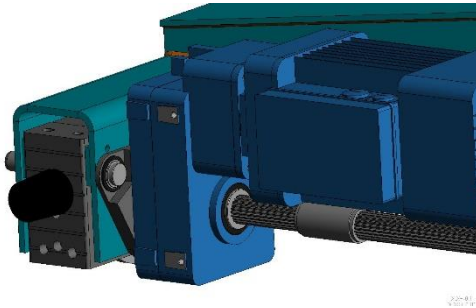


Obr. 35 Boční pohled podélný pojezd

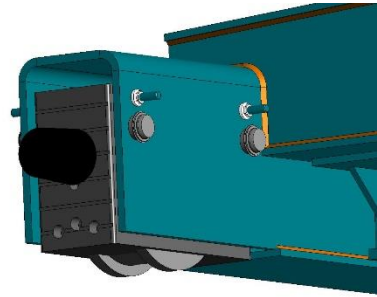


Obr. 36 Dosedací drážky

Nosníky ve kterých jsou namontovány kolové bloky, jsou z ohýbaného plechu, jenž je na spodní straně přivařen na pásnici. Stejným způsobem jsou vyrobena i opěrná ramena, viz Obr. 35. Opěrná ramena mají tloušťku pásnic 15 mm, stojiny 10 mm. Motor s převodovkou jsou přišroubovány na přírubě (Obr. 37). Kolové bloky jsou uloženy na čepích a vystředěny šrouby (Obr. 38).



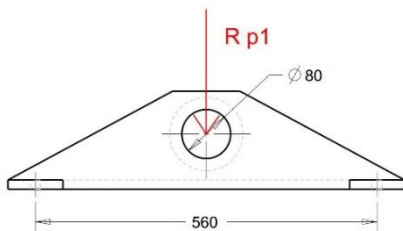
Obr. 37 Detail uložení motoru



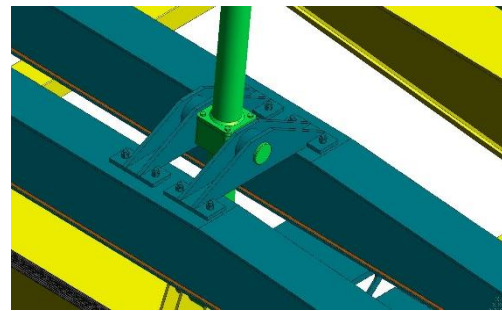
Obr. 38 Detail uložení kolového bloku

2.5.1 Kontrola na ohyb pouzdra horního čepu

Detail samotného uložení a schéma zatížení ilustrují Obr. 39 a Obr. 40. Pouzdra jsou přišroubována ke šroubům navařeným na nosníku. Ve výpočtu byl zanedbán vliv posouvající síly.



Obr. 39 Pouzdro horního čepu



Obr. 40 Detail uložení horního čepu

Kontrola je provedena v ose pouzdra, tj. v místě největšího namáhání.

Modul průřezu v ohybu byl odečten z CAD modelu.

$$M_{o\ ph} = \frac{R_{p1}}{2} * \frac{l_{ph}}{2} = \frac{91\ 895}{2} * \frac{0,56}{2} = 12\ 865,3\ Nm \quad (2.59)$$

$$W_{o\ ph} = 1,8921 * 10^5\ mm^3 \quad (2.60)$$

$$\sigma_{o\ ph} = \frac{M_{o\ ph}}{W_{o\ ph}} = \frac{12\ 865,3}{1,8921 * 10^5} = 67,99\ N/mm^2 \quad (2.61)$$

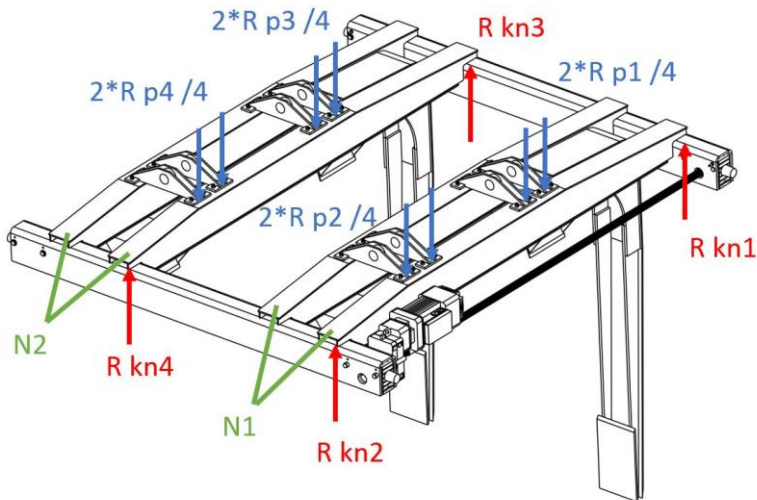
Materiál je ČSN 11 375

$$Re = 235 \frac{N}{mm^2}$$

$$k = \frac{235}{67,99} = 3,45 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.62)$$

2.5.2 Kontrola nosníků

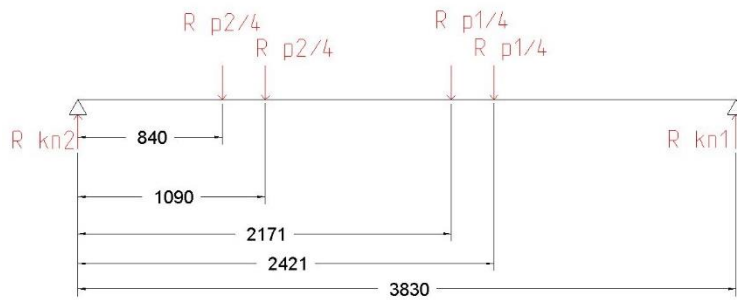
Příčné nosníky N1, N2 je nutné dimenzovat na síly působící od nosníků horního čepu. Je nutné zohlednit, že síly od pístů nemají stejnou velikost. Počítán byl proto nosník na každé straně vidlí. Na Obr. 41 jsou zeleně označeny nosníky N1 a N2, modře jsou označeny působící síly a červeně reakční síly.



Obr. 41 Schéma sil na příčné nosníky N1, N2

Výpočet nosníku N1:

Rozložení a vzdálenosti sil na příčném nosníku N1 jsou zobrazeny na Obr. 42.



Obr. 42 Rozměry a zatížení příčného nosníku podélného pojezdu N1

Zatěžující síly na nosník:

$$\frac{R_{p1}}{4} = \frac{91\,895}{4} = 22\,973\,N \quad (2.63)$$

$$\frac{R_{p2}}{4} = \frac{55\,750}{4} = 13\,937\,N \quad (2.64)$$

Modul průřezu v ohybu – odečteno z CAD:

$$W_{oN1} = 721\,910\,mm^3$$

Výpočet byl proveden v programu Mitcalc, viz Příloha 1. Ve výpočtu byla zanedbána změna profilu nosníku na krajích. Na výpočet maximálního ohybového napětí to nemá vliv. Do výpočtu byla zahrnuta i vlastní hmotnost nosníku.

Výsledky:

$$R_{kn1} = 35\,818\,N \quad (2.65)$$

$$R_{kn2} = 40\,505\,N \quad (2.66)$$

$$M_{o N1} = 52\,779 \text{ Nm} \quad (2.67)$$

$$\sigma_{o N1} = 73,1 \text{ N/mm}^2 \quad (2.68)$$

$$y = -3,404 \text{ mm} \quad (2.69)$$

Materiál je ČSN 11 375

$$Re = 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$k_{N1} = \frac{Re}{\sigma_{o N1}} = \frac{235}{73,1} = 3,21 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.70)$$

, kde

y [mm]

Průhyb nosníku

Výpočet nosníku N2:

Výpočet byl proveden stejně jako v případě prvního nosníku. Síly působící od hydraulických válců jsou menší než v případě prvního nosníku, proto nebyla prováděna pevnostní kontrola. Dimenzování dalších nosníků závisí na reakčních silách tohoto nosníku. Výpočet je uveden v Příloha 2.

Zatěžující síly na nosník:

$$\frac{R_{p3}}{4} = \frac{55\,743}{4} = 14\,360 \text{ N} \quad (2.71)$$

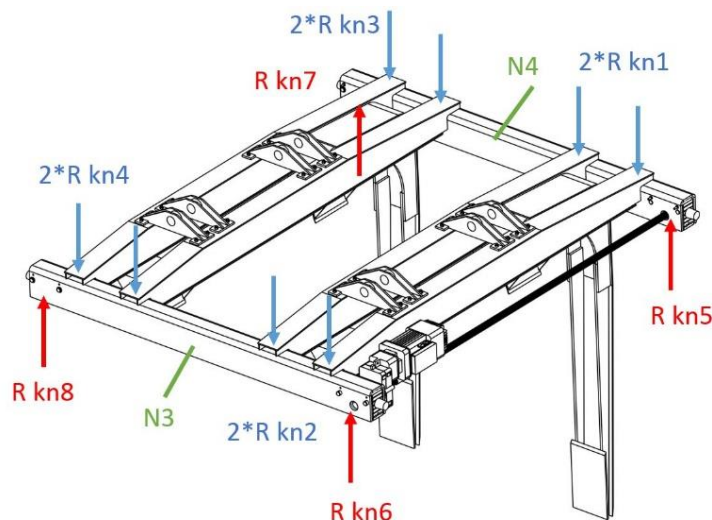
$$\frac{R_{p4}}{4} = \frac{38\,524}{4} = 9\,631 \text{ N} \quad (2.72)$$

Statické charakteristiky a rozměry nosníku jsou stejné jako v prvním případě.

Výsledné reakce:

$$R_{kn3} = 23\,321 \text{ N} \quad (2.73)$$

$$R_{kn4} = 27\,163 \text{ N} \quad (2.74)$$



Obr. 43 Schéma sil na podélné nosníky N3, N4

Výpočet nosníku N3:

Rozložení a vzdálenosti sil na příčném nosníku N3 jsou zobrazeny na Obr. 44.



Obr. 44 Schéma sil a zatížení podélného nosníku podélného pojezdu N3

Zatěžující síly na nosník R_{kn4} , R_{kn2} známe z předchozího výpočtu.

Modul průřezu v ohybu – odečteno z CAD:

$$W_{o N3} = 683\,220 \text{ mm}^3$$

Výpočet byl proveden v programu Mitcalc, viz Příloha 3. Ve výpočtu byla zanedbána změna profilu nosníku na krajích. Na výpočet maximálního ohybového napětí to nemá vliv.

Výsledky:

$$R_{kn6} = 60\,669 \text{ N} \quad (2.75)$$

$$R_{kn8} = 74\,892 \text{ N} \quad (2.76)$$

$$M_{o N3} = 44\,090 \text{ Nm} \quad (2.77)$$

$$\sigma_{o N3} = 64,5 \text{ N/mm}^2 \quad (2.78)$$

$$y = -2,288 \text{ mm} \quad (2.79)$$

Materiál je ČSN 11 375.

$$k_{N3} = \frac{Re}{\sigma_{o N3}} = \frac{235}{64,5} = 3,64 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.80)$$

Výpočet nosníku N4:

Výpočet již není potřeba provádět, protože má stejné statické charakteristiky, jako nosník N3. Ale síly R_{kn1} , R_{kn3} jsou menší než síly na nosník N3, proto pevnostně vyhoví.

2.5.3 Návrh hnacího ústrojí podélného pojezdu

Hnací ústrojí podélného pojezdu se skládá z vybraného elektromotoru s převodovkou. Který pohání přes společnou hřídel pojezdová kola na obou stranách. Hnací ústrojí bylo vybráno podle zatížení na pojezdovém kole. Rozložení hmotností na kola bylo zjednodušeně uvažováno jako symetrické. Postup dimenzování hnacího ústrojí proběhl dle katalogu firmy Demag Cranes. [15]

Zatížení jednoho kola:

V případě plného kontejneru.

$$m_{k2} = \frac{m_{kpř} + m_{rv} + m_{rL} + m_{ko}}{4} = \frac{21\,450 + 3\,514 + 1\,625 + 3\,746}{4} = \quad (2.81)$$

$$= 7\,584 \text{ kg}$$

. kde

$m_{rv} [kg]$	Hmotnost rámu vidlí
$m_{rL} [kg]$	Hmotnost L rámu
$m_{ko} [kg]$	Hmotnost podélného pojezdu

Návrh ústrojí se odvíjí od výběru kolového bloku a z toho bylo vycházeno při výběru pohonné jednotky.

Vstupní data:

Pracovní cykly/den	96
Vzdálenost za cyklus	3 m
Pojezdová rychlost	12,5 m/min
Vybraný kolový blok Demag DRS 200	
Maximální zatížení jednoho kola	$m_{kmax} = 10\,000 \text{ kg}$
Průměr kola	200 mm

Kontroluji dle výrobce:

- Kontrola maximálního zatížení

$$m_{k2} = 7\,584 \text{ kg}$$

$$m_{kmax} = 10\,000 \text{ kg}$$

$$m_{k2} < m_{kmax} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$
- Kontrola dle provozních podmínek

Střední doba denního provozu

$$t_{sddp} = \frac{l_{vzc}}{v_{př}} * n_{cd} = \frac{3}{12,5} * 96 = 23,04 \text{ min} \quad (2.82)$$

, kde

$l_{vzc} [m]$	Dráha pojezdu/cyklu
$v_{př} \left[\frac{m}{min}\right]$	Rychlost pojezdu podélného pojezdu
$n_{cd} [-]$	Počet cyklů/den

Součinitel provozních podmínek

Jednotlivé provozní stavy zatížení $m_{k1} \dots m_{k3}$ v Tab. 2 byly vypočteny stejně jako rovnice s dosazením rozdílných hmotností dle definice zatížení (2.81). Poměr provozního

cyklu udává poměr času pod určitým zatížením vzhledem k celkovému času provozu pohonu.

Tab. 2 Specifikace provozního zatížení

Definice zatížení	Podélný pojezd bez kontejneru m_{k1}	Kontejner plný m_{k2}	Kontejner prázdný m_{k3}
Zatížení [kg]	2 221	7 584	2 971
Poměr provozního cyklu [-]	0,33	0,33	0,33

$$k_{zk} = \sqrt[3]{\left(\frac{2\,221}{10\,000}\right)^3 * 0,33 + \left(\frac{7\,584}{10\,000}\right)^3 * 0,33 + \left(\frac{2\,971}{10\,000}\right)^3 * 0,33} = 0,563 \quad (2.83)$$

Výsledek k_{zk} byl dosazen do tabulky v Příloha 4.

. Výsledné zátěžné spektrum je 1 Bm. Podle zátěžného spektra a hmotnosti na kolo v Příloha 5 byl vybrán kolový blok DRS 200.

Specifikace kolejnice:

Vybraný typ DIN 536 T1.

- Šířka hlavy 75 mm
- Radius hlavy 500 mm

Dle tabulky v Příloha 6 vyhovuje zatížení kolejnice.

Výběr motoru kolového bloku [15]:

Vybraný motor a převodovka, parametry Příloha 8:

Dvoupólový asynchronní elektromotor: ZBF 90 B2 B020

- Výkon: 0,8 kW
- Otáčky: 2 670 ot./min
- Jmenovitý moment: 2,9 Nm
- Moment setrvačnosti: 0,0217 kg*m²
- Brzdňý moment: 4,4

Převodovka: AME 40TL

- Převod: 150

Odpor pojížděcích kol:

Tření v ložiscích bylo zanedbáno.

$$F_w = \frac{f_{roll} * m_{k2}}{1000} + \mu_G * g * m_{k2} * tg(\alpha_s) = \frac{92 * 30\,335}{1000} + 0,15 * 9,81 * 30\,335 * tg(0,00872) = 3\,180\,N \quad (2.84)$$

Výkon motoru:

$$P_{mk} = \frac{F_w * v_{po}}{\eta_{pk} * 60\,000} = \frac{3\,180 * 12,5}{60\,000 * 0,9} = 0,736\,kW \quad (2.85)$$

, kde	
$f_{roll} [N/t]$	Koeficient odporu valení
$\mu_G [-]$	Součinitel valivého tření
$\alpha_s [rad]$	Natočení kolejniče
$\eta_{pk} [-]$	Celková účinnost pohonné jednotky podélného pojezdu
$v_{po} [\frac{m}{min}]$	Rychlost podélného pojezdu

Zrychlování:

$$a_k = \frac{F_a - F_w}{m_{MH} * m_{k2}} = \frac{5\,540 - 3\,180}{13\,888 * 30\,335} = 0,0534 \frac{m}{s^2} = 3,202 \frac{m}{2 \text{ min}} \quad (2.86)$$

Rozjezdová síla:

$$F_a = A_M * m_{MH} * \frac{n_m}{v_{po}} * 2 * \pi * \eta_{pk} = 1 * 15\,431 * \frac{2\,670}{12,5} * 2 * \pi * 0,9 = 5\,540,2 \text{ N} \quad (2.87)$$

Brzdná síla:

$$F_{BR} = A_M * M_{BR} * \frac{n_m}{v_{po}} * 2 * \pi * \frac{1}{\eta_{pk}} = 1 * 4,4 * \frac{2\,670}{12,5} * 2 * \pi * \frac{1}{0,9} = 4\,122,6 \text{ N} \quad (2.88)$$

Redukovaná hmotnost na motor:

$$m_M = 4 * \pi^2 * A_M * J_{mot} * \left(\frac{n_m}{v_{po}}\right)^2 = 4 * \pi^2 * 1 * 0,0217 * \left(\frac{2\,670}{12,5}\right)^2 = 15\,431 \text{ kg} \quad (2.89)$$

Redukovaná hmotnost na motor, rozběh:

$$m_{MH} = m_M * \eta_{pk} = 15\,430 * 0,9 = 13\,888 \text{ kg} \quad (2.90)$$

Redukovaná hmotnost na motor, zpomalení:

$$m_{MBr} = \frac{m_M}{\eta_{pk}} = \frac{15\,430}{0,9} = 17\,145 \text{ kg} \quad (2.91)$$

, kde	
$A_M [-]$	Počet hnacích motorů
$n_m [ot./min]$	Otáčky motoru podélného pojezdu
$M_{BR} [Nm]$	Brzdný moment brzdy motoru
J_{mot}	Moment setrvačnosti motoru

Zpomalování:

$$a_{Br} = \frac{F_{Br} + F_W}{M_{MBr} + m_{k2}} = \frac{4\,127 + 3\,180}{17\,145 + 30\,335} = 0,1538 \frac{m}{s^2} = 9,229 \frac{m}{2 \text{ min}} \quad (2.92)$$

Kontrola brzdy:

Redukovaný moment setrvačnosti hmotnosti zátěže na hřídel motoru:

$$J_{load} = \frac{m_{k2} * v_{po}^2}{4 * \pi^2 * n_m^2} = \frac{30\,335 * 12,5^2}{4 * \pi^2 * 2\,670^2} = 0,04762 \text{ kg} * m^2 \quad (2.93)$$

Celkový moment setrvačnosti:

$$J_{tot} = J_{mot} + J_{load} = 0,0217 + 0,0476 = 0,0693 \text{ kg} * m^2 \quad (2.94)$$

Zátěžný moment:

$$M_L = \frac{P_{mk} * \eta_{pk} * 60\,000}{2 * \pi * n_m} = \frac{0,736 * 0,9 * 60\,000}{2 * \pi * 2\,670} = 2,3697 \text{ Nm} \quad (2.95)$$

Třecí energie za brzdňý cyklus:

$$\begin{aligned} W_R &= \frac{1}{2} * J_{tot} * \left(2 * \pi * \frac{\Delta n}{60}\right)^2 * \frac{M_{Br}}{M_{Br} + M_L} = \\ &= \frac{1}{2} * 0,0693 * \left(2 * \pi * \frac{2\,760}{60}\right)^2 * \frac{4,4}{4,4 + 2,3697} = 1\,761 \text{ J} \end{aligned} \quad (2.96)$$

Počet startů za hod:

$$n_{st} = \frac{n_{cd}}{t_d} * n_c = \frac{96}{8} * 3 = 36 \quad (2.97)$$

, kde

Δn [ot./min] Změna otáček při brzdění

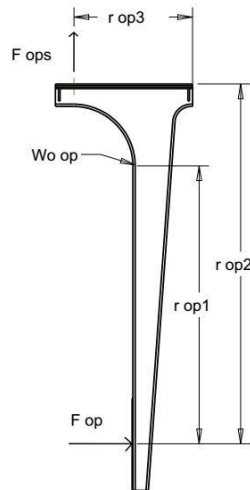
t_d [h] Pracovní doba za den

n_c [-] Počet startů za cyklus

Brzda může zmařit tuto energii dle Příloha 7 až do cca 119 startů za hodinu. Počet brzdění v provozu je $n_{st} = 36$ za hodinu. Brzda tedy vyhovuje.

2.5.4 Výpočet maximální opěrné síly na rameni

Z důvodu obtížného určení síly působící na opěrné rameno při nárazu L rámu byl zvolen výpočet maximální síly působící na rameno. Rozměry a síly na rameno jsou popsány na Obr. 45. Opěrné rameno není vedeno až dolů na úroveň vidlí, protože bylo předpokládáno, že se L rám opře o rameno v horní části. Hydraulické válce potom nedovolí další naklopení L rámu. Opěrné rameno je přišroubováno sedmi šrouby z každé strany, viz Obr. 40.



Obr. 45 Schéma působení sil na opěrné rameno

Modul průřezu v ohybu – odečteno z CAD:

$$W_{o\ op} = 1,1442 * 10^6 \text{ mm}^3 \quad (2.98)$$

Maximální opěrná síla:

$$F_{op} = \frac{\sigma_{d\ op} * W_{o\ op}}{r_{op1}} = \frac{250 * 1,1442 * 10^6}{2\ 598} = 110\ 529 \text{ N} \quad (2.99)$$

Vzhledem k tomu, že opěrný rám je přišroubován je nutné ověřit i namáhání šroubů. Rameno je připevněno ke kočce polem šroubů z obou stran. Nejvíce jsou zatěžovány krajní šrouby tohoto pole. Tyto šrouby jsou dimenzovány na osovou sílu na páce.

Výpočet vhodného průměru šroubů:

Osová síla ve šroubu:

$$Q_{ops} = \frac{F_{op}}{2} * \frac{r_{op2}}{r_{op3}} = \frac{110\ 529}{2} * \frac{3,108}{0,765} = 224\ 526 \text{ N} \quad (2.100)$$

Průměr d_3 šroubu:

$$d_{3\ ops} = \sqrt{\frac{4 * Q_{ops}}{\pi * \sigma_{d\ ops}}} = \sqrt{\frac{4 * 224\ 526}{\pi * 600}} = 21,83 \text{ mm} \quad (2.101)$$

Byly zvoleny šrouby M27 $d_3 = 23,319 \text{ mm}$.

, kde

$\sigma_{d\ op} [N/mm^2]$ Dovolené napětí v opěrném rameni

$\sigma_{d\ ops} [N/mm^2]$ Dovolené napětí ve šroubu opěrného ramene

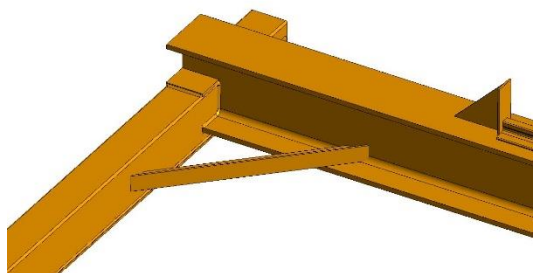
2.6 Návrh příčného pojezdu

Příčný pojezd slouží jako platforma pro podélný pojezd. Sestava se skládá ze dvou profilů HEB 400 na kterých je umístěna kolejnice. Konec kolejnice je zajištěn zarážkou, proti

vyjetí z kolejnice. Kolmo na HEB profily jsou přivařeny nosníky z ohýbaného plechu tloušťky 10 mm, ke kterým je zespoda navařen plech. Pro zpevnění konstrukce jsou v rozích navařeny profily T80, viz Obr. 47. Vzhledem k velkému rozvoru pojezdu je osazen motorem na každé straně.



Obr. 46 Axonometrický pohled na příčný pojezd



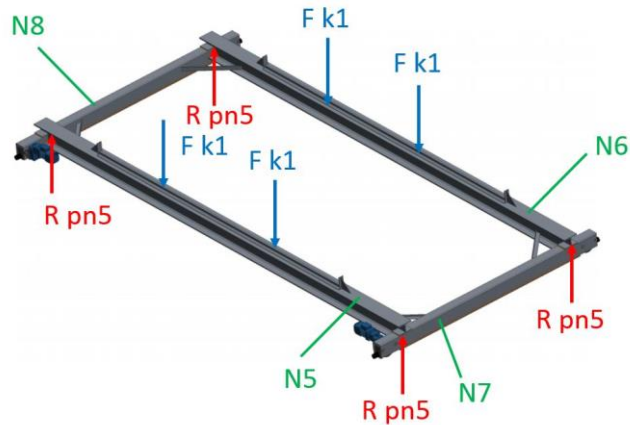
Obr. 47 Detail rohu příčného pojezdu

2.6.1 Kontrola nosníků

V této kontrole byla rozpočítána hmotnost rovnoměrně na všechna čtyři pojezdová kola. Zatížení bylo řešeno v nejkritičtější poloze podélného pojezdu uprostřed nosníků.

Výpočet vychází z hmotnosti m_{k2} , která vyjadřuje zatížení od kola podélného pojezdu s plným kontejnerem.

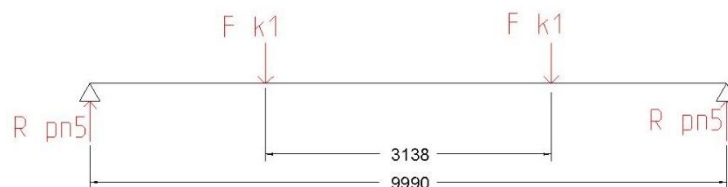
$$F_{k1} = m_{k2} * g = 7584 * 9,81 = 74\,397\, N \quad (2.102)$$



Obr. 48 Schéma zatížení příčného pojezdu

Výpočet nosníku N5:

Rozložení a vzdálenosti sil na nosníku N5 jsou zobrazeny na Obr. 49. Zatěžující síly jsou symetrické. Rozbor silového namáhání nosníku N6 je ekvivalentní k nosníku N5.



Obr. 49 Schéma sil příčné nosníky N5, N6

Zatěžující síly na nosník F_{k1} jsou známé.

Modul průřezu v ohybu profilu HEB 400.

$$W_{o N5} = 2,88 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

Výpočet byl proveden v programu Mitcalc, viz Příloha 10

Výsledky:

$$R_{pn5} = 82\,160 \text{ N} \tag{2.103}$$

$$M_{o N5} = 272\,609 \text{ Nm} \tag{2.104}$$

$$\sigma_{o N5} = 95,2 \text{ N/mm}^2 \tag{2.105}$$

$$y = -23,8 \text{ mm} \tag{2.106}$$

Materiál je ČSN 11 375.

$$k_{N3} = \frac{Re}{\sigma_{o N5}} = \frac{235}{95,2} = 2,468 \Rightarrow \text{vyhovuje} \tag{2.107}$$

Výpočet nosníku N7:

Výpočet byl proveden stejně jako v případě nosníku N5 v Příloha 11. Zatěžující síly na nosník R_{pn5} známe z předchozího výpočtu nosníku N5. Rozbor silového namáhání nosníku N8 je ekvivalentní k nosníku N7.

Modul průřezu v ohybu profilu byl odečten z CAD.

$$W_{o N7} = 1,2193 * 10^6 \text{ mm}^3$$

Výsledky:

$$R_{pn7} = 83\,102 \text{ N} \quad (2.108)$$

$$M_{o N7} = 35\,124 \text{ Nm} \quad (2.109)$$

$$\sigma_{o N7} = 57,8 \text{ N/mm}^2 \quad (2.110)$$

$$y = -5,99 \text{ mm} \quad (2.111)$$

Materiál je ČSN 11 375.

$$k_{N7} = \frac{Re}{\sigma_{o N7}} = \frac{235}{57,8} = 4,065 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.112)$$

2.6.2 Návrh hnacího ústrojí příčného pojezdu

Pohonná jednotka byla vybrána stejným způsobem jako u podélného pojezdu. Jediný rozdíl ve výběru bylo použití dvou motorů, z důvodu velké rozteče kolových bloků.

Zatížení na jedno kolo:

Vybraná jednotka je: Demag DRS 200

Vstupní data:

Pracovní cykly/den	96
Vzdálenost za cyklus	8 m
Pojezdová rychlost	20 m/min
Vybraný kolový blok Demag DRS 200	
Maximální zatížení jednoho kola	$m_{kmax} = 10\,000 \text{ kg}$
Průměr kola	200 mm

Výběr specifikace kolejnice:

Vybraný typ DIN 536 T1.

- Šířka hlavy 75 mm
- Radius hlavy 500 mm

Výběr motoru kolového bloku:

Vybraný motor a převodovka, parametry v Příloha 9.

Čtyřpólový asynchronní elektromotor:	ZBF 100 A4 B050
• Výkon:	0,6 kW
• Otáčky:	1 315 ot./min
• Jmenovitý moment:	4,4 Nm

• Moment setrvačnosti:	0,0309 kg*m ²
• Brzdňý moment:	8,3 Nm
Převodovka:	AME 30DL
• Převod:	45,5

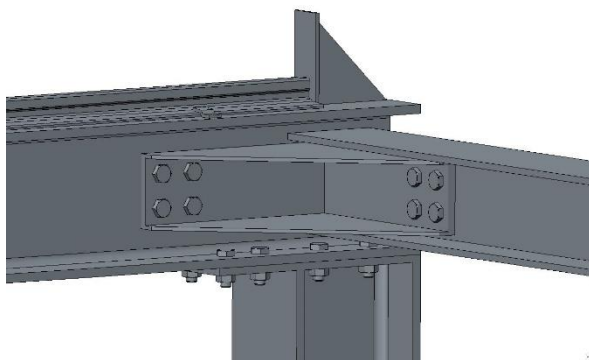
2.7 Návrh pevného rámu

Konstrukce pevného rámu se skládá z tažených profilů, viz Obr. 50. Svislé sloupy profilu HEB 400 jsou zabetonovány v zemi. Nosníky pro kolejnice jsou taktěž profily HEB 400. Konce kolejnice jsou opatřeny zarážkou. Nenosná rozpora mezi nosníky je profil HEB 260. Rozměr šroubů ve šroubových spojích je M30, kromě spojů v zavětrování, kde se nachází rozměr M20.



Obr. 50 Axonometrický pohled na pevný rám

Zavětrování je realizováno rovnoramenným profilem L200 (Obr. 52). Ve vnitřních rozích konstrukce je dále přišroubován vyztužovací trojúhelník. (Obr. 51)

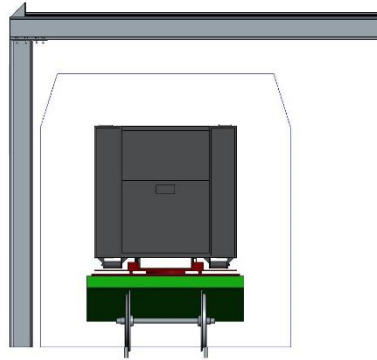


Obr. 51 Detail spojení nosníků



Obr. 52 Detail zavětrování konstrukce

Pevný rám je projektován tak, aby nekolidoval s průjezdním profilem železničního vozu (Obr. 53). Proto u sloupu blíže ke koleji chybí zavětrování. Zatížení by mělo přenést zavětrování na opačné straně. Pokud by tato varianta nedostačovala, další zde nerealizovanou možností je převis nosníku nad sloupem a zavětrování z volné strany.

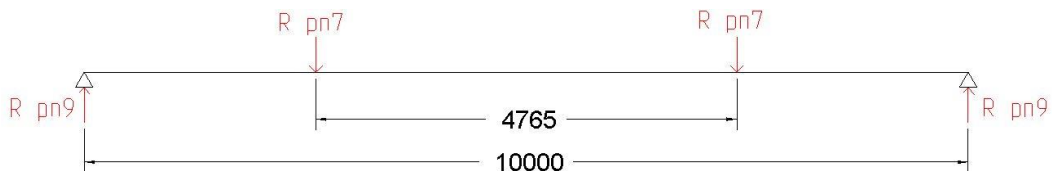


Obr. 53 Průždní profil vzhledem k pevnému rámu

2.7.1 Kontrola nosníků

Výpočet nosníku N9:

Po nosníku N9 pojíždí příčný pojezd. Na Obr. 50 jde o nosník se zavětrováním z jedné strany. Výpočet byl proveden stejně jako v případě nosníku N7, viz Příloha 12. Zatěžující síly jsou symetrické.



Obr. 54 Schéma rozložení sil na nosník N9

Zatěžující síly na nosník R_{pn7} známe z předchozího výpočtu.

Modul průřezu v ohybu profilu byl odečten z CAD.

$$W_{o N7} = 1,2193 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

Výpočet byl proveden v programu Mitcalc.

Výsledky:

$$R_{pn9} = 90\,873 \text{ N} \quad (2.113)$$

$$M_{o N9} = 236\,948 \text{ Nm} \quad (2.114)$$

$$\sigma_{o N9} = 82,3 \text{ N/mm}^2 \quad (2.115)$$

$$y = -5,99 \text{ mm} \quad (2.116)$$

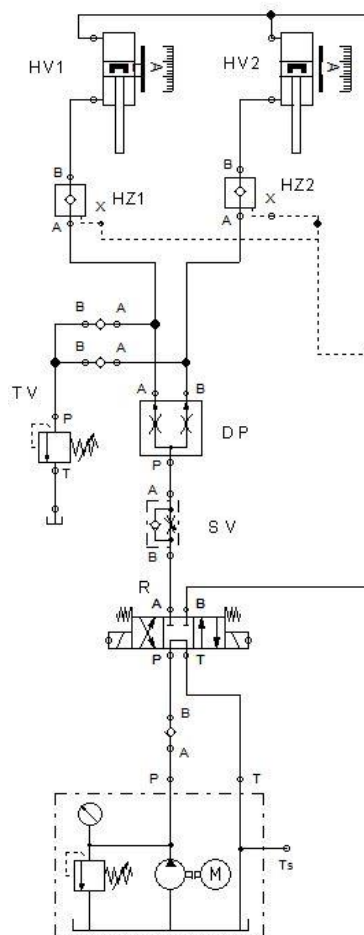
Materiál je ČSN 11 375.

$$k_{N9} = \frac{Re}{\sigma_{o N7}} = \frac{235}{57,8} = 4,065 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (2.117)$$

2.8 Návrh zdvihacího ústrojí

2.8.1 Hydraulické schéma

Hydraulický obvod zvedá spodní část mechanismu tj. kontejner, rám vidlí a L-rám. První operací je zvednutí kontejneru, zde zvedají současně všechny hydraulické válce. Poté je nutné k vyklopení kontejneru jednu stranu válců naklopit. Druhá strana zůstává v horní poloze a L rám se otáčí v patce podélného pojezdu. Po vysypání kontejneru se vysunutá strana válců zasune zpátky do horní polohy. Poslední operace je spuštění spodního rámu do spodní polohy. Každá strana válců má svůj hydraulický obvod. Obvody jsou identické. Toto řešení bylo zvoleno z důvodu velmi komplikovaného schématu pohonu s jedním čerpadlem. Synchronizace válců kolem 5 % [16] by měla v dané aplikaci dostačovat. Pokud by se ukázala v provozu jako nedostatečná, mohla by být nahrazena pokročilejší možností řízení např. servomechanismem. Schéma obvodu znázorňuje Obr. 55. Pohonné prvky hydraulického obvodu jsou umístěny na podélném pojezdu. Břemeno zavěšené na válcích je během přepravy zajištěno hydraulickým zámkem.



Obr. 55 Schéma hydraulického obvodu

Zdroj tlakové kapaliny představuje čerpadlo poháněné asynchronním elektromotorem. Regulací otáček elektromotoru je řízen průtok čerpadla. Hydraulické válce jsou dvoučinné. Z čerpadla proudí kapalina do rozvaděče, který má v nulové poloze

propojen vstup a výstup kapaliny pro odlehčení čerpadla Rozvaděč je ovládán elektromagneticky. Nárůstu tlaku nad určitou kritickou hodnotu brání pojistný ventil.

V případě zvedání kontejneru ze spodní polohy se zapnou obě čerpadla a fungují oba obvody zároveň. Popsána bude funkce jednoho obvodu, jelikož jsou obvody stejné. Pro zvedání válců se rozvaděč R přepne do nekřížené polohy. Kapalina proteče okolo škrťacího ventilu SV a následuje do slučovače průtoku DP. V něm je kapalina rozdělena na dva nestejně velké průtoky dle plochy válců ($HV1 > HV2$). Poté přes otevřené hydraulické zámky HV1, HV2 vteče do válců. Odpadní vedení z pístu do tanku je volné. Tlakový ventil TV vyrovnává polohu pístů v horní úvrati. Při každém zjetí do horní úvrati dojde k synchronizaci pístů.

Spouštění válců probíhá přepnutím R do překřížené polohy. Čerpadlo natlakuje vedení do oblasti nad pístem válce. Díky tlaku v tomto vedení povolí hydraulické zámky HZ1, HZ2 a umožní vytéct kapalině zpod pístu. Protéká poté DP a průtok je omezen ve škrťacím ventilu, kde lze regulovat rychlost spouštění válců. Skrz R odteče do tanku. Oblast nad písty má větší objem než oblast pod pístem a proto spouštění probíhá pomaleji než zvedání. Pro dosažení požadovaného naklonění kontejneru není zapotřebí celá délka zdvihu pístu, proto při výsuvu daném úhlem naklonění je výsuv zastaven. Poloha pístu je snímána indukčním čidlem polohy pístu, jak pro horní úvrať, tak pro vysunutí během naklonění.

Při naklápění dolů kontejneru zůstane jeden obvod nečinný, kapalina v něm protéká skrz R do tanku. V druhém obvodu probíhá spouštění. Při naklápění nahoru se opakuje situace výše zmíněná situace zvedání.

2.8.2 Výpočet parametrů obvodu

Při výpočtu požadovaného průtoku je vycházeno z požadované rychlosti zdvihu a činné plochy hydraulických válců. Hydrogenerátor je poháněn asynchronním elektromotorem. Řízení průtoku je provedeno skrz regulaci otáček elektromotoru. Otáčky elektromotoru jsou řízeny frekvenčním měničem tak, aby zvedání hydraulických válců probíhalo danou rychlostí.

Průtok jednotlivými hydraulickými válci:

$$q_{p1} = S_{\zeta 1} * v_{zd} = 5\,105,1 * 100 = 510\,510 \frac{mm^3}{s} = 0,5105 \text{ l/s} \quad (2.118)$$

$$q_{p2} = S_{\zeta 2} * v_{zd} = 2\,591,8 * 100 = 259\,180 \frac{mm^3}{s} = 0,2592 \text{ l/s} \quad (2.119)$$

Požadovaný průtok v jedné větvi:

$$q_{pc} = q_{p1} + q_{p2} = 0,5105 + 0,2592 = 0,769 \frac{l}{s} = 46,181 \frac{l}{min} \quad (2.120)$$

, kde
 $v_{zd} \left[\frac{mm}{s} \right]$ Rychlost zdvihu kontejneru

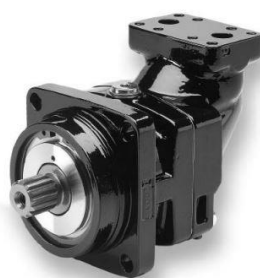
2.8.3 Výběr komponent hydraulického obvodu

2.8.3.1 Hydrogenerátor

Navržený hydrogenerátor je axiální pístový hydrogenerátor s konstantním objemem, viz Obr. 56 Hydrogenerátor Parker F11 Obr. 56.

Tab. 2 Parametry hydrogenerátoru [17]

Hydrogenerátor	Parker	F11-019
Geometrický objem	19	cm ³ /ot.
Rozsah otáček	50-8100	ot./min
Maximální tlak	350	bar
Maximální výkon	32	kW
Hmotnost	11	kg



Obr. 56 Hydrogenerátor Parker F11 [17]

2.8.3.2 Elektromotor

Asynchronní dvoupólový elektromotor s rotorem nakrátko.

Tab. 3 Parametry elektromotoru [18]

Elektromotor	Siemens	1LG4 183-2AA
Počet pólů	2	-
Jmenovité otáčky	2945	ot./min
Výkon	22	kW
Účinnost při 100% zátěži	91,6	-
Účinnost při 100% zátěži	0,86	-
Jmenovitý moment	71	Nm
Hmotnost	145	kg

2.8.3.3 Spojka:

Spojka se nachází mezi hydrogenerátorem a elektromotorem.

Výběr spojky:

Spojka byla vybrána výpočtem dle provozních součinitelů.

$$M_{sp} = M_{\zeta} * S_{\zeta} * S_A * S_L = 75,6 * 1 * 1 * 1 = 75,6 \text{ Nm} \quad (2.121)$$

, kde

S_{ζ} [-] Součinitel teploty

S_A [-] Součinitel vstupu spojky

$S_L [-]$

Součinitel výstupu spojky

Pro tuto aplikaci byla vybrána pružná spojka s vyšším jmenovitým momentem než (2.121). Obrázek spojky viz Obr. 57.

Tab. 4 Parametry spojky [19]

Spojka	Tschan	Nor-Mex E WN0109
Průměr	97	mm
Moment jmenovitý	96	Nm
Moment maximální	500	Nm
Maximální otáčky	5000	ot./min
Průměr vrtání	5542	mm
Hmotnost	3,4	kg


Obr. 57 Pružná spojka Nor-Mex E [19]

2.8.4 Výpočet parametrů pohonné soustavy [17]:

Maximální průtok čerpadla s daným elektromotorem:

$$q_{\check{m}} = \frac{V_g * n_{em\check{c}} * \eta_v}{1000} = \frac{40 * 2945 * 0,95}{1000} = 53,8 \text{ l/min} \quad (2.122)$$

Otáčky hřídele hydrogenerátoru pro požadovaný průtok:

$$n_{\check{r}} = \frac{q_{pc} * 1000}{V_g * \eta_v} = \frac{46,18 * 1000}{19 * 0,95} = 2558,5 \text{ ot./min} \quad (2.123)$$

Otáčky hřídele hydrogenerátoru jsou stejné s otáčkami elektromotoru. Regulace otáček elektromotoru je řízena frekvenčním měničem.

Moment pro pohon čerpadla:

$$M_{\check{c}} = \frac{V_g * p_{\check{c}} * 10}{20 * \pi} = \frac{19 * 25 * 10}{20 * \pi} = 75,6 \text{ Nm} \quad (2.124)$$

Vypočítaný moment pro pohon čerpadla je vyšší než jmenovitý moment u vybraného asynchronního motoru. Avšak tento typ motoru dovoluje momentové přetížení.

Příkon pro pohon čerpadla:

$$P_{\check{c}} = \frac{q_{pc} * p_{\check{c}}}{600 * \eta_c} = \frac{46,18 * 25}{60 * 0,89} = 21,6 \text{ kW} \quad (2.125)$$

, kde

$$V_g \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{ot.}} \right]$$

Geometrický objem čerpadla

$$n_{\check{c} \max} [-]$$

Maximální otáčky čerpadla

$$\eta_v [-]$$

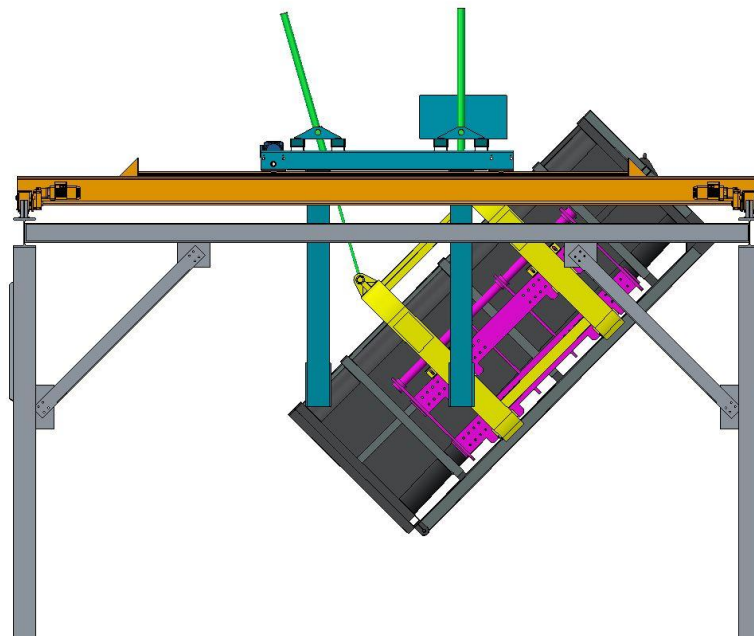
Geometrická účinnost čerpadla

$$\eta_{\check{c}}$$

Celková účinnost čerpadla

3. Rozbor zatížení mechanismu při vysypání kontejneru

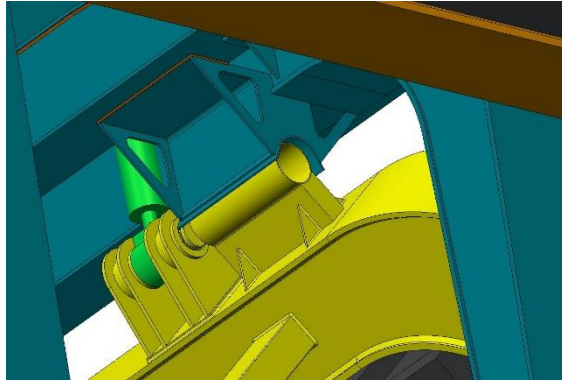
Vzhledem k tomu, že samotný proces vysypání je dynamický proces, u kterého by se obtížně zjišťoval průběh silového působení. Síla závisí na tom při jakém úhlu naklopení a v jakém množství se vysypá odpad. Tyto vlastnosti mohou být v závislosti na složení odpadu proměnlivé. Samotný proces vysypání by probíhal, tak že reakce od vysypajícího se odpadu by byla zachycena v patce. Byla zkoumána v praxi nepravděpodobná situace s plným kontejnerem v úhlu maximálního naklopení, viz Obr. 58. Tento případ je nepravděpodobný, protože při tomto úhlu již je kontejner prázdný. Ale může nastat při opomenutí otevření vrat kontejneru. Vrata kontejneru se sama otevrou a uvolní tak otvor pro vypadnutí odpadu. Pro srovnání je prověřen případ s prázdným kontejnerem v maximálním úhlu.



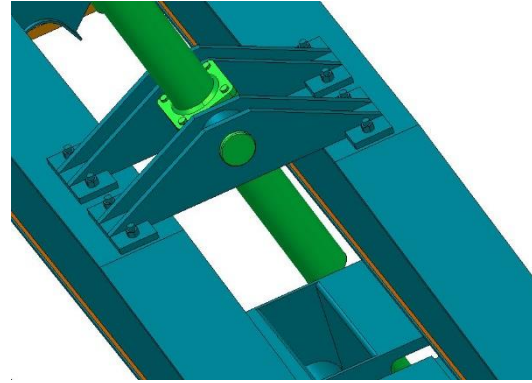
Obr. 58 Boční pohled na vysypací polohu mechanismu

3.1 Popis mechanismu v poloze při vysypání

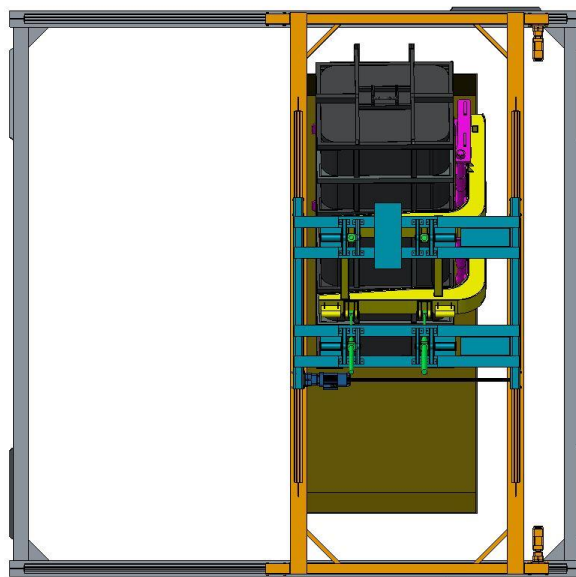
V této poloze je naklopen kontejner, rám vidlí a L rám. Kontejner se v otvorech bokem do vidlí. Které jsou zajištěny v rámu vidlí. Výpočet síly na vidle v této pozici byl již řešen v kapitole 2.3.5. Rám vidlí je uložen v drážce L rámu. L rám je zachycen hydraulickými válci a v patce podélného pojezdu, viz Obr. 59. Nastavení ovládní hydraulického obvodu musí být provedeno omezení výsuvu válce (Obr. 60). Celkový zdvih válce je delší než nutné vysunutí pro naklopení. Při delším vysunutí než je nutné by došlo ke kolizi válce s nosníkem. Příčný a podélný pojezd je vycentrován nad výsypku. Při vyklápění v jiné pozici podélného pojezdu dojde ke kolizi kontejneru a pevného rámu. Proto musí být zajištěno, aby vysypání fungovalo jen v této poloze pojezdu. Na Obr. 61 je vidět mechanismus shora ve vysypací poloze.



Obr. 59 Detail otočného čepu v patce



Obr. 60 Omezení vysýpacího úhlu



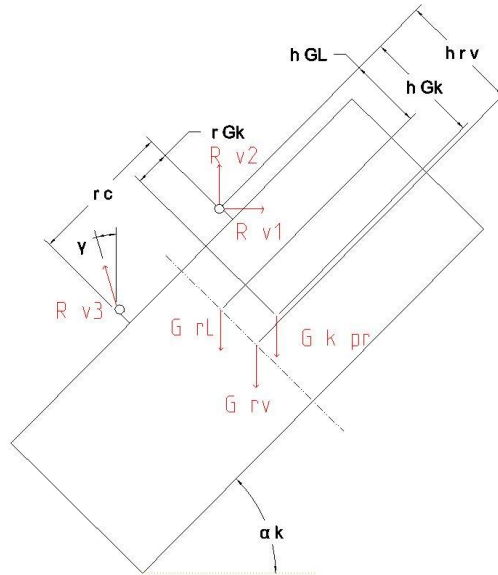
Obr. 61 Horní pohled vysýpací polohu

3.2 Výpočet namáhání mechanismu v krajní poloze

Pro srovnání je zde počítáno se zatížením plného kontejneru a již prázdného.

3.2.1 Při plném kontejneru

Cíl výpočtu je zjistit reakční síly na válce a v patce příčného pojezdu $R_{v1,3}$.



Obr. 62 Schéma zatížení při vysypání plného kontejneru

Rovnice rovnováhy:

$$R_{v1} - R_{v3} = 0 \quad (3.1)$$

$$R_{v2} + R_{v3} * \cos(\gamma) - G_{rL} - G_{k\text{ př}} - G_{rv} = 0 \quad (3.2)$$

$$R_{v2} + R_{v3} * \cos(16) - 1\,625 * 9,81 - 210\,425 - 3\,514 * 9,81 = 0$$

$$\begin{aligned}
 &R_{v3} * (-\cos(\gamma) * r_c * \cos(\alpha_k) - \sin(\gamma) * r_c * \sin(\alpha_k)) \\
 &+ G_{k\text{ př}} * (-\sin(\alpha_k) * h_{Gk} + \cos(\alpha_k) * r_{Gk}) \\
 &+ G_{rL} * \left(-\sin(\alpha_k) * h_{GL} + \cos(\alpha_k) * \frac{r_c}{2}\right) \\
 &+ G_{rv} * \left(-\sin(\alpha_k) * h_{rv} + \cos(\alpha_k) * \frac{r_c}{2}\right) = 0
 \end{aligned} \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned}
 &R_{v3} * (-\cos(16) * 1,975 * \cos(45) - \sin(16) * 1,975 * \sin(45)) \\
 &+ 210\,425 * (-\sin(45) * 1,76 + \cos(45) * 0,454) \\
 &+ 15\,941 * \left(-\sin(45) * 0,98 + \cos(45) * \frac{1,975}{2}\right) \\
 &+ 34\,472 * \left(-\sin(45) * 2,278 + \cos(45) * \frac{1,975}{2}\right) = 0
 \end{aligned}$$

, kde

Výsledné síly:

$$R_{v1} = -36\,603\, N$$

$$R_{v2} = 392\,491\, N$$

$$R_{v3} = -132\,796\, N$$

Výsledné síly ve válci R_{v2} a R_{v3} působí vždy na válec na jedné straně. Záporné znaménka sil znamenají, že ve válci (R_{v3}) i v patce podélného pojezdu (R_{v1}) síla tlačí. Aby se mechanismus naklopil do této polohy, musí do ní být tlačěn hydraulickým válcem.

Reakce R_{v1} je zachycena v patce. Patka je přivařena k příčnému pojezdu a proto snese mnohem větší zatížení než válce. Pro zjištění orientačního zatížení na jednotlivé píсты je nutno tyto hodnoty podělit 2. Těžiště v příčné rovině naklápěného celku není ve středové rovině mezi válci. Síly po tomto přepočtu na jednotlivé válce.

$$\frac{R_{v2}}{2} = 196\,245\,N$$

$$\frac{R_{v3}}{2} = -66\,398\,N$$

Tyto hodnoty sil ve válcích jsou vyšší než návrhové síly v kapitole 2.4.3. Dimenzování pístů je vypočítáno pro velikosti sil $R_{p1} = 91\,895\,N$ a $R_{p2} = 55\,750\,N$. Ovšem tento stav naklonění s plným přetíženým kontejnerem (např. při zavřených vratech) by neměl při provozu nastat. Tato mimořádná situace proto není zahrnuta v návrhu, v kterém je uvažován běžný provoz. Ve vzácných případech, kdy nastane, by měla konstrukce díky koeficientu přetížení 1,3 vydržet.

3.2.2 Při prázdném kontejneru

V této poloze je v praxi předpokládáno, že kontejner bude již vyprázdněný. Naklápěcí mechanismus bude zatěžován pouze vahou samotného kontejneru, rámu vidlí a L rámu. Síly byly vypočteny dle stejného schématu jako v předešlém odstavci, krom rozdílného zatížení. Na Obr. 63 a Obr. 64 jsou pro ilustraci zobrazení mechanismu při vysypání.

Výsledné síly:

$$R_{v12} = -9\,343\,N$$

$$R_{v22} = 112\,426\,N$$

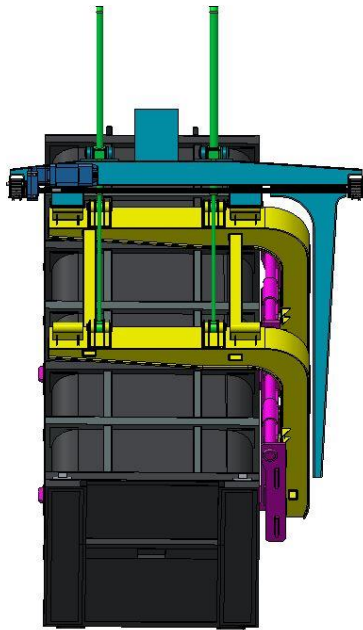
$$R_{v32} = -33\,895\,N$$

Po přepočtu na jednotlivé válce:

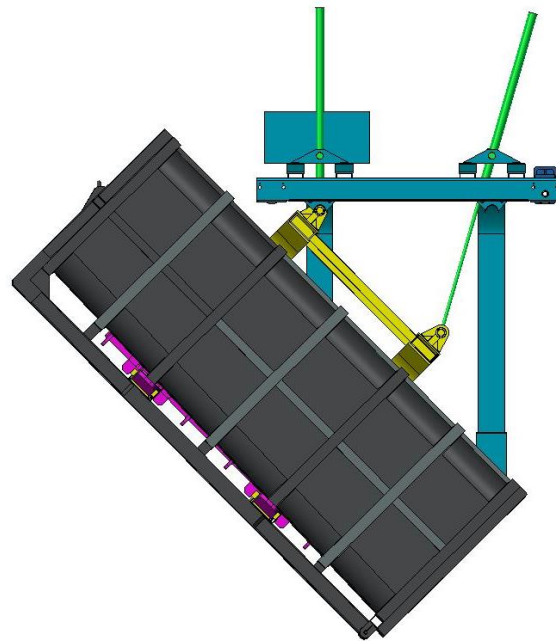
$$\frac{R_{v22}}{2} = 56\,213\,N$$

$$\frac{R_{v32}}{2} = 16\,947\,N$$

Výsledné orientace sil na mechanismus jsou stejné jako v předešlém případě, avšak jsou samozřejmě menší. Po přepočtu na jednotlivé válce jako v předchozím případě vyjde, že síly jsou menší než návrhové $R_{p1,2}$. Mechanismus je tedy schopný fungovat v této poloze.



Obr. 63 Přední pohled na část mechanismu
ve vysypací poloze



Obr. 64 Boční pohled na část mechanismu ve
sklopené pozici

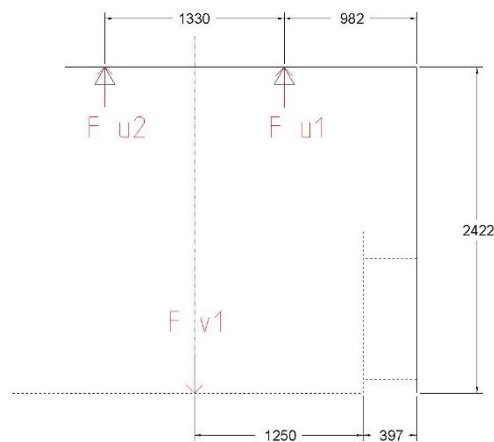
4. Pevnostní kontrola vybraných konstrukčních uzlů

4.1 Pevnostní kontrola L rámu

Pro kontrolu byla vybrána sestava L rámu. Protože tento díl je symetrický je kontrolována jeho polovina. Je v ní možné dobře porovnat analytický výpočet a metodou konečných prvků. L rám je zatěžován silou F_{v1} , která působí na vidle a je přenášena na L rám.

4.1.1 Analytický výpočet

Výpočet byl prováděn dle schématu Obr. 65. Použita byla teorie jednoduchého křivého prutu. Postup výpočtu je dle [20]. Síla působí na rameni a tak vzniká ohybový moment, dalším jejím účinkem je tahová síla ve svislé části L rámu. Součtem těchto složek je vypočten redukovaný moment.



Obr. 65 Schéma silového namáhání L rámu

Statické rovnice rovnováhy:

$$F_{v1} - F_{u1} - F_{u2} = 0 \quad (4.1)$$

Zatížení je symetrické, tedy:

$$F_{v1} = \frac{F_{u1}}{2} = \frac{F_{u2}}{2} \quad (4.2)$$

Nejzatíženější část rámu bude svislá část nosníku. Nastává v ní kombinace napětí od ohybu a tahu.

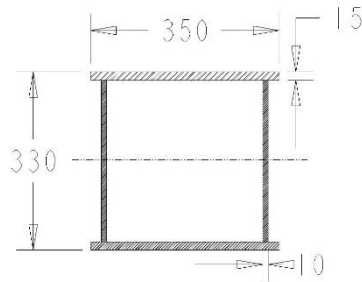
Ohybové napětí:

Moment na L rámu:

$$M_{oL} = F_{v1} * (1,25 * 0,397) = 122\,438 * (1,25 + 0,397) = 201\,656 \text{ Nm} \quad (4.3)$$

Výpočet statických vlastností nosníku:

Rozměry nosníku jsou na Obr. 66.



Obr. 66 Řez L rámem

Plocha průřezu

$$S_L = 2 * (350 * 15) + 2 * (330 - 2 * 15) * 10 = 16\,500 \text{ mm}^2 \quad (4.4)$$

Kvadratický moment:

$$J_{zL} = 2 * (350 * 15) * \left(\frac{315}{2}\right)^2 + 2 * (330 - 2 * 15) * 10 = 3,0548 * 10^8 \text{ mm}^4 \quad (4.5)$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{oL} = \frac{J_{zL}}{\frac{330}{2}} = \frac{305,4788 * 10^6}{\frac{330}{2}} = 1,85139 * 10^6 \text{ mm}^3 \quad (4.6)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_{oL} = \frac{M_{oL}}{W_{oL}} = \frac{201\,656 * 1000}{1,85139 * 10^6} = 108,92 \text{ N/mm}^2 \quad (4.7)$$

Tahové napětí:

$$\sigma_{tL} = \frac{F_{v1}}{S_L} = \frac{122\,438}{16\,500} = 7,42 \text{ N/mm}^2 \quad (4.8)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{redL} = \sigma_{oL} + \sigma_{tL} = 108,92 + 7,42 = 116,34 \text{ N/mm}^2 \quad (4.9)$$

Materiál je 11 503.

Bezpečnost materiálu:

$$Re = 345 \text{ N/mm}^2$$

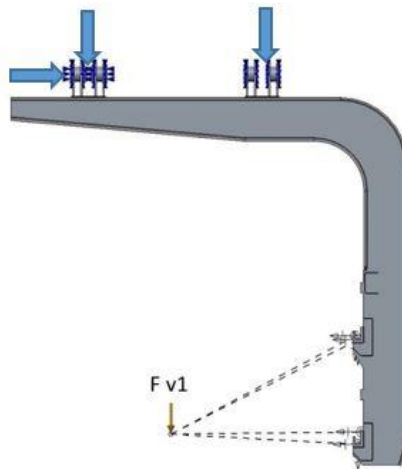
$$k_L = \frac{Re}{\sigma_{redL}} = \frac{345}{116,34} = 2,965 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.10)$$

4.1.2 MKP výpočet

Analýza metodou konečných prvků byla provedena v programu Creo Simulate. Stručný popis metody fungování programu se nachází v kapitole 1.3. Výpočet proběhl metodou Single-Pass adaptive.

4.1.2.1 Okrajové podmínky výpočtu

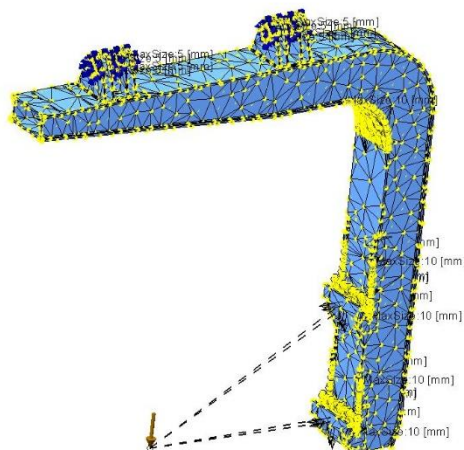
Model pro výpočet byl upraven a zjednodušen, kvůli zjednodušení výpočtu. Provedené změny v modelu nemají vliv na přesnost v místě, které je kontrolováno. Obr. 67 zobrazuje okrajové podmínky výpočtového modelu. Rameno je uloženo ve dvou místech a to v pouzdrech čepů hydraulických válců. Pouzdro čepu nalevo je zavazbeno pevně ve všech osách, pouzdro napravo má povolen pohyb ve vodorovném směru, vazby jsou znázorněny šipkami. Zatížení je modelováno jako síla F_{v1} na rameni. Síla je zavedena do bodu a bod je spojen vazbou Weighted link s U profily, na kterých je posazen rám vidlí. Vazba Weighted link distribuuje vyrovnaně zatížení, lze u ní také nastavit stupně volnosti pohybu daného bodu.



Obr. 67 Okrajové podmínky MKP modelu

4.1.2.2 Vysítování modelu

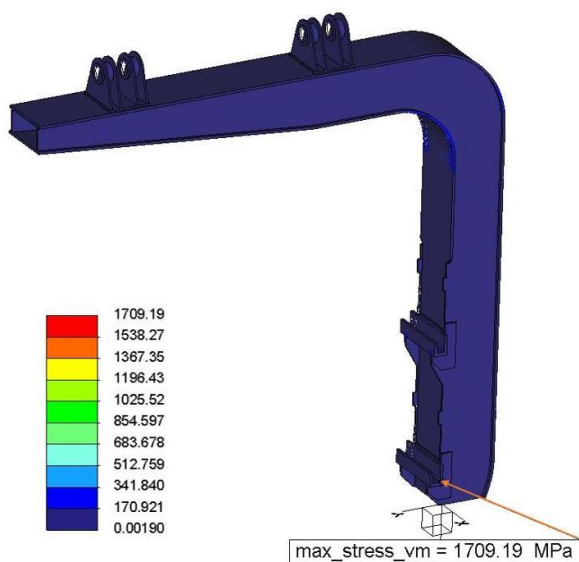
L rám byl modelován jako solid model – prostorové těleso. Vysítování modelu bylo provedeno automaticky programem. Použitá výpočetní metoda programu není až tolik závislá na kvalitě sítě jak bylo zmíněno v kapitole 1.3. Model byl vysítován tetragonálními prvky. Na exponovaných místech modelu byla zjemněna síť. V modelu nejsou modelovány svary, díly jsou spojeny v místech dotyku vazbou bonded (svázání). Na Obr. 68 je znázorněna síť modelu, žluté body představují uzly. V místech, kde bylo provedeno zjemnění sítě, je zřetelná vyšší hustota uzlů než v ostatních částech modelu.



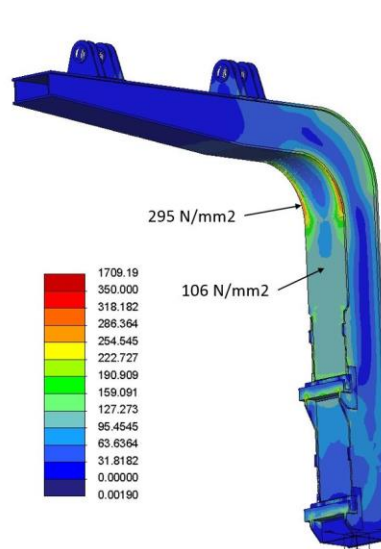
Obr. 68 Vysítovaný model poloviny L rámu

4.1.2.3 Výsledné hodnoty

Z výsledků MKP řešiče potřebujeme získat hlavně hodnoty napětí na zkoumané sestavě. Důležitý údaj, který umožní verifikovat přesnost MKP výpočtu, je srovnání s analytickým výpočtem. Hodnota maximálního napětí na svislé části rámu byla vypočtena dle (4.9), $\sigma_{red L} = 116,3 \text{ N/mm}^2$. Napětí vypočtené MKP dle Obr. 70 v krajním vláknu nosníku je $\sigma_{L mkp} = 106 \text{ N/mm}^2$. Napětí vypočtené analyticky se liší o 9,7 %. Z tohoto důvodu lze uvést, že MKP model odpovídá analytickému výpočtu.



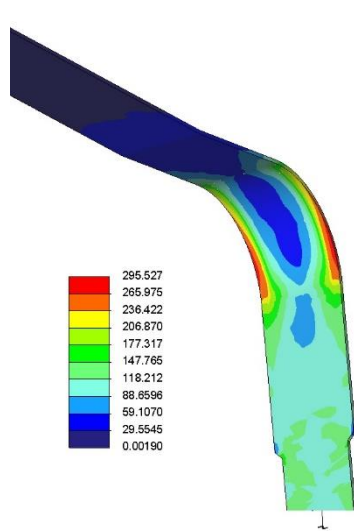
Obr. 69 Výsledné napětí L rámu s plnou stupnicí



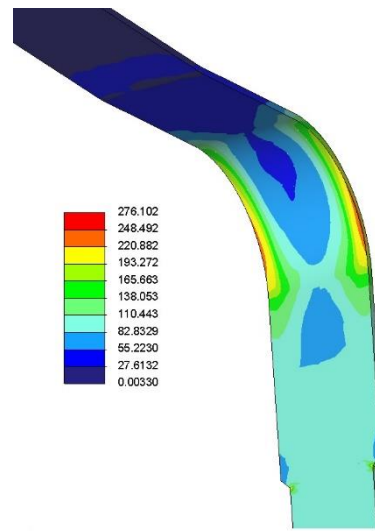
Obr. 70 Výsledné napětí na L rámu s redukovanou stupnicí

Nejvyšší hodnoty napětí dle teorie von Mises (HMH) vyšly v místech dotyku uložení rámu vidlí. Tyto hodnoty se na dotykových hranách dostaly až k 1709 N/mm^2 . Takovéto hodnoty jsou vlastností vazby bonded a není známo, jestli jsou v praxi reálné. Nad rámec srovnání výsledků různých metod výpočtu byla hledána další kritická místa, která nejsou

ovlivněna dotykovým napětím. Z tohoto pohledu byl sledován jako nadměrně namáhaný vnitřní radius mezi svislou a vodorovnou částí. Pro lepší přehlednost proto byla vytvořena další mapa s redukovanou stupnicí hodnoty napětí na mez kluzu materiálu $R_e = 350 \text{ N/mm}^2$, viz Obr. 70.



Obr. 71 Detail kritického místa L rámu,
tloušťka plechu 15 mm



Obr. 72 Detail kritického místa L rámu,
tloušťka plechu 20 mm

Na Obr. 71 je zřetelné, že vyšlo příliš vysoké napětí 295 N/mm^2 vzhledem k mezi kluzu. Proto byla provedena optimalizace konstrukce a byla zvýšena tloušťka plechu z 15 mm na 20 mm. Tato optimalizace se projevila snížením napětí na 245 N/mm^2 . Maximální hodnota napětí v legendě na Obr. 72 není vidět na tomto detailu.

Dále by mohla být provedena analýza celého L rámu, kde by mohl být posouzen vliv spojené konstrukce obou L prutů. Například do jaké míry je celý rám schopen přenést asymetrické zatížení.

5. Závěr

V úvodu práce byly shrnuty krátce druhy kombinované přepravy kamion - železnice. Dalším bodem byla charakteristika přepravního systému s odvalovacími kontejnery ACTS. Byl rozebrán princip manipulace s kontejnery. Dále byly uvedeny specifikace jednotlivých složek systému. Z těchto základních údajů bylo vycházeno v návrhové části.

Cíl práce byl navrhnout zařízení pro vysypání kontejnerů z železničního podvozku. S kontejnerem je manipulováno pomocí paletizačních vidlí. Mechanismus musí být schopný vyklápění kontejneru pod úhlem 45° na obě strany. Pro správnou funkci mechanismu je nutné, aby stroj umožňoval pohyb s kontejnerem ve třech směrech. Rozměry konstrukce stroje musí respektovat průřezný železniční profil. Nosnost mechanismu byla navrhována s přihlédnutím k provozu v těžkých podmínkách na přetížený kontejner o hmotnosti 21 tun.

Mechanismus se skládá z několika podsestav a těmi jsou rám vidlí, L rám, podélný pojezd, příčný pojezd, hydraulické válce a pevný rám. Návrh postupoval od výpočtu zatížení vidlí, přes výpočet zatížení rámu vidlí. Dále bylo postupováno výpočtem sil v hydraulických válcích. Z toho vycházel návrh parametrů hydraulických válců a dimenzování jejich čepů. Následoval rozbor zatížení nosníků podélného a příčného pojezdu. U podélného pojezdu bylo dimenzováno opěrné rameno. Podle provozních parametrů bylo navrženo pohonné ústrojí podélného pojezdu skládající se z elektromotoru a převodovky. U příčného pojezdu byly zkontrolovány nosníky. Konstrukce pevného rámu byla navržena tak, aby splňovala pevnostní a prostorové nároky. Posledním bodem návrhu stroje byl návrh zdvihacího ústrojí hydraulického obvodu. Jeho výhodou spočívá v možnosti sklápět i zvedat kontejner. Byly vypočítány parametry hydraulického obvodu a vybrán elektromotor s čerpadlem.

V kapitole rozbor zatížení mechanismu ve vysypací poloze jsem analyzoval mechanismus ve dvou stavech. První stav bylo naklopení s plným kontejnerem. V tomto stavu dojde ke zvýšenému namáhání konstrukce než je návrhový výpočet. Ale nejedná se o běžný provozní stav. Druhým případem byl již vyprázdňovaný kontejner. Zatížení mechanismu je menší než návrhové a proto je mechanismus schopný fungovat v této poloze.

V posledním bodě osnovy jsem provedl pevnostní výpočet zjednodušeného modelu otočného rámu. Nejprve jsem nahradil model křivým prutem a potom analyticky spočítal místo největšího namáhání. Dále jsem v MKP softwaru namodeloval okrajové podmínky. Výsledné napětí z MKP jsem zhodnotil a srovnal s analytickým výpočtem. Ve vybraném místě došlo k odchylce o 9,7 %. Podle MKP by docházelo ovšem v kritickém místě k přílišnému namáhání a proto jsem provedl drobnou optimalizaci konstrukce.

Návrh mechanismu by ovšem mohl posloužit k usnadnění vysypání kontejnerů v místech s velkým objemem nákladu (typicky spalovny). Cíl práce bylo navrhnout alternativu, k přesouvání kontejnerů pomocí vysokozdvižných vozíků. Výhodou tohoto mechanismu by bylo zvládnutí větších objemů nákladů při menší investici. Nevýhodou je daná jednoúčelovost mechanismu. Všechny body zadání byly provedeny a cíl návržení vysypacího mechanismu byl splněn.

Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbol	Jednotka	Význam
m_k př	kg	Hmotnost přetíženého kontejneru
G_k př	kN	Gravitační síla přetíženého kontejneru
$F_{v1,2}$	N	Svislá síla na vidle
r_k př	m	Vzdálenost těžiště kontejneru od bodu rotace
r_v	m	Rozteč vidlí
M_{ov}	Nm	Moment ve vidli
W_{ov}	m^3	Průřezový modul v ohybu vidle
σ_{ov}	N/mm^2	Maximální napětí ve vidli
l_v	m	Vzdálenost těžiště na vidli
b_v	m	Šířka průřezu vidle
h_v	m	Výška průřezu vidle
σ_{dv}	N/mm^2	Dovolené napětí ve vidli
R_{vx}	N	Vodorovná reakce od vidle
R_{vy}	N	Svislá reakce od vidle
$r_{h1,2}$	m	Vzdálenost reakce
R_{v2}	N	Reakce v uložení vidle
M_{ot}	Nm	Napětí v nosné tyči vidlí
l_t	m	Vzdálenost od uložení nosné tyče
W_{ot}	m^3	Modul průřezu v ohybu nosné tyče
d_t	mm	Průměr nosné tyče
σ_{ot}	N/mm^2	Maximální napětí v tyči
Re	N/mm^2	Mez kluzu
$F_{vk1,2}$	N	Kolmá síla na vidli při naklopení
F_b	N	Boční síla na vidli
α_k	$^\circ$	Úhel naklopení
r_k př	m	Rameno těžiště kontejneru
v_t	m	Výška těžiště kontejneru
$F_{s1,2}$	N	Síla na uložení vidlí
$r_{s1,2}$	N	Rameno uložení vidlí
Q_s	N	Osová síla ve šroubu
f_s	–	Součinitel tření deska – rám vidlí
d_3	mm	Plný průměr šroubu
σ_s	N/mm^2	Napětí ve šroubu
k_s	–	Bezpečnost šroubu
a	mm	Tloušťka svaru

Symbol	Jednotka	Význam
$R_{p1,2,3,4}$	N	Síly v pístu
G_{rL}	N	Gravitační síla L rámu
G_{rv}	N	Gravitační síla rámu vidlí
r_p	N	Rozteč hydraulických válců
$r_r L$	m	Rameno těžiště L rámu od střední roviny
$r_r v$	m	Rameno těžiště rámu vidlí od střední roviny
$M_o \text{ } \check{c}pd$	Nm	Moment na čepu hydraulického válce
$l_{\check{c}d}$	m	Délka čepu hydraulického válce
$W_o \text{ } \check{c}pd$	m^3	Modul průřezu v ohybu hydraulického válce
$\sigma_o \text{ } \check{c}pd$	N/mm^2	Maximální napětí v čepu hydraulického válce
$\tau_{\check{c}pd}$	N/mm^2	Smykové napětí v čepu hydraulického válce
$d_{\check{c}d}$	mm	Průměr čepu hydraulického válce
$\tau_d \text{ } \check{c}p$	N/mm^2	Dovolené smykové napětí v čepu
$\sigma_{dt} \text{ } \check{c}pd$	N/mm^2	Tlak na čep hydraulického válce
$l_a \text{ } \check{c}pd$	mm	Aktivní délka čepu hydraulického válce
$\sigma_p \text{ } dov$	N/mm^2	Dovolené napětí v pístnici
$\sigma_{pt1,2}$	N/mm^2	Napětí v pístnici
$d_{pt1,2}$	mm	Průměr pístnice
$d_{vp1,2}$	mm	Vnitřní průměr válce
$D_{p1,2}$	mm	Vnější průměr válce
$F_{pk1,2}$	N	Síla vyvozená pístem při pracovním tlaku
$p_{\check{c}er}$	MPa	Pracovní tlak čerpadla
$s_{p1,2}$	mm	Tloušťka stěny válce
$\sigma_o \text{ } p1,2$	N/mm^2	Napětí na dně hydraulického válce
$\sigma_r \text{ } r \text{ } p1,2$	N/mm^2	Radiální napětí na vnitřním poloměru válce
$\sigma_r \text{ } R \text{ } p1,2$	N/mm^2	Radiální napětí na vnějším poloměru válce
$\sigma_t \text{ } r \text{ } p1,2$	N/mm^2	Tečné napětí na vnitřním poloměru válce
$\sigma_t \text{ } R \text{ } p1,2$	N/mm^2	Tečné napětí na vnějším poloměru válce
$\sigma_{sv1,2}$	N/mm^2	Napětí ve svaru hydraulického válce
$a_{sv1,2}$	mm	Šířka svaru hydraulického válce
$\tau_{sv1,2}$	N/mm^2	Smykové napětí ve svaru hydraulického válce
$\alpha_{\tau \perp}$	–	Součinitel čelního koutového svaru
$M_o \text{ } \check{c}ph$	Nm	Ohybový moment v horním čepu válce
$l_{\check{c}h}$	mm	Délka horního čepu válce
$W_o \text{ } \check{c}ph$	mm^3	Modul průřezu v ohybu horního čepu válce

Symbol	Jednotka	Význam
$\sigma_{o\ \check{c}ph}$	N/mm^2	Ohybové napětí v horním čepu válce
$\tau_{\check{c}ph}$	N/mm^2	Smykové napětí v horním čepu válce
$S_{\check{c}ph}$	mm^2	Plocha průřezu horního čepu válce
$\sigma_c\ \check{c}p$	N/mm^2	Kombinované napětí v horním čepu válce
$\sigma_d\ \check{c}p$	N/mm^2	Dovolené napětí v čepu
$\sigma_{at}\ \check{c}ph$	N/mm^2	Tlak na horním čepu válce
l_{ph}	mm	Délka pouzdra horního čepu
$M_{o\ n}$	Nm	Moment na pouzdru horního čepu
$W_{o\ ph}$	mm^3	Modul průřezu v ohybu pouzdra horního čepu
$\sigma_{o\ ph}$	N/mm^2	Ohybové napětí pouzdra horního čepu
$R_{kn1...8}$	N	Reakce v uložení nosníků
$M_{o\ N1...9}$	Nm	Maximální moment v nosníku
$\sigma_{o\ N1...9}$	N/mm^2	Maximální ohybové napětí v nosníku
y	mm	Maximální průhyb nosníku
$k_{N1...8}$	–	Bezpečnost nosníku
m_{rv}	kg	Hmotnost rámu vidlí
m_{rL}	kg	Hmotnost L rámu
m_{ko}	kg	Hmotnost podélného pojezdu
m_{k1}	kg	Zatížení na jedno kolo podélného pojezdu, bez kontejneru
m_{k2}	kg	Zatížení na jedno kolo pod. pojezdu, kontejner plný
m_{k3}	kg	Zatížení na jedno kolo pod. pojezdu, kontejner prázdný
m_{kmax}	kg	Maximální zatížení na jedno kolo pod. pojezdu
t_{sddp}	min	Střední doba denního provozu motoru pod. pojezdu
l_{vzc}	m	Dráha pojezdu/cyklus podélného pojezdu
v_{po}	m/min	Rychlost pojezdu podélného pojezdu
n_{cd}	–	Počet cyklů mechanismu/den
k_{zk}	–	Koeficient zátěže podélného pojezdu
F_w	N	Odporová síla pojezdu
f_{roll}	N/t	Koeficient odporu
μ_G	–	Součinitel valivého tření
α_s	rad	Natočení kolejniče
η_{pk}	–	Celková účinnost pohonné jednotky pod. pojezdu
a_k	m/s^2	Zrychlení podélného pojezdu
F_a	N	Rozjezdová síla

Symbol	Jednotka	Význam
A_M	–	Počet hnacích motorů
m_{MH}	kg	Redukovaná hmotnost na motor, rozběh
η_{pk}	–	Účinnost pohonu podélného pojezdu
m_M	kg	Redukovaná hmotnost na motor
J_{mot}	$kg * m^2$	Moment setrvačnosti motoru
n_m	$ot./min$	Otáčky motoru podélného pojezdu
m_{Br}	kg	Redukovaná hmotnost na motor, zpomalování
M_{BR}	Nm	Brzdný moment brzdy motoru
J_{load}	$kg * m^2$	Redukovaný moment setrvačnosti hmotnosti zátěže na hřídel motoru
J_{tot}	$kg * m^2$	Celkový moment setrvačnosti
M_L	Nm	Zátěžný moment na brzdu
W_R	J	Třecí energie na brzdný cyklus
Δn	$ot./min$	Změna otáček při brzdění
t_d	h	Pracovní doba za den
n_c	–	Počet startů za cyklus
$W_{o\ op}$	mm^3	Modul průřezu v ohybu opěrného ramene
F_{op}	N	Maximální síla na opěrné rameno
$\sigma_{d\ op}$	N/mm^2	Dovolené napětí v opěrném rameni
$r_{op1,2,3}$	m	Ramena síly na opěrném rameni
Q_{ops}	N	Osová síla ve šroubu opěrného ramene
$d_{3\ ops}$	mm	Průměr šroubu opěrného ramene
$\sigma_{d\ ops}$	N/mm^2	Dovolené napětí ve šroubu opěrného ramene
F_{k1}	N	Kolová síla na nosník příčného pojezdu
$q_{p1,2}$	l/s	Průtok hydraulickými válci
q_{pc}	l/s	Celkový požadovaný průtok
v_{zd}	mm/s	Rychlost zdvihu kontejneru
M_{sp}	Nm	Návrhový moment spojky
S_ζ	–	Součinitel teploty spojky
S_A	–	Součinitel vstupu spojky
S_L	–	Součinitel výstupu spojky
$q_{\check{c}\ m}$	l/min	Max. průtok čerpadla s daným elektromotorem
V_g	cm^3	Geometrický objem čerpadla
η_v	–	Objemová účinnost čerpadla
$n_{\check{c}\ ř}$	$ot./min$	Otáčky čerpadla pro daný průtok
$M_{\check{c}}$	Nm	Moment pro pohon čerpadla

Symbol	Jednotka	Význam
$P_{\check{c}}$	kW	Příkon elektromotoru pro pohon čerpadla
η_c	—	Celková účinnost čerpadla
$R_{v1,2,3}$	N	Reakce v uložení při vysypání plného kontejneru
γ	$^\circ$	Úhel natočení válce při vysypání
h_{Gk}	m	Rameno síly G_k př
r_{Gk}	m	Rameno síly G_k př
h_{GL}	m	Rameno síly G_{rL}
h_{rv}	m	Rameno síly G_{rL}
$R_{v12,22,32}$	N	Reakce v uložení při vysypání prázdného kontejneru
$F_{u1,2}$	N	Síly v uložení L rámu
M_{oL}	Nm	Ohybový moment v L rámu
S_L	mm^2	Plocha průřezu L rámu
J_{zL}	mm^4	Kvadratický moment L rámu
W_{oL}	mm^3	Modul průřezu v ohybu L rámu
σ_{oL}	N/mm^2	Ohybové napětí v L rámu
σ_{tL}	N/mm^2	Tahové napětí v L rámu
σ_{redL}	N/mm^2	Redukované napětí v L rámu
k_L	—	Bezpečnost k mezi kluzu L rámu
σ_{Lmkp}	N/mm^2	Redukované napětí z MKP výpočtu

ZKRATKY

ACTS	Abroll container transport system
MKP	Metoda konečných prvků

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] WOXENIUS, Johan. *Intermodal Transshipment Technologies - an Overview: Development of Small-Scale Intermodal Freight Transportation in a Systems Context*. Göteborg, 1998. Disertační.
- [2] J, Novák. *Kombinovaná přeprava*. 2. vyd. Praha: Institut Jana Pernera, o.p.s., 2006. ISBN 80-86530-32-9.
- [3] Container moving systems. *Werner Weber* [online]. Wien: WERNER & WEBER, 2016 [cit. 2017-02-17]. Dostupné z: <http://www.werner-weber.com/en/compactors/container-traversing-systems>
- [4] Tatra Phoenix Euro 6. *Prospekty* [online]. Kopřivnice: Tatra, 2014 [cit. 2017-01-18]. Dostupné z: <http://www.tatra.cz/underwood/download/files/tatra-phoenix-euro6-6x6-hakovy-nakladac.pdf>
- [5] Konstrukce a popis hákových nosičů kontejnerů HYVALIFT. *Hákové nosiče kontejnerů* [online]. Říčany: Hyva CS, 2005 [cit. 2017-01-17]. Dostupné z: http://www.hyva.cz/index.php?lang=cz&sec=adv_redaction&r_cat=10&s_cat=89&title_string=Hákové+nosiče+kontejnerů
- [6] STANKO, Martin. *Systém přepravy kontejnerů ACTS*. Pardubice, 2012. Bakalářská. UPCE Dopravní fakulta Jana Pernera. Vedoucí práce Jaromír Široký.
- [7] Slps speciální čtyřnápravový vůz. *Parostroj* [online]. -: Michal Kozuk, 2014 [cit. 4.1.2017]. Dostupné z: <https://www.parostroj.net/katalog/nv/formular.php3?ind=109>
- [8] PLÁŠEK, Otto. *Úvod do železničních staveb*. Brno, -. Dostupné také z: http://www.fce.vutbr.cz/zel/plasek.o/studium/5_zeleznice_uvod.pdf
- [9] HRUBEŠOVÁ, Eva. Modelování v geotechnice – Metoda konečných prvků. In: *Geotechnici* [online]. Ostrava: VŠB TU Ostrava, 2012 [cit. 2017-06-22]. Dostupné z: <http://www.geotechnici.cz/wp-content/uploads/2012/08/06-metoda-konecnych-prvku.pdf>
- [10] SHORT, Ken. *Adaptivity methods in Pro/Mechanica Structure*. 140 Kendrick Street, Needham, USA, -. Dostupné také z: <https://www.tu-chemnitz.de/mb/MHT/SAXSIM/pdf/archiv/PTC%20Ken%20Short%20-%20Adaptivity%20methods%20in%20ProMechanica%20Structure.pdf>
- [11] ČSN ISO 2328, *Zdvižné vidlicové vozíky- Ramena vidlice závěsného typu a zdvihací desky - Připojovací rozměry*. První. Praha: Český normalizační institut, 1997.
- [12] Fork Guide 2013. *Bolzoni Auramo Forks* [online]. Piacenza, Italy: Bolzoni Auramo, 2013 [cit. 2017-06-12]. Dostupné z: http://www.bolzoni-auramo.com/admin/uploads/BA_Forks_en_3.pdf



- [13] HYNEK, Martin. *Hydraulický lis analytický výpočet: Výpočtová zpráva*. První. Fakulta strojní, ZČU Plzeň, 2014. Dostupné také z: http://kks.zcu.cz/export/sites/kks/projekty-ver-fin/OPVK_PU/KA_08_publicace/KA08.01_HYDRAULICKY_LIS_ANALYTICKY_VYPOCET.pdf
- [14] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. První. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 9788001017012, 800101701X.
- [15] TEREX MHPS GMBH, . *Demag DRS wheel block system*. Wetter, SRN, 2017. Dostupné také z: <http://www.demagcranes.com/Drives/Wheel-range/DRS-wheel-block-system>
- [16] CASEY, Brendan a Marian TUMARKIN. *How to Synchronize Hydraulic Cylinders*. 1. West Perth, Austrálie, 2006. Dostupné také z: <http://www.sawyersystemsllc.com/sites/all/themes/sawyer/Guide%20to%20Synchronizing%20Cylinders.pdf>
- [17] Hydraulic motor/pump. In: *AXIAL PISTON FIXED MOTORS - SERIES LARGE FRAME F12* [online]. Parkerova 623, Klecany: Parker Hannifin Czech Republic s.r.o., 2017 [cit. 2017-06-17]. Dostupné z: http://www.parker.com/literature/PMDE/Catalogs/Fixed_Motors/F11_F12/HY30-8249-UK.pdf
- [18] Nízkonapěťové elektromotory: Trojfázové asynchronní motory s rotorem nakrátko. In: *Elektromotory Siemens* [online]. Evropská 33, Praha 6: Siemens s.r.o., - [cit. 2017-06-22]. Dostupné z: <http://www.elektromotory-siemens.cz/upload/File/katalog-elektromotoru-1lg4-1lg6-0605-k15-cz.pdf>
- [19] Elastische Klauenkupplungen. In: *NOR-MEX pružné spojky* [online]. Neunkirchen, SRN: TSCHAN GMBH, 2016 [cit. 2017-06-15]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/files/doc/nor-mex.pdf>
- [20] ŘEZNÍČEK, Jan a Jitka ŘEZNÍČKOVÁ. *Pružnost a pevnost v technické praxi: Příklady II*. První. Praha: Česká technika, 2006. ISBN 80-01-03584-0.
- [21] TEREX MHPS GMBH, . *Demag geared motors*. Wetter, SRN, 2017. Dostupné také z: <http://www.demagcranes.com/Drives/Geared-motors>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Postup naložení řetězovým zvedačem [1]	2
Obr. 2 Postup naložení hákovým nosičem [1]	3
Obr. 3 Operační postup překládky [1]	5
Obr. 4 Upravený kontejner ACTS s otvory na vidle.....	7
Obr. 5 Lisovací stanice s kontejnery [3]	8
Obr. 6 Konstrukce hákového nosiče [5].....	9
Obr. 7 Typový výkres železničního vozu SPLS 595 [7].....	10
Obr. 8 Mechanismus rozpory [6]	11
Obr. 9 Palcový zámek [6]	11
Obr. 10 Železniční průjezdný profil Z-GC [8].....	11
Obr. 11 Pohled na celkovou sestavu vysýpacího stroje.....	14
Obr. 12 Zobrazení celku vysýpacího mechanismu, 1. Železniční vůz s rámy, 2. Výsypka, 3. Kontejner, 4. Rám vidlí, 5. L rám, 6. Podélný pojezd, 7. Hydraulické válce, 8. Příčný pojezd, 9. Pevný rám.....	15
Obr. 13 Popis detailu stroje	16
Obr. 14 Pracovní sekvence mechanismu	17
Obr. 15 Patky čepu podélného pojezdu	18
Obr. 16 Axonometrický pohled na celkovou sestavu	18
Obr. 17 Rám vidle axonometrický pohled	19
Obr. 18 Detail čepu tyče a uložení rámu vidle	19
Obr. 19 Rám vidle pohled zezadu	19
Obr. 20 Schéma rozložení sil na vidle	20
Obr. 21 Schéma silové rovnováhy na vidli.....	21
Obr. 22 Schéma naklopení rámu	23
Obr. 23 Znázornění uložení vidlí	24
Obr. 24 Schéma sil působících na šrouby při naklopení	24
Obr. 25 L rám v axonometrickém pohled	25
Obr. 26 Detail uložení rámu vidlí	25
Obr. 27 Schéma zatížení a sil v hydraulických válcích.....	26
Obr. 28 Schéma rozložení sil v pístech	26
Obr. 29 Detail spodního čepu hydraulického válce	27
Obr. 30 Schéma hlavních rozměrů hydraulického válce.....	29
Obr. 31 Detail svaru a čepu válce	31
Obr. 32 Provedení svaru na hydraulickém válci 1	31
Obr. 33 Schéma řezu horního čepu	32
Obr. 34 Axonometrický pohled na podélný pojezd	33
Obr. 35 Boční pohled podélný pojezd	33
Obr. 36 Dosedací drážky	33
Obr. 37 Detail uložení motoru	34
Obr. 38 Detail uložení kolového bloku	34
Obr. 39 Pouzdro horního čepu	34
Obr. 40 Detail uložení horního čepu.....	34
Obr. 41 Schéma sil na příčné nosníky N1, N2	35
Obr. 42 Rozměry a zatížení příčného nosníku podélného pojezdu N1.....	35
Obr. 43 Schéma sil na podélné nosníky N3, N4.....	36
Obr. 44 Schéma sil a zatížení podélného nosníku podélného pojezdu N3	37
Obr. 45 Schéma působení sil na opěrné rameno	42
Obr. 46 Axonometrický pohled na příčný pojezd	43
Obr. 47 Detail rohu příčného pojezdu	43
Obr. 48 Schéma zatížení příčného pojezdu	44
Obr. 49 Schéma sil příčné nosníky N5, N6.....	44
Obr. 50 Axonometrický pohled na pevný rám.....	46

Obr. 51 Detail spojení nosníků	46
Obr. 52 Detail zavětrování konstrukce	46
Obr. 53 Průjezdň profil vzhledem k pevnému rámu	47
Obr. 54 Schéma rozložení sil na nosník N9	47
Obr. 55 Schéma hydraulického obvodu	48
Obr. 56 Hydrogenerátor Parker F11 [17]	50
Obr. 57 Pružná spojka Nor-Mex E [19]	51
Obr. 58 Boční pohled na vysýpací polohu mechanismu	53
Obr. 59 Detail otočného čepu v patce	54
Obr. 60 Omezení vysýpacího úhlu	54
Obr. 61 Horní pohled vysýpací polohu	54
Obr. 62 Schéma zatížení při vysýpání plného kontejneru	55
Obr. 63 Přední pohled na část mechanismu ve vysýpací poloze	57
Obr. 64 Boční pohled na část mechanismu ve sklopené pozici	57
Obr. 65 Schéma silového namáhání L rámu	58
Obr. 66 Řez L rámem	59
Obr. 67 Okrajové podmínky MKP modelu	60
Obr. 68 Vysíťovaný model poloviny L rámu	61
Obr. 69 Výsledné napětí L rámu s plnou stupnicí	61
Obr. 70 Výsledné napětí na L rámu s redukovanou stupnicí	61
Obr. 71 Detail kritického místa L rámu, tloušťka plechu 15 mm	62
Obr. 72 Detail kritického místa L rámu, tloušťka plechu 20 mm	62

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Parametry hydraulických válců	31
Tab. 2 Parametry hydrogenerátoru [17].....	50
Tab. 3 Parametry elektromotoru [18]	50
Tab. 4 Parametry spojky [19].....	51

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 Výpočet v MITCALC nosník N1.....	1
Příloha 2 Výpočet v MITCALC nosník N2.....	1
Příloha 3 Výpočet v MITCALC nosník N3.....	2
Příloha 4 Zátěžné spektrum motoru [15]	2
Příloha 5 Výběr blokové jednotky [15]	3
Příloha 6 Zatěž blokové jednotky při dané rychlosti [15]	3
Příloha 7 Graf počtu brzdných cyklů za hodinu [15].....	4
Příloha 8 Specifikace motoru ZBF 90 B2 [21].....	4
Příloha 9 Specifikace motoru ZBF 100 A4 [21].....	4
Příloha 10 Výpočet v MITCALC nosník N5.....	5
Příloha 11 Výpočet v MITCALC nosník N7.....	5
Příloha 12 Výpočet v MITCALC nosník N9.....	6
Příloha 13 Výkres sestavy	6
Příloha 14 Model sestavy.....	6

Příloha 1 Výpočet v MITCALC nosník N1

Přímé nosníky s konstantním průřezem

i Výpočet bez chyb, ii Informace o projektu

7 Kapitola vstupních parametrů

1.0 Tvar, rozměry a zatížení nosníku

1.1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kN...)

1.2 Ukončení nosníku vlevo: B. Podpora

1.3 Počet podpor mezi: 0

1.4 Ukončení nosníku vpravo: B. Podpora

1.5 Póle nosníku číslo: **L1**

L	5080,000	2540,0	64516,0	645,2	645,2	[mm]
Q	0,000	0,175	0,000	0,031	0,000	[N/mm]
Souřadnice počátku póle	3830,0	8910,0	11450,0	75966,0	76611,2	[mm]

1.6 Dĺžka póle nosníku

1.7 Spojité zatížení

1.8 Souřadnice počátku póle

1.9 Zatížení nosníku

Skl	F (N)	a (mm)	b (mm)	M (Nm)
Skl F1 / Moment M1	840,0	13237,5	0,0	0,0
Skl F2 / Moment M2	1090,0	13237,5	0,0	0,0
Skl F3 / Moment M3	2171,0	22923,8	0,0	0,0
Skl F4 / Moment M4	2421,0	22923,8	0,0	0,0
Skl F5 / Moment M5	0,0	0,0	0,0	0,0
Skl F6 / Moment M6	0,0	0,0	0,0	0,0
Skl F7 / Moment M7	0,0	0,0	0,0	0,0
Skl F8 / Moment M8	0,0	0,0	0,0	0,0
Skl F9 / Moment M9	0,0	0,0	0,0	0,0
Skl F10 / Moment M10	0,0	0,0	0,0	0,0
Skl F11 / Moment M11	0,0	0,0	0,0	0,0
Skl F12 / Moment M12	0,0	0,0	0,0	0,0

1,10 Zatížení vlastní vahou: Ano

1,11 Další vstupní póle pro skl:

2.0 Statické hodnoty profilu a materiálové hodnoty nosníku

2.1 Profil nosníku: 41_IPE (Euronorm 19-57)

2.2 Typ profilu: IPE 80

2.3 Rozměr profilu: IPE 80

2.4 Uživatelské parametry profilu: Ano

2.5 Počet nosníků vedle sebe: 1

2.6 Plocha: 8320 [mm²]

2.7 Kvadratický moment k ose x: 104677000 [mm⁴]

2.8 Průřezový modul v ohybu: 721910 [mm³]

2.9 Materiál nosníku: Konstruktivní ocel EC 3 EN 10025-2 Fe 360 (S10000)

2.10 Seznam materiálů: 7850,0 [kg/m³]

2.11 Hustota: 210000 [MPa]

2.12 Modul pružnosti v tahu: 141 [MPa]

2.13 Dovolené napětí v ohybu

7 Kapitola výsledků

3.0 Výsledky výpočtu

R1	R2				
40505,38	35818,37				[N]

3.1 Číslo podpory zleva

3.2 Reakce v podporách

3.3 Ohybový moment Min. / Max. Mo: 0,00 52779,03 [Nm]

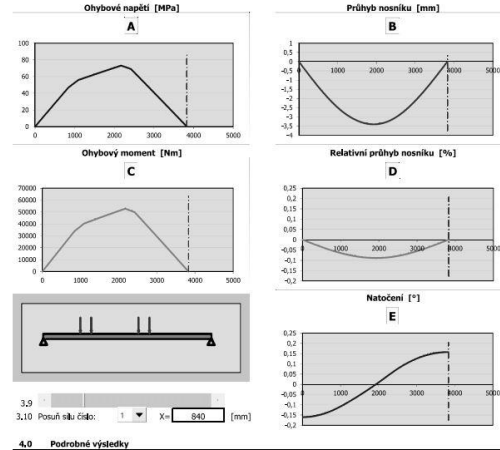
3.4 Průhyb nosníku Min. / Max. v: -3,404 0,000 [mm]

3.5 Ohybové napětí Min. / Max. sigma: 0 73,1 [MPa]

3.6 Hmotnost nosníku m: 250,1 [kg]

3.7 Max. délka volného konce (vybočení) Lmax: 0,0 [mm]

3.8 Relativní průhyb nosníku Max. gamma: 0,089 [%]



Příloha 2 Výpočet v MITCALC nosník N2

Přímé nosníky s konstantním průřezem

i Výpočet bez chyb, ii Informace o projektu

7 Kapitola vstupních parametrů

1.0 Tvar, rozměry a zatížení nosníku

1.1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kN...)

1.2 Ukončení nosníku vlevo: B. Podpora

1.3 Počet podpor mezi: 0

1.4 Ukončení nosníku vpravo: B. Podpora

1.5 Póle nosníku číslo: **L1**

L	5080,000	2540,0	64516,0	645,2	645,2	[mm]
Q	0,000	0,175	0,000	0,031	0,000	[N/mm]
Souřadnice počátku póle	3830,0	8910,0	11450,0	75966,0	76611,2	[mm]

1.6 Dĺžka póle nosníku

1.7 Spojité zatížení

1.8 Souřadnice počátku póle

1.9 Zatížení nosníku

Skl	F (N)	a (mm)	b (mm)	M (Nm)
Skl F1 / Moment M1	840,0	9631,0	0,0	0,0
Skl F2 / Moment M2	1090,0	9631,0	0,0	0,0
Skl F3 / Moment M3	2171,0	14360,8	0,0	0,0
Skl F4 / Moment M4	2421,0	14360,8	0,0	0,0
Skl F5 / Moment M5	0,0	0,0	0,0	0,0
Skl F6 / Moment M6	0,0	0,0	0,0	0,0
Skl F7 / Moment M7	0,0	0,0	0,0	0,0
Skl F8 / Moment M8	0,0	0,0	0,0	0,0
Skl F9 / Moment M9	0,0	0,0	0,0	0,0
Skl F10 / Moment M10	0,0	0,0	0,0	0,0
Skl F11 / Moment M11	0,0	0,0	0,0	0,0
Skl F12 / Moment M12	0,0	0,0	0,0	0,0

1,10 Zatížení vlastní vahou: Ano

1,11 Další vstupní póle pro skl:

2.0 Statické hodnoty profilu a materiálové hodnoty nosníku

2.1 Profil nosníku: 41_IPE (Euronorm 19-57)

2.2 Typ profilu: IPE 80

2.3 Rozměr profilu: IPE 80

2.4 Uživatelské parametry profilu: Ano

2.5 Počet nosníků vedle sebe: 1

2.6 Plocha: 8320 [mm²]

2.7 Kvadratický moment k ose x: 104677000 [mm⁴]

2.8 Průřezový modul v ohybu: 721910 [mm³]

2.9 Materiál nosníku: Konstruktivní ocel EC 3 EN 10025-2 Fe 360 (S10000)

2.10 Seznam materiálů: 7850,0 [kg/m³]

2.11 Hustota: 210000 [MPa]

2.12 Modul pružnosti v tahu: 141 [MPa]

2.13 Dovolené napětí v ohybu

7 Kapitola výsledků

3.0 Výsledky výpočtu

R1	R2				
27163,10	23321,85				[N]

3.1 Číslo podpory zleva

3.2 Reakce v podporách

3.3 Ohybový moment Min. / Max. Mo: 0,00 34200,06 [Nm]

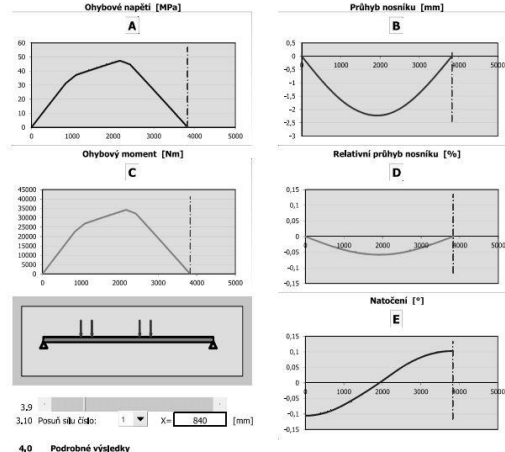
3.4 Průhyb nosníku Min. / Max. v: -2,226 0,000 [mm]

3.5 Ohybové napětí Min. / Max. sigma: 0 47,2 [MPa]

3.6 Hmotnost nosníku m: 250,1 [kg]

3.7 Max. délka volného konce (vybočení) Lmax: 0,0 [mm]

3.8 Relativní průhyb nosníku Max. gamma: 0,058 [%]



Příloha 3 Výpočet v MITCALC nosník N3

Přímé nosníky s konstantním průřezem

I Výpočet bez chyb

II Informace o projektu

7 Kapitola vstupních parametrů

1.0 Tvar, rozměry a zatížení nosníku

1.1 Jednotky výpočtu
SI Units (N, mm, kN, ...)

1.2 Ukončení nosníku vlevo
B. Podpora

1.3 Počet podpor mezi
0

1.4 Ukončení nosníku vpravo
B. Podpora

1.5 Pole nosníku číslo: **L1**

1.6 Délka pole nosníku **L** 3140,0 5080,000 2540,0 64516,0 645,2 645,2 [mm]

1.7 Společné zatížení **Q** 0,000 0,175 0,000 0,031 0,000 0,000 [N/mm]

1.8 Souřadnice počátku pole 3140,0 8220,0 10760,0 75276,0 75921,2 [mm]

1.9 Zatížení nosníku

	a [mm]	F [N]	b [mm]	M [Nm]
Síla F1 / Moment M1	272,5	27163,0	0,0	0,0
Síla F2 / Moment M2	832,5	27163,0	0,0	0,0
Síla F3 / Moment M3	2808,0	40505,0	0,0	0,0
Síla F4 / Moment M4	2248,0	40505,0	0,0	0,0
Síla F5 / Moment M5	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F6 / Moment M6	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F7 / Moment M7	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F8 / Moment M8	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F9 / Moment M9	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F10 / Moment M10	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F11 / Moment M11	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F12 / Moment M12	0,0	0,0	0,0	0,0

1,10 Zatížení vlastní vahou Ano

1,11 Další vstupní pole pro síly

2.0 Statické hodnoty profilu a materiálové hodnoty nosníku

2.1 Profil nosníku 41...IPE (Euronorm 19-87)

2.2 Typ profilu IPE 80

2.3 Rozměr profilu IPE 80

2.4 Uživatelské parametry profilu

2.5 Počet nosníků vedle sebe

2.6 Plocha **A** 918,4125301 [mm²]

2.7 Kvadratický moment k ose x **Ix** 94293000 [mm⁴]

2.8 Průřezový modul v ohybu **Sx** 683220 [mm³]

2.9 Materiál nosníku Konstruktivní ocel EC 3, EN 10025, Fe 360 (210000)

2.10 Seznam materiálů

2.11 Hustota **γ** 7850,0 [kg/m³]

2.12 Modul pružnosti v tahu **E** 210000 [MPa]

2.13 Dovolené napětí v ohybu **σ_y** 141 [MPa]

3.0 Výsledky výpočtu

3.1 Číslo podpory vlevo **R1** 60559,45 **R2** 74892,93 [N]

3.2 Reakce v podporách

3.3 Ohybový moment Min. / Max. **M₀** 0,00 -44090,62 [Nm]

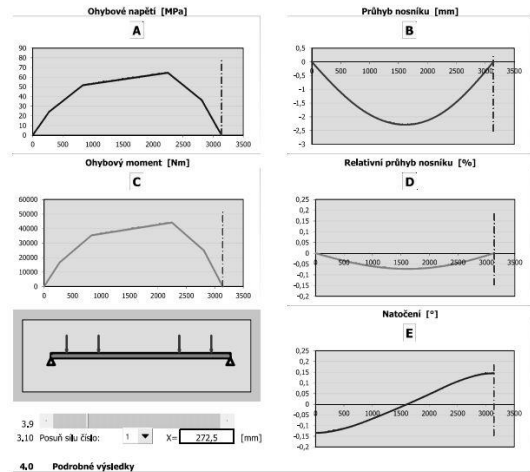
3.4 Průhyb nosníku Min. / Max. **y** -2,288 0,000 [mm]

3.5 Ohybové napětí Min. / Max. **σ** 0 64,5 [MPa]

3.6 Hmotnost nosníku **m** 22,6 [kg]

3.7 Max. délka volného konce (vybočení) **L_{max}** 0,0 [mm]

3.8 Relativní průhyb nosníku Max. **γ** 0,073 [%]



Příloha 4 Zátěžné spektrum motoru [15]

Load spectrum	Average daily operating time [h]							
	≤ 0,25	≤ 0,5	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16
Light k ≤ 0,50	-	-	-	1 Bm	1 Am	2 m	3 m	4 m
Medium k ≤ 0,63	-	-	1 Bm	1 Am	2 m	3 m	4 m	5 m
Heavy k ≤ 0,80	-	1 Bm	1 Am	2 m	3 m	4 m	5 m	-
Very heavy k ≤ 1	1 Bm	1 Am	2 m	3 m	4 m	5 m	-	-

Příloha 5 Výběr blokové jednotky [15]

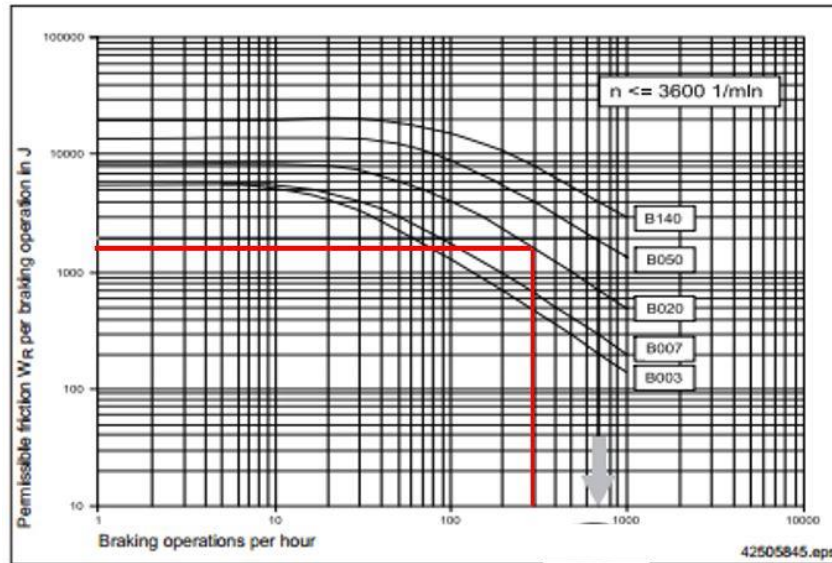
Group of mechanisms/load factor group					Travel speed [m/min]											
FEM	3 m	2 m	1 Am	1 Bm	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160
ISO	M 6	M 5	M 4	M 3												
1160	1460	1840	2320	2520												
1260	1590	2000	2520						112							
1360	1710	2160	2720													
1460	1840	2320	2750													
1570	1980	2500	3150													
1710	2150	2710	3420													
1840	2320	2920	3680						125							
1980	2500	3150	3970													
2150	2710	3410	4300													
2320	2920	3680	4640													
2500	3150	3970	5000													
3000	3650	4520	5560													
3260	3950	4870	5990						160							
3510	4220	5200	6410													
3780	4520	5560	6850													
4090	4850	5980	7000													
4340	4900	6040	7440													
4710	5280	6500	8010													
5080	5650	6950	8560						200							
5470	6040	7440	9160													
5920	6490	7990	9840													
6340	6950	8560	10000													

at rails with max. useful rail head width

Příloha 6 Zatěž blokové jednotky při dané rychlosti [15]

DRS 200		Curve radius ≥ 500												
Group of mechanisms		Permissible wheel load [kg]												
FEM	ISO	Travel speed [m/min]												
		12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160	
1 Bm	M 3											9670	8906	
1 Am	M 4	10000								9640	8900	8260	7670	7069
2 m	M 5				9940	9500	8900	8260	7650	7060	6560	6090	5611	
3 m	M 6	8930	8500	8130	7890	7540	7060	6560	6070	5610	5200	4830	4453	
4 m	M 7	7120	6780	6480	6290	6010	5640	5230	4840	4470	4150	3850	3553	
5 m	M 8	5670	5390	5160	5010	4780	4480	4160	3850	3560	3300	3070	2828	

Příloha 7 Graf počtu brzdných cyklů za hodinu [15]



Příloha 8 Specifikace motoru ZBF 90 B2 [21]

2-pole ZBF motors 40% CDF

Standard voltages of the ZBF motors are 220-230/380-400 V 50 Hz.

Type	P _N [kW]	n _N [rpm]	M _N [Nm]	I _N 380- 400 V [A]	cosφ _N	I _A /I _N	M _A /M _N	M _H [Nm]	J _{Mot} [kgm ²] x 10 ⁻³	A [1/h]	Brake		Weight [kg] ¹⁾
											Type	M _{Std} [Nm]	
ZBF 63 A 2	0,26	2630	0,94	0,76	0,78	3,4	3,2	2,5	4,59	550	B003	1,4	10,0
ZBF 71 A 2	0,34	2630	1,25	0,95	0,82	3,5	2,9	3,0	6,90	500	B003	1,9	12,2
ZBF 80 A 2	0,5	2630	1,8	1,3	0,87	3,5	2,9	4,2	12,8	500	B020	3,3	19,5
ZBF 90 B 2	0,8	2670	2,9	1,9	0,88	4,2	3,0	7,3	21,7	450	B020	4,4	28,2
ZBF 100 A 2	1,2	2680	4,3	2,7	0,89	4,1	3,2	10,5	30,9	350	B050	8,3	35,0
ZBF 112 A 2	1,9	2625	6,9	5,2	0,92	3,5	2,2	14,0	43,7	350	B050	11	56,4
ZBF 132 A 2	2,9	2690	10,3	6,9	0,93	4,1	2,5	22,0	72,7	320	B140	18	74,0
ZBF 132 B 2	3,5	2715	12,3	7,8	0,93	4,7	2,8	29,0	92,9	300	B140	23	76,0

20315044_006

Příloha 9 Specifikace motoru ZBF 100 A4 [21]

4-pole ZBF motors 40% CDF

Standard voltages of the ZBF motors are 220-230/380-400 V 50 Hz.

Type	P _N [kW]	n _N [rpm]	M _N [Nm]	I _N 380- 400 V [A]	cosφ _N	I _A /I _N	M _A /M _N	M _H [Nm]	J _{Mot} [kgm ²] x 10 ⁻³	A [1/h]	Brake		Weight [kg] ¹⁾
											Type	M _{Std} [Nm]	
ZBF 63 A 4	0,13	1370	0,91	0,43	0,62	3,7	3,3	2,5	4,59	720	B003	1,4	10,0
ZBF 71 A 4	0,18	1350	1,25	0,6	0,69	3,2	2,7	2,8	6,90	700	B003	1,9	12,2
ZBF 80 A 4	0,25	1320	1,80	0,9	0,73	2,7	2,6	4,0	12,8	650	B020	3,3	19,5
ZBF 90 B 4	0,4	1335	2,90	1,3	0,77	2,9	2,6	6,5	21,7	580	B020	4,4	28,2
ZBF 100 A 4	0,6	1315	4,40	1,6	0,81	3,0	2,4	9,5	30,9	520	B050	8,3	35,0
ZBF 112 A 4	1	1390	6,90	2,5	0,85	3,4	2,1	13,0	43,7	450	B050	11	56,4
ZBF 132 A 4	1,5	1390	10,30	3,5	0,86	4,1	2,2	22,0	72,7	400	B140	18	74,0
ZBF 132 B 4	1,8	1400	12,30	3,9	0,84	4,9	2,5	28,0	92,9	380	B140	23	76,0

20315044_007

Příloha 10 Výpočet v MITCALC nosník N5

Přímé nosníky s konstantním průřezem

I Výpočet bez chyby

II Informace o projektu

7 Kapitola vstupních parametrů

1.0 Tvar, rozměry a zatížení nosníku

1.1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kN, ...)

1.2 Uložení nosníku vlevo: B. Podpora

1.3 Počet podpor mezi: 0

1.4 Uložení nosníku vpravo: B. Podpora

1.5 Pole nosníku číslo: L1

1.6 Délka pole nosníku: L 9990,0 5080,0 2540,0 64516,0 645,2 645,2 [mm]

1.7 Společné zatížení: Q 0,000 0,175 0,000 0,031 0,000 0,000 [N/mm]

1.8 Souřadnice počátku pole: 9990,0 15070,0 17610,0 82126,0 82771,2 [mm]

1.9 Zatížení nosníku

	a [mm]	F [N]	b [mm]	M [Nm]
Síla F1 / Moment M1	6564,0	74397,0	0,0	0,0
Síla F2 / Moment M2	3426,0	74397,0	0,0	0,0
Síla F3 / Moment M3	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F4 / Moment M4	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F5 / Moment M5	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F6 / Moment M6	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F7 / Moment M7	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F8 / Moment M8	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F9 / Moment M9	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F10 / Moment M10	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F11 / Moment M11	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F12 / Moment M12	0,0	0,0	0,0	0,0

1.10 Zatížení vlastní vahou: Ano

1.11 Délka vstupní pole pro sílu: X= 6564 [mm]

2.0 Statické hodnoty profilu a materiálové hodnoty nosníku

2.1 Profil nosníku

2.2 Typ profilu: I7_HEB (DIN 1025-2)

2.3 Rozměr profilu: HEB 400

2.4 Uživatelské parametry profilu: Ano

2.5 Počet nosníků vedle sebe: 1

2.6 Plocha: A 19800 [mm²]

2.7 Kvadratický moment k ose x: Ix 57680000 [mm⁴]

2.8 Průřezový modul v ohybu: Sx 2880000 [mm³]

2.9 Materiál nosníku

2.10 Seznam materiálů: Konstruktivní ocel EC 3, EN 10025, Fe 360 (S10000)

2.11 Hustota: γ 7850,0 [kg/m³]

2.12 Modul pružnosti v tahu: E 210000 [MPa]

2.13 Dovolené napětí v ohybu: σ_s 141 [MPa]

7 Kapitola výsledků

3.0 Výsledky výpočtu

3.1 Číslo podpory vlevo: R1 R2

3.2 Reakce v podporách: 82160,73 82160,73 [N]

3.3 Ohybový moment Min. / Max. M_o 0,00 274274,03 [Nm]

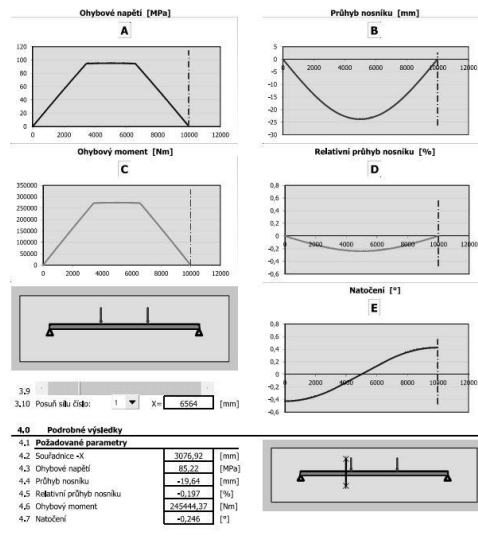
3.4 Průhyb nosníku Min. / Max. v -23,798 0,000 [mm]

3.5 Ohybové napětí Min. / Max. σ 0 95,2 [MPa]

3.6 Hmotnost nosníku m 1632,7 [kg]

3.7 Max. délka volného konce (vybočení) L_{max} 0,0 [mm]

3.8 Relativní průhyb nosníku Max. γ 0,238 [%]



Příloha 11 Výpočet v MITCALC nosník N7

Přímé nosníky s konstantním průřezem

I Výpočet bez chyby

II Informace o projektu

7 Kapitola vstupních parametrů

1.0 Tvar, rozměry a zatížení nosníku

1.1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kN, ...)

1.2 Uložení nosníku vlevo: B. Podpora

1.3 Počet podpor mezi: 0

1.4 Uložení nosníku vpravo: B. Podpora

1.5 Pole nosníku číslo: L1

1.6 Délka pole nosníku: L 4765,0 5080,0 2540,0 64516,0 645,2 645,2 [mm]

1.7 Společné zatížení: Q 0,000 0,175 0,000 0,031 0,000 0,000 [N/mm]

1.8 Souřadnice počátku pole: 4765,0 9945,0 12385,0 76901,0 77546,2 [mm]

1.9 Zatížení nosníku

	a [mm]	F [N]	b [mm]	M [Nm]
Síla F1 / Moment M1	4337,5	81494,0	0,0	0,0
Síla F2 / Moment M2	407,5	81494,0	0,0	0,0
Síla F3 / Moment M3	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F4 / Moment M4	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F5 / Moment M5	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F6 / Moment M6	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F7 / Moment M7	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F8 / Moment M8	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F9 / Moment M9	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F10 / Moment M10	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F11 / Moment M11	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F12 / Moment M12	0,0	0,0	0,0	0,0

1.10 Zatížení vlastní vahou: Ano

1.11 Délka vstupní pole pro sílu: X= 4357,5 [mm]

2.0 Statické hodnoty profilu a materiálové hodnoty nosníku

2.1 Profil nosníku

2.2 Typ profilu: I7_HEB (DIN 1025-2)

2.3 Rozměr profilu: HEB 400

2.4 Uživatelské parametry profilu: Ano

2.5 Počet nosníků vedle sebe: 1

2.6 Plocha: A 8600 [mm²]

2.7 Kvadratický moment k ose x: Ix 77741000 [mm⁴]

2.8 Průřezový modul v ohybu: Sx 638110 [mm³]

2.9 Materiál nosníku

2.10 Seznam materiálů: Konstruktivní ocel EC 3, EN 10025, Fe 360 (S10000)

2.11 Hustota: γ 7850,0 [kg/m³]

2.12 Modul pružnosti v tahu: E 210000 [MPa]

2.13 Dovolené napětí v ohybu: σ_s 141 [MPa]

7 Kapitola výsledků

3.0 Výsledky výpočtu

3.1 Číslo podpory vlevo: R1 R2

3.2 Reakce v podporách: 83102,43 83102,43 [N]

3.3 Ohybový moment Min. / Max. M_o 0,00 35124,84 [Nm]

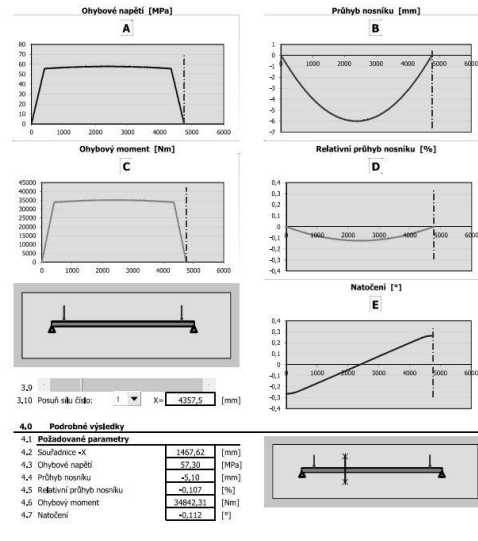
3.4 Průhyb nosníku Min. / Max. v -5,995 0,000 [mm]

3.5 Ohybové napětí Min. / Max. σ 0 57,2 [MPa]

3.6 Hmotnost nosníku m 323,7 [kg]

3.7 Max. délka volného konce (vybočení) L_{max} 0,0 [mm]

3.8 Relativní průhyb nosníku Max. γ 0,126 [%]



Příloha 12 Výpočet v MITCALC nosník N9

Přímé nosníky s konstantním průřezem

I Výpočet bez chyb, II Informace o projektu

7 Kapitola vstupních parametrů

3.0 Tvar, rozměry a zatížení nosníku

1.1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kN, ...)

1.2 Ukončení nosníku vlevo: B, Zpravo

1.3 Počet podpor míst: 0

1.4 Ukončení nosníku vpravo: B, Zpravo

1.5 Půle nosníku číslo: L1

1.6 Délka půle nosníku: L: 10000,0 5000,0 2540,0 64516,0 645,2 645,2 [mm]

1.7 Spojité zatížení: Q: 0,000 0,175 0,000 0,031 0,000 0,000 [N/mm]

1.8 Souřadnice počátku půle: 10000,0 15080,0 17620,0 82136,0 82781,2 [mm]

1.9 Zatížení nosníku

	a [mm]	F [N]	b [mm]	M [Nm]
Síla F1 / Moment M1	7382,5	83102,0	0,0	0,0
Síla F2 / Moment M2	2617,5	83102,0	0,0	0,0
Síla F3 / Moment M3	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F4 / Moment M4	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F5 / Moment M5	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F6 / Moment M6	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F7 / Moment M7	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F8 / Moment M8	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F9 / Moment M9	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F10 / Moment M10	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F11 / Moment M11	0,0	0,0	0,0	0,0
Síla F12 / Moment M12	0,0	0,0	0,0	0,0

1,10 Zatlčení / kladní vahou: Ano

1,11 Další vstupní půle pro sílu:

2.0 Statické hodnoty profilu a materiálové hodnoty nosníku

2.1 Profil nosníku: 37_HEB (DIN 1025-2)

2.2 Typ profilu: HEB 400

2.3 Rozměr profilu: He: 1

2.4 Uživatelské parametry profilu: A: 19800 [mm²], Ix: 578800000 [mm⁴], Sx: 2880000 [mm³]

2.5 Počet nosníků ve směru: 1

2.6 Plocha: A: 19800 [mm²]

2.7 Kvadratický moment k ose x: Ix: 578800000 [mm⁴]

2.8 Přířezový modul v ohybu: Sx: 2880000 [mm³]

2.9 Materiál nosníku: Konstruktivní ocel EC 3, EN 10025, Fe 360 (S10000)

2.10 Specimn materiálu:

2.11 Hustota: ρ : 7850,0 [kg/m³]

2.12 Modul pružnosti v tahu: E: 210000 [MPa]

2.13 Dovolené napětí v ohybu: σ_b : 341 [MPa]

7 Kapitola výsledků

3.0 Výsledky výpočtu

3.1 Číslo podpory vlevo: R1: 90873,50

3.2 Reakce v podporách: R2: 90873,50 [N]

3.3 Ohybový moment Min. / Max.: M_0 : 0,00 236949,24 [Nm]

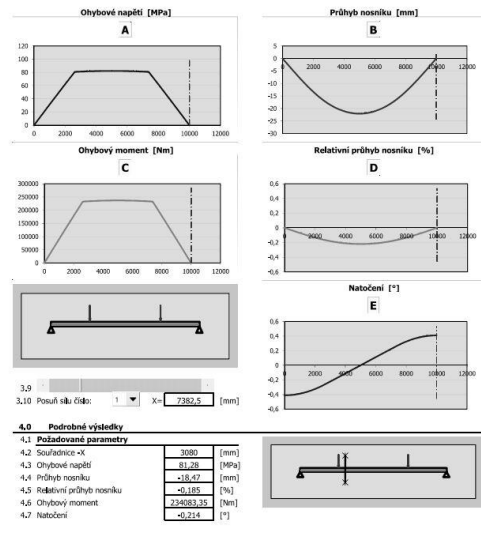
3.4 Průhyb nosníku Min. / Max.: y : -22,068 0,000 [mm]

3.5 Ohybové napětí Min. / Max.: σ : 0 82,3 [MPa]

3.6 Hmotnost nosníku: m : 15254,3 [kg]

3.7 Max. délka volného konce (vybočení): L_{max} : 0,0 [mm]

3.8 Relativní průhyb nosníku Max.: γ : 0,221 [%]



Příloha 13 Výkres sestavy

Příloha 14 Model sestavy