



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH KONSTRUKCE STAVEBNÍHO NÁVĚSU

DESIGN OF THE CONSTRUCTION SEMI-TRAILER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Josef Fejta

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Josef Fejta**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

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

Návrh konstrukce stavebního návěsu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh konstrukce a pevnostní analýza traktorového stavebního návěsu. Koncepce návěsu bude vytvořena jako modulární, aby bylo možné použít různé druhy odpružení náprav bez konstrukčních zásahů do univerzálního rámu návěsu. Koncepce návěsu zohledňuje legislativní požadavky pro návěsy z hlediska použití bezpečnostních prvků, povolených rozměrů a hmotností dle nařízení evropského parlamentu a rady (EU) č. 167/2013.

Technické parametry a požadavky:

Maximální technicky přípustná/povolená hmotnost 22000 kg.

Maximální konstrukční hmotnost 26000 kg.

Konstrukční rychlost 60 km/h.

Vanová korba skořepinového tvaru „U“.

Teleskopický přímočarý hydromotor v přední části korby.

Hydraulicky výklopné zadní čelo.

Výškově stavitelná odpružená oj do spodního závěsu.

Dvojice odpružených náprav.

Rozměry:

Délka včetně oje cca. 6500 – 8000 mm.

Vnitřní délka korby cca. 5000 – 6000 mm.

Vnitřní výška korby cca. 1100 – 1300 mm.

Cíle diplomové práce:

Kritická rešerše obdobných konstrukčních řešení traktorových stavebních návěsů.
Návrh konstrukce včetně všech konstrukčních celků, jejich popis a zhodnocení.
Pevnostní analýza konstrukce vanové korby pro zátěžné stavy jízdního režimu a vysypání.
Celková sestava stavebního návěsu.
Podsestava vanové korby stavebního návěsu.
Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

SYROVÝ, Otakar. Doprava v zemědělství. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2008. ISBN 9788086726304.
PTÁČEK, Petr a Aleš KAPLÁNEK. Přeprava nákladu v silniční nákladní dopravě. Brno: CERM, 2002. ISBN 8072042572.
VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.
BAUER, František. Traktory a jejich využití. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 9788086726526.
LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem traktorového stavebního návěsu a následnou pevnostní kontrolou jeho vanové korby. První část práce je věnována řešení obdobných konstrukčních řešení a obsahuje rovněž shrnutí legislativních požadavků vztahujících se k tomuto zařízení. Následně je popsáno konstrukční provedení návěsu a zátěžné stavy. Dle těchto stavů je provedena pevnostní kontrola, která je v závěrečné části zhodnocena. Součástí práce je rovněž částečná výkresová dokumentace. Práce byla vytvořena ve spolupráci s firmou ZDT Nové Veselí.

KLÍČOVÁ SLOVA

Stavební návěs, traktorový návěs, vanová korba, pevnostní analýza

ABSTRACT

Diploma thesis deals with a design of a tractor earthmoving tipper and a stress analysis of its bath body. The first part contains an overview of similar construction solutions and a summary of related legislative requirements. Next part is followed up by a description of the tipper and its load conditions. The main part is focused on a stress analysis itself. Achieved results are evaluated at the end of this thesis. A partial technical documentation is also part of this work. This thesis was created in cooperation with company ZDT Nové Veselí.

KEYWORDS

Earth moving tipper, tractor tipper, bath body, stress analysis

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FEJTA, Josef. *Návrh konstrukce stavebního návěsu* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124317>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 22. června 2020

.....

Josef Fejta

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce, Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D., a rovněž konzultantovi z firmy ZDT Nové Veselí, Ing. Martinu Molvovi, za cenné rady, poskytnuté informace a odbornou pomoc při zpracování diplomové práce.

OBSAH

Úvod	11
1 Přeprava stavebních materiálů	12
1.1 Přívěs	12
1.2 Návěs	13
1.2.1 Návěs tažený nákladním automobilem.....	14
1.2.2 Návěs tažený traktorem	14
2 Dostupné traktorové stavební návěsy na trhu	17
2.1 Krampe HP24	17
2.2 Annaburger HardLiner HTS 22.15	18
2.3 Schwarzmüller Tx24.....	19
3 Legislativní požadavky	20
3.1 Důležité základní pojmy	20
3.2 Kategorie vozidla	21
3.3 Spojitelnost z pohledu hmotnosti přípojného vozidla a souprav	22
3.4 Spojitelnost vozidel v jízdní soupravu.....	22
3.5 Největší povolené hmotnosti silničních vozidel, zvláštních vozidel a jejich rozdělení na nápravy.....	23
3.6 Největší povolené rozměry vozidel a jízdních souprav	24
4 Vlastní konstrukční návrh	25
4.1 Vanová korba	26
4.2 Zadní čelo	28
4.3 Hlavní rám	30
4.4 Nápravy.....	31
4.5 Odpružení.....	32
4.5.1 Mechanické odpružení.....	32
4.5.2 Vzduchové odpružení	32
5 Vstupní silové účinky a zatížení	33
5.1 Stanovení těžiště korby	33
5.2 Zatížení stěn korby.....	34
5.2.1 Bočnice	35
5.2.2 Přední a zadní čelo, dno.....	37
5.3 Zátěžové stavy statické	38
5.3.1 Stání a jízda konstantní rychlostí.....	38
5.3.2 Vysýpání.....	38
5.4 Zátěžové stavy dynamické.....	38
5.4.1 Akcelerace	38
5.4.2 Brzdění	39
5.4.3 Průjezd zatáčkou.....	40
6 Příprava modelu pro MKP analýzu.....	41
6.1 Model korby.....	41
6.2 Nahrazení vybraných částí návěsu.....	42
6.2.1 Rám návěsu	42

6.2.2	Odpružení oje	43
6.2.3	Vzduchové odpružení	44
6.2.4	Zadní čelo.....	47
6.2.5	Náklad.....	47
6.2.6	Tažné zařízení	48
7	Výpočet mezního stavu únosnosti.....	49
8	Výsledky pevnostní analýzy	50
8.1	Vyklápění	50
8.1.1	Počátek vyklápění – úhel korby 1°	50
8.1.2	Konec vyklápění – úhel korby 50°.....	52
8.2	Stání nebo jízda konstantní rychlostí.....	53
8.3	Akcelerace	54
8.4	Průjezd zatáčkou.....	55
8.5	Brzdění	57
9	Výpočty dílčích částí navržené korby.....	59
9.1	Teleskopický přímočarý hydromotor	59
9.2	Výpočet bezpečnosti nosného čepu korby	62
9.3	Přímočaré hydromotory pro zvedání zadního čela.....	63
	Závěr	66
	Použité informační zdroje	67
	Seznam použitých zkratk a symbolů	69
	Seznam příloh.....	72
	Seznam samostatných příloh.....	72

ÚVOD

V dnešní době, kdy je po celém světě stavěno velké množství budov a silničních sítí, je doprava zeminy a šterku stále více potřebná. Pro tyto účely se často využívá nákladních automobilů, které mají ovšem problémy s dostupností v těžkém terénu nebo je jejich pořízení a provoz velmi nákladný. Proto v současné době vzniká nový trend v dopravě stavebního materiálu, kdy se nasazují výkonné traktory se stavebními návěsy, jež nahrazují právě nákladní automobily. Hlavní výhodou je dostupnost traktoru i do velmi těžkých terénů, případně jejich univerzálnost v použití pro další různé potřeby.

Stavební návěsy mají nejčastěji speciálně zakřivenou vanovou korbu, která je odolná proti prohýbání bočnic. Tímto tvarem je rovněž během nakládky a vykládky dosahováno nuceného centrování nákladu, což má kladný vliv na stabilitu návěsu. Stavební návěsy bývají v provozu často přetěžovány, a proto je důležité, abych jejich konstrukce byla robustní a pevná. Pro sklápění vanové korby se často využívá předního hydromotoru, který má při vysouvání větší stabilizační účinek a zajišťuje menší kroucení mezi korbou a rámem návěsu než klasické podlahové hydromotory.

Diplomová práce tvořená ve spolupráci s firmou ZDT Nové Veselí je tedy zaměřena na návrh stavebního návěsu taženého traktorem, kdy návěs musí splňovat podmínky určené zadáním. Hlavním cílem práce je provést pevnostní výpočet konstrukčního návrhu v daných provozních zatěžovacích stavech tak, aby napětí vznikající na jednotlivých částech návěsu nepřekročilo návrhovou pevnost příslušného materiálu.

1 PŘEPRAVA STAVEBNÍCH MATERIÁLŮ

K přepravě stavebních materiálů se využívá nejen nákladních vozidel, ale rovněž existuje spousta druhů traktorových návěsů či přívěsů. Důvodem použití traktoru jako tažného vozidla může být jak snadnější pohyb ve ztížených podmínkách a špatná dostupnost do místa potřeby, tak univerzálnost použití tažného vozidla, tedy traktoru, k vlečení různých druhů přípojných vozidel a přípojných strojů. Použitelnost traktoru samozřejmě závisí i na vzdálenosti, na kterou je stavební materiál potřeba převážet, a to především z hlediska rychlosti přepravy, případně spotřebě paliva. Pro delší trasy se stále využívá přeprava pomocí nákladních vozidel.

1.1 PŘÍVĚS

Přívěs je přípojně nemotorové vozidlo sloužící k přepravě nákladu, jež je určeno pro tažení jiným, zpravidla motorovým vozidlem. Vyznačuje se rozložením celkové hmotnosti na vlastní nápravy přívěsu, přičemž na tažné vozidlo je přenášena pouze nepatrná část této hmotnosti.

V minulosti mívaly přívěsy říditelnou přední nápravu, postupem času se ovšem začalo používat řízení pomocí točnice. Pro připojení točnicového přívěsu do závěsného zařízení tažného vozidla slouží tažná oj, které je umožněn kyvný pohyb ve vertikální rovině. Na obrázku 1 je možné vidět traktorový přívěs typu PS11 s otočnou ojí od firmy ZDT.



Obr. 1 Traktorový přívěs ZDT PS11[8]

Existují rovněž tzv. tandemové nebo tridemové přívěsy, u nichž pro připojení do závěsného zařízení tažného vozidla slouží tuhá tažná oj (viz obrázek 2). Tuhá oj je opatřena přírubou k přišroubování na přívěs a může být výškově nebo i délkově stavitelná. [3]



Obr. 2 Přívěs Schwarzmüller s tuhou ojí [9]

1.2 NÁVĚS

Návěs je nesamostatné přípojně silniční vozidlo používané k přepravě nákladu, které nemá vlastní pohon a musí být taženo jiným motorovým vozidlem. Platí, že část své hmotnosti přenáší na závěsné zařízení tažného vozidla a část je nesena nápravou nebo nápravami návěsu. Při odpojení návěsu od tažného vozidla spočívá část jeho hmotnosti na jedné nebo dvou vysouvatečných podpěrách. [1]

Připojením návěsu získáme několik výhod oproti samotnému nákladnímu vozidlu. V případě poruchy je možné tažné vozidlo vyměnit a náklad tak dopravit bez větší prodlevy. Návěs má rovněž delší ložnou plochu než samostatné nákladní vozidlo a s vyšším počtem náprav je tak možné dosáhnout jeho větší nosnosti. Výhodou může být i lepší poměr mezi vlastní hmotností návěsu a hmotností nákladu.

Nutno ale dodat, že manipulace s návěsem je obtížnější než jízda se samostatným nákladním vozidlem. Důvodem je jak větší poloměr otáčení při jízdě s přípojným vozidlem, tak vyšší možnost ztráty přilnavosti při průjezdu zatáčkou na namrzlé vozovce. Nevýhodou je také to, že s návěsem není možné manipulovat bez tažného vozidla.

Návěs může být tažen nákladním automobilem neboli tahačem a traktorem. Pro tyto dva typy tažných vozidel jsou rozdílné konstrukční řešení pro připojení návěsu k tažnému zařízení a rovněž se liší i celková konstrukce návěsu.

1.2.1 NÁVĚŠ TAŽENÝ NÁKLADNÍM AUTOMOBILEM

Nákladní automobil je ve své zadní části vybaven točnicí, do níž se návěš připojí pomocí královského (návěšného) čepu. Protože jsou přes tento čep přenášeny všechny horizontální i vertikální síly, je vystaven velkému namáhání, a proto dochází k jeho opotřebení a časem může dojít k potřebě výměny. Příklad takového typu návěsu můžeme vidět na obrázku 3. [3]



Obr. 3 Návěš Schwarzmüller 2nápravový 3stranný sklápěcí [10]

1.2.2 NÁVĚŠ TAŽENÝ TRAKTOREM

Připojovací zařízení návěsu je tažná oj, skrze niž se přenáší síly na tažné vozidlo a jeho nápravy. U těchto návěsů rozlišujeme konstrukční řešení pro horní nebo spodní připojení.

HORNÍ PŘIPOJENÍ

Horní připojení návěsu k traktoru je provedeno pomocí závěsu (viz obrázek 4). Tento závěs může být upevněn k tažnému vozidlu v jedné výši nebo může být výškově stavitelný (tzv. etážový závěs). Obě provedení však musí umožňovat otočný pohyb připojené oje kolem podélné osy.

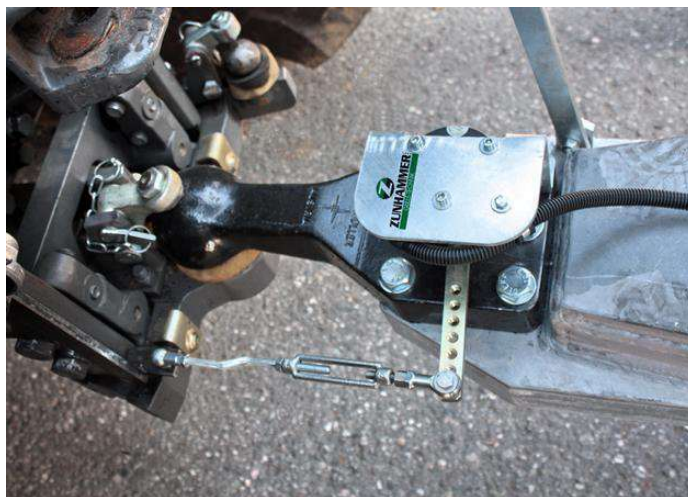
Oj návěsu je vybavena tažným okem o vnitřním průměru 40 nebo 50 mm, jež je v závěsu traktoru zajištěno závěsným čepem. Závěsný čep je zpravidla válcového tvaru, nicméně moderní závěsy již využívají čepů takového tvaru, které umožňují menší vůli mezi ním a tažným okem oje, což se příznivě projevuje eliminováním rázů vznikajících při jízdě.



Obr. 4 Závěs V.Orlandi GA38 pro horní připojení s rozšířeným čepem [11]

SPODNÍ PŘIPOJENÍ

Na oj návěsu určeného pro spodní připojení je připevněna kulová pánev, jež se připojuje na kulovou hlavu (kulový čep) umístěnou na traktoru (viz obrázek 5). Tento způsob připojení má velmi malou vůli mezi pánví a hlavou, což umožňuje eliminovat rázy vznikající v průběhu jízdy a zároveň zachovat změnu vzájemné polohy. Výhodou je rovněž jednoduchá údržba, kdy postačuje pouze mazání dosedacích ploch. Na obrázku 6 je pak možné vidět stavební návěs Grontech agro PRC-2HP/W18B, jež disponuje připojením do spodního závěsu.



Obr. 5 Spodní připojení skrze kouli K80 [12]



Obr. 6 Stavební návěs Grontech agro PRC-2HP/W18B [13]

Traktorové návěsy neslouží pouze k přepravě stavebních materiálů ve stavebnictví. Využívají se hojně také v zemědělství, a to nejen k přepravě různých materiálů, ale i na různé překládací nebo i jiné procesy. Pro tyto účely existuje celá řada nástaveb, které využívají univerzálního podvozku a které pak nacházejí široké uplatnění. Takovouto nástavbou může být např. korba se zadním či bočním sklápěním, překládací vůz, návěs s výtlačným zadním čelem, cisternová nástavba či rozmetací vůz.

Z hlediska konstrukce podvozku rozeznáváme dva základní typy traktorových návěsů:

- 1) Návěsy jednoúčelové
- 2) Návěsy víceúčelové – s výměnným systémem nástaveb

NÁVĚSY JEDNOÚČELOVÉ

Jednoúčelovými návěsy jsou takové návěsy, u nichž nelze měnit jednotlivé typy nástavby nebo korby kvůli jejich pevnému spojení s podvozkem, a proto se využívají pouze pro předem určené operace po celou dobu své životnosti. Samotné nástavby, korby, případně celý vzhled se od víceúčelových návěsů víceméně neliší, hlavní rozdíl je pouze v nemožnosti výměny nástavby.

NÁVĚSY VÍCEÚČELOVÉ – S VÝMĚNNÝM SYSTÉMEM NÁSTAVEB

Víceúčelové traktorové návěsy s výměnným systémem nástaveb disponují možností rychlé výměny nástavby na svém podvozku. Skládají se tedy ze dvou částí – podvozku, který nese nástavbu, a samotné nástavby. Výměna probíhá buď pomocí hydraulického či pneumatického zdvihu nástavby, jehož motory jsou připevněné k podvozku, nebo pomocí různých mechanických řešení. Na obrázku 7 je ukázka univerzálního podvozku MEGA33 od firmy ZDT.



Obr. 7 Univerzální podvozek ZDT MEGA33 [14]

2 DOSTUPNÉ TRAKTOROVÉ STAVEBNÍ NÁVĚSY NA TRHU

Jak již bylo výše zmíněno, v dnešní době se často využívá přepravy stavebních hmot pomocí traktorů a traktorových návěsů, které jsou na kratší vzdálenosti schopné plně nahradit přepravu pomocí nákladních vozů. Traktorové stavební návěsy se na rozdíl od zemědělských návěsů často vyrábí z extrémně odolné oceli Hardox, která má vysokou ořezuvzdornost a zaručuje tak i vyšší odolnost proti opotřebení.

Dle zadání diplomové práce je úkolem vytvořit koncept stavebního traktorového návěsu s maximální konstrukční hmotností 26 000 kg a konstrukční rychlostí 60 km/h. Navržený návěs má být dvounápravový a modulární pro různé druhy odpružení náprav, vybavený vanovou korbou tvaru „U“, výklopným zadním čelem a výškově stavitelnou odpruženou ojí do spodního závěsu.

Na základě těchto parametrů byly vybrány návěsy podobných vlastností, jež jsou v dnešní době na trhu dostupné. Vybrané návěsy jsou uvedeny níže a jejich základní parametry jsou pak společně s parametry navrženého návěsu shrnuty v tabulce (viz příloha 4).

2.1 KRAMPE HP24

Traktorový návěs Krampe HP24 (viz obrázek 8) disponuje maximální technicky přípustnou hmotností 24 000 kg, pohotovostní hmotností 5 900 až 6 800 kg (v závislosti na zvoleném odpružení, případně na jiném volitelném vybavení) a maximální konstrukční hmotností 26 000 kg. Podvozek může mít dvě parabolicky, hydraulicky nebo vzduchově odpružené nápravy, které mohou být i řízené.

Nástavbou je vanová korba tvaru „U“ s objemem 13 m³, vyrobená z oceli ST 52, případně Hardoxu 450 o tloušťce 6 až 8 mm. Píst pro zvedání korby je umístěn v přední části, v zadní části se nachází hydraulické otvírání zadního čela.

Základní rozměry korby jsou 5,65 x 2,30 x 1,20 m. Výška návěsu je 2,62 m s výškou spodního závěsu typu K80 55–70 cm. Podlaha je pak při použití kol 600/55 R26,5 ve výšce 1,42 m. [15]



Obr. 8 Stavební návěs Krampe HP24 [15]

2.2 ANNABURGER HARDLINER HTS 22.15

Stavební návěs typu Hardliner HTS 22.15 německé firmy Annaburger (viz obrázek 9) má maximální technicky přípustnou hmotnost 22 000 kg, pohotovostní hmotnost 5000 kg, a tedy užitečnou hmotnost 17 000 kg. Maximální konstrukční hmotnost je 28 000 kg. Tento návěs používá neodpružený tandemový podvozek s kyvadlovou nápravou, který poskytuje vysokou stabilitu i v obtížném terénu.

Nástavbou je vanová korba tvaru „U“ s objemem 12,5 m³ vyrobená z oceli Hardox o tloušťce 4 až 6 mm. Korba je zvedána pístem v přední části návěsu až do úhlu 54° a disponuje také hydraulicky výklopným zadním čelem.

Šířka návěsu je 2,55 m, výška 2,56 m při použití pneumatik 560/60 R22,5, délka korby 5,60 m a celková délka 7,60 m. Návěs je osazen spodním závěsem K80. [16]



Obr. 9 Stavební návěs Annaburger HardLiner HTS 22.15 [17]

2.3 SCHWARZMÜLLER Tx24

Stavební traktorový návěs Schwarzmüller Tx24 (viz obrázek 10) s maximální technicky přípustnou hmotností 24 000 kg, pohotovostní hmotností 7 500 kg a maximální konstrukční hmotností 31 000 kg je vybaven dvěma nápravami s hydraulickým odpružením, u kterých je možnost volby speciálních náprav s úhlem řízení až 30° pro strmé srázy.

Vanová korba tvaru „U“ o objemu 14 m³ vyrobená z vysoce odolné oceli Hardox, kterou zvedá píst v přední části návěsu, má rovněž hydraulicky výklopné zadní čelo. Konstrukce je vybavena jednou hydraulicky opěrnou nohou, kterou lze využít i při odpojení naloženého návěsu.

Vanová korba má vnitřní rozměry 5,40 x 2,33 x 1,20 m, celková výška návěsu je 2,80 m při použití pneumatik 650/55 R26,5 a celková délka činí 7,40 m. Pro připojení k tažnému vozidlu slouží výškově hydraulicky přestavitelná tažná oj vybavená kulovou pánví K80. [18]



Obr. 10 Stavební návěs Schwarzmüller Tx24 [18]

3 LEGISLATIVNÍ POŽADAVKY

Dnem 1. ledna 2014 vešla v platnost vyhláška č. 341/2014 Sb. [4] o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, která nahradila původní vyhlášku č. 341/2002 Sb. a její následné změny. Popisuje základní znaky typu a kategorie vozidel, schvalování typu vozidel, technické zkušebny a zkušební stanice, jednotlivé výroby a přestavby silničního vozidla, povinnou výbavu a zvláštní vozidla. [4]

Následně byly zrušeny dvě části výše zmíněné vyhlášky obsahující paragrafy 34 až 40, konkrétně část devátá – spojitelnost a největší povolená hmotnost a rozměry a část desátá – závady na vozidle. Proto dne 1. 10. 2018 nabyla účinnosti vyhláška č. 209/2018 Sb. [5] o hmotnostech, rozměrech a spojitelnosti vozidel, která nahrazuje devátou část původní vyhlášky č. 341/2014 Sb. Tato vyhláška zapracovává příslušné předpisy Evropské unie, konkrétně směrnici rady 96/53/ES [25] a směrnici Evropského parlamentu a Rady (EU) 2015/719, kterými se pro určitá silniční vozidla provozovaná v rámci Společenství stanoví maximální přípustné rozměry pro vnitrostátní a mezinárodní provoz a maximální přípustné hmotnosti pro mezinárodní provoz. Vyhláška tedy upravuje:

- a) hodnoty hmotností a rozměrů vozidel a jízdních souprav, poměrů hmotností vozidel v jízdní soupravě a rozložení hmotnosti na nápravy, skupiny náprav, kola a skupiny kol, jejichž nedodržení ohrožuje bezpečnost provozu na pozemních komunikacích nebo stav pozemní komunikace,
- b) podmínky spojitelnosti vozidel v jízdní soupravu, jejichž nedodržení ohrožuje bezpečnost provozu na pozemních komunikacích,
- c) podmínky použití sklopného nebo odnímatelného zařízení pro snížení aerodynamického odporu, jejichž nedodržení ohrožuje bezpečnost provozu na pozemních komunikacích (dále jen „aerodynamické zařízení“),
- d) rozsah údajů uváděných v dokladu o rozměrech vozidla. [5]

3.1 DŮLEŽITÉ ZÁKLADNÍ POJMY

Pro účely vyhlášky č. 341/2014 Sb. se rozumí: [4]

- a) tažným vozidlem motorové vozidlo spojené s přípojným vozidlem,
- b) jízdní soupravou spojení tažného vozidla s jedním nebo s více přípojnými vozidly,
- c) výměnnou nástavbou samostatný technický celek, který je se základním vozidlem, nosičem výměnných nástaveb, v rozebíratelném spojení,
- d) největší povolenou hmotností největší hmotnost, se kterou smí být vozidlo užíváno v provozu na pozemních komunikacích v České republice,
- e) největší povolenou hmotností na nápravu největší hmotnost na nápravu, se kterou smí být vozidlo užíváno v provozu na pozemních komunikacích v České republice,
- f) maximální technicky přípustnou hmotností na nápravu hmotnost odpovídající největšímu technicky přípustnému statickému svislému zatížení, kterým působí náprava vozidla na povrch vozovky,
- g) maximální technicky přípustnou hmotností naloženého vozidla maximální hmotnost stanovená pro vozidlo na základě jeho konstrukčních vlastností a provedení; největší technicky přípustná hmotnost přívěsu nebo návěsu zahrnuje statickou hmotnost přenesenou na tažné vozidlo, je-li přívěs nebo návěs připojen,

- h) maximální technicky přípustnou hmotností naložené jízdní soupravy maximální hmotnost stanovená pro kombinaci motorového vozidla a jednoho nebo více přípojných vozidel na základě jeho konstrukčních vlastností a provedení nebo maximální hmotnost určená pro jízdní soupravu složenou z taháče návěsu a návěsu,
- i) okamžitou hmotností vozidla nebo jízdní soupravy hmotnost zjištěná v určitém okamžiku při jejich provozu na pozemních komunikacích,
- j) hmotností v provozním stavu v případě přípojného vozidla: hmotnost vozidla, včetně paliva a kapalin, vybaveného standardním vybavením podle specifikací výrobce, a jsou-li součástí vybavení, i hmotnost karosérie, dalšího spojovacího zařízení a náhradního kola a náradí. [4]

3.2 KATEGORIE VOZIDLA

Dle nařízení evropského parlamentu a rady (EU) č. 167/2013 ze dne 5. února 2013 o schvalování zemědělských a lesnických vozidel a dozoru nad trhem s těmito vozidly se vozidla dělí do kategorií a subkategorií:

- a) přípojná vozidla (kategorie R) a výměnná tažená zařízení (kategorie S),
- b) pásové traktory (kategorie C),
- c) kolové traktory zvláštního určení (kategorie T). [6]

S ohledem na zadání této diplomové práce bude dále pozornost věnována pouze kategorii R, do které spadá navrhovaný návěs.

Podle výše zmíněného nařízení se přípojným vozidlem rozumí každé zemědělské, lesní nebo stavební vozidlo určené především k tomu, aby bylo tažené traktorem, tedy traktorový návěs či přívěs, a rovněž určené k přepravě nákladu nebo ke zpracování materiálů. Poměr celkové technicky přípustné hmotnosti ku pohotovostní hmotnosti takového vozidla musí být roven nebo vyšší jak 3, pokud se nejedná o přípojný pracovní stroj. Poměr větší než 3 zdůrazňuje, že se jedná především o vozidla pro dopravu materiálů. [7]

Přípojná vozidla kategorie R jsou rozdělena do 4 subkategorií, které jsou na konci vždy doplněna o písmeno „a“ označující přípojná vozidla s maximální konstrukční rychlostí do 40 km/h nebo o písmeno „b“ označující přípojná vozidla s maximální konstrukční rychlostí nad 40 km/h.

- a) Kategorie R1a/R1b: přípojná vozidla, u nichž součet technicky přípustných hmotností na nápravu nepřevyšuje 1500 kg.
- b) Kategorie R2a/R2b: přípojná vozidla, u nichž součet technicky přípustných hmotností na nápravu převyšuje 1500 kg, ale nepřevyšuje 3500 kg.
- c) Kategorie R3a/R3b: přípojná vozidla, u nichž součet technicky přípustných hmotností na nápravu převyšuje 3500 kg, ale nepřevyšuje 21000 kg.
- d) Kategorie R4a/R4b: přípojná vozidla, u nichž součet technicky přípustných hmotností na nápravu převyšuje 21000 kg. [7][6]

3.3 SPOJITELNOST Z POHLEDU HMOTNOSTI PŘÍPOJNÉHO VOZIDLA A SOUPRAV

Dle vyhlášky č. 209/2018 Sb. platí, že může být ohrožena bezpečnost provozu na pozemních komunikacích, pokud není splněna některá z následujících podmínek:

- a) hmotnost přípojného vozidla nebo přípojných vozidel nesmí být u jízdních souprav s tažným vozidlem, jehož nejvyšší konstrukční rychlost je do 40 km.h⁻¹, vyšší než dvaapůlnásobek hmotnosti tažného vozidla; u jízdní soupravy traktoru a traktorového návěsu se hmotností každého z vozidel jízdní soupravy rozumí součet hmotností připadajících na jednotlivé nápravy traktoru a návěsu; část hmotnosti připadající na nápravy traktorového návěsu nesmí převyšovat největší povolenou hmotnost přípojného vozidla uvedenou v technickém průkazu traktoru.
- b) hmotnost přípojného vozidla nebo přípojných vozidel nesmí být u jízdních souprav s tažným vozidlem, jehož nejvyšší konstrukční rychlost je vyšší než 40 km.h⁻¹, vyšší než jedenapůlnásobek hmotnosti tažného vozidla.
- c) hmotnost jízdní soupravy nesmí být větší než největší technicky přípustná hmotnost jízdní soupravy stanovená při schválení technické způsobilosti tažného vozidla.
- d) hmotnost přívěsů kategorií O3 (přípojná vozidla s nejvyšší přípustnou hmotností od 3500 kg do 10000 kg) nebo O4 (přípojná vozidla s nejvyšší přípustnou hmotností nad 10000 kg) v jízdní soupravě nesmí být větší než největší povolená hmotnost brzděného přípojného vozidla stanovená pro tažné vozidlo, která je uvedena v technickém průkazu a osvědčení o registraci tažného vozidla; v případě více přípojných vozidel se jedná o součet jejich hmotností.
- e) prostřední vozidlo jízdní soupravy musí mít vyšší nebo stejnou hmotnost, jakou má poslední vozidlo jízdní soupravy; kombinace pomocného vozíku ve spojení s návěsem se pro tyto účely pokládá za jedno vozidlo za předpokladu, že vozík je vybaven pouze jednou nápravou, dvojnápravou nebo trojnápravou; pomocným vozíkem pro výše uvedené účely se rozumí jednonápravové nebo vícenápravové přípojně vozidlo kategorie O nebo R svojí konstrukcí určené k připojení návěsu příslušné kategorie za použití točnice pro připojení návěsového čepu.

3.4 SPOJITELNOST VOZIDEL V JÍZDNÍ SOUPRAVU

Dle vyhlášky č. 209/2018 Sb. může být dále ohrožena bezpečnost provozu na pozemních komunikacích, pokud není splněna některá z následujících podmínek:

- a) za vozidla kategorií T, C nebo Z lze připojit pouze vozidla kategorie R nebo S, pokud není v § 3 (spojitelnost z pohledu hmotnosti přípojného vozidla a souprav) stanoveno jinak,
- b) vozidla kategorií R nebo S, která nejsou vybavena brzdovým zařízením, a vozidla kategorií R nebo S, která jsou vybavena nájezdovou brzdovou soustavou, mohou být zapojována jen za tažná vozidla, jejichž provozní hmotnost je shodná nebo vyšší než hmotnost připojovaného vozidla, pokud nebylo při schválení technické způsobilosti tažného vozidla stanoveno jinak; u vozidel výše uvedených kategorií s největší povolenou hmotností nad 3 t zapojených do jízdní soupravy musí být kromě toho účinek parkovací brzdy tažného vozidla schopen ubrzdít jízdní soupravu s tímto vozidlem na pozemní komunikaci se sklonem 12 %, pokud nebylo při schválení technické způsobilosti tažného vozidla stanoveno jinak,

- c) v případě spojení tažného vozidla s přívěsem nebo dalším přívěsem musí být dále splněny tyto podmínky:
1. svislé statické zatížení pevné oje, svisle nevýkyvné, u přívěsů s nápravou uprostřed, musí mít vždy kladnou hodnotu, aby se zabránilo odlehčování zadních náprav tažného vozidla, a
 2. svisle výkyvná oj přívěsu nesmí mít v zapojeném stavu úhlovou odchylku od vodorovné roviny větší jak 10° , přitom poloha oje je dána spojnicí os čepů umožňujících kývání oje a bodu vlastního spojení s tažným vozidlem
- d) zapojení vozidel do jízdních souprav, s výjimkou tažení přívěsů kategorií O1 nebo O2 s nájezdovou brzdou, je možné v těchto kombinacích:
1. tažné vozidlo s ABS a přípojně vozidlo s ABS,
 2. tažné vozidlo bez ABS a přípojně vozidlo bez ABS,
 3. tažné vozidlo bez ABS a přípojně vozidlo s ABS za podmínky, že tažné vozidlo je vybaveno zařízením umožňujícím napájet a kontrolovat bezchybnou funkci ABS přípojněho vozidla, a
 4. tažné vozidlo kategorie T s ABS a přípojně vozidlo bez ABS, jehož nejvyšší konstrukční rychlost je do $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

3.5 NEJVĚŠÍ POVOLENÉ HMOTNOSTI SILNIČNÍCH VOZIDEL, ZVLÁŠTNÍCH VOZIDEL A JEJICH ROZDĚLENÍ NA NÁPRAVY

Vzhledem k povaze a zadání práce je kapitola věnována pouze problémům týkajících se daného tématu.

Hodnoty hmotností na nápravu, skupinu náprav vozidla a jízdních souprav včetně nákladu, jejichž překročení ohrožuje bezpečnost provozu na pozemních komunikacích nebo stav pozemní komunikace, činí:

- a) u jednotlivé nápravy - 10,00 t,
- b) u dvojnápravy přípojných vozidel součet zatížení obou náprav dvojnápravy při jejím dílčím rozvoru
 1. méně než 1,0 m - 11,00 t,
 2. od 1,0 m a méně než 1,3 m - 16,00 t,
 3. od 1,3 m a méně než 1,8 m - 18,00 t,
- c) u trojnápravy přípojných vozidel součet zatížení všech náprav trojnápravy při jejím dílčím rozvoru
 1. do 1,3 m včetně - 21,00 t,
 2. nad 1,3 m do 1,4 m včetně - 24,00 t,
 3. nad 1,4 m do 1,8 m včetně - 27,00 t.

U vozidel kategorie R nebo S může být nejvyšší povolená hmotnost vyšší než hmotnosti stanovené u přívěsů uvedené výše v závislosti na počtu náprav o hmotnost připadající na spojovací zařízení v závislosti na typu tohoto spojovacího zařízení a jeho povoleném zatížení, pokud nebylo při schválení technické způsobilosti vozidla stanoveno jinak.

Hodnoty hmotností vozidel a jízdních souprav včetně nákladu, jejichž překročení ohrožuje bezpečnost provozu na pozemních komunikacích nebo stav pozemní komunikace, činí:

- a) u přívěsů se dvěma nápravami - 18,00 t,
- b) u přívěsů se třemi nápravami - 24,00 t,
- c) u přívěsů se čtyřmi a více nápravami - 32,00 t.

3.6 NEJVĚTŠÍ POVOLENÉ ROZMĚRY VOZIDEL A JÍZDNÍCH SOUPRAV

Z vyhlášky č. 209/2018 Sb. opět vybereme pouze rozměry vozidel týkající se problematiky zadání. Rozměry vozidel a jízdních souprav včetně nákladu, jejichž překročení ohrožuje bezpečnost provozu na pozemních komunikacích, a jejich hodnoty jsou:

- a) šířka, která činí u vozidel kategorií M, N, O, R, T nebo C, není-li v této vyhlášce stanoveno jinak - 2,55 m,
- b) výška, která činí u jízdní soupravy tažného vozidla s návěsem - 4,08 m,
- c) délka, která činí u jízdní soupravy traktoru s jedním přípojným vozidlem - 18,00 m, nebo u jízdní soupravy traktoru se dvěma přípojnými vozidly - 22,00 m. [5]

4 VLASTNÍ KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Konstrukce traktorového stavebního návěsu je volena tak, aby byla co nejjednodušší pro výrobu a zároveň splňovala podmínky stanovené zadáním.

Návěs má vanovou korbu tvaru U s teleskopickým přímočarým hydromotorem v přední části korby a hydraulicky výklopným zadním čelem. Dále je návěs vybaven dvěma nápravami mechanicky nebo pneumaticky odpruženými a výškově stavitelnou mechanicky odpruženou tažnou ojí. Technické parametry jsou shrnuty v tabulce 1 níže a jsou platné pro vzduchové odpružení náprav návěsu.

Tabulka 1 Základní parametry navrženého návěsu

Rozměry	
Celková délka včetně oje [mm]	7 936
Celková šířka [mm]	2 550
Celková výška [mm]	2 821
Vnitřní délka korby [mm]	5 400
Vnitřní šířka korby [mm]	2 200
Vnitřní výška korby [mm]	1 200
Výška závěsu [mm]	387–752
Hmotnost	
Maximální technicky přípustná hmotnost [kg]	24 000
Maximální konstrukční hmotnost [kg]	26 000
Pohotovostní hmotnost [kg]	5 900
Užitečná hmotnost [kg]	18 100
Ostatní specifikace	
Objem korby [m ³]	13,5
Odpružení	Mechanické, pneumatické
Odpružení oje	Mechanické
Počet náprav	2
Rozvor [mm]	1 600
Rozchod [mm]	1 950
Typ brzd	XC 4218E 420x180
Velikost kol	650/55 R26,5

4.1 VANOVÁ KORBA

Hlavní část vanové korby skořepinového tvaru „U“ je tvořena dvěma plechy z vysoce ořezuvzdorné oceli Hardox 450 o tloušťce 6 mm postupně ohýbané do příslušného tvaru (viz obrázek 11). Tyto plechy jsou podélně svařeny jedním svarem. Z hlediska dostupnosti a nabídky rozměrů plechů a rovněž z hlediska technického je jeden podélný svár pro dvě části korby výhodnější než dva příčné sváry pro části tři. Plechy u předního i zadního čela jsou rovněž vyrobeny z oceli Hardox 450.



Obr. 11 Konstrukční návrh návěsu

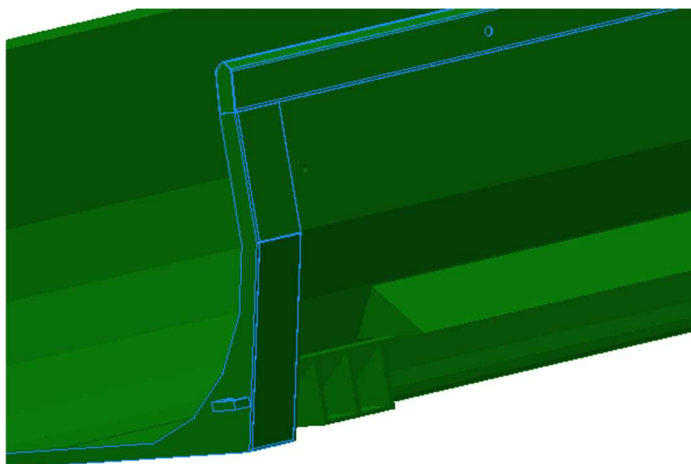
Ve spodní části jsou ke korbě podélně přivařené dva plechy o tloušťce 10 mm ohnuté do tvaru U, které slouží nejen k vyztužení korby v celé její délce, ale rovněž jako plochy, které dosedají na rám návěsu (viz obrázek 12). Hlavní předností je pak snížení deformací při sklápění korby.



Obr. 12 Detail dosedací plochy korby

Horní hrana korby je vyztužena plechem o tloušťce 5 mm ohnutým do specifického tvaru tak, aby na jeho horní části nezůstával žádný přepravovaný materiál.

V zadní části korby se pak nachází výztuha tvořená několik vzájemně přivařenými plechy, která slouží jako dosedací plocha pro zadní výklopné čelo a jsou k ní přivařena dvě oka, jež slouží k zajištění zadního čela proti otevření (viz obrázek 13).



Obr. 13 Detail zadní části korby (výztuhy a oka zvýrazněny modrou barvou)

Nedílnou součástí korby jsou také dvě uložení umístěná v zadní části návěsu (viz obrázek 14). Tato uložení jsou tvořena výpalky z plechu různých tloušťek, které jsou vzájemně přivařeny. Za účelem snížení namáhání vanové korby v této oblasti jsou mezi samotnou korbu a uvedená uložení umístěny rovněž plechy, které umožňují plynulejší rozložení vznikajícího napětí.

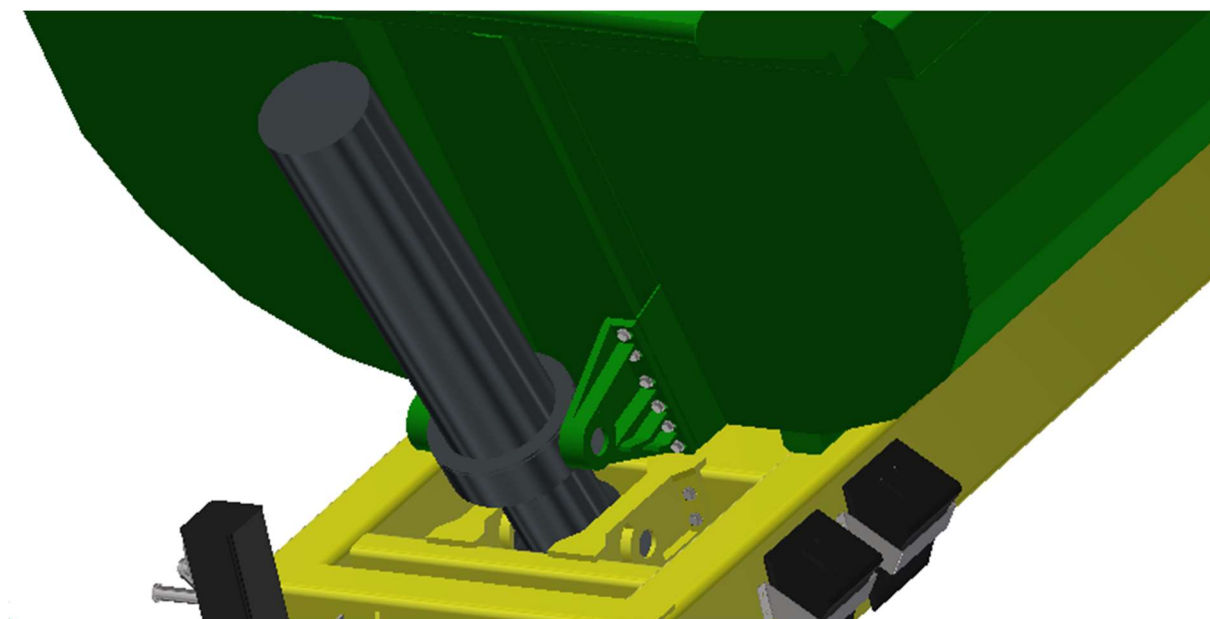
K těmto uložení jsou dále pomocí šroubových spojů připevněny dvě konzoly, které umožňují otáčení korby při jejím vyklápění. Tyto konzoly jsou tvořeny svařencem trubky a několika výpalků z plechu. Při vyklápění korby rovněž zamezují axiálnímu pohybu kolem osy otáčení.



Obr. 14 Detail uložení korby

Pro ochranu předního teleskopického přímočarého hydromotoru před možnou odpadající zeminou slouží tvarovaný plech v přední části korby. Ten je přivařený ke dvěma konzolám a hlavnímu tělu korby a tvoří tzv. štít.

Celá korba je pak zvedána pomocí předního přímočarého teleskopického hydromotoru vybraného z katalogu výrobce HSP partners dle [24]. Zvolený hydromotor má horní i spodní uložení pomocí konzol, které nabízí tentýž výrobce (viz obrázek 15). Dle doporučení výrobce jsou konzoly přišroubovány ke korbě i rámu návěsu pomocí šroubů M16 s minimální pevnostní třídou 8.8. Návrhu přímočarého teleskopického hydromotoru se věnuje kapitola 9.1.

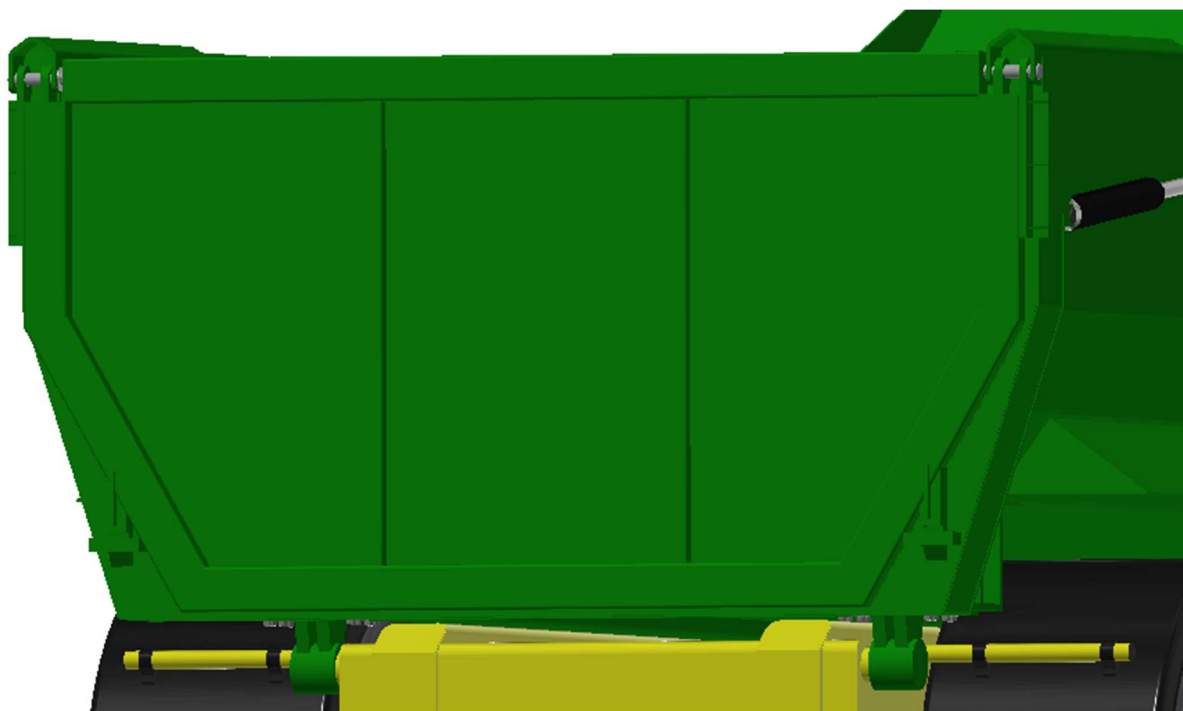


Obr. 15 Uložení předního přímočarého teleskopického hydromotoru

4.2 ZADNÍ ČELO

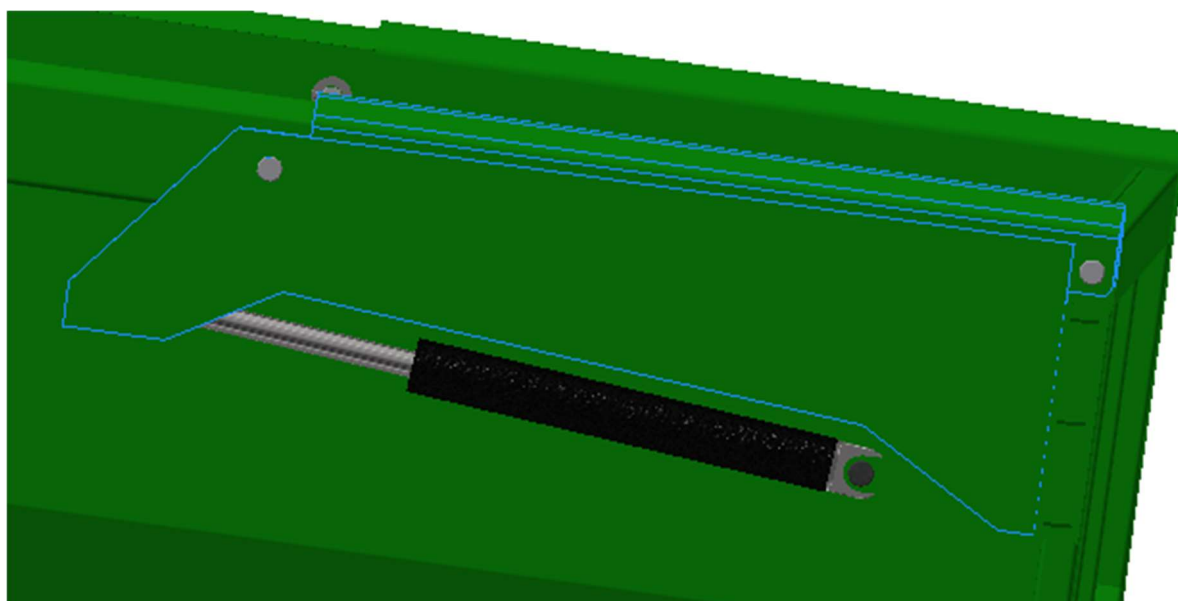
Zadní čelo, jak již bylo zmíněno výše, je tvořeno z plechu Hardox 450 o tloušťce 6 mm a jeho rám tvoří svařené uzavřené obdélníkové profily o rozměrech 100x50x5 lemující obvod čela. Střední část zadního čela je pak vyztužena dvěma obdélníkovými profily o rozměrech 50x35x5 (viz obrázek 16).

Zajištění zadního čela zprostředkují dva plechové háky, jež jsou přivařeny na okraji zadního čela a při zavírání přesně zapadnou do ok přivařených ke korbě. Tím, že je zadní čelo s rameny spojeno pomocí čepů, se zajistí jeho posuv po plechu tvořícím okraj bočnic a zasunutí háků do ok.



Obr. 16 Zadní čelo

Pro vyklopení zadního čela slouží dva přímočaré hydromotory, jež jsou připojeny na jedné straně do konzol přivařených k zadní výztuže korby pomocí čepu a na straně druhé k čepům přivařeným k ramenům (viz obrázek 17). Ramena mají osu rotace na čepech protažených skrze plech lemující horní hranu a skrze bočnici korby. Tyto osy jsou 200 mm nad osou rotace samotných přímočarých hydromotorů. K zamezení axiálního posuvu čepů slouží na všech čepech závlačky.



Obr. 17 Detail ramena a hydromotoru zadního čela

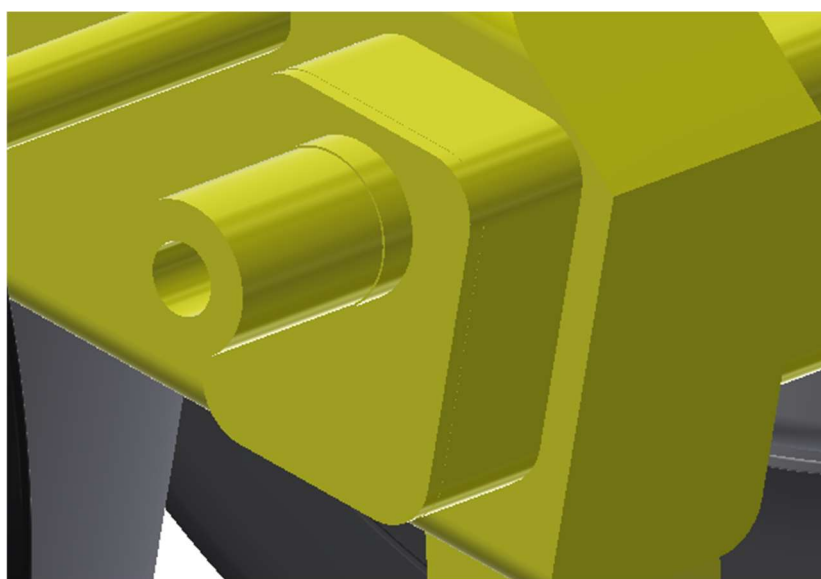
4.3 HLAVNÍ RÁM

Hlavní nosnou část rámu tvoří uzavřené tenkostěnné profily. Dva podélné obdélníkové profily o rozměrech 300x150x10 mm a tři příčné čtvercové profily o rozměrech 150x150x10 mm, vše z materiálu ocel S355J2 a normalizovaných rozměrů jsou svařeny k sobě a tvoří pevnou konstrukci (viz obrázek 18). Výhodou uzavřených profilů je absence vázaného kroucení, avšak na úkor vyšší ceny, která je spojena s náročností výroby.



Obr. 18 Rám návěsu

Skrze podélné profily jsou v zadní části vypálené otvory a protažena a přivařena trubka, která slouží jako pevná osa rotace při sklápění korby. Trubka je na svých koncích obrobena a slouží jako dosedací plocha pro připojení korby. Rovněž zde vzniká vrub pro zajištění proti axiálnímu posuvu (viz obrázek 19). Pro zajištění větší pevnosti jsou zde příčně přivařeny profily o rozměrech 150x100x10 mm vyztužující podélníky korby a samotný čep.



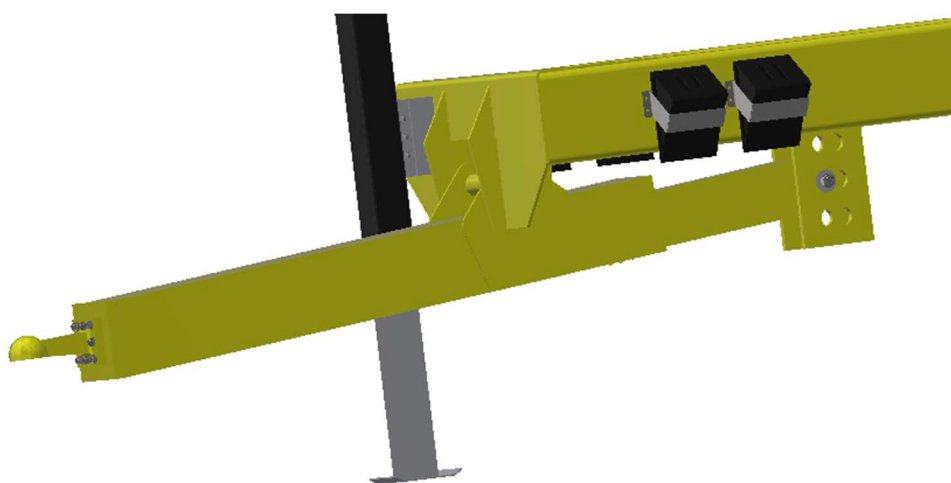
Obr. 19 Detail čepu

Vzhledem k tomu, že je u návěsů část hmotnosti přenášena prostřednictvím oje na tažný prostředek, konstruuji se oje jako odpružené. Odpružení oje se pozitivně projevuje snížením přenosu rázů na tažné vozidlo.

V přední části rámu je přivařena sestava plechů, ke které je pomocí čepu připevněna tažná oj. Tento čep představuje osu rotace pro výškové nastavení tažné oje.

Tažná oj je tvořena uzavřeným obdélníkovým profilem o rozměrech 250x250x10 mm, ke kterému je z jedné strany pomocí třmenů připevněno listové pero. Toto pero tvoří mechanické odpružení oje. Samotné listové pero je dále pomocí čepů připevněno k dalším konzolám, díky kterým je umožněno nastavit požadovanou výšku oje.

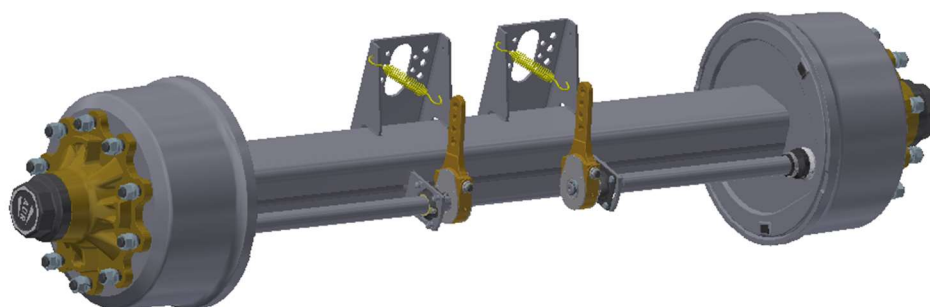
Nevýhodou je možnost výškového nastavení pouze při odstavení návěsu, nicméně konstrukce je jednoduchá a nenáročná na údržbu. Celou konstrukci oje je možné vidět na obrázku 20.



Obr. 20 Mechanicky odpružená oj

4.4 NÁPRAVY

Pro mechanicky i vzduchově odpružené nápravy byly zvoleny nápravy z katalogu výrobce ADR [21] s označením AS5XL1XC (viz. obrázek 21), které mají brzdy s označením XC 4218 E 420x180. Nápravy jsou tvořeny nosníkem čtvercovitého průřezu a každý náboj je opatřen deseti šrouby M22 pro uchycení disků s pneumatikami. Pneumatiky byly voleny dle katalogu výrobce Mitas tyres [22] s označením Agriterra 02 a rozměrech 650/55 R26,5.



Obr. 21 Náprava ADR AS5XL1XC

4.5 ODPRUŽENÍ

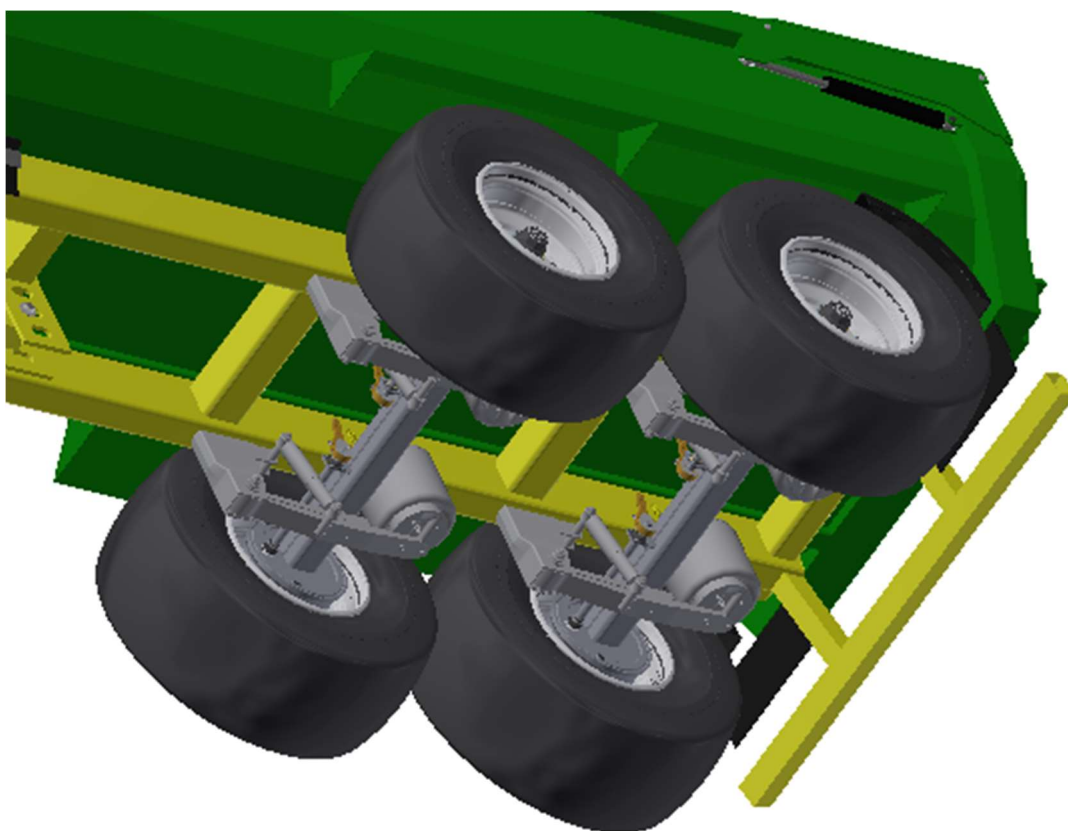
Vzhledem k požadavku na koncepci návěsu jako modulárního pro použití různých druhů odpružení náprav bylo voleno odpružení mechanické a vzduchové.

4.5.1 MECHANICKÉ ODPRUŽENÍ

Mechanické odpružení náprav bylo zvoleno z katalogu výrobce Gigant [23] a má označení LK16-1600-24 P. Výhodou mechanického odpružení je jak menší cenová náročnost, tak i lepší schopnost pro vedení náprav.

4.5.2 VZDUCHOVÉ ODPRUŽENÍ

Vzduchové odpružení náprav je rovněž voleno z katalogu výrobce Gigant [23] a má označení TLRH 50/12 (viz obrázek 22). Hlavní výhodou vzduchového odpružení je možnost regulace výšky návěsu, což souvisí s udržováním konstantní výšky při různém zatížení. Nevýhodou je ovšem finanční náročnost při pořizování. Pro oba druhy odpružení je rozvor a rozchod kol totožný, stejně tak i umístění náprav vzhledem k návěsu.



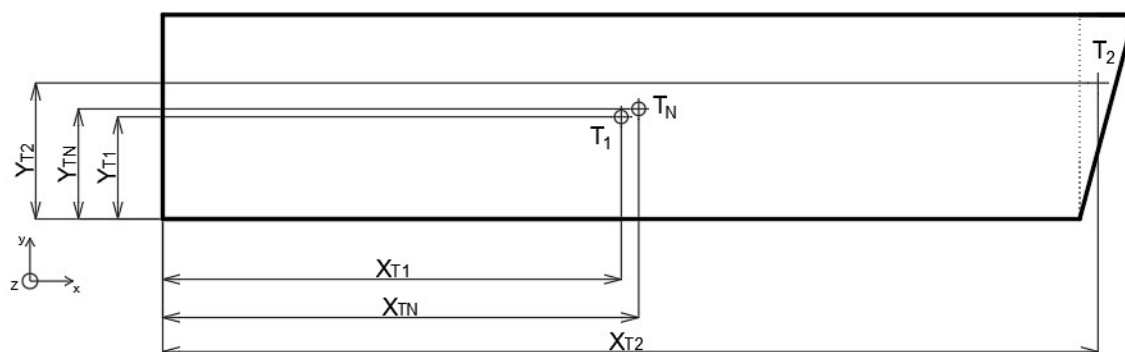
Obr. 22 Vzduchově odpružené nápravy

5 VSTUPNÍ SILOVÉ ÚČINKY A ZATÍŽENÍ

Při provozu působí na korbu návěsu různé silové účinky, které vyvolávají různé zátěžné stavy. Zátěžné stavy se dělí na standardní, ke kterým dochází při běžné a správné manipulaci s návěsem, a nestandardní, jež jsou následkem nesprávné manipulace. V rámci této práce budou zpracovány pouze běžné zátěžné stavy, kterými se rozumí stání, akcelerace, jízda konstantní rychlostí, průjezd zatáčkou, brzdění a vysypání. Jelikož nestandardní stavy nelze snadno predikovat a je obtížné určit jejich silové účinky, nebudou součástí pevnostní analýzy.

5.1 STANOVENÍ TĚŽIŠTĚ KORBY

Pro pevnostní analýzu i pozdější výpočty je nutné určit těžiště korby s nákladem. Nejdříve je určena poloha těžiště nákladu, kdy se předpokládá, že rozložení materiálu je ve všech směrech korby homogenní a korba je zaplněna po horní okraj s maximálním využitím užitečné hmotnosti návěsu. Zároveň se předpokládá symetrie korby okolo podélné osy. Poloha těžiště byla stanovena dle schématu na obrázku 23 a vztahů 1, 2, 3 a 4.



Obr. 23 Schéma polohy těžiště nákladu

$$x_{T_N} = \frac{\sum_{i=1}^n S_i \cdot x_{T_i}}{\sum_{i=1}^n S_i} = \frac{S_1 \cdot x_{T_1} + S_2 \cdot x_{T_2}}{S_1 + S_2} = \frac{6\,456\,000 \cdot 2690 + 192\,000 \cdot 5490}{6\,456\,000 + 192\,000} \quad (1)$$

$$x_{T_N} \cong 2770 \text{ mm}$$

Kde:

x_{T_N} souřadnice těžiště nákladu v podélném směru [mm]

S_1, S_2 plochy dílčích částí korby [mm²]

x_{T_1}, x_{T_2} souřadnice těžiště dílčích částí korby v podélném směru [mm]

$$y_{T_N} = \frac{\sum_{i=1}^n S_i \cdot y_{T_i}}{\sum_{i=1}^n S_i} = \frac{S_1 \cdot y_{T_1} + S_2 \cdot y_{T_2}}{S_1 + S_2} = \frac{6\,456\,000 \cdot 600 + 192\,000 \cdot 800}{6\,456\,000 + 192\,000} \quad (2)$$

$$y_{T_N} \cong 606 \text{ mm}$$

Kde:

y_{T_N}	vertikální souřadnice těžiště nákladu [mm]
S_1, S_2	plochy dílčích částí korby [mm^2]
y_{T_1}, y_{T_2}	vertikální souřadnice těžiště dílčích částí korby [mm]

Aby byla poloha těžiště co nejpřesnější, je nutno zahrnout rovněž hmotnost samotné korby. Pomocí softwaru Autodesk Inventor 2017 bylo určeno těžiště prázdné korby se souřadnicemi $x_{T_k} = 2480 \text{ mm}$ a $y_{T_k} = 492 \text{ mm}$ a také její hmotnost $m_k = 2\,100 \text{ kg}$. Ve výpočtech je pro užitečnou hmotnost návěsu uvažována hodnota $m_{už} = 21\,000 \text{ kg}$ a bude tedy nejvíce ovlivňovat polohu výsledného těžiště. Celková poloha těžiště korby a nákladu (viz. obrázek 23) je tedy dána vztahy:

$$x_{T_C} = \frac{x_{T_N} \cdot m_{už} + x_{T_k} \cdot m_k}{m_{už} + m_k} = \frac{2\,770 \cdot 21\,000 + 2\,480 \cdot 2\,100}{21\,000 + 2\,100} \cong 2\,744 \text{ mm} \quad (3)$$

Kde:

x_{T_C}	souřadnice celkové polohy těžiště v podélném směru [mm]
x_{T_N}	souřadnice těžiště nákladu v podélném směru [mm]
x_{T_k}	souřadnice těžiště korby v podélném směru [mm]
$m_{už}$	užitečná hmotnost návěsu [kg]
m_k	hmotnost korby [kg]

$$y_{T_C} = \frac{y_{T_N} \cdot m_{už} + y_{T_k} \cdot m_k}{m_{už} + m_k} = \frac{606 \cdot 21\,000 + 492 \cdot 2\,100}{21\,000 + 2\,100} \cong 596 \text{ mm} \quad (4)$$

Kde:

y_{T_C}	vertikální souřadnice celkové polohy těžiště [mm]
y_{T_N}	vertikální souřadnice těžiště nákladu [mm]
y_{T_k}	vertikální souřadnice těžiště korby [mm]
$m_{už}$	užitečná hmotnost návěsu [kg]
m_k	hmotnost korby [kg]

5.2 ZATÍŽENÍ STĚN KORBY

Základním předpokladem pro výpočet zatížení korby bylo určení objemové hmotnosti zeminy, která se bude přepravovat. Pro tento předpoklad je vycházeno z plně naložené korby o objemu $13,5 \text{ m}^3$ a využití maximální možné užitečné hmotnosti návěsu $21\,000 \text{ kg}$.

$$\rho = \frac{m_{už}}{V} = \frac{21\,000}{13,5} \approx 1555,56 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (5)$$

Kde:

ρ	Objemová hmotnost přepravované zeminy [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
$m_{už}$	Užitečná hmotnost návěsu [kg]
V	Objem návěsu [m^3]

K výpočtu interaktivního napětí působícího na stěny korby je uvažováno, že přepravovaná zemina je homogenní partikulární materiál s úhlem vnitřního tření $\varphi = 30^\circ$. Součinitel aktivního tlaku je tedy:

$$k = \frac{1 - \sin\varphi}{1 + \sin\varphi} = \frac{1 - \sin 30^\circ}{1 + \sin 30^\circ} = 0,33 \quad (6)$$

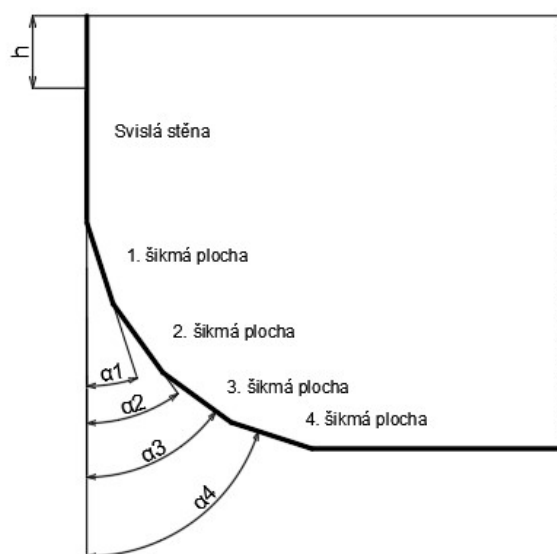
Kde:

k	součinitel aktivního tlaku [-]
φ	úhel vnitřního tření zeminy [$^\circ$]

Na základě vypočtených hodnot lze konstatovat, že převáženou hmotou bude středně vlhký písek. Je nutno zmínit, že při převozu jiného materiálu, například kamenivo, sypký beton apod., může dojít k lokálnímu zvětšení zatížení. Tyto stavy by byly předmětem hlubšího zkoumání.

5.2.1 BOČNICE

Vstupní hodnoty pro výpočet interaktivního napětí působícího na bočnice korby závisí na jejím průřezu (viz obrázek 24). Je třeba znát hloubku h pod nulovou hladinou, kterou je horní hrana korby, a odklon od svislé osy α jednotlivých zalomených částí korby.



Obr. 24 Schéma tvaru korby

Veličiny na obrázku 24 nabývají hodnot:

$$h = 0 - 1\,200\text{ mm}$$

$$\alpha_1 = 18^\circ$$

$$\alpha_2 = 36^\circ$$

$$\alpha_3 = 54^\circ$$

$$\alpha_4 = 18^\circ$$

Následně je určeno největší hlavní napětí dle vztahu 7, které působí ve svislém směru:

$$\sigma_1 = h \cdot \rho \cdot g \quad (7)$$

Kde:

σ_1	největší hlavní napětí [Pa]
h	hloubka pod nulovou hladinou [m]
ρ	objemová hmotnost přepravované zeminy [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
g	tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

Dále je určené nejmenší hlavní napětí tenzoru napjatosti, které působí ve vodorovném směru:

$$\sigma_2 = k \cdot \sigma_1 \quad (8)$$

Kde:

σ_2	nejmenší hlavní napětí [Pa]
k	součinitel aktivního tlaku [-]
σ_1	největší hlavní napětí [Pa]

Výsledné interaktivní napětí působící na dno žlabu se pak vypočítá pomocí vztahu 9:

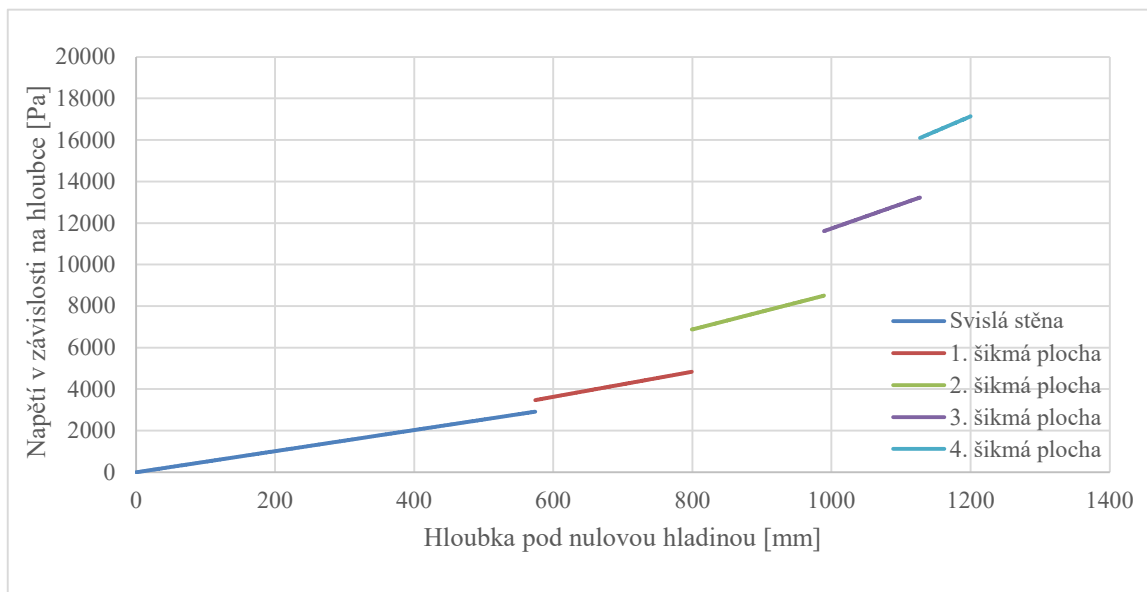
Proměnná α_n nabývá hodnot α_1 až α_4 dle obrázku 24.

$$\sigma_n = \sigma_1 \cdot \cos^2(90^\circ - \alpha_n) + \sigma_2 \cdot \cos^2(\alpha_n) \quad (9)$$

Kde:

σ_n	interaktivní napětí [Pa]
σ_1	největší hlavní napětí [Pa]
σ_2	nejmenší hlavní napětí [Pa]
α_n	odklon plochy od svislé osy [$^\circ$]

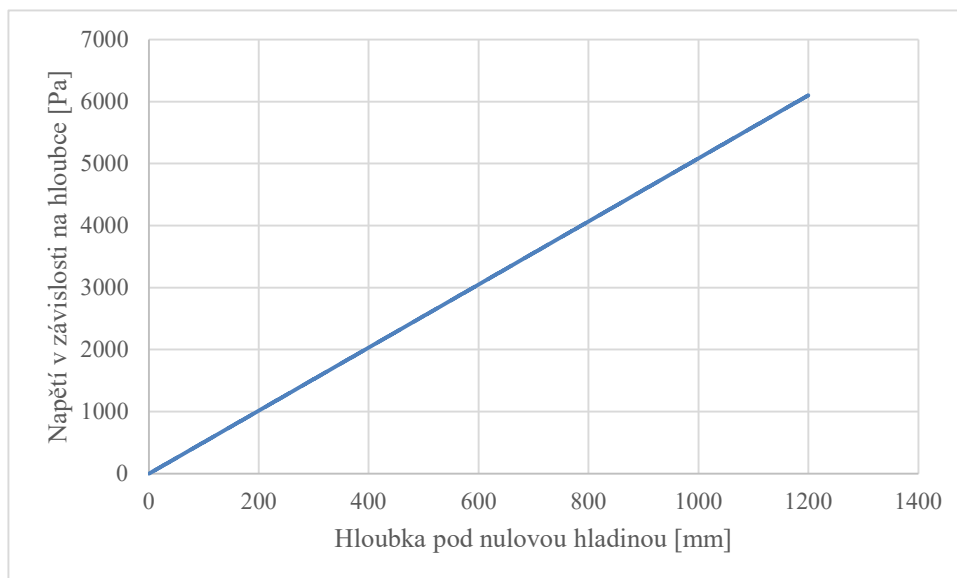
Průběh výsledného interaktivního napětí můžeme vidět v grafu na obrázku 25. Jednotlivé skokové změny v napětí způsobují změny odklonu jednotlivých částí korby od svislé osy.



Obr. 25 Průběh interaktivního napětí na bočnice

5.2.2 PŘEDNÍ A ZADNÍ ČELO, DNO

Zatížení předního a zadního čela je počítáno zjednodušeně vzhledem k menšímu úhlu sklopení a uvažuje se, že jsou obě čela rovná, nicméně opět výpočet vychází ze vztahů 7 až 9 a průběh interaktivního napětí působícího na stěny můžeme vidět na obrázku 26.



Obr. 26 Interaktivní napětí působící na přední a zadní čelo

Tlak působící na dno korby je počítán dle vztahu 10 a jeho hodnota je konstantní v celé jeho ploše:

$$p_{max} = h_{max} \cdot \rho \cdot g = 1,2 \cdot 1555,56 \cdot 9,81 = 18\,312 \text{ Pa} \quad (10)$$

Kde:

p_{max}	maximální tlak na čelo a dno [Pa]
h_{max}	výška korby [m]
ρ	objemová hmotnost přepravované zeminy [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
g	tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

5.3 ZÁTĚŽOVÉ STAVY STATICKE

5.3.1 STÁNÍ A JÍZDA KONSTANTNÍ RYCHLOSTÍ

Stání a jízda konstantní rychlostí jsou z hlediska působících sil totožné stavy. Návěs je zatěžován pouze interaktivním napětím nebo hydrostatickým tlakem počítaném v předchozí kapitole a svislým tíhovým zrychlením g . Při tomto stavu nevznikají žádné příčné ani podélné setrvačné síly.

Při jízdě, ať už akceleraci, jízdě konstantní rychlostí nebo brzdění, vznikají rázy a otřesy způsobené nerovnostmi vozovky. V rámci pevnostní analýzy této práce budou síly způsobené nerovnostmi vozovky zanedbány z důvodu předpokladu, že jsou pohlceny odpružením náprav a pneumatikami návěsu.

5.3.2 VYSÝPÁNÍ

Při vysypání nastane stav, kdy je návěs v klidu a nepůsobí na něj žádné podélné ani příčné zrychlení, pohyb koná pouze zvedající se korba. Tím se odpoutá od hlavního rámu návěsu a bude uchycena pouze ve třech bodech, a to v místech zadních čepů a hlavního hydraulického válce.

Pro výpočet zatížení během vysypání jsou uvažovány stavy na počátku vysypání a na jeho konci. Na korbu opět působí interaktivní napětí počítané dle předchozí kapitoly a tíhové zrychlení. Tím, že je při vysypání zadní čelo otevřené, nebude uvažováno jeho zatížení pomocí interaktivního napětí.

5.4 ZÁTĚŽOVÉ STAVY DYNAMICKE

5.4.1 AKCELERACE

Při akceleraci vozidla působí na návěs mimo tíhového zrychlení g také podélné zrychlení a_A ve směru jízdy. Tím vzniká v místě tažného zařízení síla působící ve směru zrychlení. Tato

síla pak vyvolává setrvačné účinky na náklad působící proti směru jízdy, které zvyšují hodnoty tlaku na zadní čelo korby návěsu. Na základě poznatků z praxe je uvažováno podélné zrychlení návěsu o velikosti 2 ms^{-1} , nicméně v běžném provozu je obvykle zrychlení s plně naloženou korbou nižší.

Výpočet setrvačné síly působící na zadní čelo při akceleraci se zrychlením a_A :

$$F_A = m_{už} \cdot a_A = 21\,000 \cdot 2 \cong 42\,000 \text{ N} \quad (11)$$

Kde:

F_A	setrvačná síla při akceleraci [N]
$m_{už}$	užitečná hmotnost návěsu [kg]
a_A	zrychlení při akceleraci [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Výpočet tlaku působícího na zadní čelo při akceleraci:

$$p_A = \frac{F_A}{S_{zč}} = \frac{42\,000}{2,6} \cong 16\,154 \text{ Pa} \quad (12)$$

Kde:

p_A	tlak působící na zadní čelo při akceleraci [Pa]
F_A	setrvačná síla při akceleraci [N]
$S_{zč}$	plocha zadního čela [m^2]

5.4.2 BRZDĚNÍ

Při brzdění vozidla (předpokládáme tažného i taženého) vzniká podélné zrychlení a_B působící proti směru pohybu vozidla. Tím vzniká síla působící na návěs v místě tažného zařízení proti směru pohybu vozidla. Tato síla působí i v případě, kdy je zpomalení tahače i návěsu stejné. Vlivem setrvačných sil od nákladu tedy dochází ke zvýšení tlaku působícího na přední čelo a na oj. Pro zajištění stability a zamezení příčnému zrychlení slouží elektronický systém EBS, který rovnovážně rozděluje brzdící účinky náprav. Pro výpočet síly působící na přední čelo při brzdění je použita hodnota podélného zrychlení $a_B = 3 \text{ ms}^{-1}$.

Výpočet setrvačné síly působící na přední čelo při brzdění se zrychlením a_B :

$$F_B = m_{už} \cdot a_B = 21\,000 \cdot 3 \cong 63\,000 \text{ N} \quad (13)$$

Kde:

F_B	setrvačná síla při brzdění [N]
$m_{už}$	užitečná hmotnost návěsu [kg]
a_B	zrychlení při akceleraci [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Výpočet tlaku působícího na přední čelo při brzdění:

$$p_B = \frac{F_B}{S_{pč}} = \frac{63\,000}{2,6} \cong 24\,231\,Pa \quad (14)$$

Kde:

p_B	tlak působící na zadní čelo při brzdění [Pa]
F_B	setrvačná síla při brzdění [N]
$S_{pč}$	plocha předního čela [m ²]

5.4.3 PRŮJEZD ZATÁČKOU

Při průjezdu zatáčkou za konstantní rychlosti vzniká příčné dostředivé zrychlení a_z , které působí do středu poloměru zatáčky. Tím vzniká setrvačný účinek na návěs a jeho náklad působící proti směru zrychlení, který můžeme charakterizovat jako reakční sílu F_Z působící na bočnici vanové korby.

Dostředivé zrychlení je možné vypočítat dle vztahu 15:

$$a_z = \frac{v^2}{R} \quad (15)$$

Kde:

a_d	dostředivé zrychlení [m·s ⁻²]
v	rychlost vozidla [m·s ⁻¹]
R	poloměr zatáčky [m]

Vzhledem k tomu, že není známý poloměr zatáčky, ani rychlost vozidla při průjezdu, bude pro výpočet síly působící na bočnici návěsu při průjezdu zatáčkou použita hodnota příčného zrychlení $a_z = 3\,ms^{-1}$.

Výpočet setrvačné síly působící na zadní čelo při akceleraci se zrychlením a_z :

$$F_Z = m_{už} \cdot a_z = 21\,000 \cdot 3 \cong 63\,000\,N \quad (16)$$

Kde:

F_Z	setrvačná síla při akceleraci [N]
$m_{už}$	Užitečná hmotnost návěsu [kg]
a_z	zrychlení při akceleraci [m·s ⁻²]

Výpočet tlaku působícího na bočnice korby při zatáčení:

$$p_Z = \frac{F_Z}{S_B} = \frac{63\,000}{8,3} \cong 7\,590\,Pa \quad (17)$$

Kde:

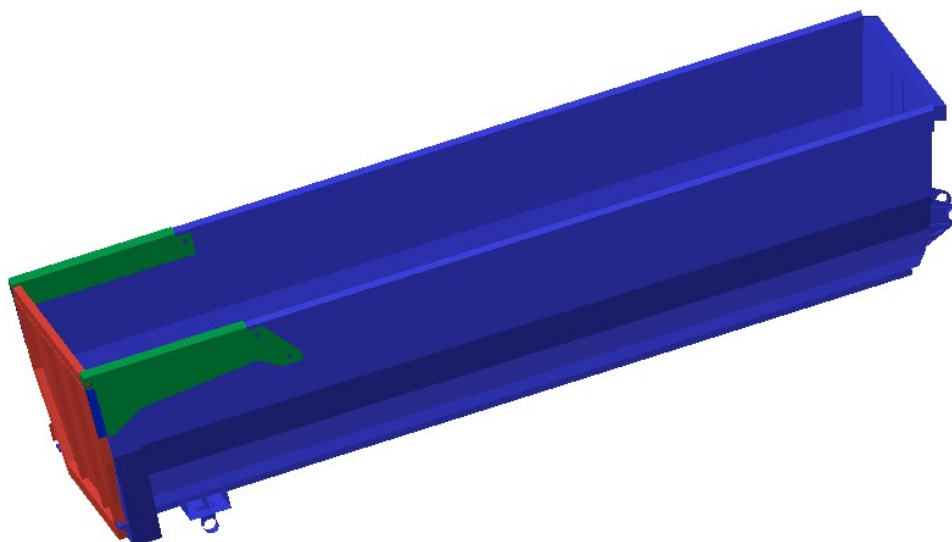
p_Z	tlak působící na bočnici při brzdění [Pa]
F_Z	setrvačná síla při zatáčení [N]
S_B	plocha bočnice [m ²]

6 PŘÍPRAVA MODELU PRO MKP ANALÝZU

Tvorba modelu byla prováděna v programu Autodesk Inventor verze 2017. Model byl tvořen jako objemový, který je zjednodušen o technologické prvky typu zkosení, zaoblení, svary a další části, které nejsou důležité pro pevnostní výpočet. Tento objemový model byl následně exportován do prostředí softwaru MSC Apex Iberian Lynx Feature Pack 2 a převeden částečně na střednicový tvar. Konstrukce je tvořena převážně z tenkostěnných profilů, proto je volba střednicového tvaru nejvýhodnější, a to především z hlediska nižší časové náročnosti výpočtu.

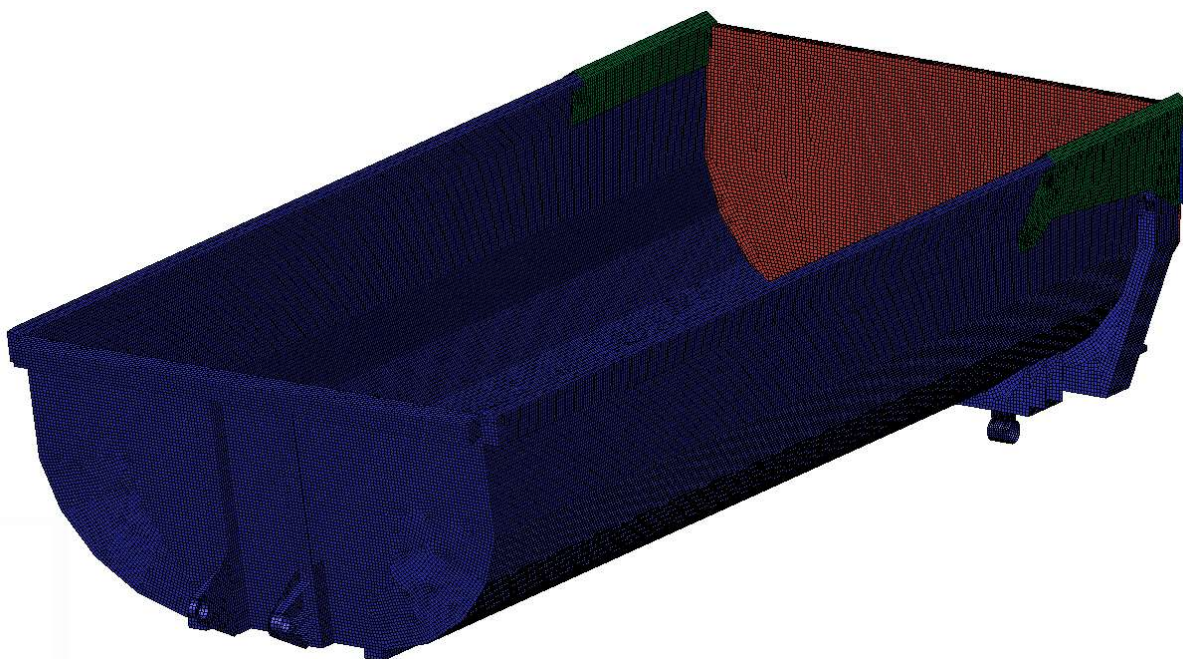
6.1 MODEL KORBY

Jak již bylo zmíněno výše, objemový model vanové korby byl převeden na střednicový tvar (viz obrázek 27) a následně upraven tak, aby i přes zjednodušení o různé technologické prvky odpovídal co nejvíce realitě.



Obr. 27 Střednicový model vanové korby

Na střednicových plochách, kterým jsou přiřazeny tloušťky odpovídající tloušťkám profilů v objemovém modelu, byla vytvořena tzv. mesh neboli síť (viz obrázek 28). Maximální velikost jednotlivých prvků této sítě dosahuje 15 mm, v některých místech byla síť zjemněna pro získání lepší kvality prvků.



Obr. 28 Nasíťovaný model korby návěsu

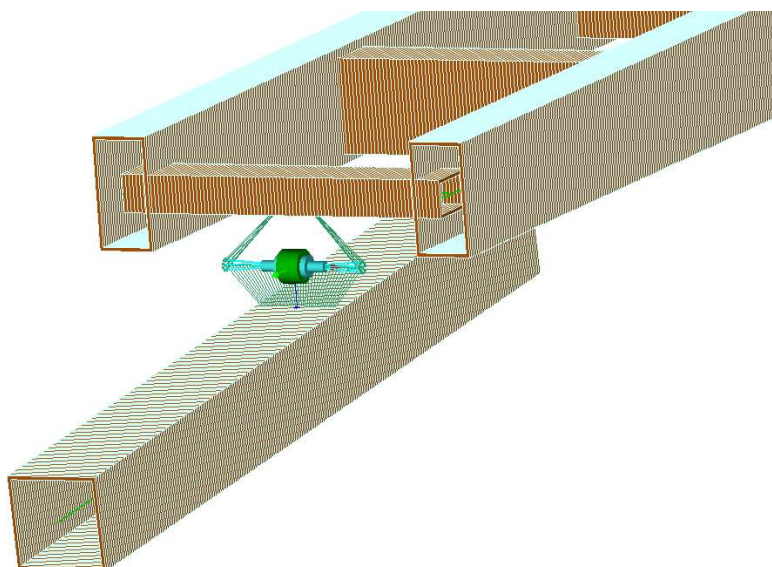
6.2 NAHRAZENÍ VYBRANÝCH ČÁSTÍ NÁVĚSU

Části návěsu, které nejsou předmětem analýzy, byly nahrazeny pomocí různých vazeb a speciálních prvků tak, aby co nejpřesněji simulovaly chování těchto částí ve skutečnosti. Výjimkou je rám, který je nahrazen poněkud jiným způsobem popsáním v další části práce.

6.2.1 RÁM NÁVĚSU

Výsledkem této práce je analýza korby, ale není proveden pevnostní výpočet samotného rámu. Proto ve všech náhradách týkajících se rámu je nutno počítat se zjednodušeními, které ovšem výsledek výpočtu zásadně neovlivní.

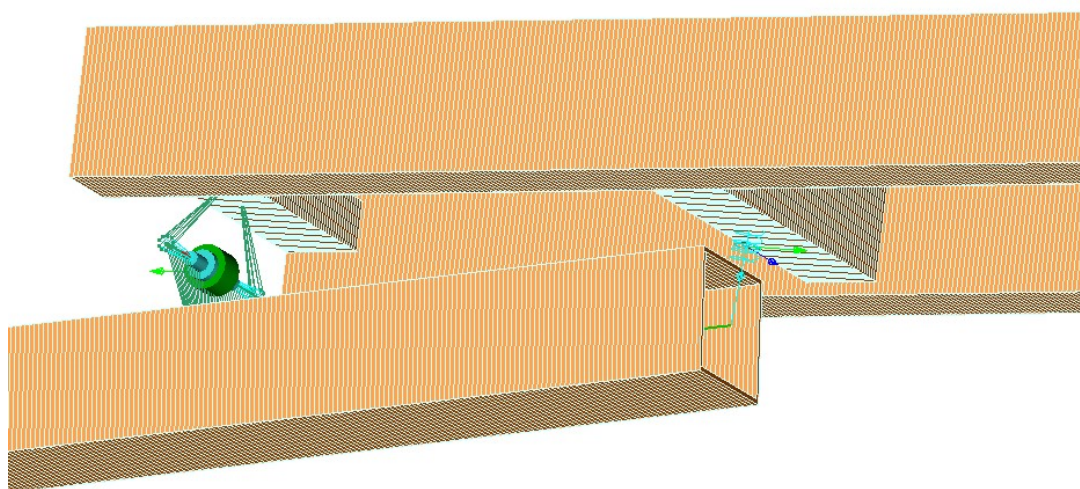
Vzhledem k tomu, že jsou uvažovány rovněž účinky odpružení návěsu, musí být rám nahrazen tak, aby skrze něj bylo možné tyto účinky přenést. Proto jsou jednotlivé příčné a podélné profily rámu společně s ojí nahrazeny pomocí prvků beam s průřezem odpovídajícím skutečným profilům (viz obrázek 29). Těmto prvkům je přiřazena vlastnost rigid a jsou tak dokonale tuhé. Čep oje je nahrazen pomocí prvku revolute joint, který umožňuje pouze rotaci kolem své vlastní osy, a pomocí prvků discrete tie, které mají rovněž vlastnost rigid a přenášejí všechny druhy pohybů, je čep spojen s rámem a ojí.



Obr. 29 Nahrazení rámu a oje pomocí prvků beam

6.2.2 ODPRUŽENÍ OJE

Odpružení oje je mechanické, tedy pomocí listového pera. V modelu je listové pero nahrazeno pomocí prvku spring neboli pružiny (viz obrázek 30) o tuhosti stanovené níže. Opět je třeba zmínit, že práce se zabývá pouze analýzou korby, proto je třeba počítat se zjednodušením konstrukce výpočtového modelu rámu.



Obr. 30 Nahrazení odpružení oje

VÝPOČET TUHOSTI PRUŽINY NAHRAZUJÍCÍ ODPRUŽENÍ OJE

Stanovení tvarového součinitele:

$$\psi = \frac{3}{2 + \frac{(n' + 1)}{n}} = \frac{3}{2 + \frac{(3 + 1)}{13}} = 1,3 \quad (18)$$

Kde:

ψ tvarový součinitel [-]
 n' počet listů plné délky [-] dle [26]
 n počet listů [-] dle [26]

Výpočet deformace pružiny:

$$s = \psi \cdot \frac{4 \cdot m_{oo} \cdot g \cdot L^3}{E \cdot n \cdot b \cdot t^3} = 1,3 \cdot \frac{4 \cdot 3\,185 \cdot 9,81 \cdot 720^3}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 13 \cdot 120 \cdot 13^3} = 84,26 \text{ mm} \quad (19)$$

Kde:

s deformace pružiny [mm]
 ψ tvarový součinitel [-]
 m_{oo} nosnost odpružení oje [kg] dle [26]
 g tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
 L funkční délka pružiny [mm] dle [26]
 E modul pružnosti oceli v tahu [MPa]
 b šířka listů pružiny [mm] dle [26]
 t tloušťka listů pružiny [mm] dle [26]

Tuhost pružiny nahrazující listové pero

$$k_{oo} = \frac{m_{oo} \cdot g}{s} = \frac{3\,185 \cdot 9,81}{84,26} = 371 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (20)$$

Kde:

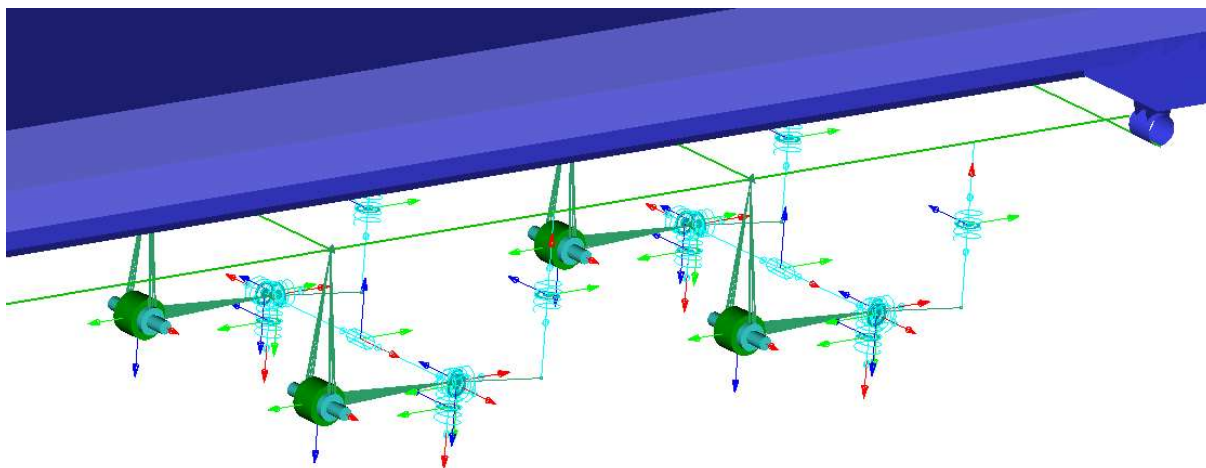
k_{oo} tuhost pružiny pro nahrazení listového pera [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$]
 g tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
 s deformace pružiny [mm]

6.2.3 VZDUCHOVÉ ODPRUŽENÍ

Vzduchové odpružení bylo vybráno z katalogu firmy Gigant a analýza se na něj rovněž nevztahuje. Musí však být provedena jeho náhrada, jelikož i přes skutečnost, že je rám uvažován jako tuhé těleso, bude mít aktivní vliv na deformaci nástavby. Celou náhradu odpružení je možné vidět na obrázku 31.

Ramena odpružení jsou nahrazena pomocí prvků discrete tie s vlastností rigid. Na jedné straně jsou tyto prvky připojené vazbou revolute, která umožňuje pouze rotaci kolem vlastní osy, tedy čepu konzoly, a na své druhé straně jsou pomocí prvku spring s tuhostí odpovídající měchu odpružení spojeny s rámem. Konzoly odpružení jsou nahrazeny rovněž pomocí prvků

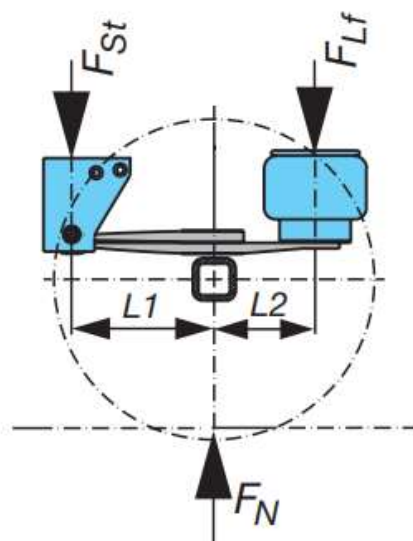
discrete tie s vlastností rigid. Nápravy jsou pak nahrazeny prvkem rigid link rovněž s vlastností rigid, který pevně spojuje jednotlivé náboje. Všechny tyto náhrady vedou k tomu, že deformace se projeví pouze stlačením pružiny. Horizontální pružiny umístěné v místě náboje reprezentují tuhost bočního a směrového vedení, vertikální pružiny pak reprezentují tuhost samotných pneumatik. Tyto vertikální pružiny jsou z jedné strany uchyceny k ramenu odpružení, z druhé strany je umístěna vazba constraint, která zamezuje posuvu v ose pružiny.



Obr. 31 Náhrada vzduchového odpružení návěsu

VÝPOČET TUHOSTI PRUŽINY NAHRAZUJÍCÍ VZDUCHOVÉHO ODPRUŽENÍ

Síla působící na jeden měch vzduchového odpružení byla vypočítána dle momentové a silové rovnováhy (viz obrázek 32).



Obr. 32 Silové zatížení vzduchového odpružení

$$F_{Lf} \cdot (L_1 + L_2) = F_N \cdot L_1 \quad (21)$$

$$F_{Lf} = F_N \cdot \frac{L_1}{L_1 + L_2} = \frac{m_{nVO}}{2} \cdot g \cdot \frac{L_1}{L_1 + L_2} = \frac{12\,000}{2} \cdot 9,81 \cdot \frac{500}{500 + 350} \cong 34\,624 \text{ N}$$

Kde:

- F_{Lf} síla působící na měch vzduchového odpružení [N]
- F_N reakční síla od vozovky [N]
- L_1 délka předního ramene vzduchového odpružení [mm]
- L_2 délka zadního ramene vzduchového odpružení [mm]
- m_{nVO} nosnost vzduchového odpružení celé nápravy [kg]
- g tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Vlastní tuhost odpružení byla po dohodě s vedoucím určena se zjednodušením (dle vztahu 22), jelikož při provozu se tlak vzduchu v měchu zvyšuje se zvýšením zatížení tak, aby byla udržována konstantní výška. Hodnota Δh_{VO} je 5 % z propružení měchu.

$$k_{VO} = \frac{F_{Lf}}{0,05 \cdot \Delta h_{VO}} = \frac{F_{Lf}}{0,05 \cdot 90} \cong 7\,694 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (22)$$

Kde:

- k_{VO} tuhost vzduchové odpružení [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$]
- F_{Lf} síla působící na měch vzduchového odpružení [N]
- Δh_{VO} propružení měchu [mm]

VÝPOČET TUHOSTI PRUŽINY NAHRAZUJÍCÍ BOČNÍ A SMĚROVÉ VEDENÍ:

Stanovení tuhosti pro uložení nápravy lze analyticky určit velmi obtížně, jelikož je ve všech směrech rozdílná. Po dohodě s vedoucím práce je tedy zvolena tuhost pro boční a směrové vedení jako 2/3 z tuhosti vzduchového odpružení.

$$k_{VOb} = k_{VOs} = \frac{2}{3} \cdot k_{VO} = \frac{2}{3} \cdot 7\,694 = 5\,129 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (23)$$

Kde:

- k_{VOb} tuhost pro boční vedení vzduchového odpružení [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$]
- k_{VOs} tuhost pro směrové vedení vzduchové odpružení [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$]
- k_{VO} tuhost vzduchové odpružení [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$]

VÝPOČET TUHOSTI PRUŽINY NAHRAZUJÍCÍ PNEUMATIKY

Každá pneumatika je ve výpočtovém modelu nahrazena prvkem spring a dané tuhosti. Pro stanovení tuhosti pneumatik je vycházeno z katalogu výrobce Mitas [22], ze kterého jsou voleny pneumatiky o rozměrech 650/55 R26,5 s označením Agriterro 02. Tuhost pneumatik je určena dle vztahu (24).

$$k_p = \frac{m_{np} \cdot g}{\Delta R_s} = \frac{5\,800 \cdot 9,81}{64,5} = 882 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (24)$$

Kde:

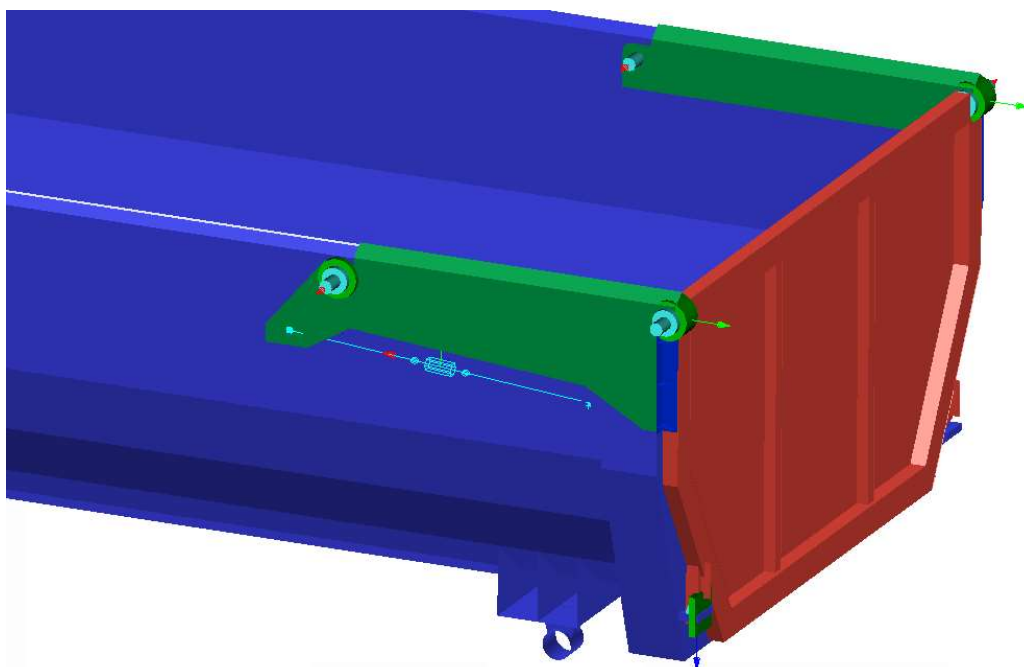
k_p tuhost pneumatiky [$\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$]

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

ΔR_s rozdíl statického poloměru pneumatiky zatížené a nezatížené [mm] dle [22]

6.2.4 ZADNÍ ČELO

Náhrada čepů, které spojují ramena a zadní čelo a umožňují pouze rotaci kolem své vlastní osy, je opět provedena pomocí vazby revolute, stejně jako náhrada čepů spojujících ramena s korbou. Mezi profily a oky, které jistí zadní čelo před otevřením, je umístěna vazba planar joint, která zamezuje posuvům v kolmém směru k rovině čela. Přímočaré hydromotory jsou potom nahrazeny pomocí prvků rigid link s vlastností rigid, které pevně spojují oka hydromotorů. Vše je znázorněno na obrázku 33.



Obr. 33 Náhrada uložení zadního čela

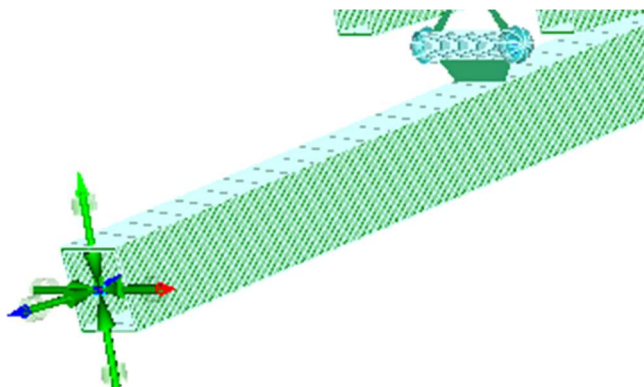
6.2.5 NÁKLAD

Náklad je nahrazen pomocí vazeb pressure load s hodnotami závislými na výpočtech v kapitole 5, kdy na každou plochu vždy působí tlaku o hodnotě stanovené právě v těchto výpočtech. V případě hydrostatického tlaku je pak zatížení jednotlivých ploch skokově rozděleno do několika částí, jelikož software MSC Apex nedisponuje funkcí hydrostatic pressure, jako je tomu například u softwaru Ansys.

Dynamické účinky při jízdě jsou poté nahrazeny opět prvky pressure load s hodnotami stanovenými taktéž v kapitole 5, kdy jednotlivým zatěžovacím stavům jsou přiřazeny příslušné hodnoty a směry. V celém prostředí je potom aktivováno tíhové zrychlení.

6.2.6 TAŽNÉ ZAŘÍZENÍ

V místě tažného zařízení, které je dodáno výrobcem a na které se pevnostní výpočet tedy nevztahuje, je umístěna vazba constraint (viz obrázek 34). Tato vazba zamezuje posuvům ve všech osách ve všech stavech s výjimkou stavu brzdění, kdy je povolen posuv ve směru pohybu návěsu. Všechny rotace jsou v místě vazby povoleny.



Obr. 34 Nahrazení tažného zařízení

7 VÝPOČET MEZNÍHO STAVU ÚNOSNOSTI

Vanová korba je vyrobena z oceli Hardox 450, která je vysoce otěruvzdorná a extrémně odolná proti opotřebení, přesto je však dobře svařitelná běžnými metodami. Dle normy ČSN EN 1993-1-1 o navrhování nosných konstrukcí byl stanoven mezní stav únosnosti. [20]

- Mez pevnosti	$R_m = 1\,400\text{ MPa}$
- Mez kluzu	$R_e = 1\,200\text{ MPa}$
- Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu	$\gamma_m = 1,15$
- Dynamický součinitel	$k_D = 1,2$
- Hodnota návrhové pevnosti oceli stanovená z meze kluzu	f_{yD}
- Dovolené napětí obsahující dynamický součinitel	f_D

Hodnota návrhové pevnosti oceli stanovená z meze kluzu

$$f_{yD} = \frac{R_e}{\gamma_m} = \frac{1\,200}{1,15} \cong 1\,043\text{ MPa} \quad (25)$$

Dovolené napětí obsahující dynamický součinitel

$$f_D = \frac{f_{yD}}{k_D} = \frac{1\,043}{1,2} \cong 869\text{ MPa} \quad (26)$$

Ostatní části, jako je nosný rám, výztuhy korby i rámu apod. jsou vyrobeny z jakostní nelegované konstrukční oceli S355J2 (11 503). Tato ocel je vhodná k různým metodám svařování, které se běžně používají. Dle normy ČSN EN 1993-1-1 o navrhování nosných konstrukcí byl stanoven mezní stav únosnosti. [20]

- Mez pevnosti	$R_m = 470\text{ MPa}$
- Mez kluzu	$R_e = 355\text{ MPa}$
- Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu	$\gamma_m = 1,15$
- Dynamický součinitel	$k_D = 1,2$
- Hodnota návrhové pevnosti oceli stanovená z meze kluzu	f_{yD}
- Dovolené napětí obsahující dynamický součinitel	f_D

Hodnota návrhové pevnosti oceli stanovená z meze kluzu

$$f_{yD} = \frac{R_e}{\gamma_m} = \frac{355}{1,15} \cong 309\text{ MPa} \quad (27)$$

Dovolené napětí obsahující dynamický součinitel

$$f_D = \frac{f_{yD}}{k_D} = \frac{309}{1,2} \cong 258\text{ MPa} \quad (28)$$

8 VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY

Jak již bylo zmíněno výše, pevnostní výpočet probíhal v prostředí MSC Apex. Bylo kontrolováno 7 zátěžných stavů, jež jsou popsány v předchozích kapitolách. Vzhledem ke skutečnosti, že rám je uvažován jako dokonale tuhé těleso, se dá předpokládat, že rozložení napětí na korbě bude stejné jak u mechanicky, tak u vzduchově odpružených náprav. Proto v rámci analýzy bude provedena náhrada a kontrola pouze se vzduchově odpruženými nápravami. Stav napjatosti je určen dle teorie HMM, který ve výpočtovém prostředí MSC Apex odpovídá redukovánému napětí Von Mises.

Ve výsledcích pevnostní analýzy nejsou uvedené hodnoty deformací, jelikož se výpočtový model skládá z několika pružin, které by zkreslovaly výsledky. Pro prostředí MSC Apex totiž k deformacím přičítá rovněž stlačení pružin, tudíž by výsledky nemohly odpovídat reálným hodnotám.

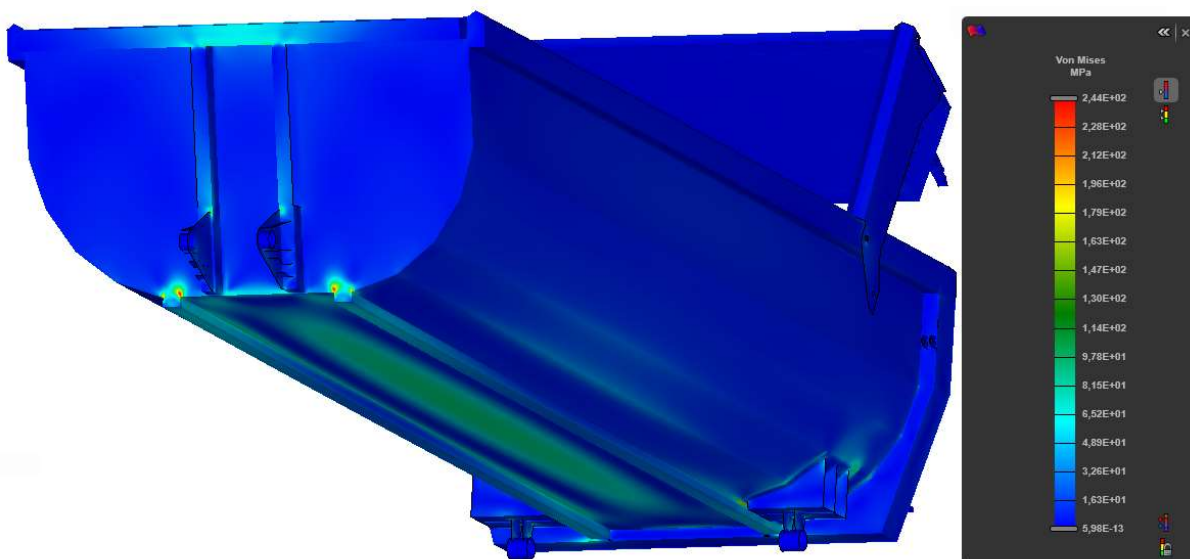
Při hodnocení pevnostní analýzy je nutné si uvědomit, že výpočtový model je skořepinový, tudíž neobsahuje žádné technologické prvky jako sváry, zaoblení apod. Tato skutečnost může vést ke vzniku tzv. špičkového napětí, které se objevuje v místech, kde vznikají ostré rohy, například napojení dvou součástí. V takových případech je třeba sledovat okolí konstrukce a posoudit, jaké adekvátní napětí se v něm nachází. Nutno také zmínit, že čím menší je velikost elementů v okolí špičkového napětí, tím vyšší je hodnota tohoto napětí.

Výskytům špičkového napětí se dá zabránit zhotovením takového výpočtového modelu, který by přesně odpovídal reálnému objemovému modelu. Tím by ovšem razantně narostl počet elementů a tím i časová náročnost výpočtů. Proto se v praxi využívá zjednodušení a posuzují se rovněž místa, která jsou v okolí špičkových napětí.

8.1 VYKLÁPĚNÍ

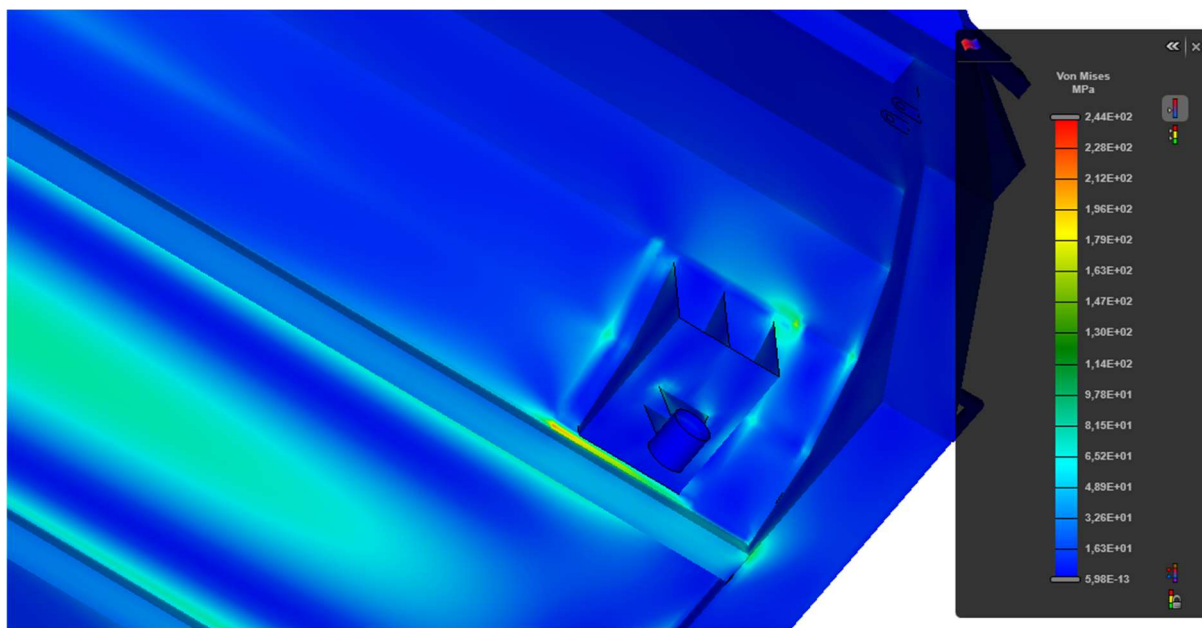
8.1.1 POČÁTEK VYKLÁPĚNÍ – ÚHEL KORBY 1°

Počátek vyklápění je jeden z kritických stavů, jelikož je korba stále plně naložena a vlivem odpoutání dosedacích ploch na rám přenáší veškerou hmotnost pouze uložení korby v zadním čepu a uložení předního hydromotoru. Pro vyztužení předního čela proti vyklenutí slouží U profil přivařený v jeho horní části, ve kterém se koncentruje napětí až 112 MPa. Nepřítomností tohoto profilu by došlo k propadnutí předního čela dovnitř korby. Kritické hodnoty dosahující až 244 MPa se vyskytují v místech, kde jsou přivařeny právě dosedací plochy, které mají vlivem plastických deformací tendenci roztrhnout se ve svaru (viz obrázek 35).



Obr. 35 Průběh napjatosti dle teorie HMM, maximální napětí 244 MPa, počátek vyklápění – úhel korby 1° , deformace 1:1

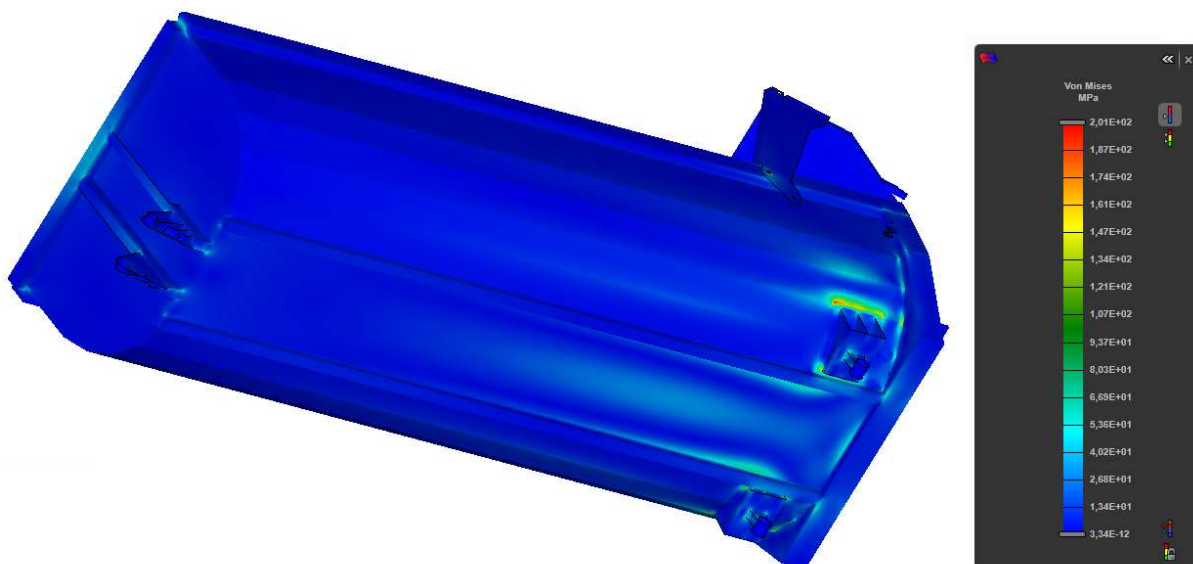
Vysoké napětí se objevuje také v místě, kde je přivařena sestava pro uložení korby (viz obrázek 36). Tady mezi výztuhou zpevňující bočnici a výše zmíněnou sestavou dosahuje napětí hodnot až 194 MPa. Maximální hodnoty napětí nepřesahují hodnotu návrhové pevnosti.



Obr. 36 Průběh napjatosti dle teorie HMM, maximální napětí 244 MPa, počátek vyklápění – úhel korby 1° , deformace 1:1

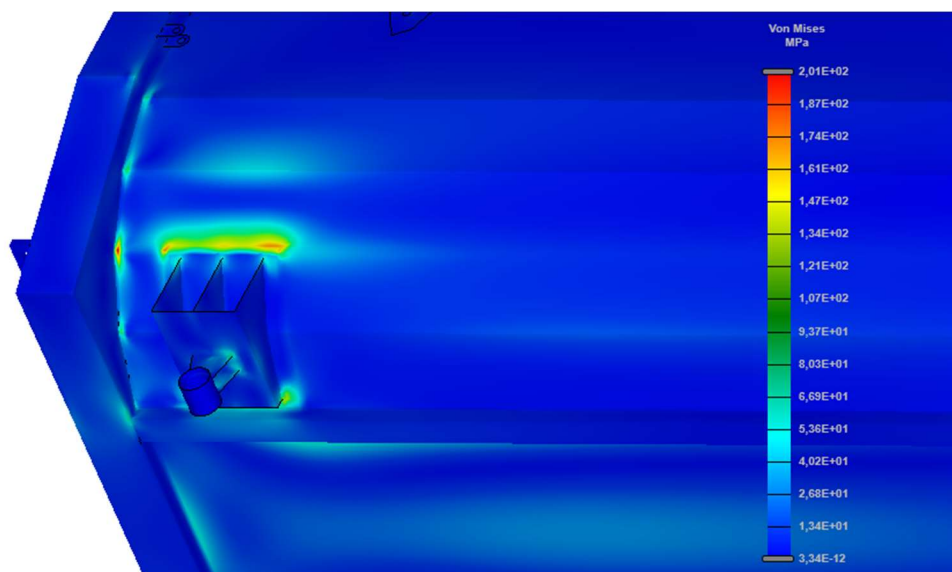
8.1.2 KONEC VYKLÁPĚNÍ – ÚHEL KORBY 50°

Při vyklápění se váha přenáší na zadní část korby, tudíž se předpokládá, že se přední část odlehčí a profily nesoucí přední hydromotor nebudou tolik zatěžovány. Proto je možné vidět vyšší hodnoty napětí v okolí výztuh tvořící zadní část korby nebo v okolí sestav sloužících pro uložení korby (viz obrázek 37).



Obr. 37 Průběh napjatosti dle teorie HMM, maximální napětí 201 MPa, konec vyklápění – úhel korby 50°, deformace 1:1

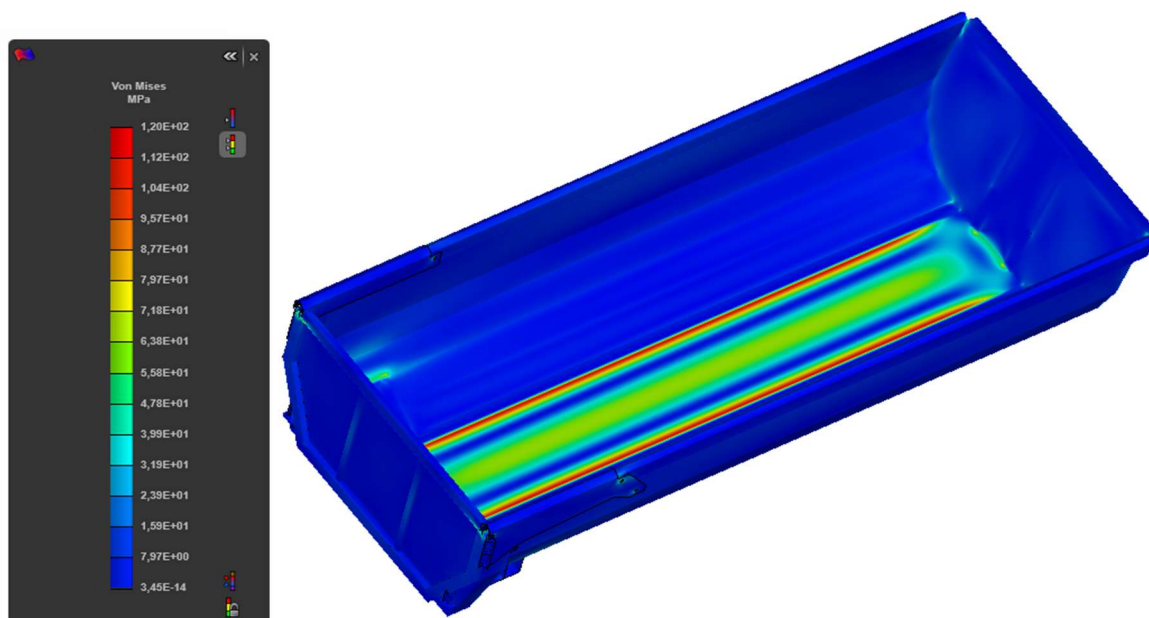
Právě v okolí plechu zpevňujícího zadní část korby se vyskytuje nejvyšší napětí dosahující hodnoty 201 MPa. Dalším kritickým místem je okolí plechu, který slouží pro zpevnění bočnice a je jím podložena sestava pro uchycení korby, kde napětí dosahuje hodnot 174 MPa (viz obrázek 38). Maximální hodnoty napětí nepřesahují hodnotu návrhové pevnosti.



Obr. 38 Průběh napjatosti dle teorie HMM, maximální napětí 201 MPa, konec vyklápění – úhel korby 50°, deformace 1:1

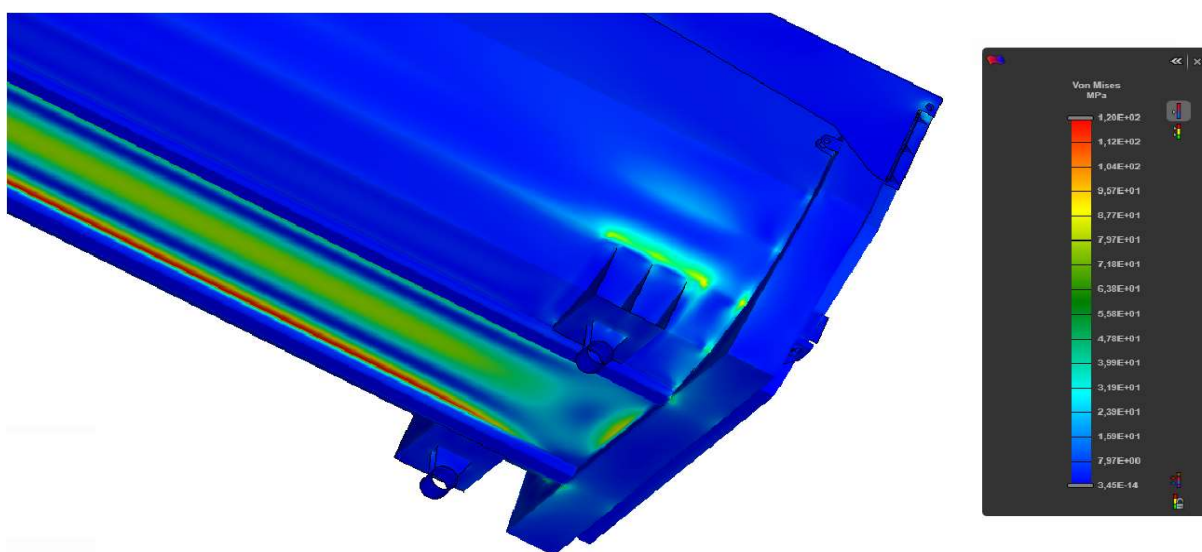
8.2 STÁNÍ NEBO JÍZDA KONSTANTNÍ RYCHLOSTÍ

Při stání nebo jízdě konstantní rychlostí je korba v celé své délce spojena s rámem. Maximální napětí vzniká právě v okolí profilů přivařených na dně korby, jež dosahuje hodnot až 120 MPa (viz obrázek 39). Rovněž je možné vidět symetrické rozložení napětí dané rovnoměrným rozložením nákladu.



Obr. 39 Průběh napjatosti dle teorie HMM, maximální napětí 120 MPa, stání nebo jízda konstantní rychlostí, deformace 1:1

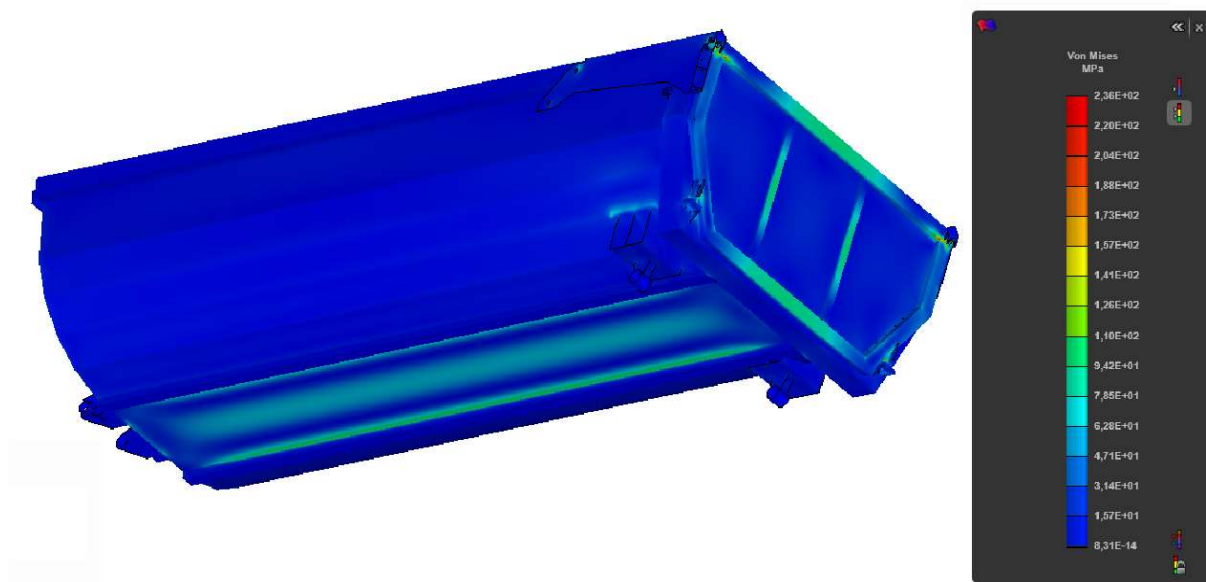
Na obrázku 40 můžeme vidět nejvyšší napětí okolo 90 MPa v oblasti konzol, pomocí nichž je korba přichycena k rámu návěsu. Maximální hodnoty napětí nepřesahují hodnotu návrhové pevnosti.



Obr. 40 Průběh napjatosti dle teorie HMM, maximální napětí 120 MPa, stání nebo jízda konstantní rychlostí, deformace 1:1

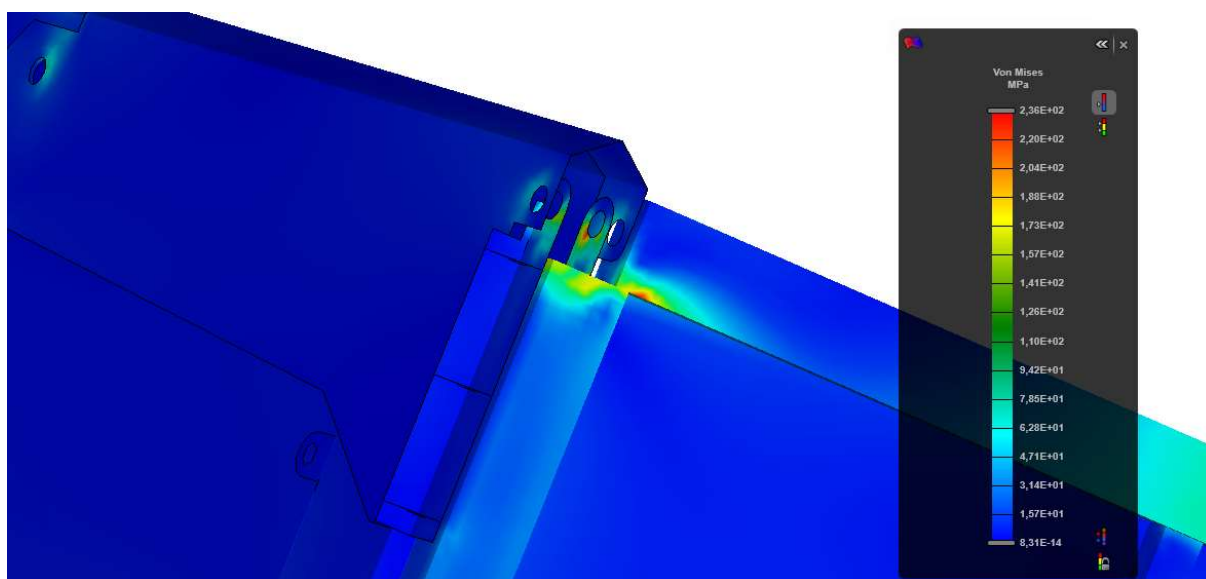
8.3 AKCELERACE

Dalším zátěžovým stavem je akcelerace, u které se předpokládá zvýšení napětí v zadním čele korby, na které působí setrvační účinky nákladu vlivem zrychlení. Na obrázku 41 je možné sledovat nárůst napětí v U profilech lemujících zadní čelo a vyztužující jeho střední část, které dosahuje hodnot okolo 115 MPa.



Obr. 41 Průběh napjatosti dle teorie HMH, maximální napětí 236 MPa, akcelerace, deformace 1:1

Dle očekávání lze největší napětí pozorovat v místech čepů, na kterých je zadní čelo uchyceno. Právě v těchto místech, konkrétně na úchytech čepů a v místech, kde jsou úchyty přivařeny k profilům lemující výklopné čelo, vzniká nejvyšší napětí dosahující hodnot až 236 MPa (viz obrázek 42).



Obr. 42 Průběh napjatosti dle teorie HMH, maximální napětí 236 MPa, akcelerace, deformace 1:1

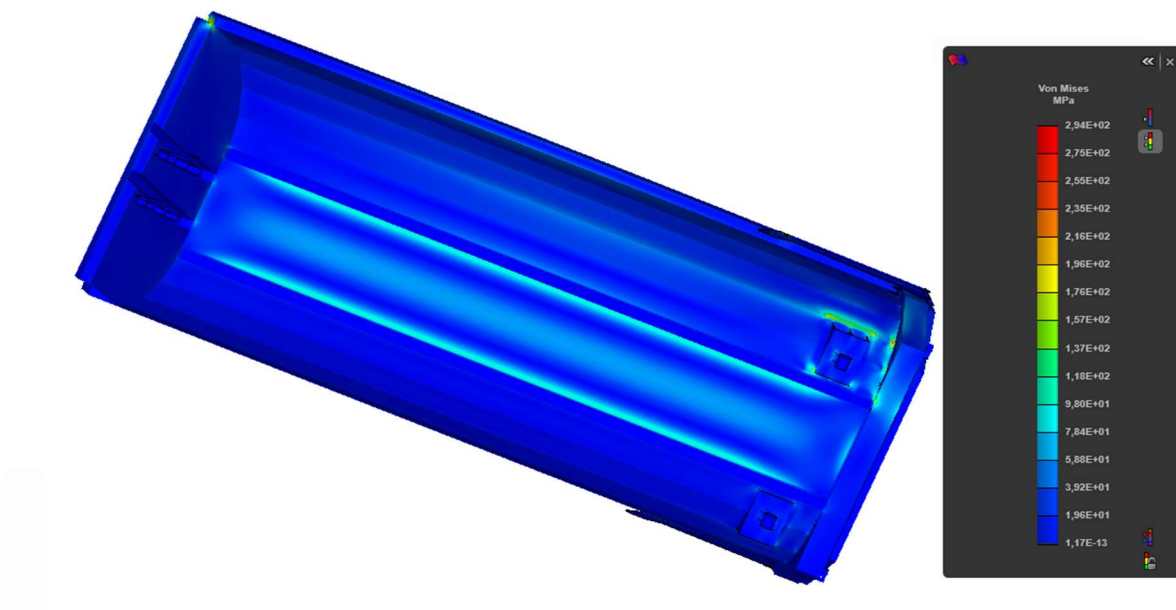
K vyšším hodnotám napjatosti dochází rovněž v místech, kde je zadní čelo jištěno proti otevření. Konkrétně v napojení jisticích ok k lemu zadní části vanové korby je možné vidět hodnoty napětí dosahující 175 MPa (viz obrázek 43). Maximální hodnoty napětí nepřesahují hodnotu návrhové pevnosti.



Obr. 43 Průběh napjatosti dle teorie HMM, maximální napětí 236 MPa, akcelerace, deformace 1:1

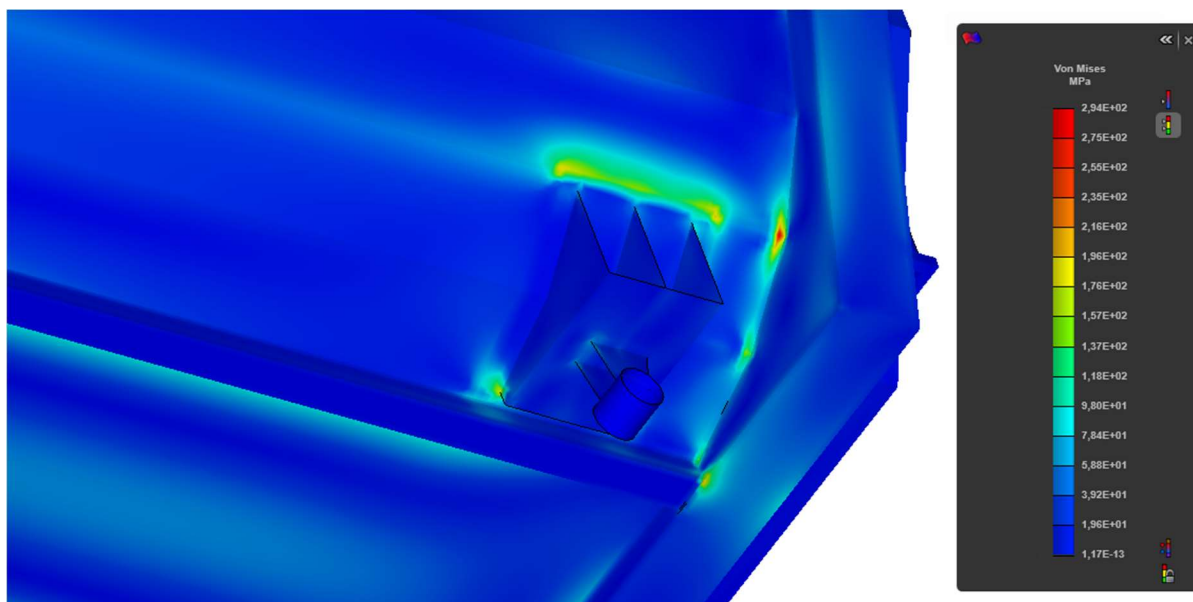
8.4 PRŮJEZD ZATÁČKOU

Při průjezdu pravotočivou zatáčkou opět vznikají setrvačné účinky od nákladu působících na levou stranu korby (viz obrázek 44). Z hlediska zkoumaných stavů se právě v tomto případě objevují nejvyšší hodnoty napětí.



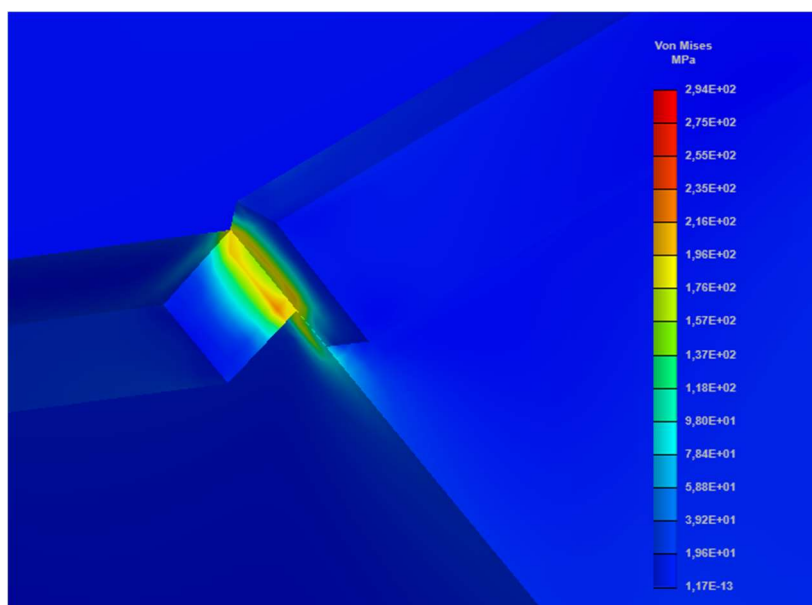
Obr. 44 Průběh napjatosti dle teorie HMM, maximální napětí 294 MPa, průjezd zatáčkou, deformace 1:1

Největší napětí vzniká právě na tvarované vanově korbě v místě napojení plechu zadního lemu, které dosahuje hodnoty až 294 MPa (viz obrázek 45). Vzhledem k tomu, že je hlavní tělo korby vyrobené z oceli Hardox 450, která dosahuje vyšších hodnot návrhové pevnosti, je maximální napětí vyhovující. V okolí místa, kde je uložení korby návěsu podložené plechem proti průhybu bočnice, dosahuje napětí hodnot asi 212 MPa.



Obr. 45 Průběh napjatosti dle teorie HMM, maximální napětí 294 MPa, průjezd zatáčkou, deformace 1:1

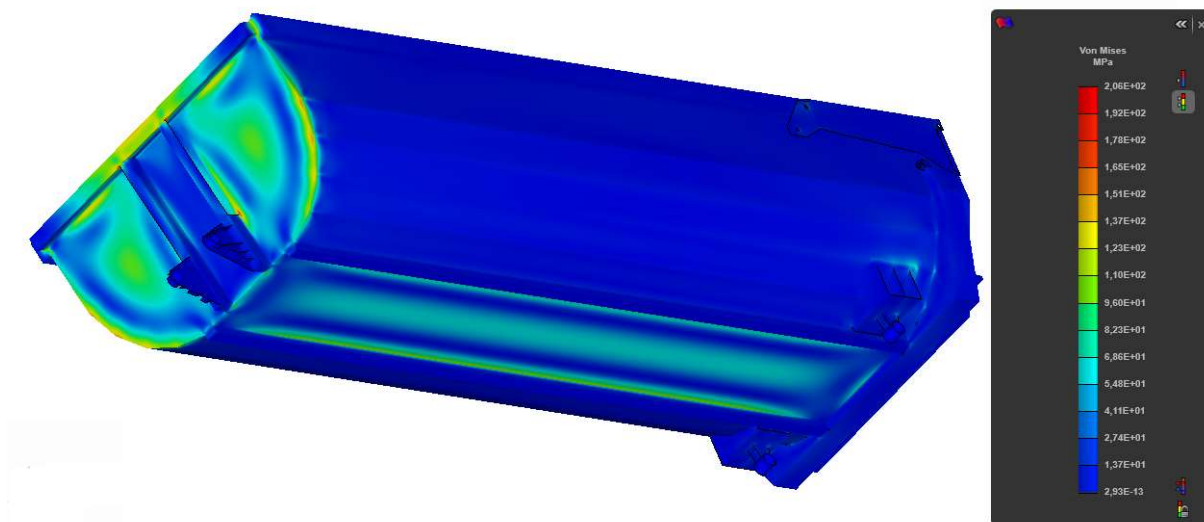
Na obrázku 46 je možné vidět další kritické místo, jímž je napojení předního čela a bočnice s navařenými profily pro jejich vyztužení, kde se nejvyšší hodnoty napětí pohybují okolo 213 MPa. Maximální hodnoty napětí nepřesahují hodnotu návrhové pevnosti.



Obr. 46 Průběh napjatosti dle teorie HMM, maximální napětí 294 MPa, průjezd zatáčkou, deformace 1:1

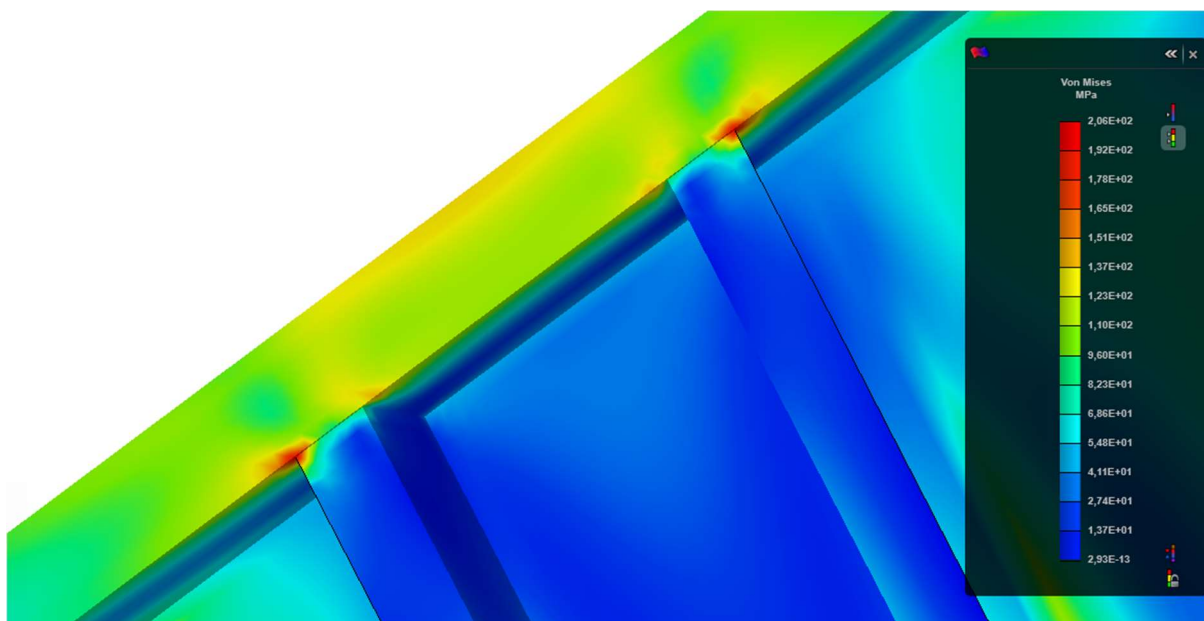
8.5 BRZDĚNÍ

Při brzdění je předpokládáno zvýšení napětí v přední části korby, a to především na předním čele (viz obrázek 47). Vzhledem ke způsobu vyklápění korby, kdy je použit přední přímočarý teleskopický hydromotor, musí být přední čelo vyztuženo, aby při zvedání nedošlo k jeho prohnutí. S ohledem na vyšší tuhost profilu vyztužujícího horní okraj předního čela nedochází k jeho výraznější deformaci, což se zákonitě projevuje nárůstem zde vznikajícího napětí.



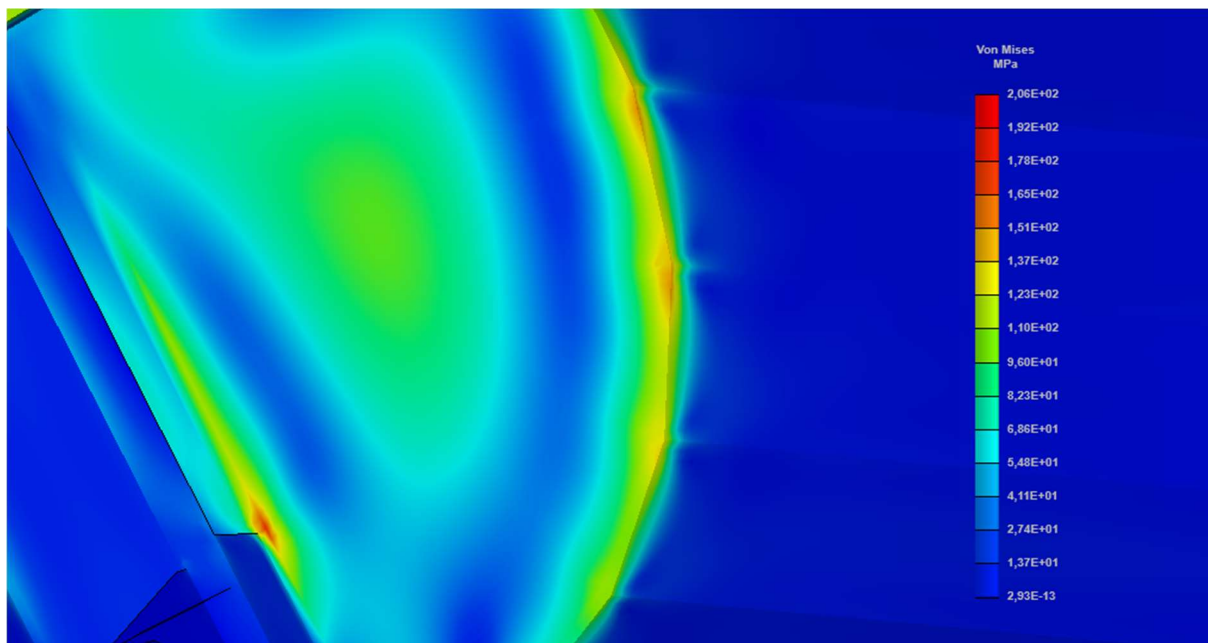
Obr. 47 Průběh napjatosti dle teorie HMM, maximální napětí 206 MPa, brzdění, deformace 1:1

Nejvyšší napětí, jak již bylo zmíněno výše, se objevuje právě ve spoji profilu vyztužující horní okraj předního čela a profilů, ke kterým je upevněn hydromotor. Maximální napětí ve spoji dosahuje hodnoty 206 MPa, napětí objevující se v pásnici tohoto profilu dosahuje hodnot 155 MPa (viz obrázek 48).



Obr. 48 Průběh napjatosti dle teorie HMM, maximální napětí 206 MPa, brzdění, deformace 1:1

Na obrázku 49 je možné vidět vysoké napětí vyskytující se také ve spoji předního čela a plechu vyztužujícího nosné profily předního hydromotoru. V tomto místě dosahuje špičkové napětí hodnot asi 182 MPa. Na okraji čela v místě, kde se napojuje na bočnici, napětí dorůstá do hodnot až 157 MPa. Maximální hodnoty napětí nepřesahují hodnotu návrhové pevnosti.



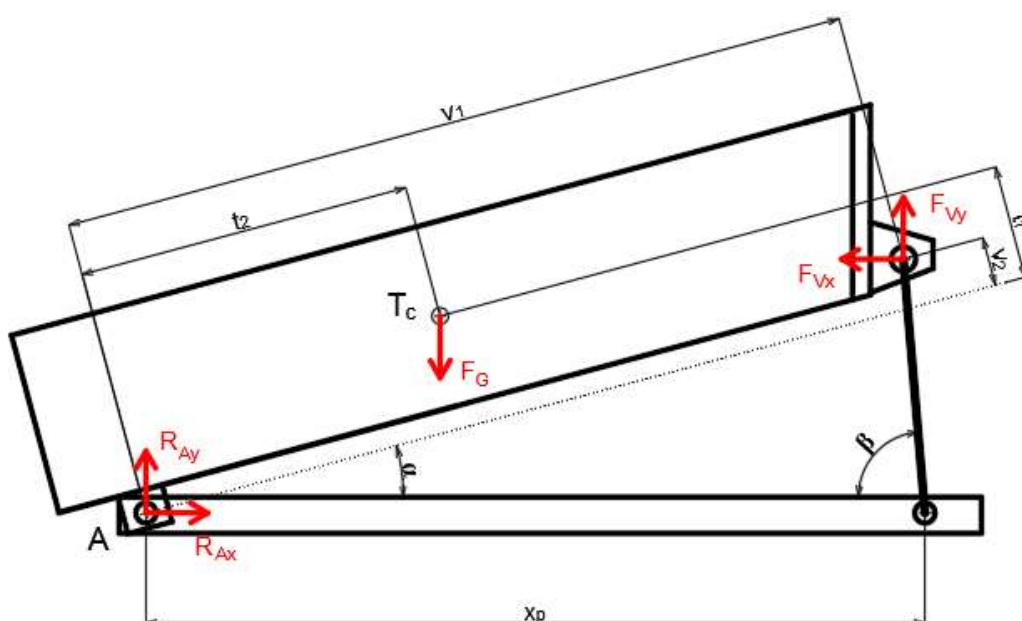
Obr. 49 Průběh napjatosti dle teorie HMM, maximální napětí 206 MPa, brzdění, deformace 1:1

9 VÝPOČTY DÍLČÍCH ČÁSTÍ NAVRŽENÉ KORBY

9.1 TELESKOPICKÝ PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR

Požadavkem pro zvedání vanové korby byl teleskopický přímočarý hydromotor umístěný v přední části korby. Takové umístění je výhodné z hlediska velikosti síly potřebné pro vyklápění korby. Vzhledem k tomu, že síla v tomto případě působí na delším rameni, stačí pro zvednutí téže hmotnosti vyvinout hydromotorem menší sílu, než kdyby byl hydromotor umístěn přímo pod korbou.

Průběh síly působící v ose hydromotoru byl stanoven na základě silové a momentové rovnováhy dle schématu na obrázku 50 za použití vstupních hodnot, které byly vyčteny z prostředí Autodesk Inventor 2017 a jsou rovněž znázorněny na tomto obrázku. Průběh síly je závislý na úhlu sklápění korby α .



Obr. 50 Schéma návěsu při sklápění

Vstupní hodnoty (kolmé vzdálenosti těžiště a horního a spodního uložení hydromotoru od zadních čepů korby):

- $v_1 = 5\,220\text{ mm}$
- $v_2 = 320\text{ mm}$
- $t_1 = 745\text{ mm}$
- $t_2 = 2\,195\text{ mm}$
- $x_p = 5\,100\text{ mm}$

Další parametry:

- $\alpha = 0 \div 50^\circ$ úhel sklápění
- $m_{už} = 21\,000\text{ kg}$ užitečná hmotnost návěsu
- $m_k = 2\,100\text{ kg}$ hmotnost korby

Výpočet souřadnic bodu V v závislosti na úhlu sklápění α (horní uložení hydraulického válce):

$$x_V = v_1 \cdot \cos \alpha - v_2 \cdot \sin \alpha \quad (29)$$

$$y_V = v_1 \cdot \sin \alpha - v_2 \cdot \cos \alpha \quad (30)$$

Výpočet souřadnic bodu T_C v závislosti na úhlu sklápění α (celkové těžiště):

$$x_T = t_2 \cdot \cos \alpha - t_1 \cdot \sin \alpha \quad (31)$$

$$y_T = t_2 \cdot \sin \alpha + t_1 \cdot \cos \alpha \quad (32)$$

Výpočet úhlu β (úhel mezi osou hydromotoru a vodorovnou rovinou rámu):

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{y_V}{x_p - x_V} \quad (33)$$

Rovnice silové a momentové rovnováhy:

$$\sum_{i=1}^n F_{i_x} = 0; F_{V_x} - R_{A_x} = 0 \rightarrow R_{A_x} = F_{V_x} \quad (34)$$

$$\sum_{i=1}^n F_{i_y} = 0; F_{V_y} - F_G + R_{A_y} = 0 \rightarrow R_{A_y} = F_G - F_{V_y} \quad (35)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{i_A} = 0; F_G \cdot x_T - F_{V_y} \cdot x_V - F_{V_x} \cdot y_V = 0 \rightarrow F_V = \frac{F_G \cdot x_T}{x_V \cdot \sin \beta + y_V \cdot \cos \beta} \quad (36)$$

Doplňující rovnice:

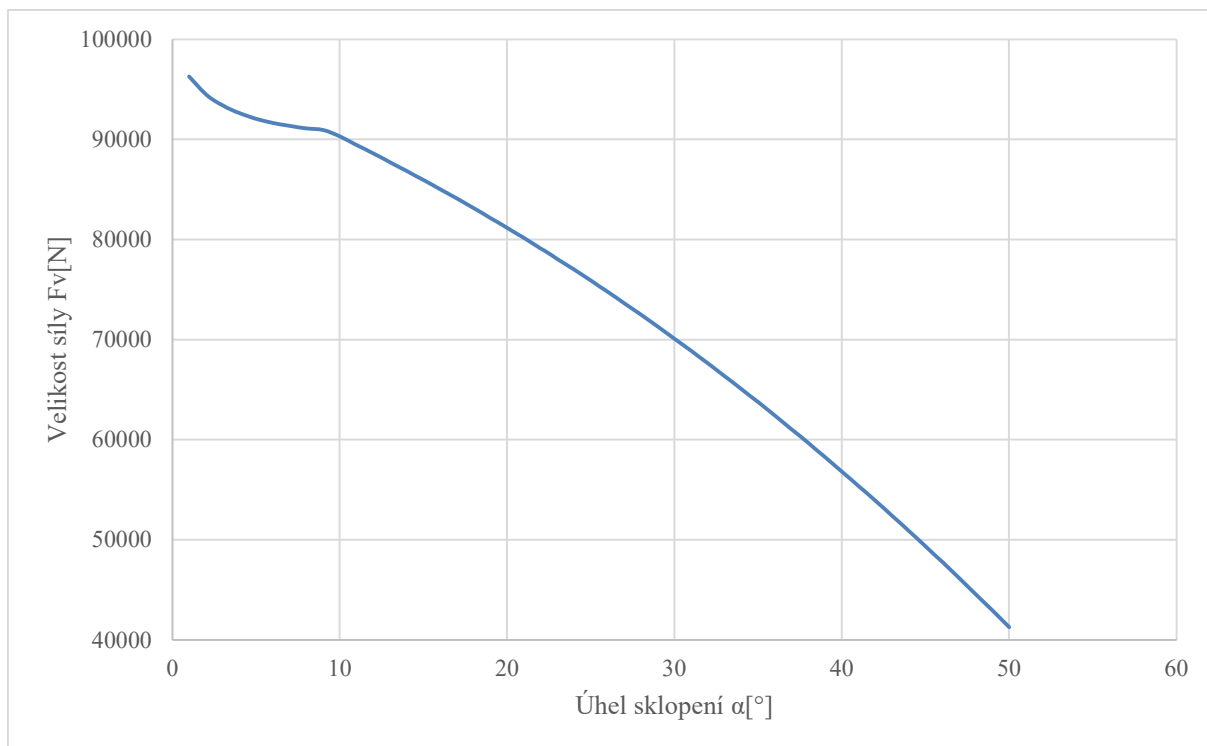
$$F_G = (m_{už} + m_k) \cdot g \quad (37)$$

$$F_{V_x} = F_V \cdot \cos \beta \quad (38)$$

$$F_{V_y} = F_V \cdot \sin \beta \quad (39)$$

$$R_A = \sqrt{R_{A_y}^2 + R_{A_x}^2} \quad (40)$$

Pomocí rovnic silové a momentové rovnováhy byl v prostředí Microsoft Excel sestaven graf (viz obrázek 51), který udává závislost výsledné síly F_V působící v ose hydromotoru na úhlu sklopení α .



Obr. 51 Závislost síly působící v ose hydromotoru na úhlu sklopení

Pomocí vztahu 37 byla stanovena maximální velikost síly v ose teleskopického hydromotoru $F_{Vmax} = 96\,284\text{ N}$, která dle očekávání působí ihned po odpoutání korby od rámu návěsu při sklápění.

Vzhledem ke skutečnosti, že většina traktorů má ve svém hydraulickém okruhu tlak dosahující 20 MPa a že je známá maximální potřebná síla pro zvednutí korby, je možné určit pomocí Pascalova zákona minimální průměr teleskopického válce.

$$p_V = \frac{F_V}{S_V} \rightarrow \frac{\pi \cdot D_V^2}{4} = \frac{F_V}{p_V} \rightarrow D_V = \sqrt{\frac{4 \cdot F_V}{\pi \cdot p_V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 96\,284}{\pi \cdot 20}} \cong 78\text{ mm} \quad (41)$$

Kde:

p_V	tlak v hydraulickém okruhu [MPa]
F_{Vmax}	maximální síla potřebná pro zvednutí korby [N]
S_V	plocha daná průměrem nejmenšího segmentu hydromotoru [mm ²]
D_V	průměr nejmenšího segmentu hydromotoru [mm]

Na základě vypočítané hodnoty ze vztahu 41 je zvolen dle [24] přímočarý teleskopický hydromotor s označením HFC 5420 169 5.

Základní parametry přímočarého teleskopického hydromotoru:

- | | |
|-------------------------------------|---------------------------|
| - Počet výsuvů | $n = 5$ |
| - Průměry jednotlivých výsuvů | 169; 149; 129; 111; 95 mm |
| - Vzdálenost čepů v zasunutém stavu | $L_V = 333\text{ mm}$ |
| - Maximální zdvih | $Z_V = 5\,420\text{ mm}$ |

Výrobce udává maximální pracovní tlak 20 MPa pro provoz válce v plném rozsahu, což při průměru nejmenšího výsuvu válce 95 mm zajišťuje sílu pro zdvih cca 142 kN. Lze tedy konstatovat, že pro maximální sílu 96 284 N zvolený přímočarý teleskopický hydromotor vyhovuje.

9.2 VÝPOČET BEZPEČNOSTI NOSNÉHO ČEPU KORBY

Nejdříve je určena maximální reakční síla působící na čep v místě uložení korby, a to pomocí rovnice 41 z kapitoly 9.1. Protože je korba uložena ve dvou místech, tak na čep působí vždy polovina této reakční síly, hodnota této síly je tedy:

$$F_{\check{c}} = \frac{R_A}{2} = \frac{190\,100}{2} = 95\,050\,N \quad (42)$$

Kde:

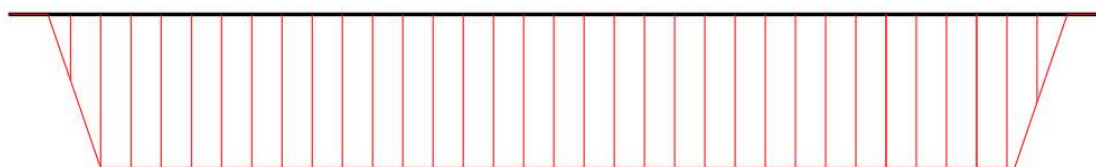
$F_{\check{c}}$ síla působící na čep v jednom místě [N]

R_A celková reakční síla působící od korby [N]

Dle následujícího schématu na obrázku 52 je určen dle vztahu 44 maximální moment, který působí na čep. Na obrázku 53 můžeme rovněž vidět průběh ohybového momentu v celé délce čepu. Na základě maximálního ohybového momentu je vhodně zvolen čep tak, aby napětí od tohoto ohybového momentu nebylo vyšší než dovolené napětí v ohybu pro zvolený materiál.



Obr. 52 Zatížení nosného čepu korby



Obr. 53 Průběh ohybového momentu

$$M_{o\check{c}} = F_{\check{c}} \cdot x_{\check{c}} = 95\,050 \cdot 0,07 \cong 6\,653 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (43)$$

Kde:

$M_{o\check{c}}$	maximální ohybový moment působící na nosný čep [N·m]
$F_{\check{c}}$	síla působící na čep v jednom místě [N]
$x_{\check{c}}$	vzdálenost síly $F_{\check{c}}$ od vazby [m]

Pro nosný čep korby byla zvolena bezešvá trubka TR Ø82,5×22,2–1450 vyrobená z oceli 11 700. Tato trubka je obrobena na vnější průměr $D_{\check{c}} = 80 \text{ mm}$ v místě uložení korby. Dle vztahů 45 a 46 je stanoveno napětí v ohybu pro tuto trubku.

$$W_{o\check{c}} = \frac{\pi \cdot (D_{\check{c}}^4 - d_{\check{c}}^4)}{32 \cdot D_{\check{c}}} = \frac{\pi \cdot (80^4 - 38,1^4)}{32 \cdot 80} \cong 47\,680 \text{ mm}^3 \quad (44)$$

Kde:

$W_{o\check{c}}$	modul průřezu v ohybu [mm ³]
$D_{\check{c}}$	vnější průměr nosného čepu [mm]
$d_{\check{c}}$	vnitřní průměr nosného čepu [mm]

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{o\check{c}}}{W_{o\check{c}}} \cdot 1\,000 = \frac{6\,653}{47\,680} \cdot 1\,000 \cong 139,5 \text{ MPa} \quad (45)$$

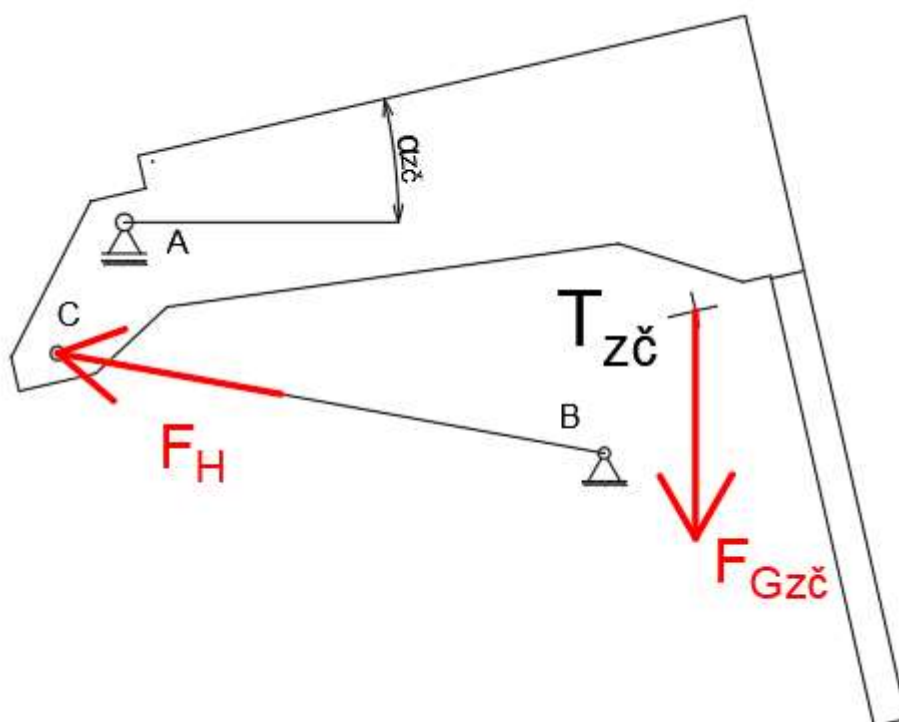
Kde:

$\sigma_{o\check{c}}$	napětí v ohybu [MPa]
$M_{o\check{c}}$	maximální ohybový moment působící na nosný čep [N·m]
$W_{o\check{c}}$	modul průřezu v ohybu [mm ³]

Pro zvolený materiál 11 700 je hodnota meze kluzu 355 MPa. Hodnota napětí v ohybu námi zvolené trubky dosahuje 139,5 MPa je tedy nižší než mez kluzu daného materiálu.

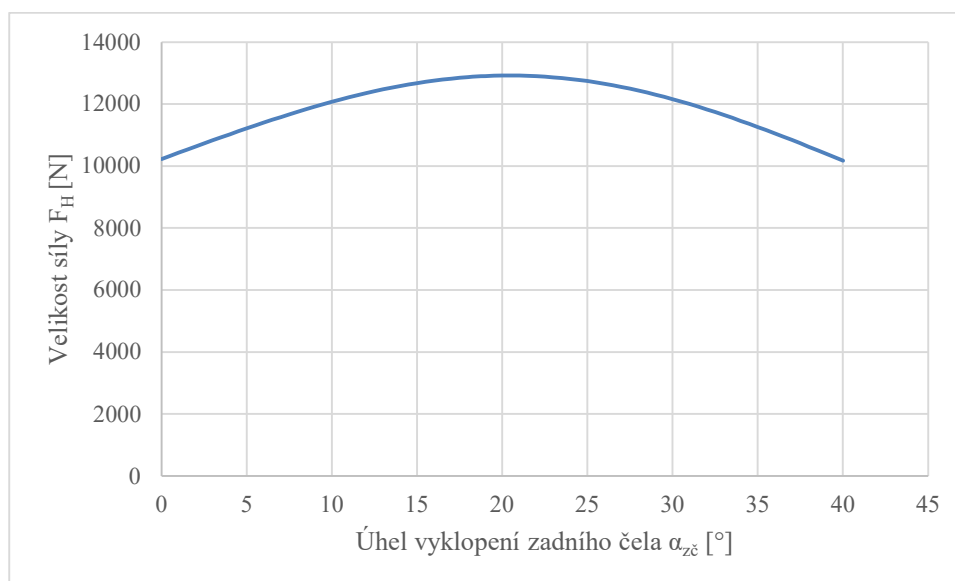
9.3 PŘÍMOČARÉ HYDROMOTORY PRO ZVEDÁNÍ ZADNÍHO ČELA

Jedním požadavků je navrhnutí hydraulicky výklopného zadního čela. Pro určení síly, kterou musí přímočaré hydromotory vyvinout, aby byly schopné zadní čelo vyklopit, byly sestaveny rovnice silové a momentové rovnováhy dle obrázku 54. Způsob sestavení rovnic je podobný jako v kapitole 9.1, kdy byly vstupní parametry opět určeny z prostředí Autodesk Inventor 2017 a následně dosazeny do rovnic.



Obr. 54 Schéma kinematiky zadního čela (A – osa rotace zadního čela, B – uložení přímočarého hydromotoru na korbě, C – uložení přímočarého hydromotoru na ramenu zadního čela, $\alpha_{zč}$ – úhel vyklopení zadního čela, F_H – síla přímočarého hydromotoru, $F_{Gzč}$ – tíhová síla od hmotnosti zadního čela působící v těžišti)

Pomocí rovnic momentové a silové rovnováhy byl následně sestaven graf (viz obrázek 55), jež udává závislost síly, kterou musí přímočaré hydromotory vyvinout, na úhlu vyklopení zadního čela. Pro sestavení grafu byl opět použit software Microsoft Excel.



Obr. 55 Závislost síly působící v ose hydromotorů na úhlu vyklopení zadního čela

Maximální sílu potřebnou pro zdvihnutí zadního čela musí přímočaré hydromotory vyvinout, když je těžiště v největší vzdálenosti od osy rotace zadního čela, což odpovídá úhlu vyklopení $\alpha_{zč} = 20^\circ$. Dle grafu je maximální síla $F_{Hmax} = 12\,922\text{ N}$.

Pomocí Pascalova zákona je vypočítán vnitřní průměr přímočaré hydromotoru za předpokladu, že tlak v hydraulickém okruhu bude mít hodnotu 20 MPa.

$$p_V = \frac{F_{Hmax}}{S_H} \rightarrow \frac{\pi \cdot D_H^2}{4} = \frac{F_{Hmax}}{p_V} \rightarrow D_V = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{Hmax}}{\pi \cdot p_V}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12\,922}{\pi \cdot 20}} \cong 29\text{ mm} \quad (46)$$

Kde:

p_V	tlak v hydraulickém okruhu [MPa]
F_{Hmax}	maximální síla potřebná pro zvednutí zadního čela [N]
S_H	plocha od vnitřního průměru přímočaré hydromotoru [mm ²]
D_H	vnitřní průměr přímočaré hydromotoru [mm]

Vzhledem k tomu, že při plně naložené korbě budou přímočaré hydromotory muset překonávat rovněž třecí sílu mezi materiálem a zadním čelem, jsou hydromotory naddimenzovány. Dle [27] jsou voleny dva dvojčinné přímočaré hydromotory s označením ZH2T 55/32x180 K, které mají tlumení v koncových polohách. V katalogu výrobce je rovněž udáván diagram pro vzpěrnou stabilitu, kterou vzhledem k pracovnímu výsuvu 180 mm není dle výrobce pro tento rozměr hydromotoru potřeba kontrolovat.

ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá návrhem a pevnostním výpočtem stavebního návěsu taženého traktorem. V úvodní části byla zpracována stručná rešerše, ve které bylo mimo jiné provedeno seznámení se s návěsy, které jsou v dnešní době na trhu dostupné. Následně byly shrnuty legislativní požadavky, které se vztahují k těmto typům zařízení.

V další části práce je popsána konstrukce navrženého stavebního návěsu, která splňuje požadavky konzultující firmy ZDT s.r.o dané zadáním. Návrh se zabývá především vanovou korbou návěsu, která je sklápěna pomocí předního přímočarého teleskopického hydromotoru a je opatřena hydraulicky výklopným zadním čelem. Součástí návrhu je rovněž volba hlavních komponent, tedy dvojice náprav včetně jejich odpružení, které může být mechanické nebo pneumatické. Rám návěsu je opatřen mechanicky odpruženou a výškově přestavitelnou tažnou ojí.

Následně je proveden rozbor sil a zatížení, které na návěs působí při zatěžovacích stavech jízdy a sklápění. Jedna kapitola se přímo věnuje popisu výpočtového modelu, který byl vytvořen v prostředí MSC Apex. Tento model byl vytvořen jako skořepinový a je tedy tvořen střednicovými plochami profilů, které byly použity ve skutečném návrhu. Pomocí různých prvků je výpočtový model zavazben tak, aby co nejpřesněji reprezentoval chování odpružení a pneumatik při reálném provozu.

Další kapitola se věnuje výsledkům pevnostní analýzy zaměřené především na vanovou korbu, kde je vyhodnocena napjatost, která vzniká v daných zátěžných stavech. Těmito stavy jsou počátek a konec vyklápění, stání nebo jízda konstantní rychlosti, akcelerace, průjezd zatáčkou a brzdění. Pro všechny stavy byla provedena náhrada vzduchového odpružení. Vzhledem k tomu, že je rám uvažován jako dokonale tuhé těleso, se dá předpokládat velmi podobné rozložení napjatosti rovněž pro mechanické odpružení. Konstrukční návrh stavebního traktorového návěsu z hlediska provedené analýzy vyhovuje ve všech zátěžných stavech, jelikož vznikající napětí nepřesahuje návrhovou pevnost zvolených materiálů ani dovolené napětí zahrnující dynamický součinitel.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VANĚK, Antonín. *Strojní zařízení pro stavební práce*. 2. Praha: Sobotáles, 1999. ISBN 80-85920-61-1.
- [2] PTÁČEK, Petr a Aleš KAPLÁNEK. *Přeprava nákladu v silniční nákladní dopravě*. Brno: CERM, 2002. ISBN 80-7204257-2.
- [3] VLK, František. *Stavba motorových vozidel*. Brno: prof. Ing. František Vlk, DrSc., 2003. ISBN 90-238-8757-2.
- [4] Vyhláška č. 341/2014 Sb., Vyhláška o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. In: Sbírka zákonů.
- [5] Vyhláška č. 209/2018 Sb., Vyhláška o hmotnostech, rozměrech a spojitelnosti vozidel. In: Sbírka zákonů.
- [6] Nařízení evropského parlamentu a rady (EU) č. 167/2013., Nařízení o schvalování zemědělských a lesnických vozidel a dozoru nad trhem s těmito vozidly, In: Sbírka zákonů.
- [7] PERNIS, Peter. Co nového v přívěsech a strojích, Evropa? *Mechanizace zemědělství*. 2018, (6), 42-46.
- [8] Traktorový přívěs ZDT PS11. In: ZDT [online]. [cit. 2020-01-28]. Dostupné z: <https://www.zdt.cz/getattachment/content/gallery/Privesy/PS11-3-Large.JPG.aspx>
- [9] Přívěs Schwarzmüller s tuhou ojí. In: Schwarzmüller [online]. [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: https://www.schwarzmueller.com/fileadmin/_processed_/7/3/csm_M_KippZaAnh3SBauSte_PIC1_a9c803a6cc.png
- [10] Návěs Schwarzmüller 2nápravový 3cestný sklápěcí. In: Schwarzmüller [online]. [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: https://www.schwarzmueller.com/fileadmin/_processed_/1/3/csm_H_KippSanh3S2ABauSteVerst_PIC3_1425ae4ea1.png
- [11] Závěs V.Orlandi GA38 pro horní připojení s rozšířeným čepem. In: V.Orlandi [online]. [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: http://www.orlandi.it/media/djcatalog2/images/ga38_1.jpg
- [12] Spodní připojení skrze kouli K80. In: Zunhammer [online]. [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: <https://www.dspeng.cz/produkty/assets/images/statics/elektronika/1474659147-1-zunhammer-gulle-elektronik-zwangslenkung.jpg>
- [13] Stavební návěs Grontech agro PRC-2HP/W18B. In: Grontech agro [online]. [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: http://www.grontech-pavlovice.cz/obrazky-soubory/prc-2hp_w18b-06398-30a49.png
- [14] Univerzální podvozek ZDT MEGA33. In: ZDT [online]. [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: https://www.zdt.cz/getattachment/content/gallery/Podvozek-univerzalni/IMG_3767-Large.JPG.aspx
- [15] Pekass [online]. [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: https://www.pekass.eu/halfpipe-hp-24_1692.html

- [16] *AgriExpo: Annaburger* [online]. [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: https://pdf.agriexpo.online/de/pdf/annaburger-nutzfahrzeug-gmbh/annaburger-hardliner-hts-2215/168403-14568-_2.html#https://img.agriexpo.online/pdf/repository_ag/168403/annaburger-hardliner-hts-2215-14568_1b.jpg
- [17] Stavební návěs Annaburger HardLiner HTS 22.15. In: *Crs-marketing* [online]. [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: <https://www.crs-marketing.cz/image/category/3925.jpg>
- [18] *Schwarzmüller* [online]. [cit. 2020-01-29]. Dostupné z: <https://www.schwarzmueller.com/de/bau/kipp-fahrzeuge/offroad-mulden-kippanhaenger/2-achs-offroad-mulden-kippanhaenger-tx24-tandem/>
- [19] Česká technická norma ČSN EN 12195-1: Zajišťování břemen na silničních vozidlech – Bezpečnost – Část 1: Výpočet zajišťovacích sil. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011
- [20] Česká technická norma ČSN EN 1993-1-1: Navrhování ocelových konstrukcí – Část 1-1: Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby. Praha: Český normalizační institut, 2006.
- [21] ADR Rigid Axles. *Adraxles.com* [online]. [cit. 2020-03-11]. Dostupné z: <http://www.adraxles.com/EN/res/289/ADR---Rigid-Axles---Catalogue.pdf>
- [22] Zemědělské pneumatiky. *Mitas-tyres.com* [online]. [cit. 2020-03-11]. Dostupné z: https://a.storyblok.com/f/68034/x/609be09437/mitas_agri_2018-19_cz_lr.pdf
- [23] Produktkatalog. *Fatyna.cz* [online]. [cit. 2020-03-11]. Dostupné z: https://www.fatyna.cz/_cms/data/fdwnl.php?f=download/5_2017_gigant_Produkt-Katalog_DE.pdf
- [24] Front mount cylindres. *HSP partners* [online]. [cit. 2020-06-09]. Dostupné z: <https://www.hsppartners.cz/data/produkty/26/predni-valce-hf-0912.pdf>
- [25] Směrnice 96/53/ES, kterou se pro určitá silniční vozidla provozovaná v rámci Společenství stanoví maximální přípustné rozměry pro vnitrostátní a mezinárodní provoz a maximální přípustné hmotnosti pro mezinárodní provoz
- [26] Catalogue general. *Colaert-essieux.fr* [online]. [cit. 2020-03-11]. Dostupné z: <http://www.colart-essieux.fr/PDF/COLAERT-ESSIEUX-GENERAL-CATALOGUE.pdf>
- [27] Přímočaré hydromotory. *Hydraulics.cz* [online]. [cit. 2020-03-11]. Dostupné z: <https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/zh2rt.pdf>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_A	[m·s ⁻²]	zrychlení při akceleraci
a_B	[m·s ⁻²]	zrychlení při akceleraci
a_d	[m·s ⁻²]	dostředivé zrychlení
a_Z	[m·s ⁻²]	zrychlení při akceleraci
b	[mm]	šířka listů pružin
$D_{\check{e}}$	[mm]	vnější průměr nosného čepu
$d_{\check{e}}$	[mm]	vnitřní průměr nosného čepu
D_H	[mm]	vnitřní průměr přímočarého hydromotoru
D_V	[mm]	průměr nejmenšího segmentu hydromotoru
E	[MPa]	modul pružnosti oceli v tahu
F_A	[N]	setrvačná síla při akceleraci
F_B	[N]	setrvačná síla při brzdění
$F_{\check{e}}$	[N]	síla působící na čep v jednom místě
f_D	[MPa]	Dovolené napětí obsahující dynamický součinitel
F_{Hmax}	[N]	maximální síla potřebná pro zvednutí zadního čela
F_{Lf}	[N]	síla působící na měch vzduchového odpružení
F_N	[N]	reakční síla od vozovky
F_{Vmax}	[N]	maximální síla potřebná pro zvednutí korby
f_{yD}	[MPa]	hodnota návrhové pevnosti oceli stanovená z meze kluzu
F_Z	[N]	setrvačná síla při akceleraci
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
h	[m]	hloubka pod nulovou hladinou
h_{max}	[m]	výška korby
k	[-]	součinitel aktivního tlaku
k_D	[-]	Dynamický součinitel
k_{OO}		tuhost pružiny pro nahrazení listového pera
k_p	[N·mm ⁻¹]	tuhost pneumatiky
k_{VO}	[N·mm ⁻¹]	tuhost vzduchové odpružení
k_{VOb}	[N·mm ⁻¹]	tuhost pro boční vedení vzduchového odpružení
k_{VOs}	[N·mm ⁻¹]	tuhost pro směrové vedení vzduchové odpružení

L	[mm]	funkční délka pružiny
L_1	[mm]	délka předního ramene vzduchového odpružení
L_2	[mm]	délka zadního ramene vzduchového odpružení
m_k	[kg]	hmotnost korby
m_{nVO}	[kg]	nosnost vzduchového odpružení celé nápravy
$M_{Oč}$	[N·m]	maximální ohybový moment působící na nosný čep
m_{OO}	[kg]	nosnost odpružení oje
$m_{už}$	[kg]	užitečná hmotnost návěsu
n	[-]	počet listů
n'	[-]	počet listů plné délky
p_A	[Pa]	tlak působící na zadní čelo při akceleraci
p_B	[Pa]	tlak působící na zadní čelo při brzdění
p_{max}	[Pa]	maximální tlak na čelo a dno
p_V	[MPa]	tlak v hydraulickém okruhu
p_Z	[Pa]	tlak působící na bočnici při brzdění
R	[m]	poloměr zatačky
R_A	[N]	celková reakční síla působící od korby
R_e	[MPa]	Mez kluzu
s	[mm]	deformace pružiny
S_1, S_2	[mm ²]	plochy dílčích částí korby
S_B	[m ²]	plocha bočnice
S_H	[mm ²]	plocha od vnitřního průměru přímočarého hydromotoru
$S_{pč}$	[m ²]	plocha předního čela
S_V	[mm ²]	plocha daná průměrem nejmenšího segmentu hydromotoru
$S_{zč}$	[m ²]	plocha zadního čela
t	[mm]	tloušťka listů pružiny
v	[m·s ⁻¹]	rychlost vozidla
V	[m ³]	Objem návěsu
$W_{oč}$	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
$x_{č}$	[m]	vzdálenost síly $F_{č}$ od vazby
x_{T1}, x_{T2}	[mm]	souřadnice těžiště dílčích částí korby v podélném směru
x_{Tc}	[mm]	souřadnice celkové polohy těžiště v podélném směru
x_{Tk}	[mm]	souřadnice těžiště korby v podélném směru

x_{Tn}	[mm]	souřadnice těžiště nákladu v podélném směru
y_{Tc}	[mm]	vertikální souřadnice celkové polohy těžiště
y_{Tk}	[mm]	vertikální souřadnice těžiště korby
y_{Tn}	[mm]	vertikální souřadnice těžiště nákladu
α_n	[°]	odklon plochy od svislé osy
γ_m	[-]	dílčí součinitel spolehlivosti materiálu
Δh_{VO}	[mm]	propružení měchu
ΔR_s	[mm]	rozdíl statického poloměru pneumatiky zatížené a nezatížené
ρ	[kg·m ⁻³]	objemová hmotnost přepravované zeminy
σ_1	[Pa]	největší hlavní napětí
σ_2	[Pa]	nejmenší hlavní napětí
σ_n	[Pa]	interaktivní napětí
$\sigma_{O\check{c}}$	[MPa]	napětí v ohybu
φ	[°]	úhel vnitřního tření zeminy
ψ	[-]	tvarový součinitel

SEZNAM PŘÍLOH

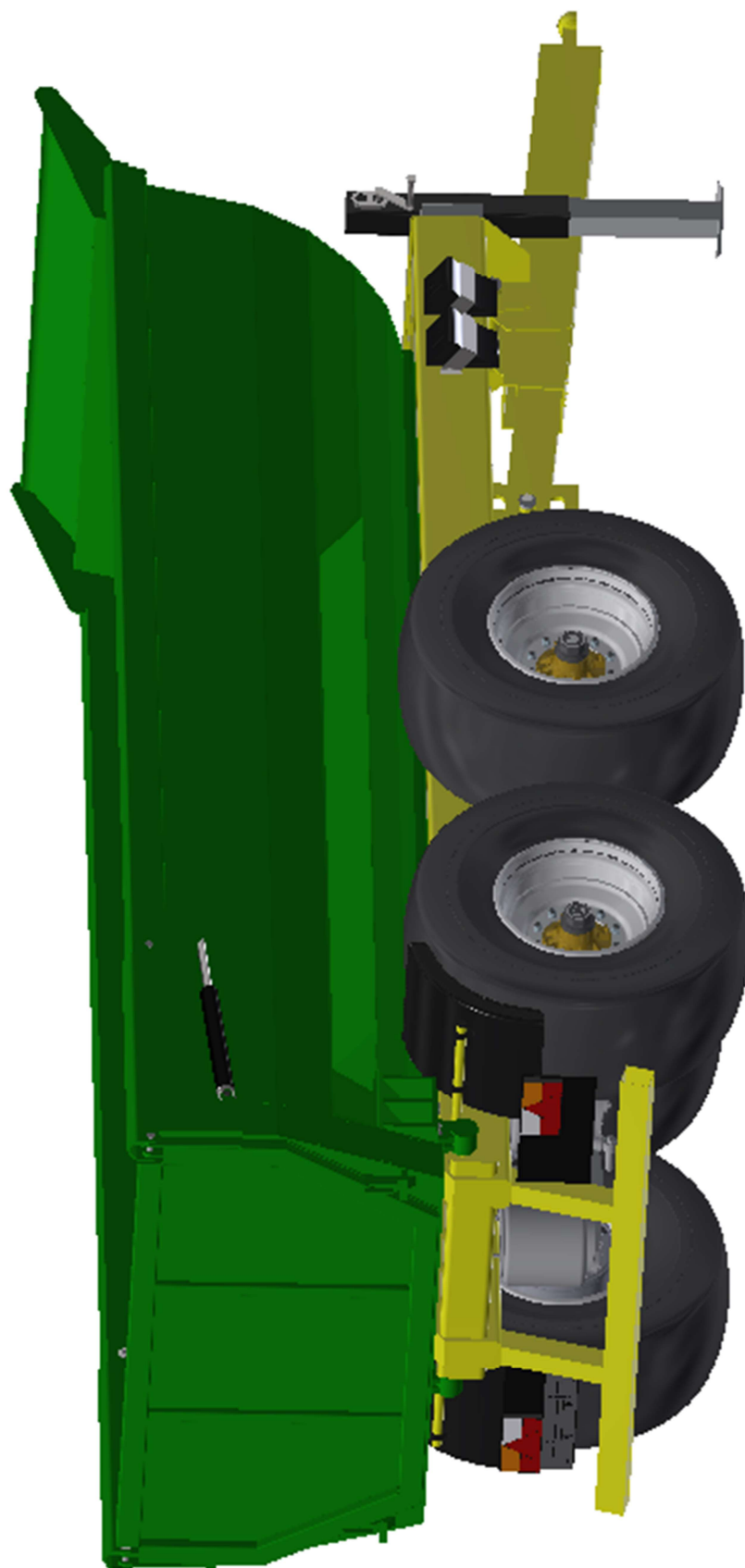
Příloha 1 – Navržená sestava stavebního návěsu – pohled zepřed	I
Příloha 2 – Navržená sestava stavebního návěsu – pohled zezadu	II
Příloha 3 – Navržená sestava stavebního návěsu – sklápění	III
Příloha 4 – Porovnání základních parametrů vybraných návěsů včetně návrhu	IV
Příloha 5 – Průběh napjatosti, počátek vyklápění – úhel korby 1°	V
Příloha 6 – Průběh napjatosti, konec vyklápění – úhel korby 50°	VI
Příloha 7 – Průběh napjatosti, stání nebo jízda konstantní rychlostí	VII
Příloha 8 – Průběh napjatosti, akcelerace	VIII
Příloha 9 – Průběh napjatosti, průjezd zatáčkou	IX
Příloha 10 – Průběh napjatosti, brzdění	X

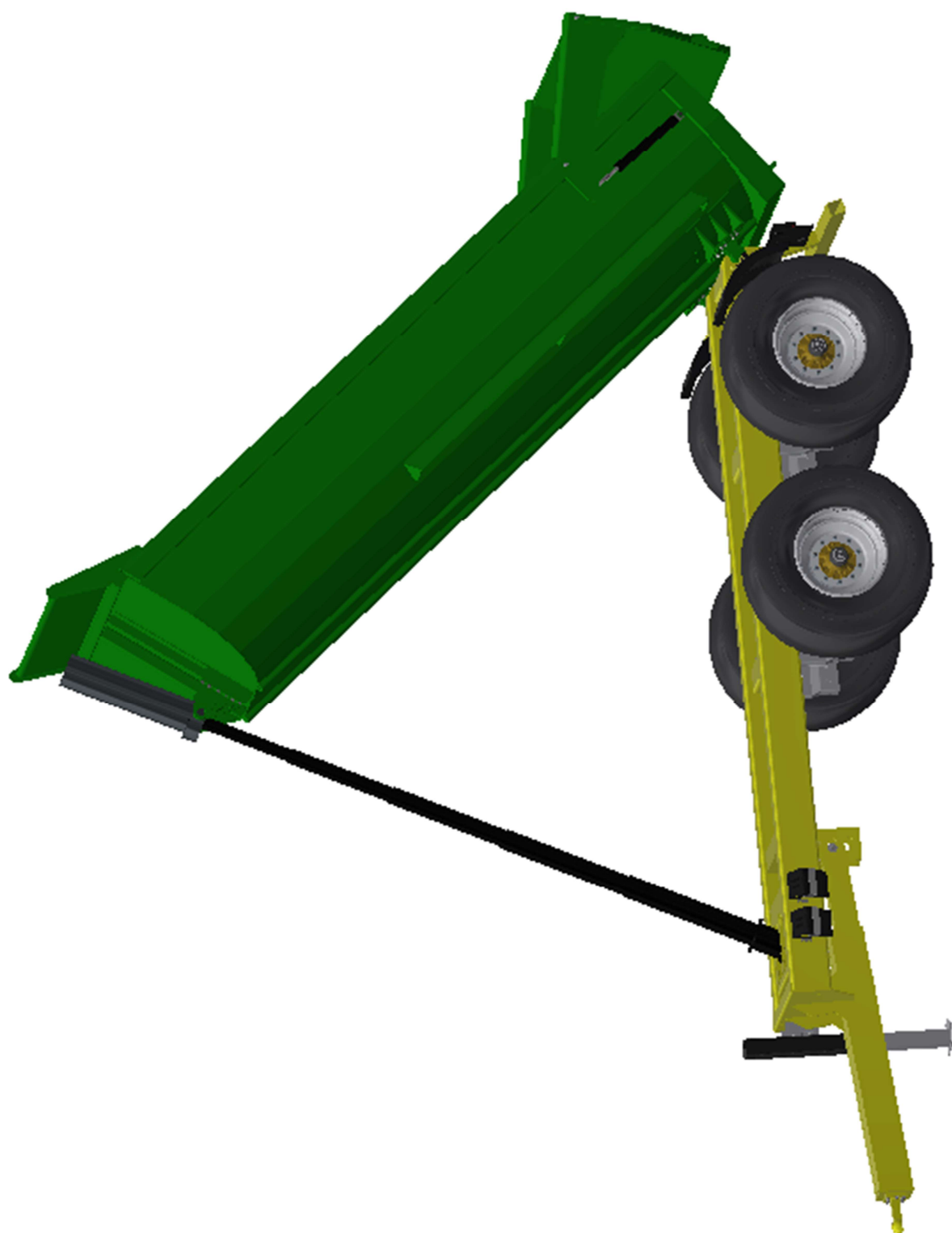
SEZNAM SAMOSTATNÝCH PŘÍLOH

Výkres celkové sestavy stavebního návěsu	1-DP-01
Výkres svařence vanové korby	1-DP-02
Výkres konzoly uložení korby	1-DP-03
Výkres žebra blatníku	1-DP-04

PŘÍLOHA 1 – NAVRŽENÁ SESTAVA STAVEBNÍHO NÁVĚSU – POHLED ZEPŘEDU

PŘÍLOHA 2 – NAVRŽENÁ SESTAVA STAVEBNÍHO NÁVĚSU – POHLED ZE ZADU



PŘÍLOHA 3 – NAVRŽENÁ SESTAVA STAVEBNÍHO NÁVĚSU – SKLÁPĚNÍ

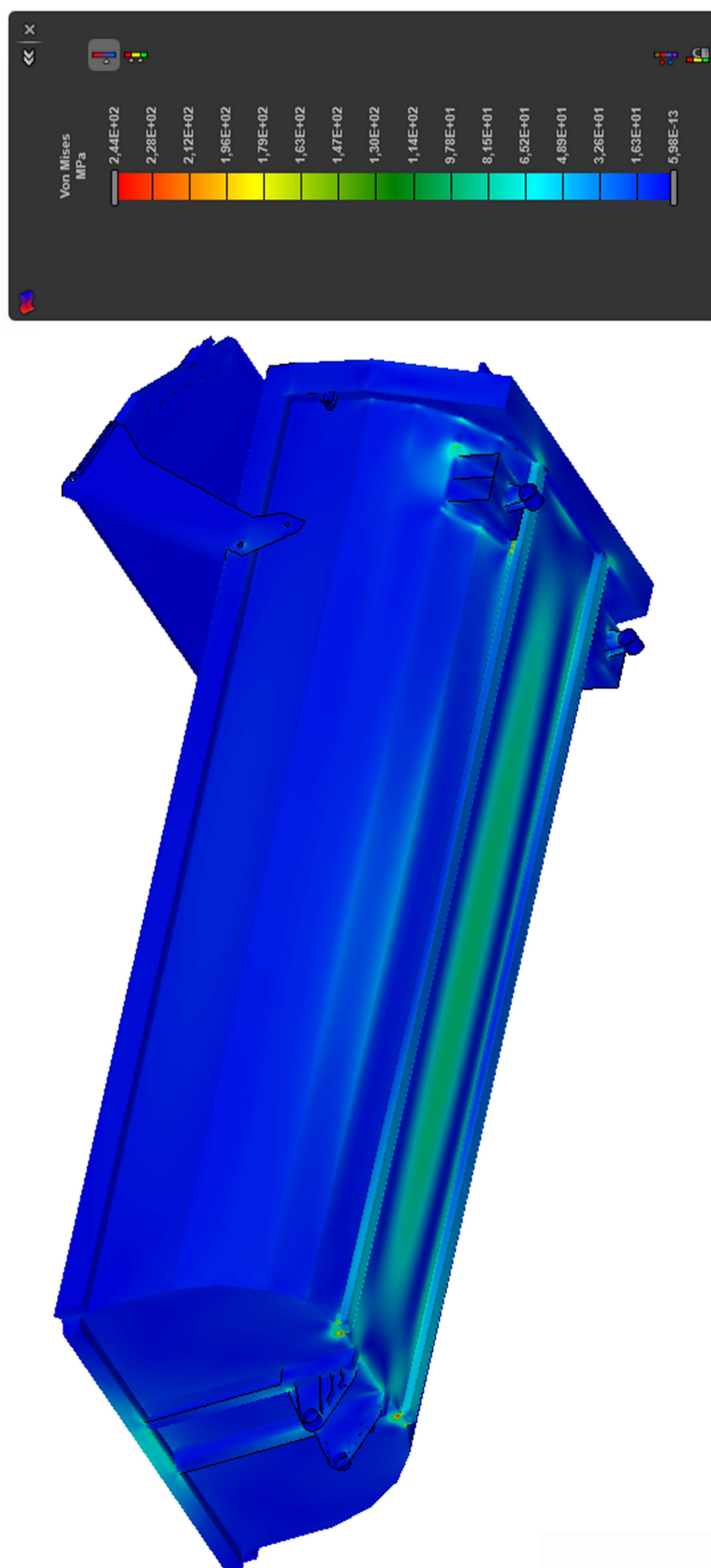
PŘÍLOHA 4 – POROVNÁNÍ ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ VYBRANÝCH NÁVĚSŮ VČETNĚ NÁVRHU

Porovnání základních parametrů vybraných návěsů včetně návrhu

	Krampe HP24	Annanburger HTS 22.15	Schwarzmueller Tx24	Vlastní konstrukční návrh
Maximální technicky přípustná hmotnost [kg]	24 000	22 000	24 000	24 000
Užitečná hmotnost [kg]	17 200 – 18 100	17 000	16 500	18 100
Vnitřní délka korby [mm]	5 650	5 600	5 400	5 400
Vnitřní šířka korby [mm]	2 300	2 190	2 330	2 200
Vnitřní výška korby [mm]	1 200	1 300	1 200	1 200
Objem korby [m³]	13	12,5	14	13,5
Celková výška návěsu [mm]	2 620	2 560	2 800	2 821
Celková délka návěsu [mm]	8 130	7 600	7 400	7 936
Počet náprav [-]	2	2	2	2
Umístění hydromotoru pro zdvih korby	v přední části	v přední části	ve střední části	v přední části
Způsob zdvihu zadního čela	hydraulický	hydraulick	hydraulický	hydraulický
Typ závěsného zařízení	spojka K80	spojka K80	spojka K80	spojka K80

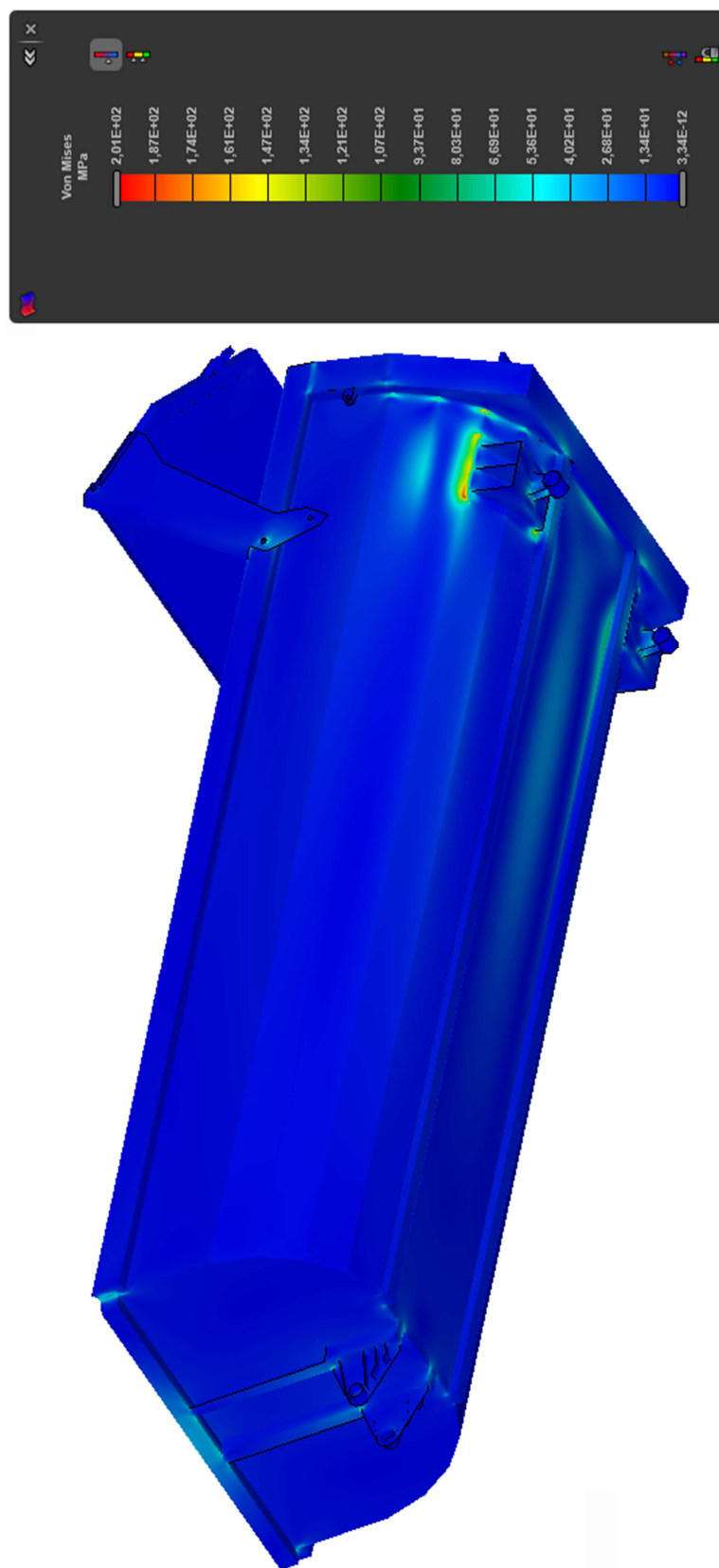
PŘÍLOHA 5 – PRŮBĚH NAPJATOSTI, POČÁTEK VYKLÁPĚNÍ – ÚHEL KORBY 1°

Průběh napjatosti dle teorie HMM, maximální napětí 244 MPa, deformace 1:1



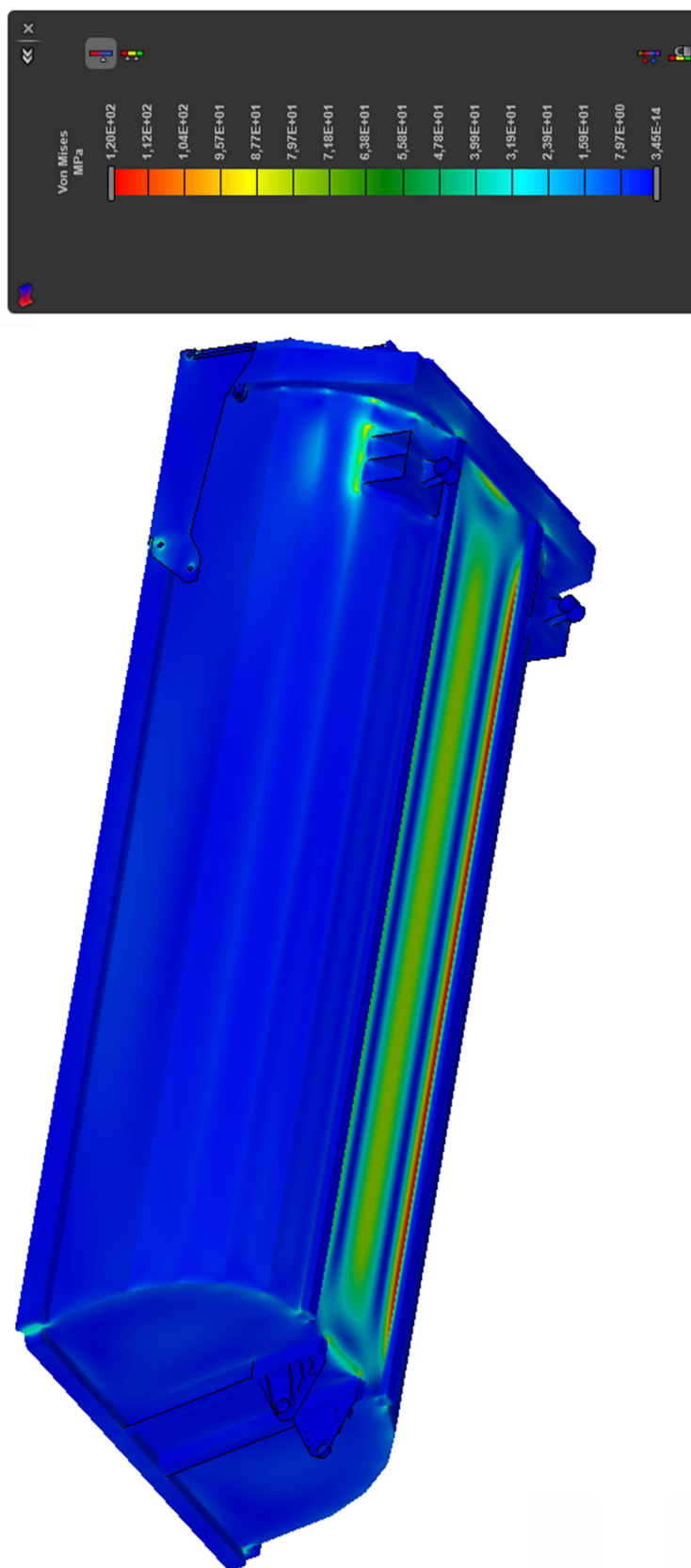
PŘÍLOHA 6 – PRŮBĚH NAPJATOSTI, KONEC VYKLÁPĚNÍ – ÚHEL KORBY 50°

Průběh napjatosti dle teorie HMM, maximální napětí 201 MPa, deformace 1:1



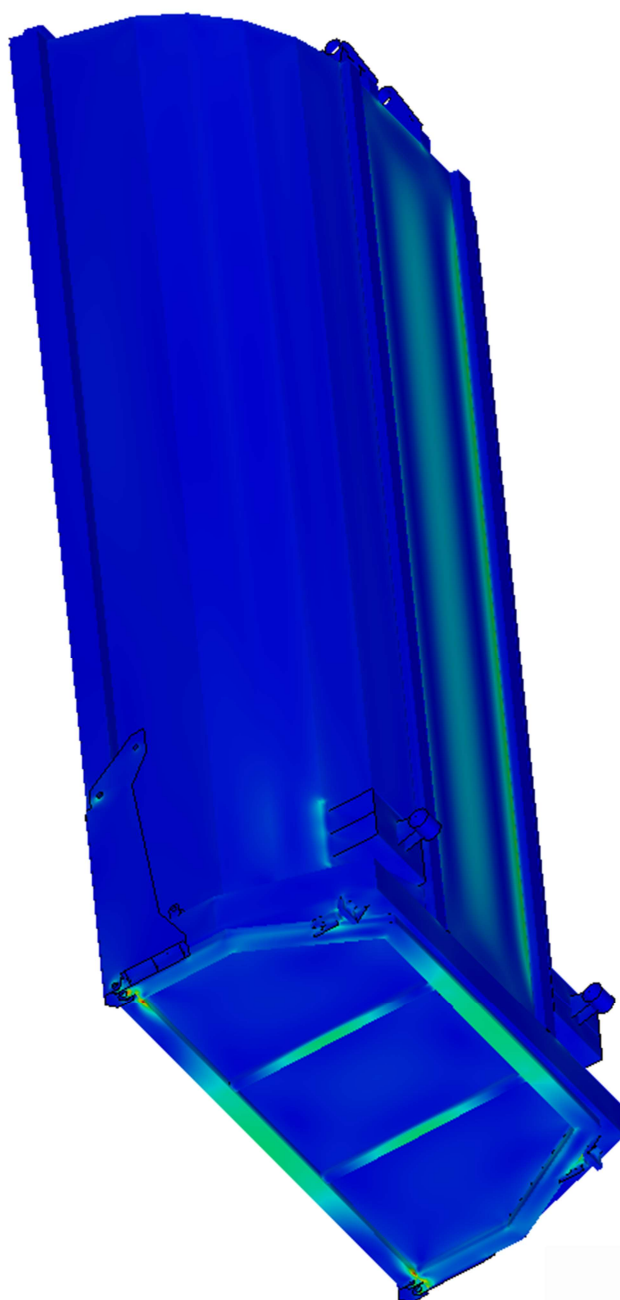
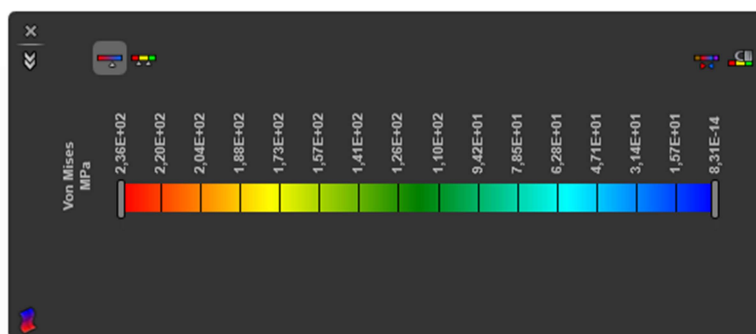
PŘÍLOHA 7– PRŮBĚH NAPJATOSTI, STÁNÍ NEBO JÍZDA KONSTANTNÍ RYCHLOSTÍ

Průběh napjatosti dle teorie HMM, maximální napětí 120 MPa, deformace 1:1



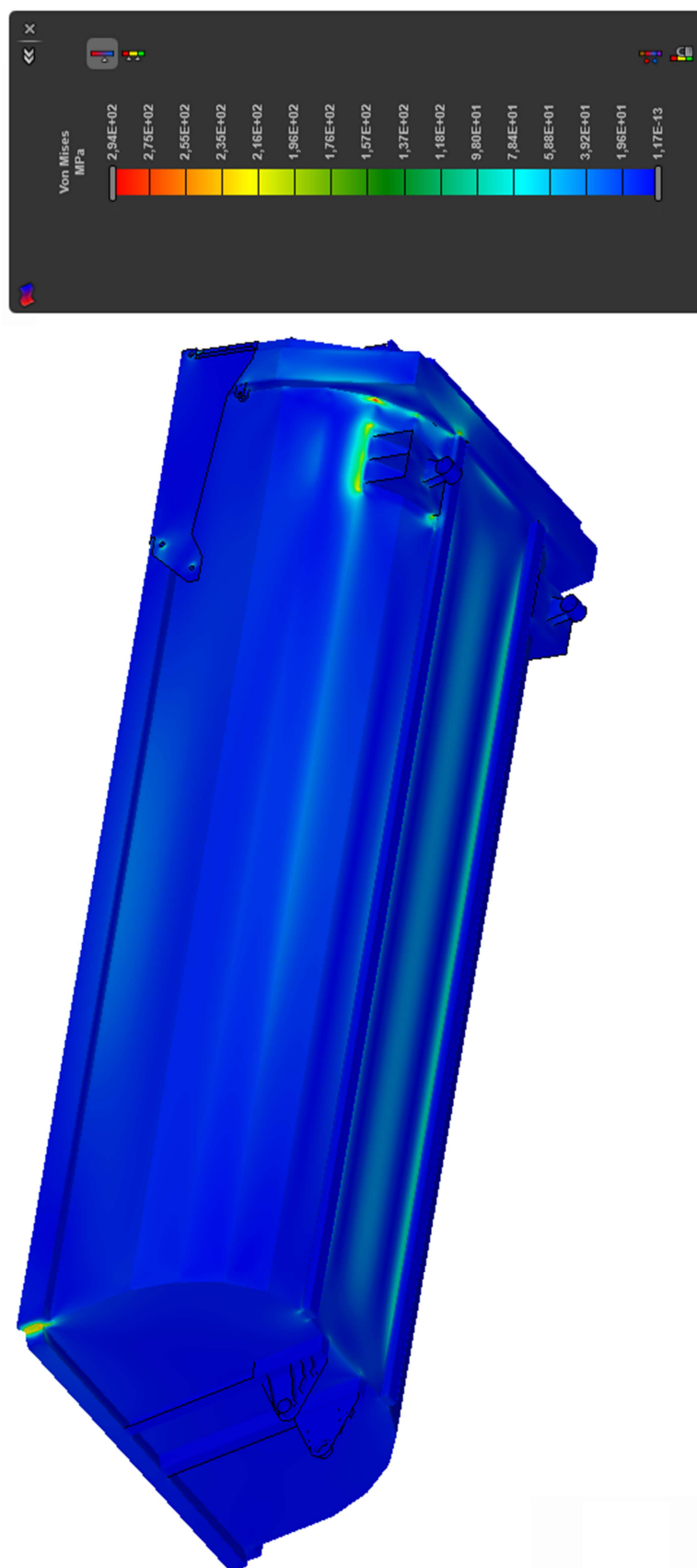
PŘÍLOHA 8 – PRŮBĚH NAPJATOSTI, AKCELERACE

Průběh napjatosti dle teorie HMH, maximální napětí 236 MPa, deformace 1:1



PŘÍLOHA 9 – PRŮBĚH NAPJATOSTI, PRŮJEZD ZATÁČKOU

Průběh napjatosti dle teorie HMH, maximální napětí 294 MPa, deformace 1:1



PŘÍLOHA 10 – PRŮBĚH NAPJATOSTI, BRZDĚNÍ

Průběh napjatosti dle teorie HMM, maximální napětí 206 MPa, deformace 1:1

