



FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav konstruování a částí strojů

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Zařízení pro podélnou manipulaci
překládání kontejneru

Device for longitudinal handling with
containers

Autor:

Bc. Marek IŠKA

Vedoucí:

Ing. Jiří MRÁZEK, Ph.D.

Praha

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, software atd.) uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne

.....

podpis

Poděkování

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D. za odborné rady, které mi poskytl při zpracování této práce.

Anotace

Cílem této diplomové práce je provést návrh konceptu zařízení, které bude zařazeno do procesu překládání kontejnerů se směsným komunálním odpadem. V práci jsou představeny varianty konstrukčních uzlů a komponent manipulačních zařízení, dostupných a používaných v technické praxi.

V navazující konstrukční části dochází k výběru nejvhodnějšího řešení podle požadavků zadání. Tato část se zaměřuje především na koncepční návrh hnacího pojzdového ústrojí včetně brzd. Návrh dále obsahuje koncept nosné ocelové konstrukce, která je řešena jako ocelový svařenec. Tyto vybrané varianty jsou pak dále rozpracovány, včetně nezbytných návrhových a kontrolních výpočtů. Nedílnou součástí je i pevnostní posouzení zvolených variant několika konstrukčních celků pomocí metody konečných prvků a také posouzení maximální nosnosti stroje a případných konstrukčních úprav.

V práci je zpracován výsledný model konceptu zařízení a také jeho sestavný výkres.

Klíčová slova

kontejner, překládání, kolejové vozidlo, překládací stanice, kolejový manipulátor

Abstract

The subject of this master thesis is a draft design of a device, which will be included in process of handling of containers with municipal solid waste. The thesis introduces machine elements and mechanisms of similar handling devices, which are commonly used in construction.

In the following designing chapter, the task of picking up the most suitable solution, following demands of the transfer process, will be carried out. This chapter is also focused on the draft design of drives and brakes. Draft of the steel structure weldment will be also included. These designs will be processed with all necessary technical calculations, including strength analysis using FEM. Eventually there is assessment of the device and possible adjustments.

The thesis results in final 3D model and assembly drawing.

Key words

container, container handling, rail vehicle, transfer station

Obsah

1	Úvod	1
2	Konstrukční varianty základních uzlů zařízení	3
2.1	Technická rozvaha typu podvozku	3
2.2	Spodní rám zařízení	4
2.3	Podvozek zařízení	5
2.3.1	Podvozky kolejových vozidel	5
2.3.2	Vahadlový systém	8
2.4	Pojzdová kola a uložení	11
2.5	Pohon	12
2.6	Brzdy	15
3	Konstrukční část	19
3.1	Schéma zařízení	19
3.2	Rám zařízení	19
3.3	Podvozek	22
3.3.1	Kola	23
3.3.2	Návrh konstrukce vahadla	23
3.3.3	Sestava hřídele kola	26
3.3.4	Začepování	27
3.4	Pohon	28
3.4.1	Motor	28
3.5	Brzdy	30
3.6	Ložiska	35
4	Koncepční výpočty	36
4.1	Určení celkové hmotnosti	36
4.2	Maximální síla působící na jedno kolo podvozku	36
4.3	Průměr pojezdových kol	36
4.3.1	Účinná šířka kolejnice	37
4.3.2	Součinitel počtu otáček	37
4.3.3	Součinitel trvanlivosti	37
4.3.4	Minimální průměr pojezdových kol	38
4.4	Kontrola pojezdových kol	38
4.4.1	Kontrola síly působící na jedno pojezdové kolo	39
4.4.2	Kontrola průměru pojezdových kol	39
4.5	Předběžný návrh pohonu pojezdu	41
4.5.1	Tažná síla	41
4.5.2	Výkon motoru při ustálené rychlosti	42
4.5.3	Skutečná pojezdová rychlost zařízení	42
4.6	Kontrolní výpočet pohonu pojezdu	43
4.6.1	Moment motoru potřebný k rozjezdu	45
4.6.2	Kontrola tažné síly motoru vzhledem k adhezní tíze zařízení	46
4.6.3	Rovnice rovnováhy sil na obvodu pojezdového kola	46
4.7	Návrh provozní brzdy pojezdového ústrojí	47

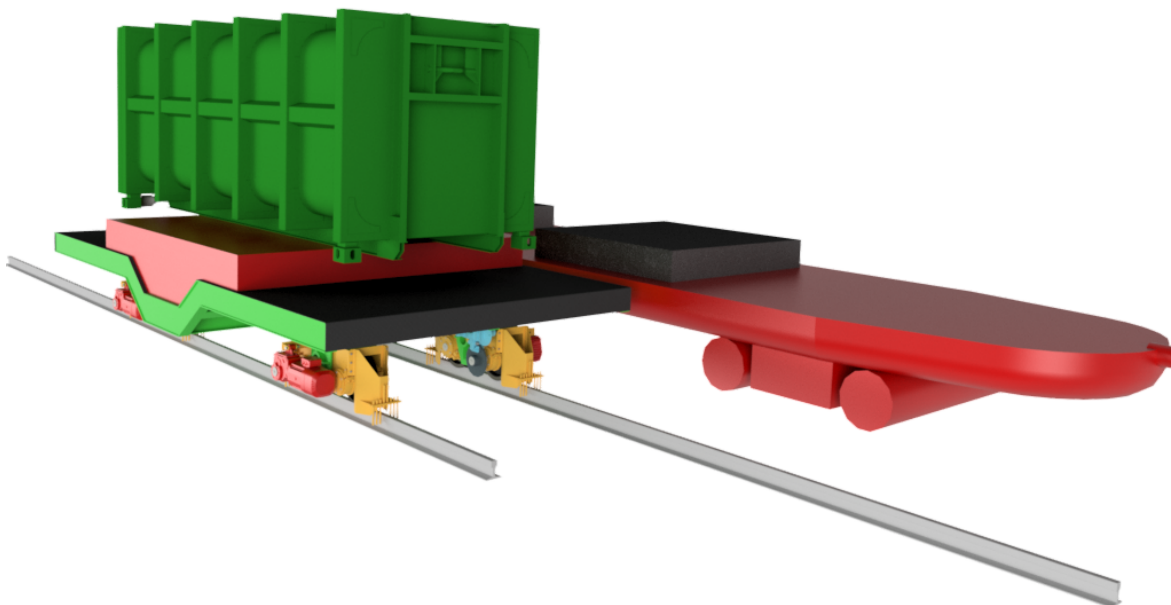
4.7.1	Minimální doba zastavení - kontrola na blokování	47
4.7.2	Brzdný moment	47
4.7.3	Výpočet brzdy	48
4.8	Návrh a kontrola hřídele	50
4.9	Návrh a kontrola per	54
4.9.1	Pero mezi výstupem převodovky a hřídelí kola	55
4.9.2	Pero mezi pojezdovým kolem a hřídelí	55
4.9.3	Pero mezi hřídelí a brzdovým kotoučem	56
4.10	Kontrola čepu vahadla	57
4.10.1	Kontrola čepu na smykové namáhání	57
4.10.2	Kontrola čepu na otláčení	57
4.11	Návrh ložisek	58
4.12	Návrh a kontrola svěrného spoje	59
4.12.1	Výpočet předpětí	60
4.12.2	Stanovení potřebného utahovacího momentu	61
4.12.3	Potřebný utahovací moment na klíči	63
4.12.4	Kontrola redukovaného napětí v šroubech	63
4.12.5	Kontrola tlaku mezi pouzdem a třmenem	65
4.12.6	Kontrola tlaku v dosedací ploše matice a hlavy šroubu	66
4.12.7	Výpočet tlaku v závitech (šroub-matice)	66
5	Pevnostní výpočet	68
5.1	Materiálový model	68
5.2	Výpočtový model rámu podvozku	69
5.2.1	Výsledky pevnostní analýzy rámu	71
5.2.2	Vyhodnocení analýzy rámu	75
5.3	Výpočtový model vahadla	76
5.3.1	Výsledky pevnostní analýzy vahadla	77
5.3.2	Vyhodnocení analýzy vahadla	79
6	Závěr	80
7	Přílohy	87
8	Seznam použité literatury	88

1 Úvod

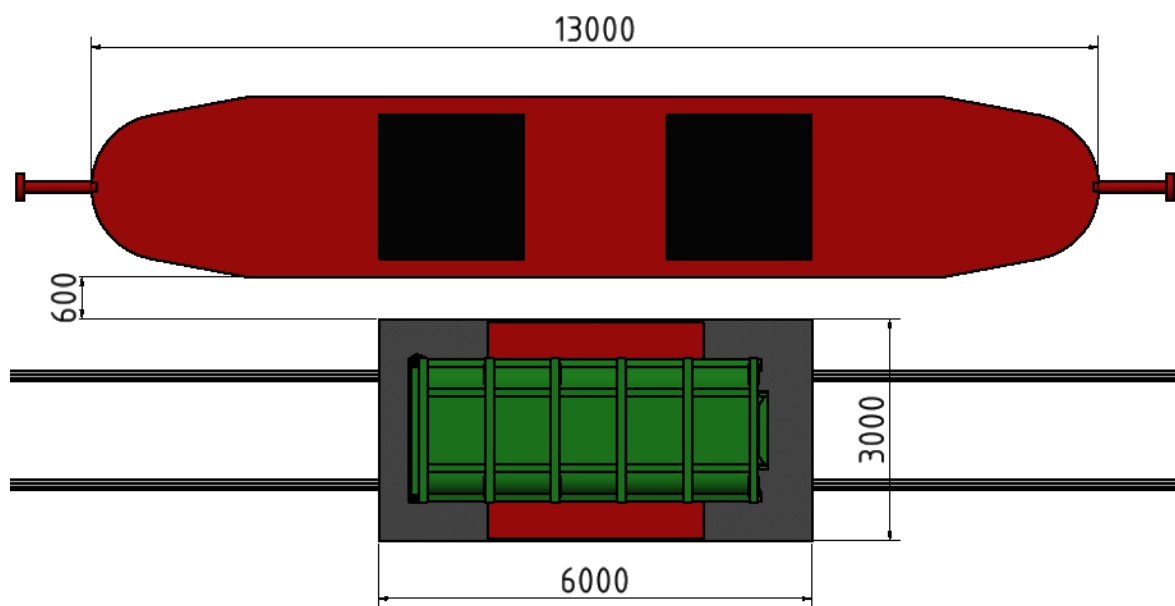
Manipulační vozík je určen pro přemísťování kontejnerů se směsným komunálním odpadem do plnicí stanice. Vozík bude vybaven zařízením pro příčnou manipulaci. Nejprve vozík zajede vedle nosiče kontejneru (železniční, tramvajový nebo automobilový podvozek) a srovná se do správné polohy. Zařízení pro příčnou manipulaci vytvoří most mezi oběma podvozky, po kterém přejede výsuvný vozík pod kontejner, zdvihne ho a převeze přes most. Poté se výsuvný most zatáhne a vozík přejede k plnicí stanici. Zde proběhne přeložení kontejneru do obraceče kontejnerů, po naplnění se kontejner opět naloží na vozík a je s ním dále manipulováno.

Vzhledem k výrazné proměnlivosti složení směsného komunálního odpadu, dochází také k proměnlivému zatížení celé konstrukce. Proto je konstrukce manipulačního vozíku navržena robustně s ohledem na celkovou jednoduchost a minimálními požadavky na údržbu během provozu.

Manipulační vozík je vybaven čtyřmi pohony pojezdu, které umožňují pohyb po kolejnicové dráze a pohonem zařízení pro příčnou manipulaci, který je rovněž navržen jako elektromechanický.



Obrázek 1: Překlad kontejneru na manipulační vozík z podvozku



Obrázek 2: *Půdorys manipulačního zařízení s přistaveným podvozkem*

2 Konstrukční varianty základních uzlů zařízení

Konstrukci zařízení jsem rozdělil na návrh konstrukce několika celků, jako jsou spodní rám, podvozky, pohon a brzdy. U každého celku jsou uvedeny varianty běžně používané v oblasti manipulačních zařízení, s následným výběrem nejvhodnější varianty z hlediska zadání.

2.1 Technická rozvaha typu podvozku

Základními funkcemi každého podvozku je hlavně přenos hmotnosti a všech vnějších sil zařízení na podložku, po které stroj pojíždí. Důležitou funkcí je také zabezpečení stability zařízení při práci nebo pohybu. Důležité je při návrhu dodržet maximální dovolené měrné tlaky na pojížděnou podložku. Konstrukce podvozku také musí splnit všechny požadavky optimálního provozu při malé hmotnosti, dostačující tažné síle, konstrukční jednoduchosti a spolehlivosti za všech možných zatěžujících stavů, které mohou při provozu zařízení nastat. Konstrukce podvozku je podmiňována [2]:

- technologickým procesem zařízení
- druhem a stavem povrchu, na kterém se zařízení pohybuje
- dobou přemísťování

Z těchto základních vlastností ve spojení s nároky plynoucími přímo z provozu překládací stanice, lze definovat následující požadavky kladené na konstrukční zpracování podvozků:

1. zabezpečení stability stroje - určuje rozložení opěrných bodů, rozměry a hmotnost
2. zajištění potřebné manévrovatelnosti určené technologickým procesem - má vliv na výběr typu pojezdového ústrojí
3. dosažení potřebné přesnosti přemístění zařízení - opakovatelnost procesu
4. pohyb po přímé dráze bez stoupání

Na základě výše uvedených požadavků je možné vybrat vyhovující řešení. V tomto případě přichází v úvahu dvě možné varianty a to:

- kolový podvozek s pneumatikami
- kolejový podvozek

V současnosti je možné tyto požadavky splnit v podstatě oběma variantami. Velkou počáteční nevýhodou kolejového podvozku je nutnost vybudování kolejnicové trati, na druhou stranu nabízí velmi snadné dosažení opakovatelnosti pracovního procesu, oproti kolovému podvozku. Je také výhodnější z hlediska údržby a vyšší únosnosti. Provedení kolejového podvozku zároveň nabízí i možnost případné snadné automatizace celého pracovního cyklu a následuje tedy současné požadavky na co nejvyšší podíl využití autonomních systémů.

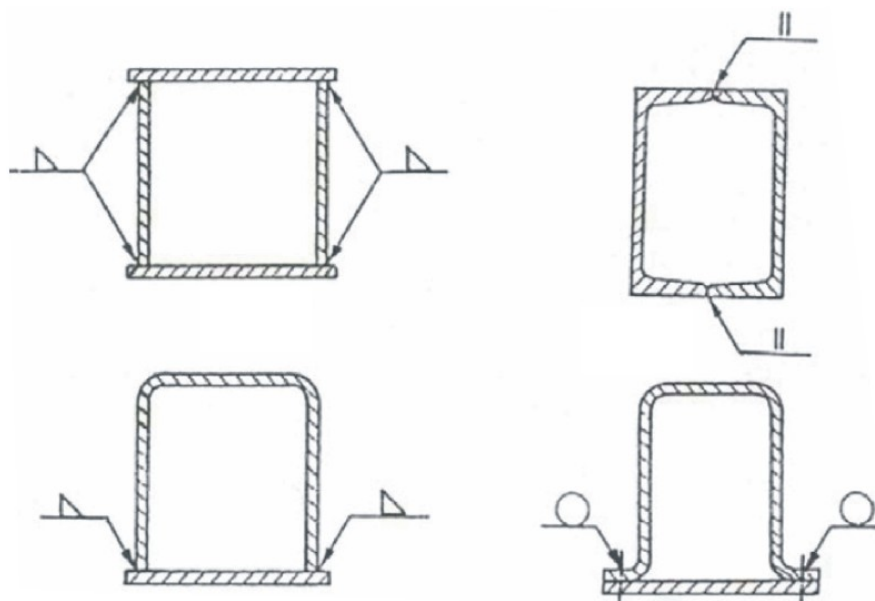
2.2 Spodní rám zařízení

U kolejových vozidel, určených pro přepravu osob nebo nákladu, je kladen velký důraz na co nejnižší hmotnost samotných vozů, aby se dosáhlo co nejvyššího poměru maximální nosnosti a vlastní hmotnosti vozu. Skříňe vozů osobních vlaků jsou pak konstruovány jako samonosné, s využitím lehkých materiálů, jako jsou slitiny hliníku. Skříň je tedy svařena nebo snýtována, možná je i kombinace obou technologií, z různě ohýbaných a profilovaných tenkých plechů. Spodní rám vozu je však již robustnější konstrukce a podvozek je buď svařován s normalizovaných profilů, nebo je řešen jako svařenec plechů viz. (Obr.3).



Obrázek 3: Nákladní vagon Roos 54 provozovaný firmou ČD Cargo Zdroj: [19]

Podélné nosníky se směrem od kolejových podvozků, s rostoucím ohybovým napětím zesilují a dochází tedy k lepšímu využití průřezu materiálu. Nosníky jsou navíc z obou stran vyztuženy pásnicemi. V místě upevnění podvozků jsou potom nosníky provázány pomocí příčníků skříňového průřezu (Obr.4), které přenáší veškeré síly a dynamické rázy vznikající mezi podvozkem a skříňí vozu. V případě nákladních vagonů je ložná plocha potažena plechem.



Obrázek 4: *Příklady konstrukce skříňových nosníků* Zdroj: [16]

V oblasti manipulačních zařízení jsou rámy nejčastěji řešeny jako příhradové konstrukce nebo svařence z normalizovaných profilů. V oblasti těžkého průmyslu však můžeme najít zařízení, jejichž rámy jsou konstruované jako svařence z různě silných plechů. Příkladem mohou být například mosty jeřábů nebo ocelové konstrukce těžebních strojů.

2.3 Podvozek zařízení

Při návrhu konstrukce podvozku je důležité dodržet podmínku, aby byla všechna pojezdová kola v kontaktu s kolejí, v jakémkoli provozním stavu zařízení. U kolejových vozidel, pohybujících se po tratích vysokými rychlostmi, jako jsou osobní, či nákladní vlaky, je tento kontakt zaručen pružným uložením kolejového podvozku, či dvojkolí.

2.3.1 Podvozky kolejových vozidel

Skříň běžného kolejového vozidla je uložena na kolejových podvozcích. Tyto jednotky obsahují dvojkolí, odpružení, brzdy a v hnaných podvozcích také trakční motory. Podvozek je pohyblivě spojen se skříňí vozidla, která je buď samonosná, nebo rámová. Použití těchto kolejových podvozků (Obr.5) umožňuje pro zadaný poloměr stavbu delších vozidel než při použití rámových pojezdů (Obr.6). [16]



Obrázek 5: *Kolejový podvozek* Zdroj: [18]



Obrázek 6: *Rámový pojezd* Zdroj: [16]

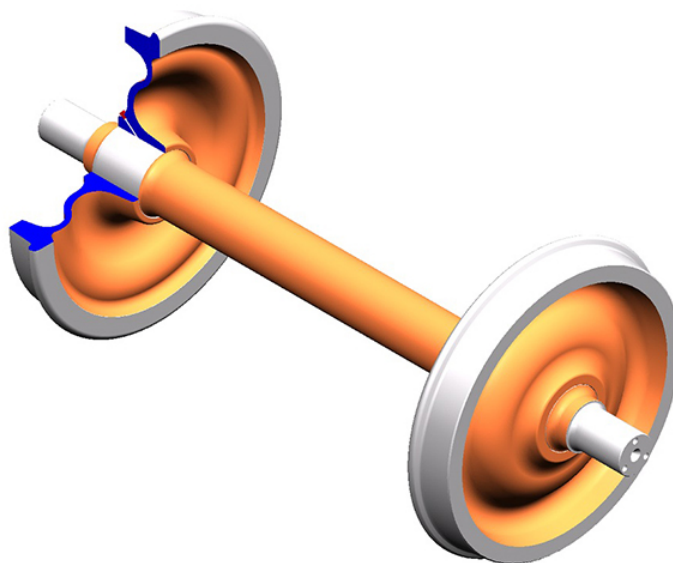
Vývoj podvozků v Americe předběhl Evropu. Důvodem byly zejména požadavky na velké objemy přepravy na velké vzdálenosti. Oproti tomu v Evropě se většina přeprav uskutečňovala v rámci poměrně malých národních států, čemuž vyhovovala nosnost dvounápravových vozů. Kolejové podvozky se v Evropě začaly objevovat teprve v roce 1860. Podvozky, na rozdíl od amerických konstrukcí, připomínají malé dvounápravové vozy.

Základem americké konstrukce jsou provahadlovaná neodpružená dvojkolí a odpružený rám vozu. Pokud je však použito dvoustupňové vypružení, zvyšuje se komfort jízdy.

Základní prvek kolejového podvozku je železniční dvojkolí (Obr.7). Významnou roli na trhu hraje původně česká společnost Bonatrans, která se zabývá výrobou železničních dvojkolí, používaných výrobcí vlaků po celém světě. V jejím výrobním

portfoliu lze najít vše, počínaje produkty určených pro vozy metra, přes nákladní vagony až po nejmodernější vysokorychlostní vlaky. V této oblasti stále pokračuje vývoj pro přizpůsobování se stále větším rychlostem vlaků a dalším požadavkům, které kladou vysoké nároky na technologii a přesnost výroby.

Dvojkolí se skládá ze dvou kol nalisovaných na nápravu. Díky tomu jsou obě kola pevně mechanicky spojena s nápravou. V současné době se pro uložení dvojkolí v kolejovém vozidle nejčastěji používá valivých ložisek, zřídka jsou použita i ložiska kluzná.



Obrázek 7: *Železniční dvojkolí* Zdroj: [17]

Tvar jízdnicí plochy kol odpovídá velmi přibližně výseku z rotačního hyperboloidu nebo soustavě komolých kuželů tak, že průměr kola se směrem k vnějšímu okraji zmenšuje. Tímto tvarem je zajištěno stabilní vedení dvojkolí po kolejnicích a zároveň hladký průjezd obloukem. Je docíleno toho, že pokud se kolo za jízdy posune od osy koleje v příčném směru, začne se kolo vzdálenější od osy koleje odvalovat po větším průměru. Díky tomu za jednu otáčku ujede delší vzdálenost než druhé kolo. Má však i své nevýhody, protože během jízdy po přímé trati způsobuje sinusový pohyb dvojkolí a pokud není vhodně konstrukčně kompenzován, dokáže tento pohyb vybudit netlumené kmitání.

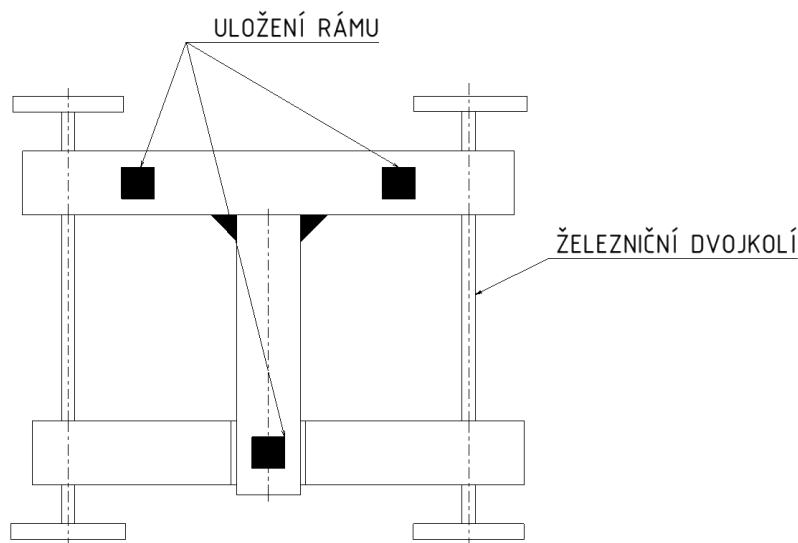
Poháněná dvojkolí jsou osazena prvky pro přenos hnacího momentu od pohonu, jedná se nejčastěji o ozubená kola nalisovaná přímo na nápravě. Na nápravu je moment přiveden přes převodovku od motoru.

Dalšími variantami jsou pak dvojkolí pro nízkopodlažní osobní příměstské vlaky, vysokorychlostní, nákladní nebo lokomotivní dvojkolí. Tyto varianty se především svou konstrukcí, ale jak je možné vidět ve srovnání (Tab.1), také maximálním zatížením jedné nápravy, či průměrem kol.

Tabulka 1: Porovnání parametrů kolejových vozidel

Druh vozidla	Zatížení [t/dvojkolí]	Průměr kol [mm]
Tramvaj T3	9	700
Pražské metro	13,5	850
Příměstský vlak	16,5	850
Nákladní vlak	25	920-1000

Při použití železničního dvojkolí je potřeba dodržet statickou určitost podvozku, a tedy zaručit kontakt všech kol s kolejí. Pro toto řešení jsem navrhl variantu s tříbodovým uložením rámu zařízení, kdy je statická určitost zajištěna otočnou vazbou uložení jedné strany podvozku viz. Obr.8. Tento způsob umožní naklopení jedné části podvozku a navazující nástavba manipulátoru bude tedy spojena s podvozkem pouze ve třech bodech ocelového svařence druhé části.

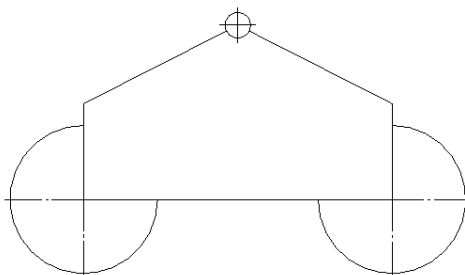


Obrázek 8: Tříbodové uložení rámu

Nevýhodou této varianty je složitost konstrukce, protože je v podstatě potřeba celé zařízení složit ze dvou částí. Z uváděných parametrů plyne, že při uvažování dvou dvojkolí je z hlediska únosnosti nutné počítat minimálně s použitím dvojkolí z vozu příměstské jednotky.

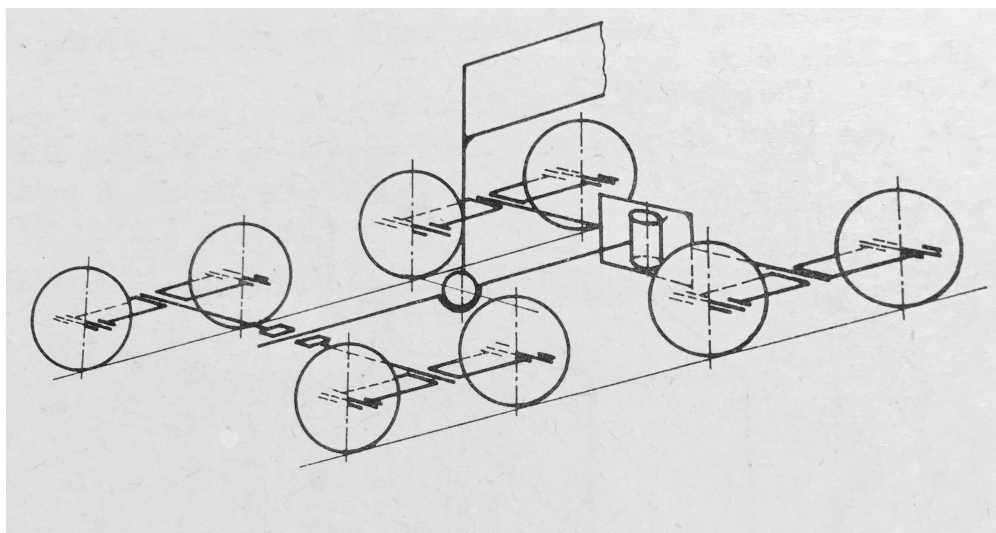
2.3.2 Vahadlový systém

Vahadlové uspořádání podvozku je nejčastěji používané uložení kol u velkých strojů s kolejovým podvozkem nebo mostových jeřábů schopných manipulovat s těžkými břemeny. Tyto systémy se používají proto, aby podvozek během všech provozních režimů zůstal jako staticky určitý celek. Základním prvkem tohoto systému je jednoduché dvojkolové vahadlo (Obr.9).



Obrázek 9: *Schéma vahadla*

Výhodou vahadlových systémů je jejich modularita, kdy počet kol, respektive vahadel, závisí zejména na hmotnosti stroje. Jako základ konstrukce kolejových podvozků vahadlových systémů je osmikolový podvozek (Obr.10).



Obrázek 10: *Třibodové uložení rámu* Zdroj: [2]

Pro výrobu vahadel je možno použít několika technologií, nejčastěji jsou však konstruovány jako skříňové nosníky, svařované nebo nýtované z ocelových plechů. U velkých strojů, jejichž hlavní (vyrovnávací) vahadla dosahují velmi velkých rozměrů, byla v minulosti používána i kombinace nýtování a svařování, kdy se vahadla nýtovala ze svařených částí. U dvoukolých vahadel, zejména na starších strojích, je možné se setkat s vidlicovou konstrukcí (Obr.11). V dvoukolém vahadle jsou na ložiscích uložena pojezdová kola. Buď jsou ložiska s hřídelem uložena přímo v konstrukci vahadla a nebo v ložiskových domcích, které jsou k vahadlu připevněny pomocí třmenů šroubovými spoji (Obr.12). Pokud je dvoukolé vahadlo hnané, nese na sobě pohon (motor, převody). Mazání ložisek vahadel je většinou ztrátové. Mazání ložisek kol je pak řešeno jako ztrátové nebo centrální. [4] [2]



Obrázek 11: *Vahadlo s vidlicovou konstrukcí* Zdroj: [4]

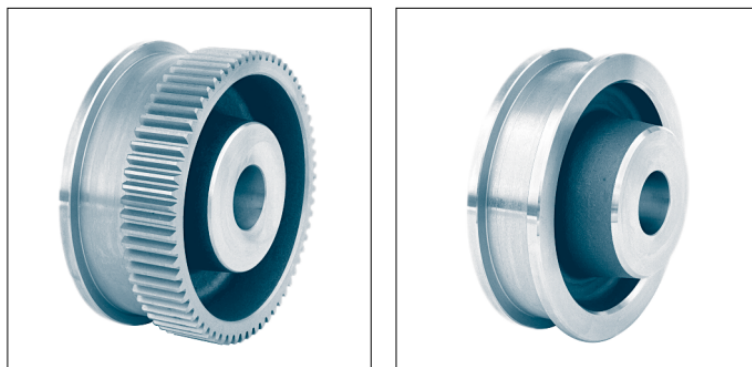


Obrázek 12: *Uložení kol v třmenech* Zdroj: [15]

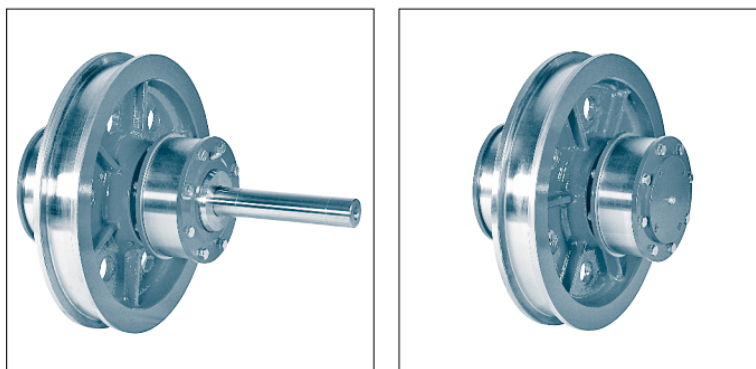
2.4 Pojezdová kola a uložení

Pojezdová kola umožňují zařízení pojíždět po kolejnicové dráze. Na trhu je dostupných mnoho variant provedení pojezdových kol, je však možné vybírat také mezi celými pojezdovými systémy od několika světových výrobců. U každého dodavatele je standardem podpora při návrhu konkrétního řešení a samozřejmě nabídka mnoha konstrukčních úprav jejich výrobků pro co nejsnadnější implementaci v konkrétní aplikaci. Výrobky těchto firem však na rozdíl výrobce dvojkolí nalézají uplatnění především v aplikacích, kde dochází k manipulaci s velkými hmotnostmi při nižších rychlostech. Nejčastěji se tedy používají u portálových jeřábů, například v kontejnerových překladištích, či těžkém a těžebním průmyslu. V těchto oblastech použití působí obrovské síly, proto je nutné používat kvalitní materiály a technologie tepelného zpracování, jako je povrchové kalení.

Významným výrobcem je německá firma Karl Georg, která nabízí široké portfolio produktů pro jeřábovou techniku. Pojezdová kola dodává v několika provedeních v rozměrech od 100 mm až do 1250 mm, jednou z variant jsou i kola pro pohon ozubeným pastorkem (Obr.13). Velmi zajímavá je také nabídka přímo celých kolových sad, které již obsahují kompletní uložení, včetně ložisek a hřídelových kroužků. Je možné zvolit sadu pro hnané nebo vlečené kolo a vybrat si způsob uchycení (Obr.14).



Obrázek 13: Kola samotná nebo s ozubeným prstencem od firmy Karl Georg Zdroj: [21]



Obrázek 14: Sady hnaných nebo vlečných kol od firmy Karl Georg Zdroj: [21]

Dalším dodavatelem působícím na trhu jeřábové techniky pro těžký průmysl je firma Sibre, která nabízí podobné portfolio jako firma Karl Georg, včetně možnosti mnoha úprav na přání zákazníka.

2.5 Pohon

Manipulační a transportní zařízení mohou být poháněna různými zdroji energie. V oblasti manipulátorů pohybujících se po kolejnicových tratích je však s přehledem nejrozšířenější napájení elektrickou energií.

U většiny strojů v této oblasti aplikací můžeme najít dva základní druhy přenosu výkonu:

- elektromechanický
- hydraulický

Elektromechanický

U elektromechanického pohonu je elektrická energie přeměňována přímo na mechanickou. Základní sestava se skládá z elektromotoru (Obr.15), převodovky (Obr.16) a spojky.

Základním elektrickým prvkem strojů je asynchronní motor, který pracuje na střídavý proud. Výhodou těchto motorů je vysoká spolehlivost daná jednoduchou konstrukcí.



Obrázek 15: *Asynchronní elektromotor od firmy Siemens* Zdroj: [22]

Převodovka umožňuje převod mezi hnacím a hnaným strojem, nejčastěji mění úhlovou rychlost a točivý moment rotačního pohybu. Další možností je změna kinematiky pohybu například z rotačního na posuvný pomocí pohybového šroubu. U většiny manipulačních strojů se používá převodovek s konstantním převodovým poměrem, proto se navrhne převodovka s nejvhodnějším poměrem pro běžný provoz.

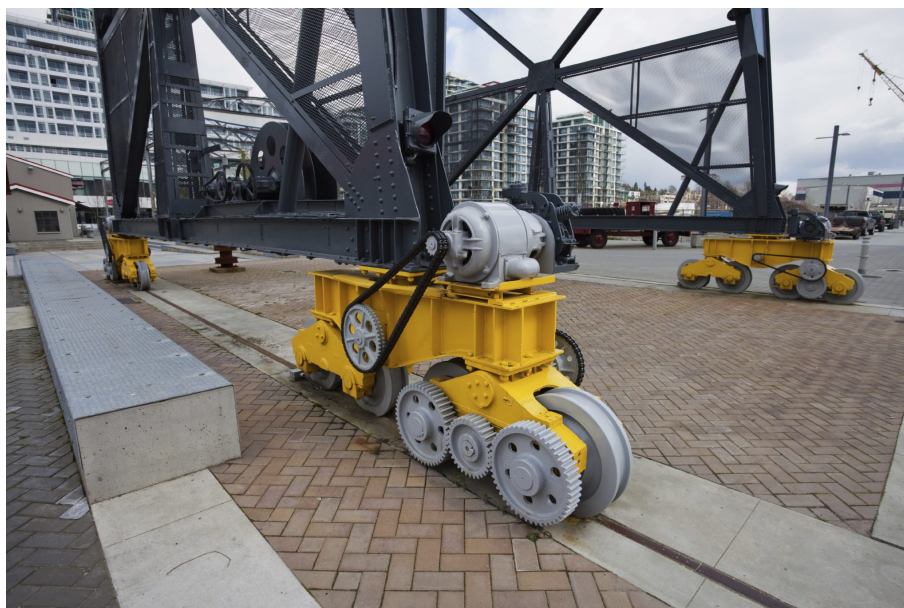


Obrázek 16: Čelní převodovka spojená přírubou s motorem od firmy Siemens Zdroj: [22]

Spojka je součástka, která spojuje obvykle hnaný a hnací hřídel a slouží k přenosu kroutícího momentu. Spojky se často používají na pohonech k vyrovnání vzájemné nesouososti a tlumení rázů. Další významnou aplikací jsou střížné spojky, které přeruší přenos kroutícího momentu, pokud dojde k překročení maximální nastavené hodnoty momentu.

V reálném provozu však hned po spuštění stroje nelze dosáhnout běžné pracovní rychlosti. U všech transportních strojů a jeřábů tedy musíme počítat i s fází rozběhu a doběhu pohonu. Pokud je však asynchronní motor připojený přímo na elektrickou síť, může pracovat pouze v omezeném rozsahu otáček. Z toho důvodu se dnes již běžně používají ve spojení s asynchronními motory také frekvenční měniče, a tak je díky nim možné tyto stroje provozovat v širokém rozsahu otáček. Téměř všichni výrobci v katalogu uvádějí, jaký frekvenční měnič pro navržený motor a provozní podmínky zvolit. Lze tedy vybírat u výrobců ABB, SEW Eurodrive nebo Siemens.

S elektromechanickým pohonem se lze často setkat právě u pojezdových ústrojí portálových jeřábů, mostových jeřábů a těžebních strojů. U těchto podvozků bývá jedním elektromotorem hnané jedno nebo i více kol. Rozvedení výkonu na více kol může být realizováno pomocí ozubených kol a řetězového převodu, jak je uvedeno na Obr.17. U mostových jeřábů se pro rozvod na obě strany pojezdové dráhy používá kardanových hřídel. V takovém případě stačí jeden motor a zároveň se obě strany mostu pohybují naprosto stejnou rychlostí.



Obrázek 17: *Rozvod na kola jeřábu pomocí řetězového převodu* Zdroj: [26]

Dobývací a skládkové stroje jsou také často konstruovány pro pojezd po kolejnicových tratích, především kvůli lepšímu rozložení tlaku ze zatížení do kolejnicové trati. Tyto podvozky, navržené pro obrovské nosnosti, bývají až čtyřstopé s 64 koly. Počet hnaných kol však bývá menší než celkový počet kol a vzhledem ke konstrukci podvozku je výhodné umístit pohon co nejbližěji poháněnému kolu. V tomto uspořádání pro velké výkony bývá použit klasický patkový elektromotor spolu s převodovkou a spojkou, viz. Obr.18. U menších výkonů lze použít kompaktnější řešení, převodový motor nasunutý na hřídel kola se záchytem reakce.



Obrázek 18: *Elektromechanický pohon umístěný přímo na hnaném kole* Zdroj: [15]

Hydraulický

Hydraulický pohon využívá vlastností nosné kapaliny (tj. oleje) pro přenos pohybu. Skládá se vždy z hydrogenerátoru (čerpadla), který je poháněn buď elektromotorem nebo spalovacím motorem, a spotřebiče, tj. hydromotoru. Primární část (motor s čerpadlem) a sekundární část (hydromotor pohánějící dané ústrojí) mohou být prostorově situovány na různých místech a spojení obou částí je realizováno potrubím (ocelové trubky, případně ohebné gumové vysokotlaké hadice). [12] Ovládání motoru je zajištěno šoupátkovým rozvaděčem, škrtícím ventilem, hydraulickými zámky a dalšími prvky hydraulického obvodu. Velmi důležitá je čistota oleje. Proto je nutné do obvodu vložit olejové filtry, případně použít samostatný filtrační okruh.

Hlavní výhodou je kompaktnost motorů, které jsou svými rozměry mnohem menší než elektromotor s převodovkou o stejném výkonu. V případě použití spalovacího motoru jsou stroje nezávislé a mohou tlakový olej používat pro pojezd, pohyb jeřábového ramene a další funkce. V některých aplikacích se hydraulika používá i pro pohon dopravníkových pásů z důvodu snadné regulovatelnosti otáček při zachování momentu.

Významným výrobcem je firma Hägglunds, která nabízí samotné rotační motory (Obr.20), ale i kompletní hydraulické systémy včetně hydraulického agregátu. Další firmou je Poclain Hydraulics, která má reference z aplikací v mnoha odvětvích, jako je zemědělství, lesní technika a manipulační technika. Jejich motory jsou použity i pro pohony pojezdů (Obr.19) portálových jeřábů, kde nabízejí dodání i celého řídicího systému.



Obrázek 19: *Použití hydromotoru pro pohon sekundárního kolejového podvozku* Zdroj: [27]



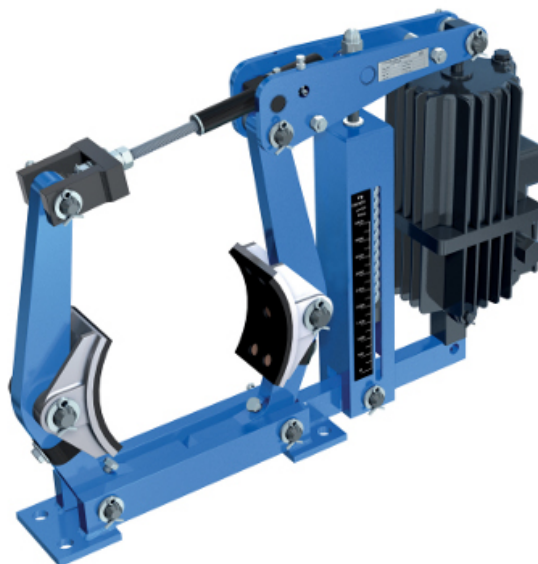
Obrázek 20: *Hydromotor Hägglunds* Zdroj: [28]

2.6 Brzdy

Zařízení musí být vybaveno brzdou při pojížděcí rychlosti $v_p \geq 36 \text{ m/min}$. Z hlediska konstrukčního mohou být brzdy [3]:

- čelistové
- pásové
- kotoučové

Dříve se čelistové brzdy (Obr.21) používali nejčastěji u jeřábových ústrojí. Jejich nevýhodou je velké oteplení při brzdění, a tedy klesající účinnost. Pásové brzdy jsou podstatně účinnější než brzdy čelistové, protože dosahují vyššího třecího výkonu při menších měrných tlacích v důsledku velkého opásání. Ovšem na druhé straně hřídel značně zatěžují ohybem, a proto se používají poměrně málo [12].



Obrázek 21: Čelistová brzda od firmy Sibre Zdroj: [29]

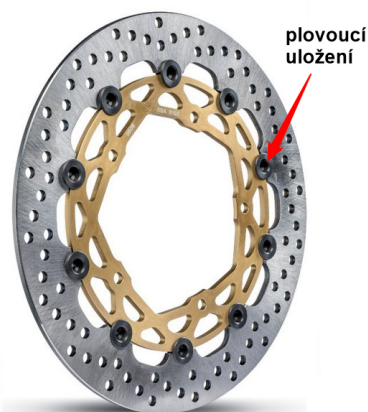
Kotoučové brzdy se již mnoho let uplatňují u jeřábů, těžkých strojů, eskalátorů, pásových dopravníků apod. Jejich přednostmi v porovnání s ostatními typy brzd je lepší odvod tepla, kompaktní konstrukce malých rozměrů, delší životnost obložení, kratší reakční doba brzdy a při hydraulickém ovládnutí možnost regulace momentu změnou tlaku kapaliny. Pod pojmem reakční doba rozumíme čas, který uplyne od okamžiku, kdy je dán impuls k činnosti brzdy do okamžiku dosednutí čelistí na kotouč (počátku brzdění). Tato doba je závislá na konstrukci brzdy a dosahuje několika desetin sekundy. [12]

Kotoučové průmyslové brzdy mohou brzdit buď přímo, nebo pomocí pružiny. U přímo ovládaných působí na čelisti brzd přímo médium, kterým může být olej nebo vzduch a díky tomu je možné ovládat i brzdnu sílu pomocí tlaku kapaliny. U druhého typu je brzdění mechanické působením pružin, které způsobí sevření brzdného kotouče brzdovými čelistmi. Odbrzdování může být hydraulické, pneumatické nebo elektrické. Při ztrátě tlaku respektive napětí se brzda automaticky sepne, po spuštění však brzdí plnou silou a nelze plynule regulovat, respektive výrobce nabízí pouze regulaci na 50 % brzdné síly. Z tohoto důvodu se tento typ brzd používá také jako bezpečnostní prvek, především jako zajištění pojezdu proti ujetí nebo zajištění lanového bubnu na jeřábu proti samovolnému odvíjení lana.



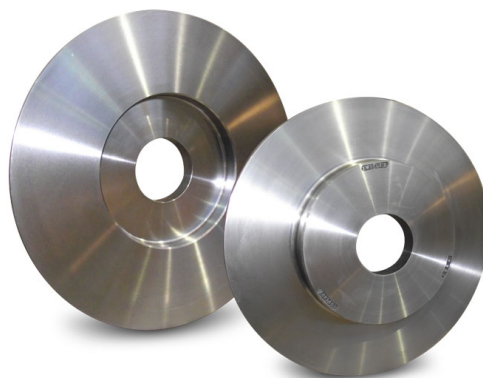
Obrázek 22: *Kotoučové brzdy s brzdící pružinou od firmy Twiflex* Zdroj: [23]

Další nedílnou součástí brzdového ústrojí je brzdový kotouč. Pro dosažení maximálního brzdného účinku obou brzdových obložení je nutné, aby byl kotouč vystředěný a přiléhal k oběma čelistem stejně. Z tohoto důvodu se musí buď kotouč nebo čelisti konstruovat jako tzv. plovoucí (Obr.23).



Obrázek 23: *Uložení plovoucího disku* Zdroj: [24]

Tato konstrukce se však používá především u vysokootáčkových hřídelů, například u automobilů. V aplikacích průmyslových brzd je konstrukce kotouče velmi jednoduchá, skládá se z náboje připevněného na hřídel a kotouče (Obr.24), který je k náboji přišroubován.



Obrázek 24: *Brzdové kotouče od firmy Twiflex* Zdroj: [23]

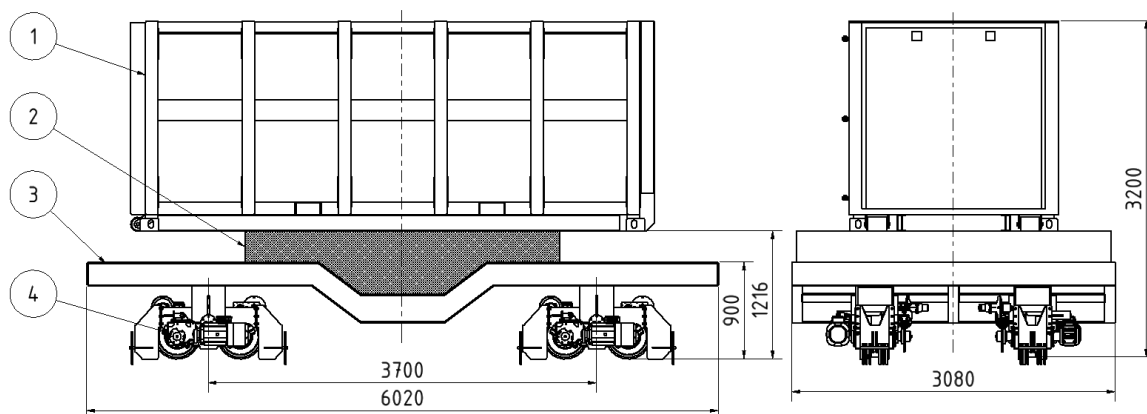
Výrobcem brzdových systémů je společnost Sibre, která také dodává i pojezdová kola, jak bylo zmíněno v předchozích kapitolách. Dalším významným výrobcem je společnost Twiflex, která ve svém katalogu nabízí brzdové systémy včetně brzdových kotoučů. Uvádí také možnost mnoha výrobních úprav na přání zákazníka.

3 Konstrukční část

Při samotné konstrukci zařízení, jsem vycházel z poznatků, získaných při rozsáhlé rešerši manipulačních zařízení. Tyto poznatky, uvedené v předchozích kapitolách, vedly vždy k několika konstrukčním variantám, které jsem zvažoval s hlediska splnění požadavků zadání. Po odsouhlasení návrhů jednotlivých konstrukčních uzlů vedoucím projektu Skotrans, jsem se rozhodl pro konstrukci kolejového vozidla s vahadlovým systémem uložení kol. Všechny použité komponenty a konstrukční prvky jsou popsány v následujících kapitolách.

3.1 Schéma zařízení

Manipulační vozík se skládá z rámu zařízení a podvozku, který je tvořen vahadly s pojezdovými koly. V rámu podvozku je vytvořen prostor pro umístění ústrojí na příčnou manipulaci s kontejnery. Velikost tohoto prostoru plyne z požadavků na provedení daného zařízení a zároveň musí být dodrženy základní výškové rozměry platformy, na které je umístěn kontejner (Obr.25).

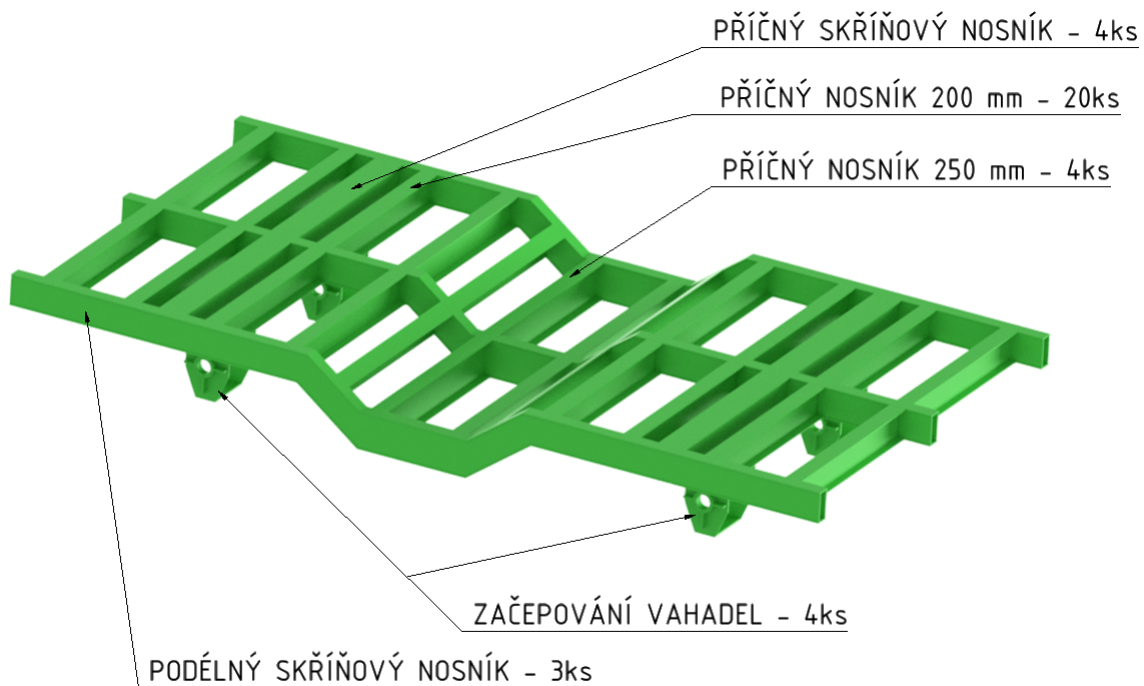


Obrázek 25: Schéma zařízení:1-kontejner na SKO; 2-prostor pro zařízení na zdvih a výsuv kontejneru; 3-rám zařízení; 4-vahadlo podvozku s pohonem

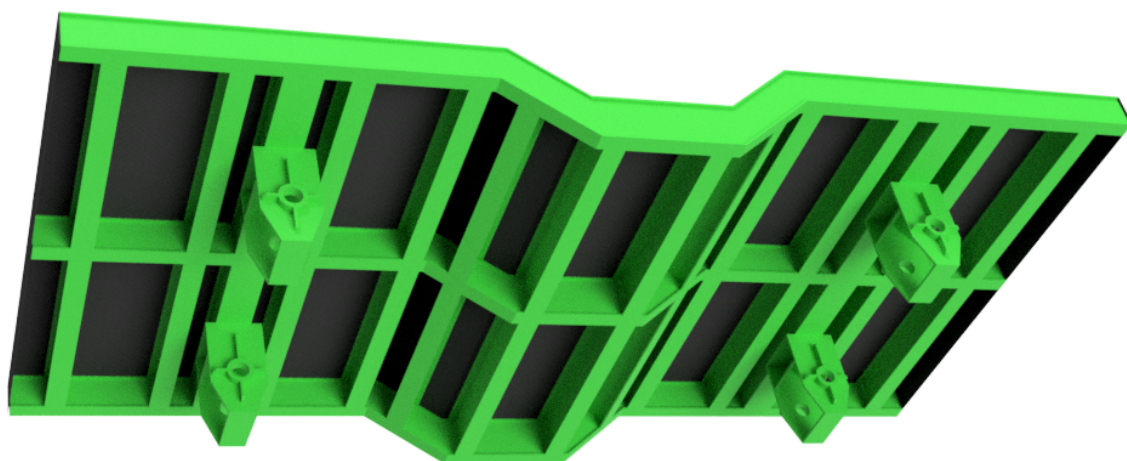
3.2 Rám zařízení

Rám zařízení je základem celé konstrukce a zároveň hlavním nosným prvkem. K základnímu rámu jsou pak prostřednictvím začepování připojena vahadla s pojezdovými koly.

Na schématu (Obr.25) si lze všimnout, že podélný nosník je uprostřed prolomený, kvůli umístění ústrojí na zdvih a příčné vyložení kontejneru. Zároveň je však dle požadavků zadání nutné, aby byla dodržena výška zařízení 900 mm. Z toho důvodu jsem se rozhodl navrhnout podélné nosníky jako skříňové, svařené z ocelových plechů různých tloušťek. Stejně jako v konstrukci nákladních vagonů, představených v předchozích kapitolách, plně využiji zvětšený průřez materiálu uprostřed vozidla.



Obrázek 26: *Rám vozíku*

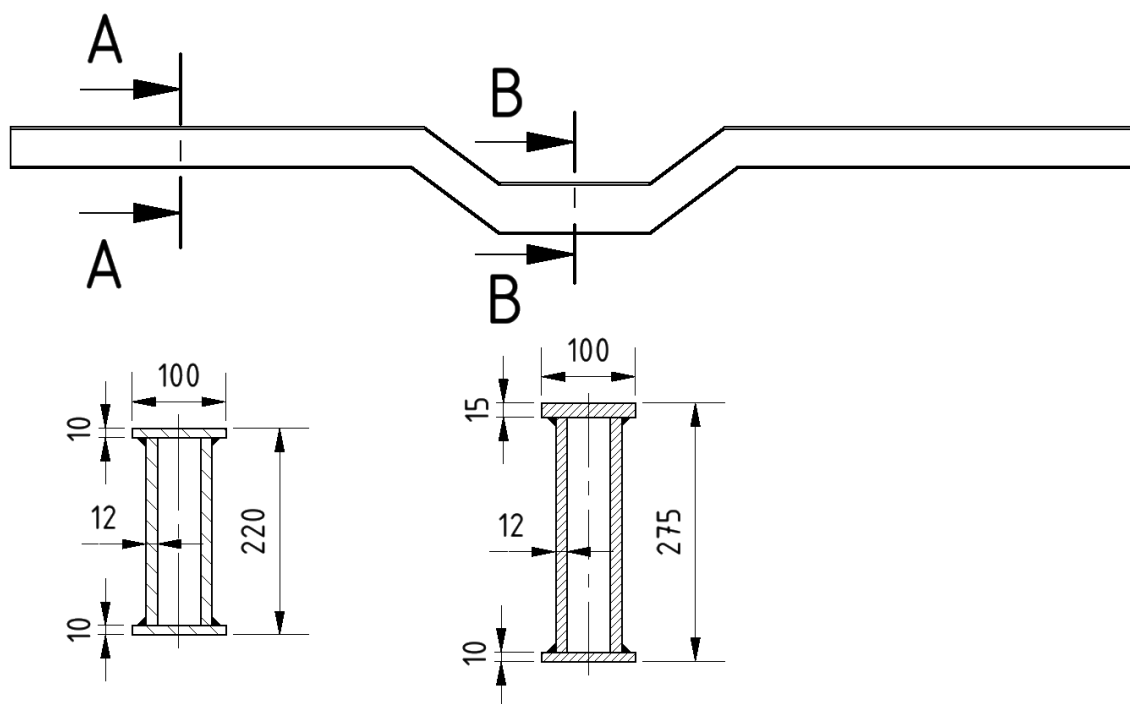


Obrázek 27: *Rám vozíku s ložnou plochou potaženou plechem*

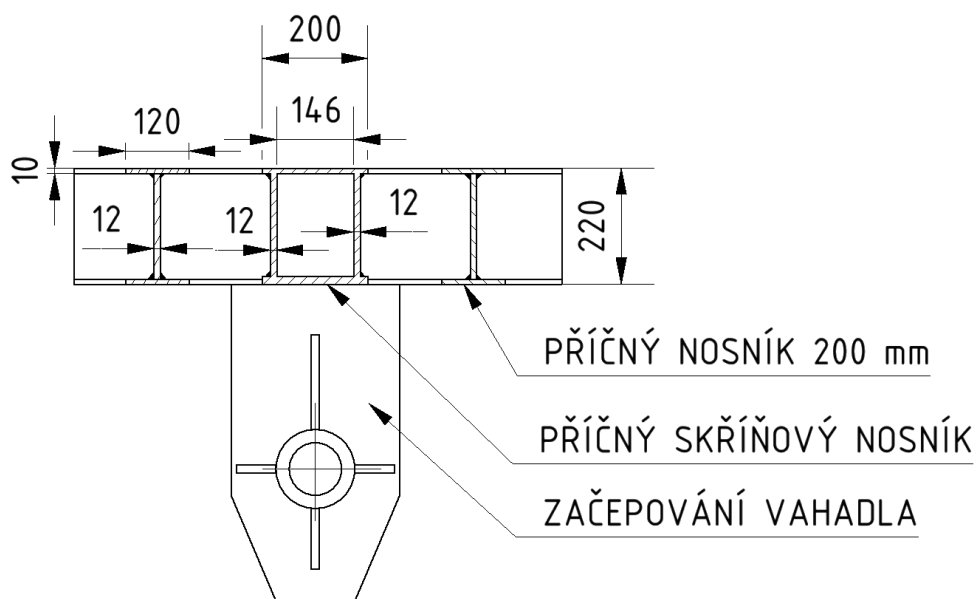
Výhodou tohoto řešení je mimo uvedené pevnostní podmínky také jednoduchá výroba. Tvar nosníku s prolomením se vyřeže z plechové tabule a pomocí přípravku se pak svaří skříňový nosník. Výhodou tohoto řešení je možnost navrhnout různé tloušťky plechů a přizpůsobit se požadavkům konstrukce s maximálním využitím pevnosti materiálu.

Kontejner bude umístěn přímo na výsuvném zařízení, které bude uloženo v prolomení ložné plochy nosníku. Celé zatížení vozíku tedy bude působit zde, a proto jsem v tomto místě, po nevyhovujících výsledcích pevnostní analýzy, značně zvětšil výšku stojiny na 250 mm a tloušťku vrchní pásnice na 15 mm (Obr.28). Pevnost navržené konstrukce jsem kontroloval pomocí MKP výpočtů, které jsou uvedené v kapitole 5.2. Výsledkem této optimalizace je skříňový nosník složený z tlouštěk plechů $10, 12, 15\text{ mm}$.

V konstrukci rámu jsem navrhl tři druhy příčných výztuh, které vzájemně provazují podélné nosníky. Jedná se o svařované I-profilů z plechů o tloušťce $10, 12\text{ mm}$. Pouze nosníky které ponosou začepování jsem opět navrhl jako skříňové, vzhledem k vysokému ohybovému namáhání od uložení vahadel.

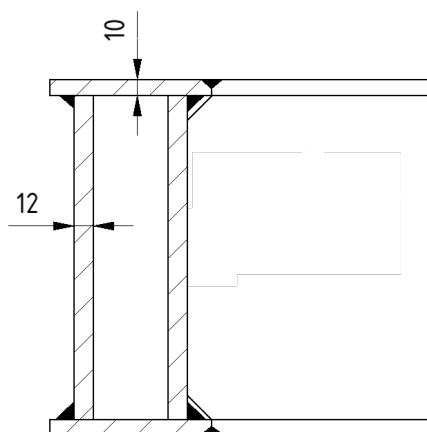


Obrázek 28: Podélný nosník a jeho průřez



Obrázek 29: Příčné nosníky a jejich průřezy

Příčné výztuhy jsou k podélným nosníkům přivařeny dle nákresu na Obr.30. Stojiny jsou svařeny koutovým svarem $a = 10 \text{ mm}$ a pásnice plochým V-svarem velikosti 10, který se zabrousí.



Obrázek 30: Spojení nosníků s vyznačenými svary

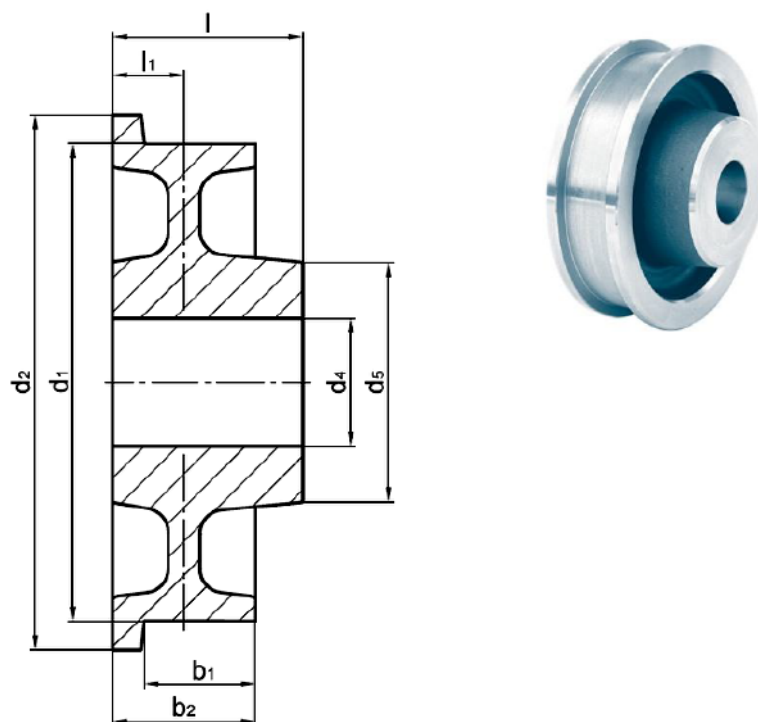
3.3 Podvozek

Z hlediska zadání je velmi omezená výška plošiny vozíku, kde bude umístěno zařízení pro příčnou manipulaci s kontejnery a to 900 mm (Obr.25). První uvažovaná varianta třibodového uložení podvozku (Obr.8) představuje výhodu především z hlediska možnosti využít repasovaná dvojkolí běžně používaných kolejových vozidel, na druhou

stranu je náročné dodržet výškové omezení. Z tohoto důvodu jsem zvolil základní vahadlový systém a tedy osmikolový podvozek. Je tím dosaženo vysoké modularity pohonů s výhodným použitím více hnaných kol a tedy maximalizaci adhezního momentu ve styku kolo-kolejnice.

3.3.1 Kola

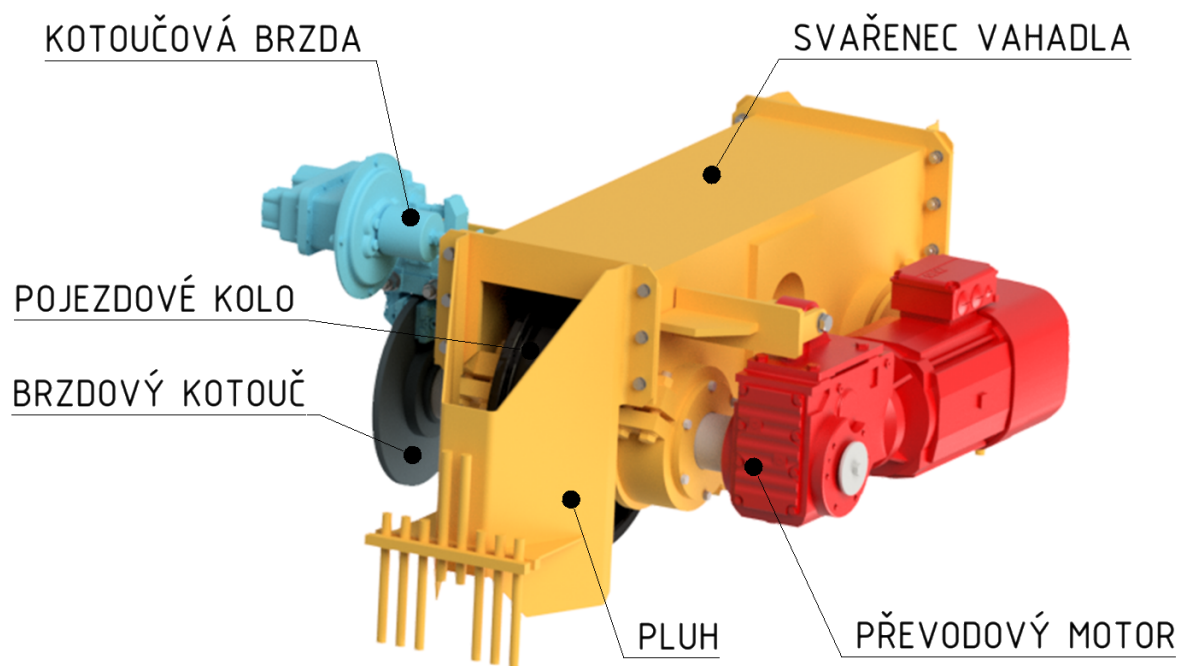
Pojezdová kola umožňují zařízení pojíždět po kolejnicové dráze. Zařízení je opatřeno osmi pojezdovými koly. Zvolená kola jsou vyráběna německou společností Karl Georg. Z nabízených variant jsem zvolil pojezdová kola opatřena jedním nákolkem a to na vnitřní straně. Nákolky zachycují boční síly působící na zařízení a vedou ji po kolejnicové dráze. Mezi nákolkem a kolejnicí počítám s vůlí 5 mm . Je nabízeno také obrobení drážky pro spojení kola s hřídelí pomocí těsného pera. Rozměry pojezdových kol jsou uvedeny na Obr.31, respektive v Tab. 4. Pojezdová kola jsem navrhl dle výpočtů výrobce [21], jak je uvedeno dále.



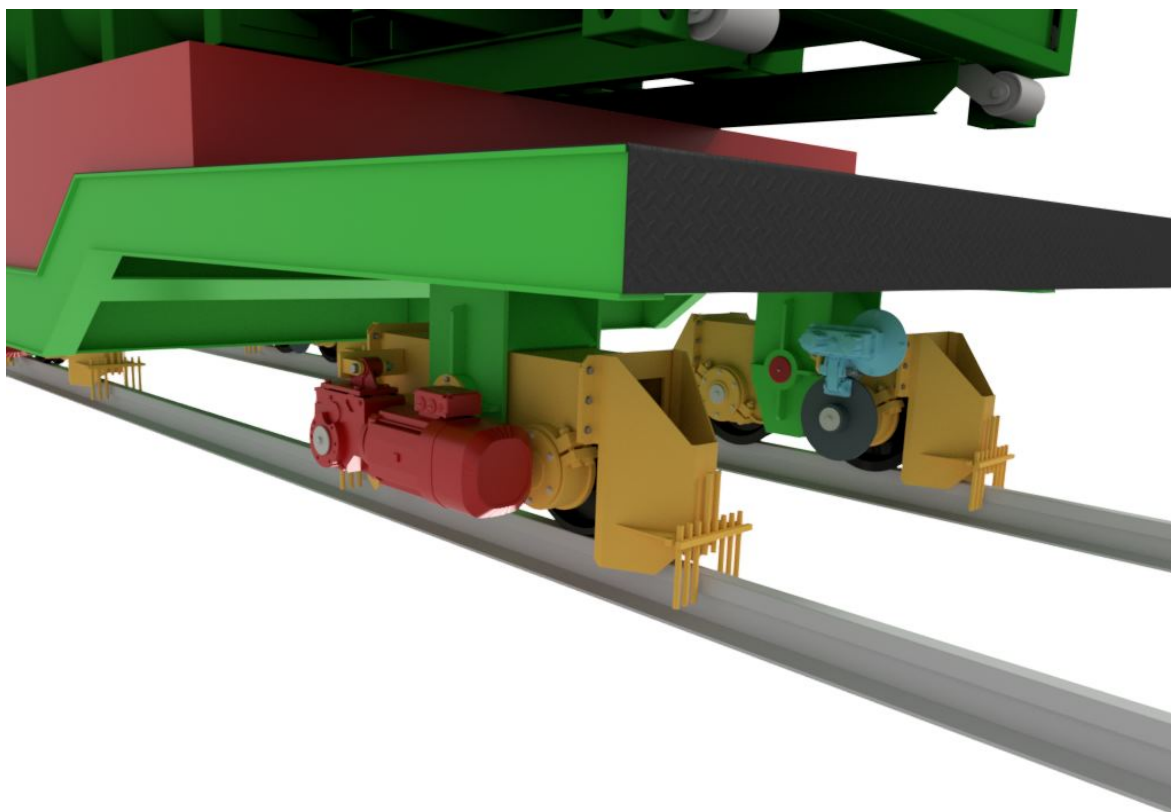
Obrázek 31: Pojezdové kolo B 400x60x70H7 Zdroj: [21]

3.3.2 Návrh konstrukce vahadla

V této kapitole bude popsána navržená konstrukce dvoukolého vahadla s jedním poháněným a jedním vlečeným kolem (Obr.32). Samotná ocelová konstrukce vahadla je navržena jako svařenec z ocelových plechů v kombinaci se šroubovanými prvky.



Obrázek 32: *Dvoukolé vahadlo - celkový pohled*

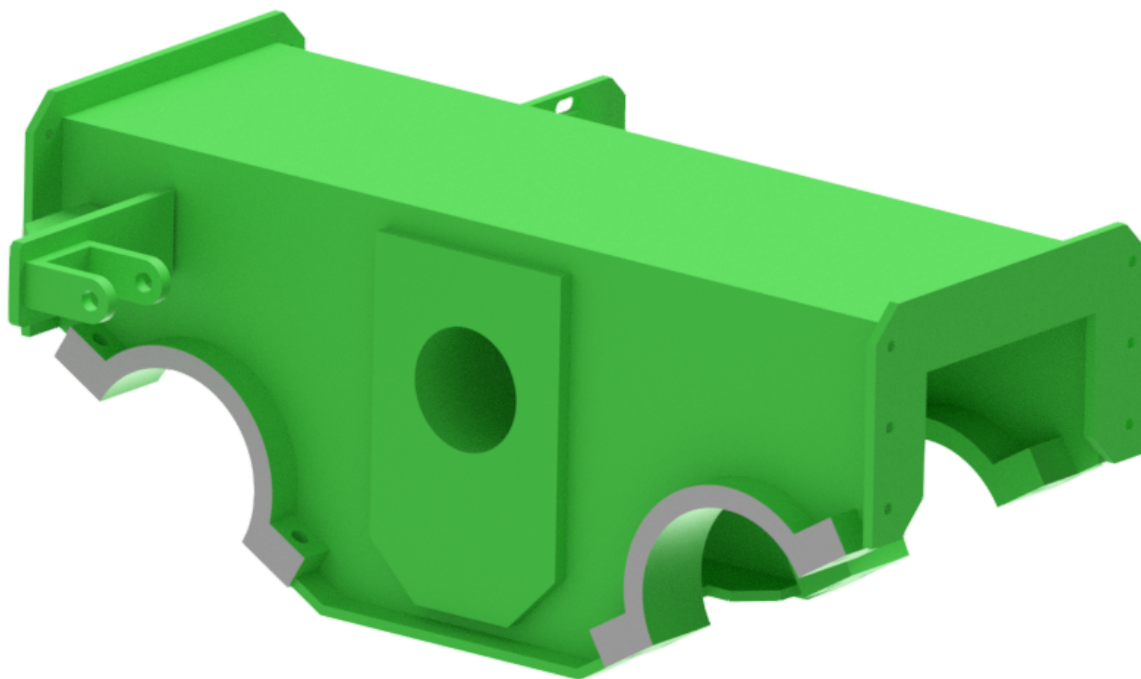


Obrázek 33: *Vahadlo - uložení na rámu*

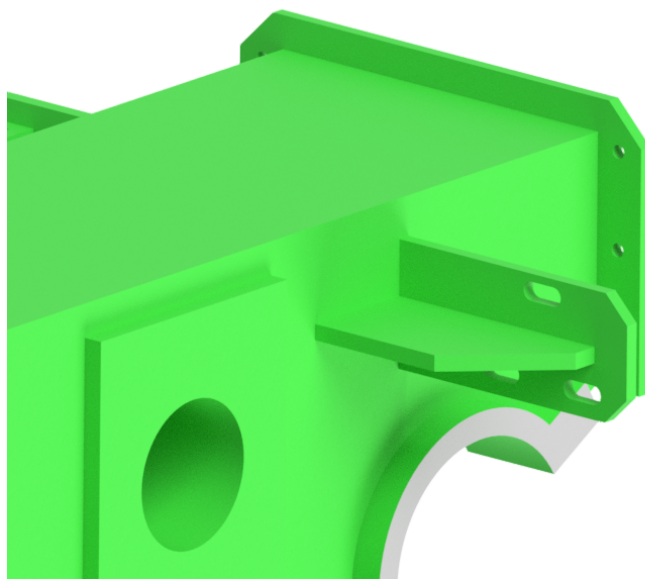
Svařenec vahadla

Jak již bylo uvedeno, navrženou ocelovou konstrukci vahadla tvoří převážně svařované plechy. Jako materiál svařence je použita konstrukční ocel 11 375. Tloušťky plechů použitých na svařenci jsou v rozmezí 8 až 20 mm. Rozvor pojezdových kol vahadla je 600 mm. Z důvodu jednodušší montáže a případné výměny jsou hřídele kol uloženy v třmenech. Každý z třmenů je sešroubován čtyřmi šrouby M16. Dělicí roviny třmenů jsou v úhlu 45°. Pouzdro pro čep vahadla, ve kterém jsou uložena kluzná ložiska, je součástí svařence. Jedná se o silnostěnnou trubku s osazeními pro kluzná ložiska.

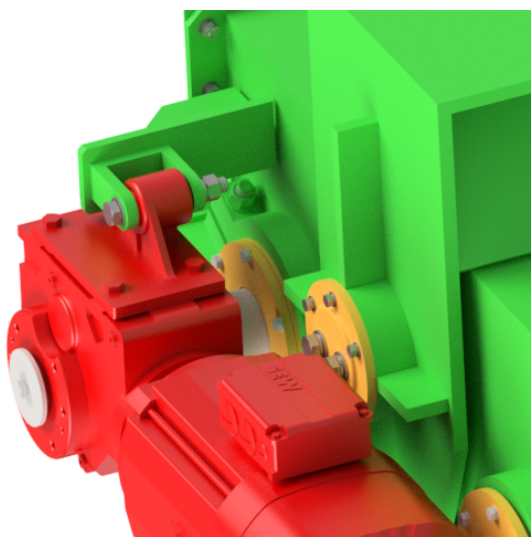
Součástí svařence jsou také konzoly pro záchyt reakce od elektromotorů a upevnění kotoučové brzdy. Tyto konzoly s výztuhami jsou také svařeny z plechů a jsou opatřeny otvory pro šrouby. Detail úchytu brzdy je na Obr.35



Obrázek 34: *Dvoukolé vahadlo - celkový pohled*



Obrázek 35: Konzola brzdy s oválnými dírami

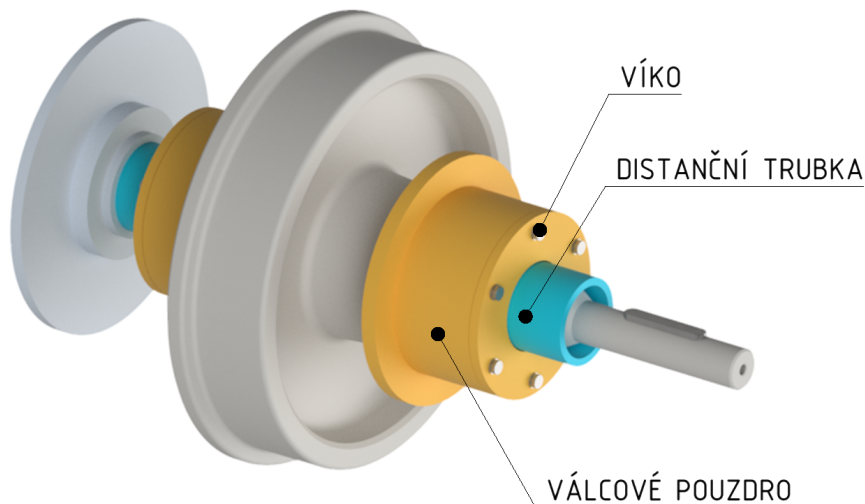


Obrázek 36: Uložení momentové vzpěry

3.3.3 Sestava hřídele kola

Hřídel společně s ložisky a pojezdovým kolem tvoří samostatný konstrukční celek, který je ke svařenci vahadla připojen pomocí již zmíněných třmenů. Toto řešení je výhodné z několika důvodů. Prvním důvodem je možnost smontování tohoto celku zvlášť a jeho následné, poměrně snadné spojení s konstrukcí vahadla. Další výhodou je snadnější utěsnění ložiskových prostorů. Tím že nejsou ložiska uložena přímo ve svařenci, ale v pouzdrech, odpadá problém s těsněním dělicí roviny třmenů. Díky tomu také není požadována tak vysoká přesnost svařence a třmenů, případné malé nesouostoty se vyrovnají v použitých soudečkových naklápěcích ložiscích. Vymezení v axiálním

směru je dáno uložení a distančními trubkami. Každé víko je přišroubováno šesti šrouby M8 k válcovému pouzdru.



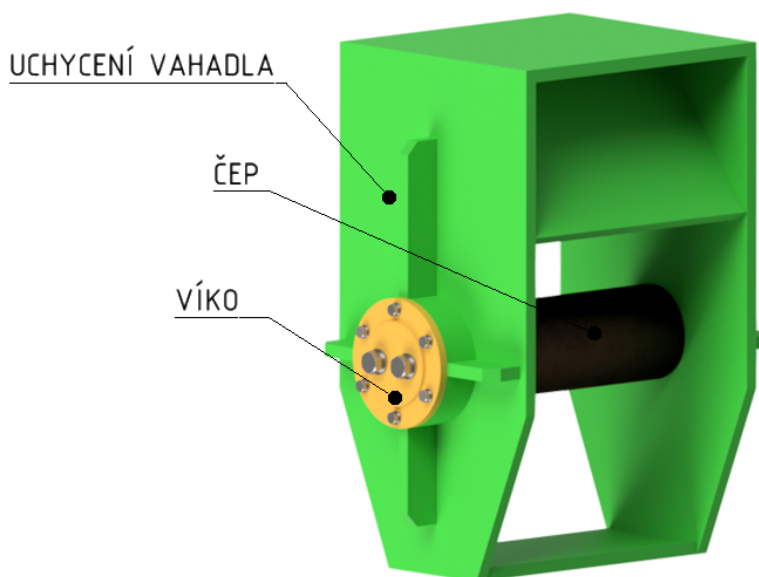
Obrázek 37: Sestava hřídele pojezdového hnaného kola

Ložiska jsou mazána plastickým mazivem, které je do pouzdra možné nalisovat připravenými otvory. Ve víku a pouzdře jsou uloženy dva hřídelové těsnící kroužky, které brání vnikání nečistot, a tedy zkracování trvanlivosti valivých ložisek.

3.3.4 Začepování

Základní rám manipulačního vozíku je s vahadly spojen pomocí čepu (Obr.38). Čep o průměru 100 mm je prostřednictvím dvou šroubů M16 spojen s víkem, které je přišroubováno šesti šrouby M8 ke svařenci uchycení vahadel. Čep je uložen v kluzném bronzovém pouzdře, které je neotočně uloženo v tělese vahadla.

Mazání kluzného ložiska je zajištěno prostřednictvím vývrtu v čepu, kam je přes maznici nalisováno mazivo, a potom rozvedeno po celém obvodu pomocí drážek v pouzdru.



Obrázek 38: Začepování vahadla k rámu

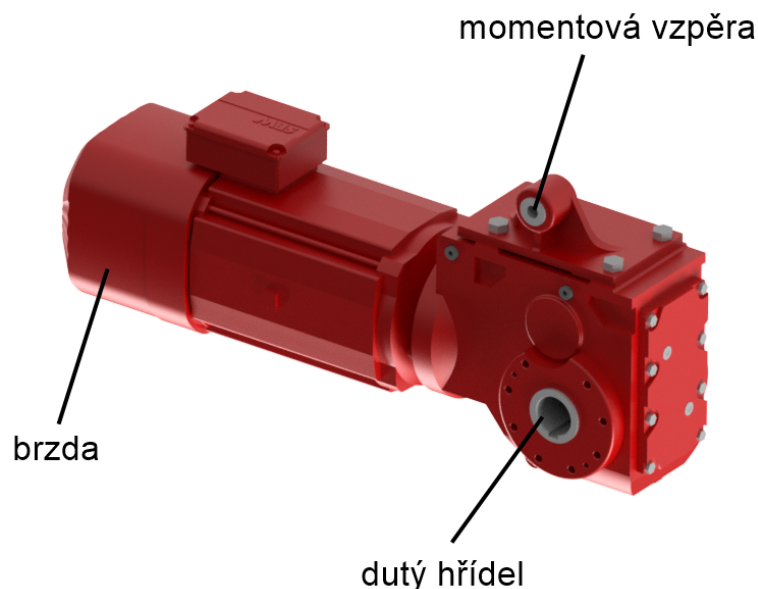
3.4 Pohon

Pro pohon vozíku je možné zvolit několik druhů pohonů spolu s různým konstrukčním řešením. Jak je uvedeno v používaných variantách, nejčastěji se v praxi používá energie přímo elektrické nebo převodu na energii hydraulickou. Každá z uvedených variant má své výhody a nevýhody. Pro manipulační vozík jsem zvolil čistě elektromechanický pohon z několika důvodů. První je samozřejmě neoddiskutovatelně snadnější údržba tohoto pohonu, oproti hydraulickému obvodu s tlakovým olejem. Druhým důvodem je výhodné uspořádání vedení na stroji. Jelikož nosníky jsou konstruovány jako skříňové, není problém veškeré elektrické rozvody umístit dovnitř nosníků, kde jsou chráněny před okolními vlivy. Jako další důležitý faktor pro rozhodnutí bych uvedl cenovou dostupnost elektromotorů, z tohoto důvodu si mohu dovolit použít čtyři motory a získat tím lepší adhezni podmínky při rozjezdu. Neoddiskutovatelnou výhodou elektromechanického pohonu je také vyšší spolehlivost celého zařízení, protože v případě poruchy je možné pracovat i s menším počtem pohonů, zatímco při výpadku jednoho hydraulického pohonu ze dvou, je zařízení vyřazeno z provozu.

3.4.1 Motor

Výběrem podvozkového vahadlového systému a elektromechanického pohonu jsem zároveň zvolil i umístění elektromotoru. Pokračoval jsem návrhem uspořádání pohonu s elektromotorem a převodovkou. Vzhledem k tomu, že potřebné převodové číslo je relativně nízké, a tedy i převodovka bude mít malé rozměry, rozhodl jsem se pro použití převodového motoru od firmy SEW, který byl kompaktnější než konkurenční motory o stejném výkonu.

Převodový motor se skládá z přírubového motoru, který je přímo spojený s kuželovou převodovkou s dutým hřídelem, která je nasunuta na převislém konci hřídele pojezdového kola.



Obrázek 39: Převodový motor SEW KA77TDRN132S4BE11/TF Zdroj: [20]

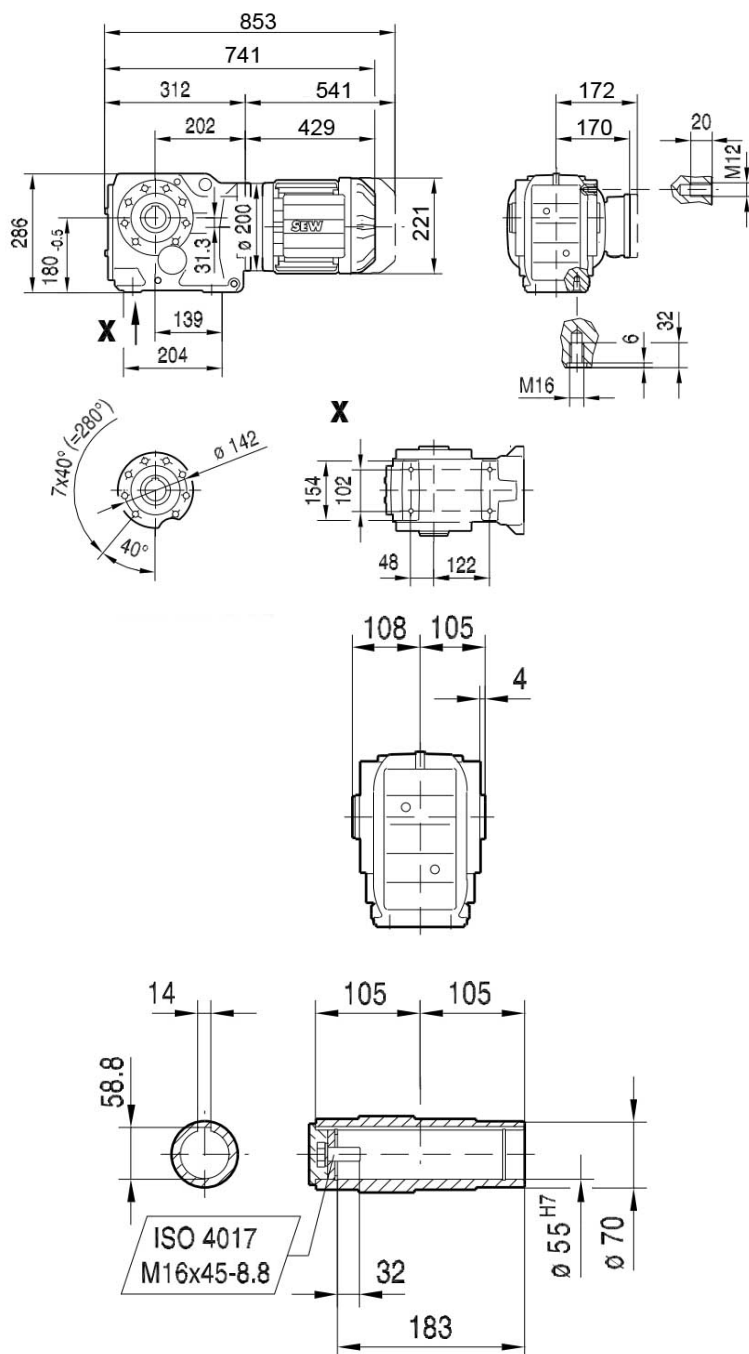
Konstrukčně je použití tohoto motoru vhodné, protože není potřeba pro motor navrhovat zvláštní uchycení, které by bylo spojeno se vznikem nesouosostí mezi hřídelemi a bylo by nutné používat další prvky pro vyrovnání. Jako záchyty reakce zde slouží momentová vzpěra, která se uloží do rámu vahadla (Obr.36).

Varianta převodového motoru, kdy jsou elektromotor s převodovkou spojeny v jeden blok, se do konstrukce hodí také svými zástavbovými rozměry (Obr.40). Díky tomuto uspořádání je motor zcela přístupný pro případné opravy nebo výměnu.

Parametry převodového motoru jsou uvedeny v tabulce 5. Jedná se o třífázový, uzavřený asynchronní elektromotor s kotvou na krátko a vlastním chlazením. Tento motor je vhodný pro provoz se všemi běžnými měniči frekvence. Díky použití izolace s dvojitým lakováním a mezifázové izolaci jsou vnitřní vinutí chráněna proti nebezpečí průrazu z vysoké rychlosti vzestupu napětí v čase.

Pro kolejový vozík je důležitý rozběhový moment, aby nedošlo k prokluzu kol během rozjezdu. Prokluz kol nastává, pokud je moment pohonů vyšší než adhezní moment pojezdových kol. Z tohoto důvodu jsem zvolil čtyři menší pohony, které v součtu dodávají potřebný výkon a zároveň dosahují lepších adhezních podmínek pro rozjezd.

Dále je pro manipulační zařízení velice důležitá regulovatelnost pohonu. Z tohoto důvodu budou pohony vybaveny frekvenčními měniči. Ty se dnes používají v mnoha zařízeních právě ve spojení s asynchronními motory. Z hlediska řízení je poté pohon plynule regulovatelný a značně usnadňuje obsluhu zařízení. [14] Při rozběhu je možné elektromotory krátkodobě přetížit a to až na 2,5 násobek jmenovitého výstupního momentu. [12] Tato přetížitelnost je však omezena především maximálním proudem, který však frekvenční měnič reguluje a pokud je elektromotor přetěžován příliš dlouho, tak ho odpojí.



Obrázek 40: Rozměrové schéma převodového motoru SEW Zdroj: [20]

3.5 Brzdy

Pro provoz zařízení a dodržení bezpečnosti je nutné, aby byl vozík vybaven brzdami. Zároveň je tato aplikace, kdy brzdíme těžkou hmotu a zařízení se pohybuje v cyklech po stejné dráze, ideální pro možné využití rekuperované energie. K tomu je zapotřebí frekvenční měnič vybavený rekuperačním usměrňovačem, pak je možné vracet energii zpět do sítě. Pokud však rekuperace není žádaná, stačí obyčejný frekvenční měnič s diodovým usměrňovačem, který energii z brzdění maří na teplo v odporu. V obou

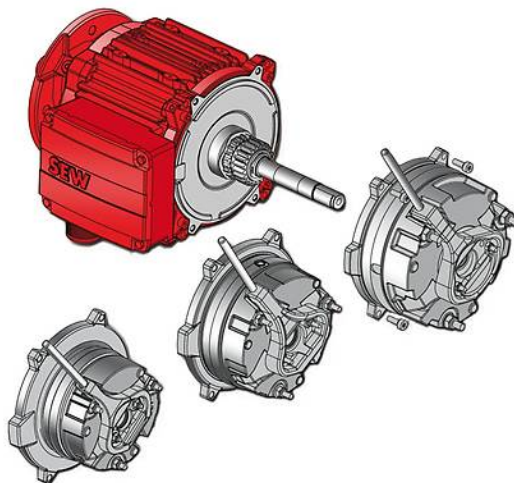
případech je však potřeba zařízení napájet z transformátorové stanice, aby rozběhy pohonů neovlivňovaly vnější elektrickou síť. Po plynulém a regulovaném elektrickém brzdění dojde k dobrzdění pomocí mechanických kotoučových brzd. Tento způsob je v praxi nejčastěji používaný, protože při brzdění motorem nedochází k opotřebením brzdových obložení. Pokud však nastane havarijný stav, zařízení je schopné zastavit bez motorického brzdění.

Zařízení je tedy schopné použít pro zastavení:

- odporové (generátorické) brzdění
- elektromagnetickou brzdu
- kotoučovou brzdu

Elektromagnetická brzda

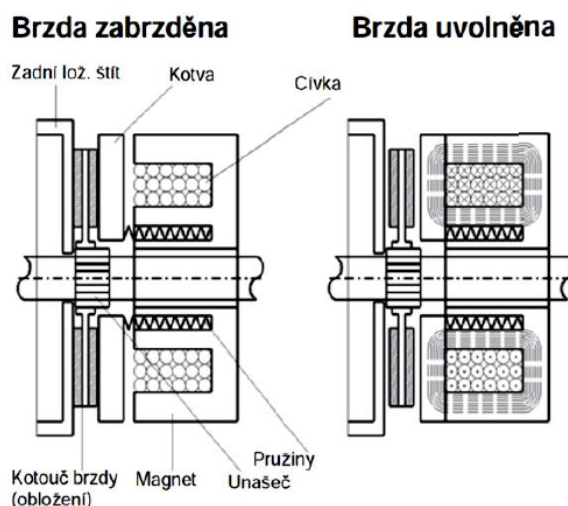
V katalogu výrobce je možné zvolit vybavení převodového motoru stejnosměrně spínanou pružinovou brzdou (Obr.41). Firma SEW dokonce nabízí osazení dvojitou brzdou, pro vyšší brzdňý výkon. Brzda zabraňuje nechtěnému pohybu (roztočení) stroje, funkce parkovací brzdy nebo vytváří brzdou sílu při zastavování stroje do klidu, funkce pracovní a nouzové brzdy. Brzda je vybavena pevně aretovatelným ručním odbrzděním. Brzdňý účinek lze tedy u brzdy v beznapěťovém stavu zrušit i bez demontáže. Tato brzda má nastavitelný brzdňý moment v rozmezí od 50 Nm do 80 Nm. Tato regulace se provádí pomocí odebrání pružin, jemné nastavení je možné provést otáčením nastavovacího kroužku.



Obrázek 41: *Elektromagnetická brzda SEW Eurodrive* Zdroj: [20]

Princip funkce je následující: mezi zadním ložiskovým štítem a plochou kotvy se nachází brzdový kotouč, který je osazen na obou stranách brzdovým obložení. Přes unašec přenáší brzdový kotouč brzdňý moment na hřídel motoru. Na unašeci se brzdový kotouč může volně axiálně pohybovat. Díky síle pružiny tlačí plocha kotvy brzdový kotouč na zadní ložiskový štít motoru. Tření mezi plochou kotvy a brzdovým obložení, jakož i mezi ložiskovým štítem a obložení z druhé strany, vytváří brzdňý moment.

Uvolnění brzdy se provádí pomocí elektromagnetu. Po zapnutí budícího proudu přitáhne elektromagnet desku kotvy proti síle pružin o několik desetin mm od brzdového obložení zpět, čímž dojde k uvolnění brzdového kotouče. Přerušení proudu vede k celkovému přerušení magnetické síly a tlak pružin opět převáží. Tím následuje nucená aktivace brzdného účinku - zabrzdění. Ukázka principu funkce brzdy je znázorněna na Obr.42



Obrázek 42: *Princip funkce brzdy* Zdroj: [20]

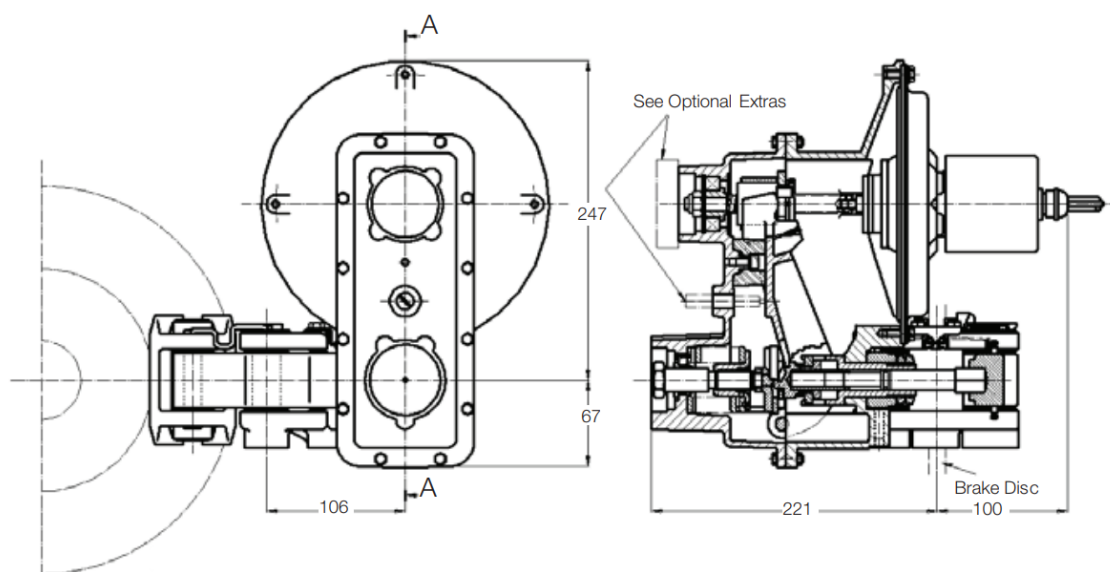
Kotoučová brzda

Při výběru jsem zvolil, v oblasti manipulační techniky, nejpoužívanější kotoučovou brzdu. Z požadavku zadavatele jsou všechny ústrojí vozíku, včetně zařízení pro zdvih a výsuv kontejnerů, navrženy jako elektromechanické. Z tohoto důvodu jsem také zvolil elektricky ovládanou pružinovou brzdu (Obr.43). Tím odpadá nutnost přidání hydraulického nebo pneumatického obvodu.



Obrázek 43: *Brzda MXEA od firmy Twiflex* Zdroj: [23]

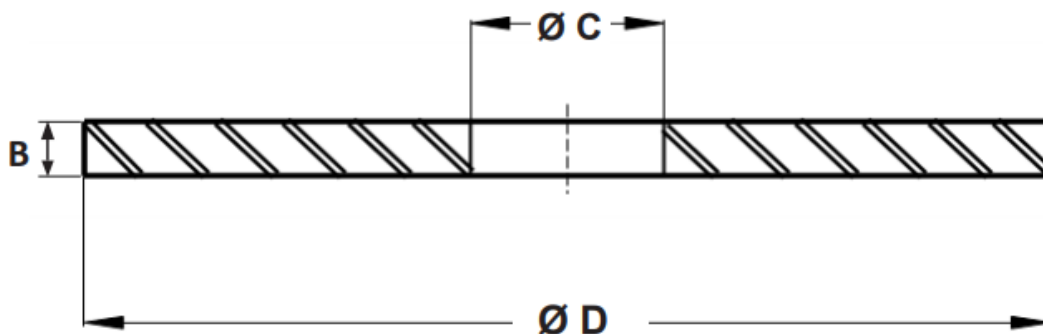
Princip brzdy spočívá v přitlačení brzdového obložení čelistmi na brzdový kotouč. Tyto čelisti jsou ovládány aktuátorem, ve kterém jsou umístěny pružiny, které přitlačují čelisti ke kotouči. Pro odbrzdění je zde použito plochého "pancake" krokového motoru, který pohání kuličkový šroub. Pokud je motor pod napětím, motor přes kuličkový šroub stlačí pružiny a čelisti kotouč uvolní. Pokud dojde ke ztrátě napětí, pružiny se uvolní a čelisti stlačí kotouč. Tato brzda obsahuje patentovanou samostavěcí technologii, která udržuje konstantní mezeru (a tedy i brzdou sílu) mezi obložím a kotoučem, nezávisle na opotřebení obložení. Tento typ brzdy je kompaktní verzí běžných kotoučových brzd, rozměry a parametry jsou uvedeny na Obr.44 respektive v Tab.6.



Obrázek 44: Brzda Twiflex MXEA 7701211 Zdroj: [23]

Brzdový kotouč

Výrobce Twiflex pro své brzdy doporučuje i použití vlastních kotoučů. Tyto kotouče jsou složeny z náboje (Obr.46), který je uložen na hřídeli, a brzdového disku (Obr.45). Parametry brzdového disku a náboje jsou uvedeny v Tab.2 respektive Tab.3.

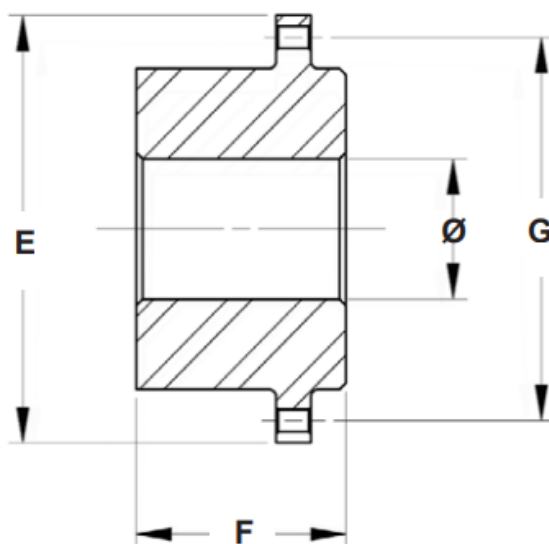


Obrázek 45: Brzdový kotouč Twiflex Zdroj: [23]

Tabulka 2: *Parametry: Brzdový kotouč Twiflex F 400112* Zdroj: [23]

Typ	$\emptyset D$ [mm]	B [mm]	$\emptyset C$ [mm]	hmotnost [kg]
F 400112	400	12,7	100	11,7

Náboj je spojený s hřídelí prostřednictvím pera a zajištěn příložkou a šroubem proti axiálnímu pohybu. Disk je s nábojem pevně spojen šrouby. Základní vůle mezi obložením a diskem se tedy vymezí při montáži brzdy, která je upevněna pomocí šroubů v oválných dírách, které umožňují rektifikaci v axiálním směru hřídele.

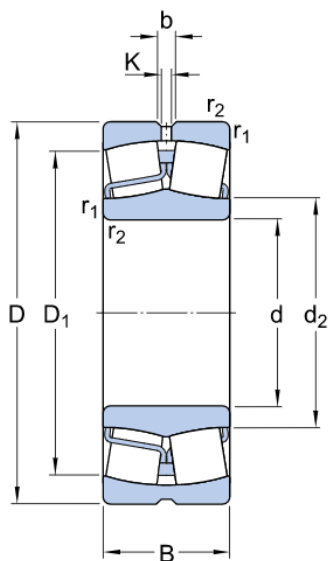

 Obrázek 46: *Příruba disku Twiflex*
Zdroj: [23]

 Tabulka 3: *Parametry: Příruba disku Twiflex H 400121* Zdroj: [23]

Číslo	velikost náboje [mm]	E [mm]	F [mm]	\emptyset [mm]	G [mm]
H 400121	100	146	87	65	120,6

3.6 Ložiska

Pro uložení hřídelí jsem navrhl použití valivých soudečkových ložisek od výrobce SKF. Jejich konstrukce umožňuje naklápění kroužků ložisek vůči sobě a jsou tedy schopna vyrovnávat nesouosost hřídele vzhledem k tělesu, ta může být způsobena například průhybem hřídele. V tomto případě mohou nesouososti vzniknout i při výrobě vahadla, protože uložení hřídelí je řešeno jako ocelový svařenec. Výhodou je také velká únosnost soudečkových ložisek axiálním směru. Přestože je kolejnicová dráha přímá, lze předpokládat působení příčných sil vlivem vodící síly na nákolku.



Obrázek 47: Schéma ložiska SKF 22214 E Zdroj: [25]



Obrázek 48: Soudečkové ložisko Zdroj: [25]

4 Koncepční výpočty

Tato kapitola je věnována návrhovým výpočtům pro koncept zařízení. Především návrhu a následné kontrole pohonu pojezdu, výpočtu požadované pojezdové rychlosti a návrhu vhodných brzd pro elektromotory. Obsahuje také výpočty a kontroly čepů a per přenášejících hnací momenty a síly.

4.1 Určení celkové hmotnosti

Při návrhu všech ústrojí se vychází ze základního parametru, kterým je celková hmotnost zařízení. Pro návrhové výpočty jsem tedy určil maximální hmotnost zařízení včetně všech ústrojí a maximální předpokládanou hmotnost nákladu, kterou jsem záměrně navýšil o 5000 kg jako rezervu pro vlastní hmotnost konstrukce a případné provozní přetížení.

$$G_o = G_v + G_z \quad (1)$$

$$G_o = 10000 + 20000$$

$$G_o = 30000 \text{ kg}$$

kde

G_v hmotnost zařízení s prázdným kontejnerem [kg]

G_z hmotnost nákladu [kg]

4.2 Maximální síla působící na jedno kolo podvozku

Pro stav, kdy zařízení nese maximální přípustný náklad, spočítám kolovou sílu:

$$F_{max} = \frac{G_o \cdot g}{p} \quad (2)$$

$$F_{max} = \frac{30000 \cdot 9,81}{8}$$

$$F_{max} = 36788 \text{ N}$$

kde

g tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

p počet pojezdových kol podvozku

4.3 Průměr pojezdových kol

Únava materiálu při odvalování se projevuje tvořením jamek a odloupáváním povrchu dotykových ploch - počátek tvoření jamek závisí na materiálu, hodnotě zatížení a počtu cyklů. Z maximální síly působící na jedno kolo podvozku a následujících vypočtených hodnot je možné stanovit minimální průměr pojezdového kola. [8]

4.3.1 Účinná šířka kolejnice

Pro výpočet určím účinnou šířku kolejnice:

$$b_k = K - 2 \cdot r_1 \quad (3)$$

$$b_k = 55 - 2 \cdot 5$$

$$b_k = 45 \text{ mm}$$

kde

K šířka hlavy kolejnice dle katalogu [21] [mm]

r_1 poloměr zaoblení kolejnice, dle katalogu [21] [mm]

4.3.2 Součinitel počtu otáček

Podle literatury [3] určím součinitel počtu otáček:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_k}} \quad (4)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{133,69}}$$

$$f_n = 0,629$$

kde

n_k počet otáček pojezdového kola, dle vzorce 16 [min^{-1}]

4.3.3 Součinitel trvanlivosti

Podle literatury [3] určím součinitel trvanlivosti:

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{Y}{500}} \quad (5)$$

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{8000}{500}}$$

$$f_h = 2,154$$

kde

Y doba využívání zařízení, zvolena dle literatury [3] $Y = 8000$ [hod]

4.3.4 Minimální průměr pojezdových kol

Nyní mohu vypočítat návrhový průměr pojezdových kol, dle literatury [3]:

$$F_{max} = \frac{k_1}{f_h} \cdot D_{min} \cdot b_k \cdot f_n \quad (6)$$

Úpravou vzorce 6 dostaneme:

$$D_{min} = \frac{F_{max} \cdot f_h}{k_1 \cdot b_k \cdot f_n} \quad (7)$$

$$D_{min} = \frac{36788 \cdot 2,154}{8,5 \cdot 45 \cdot 0,629}$$

$$D_{min} = 269,5 \text{ mm}$$

kde

f_h součinitel trvanlivosti dle vzorce 5 [1]

f_n součinitel počtu otáček dle vzorce 4 [1]

k_1 součinitel závislý na materiálu a druhu provozu, zvolen dle lit. [?] [1]

b_k účinná šířka kolejničky dle vzorce 3 [mm]

Výsledný průměr jsem zvětšil na 400 mm z konstrukčních důvodů. Zároveň je tento rozměr dostupný v katalogu zvoleného výrobce. Vybrané kolo má parametry uvedené v následující tabulce:

Tabulka 4: Parametry: Pojezdové kolo B 400x60x70H7 (rozměry v mm) Zdroj: [21]

Typ	d_1	d_2	d_4	d_5	b_1	b_2	l	l_1	Hmotnost [kg]	Zatížení [kg]
B 400x60x70H7	400	432	70	197	60	100	140	50	71	11900

4.4 Kontrola pojezdových kol

Na základě vypočteného průměru pojezdových kol v předchozí kapitole byla zvolena kola od společnosti Karl Georg [21]. Kontrola návrhového výpočtu byla provedena podle doporučení výrobce uvedeného v katalogu. Specifikace a popis vybraného kola je uveden v tabulce 4

Dovolené zatížení jednoho pojezdového kola

$$F_d = p_{zul} \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot d_1 \cdot (K - 2 \cdot r_1) \quad (8)$$

$$F_d = 2,8 \cdot 0,77 \cdot 1,12 \cdot 400 \cdot (55 - 2 \cdot 5)$$

$$F_d = 43465 \text{ N}$$

kde

- p_{zul} dovolený tlak mezi kolem a kolejnicí, byl dle lit. [21] zvolen $p_{zul} = 2,8 \text{ MPa}$
 c_2 koeficient rychlosti pojezdu, byl dle lit. [21] zvolen $c_2 = 0,77$
 c_3 koeficient využití zařízení, byl dle lit. [21] zvolen $c_3 = 1,12$
 d_1 průměr pojezdového kola
 K šířka hlavy kolejnice
 r_1 poloměr zaoblení hlavy kolejnice

Ekvivalentní zatížení jednoho pojezdového kola

$$F_e = \frac{\left(\frac{Z_{min} + 2 \cdot Z_{max}}{3}\right) \cdot g}{p} \quad (9)$$

$$F_e = \frac{\left(\frac{10000 + 2 \cdot 30000}{3}\right) \cdot 9,81}{8}$$

$$F_e = 27795 \text{ N}$$

kde

- Z_{min} minimální zátěž působící na pojezdová kola [kg]
 Z_{max} maximální zátěž působící na pojezdová kola [kg]
 p počet kol zařízení

4.4.1 Kontrola síly působící na jedno pojezdové kolo

Z podmínky:

$$F_e \leq F_d \quad (10)$$

$$28612 \text{ N} \leq 43465 \text{ N} \Rightarrow \text{Navržená pojezdová kola VYHOVUJÍ} \quad \checkmark$$

kde

- F_e ekvivalentní zatížení jednoho pojezdového kola dle vzorce (9) [N]
 F_d dovolené zatížení jednoho pojezdového kola dle vzorce (8) [N]

4.4.2 Kontrola průměru pojezdových kol

Z výpočtového vztahu uvedeného v katalogu výrobce Karl Georg určím minimální dovolený průměr pojezdového kola a porovnám s navrženým průměrem $d_1 = 400 \text{ mm}$

Minimální průměr pojezdového kola dle výrobce

$$d_{min} = \frac{F_e}{p_{zul} \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot (K - 2 \cdot r_1)} \quad (11)$$

$$d_{min} = \frac{27795}{2,8} \cdot 0,77 \cdot 1,12 \cdot (55 - 2 \cdot 5)$$

$$d_{min} = 255,8 \text{ mm}$$

kde

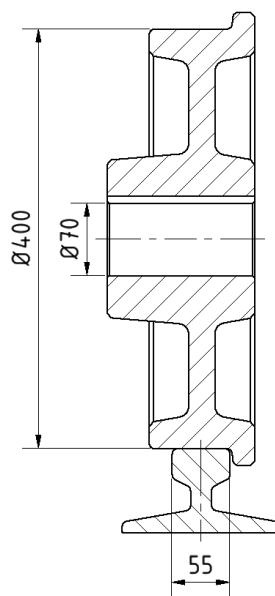
- F_e ekvivalentní zatížení jednoho pojezdového kola dle vzorce (9)
 p_{zul} dovolený tlak mezi kolem a kolejnicí, byl dle lit. [21] zvolen $p_{zul} = 2,8 \text{ MPa}$
 c_2 koeficient rychlosti pojezdu, byl dle lit. [21] zvolen $c_2 = 0,77$
 c_3 koeficient využití zařízení, byl dle lit. [21] zvolen $c_3 = 1,12$
 d_1 průměr pojezdového kola
 K šířka hlavy kolejnice
 r_1 poloměr zaoblení hlavy kolejnice

$$d_1 \geq d_{min} \quad (12)$$

$400 \geq 255,8 \Rightarrow$ Navržená pojezdová kola **VYHOVUJÍ** ✓

kde

- d_{min} minimální průměr pojezdového kola [mm]
 d_1 navržený průměr pojezdového kola [mm]



Obrázek 49: Náčrt kontaktu kola s kolejnicí A55 dle DIN 536

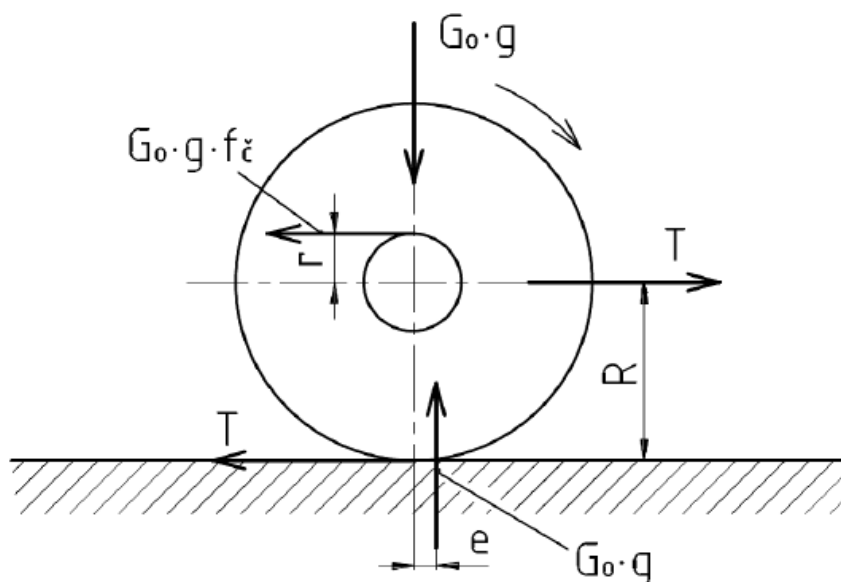
4.5 Předběžný návrh pohonu pojezdu

Z hodnot vypočítaných v předchozí kapitole je možné dále provést předběžný návrh pohonu vozíku.

4.5.1 Tažná síla

Při návrhu pohonu kolejového podvozku vycházíme především z pasivních odporů, které vozidlo musí překovávat. Jedná se hlavně o valivé a čepové tření, dále také tření nákolků o kolejnice, případně v důsledku deformace podvozku nebo kolejnicové dráhy.

Pro účely výpočtu se dají vyjádřit odpory vzniklé valivým a čepovým třením (momentem k ose pojezdového kola). Působení ostatních odporů je potřeba do výpočtu zahrnout opravným součinitelem. Moment k ose kola od čepového a valivého tření se vyjádří dle následujícího obrázku jako rovnice (13). [3]



Obrázek 50: Rovnováha sil na kole [[3]]

$$T \cdot R = G_o \cdot g \cdot f_c \cdot r + G_o \cdot g \cdot e \quad (13)$$

Následnou úpravou vzorce (13) dostaneme vztah pro výpočet tažné síly:

$$T = \frac{G_o \cdot g}{R} (e + f_c \cdot r) \cdot \kappa \quad (14)$$

$$T = \frac{30000 \cdot 9,81}{200} (0,7 + 0,015 \cdot 40) \cdot 2,25$$

$$T = 4304 \text{ N}$$

kde

e součinitel valivého tření byl dle literatury [3] zvolen $e = 0,7 \text{ mm}$

f_c součinitel čepového tření byl dle literatury [3] zvolen $f_c = 0,015$

- R poloměr pojezdového kola $R = 200 \text{ mm}$ dle výpočtu
 r poloměr pojezdové hřídele pod pojezdovým kolem byl zvolen $r = 40 \text{ mm}$
 κ součinitel zahrnující zbylé odpory byl dle literatury [3] zvolen $\kappa = 2,25$
 G_o celková hmotnost zařízení při maximálním zatížení dle rovnice (1)

4.5.2 Výkon motoru při ustálené rychlosti

Z tažné síly a ustálené rychlosti zařízení mohu vypočítat potřebný výkon pro překonání jízdních odporů:

$$P = \frac{T \cdot v}{60 \cdot \eta_c} \quad (15)$$

$$P = \frac{4304 \cdot 166}{60 \cdot 0,95}$$

$$P = 12685 \text{ W}$$

kde

- v návrhová max. rychlost pojezdu zařízení $v = 10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} \Rightarrow v = 166 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$
 η_c účinnost mechanického převodu mezi koly a motorem dle [3] zvolen $\eta_c = 95 \%$

Potřebné otáčky převodovky pro požadovanou rychlost pojezdu

Vzhledem k tomu, že se pro pohon počítá s použitím převodového motoru s kuželočelní převodovkou, je potřeba pro výběr stanovit také převodový poměr pro požadovanou návrhovou rychlost pojezdu.

$$n_k = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot d_1} \quad (16)$$

$$n_k = \frac{166 \cdot 1000}{\pi \cdot 400}$$

$$n_k = 134,8 \text{ min}^{-1}$$

kde

- d_1 zvolený průměr pojezdových kol dle kapitoly 4.3

4.5.3 Skutečná pojezdová rychlost zařízení

Po výběru elektromotoru a převodovky je vhodné spočítat skutečnou pojezdovou rychlost při jmenovitých otáčkách motoru. Pro dané hodnoty:

$$v_s = 2 \cdot \pi \cdot n_k \cdot R \quad (17)$$

$$v_s = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_m}{60 \cdot i_p} \cdot R$$

$$v_s = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1461}{60 \cdot 10,84} \cdot 0,2$$

$$v_s = 2,82 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \cong 10,16 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

kde

R zvolený poloměr pojezdových kol dle kapitoly 4.3

i_p převodové číslo převodovky

Skutečná pojezdová rychlost se od návrhové pojezdové rychlosti konceptu zařízení liší o necelá 2%. Vzhledem k tomu, že elektrický obvod zařízení bude vybaven frekvenčním měničem, bude obsluha schopná si nastavit přesnou pojezdovou rychlost dle potřeby. Pro další výpočty tedy bude použita původní návrhová rychlost vozíku $v = 10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

Předběžná volba elektromotoru

Dle vypočtených návrhových hodnot předběžně volím pro pohon zařízení 4x převodový elektromotor **SEW** dle literatury [20], každý o výkonu 5,5 kW. Parametry motoru, které budou použity při výpočtu, jsou uvedeny v Tab. 5. Schéma pohonu je uvedeno v kapitole 3.4.1.

Tabulka 5: *Parametry převodového motoru KA77TDRN132S4BE11/TF* Zdroj: [20]

výkon	$P = 5,5 \text{ kW}$
jmenovité otáčky motoru	$n = 1461 \text{ min}^{-1}$
výstupní otáčky	$n = 135 \text{ min}^{-1}$
převodový poměr	$i = 10,84$
výstupní moment	$M = 385 \text{ Nm}$
provozní faktor SEW-FB	$f_B = 2,5$
$\cos\varphi$	0,84
napětí motoru	$U_n = 230/400 \text{ V}$
jmenovitý proud	$I_n = 18,2/10,5 \text{ A}$
moment setrvačnosti motoru	$J_0 = 251,25 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$
hmotnost	$m = 127,5 \text{ kg}$

4.6 Kontrolní výpočet pohonu pojezdu

Motor pojezdového ústrojí musí mít dostatečně velký rozběhový moment, protože při rozjíždění překonává nejen pasivní odpory způsobené tíhou celého zařízení, ale také musí urychlit všechny setrvačné hmoty na požadovanou rychlost. Proto v době rozjezdu t_r , kdy předpokládáme rovnoměrně zrychlený pohyb (konstantní zrychlení a), bude motor překonávat potřebný rozběhový moment, jehož velikost určím součtem následujících dílčích momentů [3]:

Moment pasivních odporů, redukováný na hřídel motoru

$$M_{st} = \frac{T \cdot R}{i_p \cdot \eta_c} \quad (18)$$

$$M_{st} = \frac{4304 \cdot 0,2}{10,84 \cdot 0,95}$$

$$M_{st} = 83,6 \text{ Nm}$$

kde

T tažná síla dle vzorce (50)[N]

R poloměr pojezdového kola dle kapitoly 3.3.1 [mm]

i_p převodový poměr mezi hřídelí motoru a pojezdovými koly (dle kap.(3.4.1))

η_c celková mechanická účinnost dle literatury [3] zvolena $\eta_c = 95 \%$

Setrvačný moment posuvných hmot, redukováný na hřídel motoru

$$M_{sp} = \frac{F_{sp} \cdot R}{i_p \cdot \eta_c} \quad (19)$$

$$M_{sp} = \frac{9333 \cdot 0,2}{10,84 \cdot 0,95}$$

$$M_{sp} = 181,3 \text{ Nm}$$

kde

F_{sp} setrvačná síla posuvných hmot, působící na obvodu kola dle vzorce (22)[N]

Úhlové zrychlení hmot na hřídeli elektromotoru

$$\epsilon = \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot t_r} \quad (20)$$

$$\epsilon = \frac{\pi \cdot 1461}{30 \cdot 9}$$

$$\epsilon = 17,14 \text{ s}^{-2}$$

kde

n_m otáčky elektromotoru dle kapitoly 3.4.1 [min^{-1}]

Setrvačný moment rotujících hmot, redukováný na hřídel motoru

$$M_{sr} = J \cdot \epsilon \quad (21)$$

$$M_{sr} = 0,033 \cdot 17,14$$

$$M_{sr} = 0,56 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde

J moment setrvačnosti všech rotujících hmot systému dle vzorce (23) [$kg \cdot m^2$]
 ϵ úhlové zrychlení hmot na hřídeli motoru dle vzorce (20) [s^{-2}]

Setrvačná síla posuvných hmot

$$F_{sp} = \frac{G_o \cdot v}{60 \cdot t_r} \quad (22)$$

$$F_{sp} = \frac{30000 \cdot 2,8}{60 \cdot 9}$$

$$F_{sp} = 9333 \text{ N}$$

kde

v rychlost pojezdu zařízení dle zadání $v = 2,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
 t_r doba rozběhu byla dle literatury [12] zvolena $t_r = 8 \text{ s}$

Moment setrvačnosti rotujících hmot

$$J = J_0 \cdot \alpha \quad (23)$$

$$J = 0,0251 \cdot 1,3$$

$$J = 0,033 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde

J_0 moment setrvačnosti elektromotoru dle kapitoly 3.4.1 [$kg \cdot m^2$]
 α součinitel zahrnující zbylé rotující hmoty byl dle [3] zvolen $\alpha = 1,3$ [1]

4.6.1 Moment motoru potřebný k rozjezdu

Velikost rozběhového momentu je násobně vyšší než moment, který je potřebný ustálený pojezd vozidla. Z tohoto důvodu jsem pro rozběh zohlednil také momentovou přetížitelnost elektromotoru, kdy jsem volil nižší hranici z doporučeného rozsahu $\psi = 2 - 3$ [14]. Samozřejmě toto přetěžování je také spojeno s vyššími nároky na mechanické součásti pohonu, proto jsem všechny tyto namáhané komponenty dimenzoval na tento nepříznivý stav. Tento stav jsem tedy zohlednil i při výběru převodovky, kdy jsem zvolil vyšší servisní faktor 2,5 z dané produktové řady.

Potřebný rozběhový moment je dán součtem dílčích momentů dle vzorce:

$$M_{roz} = M_{st} + M_{sp} + M_{sr} \quad (24)$$

$$M_{roz} = 83,6 + 181,3 + 0,6$$

$$M_{roz} = 265 \text{ Nm}$$

$$M_{roz} \leq M_2 \cdot \psi$$

$$265 \text{ Nm} \leq 142 \cdot 2 = 284 \text{ Nm} \Rightarrow \text{Navržený pohon VYHOVUJE} \quad \checkmark$$

kde

M_{roz} potřebný rozběhový moment motoru

M_{st} moment pasivních odporů, redukováný na hřídel motoru, dle (18) [Nm]

M_{sp} setrvačný moment posuvných hmot, redukováný na hřídel motoru, dle (19) [Nm]

M_{sr} setrvačný moment rotujících hmot, redukováný na hřídel motoru, dle (21) [Nm]

M_2 celkový moment motorů dle kapitoly 3.4.1 [Nm]

ψ momentová přetížitelnost motoru, zvolena dle [12]

4.6.2 Kontrola tažné síly motoru vzhledem k adhezní tíže zařízení

Aby se vozidlo rozejelo, tažná síla motorů nesmí být větší než tření mezi hnacími koly a kolejnicí. [3]

4.6.3 Rovnice rovnováhy sil na obvodu pojezdového kola

Smykové tření mezi poháněnými pojezdovými koly a kolejnicí musí být větší nebo rovno tažné síle motoru redukované na obvod pojezdových kol, tuto podmínku zapíšeme vztahem:

$$\mu \cdot \Sigma K \geq T' + F_{sp} \quad (25)$$

kde

μ adhezní součinitel mezi kolem a kolejnicí, dle literatury [3] zvolen $\mu = 0,1$ [1]

ΣK součet zatížení všech poháněných kol [N]

T' jízdní odpor na poháněných kolech [N]

F_{sp} setrvačná síla posuvných hmot na obvodu pojezdových kol [N]

Dosazením do rovnice (25) a její úpravou dostaneme vztah pro minimální dobu rozběhu

$$\mu \cdot G_o \cdot g \frac{z}{p} = \frac{m}{p} \cdot T + \frac{G_o \cdot v}{t_{min}} \quad (26)$$

$$t_{min} = \frac{G_o \cdot v}{\mu \cdot G_o \cdot g \frac{z}{p} - \frac{m}{p} \cdot T} \quad (27)$$

$$t_{min} = \frac{30000 \cdot 2,8}{0,1 \cdot 30000 \cdot 9,81 \frac{4}{8} - \frac{4}{8} \cdot 4304}$$

$$t_{min} = 6,7 \text{ s}$$

$$t_{min} < t_r$$

$$6,7 \text{ s} < 9 \text{ s} \Rightarrow \text{Navržený pohon VYHOVUJE} \quad \checkmark$$

kde

z počet poháněných kol (4)

m počet nepoháněných kol (4)

p celkový počet kol (8)

4.7 Návrh provozní brzdy pojezdového ústrojí

Brzda pojezdového ústrojí musí zastavit vozík v určitém čase t_b , k tomu je zapotřebí brzdného momentu M_b . K zabrzdění napomáhají pasivní odpory M_{st} , součet brzdného momentu M_b a pasivních odporů M_{st} působí proti setrvačným momentům, viz. rovnice (32).

Z důvodu, aby byl potřebný brzdný moment a tedy rozměry brzdy co nejmenší, je doporučeno umístit brzdu vždy na rychloběžný hřídel motoru. Proto se všechny momenty redukuje na tento hřídel.

4.7.1 Minimální doba zastavení - kontrola na blokování

Výše uvedený stav je popsán vztahem:

$$\mu \cdot \Sigma K \geq F_{sp-brzd} - T' \quad (28)$$

kde

μ adhezní součinitel mezi kolem a kolejnicí, dle literatury [3] zvolen $\mu = 0,1$ [1]

ΣK součet zatížení všech brzděných kol [N]

T' jízdní odpor na pojezdových kolech, která nejsou brzděna [N]

$F_{sp-brzd}$ setrvačná síla posuvných hmot na obvodu pojezdových kol [N]

Dosažením do rovnice (28) a její úpravou dostaneme vztah pro minimální dobu brzdění:

$$\mu \cdot G_o \cdot g \frac{z}{p} = \frac{G_o \cdot v}{t_{min}} - \frac{m}{p} \cdot T \quad (29)$$

$$t_{min} = \frac{G_o \cdot v}{\mu \cdot G_o \cdot g \frac{z}{p} + \frac{m}{p} \cdot T} \quad (30)$$

$$t_{min} = \frac{30000 \cdot 2,8}{0,1 \cdot 30000 \cdot 9,81 \frac{4}{8} - \frac{4}{8} \cdot 4304}$$

$$t_{min} = 5,02 \text{ s}$$

kde

z počet brzděných kol (4)

m počet nebrzděných kol (4)

p celkový počet kol (8)

Volba skutečné doby brzdění

Skutečná doba brzdění má být vyšší než vypočtená doba minimální, proto volím skutečnou dobu brzdění $t_b = 6 \text{ s}$

4.7.2 Brzdný moment

Pro výpočet potřebného brzdného momentu musím první zjistit setrvačnou sílu posuvných hmot pro brzdný režim, která se od rozjezdu liší kvůli rozdílné době rozjezdu a brzdění.

Setrvačná síla posuvných hmot

$$F_{sp-brzd} = \frac{G_o \cdot v}{60 \cdot t_b} \quad (31)$$

$$F_{sp} = \frac{30000 \cdot 2,8}{60 \cdot 6}$$

$$F_{sp} = 14000 \text{ N}$$

kde

v rychlost pojezdu zařízení dle zadání $v = 2,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

t_b doba brzdění byla dle kapitoly 4.6 zvolena $t_b = 6 \text{ s}$

Potřebný brzdny moment

Dále je výpočet brzdneho momentu je obdobny jako výpočet momentu potrebného k rozjezdu, s tím rozdílem, že pasivní odpory M_{st} i účinnost převodu η_c , které byly vypočteny v předchozí kapitole, napomáhají brzdění.

$$M_b = M_{sp} + M_{sr} - M_{st} \quad (32)$$

$$M_b = \frac{F_{sp-brzd} \cdot R \cdot \eta_c}{i_p} + J \cdot \epsilon - \frac{T \cdot R \cdot \eta_c}{i_p}$$

$$M_b = \frac{14000 \cdot 0,2 \cdot 0,95}{10,84} + 0,3263 \cdot 17 - \frac{4304 \cdot 0,2 \cdot 0,95}{10,84}$$

$$M_b = 171 \text{ Nm}$$

kde

M_b potrebný brzdny moment [Nm]

$F_{sp-brzd}$ setrvačná síla posuvných hmot dle rovnice (31) [N]

ϵ úhlové zrychlení hmot na hřídeli motoru dle vzorce (20) [s^{-2}m]

i_p převodové číslo převodovky del kapitoly 3.4.1 [1]

4.7.3 Výpočet brzdy

Z parametrů zvolené elektromechanické brzdy MXEA, uvedených v tabulce 6 vypočítám brzdny moment. V katalogu je uvedena maximální brzdna síla, tedy za ideálních podmínek s novým brzdovým obložením a absolutně čistými povrchy, kterou je jedna brzda schopna vyvinout. Dle doporučení výrobce je nutné pro výpočet tuto hodnotu snížit, právě z důvodu opotřebení a neznámého stavu znečištění brzd.

Tabulka 6: Parametry: Kotoučová brzda Twiflex MXEA 7701211 Zdroj: [23]

Typ	Brzdna síla [kN]	Obložení [cm ²]	Napětí [V]	Hmotnost [kg]
7701211	6	104	380/400	15,7

Brzdná síla

$$F_b = \frac{F_{katalog}}{k_b} \quad (33)$$

$$F_b = \frac{6000}{1,3}$$

$$F_b = 4600 \text{ N}$$

kde

F_b výpočetní brzdná síla jedné brzdy [N]

$F_{katalog}$ maximální brzdná síla uvedená v katalogu viz. kapitola 3.5 [N]

k_b bezpečnostní koeficient [1]

Brzdný moment

Brzdný moment jedné kotoučové brzdy určím ze vztahu:

$$M_{brzda} = F_b \cdot \left(\frac{D_k}{2 \cdot 1000} - r_e \right) \quad (34)$$

$$M_{brzda} = 4600 \cdot \left(\frac{0,3}{2 \cdot 1000} - 0,033 \right)$$

$$M_{brzda} = 538 \text{ Nm}$$

kde

D_k průměr brzdného kotouče dle kapitoly 3.5 [mm]

r_e efektivní radius kotouče pro zvolený typ brzdy dle kapitoly 3.5 [N]

Kontrola brzd

Protože jsem z konstrukčních důvodů nucen brzdy umístit přímo na hřídele poháněných kol, musím potřebný brzdný moment, vypočítaný dle vzorce (32), převést také na hřídel kola, a proto:

$$M_{bkolo} = \frac{M_b \cdot i_p}{\eta_c} \quad (35)$$

$$M_{bkolo} = \frac{171 \cdot 10,84}{0,95}$$

$$M_{bkolo} = 1951 \text{ Nm}$$

Všechny uvažované provozní stavy bude pro brzdění využíván režim generátorického brzdění nebo brzdění do odporu, oba režimy budou umožněny vhodnou volbou a nastavením frekvenčního měniče. Zároveň jsem pro zařízení navrhl použití čtyř kotoučových brzd, které budou umístěny na hřídelích pojezdových kol a budou spínány spolu s elektromagnetickými brzdami pohonů.

Pro stav, kdy nebude možné použít elektrického brzdění musí být splněn následující vztah:

$$M_{bkolo} \leq n \cdot M_{brzda}$$

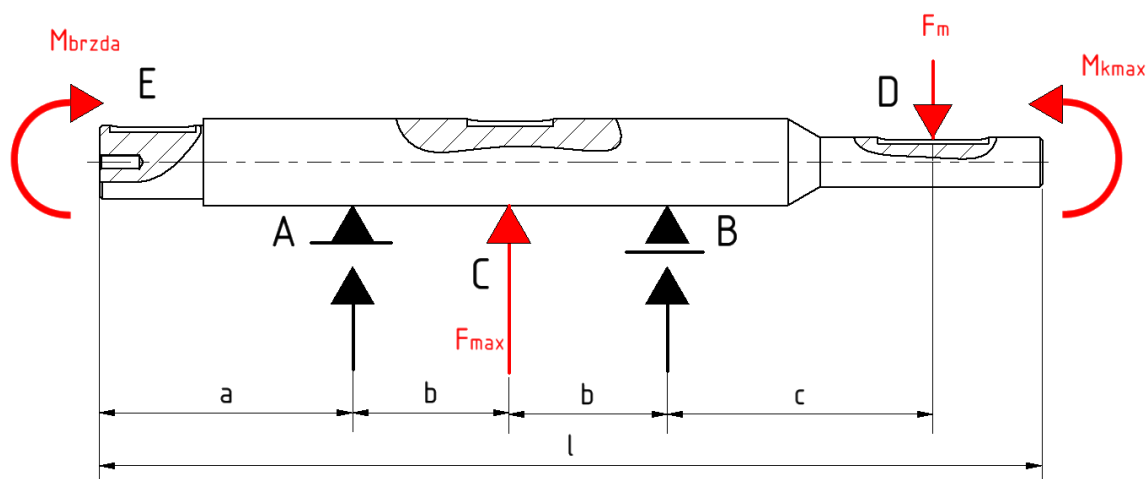
$$1951 \text{ Nm} \leq 4 \cdot 538 = 2152 \text{ Nm} \Rightarrow \text{Brzdy VYHOVUJÍ} \quad \checkmark$$

kde

n počet čelistových brzd [1]

4.8 Návrh a kontrola hřídele

Přenos hnacího momentu z výstupu převodového motoru na pojezdové kolo bude zajištěno pomocí hnací hřídele (Obr.51) uložené ve valivých ložiscích. Na druhém konci této hřídele bude rovněž osazen brzdový kotouč pro přenos brzdícího momentu na pojezdové kolo.



Obrázek 51: Výpočtové schéma hnací hřídele kola: $a = 0,206 \text{ m}$; $b = 0,128 \text{ m}$; $c = 0,216 \text{ m}$; $l = 0,767 \text{ m}$

Návrh hřídele

Při návrhu hřídele jsem vycházel z pevnostní podmínky maximálního dovoleného napětí v krutu, pro přenos kroutícího momentu [5]:

$$\tau_{k1} = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{kD} \quad (36)$$

kde

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot d_h^3}{16} \quad (37)$$

Potom:

$$d_h = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kmax}}{\pi \cdot \tau_{kD}}} \quad (38)$$

$$d_h = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 770000}{\pi \cdot 70}}$$

$$d_h = 38 \text{ mm}$$

kde

τ_{k1} smykové napětí [Nmm^{-2}]

M_{max} maximální moment motoru $M_{kmax} = M_m \cdot \psi = 770 \text{ Nm}$ dle kap. 3.4.1

τ_{kD} dovolené smykové napětí pro materiál 11500, dle lit. [11] $\tau_{kD} = 70 \text{ Nmm}^{-2}$

W_{k1} průřezový modul v krutu [mm^3]

d_h průměr hřídele [mm]

Pro přenos potřebného kroutícího momentu je nutné dodržet minimální průřez hřídele, a tedy průměr hřídele nesmí být v žádném namáhaném místě menší než 38 mm . Pro výstupní hřídel převodovky o průměru 60 mm (viz. kapitola 3.4.1) je tato podmínka splněna.

Silové poměry na hřídeli

Na schématu hřídele (Obr.51) jsou znázorněny působící síly F_{max} maximální síla na jednom kole a F_m síla způsobená tíhou zavěšeného převodového motoru. Dále je zde hnací moment na straně od motoru a brzdny moment v místě uložení brzdneho kotouče.

Pro navazující výpočty, jako je statická pevnostní kontrola hřídele a návrh valivých ložisek v uložení, je nutné zjistit reakce v podporách A, B a průběh ohybového momentu po celé délce hřídele. Pro výpočet použijí soustavu rovnováhy sil a momentů k bodu A:

$$\Sigma F : R_A + R_B + F_{max} - F_m = 0 \quad (39)$$

a

$$\Sigma M(A) : F_{max} \cdot b + R_B \cdot 2 \cdot b - F_m \cdot (2 \cdot b + c) = 0 \quad (40)$$

Potom:

$$R_B = \frac{F_m \cdot (2 \cdot b + c) - F_{max} \cdot b}{2 \cdot b}$$

$$R_B = \frac{1250 \cdot (2 \cdot 0,128 + 0,216) - 36788 \cdot b}{2 \cdot 0,128}$$

$$R_B = -16089 \text{ N}$$

A tedy:

$$R_A = -19449 \text{ N}$$

kde

R_A reakce v podpoře A [N]

R_B reakce v podpoře B [N]

$b; c$ vzdálenosti $b = 0,128 \text{ m}$ $c = 0,216 \text{ m}$ viz. schéma na (Obr.51)
 F_{max} maximální zatížení jednoho kola [N]
 F_m tíha motoru [mm]

Statická pevnostní kontrola

Pro statickou pevnostní kontrolu použiji hodnoty, které jsem získal při výpočtech silových poměrů na hřídeli v předchozí kapitole. Jako kritické místo z hlediska namáhání ohybem a krutem jsem zvolil místo C, tedy střed uložení pojezdového kola. Z průběhu ohybového momentu (Obr.52) je zřejmé, že právě zde je hřídel nejvíce zatížena.

V tomto místě určím maximální ohybové napětí podle vzorce [5]:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (41)$$

$$\sigma_o = \frac{2489000}{33673}$$

$$\sigma_o = 74 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

kde

σ_o ohybové napětí [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$]

M_o ohybový moment v místě C dle schématu na Obr.52 [Nm]

W_o průřezový modul v ohybu dle vzorce (42) [mm^3]

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_C^3}{32} \quad (42)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 70^3}{32}$$

$$W_o = 33673 \text{ mm}^3$$

kde

d_C průměr hřídele v místě C dle schématu na Obr.52 $d_C = 70 \text{ mm}$

Napětí v krutu potom dosazením do vzorce (36):

$$\tau_{k2} = \frac{960000}{67347} \quad (43)$$

$$\tau_{k2} = 12 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

kde

τ_{k2} smykové napětí [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$]

M_{kmax} maximální moment motoru $M_{kmax} = M_m \cdot \psi = 960 \text{ Nm}$ 3.4.1

W_{k2} průřezový modul v krutu dle vzorce (44) [mm^3]

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot d_C^3}{16} \quad (44)$$

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot 70^3}{16}$$

$$W_{k2} = 67347 \text{ mm}^3$$

kde

d_C průměr hřídele v místě C dle schématu na Obr.52 [mm]

Potom spočítám redukované napětí podle bezpečnější hypotézy τ_{max} :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (2 \cdot \tau_k)^2} \leq \sigma_D \quad (45)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{74^2 + (2 \cdot 12)^2} \leq \sigma_D$$

$$\sigma_{red} = 75 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq 85 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \Rightarrow \text{Pevnostní podmínka je **SPLNĚNA** } \checkmark$$

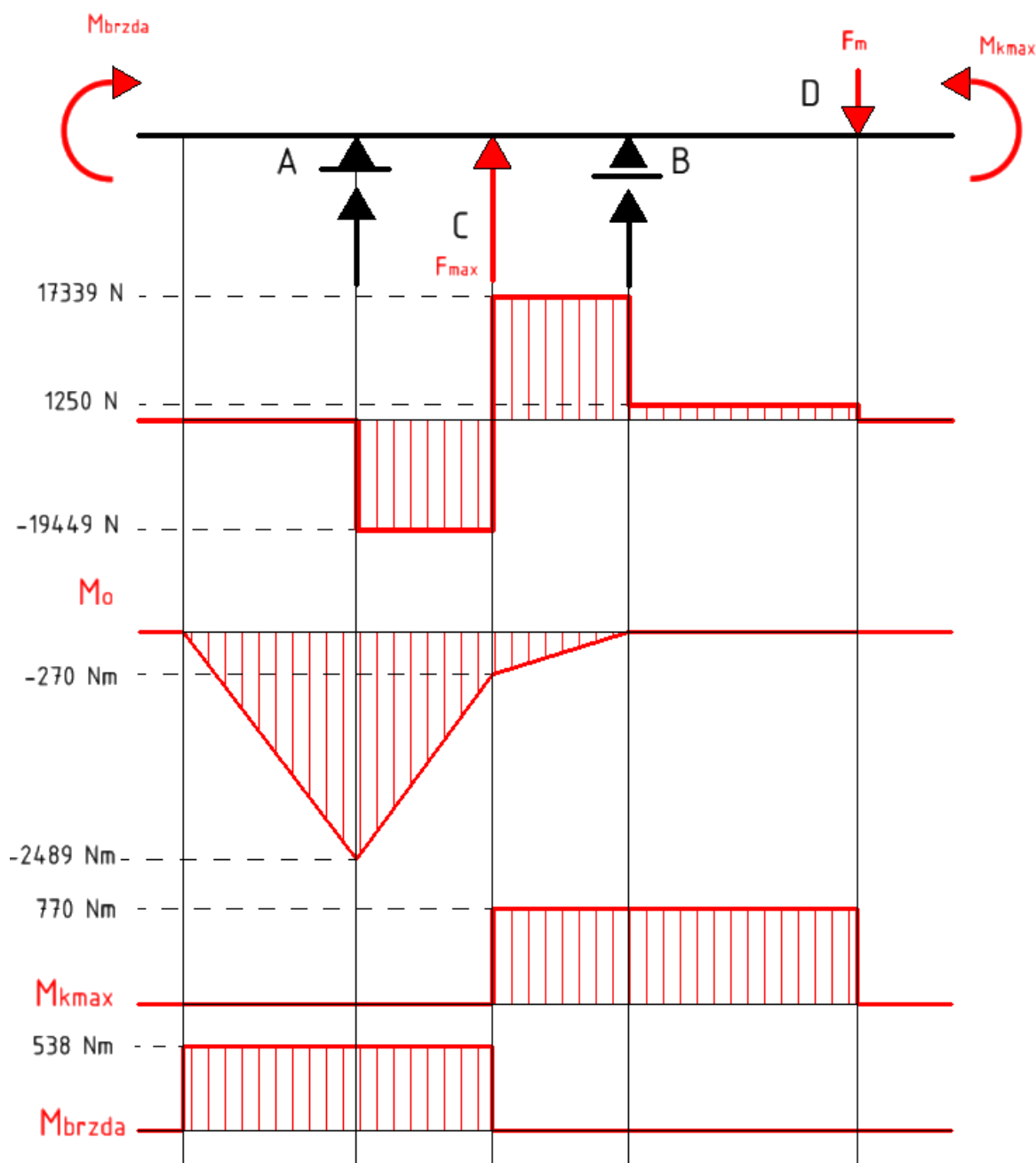
kde

σ_o ohybové napětí [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$]

α koeficient pro výpočet redukovaného napětí za použití hypotézy τ_{max} [1]

τ_{k2} smykové napětí [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$]

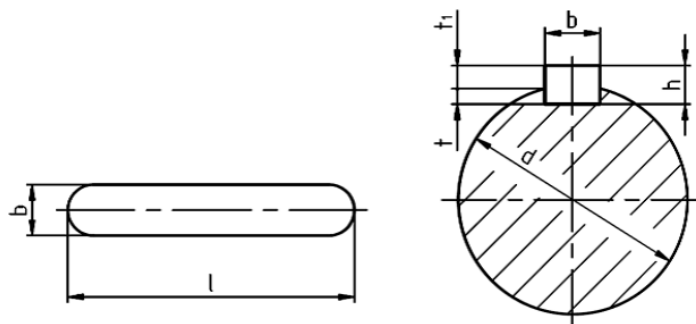
σ_D dovolené redukované napětí, pro materiál 11500 dle lit. [11] $\sigma_D = 85 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}]$



Obrázek 52: Průběh posouvající síly, ohybového, hnacího a brzdného momentu po celé délce hřídele

4.9 Návrh a kontrola per

Pro přenos hnacích momentů z převodových motorů na hřídel kola, spojení kola s hřídelí a přenos brzdného momentu z kotouče, jsem použil těsná pera, volena z literatury [7]. Schéma těsného pera je uvedena na Obr. (53).



Obrázek 53: *Pero těsné [7]*

4.9.1 Pero mezi výstupem převodovky a hřídelí kola

Hnací hřídel má v místě spojení s převodovým motorem průměr $d_1 = 55 \text{ mm}$. Dle literatury [7] tedy volím PERO 16e7 x 10 x l_1 ČSN 02 2562.

Výpočet pera na otláčení

Kontrolu pera na otláčení provedu dle vztahu [11]:

$$p_1 = \frac{4 \cdot M_{kmax}}{(l'_1 - b_1) \cdot d_1 \cdot h_1} \leq p_D \quad (46)$$

Po vyjádření návrhové funkční délky pera l'_a dostaneme vztah:

$$l'_1 \geq \frac{4 \cdot M_{kmax}}{p_D \cdot d_1 \cdot h_1} + b_1 \quad (47)$$

$$l'_1 \geq \frac{4 \cdot 770000}{100 \cdot 55 \cdot 10} + 16$$

$$l'_1 \geq 85 \text{ mm}$$

kde

d_m průměr výstupního hřídele převodovky 3.4.1 [mm]

M_{max} maximální moment motoru $M_{kmax} = M_m \cdot \psi = 770 \text{ Nm}$ 3.4.1

p_D dovolený tlak pro netvrzené drážky a nepohyblivé spojení $p_d = 100 \text{ MPa}$ [11]

h_1 výška pera $h_1 = 10 \text{ mm}$ [7]

b_1 šířka pera $b_1 = 16 \text{ mm}$ [7]

Potom volím nejbližší vyšší normalizovanou délku pera dle literatury [7] $l_1 = 90 \text{ mm}$. Tedy **PERO 16e7x10x90 ČSN 02 2562**

4.9.2 Pero mezi pojezdovým kolem a hřídelí

Výstupní hřídel převodovky má pod pojezdovým kolem průměr $d_2 = 70 \text{ mm}$. Dle literatury [7] tedy volím PERO 20e7 x 12 x l_2 ČSN 02 2562.

Výpočet pera na otláčení

Dle rovnice (47) vypočítám délku pera:

$$l'_2 \geq \frac{4 \cdot M_{kmax}}{p_D \cdot d_{h2} \cdot h_2} + b_2$$

$$l'_2 \geq \frac{4 \cdot 770000}{100 \cdot 70 \cdot 12} + 20$$

$$l'_2 \geq 65 \text{ mm}$$

kde

d_{h2} průměr výstupního hřídele převodovky [mm]

M_{kmax} maximální moment motoru $M_{kmax} = M_m \cdot \psi = 770 \text{ Nm}$

p_D dovolený tlak pro netvrzené drážky a nepohyblivé spojení $p_D = 100 \text{ MPa}$ [11]

h_2 výška pera $h_2 = 12 \text{ mm}$ [7]

b_2 šířka pera $b_2 = 20 \text{ mm}$ [7]

Potom volím nejbližší vyšší normalizovanou délku pera dle literatury [7] $l_2 = 70 \text{ mm}$. Tedy **PERO 20e7x12x70 ČSN 02 2562**.

4.9.3 Pero mezi hřídelí a brzdovým kotoučem

Pod brzdovým kotoučem má hřídel průměr $d_3 = 60 \text{ mm}$. Dle literatury [7] tedy volím PERO 18e7 x 11 x l_3 ČSN 02 2562.

Výpočet pera na otláčení

Dle rovnice (47) vypočítám délku pera:

$$l'_3 \geq \frac{4 \cdot M_{kmax}}{p_D \cdot d_{h3} \cdot h_3} + b_3$$

$$l'_3 \geq \frac{4 \cdot 770000}{100 \cdot 60 \cdot 11} + 18$$

$$l'_3 \geq 66 \text{ mm}$$

kde

d_{h3} průměr výstupního hřídele převodovky [mm]

M_{kmax} maximální moment motoru $M_{kmax} = M_m \cdot \psi = 770 \text{ Nm}$

p_D dovolený tlak pro netvrzené drážky a nepohyblivé spojení $p_D = 100 \text{ MPa}$ [11]

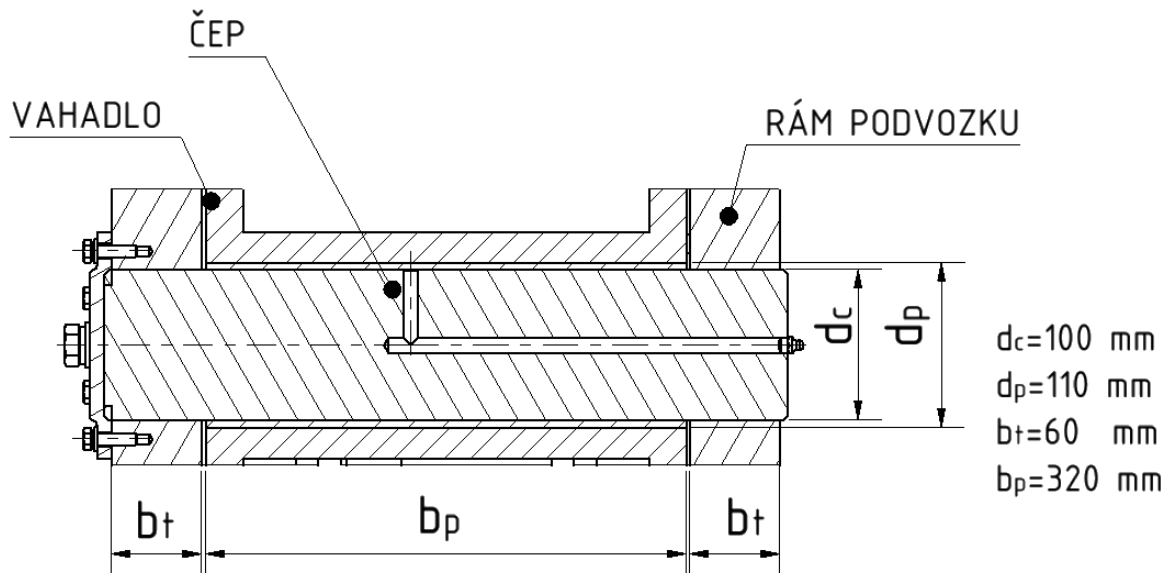
h_3 výška pera $h_3 = 11 \text{ mm}$ [7]

b_3 šířka pera $b_3 = 18 \text{ mm}$ [7]

Potom volím nejbližší vyšší normalizovanou délku pera dle literatury [7] $l_3 = 70 \text{ mm}$. Tedy **PERO 18e7x11x70 ČSN 02 2562**.

4.10 Kontrola čepu vahadla

Dvoukolé vahadlo je s rámem podvozku spojeno pomocí čepu z konstrukční oceli 11600. Čep je pevně spojen s rámem a otočně uložen v bronzovém kluzném pouzdře vahadla od výrobce SKF.



Obrázek 54: Začepování vahadla

4.10.1 Kontrola čepu na smykové namáhání

$$\tau_c = \frac{F_{vah}}{\frac{\pi \cdot d_c^2}{4}} \leq \tau_D \quad (48)$$

$$\tau_c = \frac{75000}{\frac{\pi \cdot 100^2}{4}}$$

$$\tau_c = 9,5 \text{ MPa} \leq 70 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Navržený čep VYHOVUJE} \quad \checkmark$$

kde

F_{vah} maximální zatížení jednoho vahadla dle kapitoly 4.1 [N]

d_c průměr čepu dle (Obr.54) [mm]

τ_D dovolené napětí ve smyku pro mat. 11 600 dle lit.[7] zvoleno $\tau_D = 70 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

4.10.2 Kontrola čepu na otláčení

$$p_c = \frac{F_{vah}}{2 \cdot b_t \cdot d_c} \leq p_D \quad (49)$$

$$p_c = \frac{75000}{2 \cdot 60 \cdot 100}$$

$$p_c = 6,25 \text{ MPa} \leq 110 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Navržený čep VYHOVUJE} \quad \checkmark$$

kde

F_{vah} maximální zatížení jednoho vahadla dle kapitoly 4.1 [N]

b_t šířka stěny výztuhy dle (Obr.54) [mm]

p_D dovolené napětí v tlaku pro mat. 11 600 bylo dle lit.[7] zvoleno $p_D = 110 \text{ MPa}$

4.11 Návrh ložisek

Návrh ložisek jsem provedl podle vzorce pro trvanlivost [11]:

$$L_h = \left(\frac{C}{F_{ekv}} \right)^m \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (50)$$

Nejprve si spočítám ekvivalentní sílu zatížení dle vzorce [11]:

$$F_{ekv} = X F_r + Y F_a \quad (51)$$

$$F_{ekv} = 19449 \text{ N}$$

kde

F_r radiální zatížení ložiska v podpoře $F_r = R_A = 19449 \text{ N}$

F_a axiální složka zatížení $F_a = 0 \text{ N}$

Y součinitel axiálního zatížení [1]

Potom vztah (50) upravím pro výpočet dynamické únosnosti:

$$C = F_{ekv} \sqrt[10/3]{\frac{60 \cdot n_k \cdot L_h}{10^6}} \quad (52)$$

$$C = 19449 \sqrt[10/3]{\frac{60 \cdot 133 \cdot 20000}{10^6}}$$

$$C = 89085 \text{ N} \cong 222 \text{ kN}$$

Potom porovnám:

$$C_{vypoctene} \leq C_{katalog}$$

$$89 \text{ kN} \leq 228 \text{ kN} \Rightarrow \text{Použití ložisko VYHOVUJE} \quad \checkmark$$

kde

m_1 součinitel pro čárový dotyku $m = 10/3$ [1]

n_k otáčky vnitřního kroužku ložiska $n_k = 133 \text{ min}^{-1}$

F_{ekv} ekvivalentní zatížení kola dle rovnice (51) [N]

C dynamická únosnost ložiska [N]

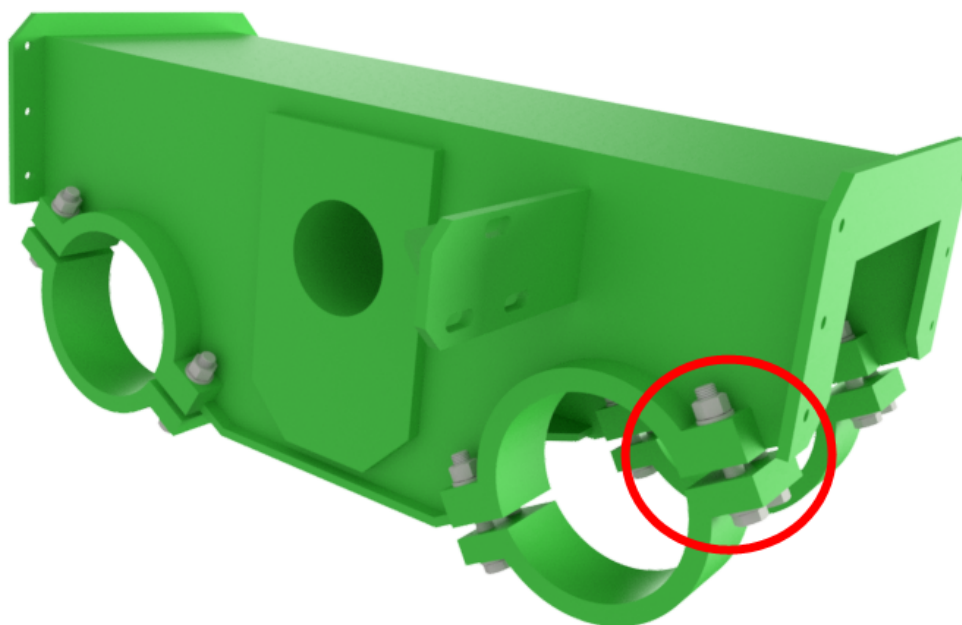
Podmínka dynamické únosnosti pro základní trvanlivost $L_h = 20000 \text{ h}$ je splněna, a proto volím ložisko **SKF 22214 E**, další parametry jsou uvedeny v tabulce 7.

Tabulka 7: *Parametry ložiska SKF 22214 E v uložení kol*

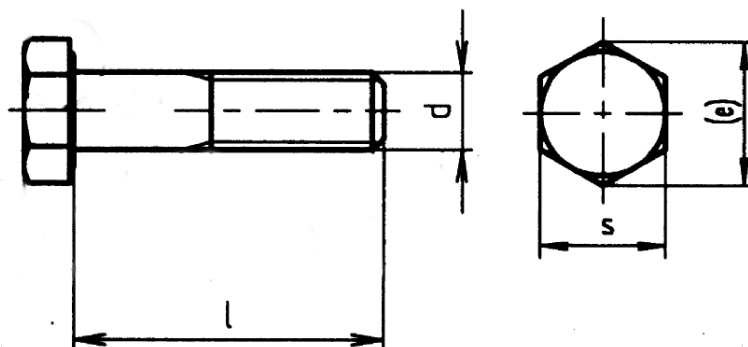
Typ	C_0 [kN]	C [kN]	D [mm]	d [mm]	D_1 [mm]	d_2 [mm]	B [mm]
22214 E	228	213	125	70	111	83	31

4.12 Návrh a kontrola svěrného spoje

V této kapitole je vyřešeno upevnění uložení kol ve vahadle. Ložiskové pouzdro je uloženo v třmenech, toto uložení je založeno na principu svěrného spoje. Svěrná síla je zde realizována pomocí šroubového spojení. Uložení ve třmenech je dosaženo snadnější montáže sestavy kola na vahadlo a zároveň sníženy nároky na přesnost svařence vahadla. Při výpočtu tohoto svěrného spoje vycházím z předpokladu, že tento spoj musí odolat maximálnímu zatížení, které by nastalo při zastavení rotace hřídele v ložiscích. V takovém stavu dojde k zatížení svěrného spoje plným kroutícím momentem motoru. Návrhovým požadavkem na tento spoj tedy je, aby toto maximální zatížení vydržel, a nedošlo k protočení ložiskových pouzder ve třmenech.


 Obrázek 55: *Vahadlo s třmeny a šroubovými spoji*

Pro tento spoj jsem navrhl použít na každé vahadlo čtyři šrouby se šestihrannou hlavou **M16** dle ISO 4014, pevnostní třídy 8.8.



Obrázek 56: Šroub se šestihrannou hlavou M16x100 dle ISO 4014

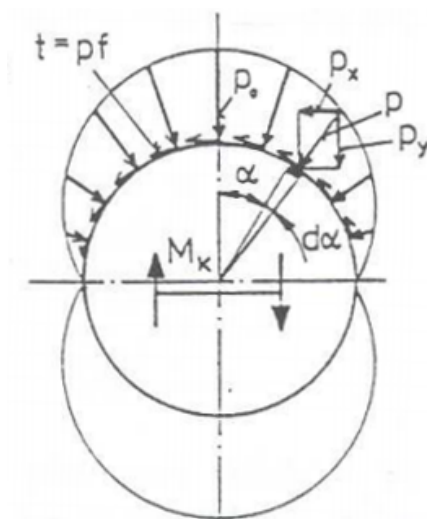
Tabulka 8: Šroub se šestihrannou hlavou ISO 4014 (mm) Zdroj: [7]

Šroub	Jmenovitý průměr závitu D	Rozteč závitu P_z	Malý průměr závitu $D_1 = d_1$	Střední průměr závitu $D_2 = d_2$	Průměr jádra závitu d_3	Šířka klíče s	Šířka hlavy e
M16x100	16	2	13,835	14,701	13,546	24	27,7

4.12.1 Výpočet předpětí

Velikost předpětí musí být větší než síla, která vzniká od kroutícího momentu motoru. V opačném případě by mohlo dojít k protočení pouzdra v třmenu vahadla.

Jako první jsem spočítal potřebné celkové předpětí šroubových spojů pro přenos momentu mezi pouzdrem a třmenem. Pro výpočet jsem počítal s kosinovým rozložením tlaku po obvodu pouzdra (Obr.57), podle vztahu pro rovnováhu mezi třecím a kroutícím momentem [11]:



Obrázek 57: Kosinově rozložený tlak ve svěrném spoji

$$k \cdot M_{kmax} \geq M_t = \frac{4}{\pi} \cdot f_1 \cdot Q \cdot d_{p2} \quad (53)$$

Po vyjádření celkové svěrné síly Q :

$$Q \geq \frac{\pi \cdot k \cdot M_{kmax}}{4 \cdot f_1 \cdot d_{p2}} \quad (54)$$

$$Q = \frac{\pi \cdot 1,5 \cdot 770}{4 \cdot 0,17 \cdot 0,18}$$

$$Q = 29645 \text{ N}$$

kde

k součinitel bezpečnosti $k = 1,5$ [1]

f_1 součinitel tření ocel-ocel, zvolen dle lit. [11] $f = 0,17$ [1]

d_{p2} průměr ložiskového pouzdra $d_{p2} = 180 \text{ mm}$

Na jeden šroub tedy vychází síla:

$$Q_{0i} = \frac{Q}{i} \quad (55)$$

$$Q_{0i} = \frac{29645}{4}$$

$$Q_{0i} = 7411 \text{ N}$$

kde

i počet šroubů [1]

4.12.2 Stanovení potřebného utahovacího momentu

Utahovací moment získám součtem momentu pro dosažení požadovaného předpětí a třecího momentu mezi maticí a třmenem. Pro jejich určení vyjdu z následujících vztahů [11]:

Výpočet úhlu stoupání závitu:

$$tg\gamma = \frac{P_z}{\pi \cdot d_2} \quad (56)$$

$$tg\gamma = \frac{2}{\pi \cdot 14,701}$$

$$tg\gamma = 0,0433 \Rightarrow \gamma = arctg0,433 = 2,48^\circ$$

kde

P_z stoupání závitu šroubu viz. Tab.8 [mm]

d_2 střední průměr šroubu viz. Tab.8 [mm]

Výpočet třecího úhlu v závitu:

$$\operatorname{tg}\varphi' = f' = \frac{f_z}{\cos\beta_n} \quad (57)$$

$$\operatorname{tg}\varphi' = \frac{0,14}{\cos 29,97}$$

$$\operatorname{tg}\varphi' = 0,1616 \Rightarrow \gamma = \operatorname{arctg} 0,1616 = 9,18^\circ$$

kde

f_z součinitel tření v závitu, dle lit. [11] $f = 0,14$ [1]

β_n úhel boku závitu v normálovém řezu, dle vzorce (58) [°]

Výpočet úhlu boku závitu v normálovém řezu β_n :

$$\operatorname{tg}\beta_n = \operatorname{tg}\beta \cdot \cos\gamma \quad (58)$$

$$\operatorname{tg}\beta_n = \operatorname{tg}30^\circ \cdot \cos 2,48^\circ$$

$$\operatorname{tg}\beta_n = 0,5767 \Rightarrow \beta_n = \operatorname{arctg} 0,5767 = 29,97^\circ$$

kde

f_z součinitel tření v závitu, dle lit. [11] $f = 0,14$ [1]

β úhel boku závitu, dle lit. [7] [°]

Moment pro dosažení potřebného předpětí šroubu

$$M_{ks} = Q_{0i} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \quad (59)$$

$$M_{ks} = 7411 \cdot \frac{14,701}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,48 + 9,19)$$

$$M_{ks} = 11,24 \text{ Nm}$$

kde

d_2 střední průměr šroubu viz. Tab.8 [mm]

γ úhel stoupání závitu, dle rovnice (56) [°]

φ' třecí úhel v závitu, dle rovnice (57) [°]

Třecí moment mezi matkou a třmenem

$$M_{tm} = \frac{Q_{0i} \cdot f_M \cdot \left(\frac{s+D_d}{2}\right)}{2} \quad (60)$$

$$M_{tm} = \frac{7411 \cdot 0,14 \cdot \left(\frac{24+17}{2}\right)}{2}$$

$$M_{tm} = 10,6 \text{ Nm}$$

kde

f_M součinitel tření mezi matkou a třmenem (ocel-ocel), dle lit. [11] $f = 0,14$ [1]

s šířka matky, dle lit. [7] [°]

D_d průměr díry pro šroub, dle lit. [7] [mm]

4.12.3 Potřebný utahovací moment na klíči

Z předchozích výpočtů potom mohu určit potřebný utahovací moment na klíči pro jeden šroub:

$$M_u = M_{ks} + M_{tm} \quad (61)$$

$$M_u = 11,2 + 10,6$$

$$M_u = 21,8 \text{ Nm}$$

kde

M_u počet šroubů [Nm]

M_{ks} moment pro dosažení předpětí ve šroubu, dle rovnice 59 [Nm]

M_{tm} třecí moment mezi maticí a třmenem, dle rovnice 60 [Nm]

4.12.4 Kontrola redukovaného napětí v šroubech

Šrouby jsou namáhány kombinovaně tahem a smykem. Po vypočtení jednotlivých složek namáhání stanovím redukované napětí a nakonec určím bezpečnost.[11]

Výpočet průřezu šroubu S_3 :

$$S_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (62)$$

$$S_3 = \frac{\pi \cdot 13,546}{4}$$

$$S_3 = 144,12 \text{ mm}^2$$

kde

d_3 průměr jádra šroubu, dle lit. [7] [mm]

Tah

$$\sigma_t = \frac{Q_0 i}{S_3} \quad (63)$$

$$\sigma_t = \frac{7411}{144,12 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_t = 51 \text{ Nm}$$

kde

S_3 průřez šroubu, dle lit. [7] [mm]

Krut

Nejprve si určím průřezový modul jádra šroubu v krutu:

$$W_{ks} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} \quad (64)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 13,546^3}{16}$$

$$W_k = 488 \text{ mm}^3$$

kde

d_3 průměr jádra šroubu, dle lit. [7] [mm]

Napětí šroubu v krutu potom spočítám dle vzorce:

$$\tau_{ks} = \frac{M_{ks}}{W_{ks}} \quad (65)$$

$$\tau_{ks} = \frac{11,2}{488}$$

$$\tau_{ks} = 23 \text{ Nmm}^{-2}$$

kde

τ_{ks} napětí v krutu šroubu [Nmm⁻²]

M_{ks} moment pro dosažení předpětí ve šroubu [Nmm⁻²]

W_{ks} průřezový modul ve smyku pro šroub dle vzorce (64) [mm³]

Redukované napětí

Potom spočítám redukované napětí podle bezpečnější hypotézy τ_{max} :

$$\sigma_{red-sroub} = \sqrt{\sigma_t^2 + (2 \cdot \tau_{ks})^2} \quad (66)$$

$$\sigma_{red-sroub} = \sqrt{51^2 + (2 \cdot 23)^2}$$

$$\sigma_{red-sroub} = 69 \text{ Nmm}^{-2}$$

kde

σ_t *tahové napětí* [Nmm^{-2}]

α *koefficient pro výpočet redukovaného napětí za použití hypotézy τ_{max}* [Nmm^{-2}]

τ_{ks} *napětí v krutu* [Nmm^{-2}]

Bezpečnost

Nakonec stanovím výslednou bezpečnost šroubového spoje:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red-sroub}} \quad (67)$$

$$k_s = \frac{630}{69}$$

$$k_s = 9,1$$

kde

k_s *bezpečnost šroubového spoje* [1]

4.12.5 Kontrola tlaku mezi pouzdrem a třmenem

Spočítám hodnotu tlaku ve stykové ploše mezi třmenem a ložiskovým pouzdrem a porovnám s dovolenou hodnotou pro kontakt ocel-ocel:

$$p_o = \frac{4 \cdot Q}{d_{p2} \cdot \pi \cdot l} \quad (68)$$

$$p_o = \frac{4 \cdot 29645}{180 \cdot \pi \cdot 80}$$

$$p_o = 3,6 \text{ MPa} \leq p_D = 60 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad \checkmark$$

kde

l *šířka pouzdra* [mm]

p_D *dovolený tlak pro kontakt ocel-ocel* $p_D = 60 \text{ MPa}$ [11]

d_{p2} *průměr ložiskového pouzdra* $d_{p2} = 180 \text{ mm}$

4.12.6 Kontrola tlaku v dosedací ploše matice a hlavy šroubu

Zároveň musí vyhovovat tlak v dosedací ploše hlavy šroubu a matice, kde nesmí přesáhnout maximální dovolenou hodnotu.

Pod hlavou šroubu

$$p_{hs} = \frac{Q_{0i}}{\pi \cdot \left(\left(\frac{e}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_d}{2} \right)^2 \right)} \quad (69)$$

$$p_{hs} = \frac{7411}{\pi \cdot \left(\left(\frac{27,7}{2} \right)^2 + \left(\frac{17}{2} \right)^2 \right)}$$

$$p_{hs} = 20,2 \text{ MPa} \leq p_{Dm} = 300 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad \checkmark$$

kde

D_d průměr otvoru pro šroub $D_d = 17 \text{ mm}$ [7]

e šířka šroubu viz. Tab. 8 [mm]

p_{Dm} dovolený tlak pod maticí (hlavou) $p_D = 300 \text{ MPa}$ [11]

Pod maticí

$$p_m = \frac{Q_{0i}}{\pi \cdot \left(\left(\frac{s}{2} \right)^2 + \left(\frac{D_d}{2} \right)^2 \right)} \quad (70)$$

$$p_m = \frac{7411}{\pi \cdot \left(\left(\frac{24}{2} \right)^2 + \left(\frac{17}{2} \right)^2 \right)}$$

$$p_m = 33 \text{ MPa} \leq p_{Dm} = 300 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad \checkmark$$

kde

D_d průměr otvoru pro šroub $D_d = 17 \text{ mm}$ [7]

s šířka klíče viz. Tab. 8 [mm]

p_{Dm} dovolený tlak pod maticí (hlavou) $p_{Dm} = 300 \text{ MPa}$ [11]

4.12.7 Výpočet tlaku v závitech (šroub-matice)

Jako poslední je nutné zkontrolovat zda tlak v závitech nepřesahuje maximální dovolenou hodnotu:

$$p_z = \frac{Q_{0i}}{\pi \cdot d_2 \cdot \frac{d-D_1}{2} \cdot z_T} \quad (71)$$

$$p_z = \frac{7411}{\pi \cdot 14,701 \cdot \frac{16-13,835}{2} \cdot 6}$$

$$p_m = 24,7 \text{ MPa} \leq p_{Dz} = 200 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad \checkmark$$



kde

z_T počet závitů v matici [7]

D_1 malý průměr závitu viz. Tab. 8 [mm]

d jmenovitý průměr závitu viz. Tab. 8 [mm]

d_2 střední průměr závitu viz. Tab. 8 [mm]

p_{Dz} dovolený tlak v závitu $p_{Dz} = 200 \text{ MPa}$ [11]

5 Pevnostní výpočet

Konstrukce zařízení se skládá z několika celků, které jsou navrženy jako ocelové svařence. Právě tyto celky zajišťují přenos všech sil od manipulace s kontejnerem do pojezdových kol. Z charakteru samotného překládacího procesu je nutné zajistit vysokou tuhost celého rámu a podvozku. Vybrané celky je pak nutné podrobit pevnostní kontrole.

Pevnostní analýza navržené konstrukce je řešena pomocí metody konečných prvků (MKP). Obecně tato metoda spočívá v diskretizaci spojitého modelu na model s konečným počtem prvků, kdy každý prvek je definován polem posuvů. Cílem výpočtu je v případě pevnostní analýzy pole deformací a napětí. Používá se především pro kontrolu již navržených zařízení nebo pro stanovení kritického místa konstrukce. Pro pevnostní posouzení jsem zvolil program Abaqus od Dassault Systemes.

5.1 Materiálový model

Pro svařované nosníky a vahadlo jsem navrhl použití materiálu S355J2. Jedná se o konstrukční ocel s vyšší pevností než má běžná S235. Vyznačuje se výbornou svařitelností a obrobitelností. Pro tloušťky použitých plechů dosahuje meze kluzu $R_e = 355 \text{ MPa}$. Pro výpočet byl použit materiálový model uvedený na Obr.58.

```

-----
** S355J2 True Stress - True Plastic Strain

Information-----
---
**S355J2
*MATERIAL,
*ELASTIC, TYPE=ISOTROPIC
 210000, 0.314
*PLASTIC, HARDENING=ISOTROPIC
 400.00 , 0.0
 402.55 , 0.010
 406.06 , 0.020
 426.32 , 0.030
 446.32 , 0.040
 462.74 , 0.051
 517.82 , 0.101
 553.26 , 0.152
 581.85 , 0.202
 697.32 , 0.404
 813.55 , 0.606
 931.73 , 0.808
 1044.00 , 1.0
*DENSITY
 7.85e-09
    
```

Obrázek 58: *Materiál S355J2 dle EN 10025-2*

5.2 Výpočtový model rámu podvozku

Rám je řešen jako ocelový svařenec tvořený skříňovými svařovanými nosníky. Použité plechy mají tloušťku 10, 12, 15 mm. Protože poměr tloušťky stěn k výšce profilu je $\leq 0,1$, rozhodl jsem se použít výpočtový model sestavit z prvků *BEAM*. Konkrétně jsem zvolil prvky B31 (B - beam; 3 - prostorový prvek; 1 - lineární).

Výhody tohoto modelu jsou především rychlý výpočet a snadná změna průřezů profilů (změnou tloušťek plechů). Tyto vlastnosti jsou velmi výhodné při hledání nejvhodnějšího řešení konstrukce, kdy jsem několikrát potřeboval změnit průřezy profilů, pro dosažení potřebné tuhosti. Tímto modelem je tedy snadné získat představu o tom, jak se konstrukce chová v různých režimech zatížení, avšak nepostihne přehled o lokální napjatosti. Pro návrhovou pevnostní analýzu konceptu rámu, který je cílem této práce, je však plně postačující.

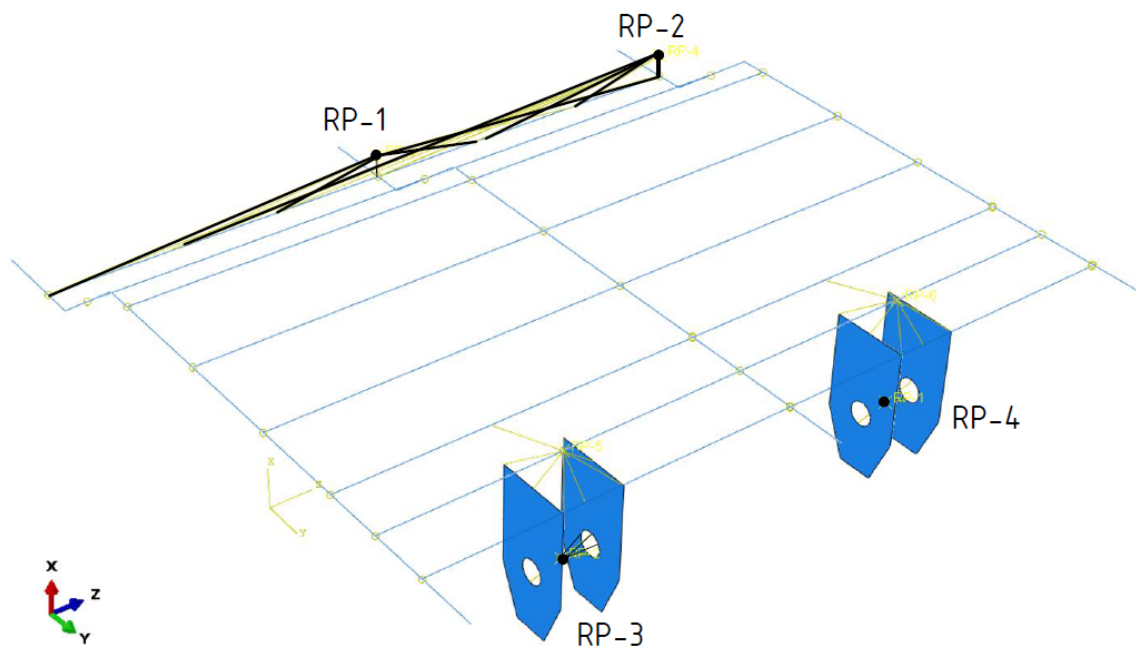
Základní výpočet rámu jsem provedl pro 3 zatěžující stavy (*STEPy*). První stav představuje zatížení pouze od gravitace, tedy vlastní vahou konstrukce celého zařízení. Druhý stav představuje běžný provoz se zatížením od kontejneru, které je vzhledem ke konstrukci překládacího ústrojí stejné pro převoz i překládací proces kontejneru. Poslední, třetí stav, zastupuje nejnepříznivější situaci, kdy je zatížení nad krajním podélným nosníkem, který za běžného provozu nesmí nastat.

Svařenec začepování vahadel je v modelu rámu tvořeno skořepinovým prvkem *SHELL*. Vzhledem k důležitosti tohoto místa, připojení podvozkových vahadel k rámu, bylo vhodné zjistit i stav lokální napjatosti. Z tohoto důvodu jsem do výpočetního modelu importoval detailní submodel začepování a daném místě přivaření k rámu svázal uzlové posuvy s rámem, to potom vede k přenesení silových účinků z rámu do detailního submodelu začepování.

Interakce

Pro zavedení počátečních podmínek a zatížení vytvořil referenční body (*REFERENCE POINT - RP*) 1 až 4 (Obr.59). Tyto body jsou spojeny s rámem vazbou *COUPLING*. Přenos zatížení a vazeb z referenčních bodů na rám jsem zvolil kontinuálně distribuovaný (*CONTINUUM DISTRIBUTING*). Tento přenos roznese zatížení do rámu dle váhových funkcí, narozdíl od kinematického přenosu (*KINEMATIC*), který sváže posuvy slave uzlů vůči master uzlům a dojde tedy k nežádoucímu vyztužení slave uzlů.

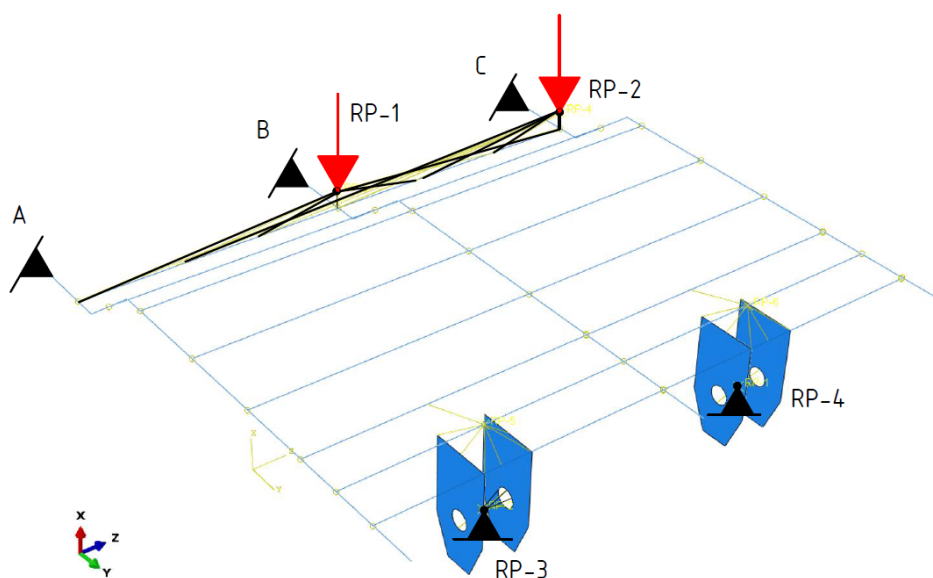
Referenční body 1 a 2 (RP-1 a RP-2 viz. Obr.59) roznáší zatížení do příčniců v prolomení rámu. V bodě 1 je zatížení umístěno uprostřed, jak bude také běžný provozní stav, bod 2 představuje stav, kdy je zatížení přesunuto nad krajním podélným nosníkem.



Obrázek 59: *Interakce*

Zatížení a uložení

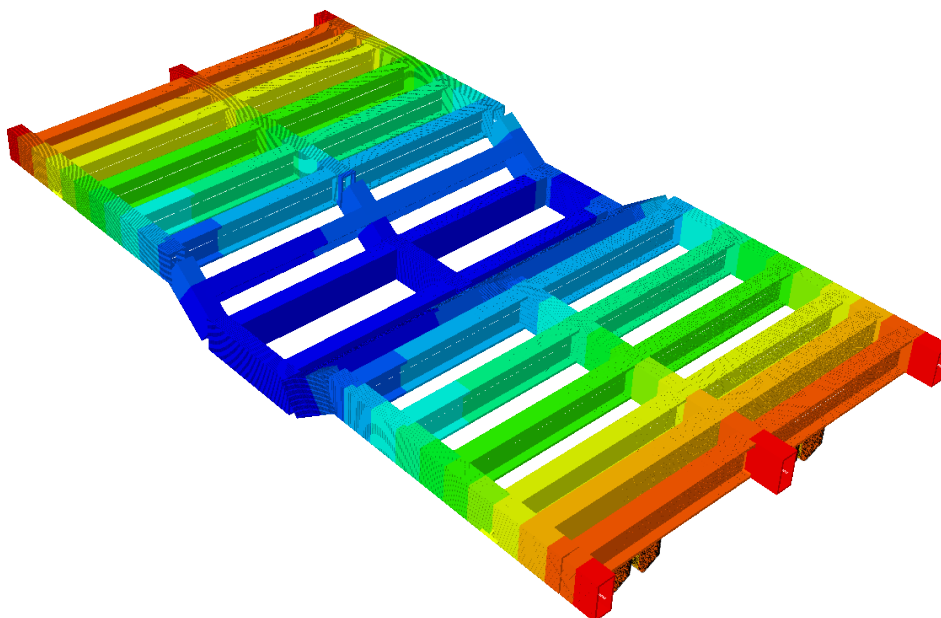
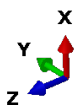
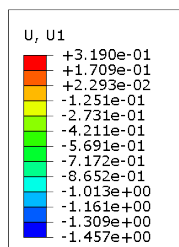
Jak je patrné z Obr.60, pro výpočtový model jsem využil symetrie konstrukce rámu, proto je v bodech A, B, C použita vazba vetknutí. V referenčních bodech 3 a 4 je realizováno uložení vahadel, které omezuje pohyb ve směru svislé osy X. Do bodu 1 je umístěno zatížení pro 2. zátěžný stav a do bodu 2 pro 3. stav zatížení, v obou případech je to maximální přípustné zatížení, které odpovídá hmotnostní nákladu 20 000 kg.



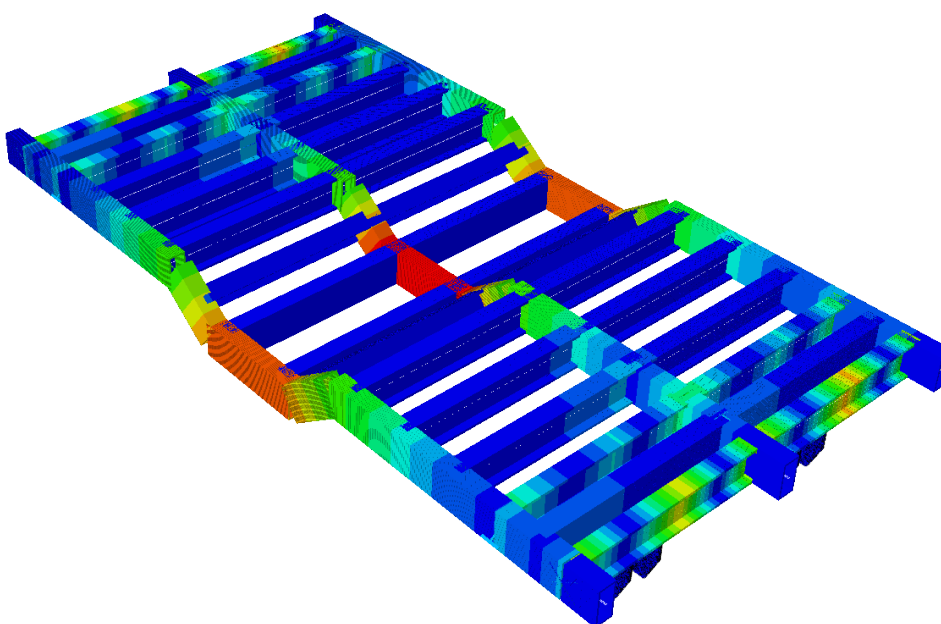
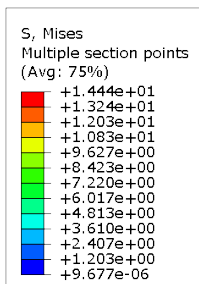
Obrázek 60: *Zatížení a uložení konstrukce*

5.2.1 Výsledky pevnostní analýzy rámu

1. zátěžný stav

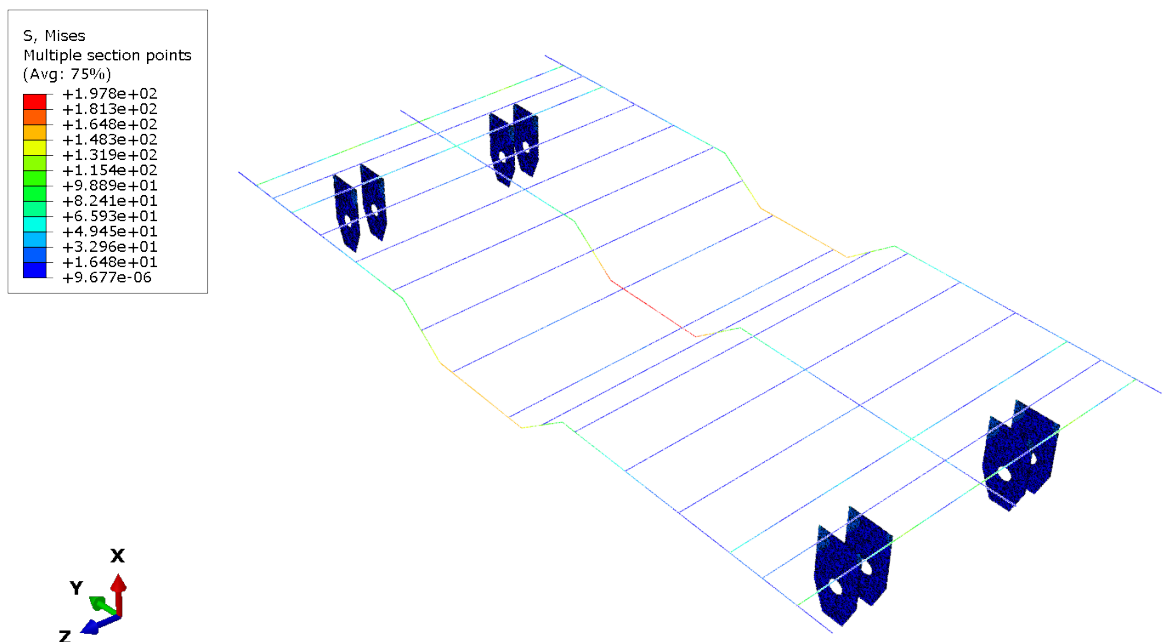


Obrázek 61: Deformace rámu od gravitace (1. stav)

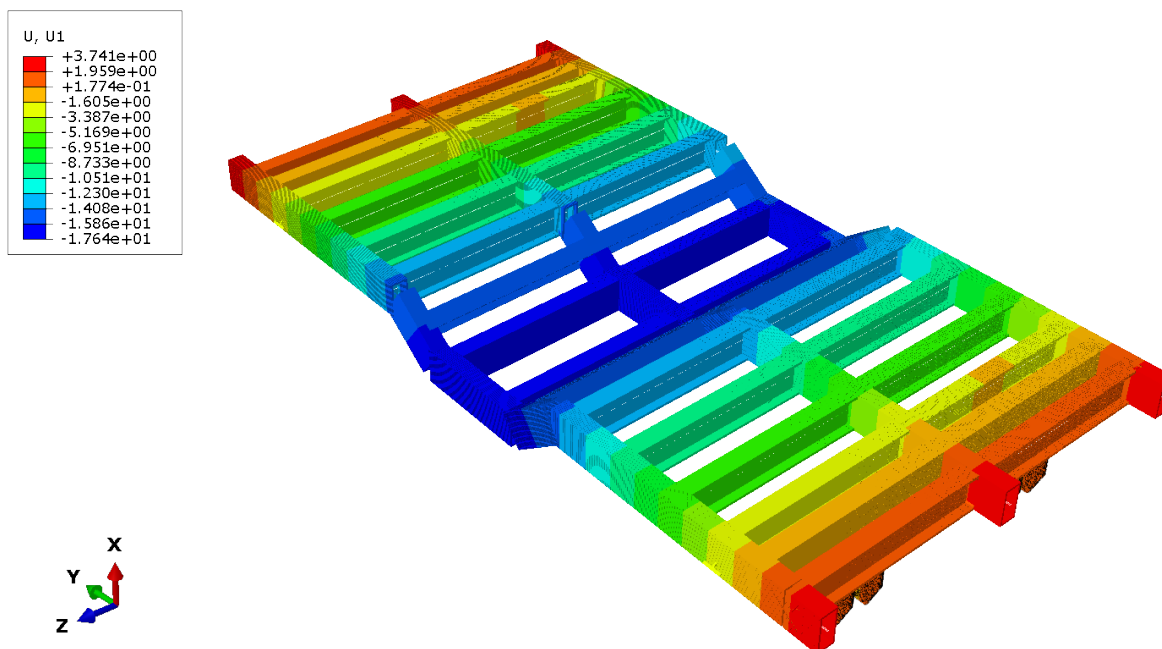


Obrázek 62: Napětí v rámu od gravitace (1. stav)

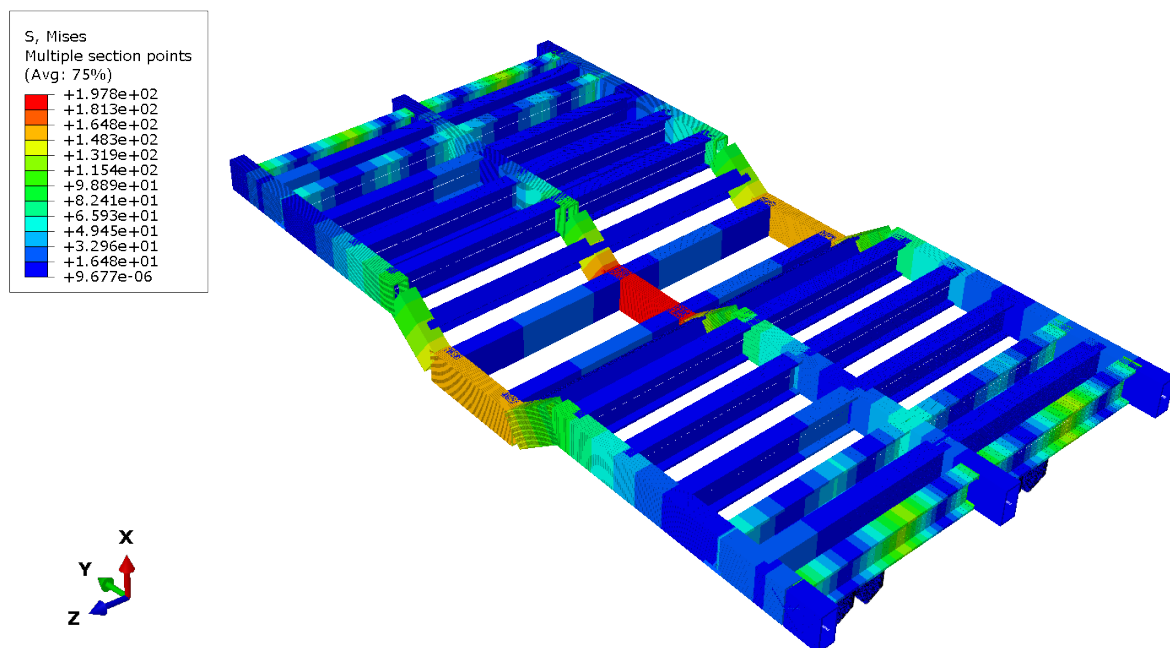
2. zátěžný stav



Obrázek 63: Deformace rámu od zatížení (beam) (2. stav)

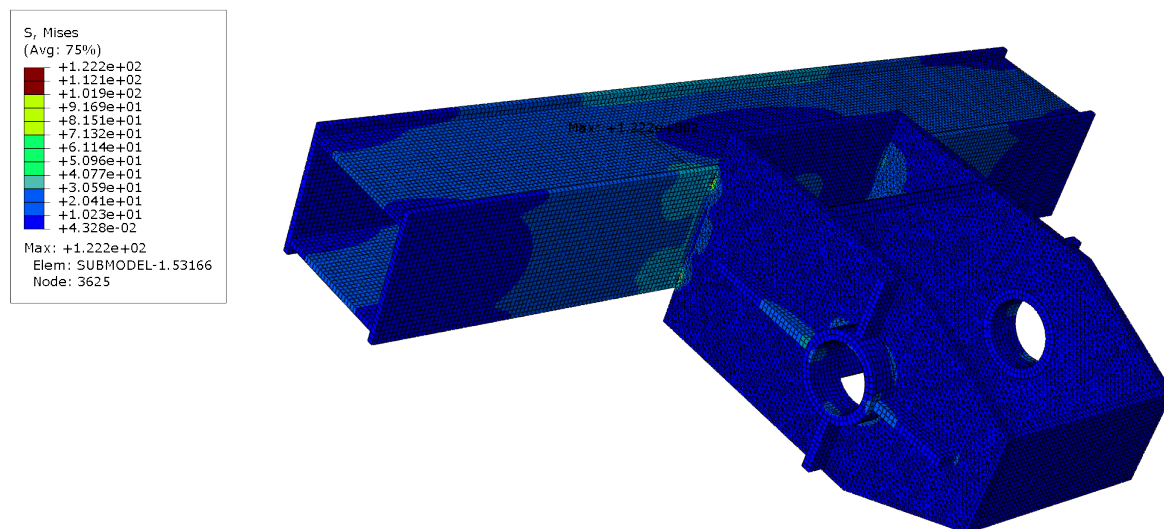


Obrázek 64: Deformace rámu od zatížení (2. stav)



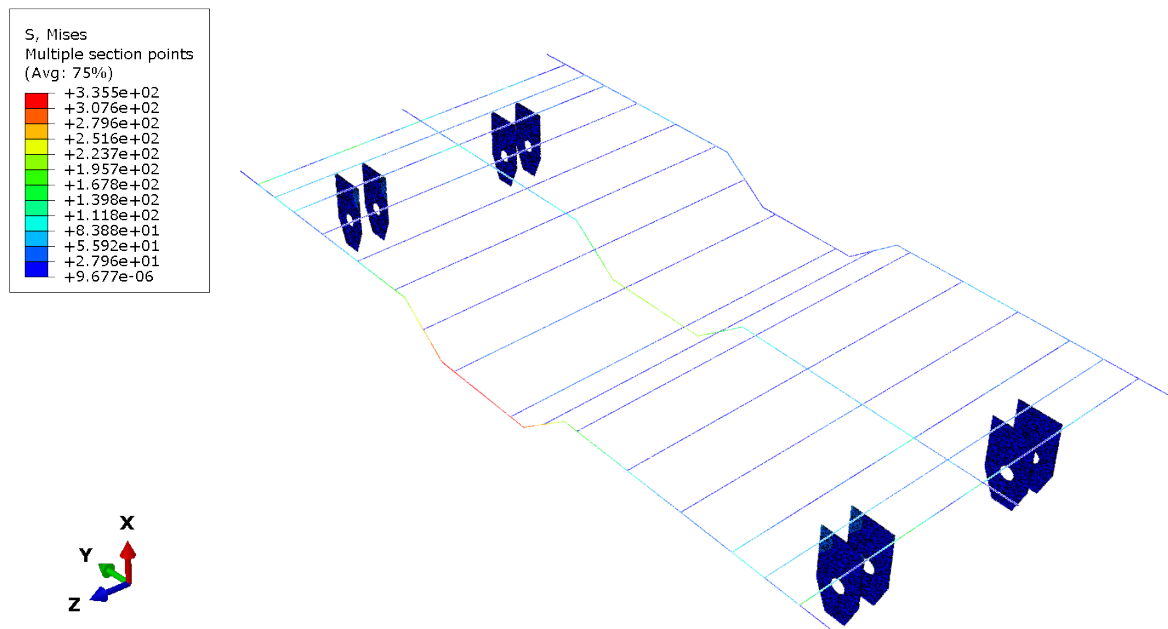
Obrázek 65: *Napětí v rámu od zatížení (2. stav)*

2. zátěžný stav - submodel

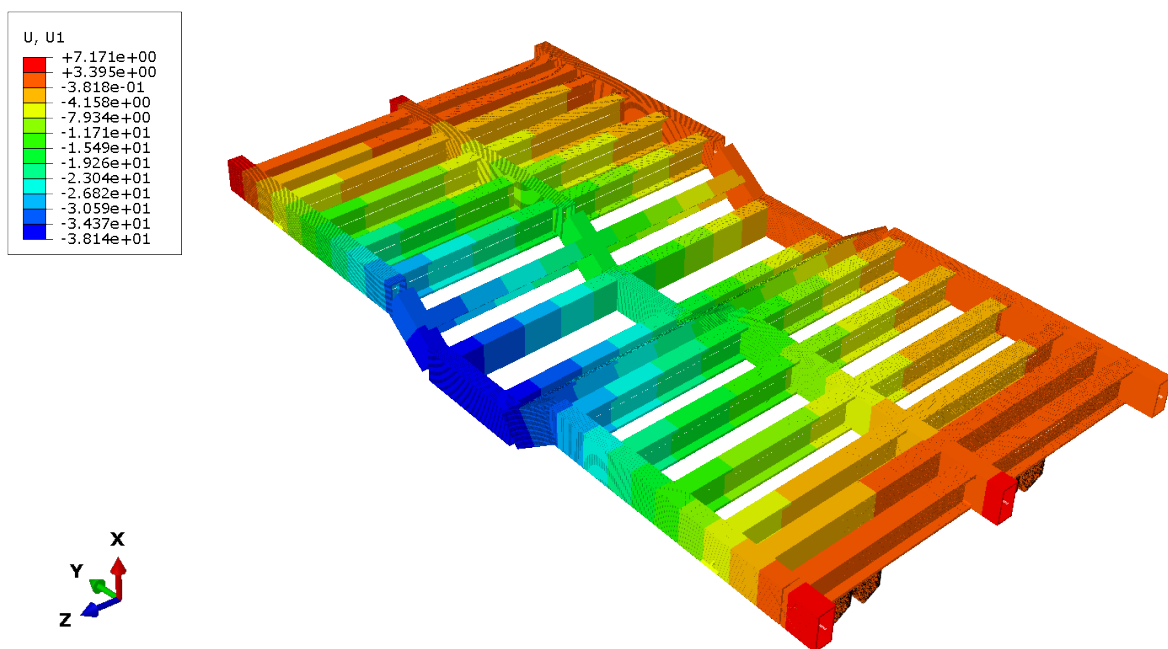


Obrázek 66: *Napětí ve svařenci uložení vahadla (2. stav)*

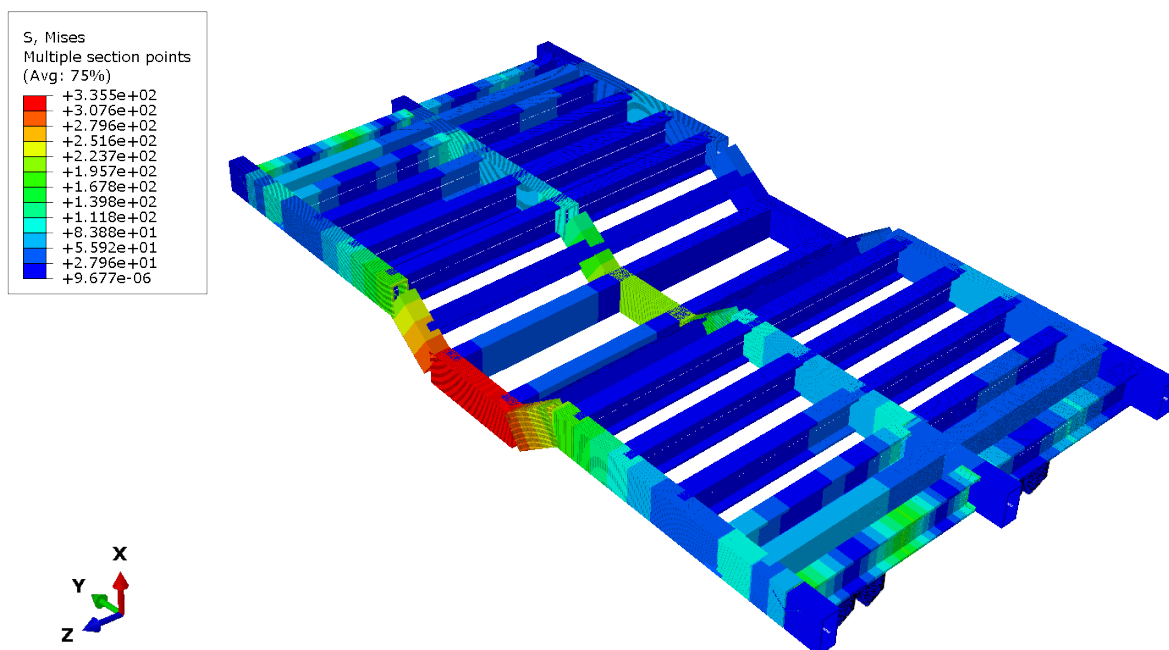
3. zátěžný stav



Obrázek 67: *Deformace rámu od zatížení (beam) (3. stav)*



Obrázek 68: *Deformace rámu od zatížení (3. stav)*



Obrázek 69: Napětí v rámu od zatížení (3. stav)

5.2.2 Vyhodnocení analýzy rámu

Pevnostní analýzou metodou konečných prvků byly zjištěny hodnoty maximálního napětí a posuvů v kritických místech konstrukce viz. Tabulka 9. V žádném stavu maximální napjatost nepřekročila dovolenou hodnotu napětí použitého materiálu. Této hodnotě se napjatost blíží pouze v případě 3. zatěžovacího stavu, který však v provozu zařízení nikdy nenastane.

V případě mého zařízení je však neméně důležité také posouzení z hlediska deformací rámu, protože pro bezchybné fungování zařízení ve všech stavech je zásadní, aby rám vykazoval dostatečnou tuhost. V zátěži běžného provozu zařízení (step 2) je dosaženo maximální deformace ve směru osy x 17,64 mm. Tato hodnota je vzhledem k velikosti konstrukce přípustná a zařízení si i při této deformaci zachovává 100 % funkčnost všech ústrojí. Maximální hodnoty je opět dosaženo v 3. zatěžovacím stavu, který je v provozu vyloučený.

Tabulka 9: Tabulka výsledků pevnostní analýzy rámu

Step	Maximální posuv ve směru X U_1 [mm]	Maximální napětí HMH S [MPa]
1	1,457	14,44
2	17,64	197,8
3	38,14	335,5

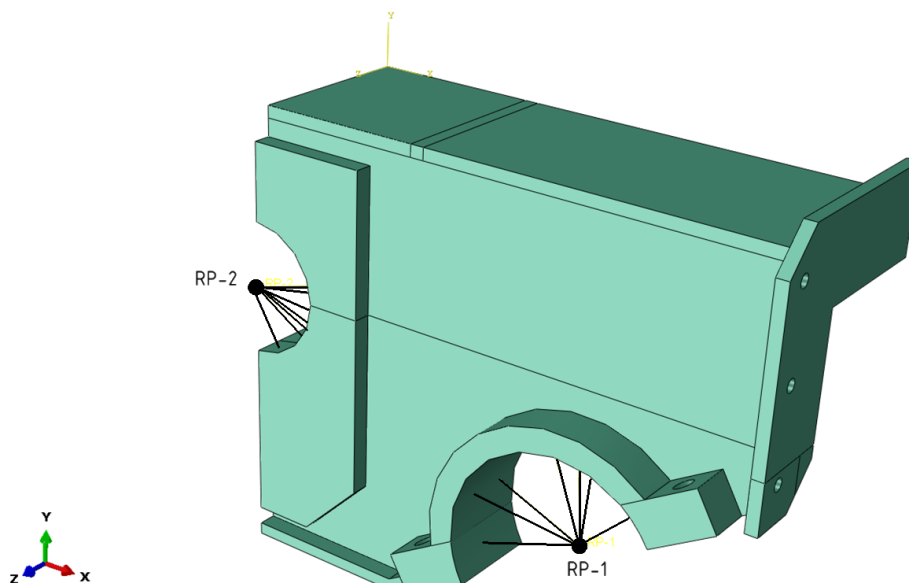
5.3 Výpočtový model vahadla

Vahadlo je navrženo jako svařenec z ocelových plechů tloušťky 10 mm. Základem je krabicová konstrukce doplněná přivařenými plechovými výztuhami v místech předpokládaného zvýšeného napětí od třmenů pro uložení pojezdových kol. Pro tuto úlohu se nabízí zjednodušení výpočtového modelu pomocí prvků skořepinového typu (*SHELL*), tento model jsem používal v počáteční fázi návrhu při hledání nejvhodnějšího řešení konstrukce. Pro finální výpočet jsem však vyšel ze symetrie svařence podle dvou rovin a aplikoval klasický objemový model vyplněný tetra a hexa elementy. Mohl jsem tedy dodržet požadavek na minimální počet dvou elementů po tloušťce stěny při zachování únosného počtu prvků.

V návaznosti na analýzu rámu jsem pro vahadlo navrhl už pouze jeden zatěžující stav, který představuje běžný provoz zařízení.

Interakce

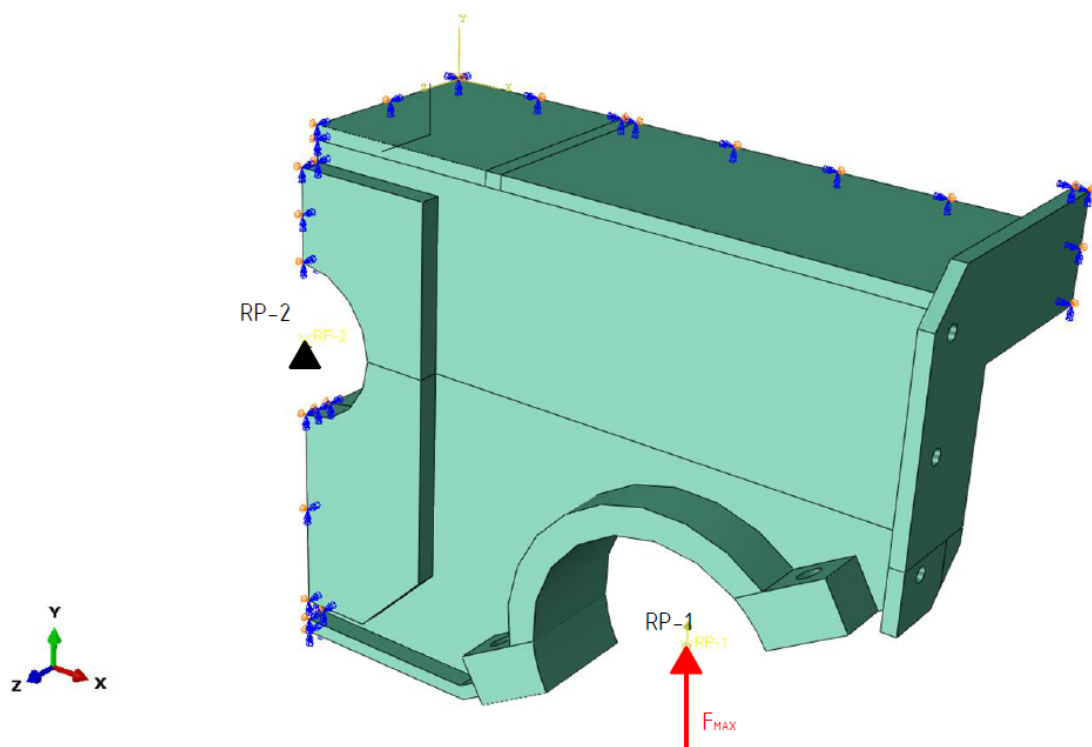
Pro zavedení počátečních podmínek a zatížení jsem vytvořil dva referenční body (Obr.70). Tyto body jsou spojeny s příslušnými plochami na vahadle pomocí vazby *COUPLING*. Přenos z bodů na povrch jsem opět zvolil jako kontinuálně distribuovaný viz. kapitola interakcí v předchozím pevnostním výpočtu rámu.



Obrázek 70: *Interakce*

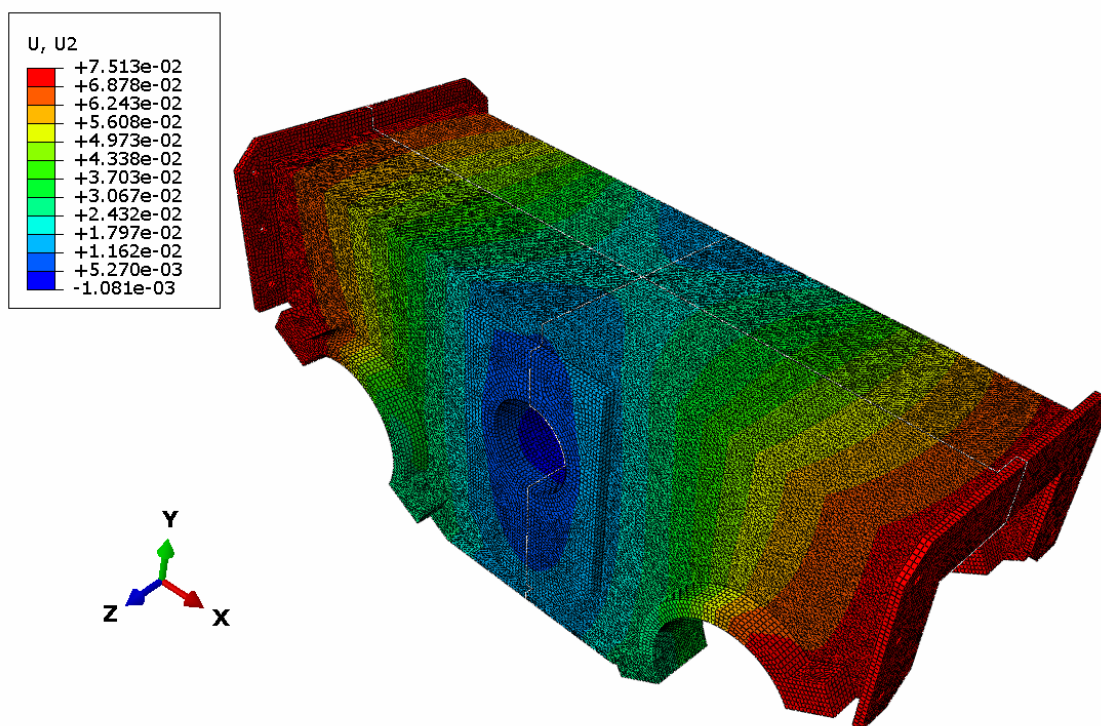
Zatížení a uložení

Z důvodu využití symetrie svařence jsou na příslušných hranách vetknutí, pro svázání uzlových posuvů dle rovin symetrie (Obr. 71). Z referenčního bodu 1 (RP-1) je na svařenec přenášeno maximální kolové zatížení, které odpovídá hodnotě (36878 N). V bodě 2 (RP-2) je realizována vazba představující otočné uložení pro spojení s rámem vozíku, které je opět distribuováno na příslušnou plochu začepování.

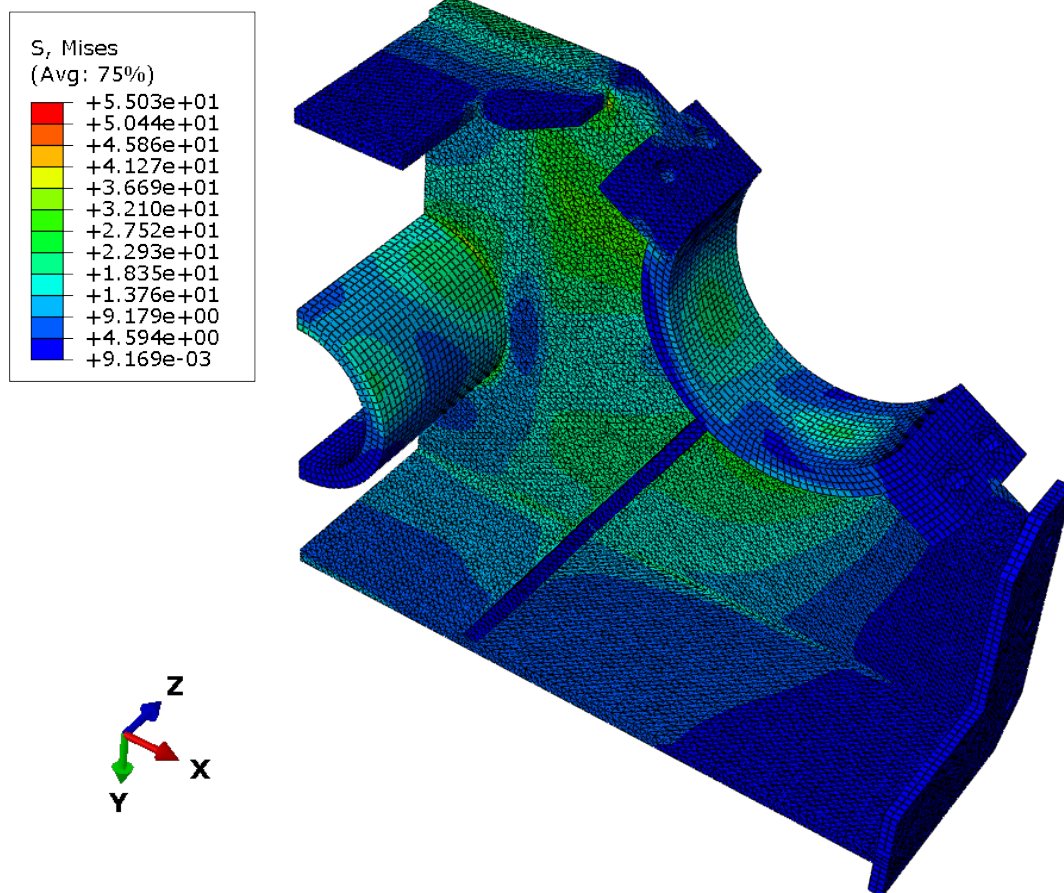


Obrázek 71: Zatížení a uložení konstrukce

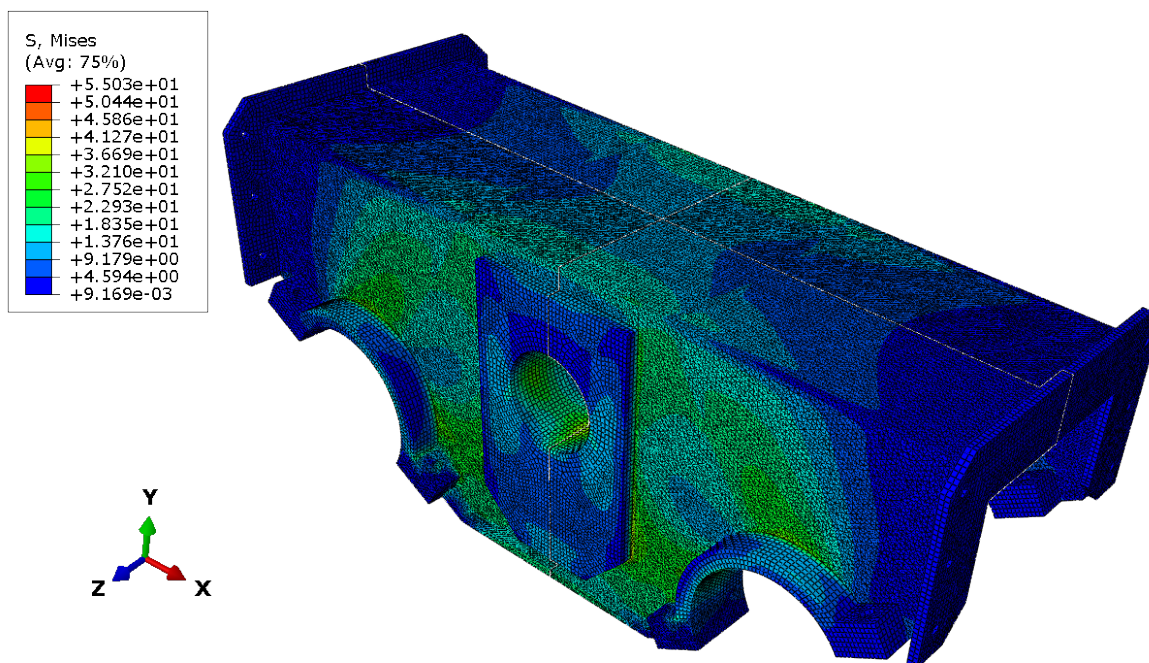
5.3.1 Výsledky pevnostní analýzy vahadla



Obrázek 72: Deformace vahadla



Obrázek 73: Napětí ve vahadle provozní stav - čtvrtinový řez



Obrázek 74: Napětí ve vahadle - provozní stav

5.3.2 Vyhodnocení analýzy vahadla

Zjištěné maximální hodnoty posuvů a napětí jsou uvedeny v Tabulce 10. Z výsledků je patrné, že v běžném provozním režimu svařenec vykazuje uspokojivou tuhost a hodnota maximálního napětí je hluboko pod dovolenou hodnotou příslušného materiálu.

Tabulka 10: *Tabulka výsledků pevnostní analýzy vahadla*

Step	Maximální posuv ve směru X U_1 [mm]	Maximální napětí HMH S [MPa]
1	1,457	55,03

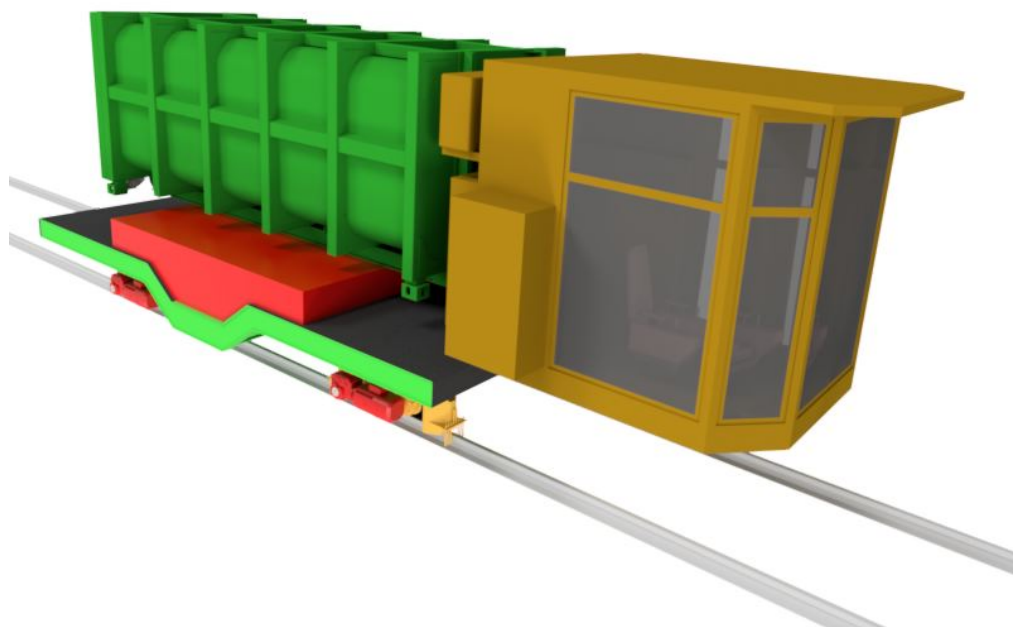
6 Závěr

Hlavním cílem této práce bylo navrhnout koncept zařízení pro manipulaci kontejnerů se směsným komunálním odpadem, které bude pracovat v překládací stanici a převážet kontejnery do plnicí stanice. Pro příčnou manipulaci je na vozíku umístěno ústrojí, které zajistí zdvih a přeložení kontejneru z podvozku na vozík a opačně.

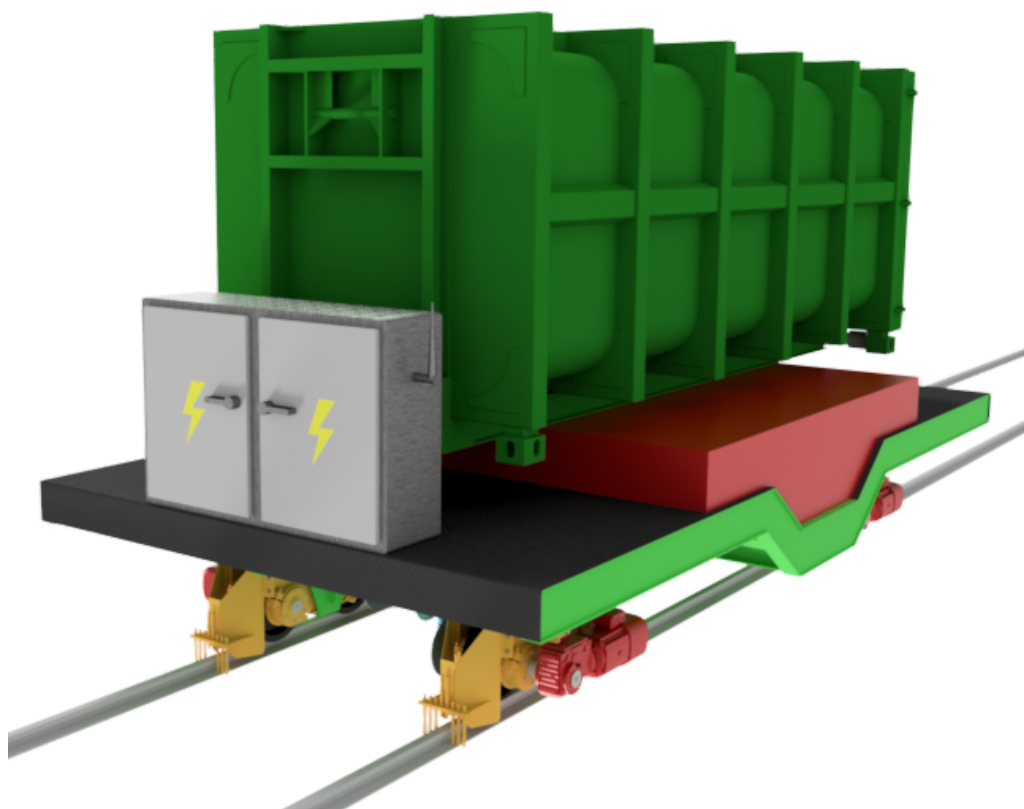
V této práci bylo představeno vždy několik možných variant pro jednotlivé dílčí uzly. Tyto návrhy vycházejí z běžně používaných zařízení v oblasti transportních strojů, ale také těžkého průmyslu. Pro samotnou konstrukci jsem potom vždy zvolil jedno vybrané řešení, které vyhovovalo požadavkům manipulačního procesu a bylo důkladně prodiskutováno s vedoucím projektu.

Vozík jsem navrhl s ohledem na jednoduchost a minimální údržbu. Zároveň je dostatečně pevný a robustní, díky tomu umožňuje bez problému plnit požadavky plynoucí ze zadané minimální nosnosti a dokonce jejího případného navýšení. Pohon pojezdu jsem zvolil jako elektromechanický, který svou jednoduchostí a nenáročností provozu předčil další variantu, kterou je pohon elektrohydraulický. Tento pohon splňuje kladené požadavky jak ze strany požadované rychlosti, tak výkonu. Kvůli charakteristickým adhezním podmínkám mezi kolem a kolejnicí jsem navrhl použití čtyř menších převodových motorů. Tento návrh mi přijde velice výhodný z hlediska trakčních podmínek i spolehlivosti celého zařízení. Pro co nejvyšší plynulost pracovního cyklu budou pohony samozřejmě řízeny frekvenčními měniči, to zajistí plně kontrolovaný rozjezd i brzdění. Při návrhu konstrukce jsem se také zabýval mnoha nezbytnými návrhovými a kontrolními výpočty, které jsou v práci uvedené. Jako klíčové bych označil především návrh pohonu a brzd. Pro návrh konstrukce rámu jsem použil technologie svařovaných nosníků, které jsou často používány i v těch nejnáročnějších aplikacích těžkého průmyslu. Pro co nejvhodnější návrh těchto svařenců jsem používal pevnostní analýzu metodou konečných prvků. Zvolil jsem si co nejvhodnější výpočtový model, který mi umožnil relativně rychle dosáhnout výsledků a získat tak představu o chování celé konstrukce pod zatížením.

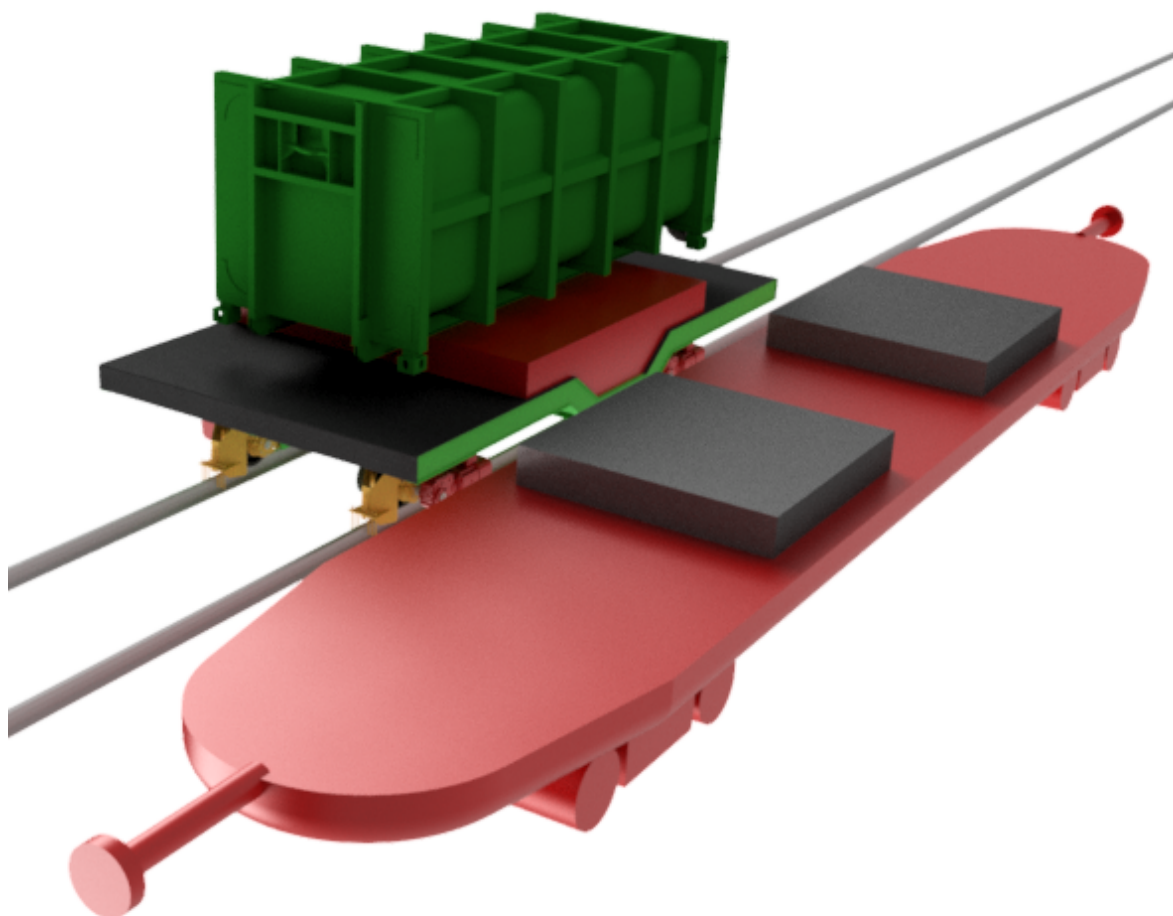
Výsledkem práce je tedy koncept zařízení, které je schopno plnit zadanou funkci manipulace s kontejnery, provedení konstrukčních uzlů a použité komponenty odpovídají současným požadavkům zadání. Při detailní projekční práci by však mohlo být shledáno jako lepší, použít jinou z uvedených variant, ať už pro pohon pojezdu, nebo i rám zařízení. Právě z tohoto důvodu jsem u všech důležitých uzlů uvedl více možností, které by při takových úpravách mohli přicházet v úvahu. Další projekční práci bude vyžadovat návrh ovládání a řízení celého procesu, protože i zde se nabízí celá řada možností a bude záležet opět na aktuálních požadavcích plynoucích z dalších zařízení zařazených do procesu překládání. V případě plné automatizace se zde jedná o synchronizaci několika zařízení, které manipulují s těžkými břemeny. Za předpokladu řízení procesu zaškolenou osobou se nabízí možnost dálkového ovládání (Obr.76) nebo ovládacího stanoviště umístěného přímo na vozíku (Obr.75).



Obrázek 75: Vozík s kabinou pro operátora překládání



Obrázek 76: Vozík s rozvodnou pro dálkové ovládání



Obrázek 77: Překlad kontejneru na tramvajový podvozek

Použité značky a symboly

Symbol	Jednotka	Význam
G_0	[kg]	Celková hmotnost
G_v	[kg]	Hmotnost zařízení s prázdným kontejnerem
G_z	[kg]	Hmotnost nákladu
F_{max}	[N]	Maximální síla působící na jedno kolo podvozku
g	[m · s ⁻²]	Tíhové zrychlení
D_{min}	[mm]	Návrhový průměr pojezdových kol
p	[1]	Počet pojezdových kol podvozku
f_h	[1]	Součinitel trvanlivosti
f_n	[1]	Součinitel počtu otáček
k	[1]	Součinitel závislý na materiálu a druhu provozu
b_k	[mm]	Účinná šířka kolejnice
K	[mm]	Šířka hlavy kolejnice
r_1	[mm]	Poloměr zaoblení kolejnice
n_k	[min ⁻¹]	Počet otáček pojezdového kola
Y	[hod]	Doba využívání zařízení
F_e	[N]	Ekvivalentní zatížení jednoho pojezdového kola
F_d	[N]	Dovolené zatížení jednoho pojezdového kola
p_{zul}	[MPa]	Dovolený tlak mezi kolem a kolejnicí
c_2	[1]	Koeficient rychlosti pojezdu
c_3	[1]	Koeficient využití zařízení
d_1	[mm]	Zvolený průměr pojezdového kola
d_{min}	[mm]	Minimální průměr pojezdového kola
Z_{min}	[kg]	Minimální zátěž působící na pojezdová kola
Z_{max}	[kg]	Maximální zátěž působící na pojezdová kola
T	[N]	Tažná síla
e	[mm]	Součinitel valivého tření
f_c	[1]	Součinitel čepového tření
R	[mm]	Poloměr pojezdová kola
r	[mm]	Poloměr pojezdové hřídele pod pojezdovým kolem
κ	[1]	Součinitel zahrnující zbylé odpory
P	[kW]	Výkon motoru při ustálené rychlosti
v	[m · min ⁻¹]	Návrhová maximální rychlost pojezdu zařízení
η_c	[1]	Účinnost mechanického převodu mezi koly a motorem

v_s	$[min^{-1}]$	Skutečná pojezdová rychlost zařízení
M_{roz}	$[Nm]$	Potřebný rozběhový moment motoru
M_{st}	$[Nm]$	Moment pasivních odporů, redukováný na hřídel motoru
M_{sp}	$[Nm]$	Setrvačný moment posuvných hmot, redukováný na hřídel motoru
M_{sr}	$[Nm]$	Setrvačný moment rotujících hmot, redukováný na hřídel motoru
M_2	$[Nm]$	Celkový moment motorů
ψ	$[1]$	Momentová přetížitelnost motoru
i_p	$[1]$	Převodový poměr mezi hřídelí motoru a pojezdovými koly
F_{sp}	$[N]$	Setrvačná síla posuvných hmot
J	$[kgm^2]$	Moment setrvačnosti všech rotujících hmot systému
ϵ	$[s^{-2}]$	Úhlové zrychlení hmot na hřídeli motoru
t_r	$[s]$	Doba rozběhu
t_{min}	$[s]$	Minimální doba rozběhu
J_0	$[kgm^2]$	Moment setrvačnosti motoru
α	$[1]$	Součinitel zahrnující zbylé rotující hmoty
n_m	$[min^{-1}]$	Otáčky elektromotoru
T'	$[N]$	Jízdní odpor na zatížených kolech
μ	$[1]$	Adhezní součinitel mezi kolem a kolejnicí
z	$[1]$	Počet poháněných kol
m	$[1]$	Počet nepoháněných kol
M_b	$[Nm]$	Brzdový moment
$F_{sp-brzd}$	$[N]$	Setrvačná síla posuvných hmot pro návrh brzd
t_b	$[s]$	Doba brzdění
F_b	$[N]$	Brzdná síla
M_{brzda}	$[Nm]$	Brzdový moment jedné brzdy
$F_{katalog}$	$[N]$	Maximální brzdná síla uvedená v katalogu
k_b	$[1]$	Bezpečnostní koeficient
D_k	$[mm]$	Průměr brzdného kotouče
r_e	$[mm]$	Efektivní radius kotouče pro zvolený typ brzdy
M_{bkolo}	$[Nm]$	Brzdový moment na hřídeli kola
n	$[1]$	Počet čelistových brzd
τ_k	$[Nmm^{-2}]$	Smykové napětí
M_{max}	$[Nm]$	Maximální moment motoru
τ_{kD}	$[Nmm^{-2}]$	Dovolené smykové napětí pro materiál 11500
W_k	$[mm^3]$	Průřezový modul v krutu

d_h	[mm]	Průměr hřídele
R_A	[N]	Reakce v podpoře A
R_B	[N]	Reakce v podpoře B
b	[mm]	Vzdálenosti zatížení od podpory A
c	[mm]	Vzdálenosti zatížení od podpory B
F_m	[N]	Tíha elektromotoru
σ_o	[Nmm ⁻²]	Ohybové napětí
M_o	[Nm]	Ohybový moment
W_o	[mm ³]	Průřezový modul v ohybu
d_C	[mm]	Průměr hřídele v místě C
α	[1]	Koeficient pro výpočet redukováného napětí za použití hypotézy τ_{max}
σ_{red}	[Nmm ⁻²]	Dovolené redukované napětí pro materiál 11500
p	[MPa]	Tlak v kontaktu pero-drážka
$l'_{1,2,i}$	[mm]	Výpočtová délka pera
$l_{1,2,i}$	[mm]	Zvolená délka pera
p_D	[MPa]	Dovolený tlak pro netvrzené drážky a nepohyblivé spojení
d_{h2}	[mm]	Průměr výstupního hřídele převodovky
h_2	[mm]	Výška pera na výstupním hřídeli převodovky
b_2	[mm]	Šířka pera na výstupním hřídeli převodovky
d_{h3}	[mm]	Průměr hřídele pod brzdovým kotoučem
h_3	[mm]	Výška pera ve spojení hřídel - brzdový kotouč
b_3	[mm]	Šířka pera ve spojení hřídel - brzdový kotouč
τ_c	[Nmm ⁻²]	Smykové napětí v čepu
d_c	[mm]	Průměr čepu
F_{vah}	[N]	Maximální zatížení jednoho vahadla
p_c	[MPa]	Tlak v kontaktu čepu a pouzdra
b_t	[mm]	Šířka stěny výztuhy
L_h	[h]	Trvanlivost
C	[kN]	Dynamická únosnost
m_1	[1]	Součinitel pro čárový dotyk
F_r	[N]	Radiální zatížení ložiska
F_a	[N]	Axiální zatížení ložiska
Y	[1]	Součinitel axiálního zatížení
f_1	[1]	Součinitel tření ocel-ocel
d_{p2}	[mm]	Průměr ložiskového pouzdra
i	[1]	Počet šroubů
Q	[N]	Předpětí svěrného spoje
Q_{0i}	[N]	Předpětí šroubu
M_u	[Nm]	Utahovací moment

M_{ks}	$[Nm]$	Moment pro dosažení předpětí ve šroubu
M_{tm}	$[Nm]$	Třecí moment mezi maticí a třmenem
P_z	$[mm]$	Stoupání závitu
d_2	$[mm]$	Střední průměr závitu
d_3	$[mm]$	Průměr jádra šroubu
f_z	$[1]$	Součinitel tření v závitu
β_n	$[\circ]$	Úhel boku závitu v normálovém řezu
β	$[\circ]$	Úhel boku závitu
f_M	$[1]$	Součinitel tření mezi matkou a třmenem
s	$[mm]$	Šířka matky
D_d	$[mm]$	Průměr díry pro šroub
σ_t	$[Nmm^{-2}]$	Tahové napětí v šroubu
S_3	$[mm^2]$	Průřez šroubu
τ_{ks}	$[Nmm^{-2}]$	Napětí v krutu šroubu
W_{ks}	$[mm^3]$	Průřezový modul v krutu pro šroub
$\sigma_{red-sroub}$	$[Nmm^{-2}]$	Redukované napětí šroubu
k_s	$[1]$	Bezpečnost šroubového spoje
R_e	$[Nmm^{-2}]$	Mez kluzu
p_o	$[MPa]$	Tlak mezi pouzdrem a třmenem
l	$[mm]$	Šířka pouzdra
p_D	$[MPa]$	Dovolený tlak pro kontakt ocel-ocel
p_{hs}	$[MPa]$	Tlak pod hlavou šroubu
p_{Dm}	$[MPa]$	Dovolený tlak pod maticí
z_r	$[1]$	Počet závitů v matici
D_1	$[mm]$	Malý průměr závitu
p_{Dz}	$[MPa]$	Dovolený tlak v závitu
S	$[MPa]$	Von Misesovo napětí MKP
U_1	$[mm]$	Posuv ve směru osy x

7 Přílohy

sestavný výkres konceptu zařízení

produktový list kotoučové brzdy Twiflex MXEA

produktový list převodového motoru SEW Eurodrive

8 Seznam použité literatury

- [1] Shigley J.E., Mischke Ch.R., Budynas R.G. Konstruování strojních součástí. První vydání, Brno: VUT v Brně, 2010. 1168s. ISBN 978-80-210-2629-0
- [2] HOJDAR Josef, GONDEK Horst, HELEBRANT František. Povrchové dobývací stroje I. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 1991, 299 s. ISBN 80-7078- 125-4
- [3] GAJDŮŠEK, Jaroslav, ŠKOPÁN, Miroslav. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. První vydání, Brno: VUT v Brně, 1988. 277s. ISBN 1524
- [4] SCHŮSSEL, J. Podvozek skládkového stroje. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 105 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.
- [5] MICHALEC, Jiří. Pružnost a pevnost I. 3. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2009, 308 s. ISBN 978-80-01-04224-3
- [6] MICHALEC, Jiří. Pružnost a pevnost II. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001, 215 s. ISBN 80-01-02375-3
- [7] LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. První vydání, Úvaly: Albra, 2003. 865s. ISBN 80-86490-74-2.
- [8] GONDEK Horst, ŠEVČÍK Arnošt. Těžební a zpracovatelské stroje II. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007, 102 s. ISBN 978-80-248-1273-1
- [9] ČSN 73 1401. Navrhování ocelových konstrukcí. Praha: Český normalizační institut, 1994, 136 s.
- [10] CVEKL, Zdeněk et al. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1984. 286 s. Učební texty VŠ, ČVUT - fak. strojní.
- [11] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. 169 s. ISBN 80-01-02533-0.
- [12] DRAŽAN, František. Zemní stroje. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1981. 248 s. Učební texty VŠ, ČVUT - fak. strojní.
- [13] KOLÁŘ, Josef. Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel. Vyd. 1. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2009. 276 s. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [14] NOVÁK, Jaroslav. Elektromechanické systémy v dopravě a ve strojírenství. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 2002. 86 s. ISBN 80-01-02457-1

- [15] Foto archiv Ing. Jiřího Mrázka, PhD.
- [16] Vagony Tažená železniční vozidla [online]. [cit. 2018-03-27]
Dostupné z: <http://www.vagony.cz/pojezdy/ramove/ramove.html>
- [17] BONATRANS Výrobce dvojkolí [online]. [cit. 2018-03-27]
Dostupné z: <http://www.ghh-bonatrans.com/cs/vyrobky-a-sluzby/dvojkoli/>
- [18] ALSTOM Railway vehicles [online]. [cit. 2018-02-25]
Dostupné z: <http://www.alstom.com/products-services/product-catalogue/rail-systems/components/bogies/>
- [19] ČD Cargo. Vozový park. [online]. [cit. 2018-03-20]
Dostupné z: <https://www.cdcargo.cz>
- [20] SEW.Katalog kuželo-čelních převodových motorů. [online]. [cit. 2018-03-27]
Dostupné z: <http://www.seweurodrive.cz/support/documentation-result>
- [21] Karl Georg - Crane wheels [online]. [cit. 2018-03-27]
Dostupné z: <http://karl-georg.de/images/sortiment-laufraeder/pdf/en/crane-wheels-general-information.pdf>
- [22] Siemens Electromotors [online]. [cit. 2018-03-20]
Dostupné z: <https://www.industry.usa.siemens.com/us/en/Pages/industry.aspx>
- [23] TWIFLEX [online]. [cit. 2018-03-20]
Dostupné z: <http://www.twiflex.com/products/Disc-Braking-Systems/Spring-Applied-Calipers>
- [24] Motostar - doplňková výbava pro automobily [online]. [cit. 2018-03-20]
Dostupné z : <https://www.motostar.cz/spotrebni-material/brzdy/brzdove-kotouce/floating-brake-disc-supersport-racing-series-208973756/>
- [25] SKF [online]. [cit. 2018-03-27]
Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/bushing-data/index.html>
- [26] Kor-pak Zástupce výrobců průmyslových produktů [online]. [cit. 2018-03-20]
Dostupné z: <https://kor-pak.com/product/crane-wheels/>
- [27] Progressive railroading - rail magazine [online]. [cit. 2018-03-20]
Dostupné z: <https://www.progressiverailroading.com/rail-product-news/details.aspx/id=46263>
- [28] Boschrexroth - hydraulic motors Hägglunds [online]. [cit. 2018-03-20]
Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/industrial-hydraulics/topics/power-units/haegglunds-drive-units/hgglundsdriveunits>
- [29] Sibre - hydraulic brakes [online]. [cit. 2018-03-20]
Dostupné z: <https://www.sibre.de/en/products/>