



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

**KONCEPČNÍ NÁVRH PŘEPRAVNÍHO VOZU PRO
DOMESTIKOVANÉ ZVÍŘE**

THE CONCEPT DESIGN OF THE TRANSPORT VEHICLE FOR A DOMESTIC ANIMAL

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Josef Tvrdý

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2015

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Josef Tvrď**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

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

Koncepční návrh přepravního vozu pro domestikované zvíře

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh přepravního vozu, který bude přepravovat v rámci silniční dopravy domestikované zvíře (kůň, hovězí dobytek). Přepravní vůz navrhnete s ohledem na pohodlnost přepravy i pro zvíře.

Technické parametry podvozku:

Nosnost 1000 kg

Max rychlost dle legislativy

Maximální šířka podvozku 2550 mm (dle legislativy)

Cíle diplomové práce:

Proveďte:

Rešeršní rozbor přívěsných podvozků z oblasti přepravy zvířat s ohledem na podmínky legislativy.

Konstrukční návrh přípojného podvozku.

Rozbor dynamických silových účinků.

Pevnostní kontrola rámu přívěsného podvozku.

Nakreslete:

Sestavu přípojného podvozku.

Sestava svařence rámu.

Dílenské výkresy dle pokynů vedoucího DP.

Seznam literatury:

VLK, F.: Dynamika motorových vozidel. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. ISBN 80-23-5273-6.

PTÁČEK, P.: Přeprava nákladu v silniční dopravě, CERN, Brno, 2002, ISBN 80-7204-257-2.

Zákon č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, Ministerstvo dopravy a spojů, 10. leden 2001

EHK č. 55 – Směrnice : Jednotná ustanovení týkající se schvalování mechanických spojovacích částí jízdních souprav vozidel, Úřední věstník Evropské unie L 373, vydáno 2006.

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

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá koncepčním návrhem přívěsného vozu pro přepravu zvířete. Cílem práce je provést rešeršní rozbor podvozků pro přepravu zvířat, udělat konstrukční návrh přípojného podvozku a provést rozbor dynamických silových účinků. Dále zkontrolovat rám přívěsného podvozku metodou konečných prvků a vytvořit výkresovou dokumentaci.

KLÍČOVÁ SLOVA

rám přípojného podvozku, dynamická simulace, metoda konečných prvků (MKP), přeprava zvířat

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the concept design of the transport vehicle for a domestic animal. The aim of this work is to do the search of suspension types of trailers, to design frame and to drive a dynamic simulation of this trailer. Then check the frame with finite element method (FEM) and create construction drawings.

KEYWORDS

trailer frame, dynamic simulation, finite element method (FEM), animal transport



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TVRDÝ, J. *Koncepční návrh přepravního vozu pro domestikované zvíře*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 54 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 27.5.2016

.....

Josef Tvrďý



PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za cenné rady a odbornou pomoc. Dále bych rád poděkoval panu ing. Jozefu Steinhübloví ze společnosti KNOTT a v neposlední řadě patří můj dík rodičům a přítelkyni za podporu při celém studiu.



OBSAH

Úvod	9
1 Přeprava zvířat	10
1.1 Problémy v přepravě zvířat	10
1.2 Dopravní prostředky pro přepravu zvířat	10
2 Převážné vozy	11
2.1 Nákladní přívěsy	11
2.2 Obytné přívěsy	11
2.3 Přívěsy na přepravu zvířat	12
2.4 Speciální přívěsy	12
2.5 Nápravy přívěsů	12
2.6 Tažná zařízení přívěsů	15
3 Legislativa	16
3.1 Ochrana zvířat při přepravě	16
3.2 Zákony a nařízení týkající se silniční přepravy	16
3.2.1 Mezní rozměry	16
3.2.2 Osvětlení	17
3.2.3 Spojovací zařízení	17
4 Příklady vyráběných vozů	18
5 Požadavky na vůz	19
6 Vlastní konstrukční návrh	20
6.1 Volba nápravy	20
6.2 Volba spojovacího zařízení s nájezdovou brzdou	21
6.3 Návrh rámu	22
6.3.1 Materiál rámu	22
6.3.2 Prvky rámu	23
6.4 Nástavba přívěsného vozu	23
7 Rozbor dynamických silových účinků	25
7.1 Použitý software	25
7.2 Model pro dynamickou simulaci	25



7.2.1	Importovaná data.....	25
7.2.2	Tažné vozidlo a jeho nápravy	26
7.2.3	Přepravní vůz	26
7.2.4	Vazby	27
7.2.5	Parametry pneumatik	27
7.3	Nastavení pohybu	28
7.4	Profily cest.....	29
7.5	Výsledky simulace	29
8	Pevnostní kontrola rámu	33
8.1	Materiálové vlastnosti	33
8.2	Síťování a okrajové podmínky	33
8.3	Prvky a vazby	34
8.4	Náhrady	35
8.4.1	Nahrazení nápravy	35
8.4.2	Nahrazení spojovacího zařízení s nájezdovou brzdou	36
8.4.3	Nahrazení hmotnosti	36
8.5	Zátěžné stavy a výsledky pevnostní analýzy.....	37
8.5.1	Zatížení vlastní hmotností.....	38
8.5.2	Zatížení akcelerací	39
8.5.3	Zatížení průjezdem zatáčky	40
8.5.4	Zatížení brzděním	42
8.5.5	Zatížení z dynamické analýzy.....	44
9	Návrh a ověření úpravy rámu.....	47
	Závěr	49
	Použité informační zdroje	50
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	53
	Seznam příloh	54



ÚVOD

Diplomová práce se zabývá koncepčním návrhem přepravního vozu pro domestikované zvíře dle legislativních požadavků. Ty jsou poměrně přísné, protože je třeba přihlédnout k mnoha dalším předpisům, které se týkají přepravy zvířat. Zároveň je třeba brát ohled na předpisy týkající se silniční přepravy.

Samotný konstrukční návrh je proveden jako tvorba virtuálního trojrozměrného modelu a ověření jeho chování, jak z pohledu dynamických silových účinků, tak i z pohledu pevnostní analýzy. Dynamická simulace pomohla získat data bližší reálnému použití přívěsu v silniční přepravě zvířat a následně mohla být tato data využita do pevnostní analýzy.

Všechny výsledky dynamických i pevnostních kontrol byly pečlivě analyzovány a na jejich základě bylo ověřeno, zda je rám podvozku přepravního vozu navržen správně.



1 PŘEPRAVA ZVÍŘAT

Přeprava zvířat je nedílnou součástí jejich chovu. Zvířata je třeba přepravovat například k veterinární kontrole, na různé přehlídky a výstavy, závody a soutěže nebo při prodeji. Problematika přepravy zvířat je komplikovanější o to, že se jí je třeba zabývat jak s ohledem na zákony a nařízení týkající se přepravy zvířat a jejich komfortu, tak s ohledem na obecnou přepravu nákladu v silniční dopravě.

1.1 PROBLÉMY V PŘEPRAVĚ ZVÍŘAT

Pro přepravu zvířat z pohledu „welfare“ (etiky chovu zvířat) je důležité již prvotní rozdělení, zda se jedná o přepravu komerčního nebo nekomerčního rázu. Rozdíly mezi těmito dvěma druhy přepravy jsou poměrně malé, pojednává o nich *Vyjádření k právní úpravě povinností při přepravě zvířat, včetně koní, z hlediska ochrany zvířat* [27]. Obecně lze říci, že chovatel, který veze své zvíře na závody, nevykonává komerční činnost. Naproti tomu pokud veze například býka na jatka, již se o komerční činnost jednat může. Dále jsou pro jednotlivá zvířata předepsané dávky krmiva, které by mělo zvíře dostat, po jaké době má mít možnost se napít, případně jak často musí být zastávka a jak dlouho má trvat. Dalšími požadavky jsou rozměry podlahových ploch na jedno zvíře nebo například množství zvířat, která mohou být transportována společně.

1.2 DOPRAVNÍ PROSTŘEDKY PRO PŘEPRAVU ZVÍŘAT

Obecně smí být zvířata přepravována pouze prostředky k tomu účelu schválenými. Přeprava může probíhat po zemi, po vodě, nebo vzduchem, podle toho na jakou vzdálenost a v jakých podmínkách se odehrává. Vždy musí být co nejméně stresující pro zvíře, proto jsou někdy zvířata uspávána, především před dlouhými cestami. Podstatné je co nejvíce omezit stresující faktory působící na zvířata. Těmi jsou především hluk, vibrace a pro zvíře pohyb nezvyklým směrem. Dalšími faktory jsou teplota při přepravě, dostatek potravy a především vody, a způsob nakládání a vykládání, kdy by mělo být co nejvíce minimalizováno použití donucovacích prostředků. Dopravní prostředky jsou tedy vždy specializované přímo na tento úkol, schválené a označené dle příslušných předpisů.



2 PŘEPRAVNÍ VOZY

Přepravení vozy jsou přívěsná vozidla tažená automobilem. Přívěsy lze rozdělit do skupin dle jejich použití. Obecný trend je vyrábět pokud možno univerzální přívěs, nebo alespoň jeho podvozek, aby byly náklady na vývoj a výrobu co nejvíce minimalizovány. To však s sebou nese kompromisy především v nemožnosti konfigurace přívěsu přesně na míru zákazníka. Pokud zákazník přesto přívěs na zakázku potřebuje, pak je jeho cena mnohem vyšší než u standardního řešení. Dále také platí, že výrobce nástavby přívěsu bývá někdo jiný, než výrobce podvozku. Nejčastějšími druhy přívěsů jsou tedy přívěsy nákladní, obytné, přívěsy na přepravu zvířat a přívěsy speciální.

2.1 NÁKLADNÍ PŘÍVĚSY

Nákladní přívěsy se používají výhradně pro přepravu pevného či sypkého materiálu, takový přívěs je vidět na obrázku 1, nebo například pro převoz automobilů. Přívěsy se dělí dle nosnosti, počtu náprav a například způsobu vykládání. Co se kvality odpružení týče, jsou tyto přívěsy proti ostatním poměrně nenáročné, nicméně samozřejmě ani zde nesmí docházet k odskakování prázdného přívěsu, či k nemožnosti dalšího propnutí naloženého přívěsu. Přívěsy pro větší nosnosti jsou brzděny vzduchem.



Obr. 1 Nákladní přívěs [11]

2.2 OBYTNÉ PŘÍVĚSY

Obytné přívěsy jsou přívěsy s nástavbami vhodnými k obývání, většinou během dovolené. Dříve byly jejich prodeje vyšší, nyní si zákazníci raději obytný vůz půjčí pouze na dobu, kdy jej nezbytně potřebují. Nástavby jsou vyráběny v různých stupních výbavy od nejlevnějších poměrně jednoduchých nástaveb, až po velmi luxusní přívěsy nabízející svým obyvatelům veškerý luxus pětihvězdičkového hotelu. Z nejznámějších výrobců jsou to například firmy Fend, Adria nebo například firma Hymer (viz obr. 2). Obytné přívěsy jsou vždy přívěsy velkých rozměrů, u kterých je potřeba velmi kvalitní odpružení. Dalším problémem je velká boční plocha, obvykle ještě mnohem větší než u přepravníků na zvířata, což má za následek již poměrně značný vliv bočního větru. Vzhledem k tomu u obytných přívěsů má význam i jejich stabilizace, která sice patří do nepovinné výbavy, ale je vhodná. Ta dokáže vyhodnocovat velmi

rychle data ze snímačů zrychlení a s použitím těchto dat poté stabilizovat přívěs i za silně nepříznivých provozních podmínek.



Obr. 2 Obytný přívěs značky Hymer [10]

2.3 PŘÍVĚSY NA PŘEPRAVU ZVÍŘAT

Tyto přívěsy slouží výhradně k přepravě zvířat a firmy, které je vyrábí, jsou obvykle úzce specializovány právě na tento typ přívěsů. Na rozdíl od nákladních přívěsů, při výrobě těchto přepravníků musí výrobce dokázat splnit přísnější kritéria z důvodu ochrany zvířat a jejich komfortu při přepravě. Proto je potřeba používat například lépe odpružené nápravy přívěsných vozů.

2.4 SPECIÁLNÍ PŘÍVĚSY

Do speciálních přívěsů lze počítat například přívěsy ze stavebního průmyslu. Do těch patří různé betonové pumpy a kompresory. Dále lze do speciálních přívěsů řadit například přívěsy pro občerstvení, předváděcí a reklamní přívěsy, převozní stánky s občerstvením, přívěsy sloužící k přepravě bicyklů či lodí, vojenské podvozky a další. Tyto speciální vozy jsou vždy vyráběny přímo na míru zákazníkovi a z tohoto důvodu velké individualizace a nízkého počtu stejných vyrobených kusů jsou také dražší. Nicméně i tak se jejich výrobou živí mnoho firem, protože naopak zisky z jednotlivých kusů jsou nejvyšší.

2.5 NÁPRAVY PŘÍVĚSŮ

V přívěsové technice se používají především tuhé a nezávisle odpružené nápravy. Odpružení je provedeno pomocí listových pružin, lineárních pružin, torzních tyčí, případně různých gumových elementů nebo vzduchovými vaky. Tuhost odpružení by měla odpovídat faktu, že kola prázdného vozu nesmí ztrácet kontakt s vozovkou, tedy takzvaně odskakovat, zatímco plně naložený vůz musí ještě dovolovat propružení při přejezdu nerovnosti. Z tohoto důvodu jsou tedy obzvláště vhodné způsoby odpružení s jistou progresivitou, kdy je křivka tuhosti z počátku lineární a při vyšším zatížení progresivní tak, aby nebyly příliš vysoké zdvihy.



ODPRUŽENÍ POMOCÍ LISTOVÝCH PRUŽIN

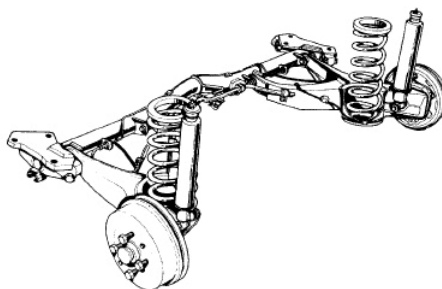
Tento způsob odpružení patří k nejjednodušším, nejlevnějším, ale také nejméně výhodným způsobům z hlediska kvality odpružení. Listová pružina je svazek plátů z pružinové oceli (viz obr. 3), a protože při propružení mění svoji délku, musí být uložena v otočných čepech na podpěře nebo třmenu. Výhodou listových pružin je jejich schopnost přenášet i boční síly. Běžně se tento způsob odpružení používá pro tuhé, tedy závislé nápravy. Kvůli tomu může docházet ke ztrátě kontaktu kola s vozovkou častěji v porovnání s ostatními způsoby odpružení, což je nežádoucí. Další nevýhodou je tření, které vzniká při deformaci pružiny mezi listy. Tento způsob odpružení se dnes používá především u těžkých přívěsů pro nízké rychlosti.



Obr. 3 Listová pružina [7]

ODPRUŽENÍ POMOCÍ LINEÁRNÍCH PRUŽIN

Používají se lineární pružiny tlačné, a to vinuté tlačné pružiny, případně i progresivní tlačné pružiny. Opět je výhodou nízká cena, je možnost progresivity pružiny třemi konstrukčními úpravami, a to pomocí proměnlivého průměru drátu, proměnlivým průměrem celé pružiny a proměnlivým stoupáním závitů. Takový podvozek ale musí být doplněn o tlumiče odpružení proto, že ocelové dráty nemají téměř žádné vlastní tlumení. To je vidět na obrázku 4.

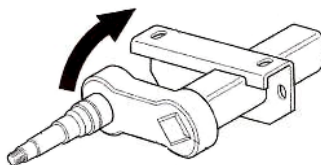


Obr. 4 Náprava odpružená pomocí vinutých pružin [3]

ODPRUŽENÍ POMOCÍ TORZNÍCH TYČÍ

Toto odpružení je možné v obou variantách, jak nezávislé, tak i závislé. Nezávislá varianta používá dvě torzní čtyřhranné nebo kruhové tyče uložené na každé straně trubky nápravy

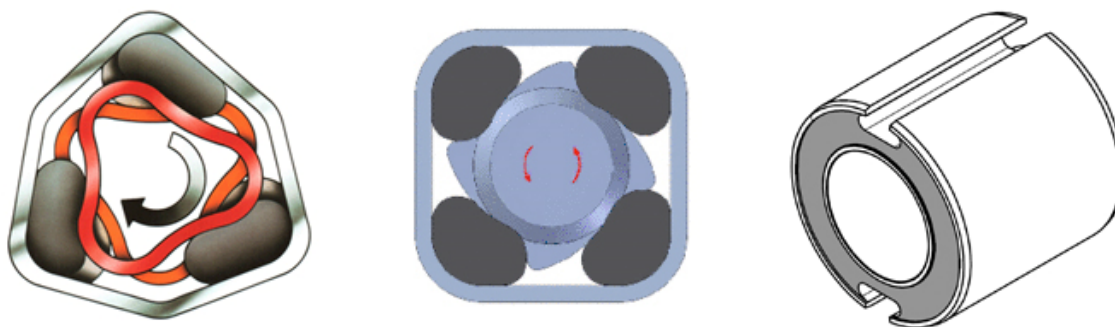
s předpětím. Tento způsob je nejčastěji používán u obytných vozů, případně tam, kde je potřeba, aby při dobrém komfortu přepravy fungovalo odpružení správně i za nízkých teplot. Ramena náprav je třeba dovybavit tlumiči vzhledem k nízkému vlastnímu tlumení samotných torzních tyčí. Princip funkce je patrný z obrázku číslo 5.



Obr. 5 Princip funkce torzní nápravy [22]

ODPRUŽENÍ POMOCÍ GUMOVÝCH ELEMENTŮ

Do této skupiny patří různá technická řešení firem zabývajících se výrobou těchto náprav. Obecně se jedná o odpružení gumovými pruty nebo gumovými silentbloky. Jak je patrné z obrázku 6, dané řešení je pro každou firmu lehce odlišné, například KNOTT využívá k odpružení čtyři gumové pruty na každé straně nápravy, firma AL-KO má systém se třemi gumovými pruty na každé straně nápravy [1, 2, 13, 20]. Gumové silentbloky jsou používány firmou KNOTT a jejich velkou výhodou je možnost nastavení odpružení na základě přání zákazníka jejich vyskládáním. Silentblok se skládá z vnitřního a vnějšího kroužku, mezi kterými je navulkanizovaná guma. Na vnějším obvodu silentbloku jsou pak drážky, kterými se nalisuje do trubky nápravy. Samotný silentblok je navařený na rameni nápravy. Rameno tedy poté vykonává rotační pohyb kolem osy trubky nápravy a torzně namáhá silentbloky [1, 20].



Obr. 6 Odpružení gumovými elementy, zleva AL-KO, KNOTT a silentblok KNOTT [1, 2, 13]

ODPRUŽENÍ POMOCÍ VZDUCHOVÝCH VAKŮ

Tento způsob odpružení se již běžně nevyskytuje u jednoduchých lehkých přívěsů, ale spíše u větších a těžších, kde je zároveň potřeba kvalitnější odpružení než listovými pružinami, případně pokud má přívěsný vůz být schopný rychlé jízdy (více než 80 km/h). Využívá k pružení stlačitelnost plynu a má vždy progresivní deformační charakteristiku. Tento systém



je však sofistikovanější a tím pádem i nákladnější, pro odpružení přepravních vozů na zvířata se prakticky nepoužívá. Výrobci používají různé koncepce, na obrázku 7 je vidět technické řešení firmy Silent Drive.



Obr. 7 Odpružení pomocí vzduchových vaků [23]

2.6 TAŽNÁ ZAŘÍZENÍ PŘÍVĚSŮ

Tažná zařízení lze zjednodušeně rozdělit na pevné a výškově stavitelné oje. Pevné oje se používají především při tažení vozů během jejich celé životnosti stejným typem vozidla, naopak pokud se vozidla mohou měnit, pak je výhodnější použít výškově nastavitelné tažné zařízení (viz obr. 8), kterým lze vyrovnat výšku tažného zařízení na straně tažného vozidla. Tažná zařízení mohou být vybavena nájezdovou brzdou. Další možností je použití speciálního tažného zařízení, které dokáže vyrovnávat rozdíly v zatížení. To se používá u těžších přívěsů pro správné držení roviny taženého i tažného vozidla a to i při brzdění, kdy nedochází k tlaku na závěsné zařízení a nadzvedávání přední nápravy tažného vozidla, což může vést v nejhorším případě i ke ztrátě trakce a schopnosti zatočit. Jednodušší variantou jsou stabilizační přívěsové klouby, které fungují na principu třecího spojení mezi tažnou koulí a tažným zařízením.



Obr. 8 Výškově stavitelné tažné zařízení firmy KNOTT [4]

3 LEGISLATIVA

Legislativní problém vztahující se k tomuto tématu lze rozdělit do dvou částí, a to na legislativu týkající se zvířat, jejich přepravy a etiky chovu, a legislativní nařízení týkající se obecně přepravy nákladů po veřejných komunikacích.

3.1 OCHRANA ZVÍŘAT PŘI PŘEPRAVĚ

V Českém právním řádu jsou obsažena pouze ustanovení nezbytná pro zajištění aplikace tohoto nařízení v ČR, a ustanovení týkající se přepravy zvířat, která není upravena nařízením. Nařízením není upravena přeprava, která se neuskutečňuje v souvislosti s hospodářskou činností, a přeprava hospodářských zvířat do vzdálenosti nejvýše 50 km nebo v rámci hospodářství.

Oblast ochrany zvířat při přepravě je v České republice v současné době upravena především těmito právními předpisy:

- 1) Nařízení Rady (ES) č. 1/2005 ze dne 22. prosince 2004 o ochraně zvířat během přepravy a souvisejících činností [12]
- 2) Zákon č. 246/1992 Sb., na ochranu zvířat proti týrání, ve znění pozdějších předpisů [30]
- 3) Vyhláška č. 4/2009 Sb., o ochraně zvířat při přepravě [25]

3.2 ZÁKONY A NAŘÍZENÍ TÝKAJÍCÍ SE SILNIČNÍ PŘEPRAVY

Problematiky přepravy zvířat po veřejných komunikacích se týká především zákon č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích [29], přípojných vozíků se navíc týká předpis č. 55 Evropské hospodářské komise Spojených národů, který se věnuje mechanickým spojovacím zařízením [6].

Dalším důležitým předpisem je vyhláška 341/2014 o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích [26]. Podle tohoto předpisu se v našem případě jedná o vozidlo spadající do kategorie O₂. Do této kategorie patří přípojná vozidla, jejichž nejvyšší přípustná hmotnost převyšuje 750 kg, avšak nepřevyšuje 3500 kg. Nejvyšší povolená rychlost je 80 km/h pokud ministerstvo nestanoví při schvalování jinak. Dále jsou v tomto předpise vypsány podmínky pro osvětlení, kola, a další detaily [26,29].

3.2.1 MEZNÍ ROZMĚRY

Pro kategorii vozidel O₂ platí maximální šířka 2550 mm, nejvyšší povolená výška 4000 mm, největší povolená délka v součtu s tažným vozidlem 18750 mm. Maximální hmotnost přípojného vozidla kategorie O₂ smí být 3500 kg. [26]



3.2.2 OSVĚTLENÍ

Pro přívěs jsou povinná světla přední obrysová (při šířce přívěsu nad 1600 mm), která musí být maximálně 150 mm od vnějšího obrysu na šířku a 250 až 1500 mm vysoko. Dále jsou potřeba dvě přední odrazky, opět maximálně 150 mm od vnějšího obrysu na šířku a 250 až 900 mm vysoko. [5]

Povinné jsou i boční odrazky, které musí být maximálně 900 mm nad zemí. Nejpřednější odrazka nesmí být od předku vozidla dále než 3 m. Vzdálenost mezi jednotlivými odrazkami nesmí přesahovat 3 m. Vzdálenost mezi nejzadnější boční odrazkou a zádí vozidla nesmí překročit 1 m, minimálně jedna odrazka musí být v prostřední třetině délky. [5]

Zadní odrazka musí mít trojúhelníkový tvar a musí být maximálně 400 mm od okraje vozidla na šířku, na výšku pak 250 až 900 mm od země. Zadní blikáče, zadní obrysová a brzdová světla musí být také maximálně 400 mm od okraje vozidla, na výšku pak 350 až 1500 mm od země. Zadní couvací světlo ani zadní mlhové světlo není omezené na šířku, na výšku musí být 250 až 1200 mm vysoko. [5]

Z těchto rozměrů vyplývá, že pokud jsou zadní svítilny sdružené, pak musí být umístěny maximálně 400 mm od okraje vozidla a minimálně 350 mm nad zemí [5]. Příklad sdružené svítilny je vidět na obrázku 9.



Obr. 9 Příklad zadní sdružené svítilny firmy VAPP [28]

3.2.3 SPOJOVACÍ ZAŘÍZENÍ

Do spojovacího zařízení patří obecně vše, čím je spojeno tažné vozidlo s přívěsem, jedná se tedy především o oje, spojovací zařízení s koulí ISO a tažná zařízení na tažných vozidlech. Jednotlivým spojovacím zařízením se dále věnuje [6].

4 PŘÍKLADY VYRÁBĚNÝCH VOZŮ

V této kapitole je uvedeno několik různých konstrukčních řešení, které lze najít na trhu. Česká společnost VEZEKO s.r.o. z Velkého Meziříčí má ve své nabídce několik přepravníků na koně v jedno, dvou (viz obr. 10) až třinápravovém provedení podle počtu převážených koní a míry jejich komfortu. Všechna tyto vozy jsou vybaveny brzdami, jsou uzpůsobeny přímo pro převoz koní, takže mají polstrování, okopový pás, odnímatelnou středovou přepážku (provedení pro dva koně). [17]



Obr. 10 VEZEKO Sirius [17]

Z mezinárodních výrobců lze jmenovat například německou firmu Westfalia Trailer Systems GmbH vyrábějící mnoho druhů různých podvozků a nadstaveb, včetně těch pro přepravu koní. Lze vybírat dle stupňů výbavy od jednodušších a levnějších přepravníků, až po ty největší a nejluxusnější, které jsou vybaveny například místností pro obsluhu, zásobníkem vody, sprchou a samotný podvozek má nezávislé odpružení. Mezi luxusní přepravníky patří například Westfalia XXL na obr. 11. [15]



Obr. 11 Westfalia XXL [15]



5 POŽADAVKY NA VŮZ

Základními požadavky na přepravní vůz jsou tedy dle zadání tyto:

Nosnost	1000 kg
Maximální rychlost	80 km/h (dle legislativy [26])
Maximální šířka podvozku	2550 mm (dle legislativy [26])

Požadavky vycházející z legislativy přepravy zvířat jsou patrné z tabulky 1:

Tab. 1 Velikost prostor pro přepravu koní nesouvisející s hospodářskou činností [16]

Kategorie zvířat		Minimální podlahová plocha na jedno zvíře v [m ²]	Minimální rozměry stání na jedno zvíře v [m]
Dospělí koně		1,75	0,7 x 2,5
Mladí koně (6 až 24 měsíců)	cesta do 48 hod.	1,20	0,6 x 2,0
	cesta nad 48 hod.	2,40	1,2 x 2,0
Poníci (výška do 144 cm)		1,08	0,6 x 1,8
Hříbata do 6 měsíců		1,40	1,0 x 1,4

Z této tabulky vyplývá, že pro přepravu koní všech věkových kategorií je třeba vůz s minimální podlahovou plochou 2,40 m², o šířce 1,2 m a délce 2,5 m. Z těchto rozměrů tedy vychází minimální návrhová užitná plocha 3 m². Pro skot neexistují přesně dané rozměry, pouze minimální plocha, a i pro nejtěžší kategorii (velmi těžký dospělý skot) s přibližnou hmotností zvířete nad 700 kg je minimální podlahová plocha na jedno zvíře nad 1,60 m², proto bude počítáno s rozměry koní.

6 VLASTNÍ KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Vlastní konstrukční návrh bude proveden dle zadaných minimálních a maximálních rozměrů vycházejících z legislativních požadavků jako 3D model vytvořený v programu Autodesk Inventor. Rám je svařenec z obdélníkových profilů.

6.1 VOLBA NÁPRAVY

Náprava byla vybrána podle požadavku na šířku vozidla, únosnost a její bezúdržbovost. Použita je brzděná náprava firmy KNOTT model GB15MV s nosností do 1500 kg a roztečí šroubů kol 112 x 5. Model této nápravy je vidět na obrázku 12. Zális kol ET je v rozmezí -5 až 35 mm, rozteč šroubů pro připojení k rámu vozu je 1600 mm. Z těchto rozměrů vychází vzdálenost mezi středy kol 2070 mm a tedy při volbě pneumatik šíře 185 mm je celková šíře přípojného vozu 2220 mm. Vůz je jen nepatrně širší než běžný osobní automobil.

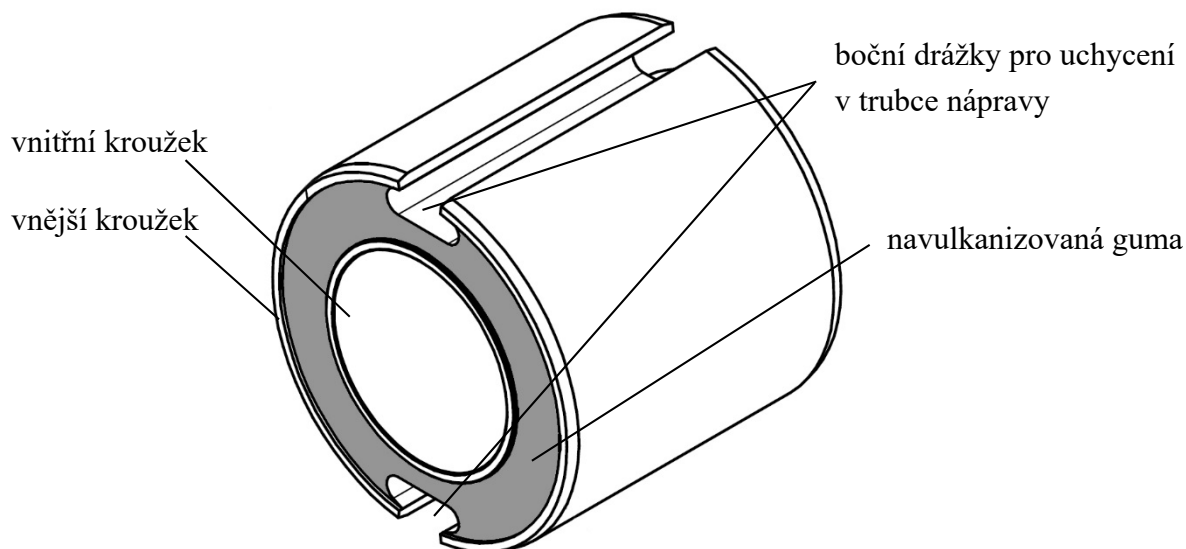


Obr. 12 Náprava KNOTT GB15MV [1]

Náprava je odpružena pružnými torzními elementy tuhosti H a W, což je pro přepravu koní vhodné řešení. Tyto elementy mají do propružení 15 ° lineární charakteristiku, při větším úhlu se již chovají progresivně. Dalšími možnostmi odpružení náprav by bylo klasické odpružení vinutými pružinami s použitím tlumičů, či například také torzní tlumení s využitím dlouhých gumových prutů nebo kovových torzních tyčí. V dnešní době jsou automaticky tyto nápravy nezávislé, tedy každé kolo kopíruje terén pod sebou. [1, 20]



Princip funkce gumových torzních elementů KNOTT je takový, že mezi vnitřní a vnější kovový kroužek je navulkanizovaná guma. Celé silentbloky (viz obr. 13) jsou navařené na tyči ramena nápravy a nalisovány do kruhového mostu nápravy. Zde jsou zajištěné proti pootočení zasunutím výběžků mostu nápravy do drážek na silentblocích. Následně tedy rameno nápravy vykonává rotační pohyb kolem osy mostu nápravy a torzně namáhá silentbloky, které tímto obstarávají pružení a tlumení pohybu nápravy. [1, 20]



Obr. 13 Silentblok firmy KNOTT [1]

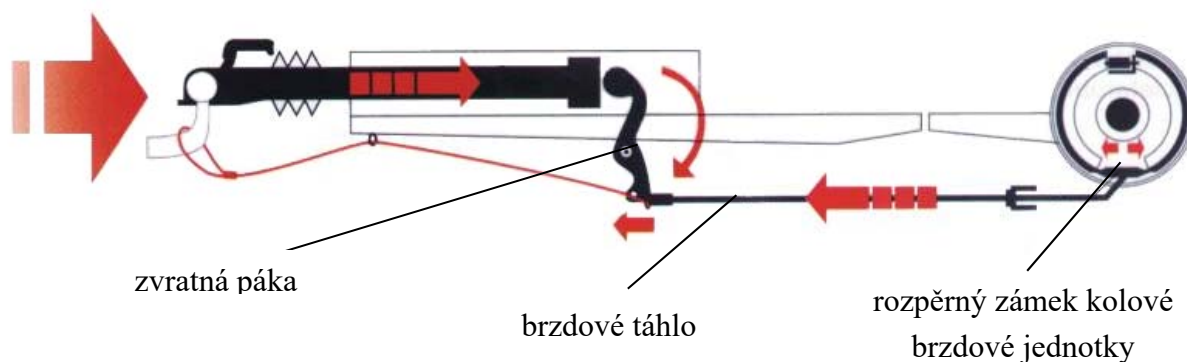
6.2 VOLBA SPOJOVACÍHO ZAŘÍZENÍ S NÁJEZDOVOU BRZDOU

Oj, jako část vozidla sloužící k tažení přívěsného vozu tažným vozidlem, byla vybavena nájezdovou brzdou od firmy KNOTT, přesněji modelem KF17-E (viz obr. 14). Toto spojovací zařízení s nájezdovou brzdou s hmotností 16 kg je uzpůsobeno pro uchycení na V-oje a má maximální možné svislé zatížení tažného zařízení 100 kg.



Obr. 14 Nájezdová brzda KNOTT [1]

Nájezdová brzda je nutností u přívěsných vozů s touto hmotností a její princip je zřejmý z obrázku číslo 15. Pokud tažné vozidlo brzdí, přívěs tlačí setrvačnou silou na nájezdovou brzdou a ta, přepákováním, vyvine brzdovou sílu na brzdovém bubnu přívěsného vozu. Pokud je tedy rychlost tažného vozu stejná s rychlostí přívěsu, nedochází k brzdění. Navíc je tato nájezdová brzda vybavena zpětnou automatikou, a tak není problém s přívěsem couvat. Nedochází při tom k brzdění.



Obr. 15 Princip funkce nájezdové brzdy [2]

6.3 NÁVRH RÁMU

Rám samotný je vytvořen v prostředí Autodesk Inventor, kde byl nejprve vytvořen základní 2D náčrt s rozměry. Profily byly použité dle normy ČSN obdélníkové. U rámu bylo vycházeno z předpokladu, že přívěsný vůz bude používán k pohodlné přepravě jednoho dospělého zvířete. Z legislativních požadavků vyplývá, že pro použití vozu k přepravě dospělých koní musí být ložná plocha dlouhá minimálně 2500 mm a široká 700 mm po celé délce. Pokud je přívěs použit pro přepravu mladých koní a cestu delší než 48 hodin, nejmenší možná šířka je 1200 mm. Protože se vzhledem k nosnosti vozu přímo nabízí možnost použít jej i k přepravě dvou kusů zvířat, byla zvolena šířka podlahové plochy 1600 mm umožňující při úpravě interiéru přepravu dvou dospělých jedinců stojících vedle sebe a oddělených od sebe přepážkou. Obecně ale je vůz navrhován na přepravu jednoho dospělého koně.

6.3.1 MATERIÁL RÁMU

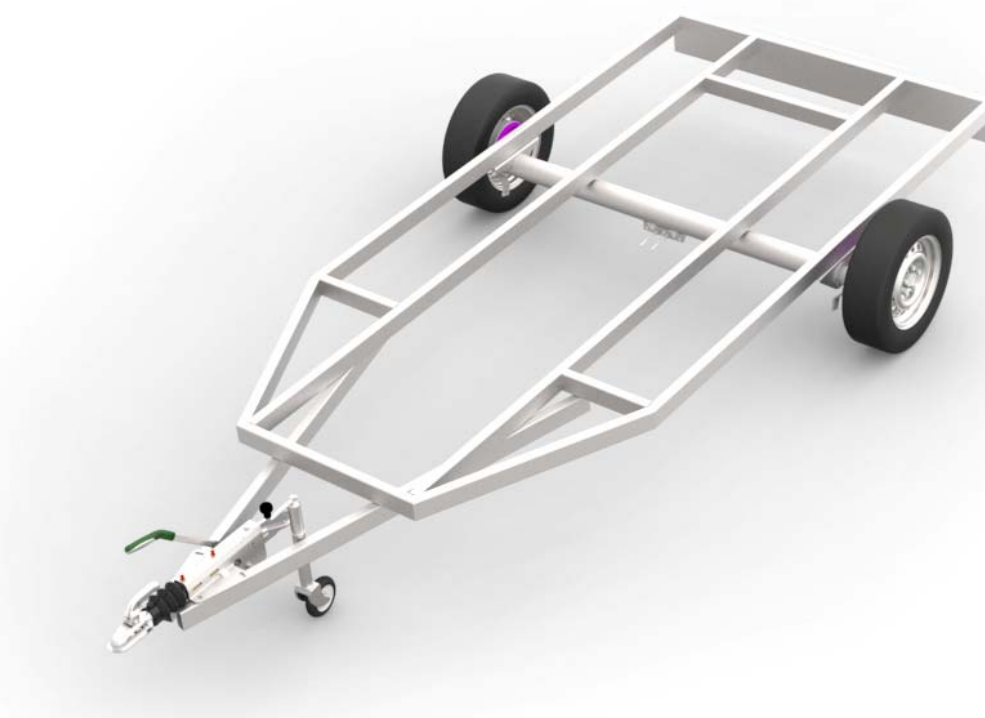
Rám vozu může být buď z ocelových, nebo z hliníkových profilů. O volbě materiálu pojednává [21] a historicky byla nejprve upřednostňována ocel, vzhledem ke své dostupnosti a vynikajícím pevnostním vlastnostem. Problémem byla pouze koroze nedostatečně chráněných částí. U dražších vozů se v sedmdesátých letech dvacátého století začal používat hliník a jeho slitiny pro stavbu rámu, který měl být lehčí než ocel a neměl trpět korozí. Nicméně hliník má nižší pevnost než ocel, a tak jej musí být použito větší množství, profily jsou silnější a cena výrazně vyšší než za srovnatelně stejné množství oceli. Výrazným problémem hliníkových slitin je také oxidace hliníku, obzvláště ve spojení s velmi kyselou močí koně. Proto



je potřeba po přepravě hliníkové přívěsy velmi dobře vyčistit. V této práci byla zvolena ocel jako dostupnější materiál, v případě kvalitního nátěru je naprosto bezúdržbová. Vzhledem k relativně nízké ceně a příznivým materiálovým vlastnostem byla vybrána ocel S335J0. Ta je zároveň zinkována pro lepší protikorozi odolnost.

6.3.2 PRVKY RÁMU

Rám se skládá z devíti obdélníkových profilů 80x40 o tloušťce 3 mm dle normy ČSN z materiálu S355J0. Kromě těchto profilů je ještě použit ohýbaný C-profil 200x40 o tloušťce 3 mm na zadní čelo rámu, na které je umístěna registrační značka a osvětlení. Tyto profily jsou k sobě svařeny a na ně je přišroubována nájezdová brzda a náprava od firmy KNOTT. Na rám jsou dále navařeny držáky na klíny.



Obr. 16 Navržený rám podvozku přívěsného vozu

6.4 NÁSTAVBA PŘÍVĚSNÉHO VOZU

Přívěsný vůz je vybaven nástavbou z překližkových desek do výšky 1500 mm nad podlahu, střecha je laminátová se dvěma okny v přední části. Podlaha je také z voděvzdorné překližky s možností vybavení gumou pro komfortnější přepravu zvířete. V přední části jsou dvířka sloužící obsluze ke snadší výměně sena či krmiva, případně vystoupení z vozu po přivedení zvířete. Vzadu je sklopná pochozí rampa o délce 1450 mm sloužící k nástupu zvířete, opět z překližky, uložená na čepech ve spodních rozích. Z důvodu změny těžiště vozu při nástupu zvířete je zad' opatřena vysunutelnými a zajistitelnými opěrnými patkami. Celá nástavba je osvětlena nutným osvětlením správných rozměrů a tvarů dle předpisu [5], vpředu jsou navíc přidány ještě dvě doplňkové odrazky. Elektroinstalace je předpokládána dvanácti voltová



s třináctipólovou zástrčkou. Povinné rezervní kolo (ráfek s pneumatikou předepsaného rozměru) je upevněno uvnitř v přední části v místě, které není pro zvíře dosažitelné. Povinné zakládací klíny jsou umístěny v držácích přišroubovaných vně do přední stěny nástavby.



Obr. 17 Kompletní přípojný vůz pro přepravu zvířete



7 ROZBOR DYNAMICKÝCH SILOVÝCH ÚČINKŮ

Dynamické silové účinky na rám budou rozebrány vložím modelu podvozku do software MSC.Adams, simulací jízdy a vykreslením grafů zatížení jednotlivých náprav a přípojného oje. Grafy budou vykresleny jak pro nezatížený stav, tak pro přívěsný vůz zatížený dle požadavků zadání práce na svou maximální nosnost 1000 kg. Základní zátěžové stavy jsou rozebrány dle literatury [18].

7.1 POUŽITÝ SOFTWARE

Pro rozbor dynamických silových účinků je použit software MSC.Adams firmy MSC.Software ve verzi pro 64 bitové procesory z roku 2012. Tento software umí importovat model vytvořený v jiném softwaru, přiřadit mu fyzikální vlastnosti a dynamicky jej zatížit, případně u vozidla lze simulovat jízdu na pneumatikách. Zatížení v jednotlivých místech modelu je možné vykreslit do grafů. Tento software se dále dělí do několika prostředí. Celá situace je nastavena v prostředí Adams/View, zde je pak i spuštěn výpočet. Celkově řeší celou simulaci Adams/Solver, který je jádrem celého programu. Výsledky simulace a naměřená data lze poté zobrazit v prostředí Adams/Postprocessor, kde lze grafy vykreslit a vytisknout, případně uložit jako obrázek nebo soubor pdf. [8]

7.2 MODEL PRO DYNAMICKOU SIMULACI

Pro správný rozbor dynamických silových účinků je potřeba co nejvěrnější model, a to především s ohledem na vazby mezi jednotlivými součástmi, funkčnost odpružení a náhradu pneumatik. Celkově je potřeba importovat rám, nástavbu, tažné vozidlo, dále pak vložit kola s pneumatikami a přiřadit k nim silnici. Poté je třeba nastavit a přiřadit hmotnosti, provést úplné zavazbení, aby nezbyvaly zbytečné stupně volnosti, a nakonec nastavit samotnou simulaci průjezdu po daném profilu od rozjezdu po brzdění.

7.2.1 IMPORTOVANÁ DATA

Do prostředí MSC.Adams/View byl nainportován model pomocí binárního formátu parasolid s příponou *.x_b, což je jedna z možností přenosu modelu mezi prostředím Autodesk Inventor a právě MSC.Adams, navíc tento formát zachovává vlastnosti modelu jako například hmotnost. Další možností importu jsou například podporované soubory typu IGES, OBJ nebo STEP, varianta s binárním parasolidem se ale osvědčila nejvíce. Jednotlivým součástí bylo definováno těžiště, hmotnost a byly zavazbeny k sobě jednotlivé části vozu. Dále bylo potřeba přistoupit k některým náhradám a zjednodušením, a to především u odpružení náprav a u pneumatik. Model přívěsného vozu byl připojen k tažnému vozidlu pomocí sférické vazby.

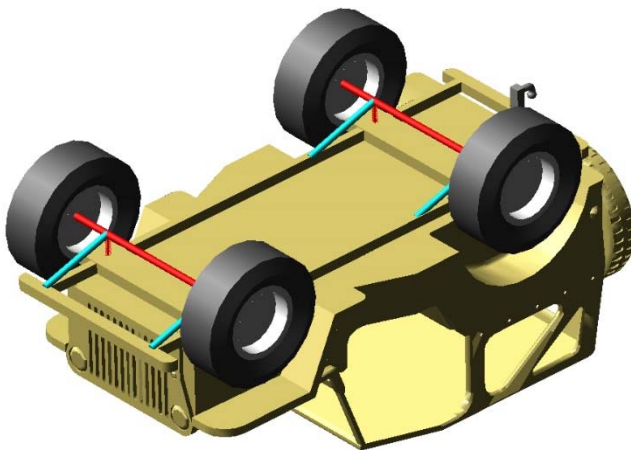
7.2.2 TAŽNÉ VOZIDLO A JEHO NÁPRAVY

Jako tažné vozidlo byl použit model vozu Jeep (obr. 18) ve stejném měřítku jako model přívěsu. U tažného vozidla byl modifikován podvozek na variantu s tuhými nápravami odpruženými vinutými pružinami a tlumiči. Tuhost pružin a tlumení bylo nastaveno dle literatury [24].



Obr. 18 Model tažného vozidla Jeep

Modifikace podvozku zřejmá z obrázku 19 byla provedena přímo v prostředí Adams/View, a to tak, že byly vytvořeny vodící tyčky, které byly zavazbeny rotačními vazbami vůči tělesu tažného vozidla, na ně byla pevně připojena náprava a do těchto bodů připojení byly vloženy pružiny s tlumiči.



*Obr. 19 Model vytvořeného jednoduchého podvozku
tažného vozidla Jeep*

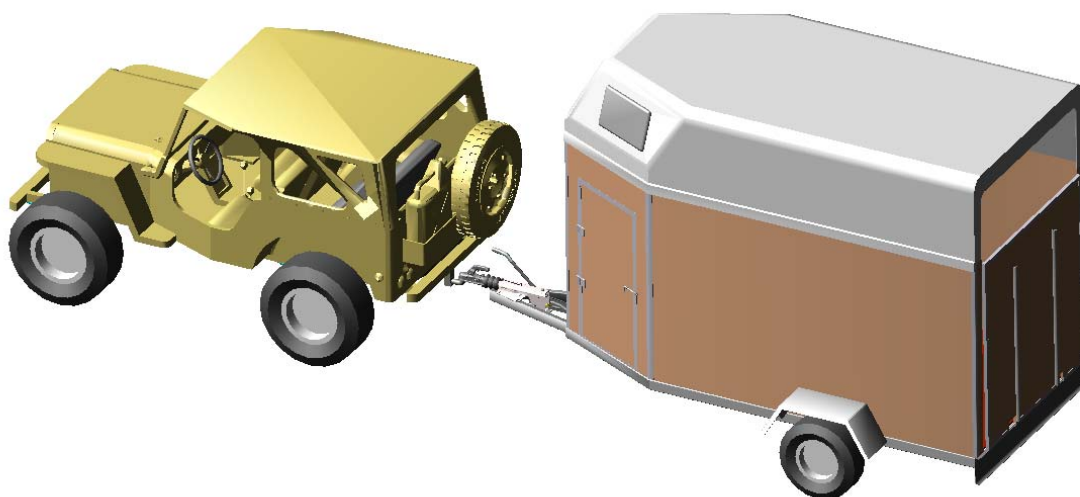
7.2.3 PŘEPRAVNÍ VŮZ

Přepavní vůz byl importován do programu Adams jako binární parasolid v několika krocích. Byly vždy importovány k sobě náležící celky a ty následně byly spojeny vazbami. Těmito celky byl rám, nájezdová brzda, nápravnice, ramena náprav a nástavba. Dále bylo přidáno zatížení od zvířete do místa očekávaného těžiště zvířete [14]. Celkový model byl pro dynamickou analýzu co nejvíce zjednodušen z důvodu datové a výpočtové náročnosti, nicméně rozložení hmotností a všechny důležité rozměry a prvky byly zachovány.



7.2.4 VAZBY

Byly zavedeny vazby, které reprezentují skutečné chování přívěsu a jeho spojení s tažným vozidlem. Je tedy použito celkem 31 vazeb, z toho 12 je rotačních, 3 sférické, 1 posuvná a 15 pevných. Náhrada nápravy byla provedena dvěma rotačními vazbami na krajích trubky nápravy mezi trubkou a ramenem nápravy a umístěním torzních pružin do těchto vazeb. Tuhost torzních pružin byla nastavena dle podkladů firmy KNOTT k použité nápravě. Tato tuhost byla zavedena zjednodušeně s lineárním tvarem, protože progresivita křivky tuhosti je nízká a dochází k ní pouze při velkých zatíženích. Připojení přívěsného vozu k tažnému vozidlu bylo provedeno sférickou vazbou v místě středu ISO koule. Vozidlo bylo vždy rozpořehobováno se zrychlením $4,9 \text{ m/s}^2$ na rychlost odpovídající maximální možné rychlosti přejezdu dané překážky. Spojená souprava připravená k simulaci je vidět na obr. 20.



Obr. 20 Celá souprava v dynamické simulaci

7.2.5 PARAMETRY PNEUMATIK

Práce s pneumatikami spočívá v úpravě textového souboru s parametry pneumatik. Program poté využívá tyto hodnoty matematického popisu pneumatik. Byl vybrán jeden ze základních modelů, model FIALA. Ten je vhodný pro jízdu rovně, což je právě varianta použitá v této práci. Parametry nastavení modelu jsou v tabulce 2 v prvním řádku hodnot. Parametry pneumatik tažného vozidla jsou uvedeny ve druhém řádku [24].

Tab. 2 Parametry nastavení modelu pneumatik přívěsu

Označení pneumatiky	Nezatížený poloměr	Šířka	Poměr výšky a šířky	Svislá tuhost	Svislé tlumení
185/65 R14	298 mm	185 mm	0,65	500 N.mm^{-1}	20 N.s.mm^{-1}
235/70 R16	382 mm	235 mm	0,7	380 N.mm^{-1}	26 N.s.mm^{-1}

7.3 NASTAVENÍ POHYBU

Pohyb soupravy po silnici byl vytvořen přiřazením pohybu k translační vazbě pohybující se ve směru pohybu vozidla. Pohyb byl vytvořen pomocí funkce nastavující hodnoty rychlosti v dané časové okamžiky. Tato funkce je vytvořena a vložena přímo v prostředí Adams/View a je zadána pomocí kroků (step). Obecně zadání pomocí funkce funguje tak, že nejprve je vybráno, zda se jedná o zápis funkce polohy, rychlosti nebo zrychlení. Dále již je vytvořena funkce jako soubor po sobě jdoucích kroků s parametry. Nastavení je patrné z obr. 21 a 22.

Funkce je psaná ve formátu kroků STEP (x, x_0, h_0, x_1, h_1), kde:

x je typ proměnné (zde čas)

x_0 je čas počátku intervalu [s]

h_0 je požadovaná hodnota (zde rychlost) v čase počátku intervalu [mm/s]

x_1 je čas konce intervalu [s]

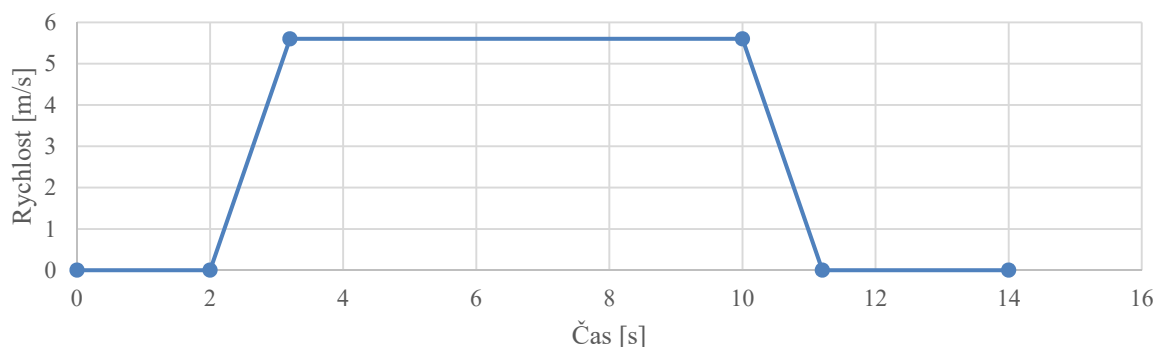
h_1 je změna hodnoty (zde rychlosti) v čase konce intervalu [mm/s]

Je potřeba mít na paměti, že časy se do funkce zadávají v sekundách a rychlosti v milimetrech za sekundu.

```
Define a runtime function
STEP( time , 0 , 0 , 2 , 0 )+
STEP( time , 2 , 0 , 3.13 , 5556 )+
STEP( time , 3.13 , 0 , 13.13 , 0 )+
STEP( time , 13.13 , 0 , 14.26 , -5556 )
```

Obr. 21 Příklad zápisu funkce

Zápis rychlosti na obrázku 21 tedy vyjadřuje pohyb, kdy první dvě sekundy dochází k ustálení soupravy. Poté souprava za 1,13 sekundy zrychlí na 5,56 m/s (20 km/h), kde zrychlení odpovídá předpokládanému maximálnímu zrychlení $4,9 \text{ m/s}^2$. Dále souprava pokračuje ustálenou rychlostí po dobu 10 sekund a po této době opět se stejným zrychlením zpomalí a zastaví.

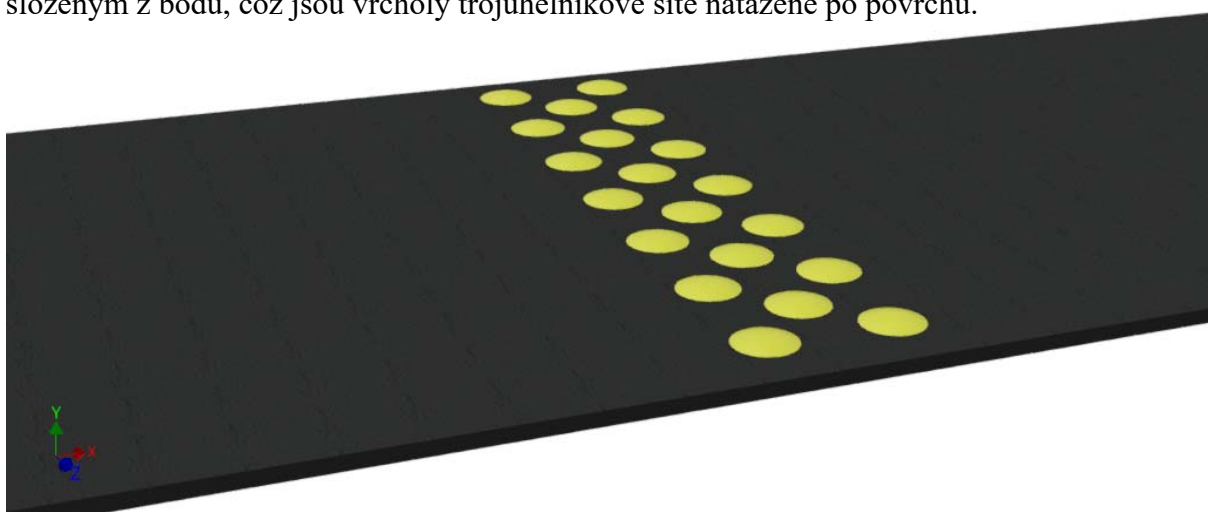


Obr. 22 Graf časové závislosti rychlosti



7.4 PROFILY CEST

Byly vytvořeny čtyři různé profily simulující průjezd soupravy přes překážky a zpomalovací prahy. Vzhledem k členitosti profilu je navrhovaná rychlost přejezdu nízká (u přejezdu zpomalovacích prahů dle jejich kategorie do 30 km/h, u kulatých zpomalovacích polštářů pouze 20 km/h). Data jsou měřena z odezvy torzní nápravy na přejezd nerovností, dále jsou zjišťovány především vertikální síly působící na rám přívěsného vozu. Společným parametrem vozovek je jejich délka 100 metrů a šířka 6 metrů, v průběhu této vzdálenosti jsou umístěny různé překážky a terénní nerovnosti. Silnice byly vytvořeny v programu Autodesk Inventor, a následně ze souboru *.stl převedeny na soubor *.rdf vhodný pro použití v programu MSC.Adams. Program totiž neumí se silnicemi pracovat jako s objemovým modelem, ale pouze jako s modelem složeným z bodů, což jsou vrcholy trojúhelníkové sítě natažené po povrchu.



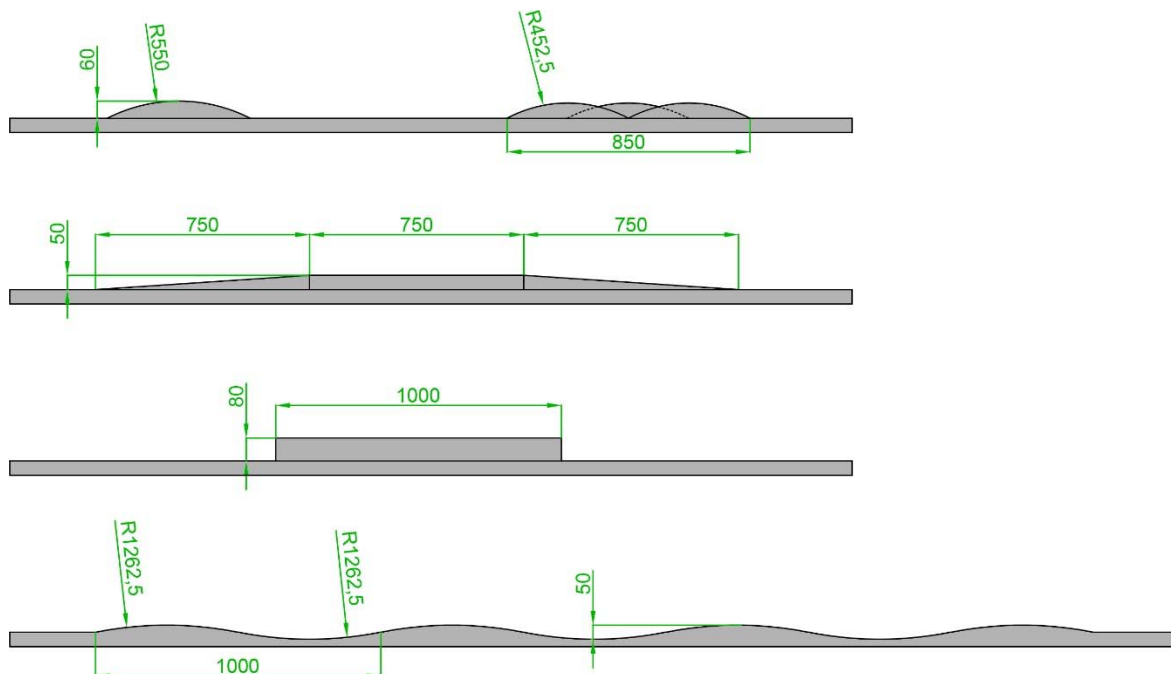
Obr. 23 Model silnice se zpomalovacími polštáři v programu Inventor

Na obrázku 23 je ukázán příklad profilu při vymodelování v Inventoru. Rozměry profilů jsou převzaty od jejich výrobců a prodejců [31]. Například zpomalovací polštář má průměr 425 mm a jeho maximální výška je 56 mm. Zpomalovací prahy se vyrábí v různých velikostech pro různé rychlosti, v této práci jsou použity oblé prahy o délce 500 mm s výškou 60 mm a pak lichoběžníkové zpomalovací polštáře o délce 2250 mm a výšce 50 mm. Dále je nasimulován přejezd obrubníku vysokého 80 mm (nájezd i sjezd) a poté vlnitý profil, který zkouší rozkmitat soupravu. Porovnání jednotlivých profilů a překážek je na obrázku 24.

7.5 VÝSLEDKY SIMULACE

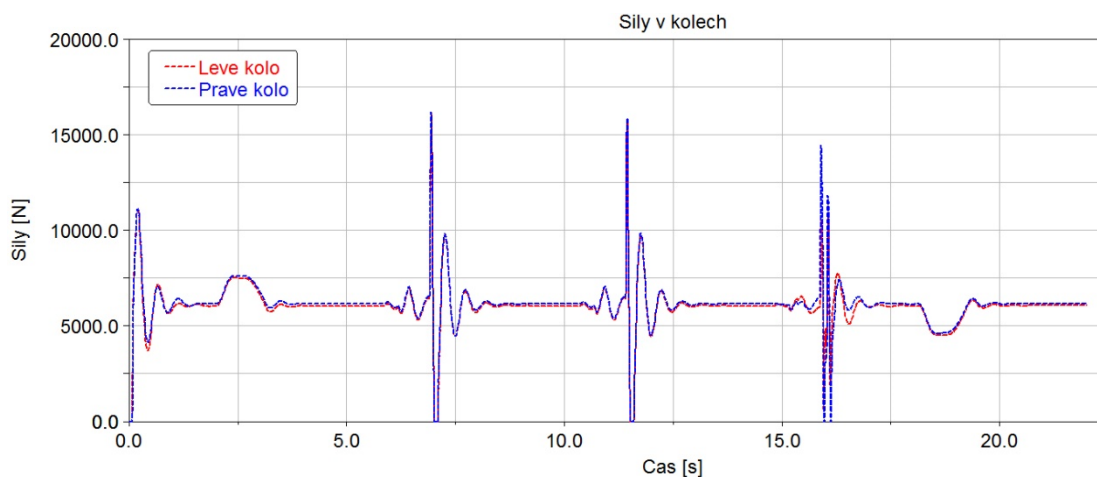
Výsledky simulace byly vyčteny v různých místech konstrukce. Počáteční ustálení kmitání trvalo vždy přibližně 1,6 sekundy a vyskytuje se z toho důvodu, že souprava musí pneumatikami vytvořit kontakt s vozovkou. Toto kmitání a síly vyplývající z tohoto nárazu tedy nemá smysl uvažovat. Dále je z grafů patrný nárůst síly od začátku třetí sekundy, což je okamžik odpovídající akceleraci přívěsu, ani tato síla tedy není relevantní pro další rozbor. Na grafech jsou patrné dva časové okamžiky, ve kterých se zvyšuje síla, a to když na překážku

najede tažné vozidlo, a poté když na překážku najede již rozkmitaný vůz. Pro další využití byly nejpodstatnější špičkové hodnoty sil v kolech, tyto síly poté byly přidány do zatěžovacích stavů v pevnostní kontrole. Vzhledem k tomu, že vždy bylo větší zatížení při přepravě zvířete než při jízdě samotného prázdného vozu, jsou dále výsledky pouze těchto situací.



Obr. 24 Schematické naznačení profilů silnic, sestupně 1. až 4. profil

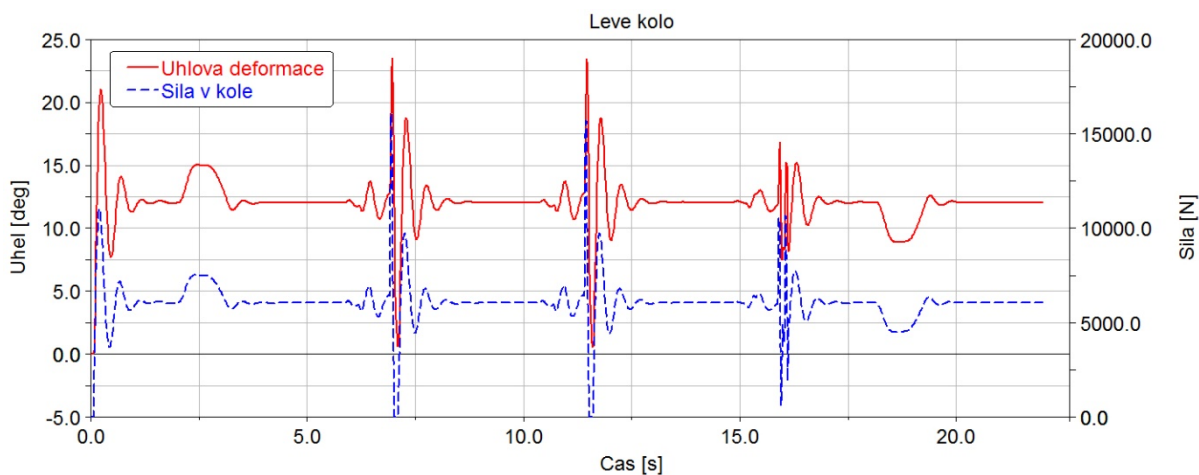
Při přejezdu prvního profilu skládajícího se ze dvou příčných zpomalovacích prahů a jedné skupiny zpomalovacích polštářů rychlostí 20 km/h byly získány hodnoty na obr. 25. Z hodnot je patrné, že obě kola vozu jsou zatížena stejně při přejezdu prvních dvou překážek (čas nájezdu 6,91 s a 11,39 s), zatímco na třetí překážce v čase nájezdu 15,85 s se tyto síly nepatrně liší. To je dáno profilem překážky typu zpomalovacích polštářů, kdy je prakticky nemožné najet oběma koly ve stejnou chvíli na stejný profil. Nejvyšší hodnota síly z tohoto přejezdu je 16192 N, je to síla v pravém kole těsně po nájezdu na první zpomalovací práh.



Obr. 25 Výsledky přejezdu prvního profilu trati

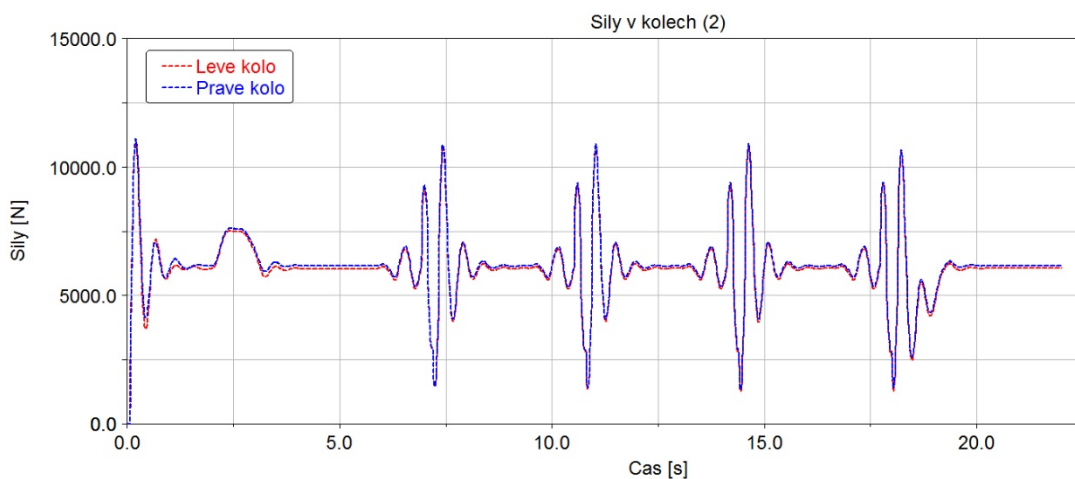


Pro doplnění dynamiky jízdy je zde přidán i obrázek 26 s hodnotami úhlového natočení levého ramene nápravy, kdy 0° odpovídá nezatížené nápravě. K tomuto stavu by mohlo dojít v případě, že by byl vůz zavěšen a tudíž by nezatěžoval svou hmotností nápravu. Z grafu je patrné, že průběh úhlové deformace odpovídá průběhu síly. Je tedy vidět, že při jízdě po rovném terénu je úhel natočení ramene $12,4^\circ$, zatímco největší výchylka je $24,1^\circ$.



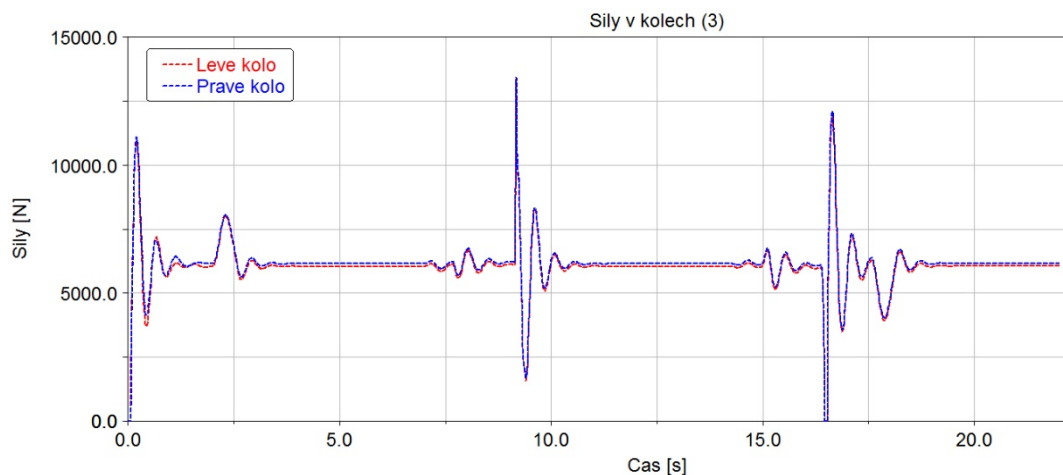
Obr. 26 Porovnání síly v kole s natočením ramene

Přejezd druhého profilu skládajícího se ze 4 stejných příčných zpomalovacích pruhů jiného tvaru než u první cesty ukazuje, že přejezd lichoběžníkových profilů s menším radiusem snižuje síly v kolech poměrně výrazně. Z hodnot na obrázku 27 je dobře patrné, že maximální síly bylo dosaženo prakticky pokaždé o stejné velikosti 10919 N.



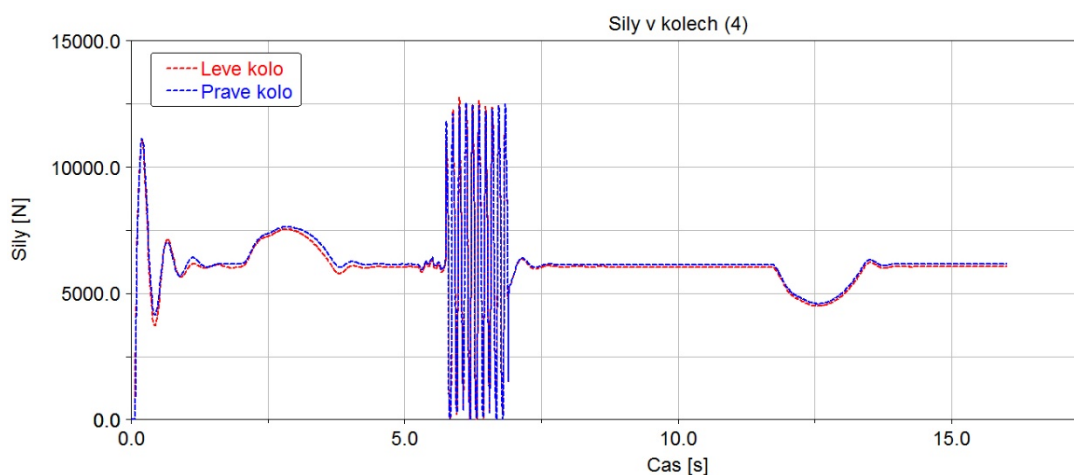
Obr. 27 Výsledky přejezdu druhého profilu trati

Přejezd třetího profilu odpovídá přejezdu obrubníku vysokého 80 mm rychlostí 10 km/h, k této situaci může běžně dojít například na parkovištích a odstavných plochách. Největší síly bylo dosaženo (viz obr. 28) při najetí kolem přívěsu na obrubník, maximum odpovídá 13443 N.



Obr. 28 Výsledky přejezdu třetího profilu trati

Poslední profil je zvlněná trať, po které vozidlo přejíždí rychlostí 30 km/h. Tato trať má simulovat zvlněný terén na polní cestě. Maximální velikost síly v kolech byla dle obrázku 29 rovna 12757 N.



Obr. 29 Výsledky přejezdu čtvrtého profilu trati

Celkově tedy nejkritičtější síla byla při přejezdu prvního profilu, kdy se jednalo o přejezd příčného zpomalovacího prahu, a síla v kole dosáhla 16192 N. Tato síla je dále považována za výslednou hodnotu pro zatěžovací stav do pevnostní analýzy. Nicméně i tak z výše zmíněných důvodů k takto vysokým hodnotám síly ve skutečnosti nedojde.



8 PEVNOSTNÍ KONTROLA RÁMU

Pevnostní kontrola rámu je provedena v software NX I-deas. Zatěžování je určeno zátěžnými stavy, následně je vybrán pro konstrukci nejméně příznivý stav a podle něj je následně konstrukce ověřena. Celá konstrukce rámu je navrhována jako skořepinový model, kdy jsou zanedbány zaoblení a sražení hran. Některé součásti podvozku přívěsného vozu byly pro svou komplikovanost nahrazeny pomocí vazeb a prvků přenášejících zatížení.

8.1 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI

Na rám byl použit materiál S355J0 v podobě normalizovaných válcovaných profilů. Je to nelegovaná ocel vhodná ke svařování. Pro pevnostní kontrolu je použita jako horní mezní napětí hodnota návrhové pevnosti oceli dle normy ČSN 73 1401.

$$f_{yd} = \frac{R_e}{\gamma_M} = \frac{355 \text{ MPa}}{1,15} = 308,7 \text{ MPa} \quad (1)$$

, kde $R_e = 355 \text{ MPa}$ je dolní mez kluzu oceli S355J0 a γ_M je součinitel spolehlivosti materiálu.

8.2 SÍŤOVÁNÍ A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Trojrozměrný model pro pevnostní analýzu byl vytvořen přímo v prostředí NX I-deas *Simulation – Master Modeler* jako střednicový model, kde byla střednicím přiřazena tloušťka stěn. Dále pak bylo pokračováno v sekci *Meshing*, kde byly nastaveny parametry sítě. Naprostá většina sítě byla vytvořena mapovaným síťováním, takže byla definována síť zadáním počtu elementů na stranách sekcí. Tohoto stylu zadávání, na rozdíl od volného síťování, mohlo být využito pouze kvůli značné tvarové jednoduchosti profilů modelu. Nastavení modelu pro MKP výpočet pokračovalo v sekci *Boundary Conditions*, kde byly nastaveny okrajové podmínky jako gravitace, případně různá zrychlení vyplývající ze zatěžovacích stavů a síly působící na vůz a jeho části. Náprava byla nezávisle na součásti vytvořena v sekci *Beam Sections* zadáním vnějšího a vnitřního průměru trubky nápravy, vytvořením jejího profilu a připojením k rámu přívěsného vozidla prvky typu *Constraint*. Nakonec musely být vytvořeny další náhrady, ať už náležící k nápravě, jako například rameno nápravy či náhrady gum, tak náhrada spojovacího zařízení. Následovalo nastavení a provedení simulace v *Model Solution* a zobrazení výsledků pro jednotlivé zatěžovací stavy. Samotná síť byla vytvořena ze čtyřhranných prvků *Thin Shell*, které přenášejí rovinnou napjatost o počtu 61883 elementů. Tyto prvky mají převážně velikost strany 10 mm a jejich tloušťka se rovná tloušťce stěny materiálu. Náhrady a okrajové podmínky byly zadávány po nasíťování celého tělesa.



8.3 PRVKY A VAZBY

V průběhu vytváření modelu MKP a jeho následné analýzy byly použity tyto prvky [9]:

<i>Beam</i>	lineární prvek představující prut, tomuto prutu je přiřazen určitý průřez
<i>Constraint</i>	prvek s určitou tuhostí a nulovou hmotností, pomocí kterého lze rozložit hmotnost do více uzlů
<i>Coupled DOF</i>	prvek, který určuje možnost vzájemných pohybů nebo natočení uzlů kolem sebe navzájem a určení, který z nich je závislý
<i>Displacement Restraint</i>	vazba omezující dle výběru různé stupně volnosti vybraného uzlu na součásti
<i>Lumped Mass</i>	prvek nahrazující hmotnost, která je dále rozložena pomocí prvků constraint a násobný constraint do uzlů
<i>Rigid</i>	prvek o nekonečně velké tuhosti a nulové hmotnosti, lze použít pro spojení dvou i více uzlů
<i>Spring</i>	prvek nahrazující pružinu (lineární nebo torzní) o uživatelem nastavených parametrech tuhosti a tlumení
<i>Thin Shell</i>	plošný prvek na střednicovém modelu pro skořepinovou simulaci, tento prvek spojuje 4 uzly

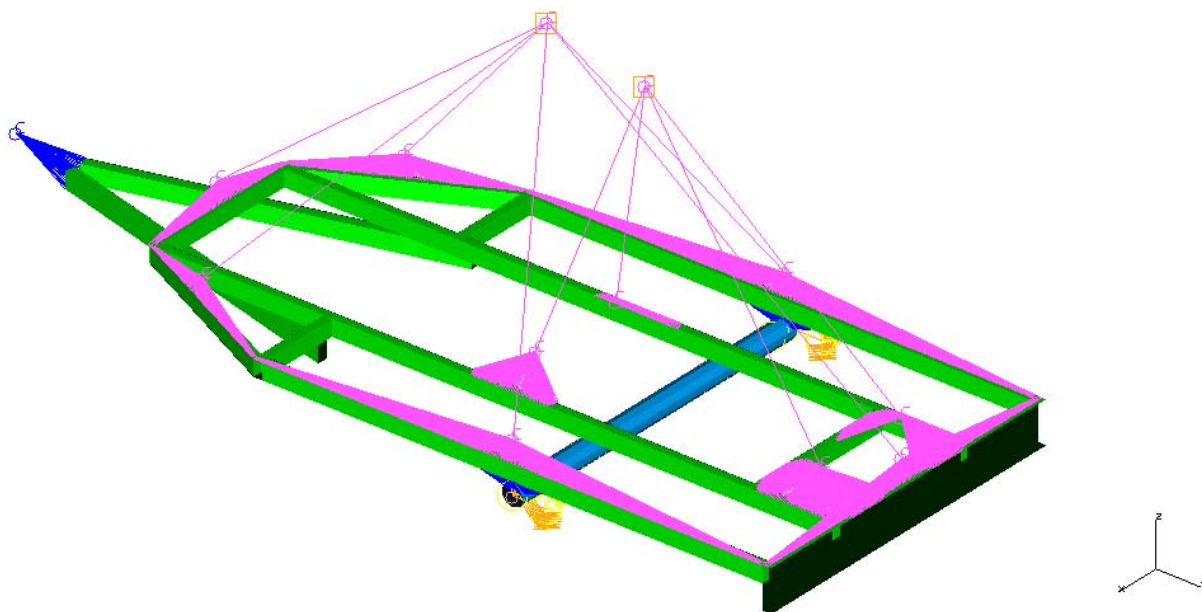
Tab. 3 Počty jednotlivých použitých prvků

Jméno prvku	Počet prvků
Beam	1
Constraint	22
Coupled DOF	8
Displacement restraint	4
Lumped Mass	2
Rigid	2 (násobné)
Spring	4 lineární a 2 torzní
Thin Shell	61883



8.4 NÁHRADY

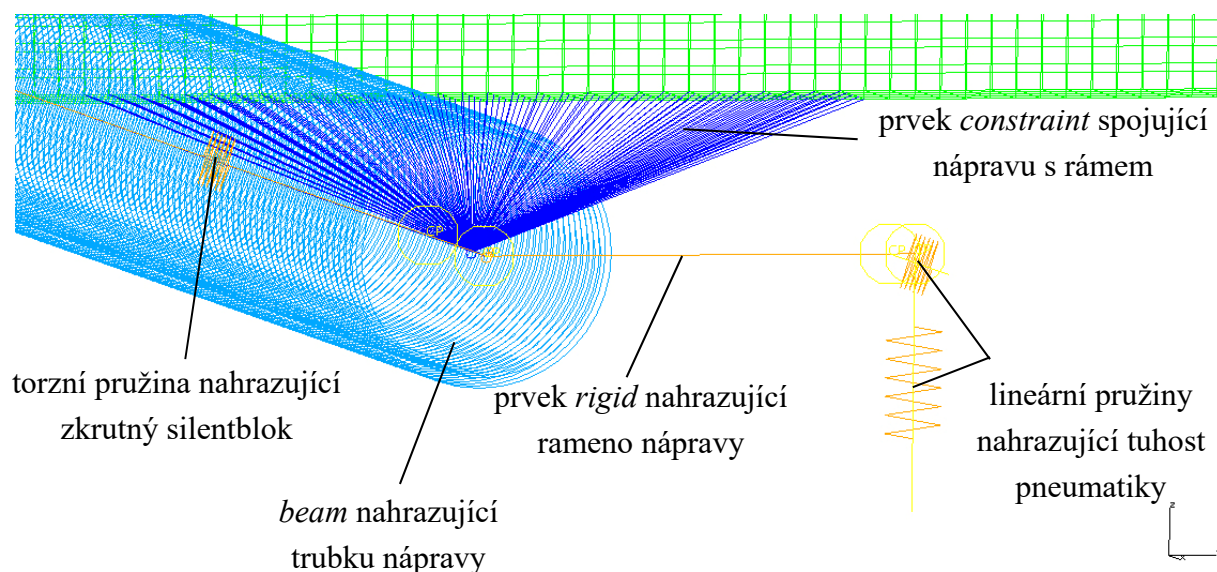
Vzhledem k tomu, že je celý model rámu vytvořen pomocí střednicových ploch, bylo třeba k němu připojit další prvky. Objemový model by byl příliš komplikovaný na vymodelování a nastavení sítě. Celkový model s náhradami je vidět na obrázku číslo 30.



Obr. 30 Model rámu přívěsného vozu včetně náhrad

8.4.1 NAHRAZENÍ NÁPRAVY

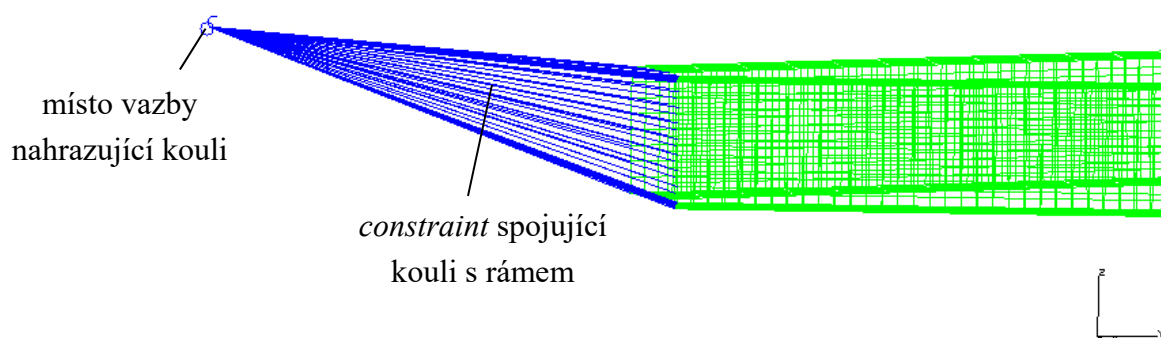
Náhrada nápravy KNOTT GB15MV byla vytvořena pomocí zjednodušeného modelu s prvkem typu *Beam* o průřezu stejném, jako je průřez nápravnice (obr. 31). Tento prvek byl přichycen k rámu podvozku prvky typu *Constraint* v místech reálného přichycení nápravy. Dále byly vytvořeny uzly ve významných bodech nápravy a jejího ramene a spojeny prvkem násobný *Rigid (RBE2)*. Do osy nápravy byly vloženy torzní pružiny pro každé rameno s parametry tuhosti danými výrobcem. Ramena nápravy byla nahrazena již zmiňovanými uzly s prvky *Rigid* a na jejich okraje byly přidány pružiny nahrazující vertikální a horizontální tuhost pneumatiky. Celá tato náhrada ramene nápravy byla poté přichycena k prutovému modelu nápravy pomocí prvků *Coupled DOF* omezujících v různých místech různé translace a rotace ramene vzhledem k ose nápravy. Následně byly k okrajovým bodům pružin nahrazujících vertikální a horizontální tuhost pneumatiky připojeny a nastaveny vazby typu *Displacement Restraint* omezující některé translace a rotace v závislosti na zatěžovacím stavu.



Obr. 31 Náhrada nápravy KNOTT

8.4.2 NAHRAZENÍ SPOJOVACÍHO ZAŘÍZENÍ S NÁJEZDOVOU BRZDOU

Dále byla provedena náhrada spojovacího zařízení s nájezdovou brzdou, a to zjednodušujícím řešením, kdy celá nájezdová brzda byla nahrazena prvky typu *Constraint*. Tyto prvky byly poté svedeny dohromady v jednom bodě, do kterého byla umístěna vazba *Displacement Restraint*, u které byly měněny hodnoty omezení translaci ve směru pohybu přívěsného vozu (obr. 32).

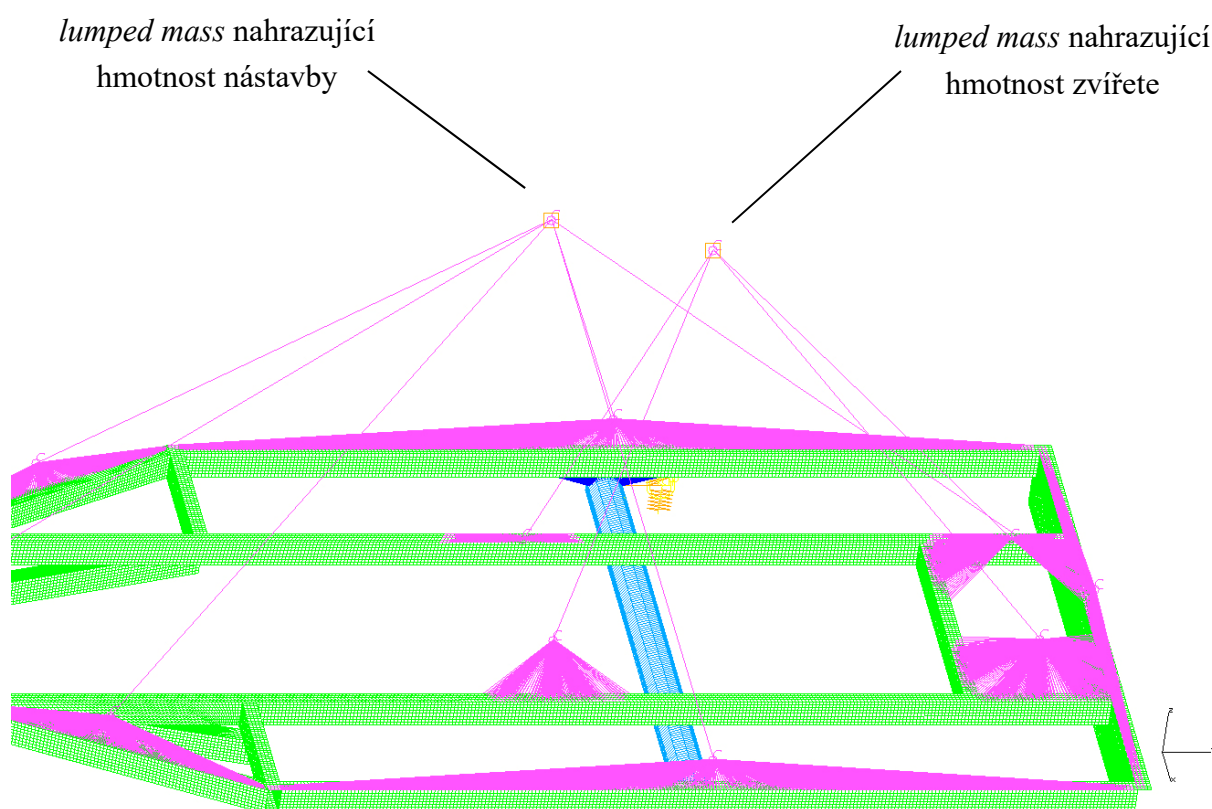


Obr. 32 Náhrady spojovacího zařízení s nájezdovou brzdou

8.4.3 NAHRAZENÍ HMOTNOSTI

Náhrada zatížení byla provedena dvěma prvky typu *Lumped Mass*, kdy jeden prvek nahrazuje zatížení od zvířete a je umístěn v teoretickém těžišti přepravovaného zvířete, druhý prvek nahrazuje zatížení od nástavby a je umístěn v těžišti nástavby v místě, kde bylo těžiště určeno programem Inventor. Zatížení od těchto prvků *Lumped Mass* je rozneseno pomocí prvků

násobný *Constraint* přímo na jednotlivé nosníky (viz obr. 33). Z literatury [19] bylo zjištěno, že překližka tloušťky obdobné, jako je použita pro podlahu přívěsného vozu, dokáže roznést zatížení do přibližně 500 mm okolí bodu dotyku, proto bylo i zatížení od kopyt zvířete rozneseno do této vzdálenosti. Pro zatížení zvířetem je počítáno s hmotností 1000 kg dle zadání, pro zatížení nástavbou je počítáno s hmotností 220 kg, která vyšla po zadání materiálových vlastností v programu Inventor.



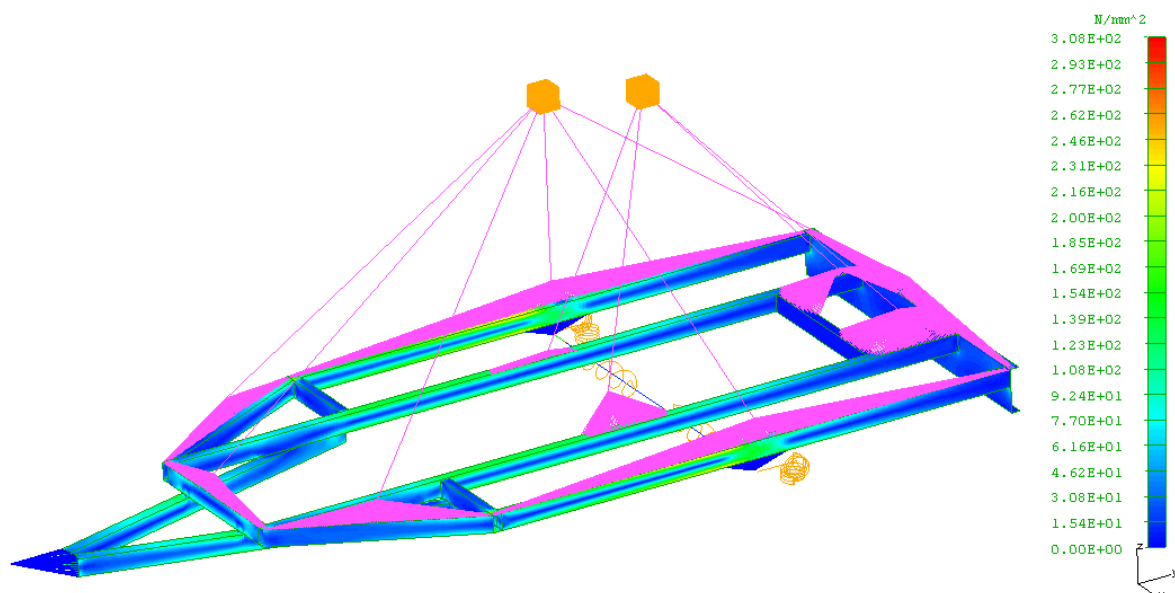
Obr. 33 Náhrada zatížení od nástavby a zvířete

8.5 ZÁTĚŽNÉ STAVY A VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY

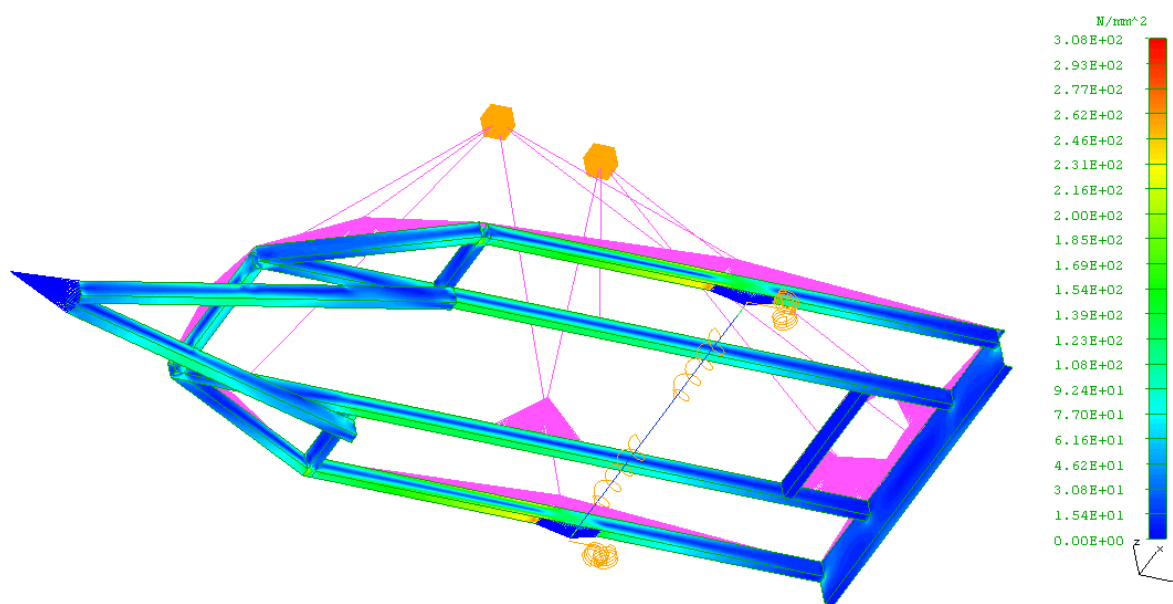
Zátěžné stavy byly zvoleny v souladu s literaturou, a to základní stav zatížení vlastní hmotností, akcelerace, průjezd zatáčkou, brzdění (tažným vozidlem, přívěsem, vyvážené brzdění) a další čtyři stavy vycházející z dat z rozboru dynamických silových účinků. Stav napjatosti byl v programu I-Deas určen dle teorie HMM. Materiálem rámu je S335J0 s kontrolovaným maximálním dovoleným napětím 308,7 MPa. Jednotky zobrazené ve výsledcích vizualizéru programu I-Deas jsou $[N \cdot mm^2]$.

8.5.1 ZATÍŽENÍ VLASTNÍ HMOTNOSTÍ

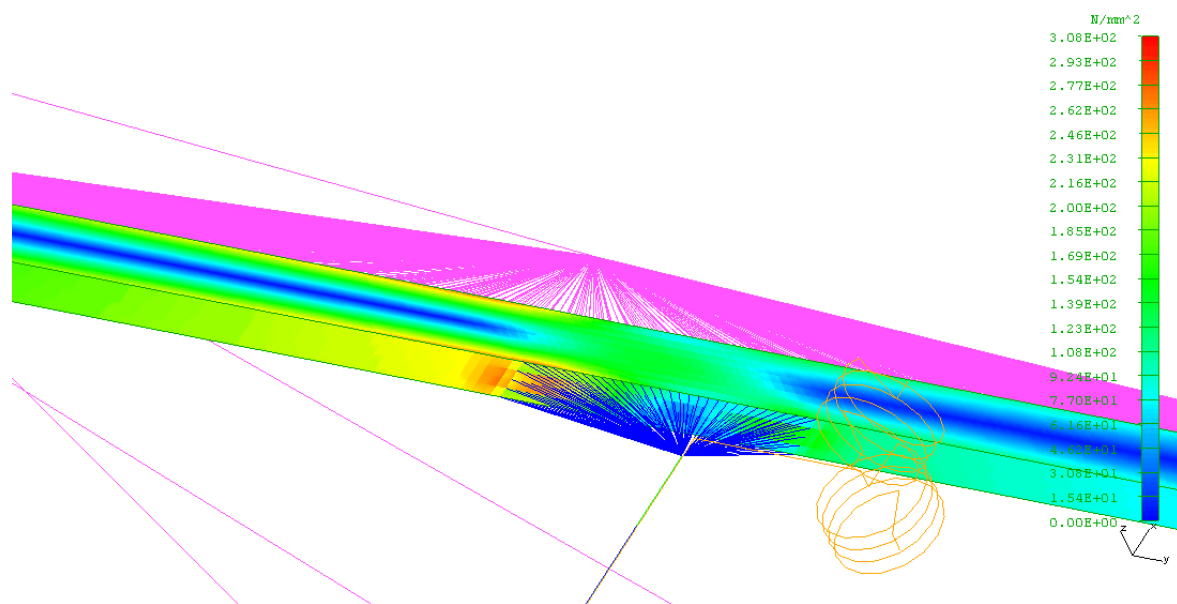
V tomto zatěžovacím stavu na přívěsný vůz působí svislé zrychlení $9,81 \text{ m/s}^2$. V příčném a podélném směru nedochází k žádnému dalšímu zrychlení. Koule je nahrazena vazbou, která umožňuje rotace ve všech osách a translaci v podélném směru. Hodnoty jsou patrné z obr. 34 až 36.



Obr. 34 Zatížení vlastní hmotností - pohled na vrchní část rámu; max napětí 252 MPa, max deformace 24,5 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice 0-308 MPa



Obr. 35 Zatížení vlastní hmotností - pohled na spodní část rámu; max napětí 252 MPa, max deformace 24,5 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice 0-308 MPa

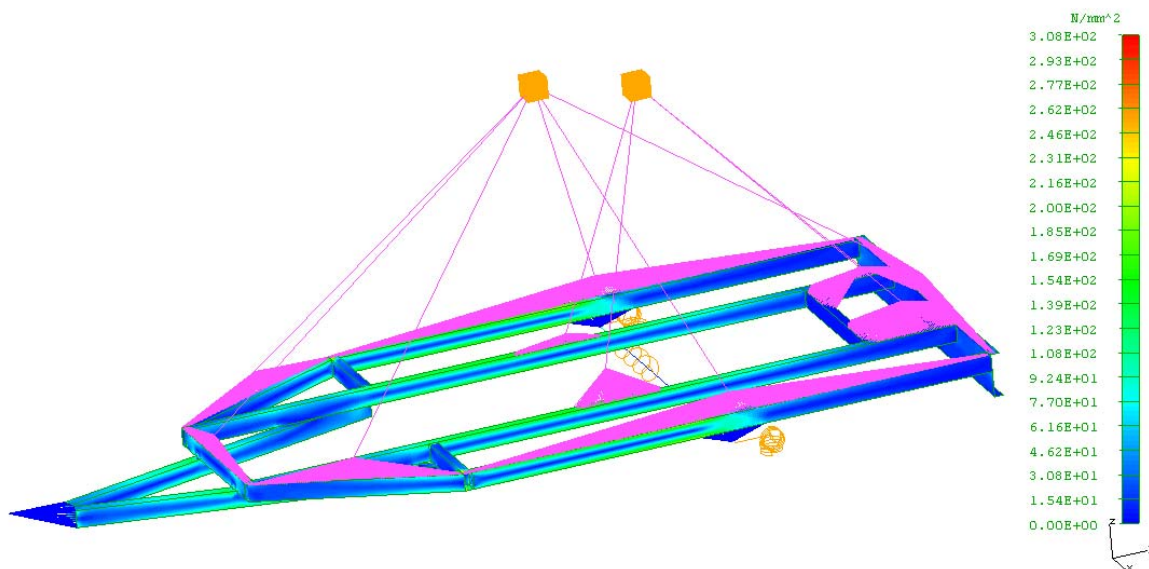


Obr. 36 Zatížení vlastní hmotností - detail; max napětí 252 MPa, max deformace 24,5 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice 0-308 MPa

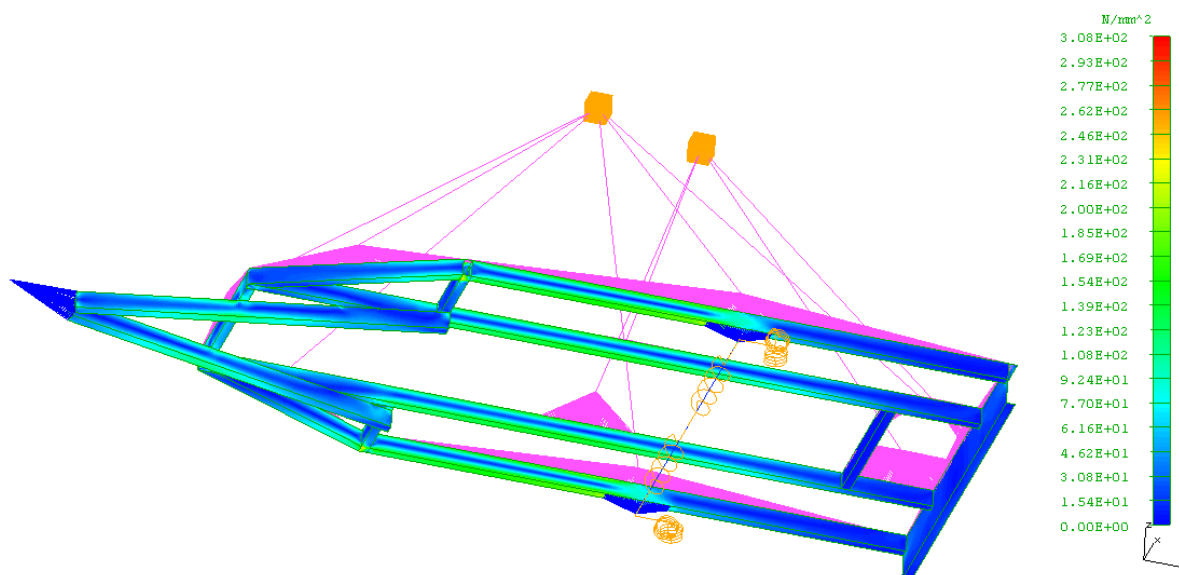
V tomto zatěžovacím stavu bylo maximální napětí o velikosti 252 MPa v přední části uchycení nápravy k rámu přepravního vozu. Toto napětí nepřekračuje dovolenou hodnotu.

8.5.2 ZATÍŽENÍ AKCELERACÍ

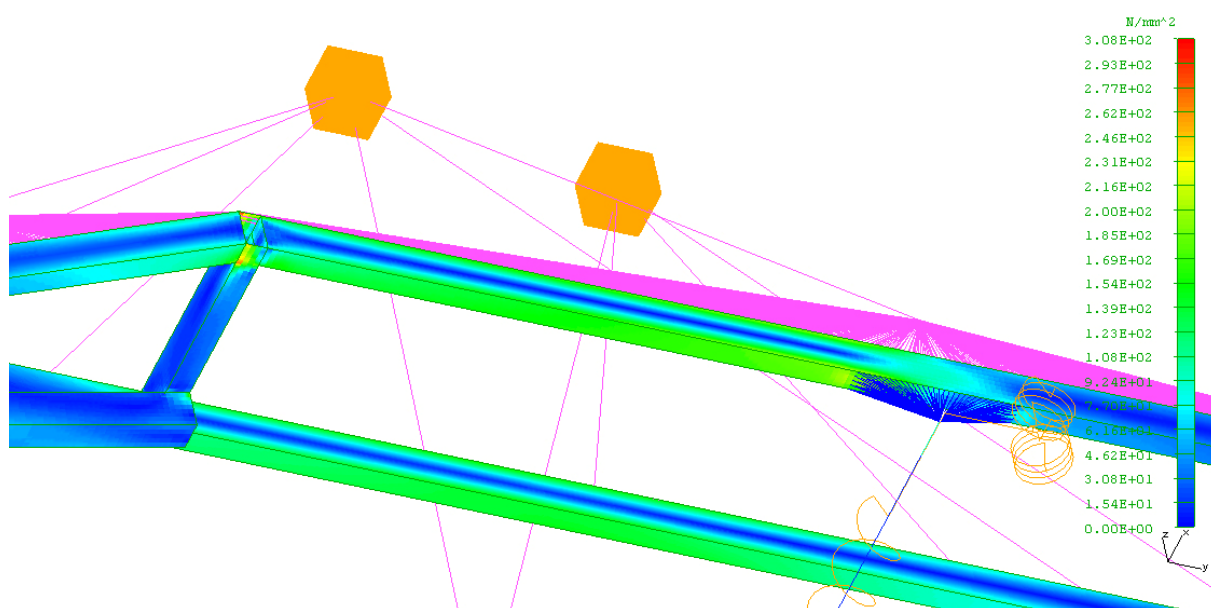
Při tomto zatěžovacím stavu na přívěsný vůz působí svislé zrychlení o velikosti $9,81 \text{ m/s}^2$ a zároveň zrychlení ve směru pohybu o velikosti $4,9 \text{ m/s}^2$. Koule je opět nahrazena vazbou umožňující všechny rotace a translaci ve směru pohybu, oproti zatížení vlastní hmotností je v tomto zatěžovacím stavu povolena translace kol ve směru pohybu vozidla.



Obr. 37 Zatížení akcelerací - pohled na vrchní část rámu; max napětí 302 MPa, max deformace 26,6 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice 0-308 MPa



Obr. 38 Zatížení akcelerací - pohled na vrchní část rámu; max napětí 302 MPa, max deformace 26,6 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice 0-308 MPa



Obr. 39 Zatížení akcelerací – detail; max napětí 302 MPa, max deformace 26,6 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice 0-308 MPa

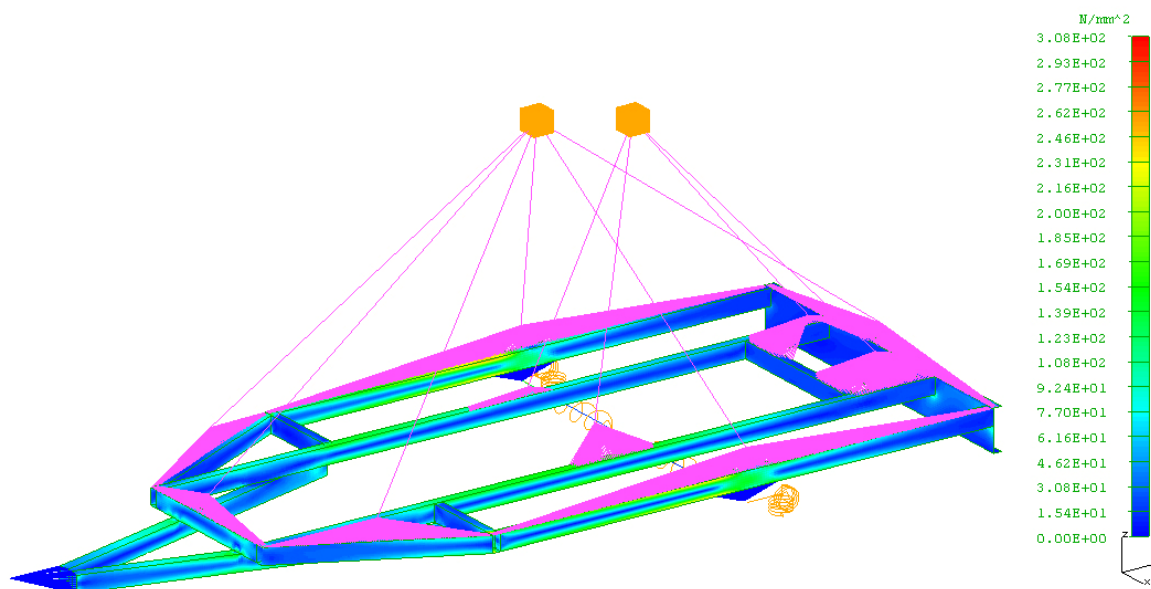
V tomto zatěžovacím stavu bylo maximální napětí o velikosti 302 MPa v místě svaru podélníků nesoucích nápravu s předními šikmými profily (obr. 37, 38, 39). Samotné podélníky jsou namáhány na ohyb méně než při statickém zatížení. Napětí nepřekračuje dovolenou hodnotu.

8.5.3 ZATÍŽENÍ PRŮJEZDEM ZATÁČKY

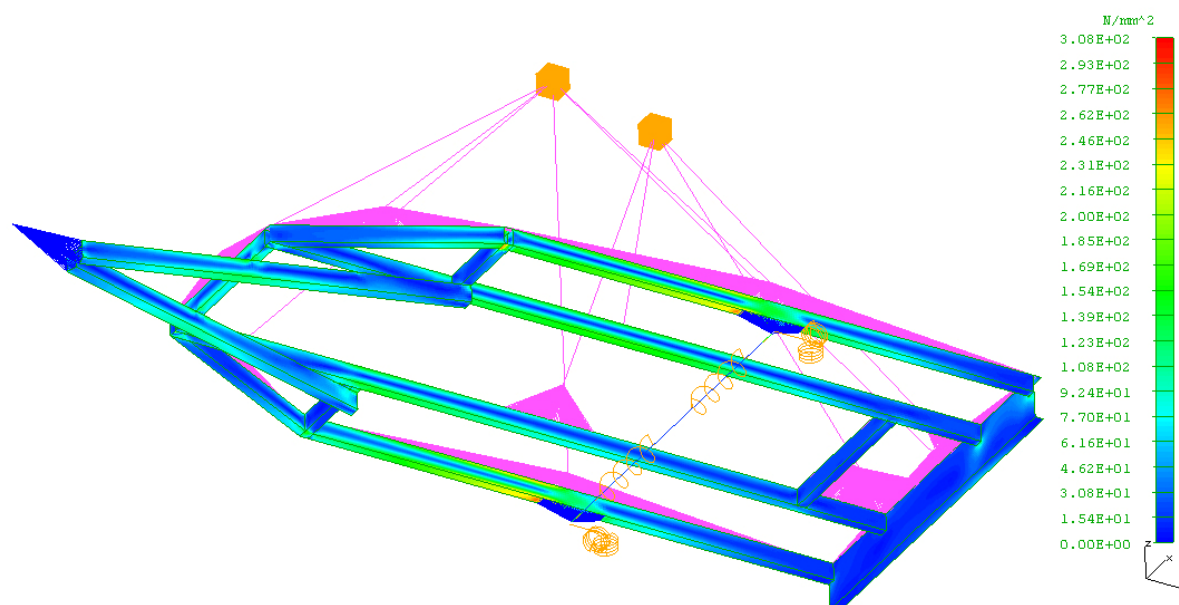
V tomto stavu působí na vůz svislé zrychlení o velikosti $9,81 \text{ m/s}^2$ a příčné dostředivé zrychlení o velikosti $4,9 \text{ m/s}^2$ odpovídající směru pravotočivé projížděné zatáčky. Sférická vazba



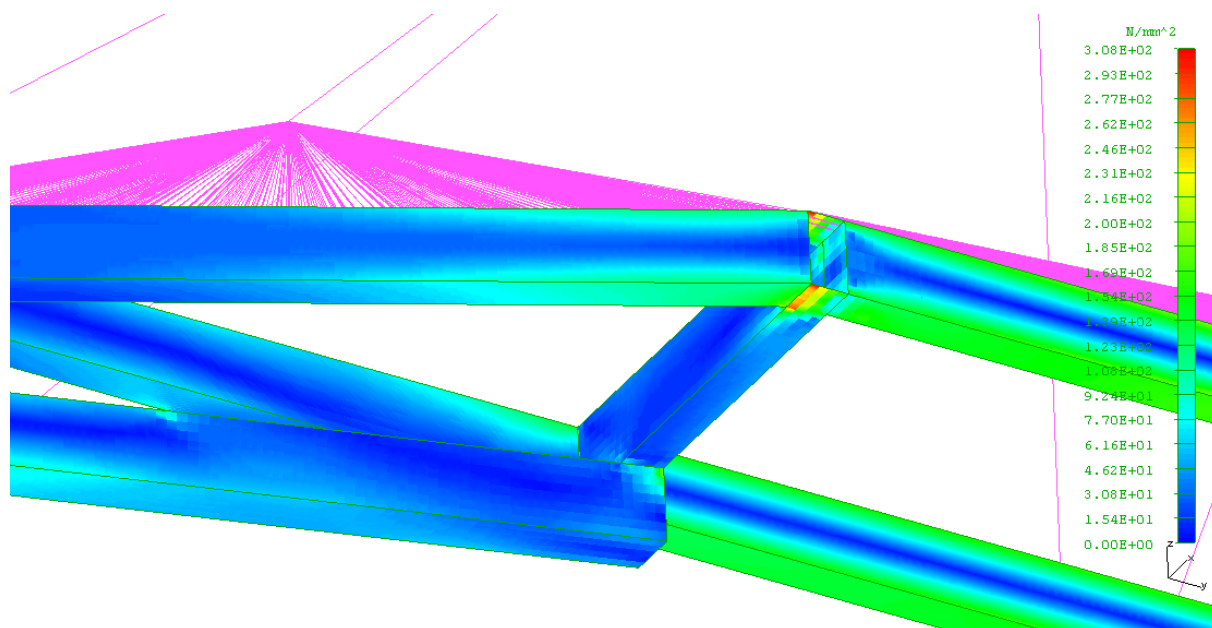
neumožňuje translaci ve směru dostředivého zrychlení. Stejně tak i vazby u kol znemožňují translaci ve vertikálním směru a ve směru kolmém na směr pohybu, tedy ve směru dostředivého zrychlení. Rám by měl být namáhán proti ostatním stavům tedy na ohyb ve směru pravé zatáčky. Výsledné hodnoty jsou patrné z obrázků 40 až 42.



Obr. 40 Zatížení průjezdem zatáčky - pohled na vrchní část rámu; max napětí 305 MPa, max deformace 32,8 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice 0-308 MPa



Obr. 41 Zatížení průjezdem zatáčky - pohled na spodní část rámu; max napětí 305 MPa, max deformace 32,8 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice 0-308 MPa



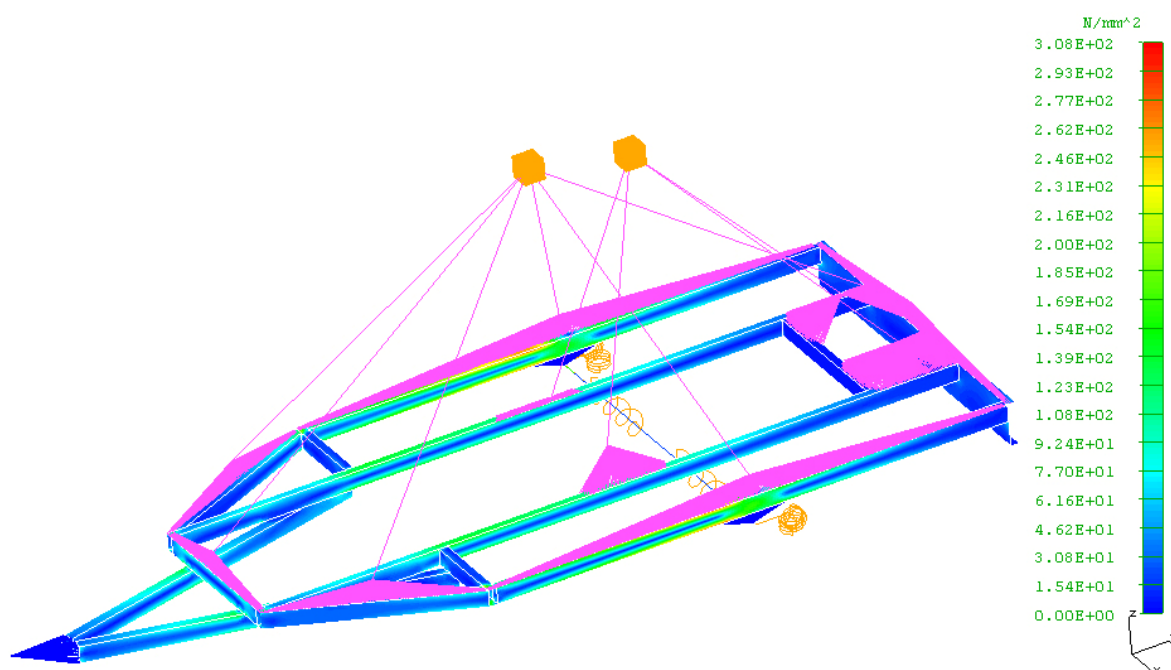
Obr. 42 Zatížení průjezdem zatáčky – detail; max napětí 305 MPa, max deformace 32,8 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice 0-308 MPa

V tomto zatěžovacím stavu bylo maximální napětí o velikosti 305 MPa v nejvíce ohybem namáhaném místě, a to na nejvzdálenějším svaru konstrukce od poloměru zatáčky. Toto napětí nepřekračuje dovolenou hodnotu, navíc k němu v reálném provozu nedojde, protože s přívěsným vozem s živým zvířetem nebude dosaženo takto velkého dostředného zrychlení.

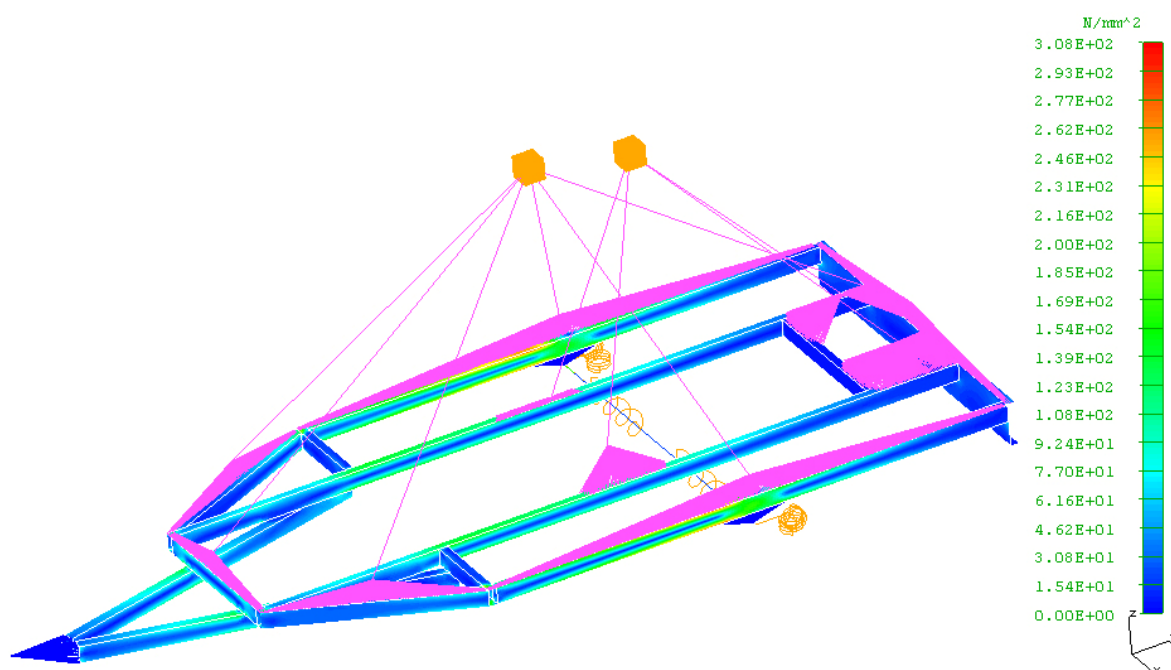
8.5.4 ZATÍŽENÍ BRZDĚNÍM

Opět působí svislé zatížení o velikosti $9,81 \text{ m/s}^2$ a zároveň s ním působí zrychlení proti směru pohybu o velikosti $9,81 \text{ m/s}^2$. Tři možné zatěžovací stavy týkající se brzdění se od sebe liší vazbami, kdy kola přívěsu brzdí v případě, že brzdňý systém přívěsu je v pořádku bez ohledu na brzdňý systém tažného vozidla, a nebrzdí v případě, že je brzdňý systém přívěsu nefunkční. Toto rozdělení zatěžovacích stavů brzdění má velký význam pro namáhání oje, protože pokud brzdí pouze tažné vozidlo, jsou síly v oji vyšší, a lze tedy očekávat vyšší celkové namáhání.

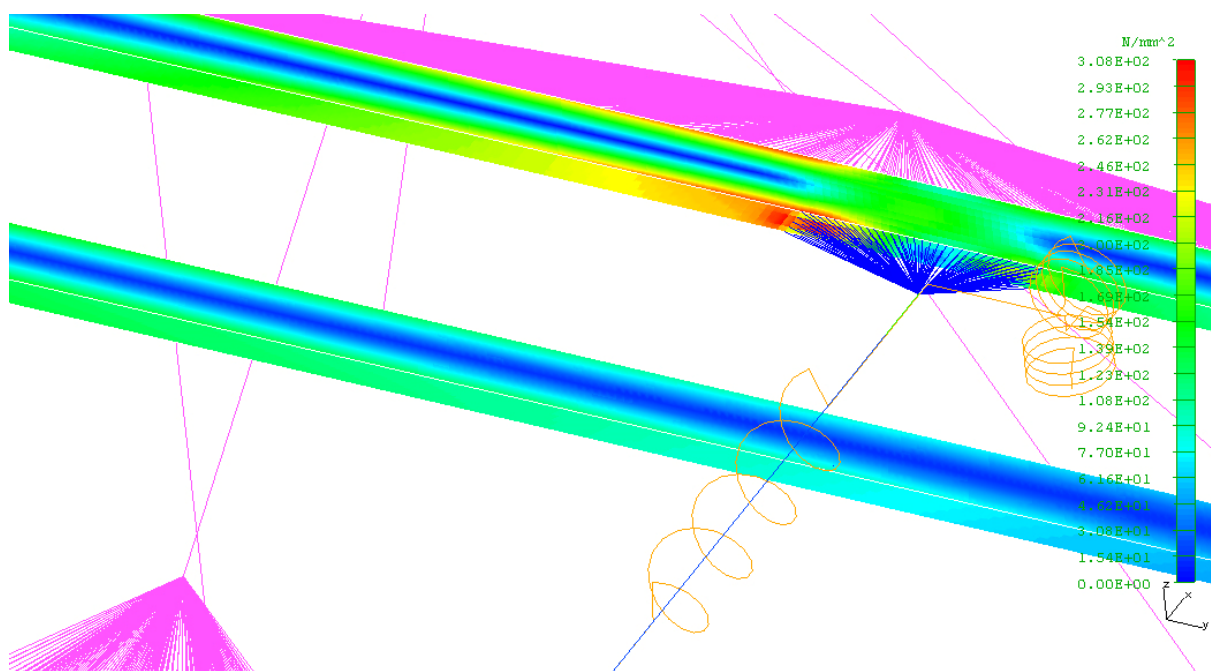
Tažná koule je stejně jako ve všech stavech nahrazena kulovou vazbou povolující rotace, nicméně v případě, že brzdí tažné vozidlo a přívěs ne, neumožňuje vazba translaci ve směru pohybu vozu.



Obr. 43 Zatížení brzděním - pohled na vrchní část rámu; max napětí 303 MPa, max deformace 33,1 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice 0-308 MPa



Obr. 44 Zatížení brzděním - pohled na spodní část rámu; max napětí 303 MPa, max deformace 33,1 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice 0-308 MPa

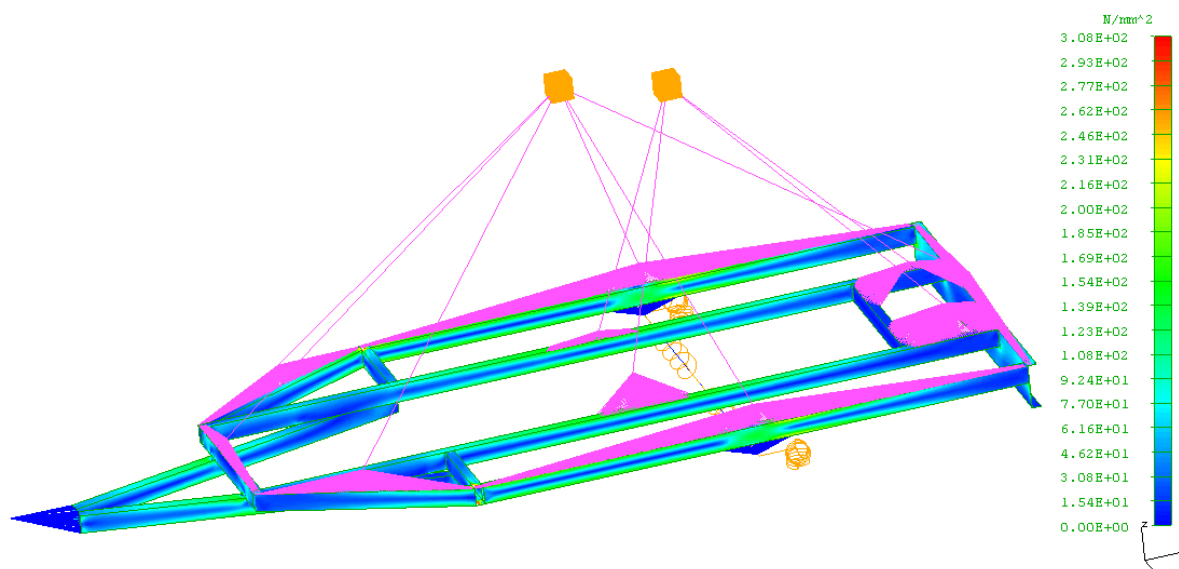


Obr. 45 Zatížení brzděním – detail; max napětí 303 MPa, max deformace 33,1 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice 0-308 MPa

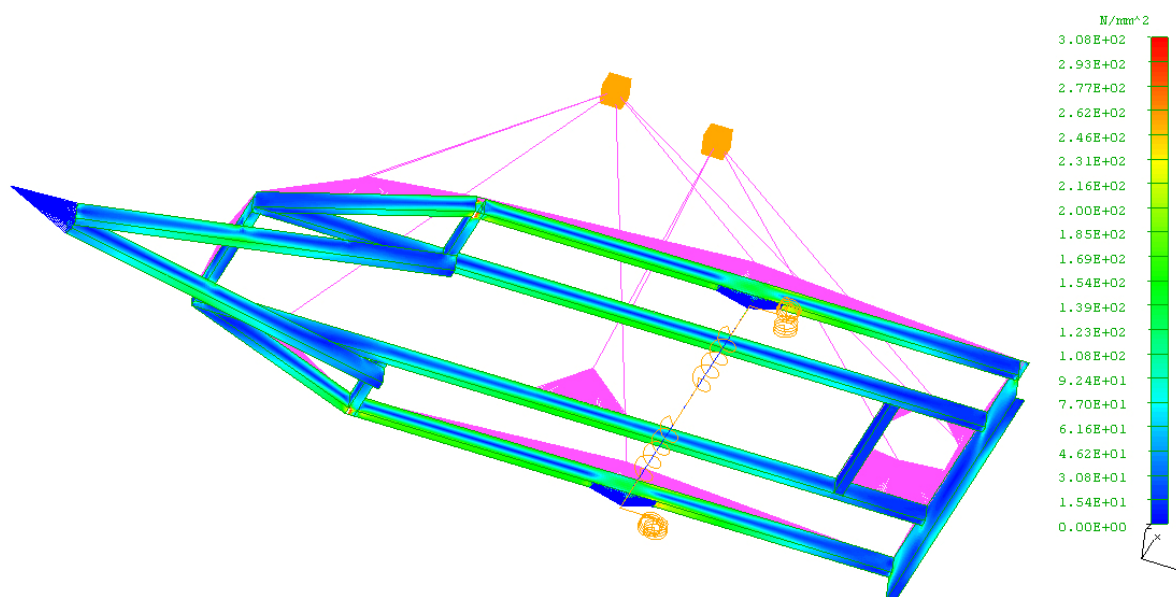
Jak je patrné z obrázků 43 až 45, v tomto zátěžném stavu bylo maximální napětí o velikosti 303 MPa v přední části uchycení nápravy k rámu přepravního vozu. Dále bylo vyšší napětí (maximálně 290 MPa) i na horní straně stejného profilu, ke kterému je připevněna náprava. Tato napětí nepřekračují dovolenou hodnotu.

8.5.5 ZATÍŽENÍ Z DYNAMICKÉ ANALÝZY

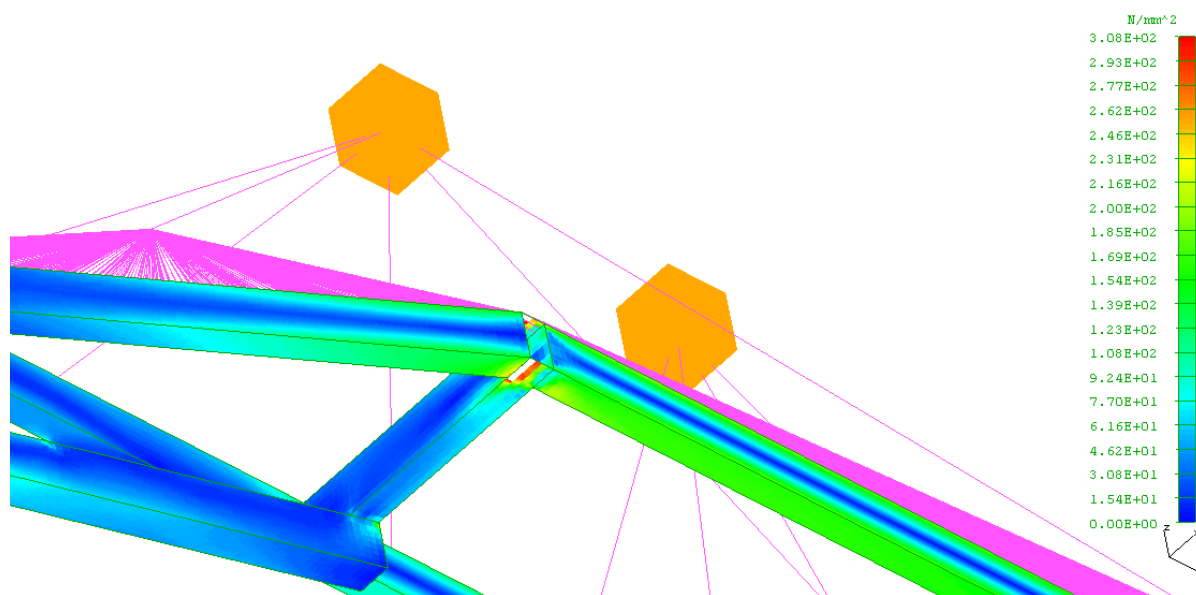
Dle dat z analýzy dynamických silových účinků byl vybrán nejhorší stav odpovídající přejezdu krátkého příčného prahu, tedy prvního zkoušeného profilu. Síly z tohoto stavu byly vloženy jako zatěžující síly do výpočtu pevnostní analýzy přívesu. Reálně ovšem nebudou síly při dynamickém namáhání tak vysoké vzhledem k tomu, že při dynamické analýze v softwaru Adams je model považován za dokonale tuhý, čehož samozřejmě ve skutečnosti není možné dosáhnout. Proto síly přenášené do rámu vozidla jsou z dynamické simulace mnohem vyšší než reálné. Od sil přenášených do kol, velikostně se jedná o 16192 N do každého kola, je ale třeba odečíst hmotnost vozu. Ta činí 1415 kg, tudíž vlastní zatížení každého kola je přibližně 6940 N od hmotnosti přívesného vozu. Po odečtení tedy získáváme 9252 N zatížení z dynamické analýzy, které je přidáno v obou kolech ve směru svislém vzhůru. Hodnoty napětí v rámu po zatížení silami z dynamické analýzy jsou vidět na obrázcích 46 až 48.



Obr. 46 Zatížení z dynamické silové analýzy – pohled na vrchní část rámu; max napětí 352 MPa, max deformace 37,6 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice 0-308 MPa



Obr. 47 Zatížení z dynamické silové analýzy – pohled na vrchní část rámu; max napětí 352 MPa, max deformace 37,6 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice 0-308 MPa



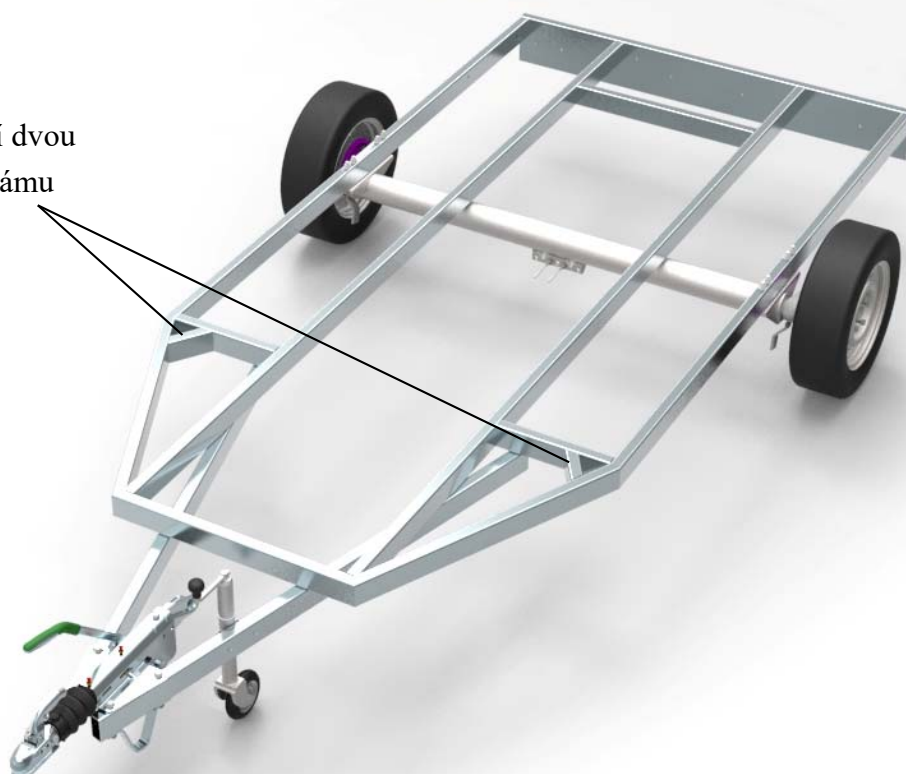
Obr. 48 Zatížení z dynamické silové analýzy – detail; max napětí 352 MPa, max deformace 37,6 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice 0-308 MPa

V tomto zatěžovacím stavu bylo dosaženo maximálního napětí o velikosti 352 MPa v přední části uchycení nápravy k rámu přepravního vozu. Toto napětí překračuje dovolenou hodnotu návrhové pevnosti, nicméně ještě nepřekračuje dolní mez kluzu oceli. Navíc k takto kritickému stavu v reálném provozu nemůže dojít vzhledem k výše zmíněné poznámce týkající se celkového nahlížení na problém přenášení výsledných sil z dynamické analýzy do pevnostní statické analýzy.

9 NÁVRH A OVĚŘENÍ ÚPRAVY RÁMU

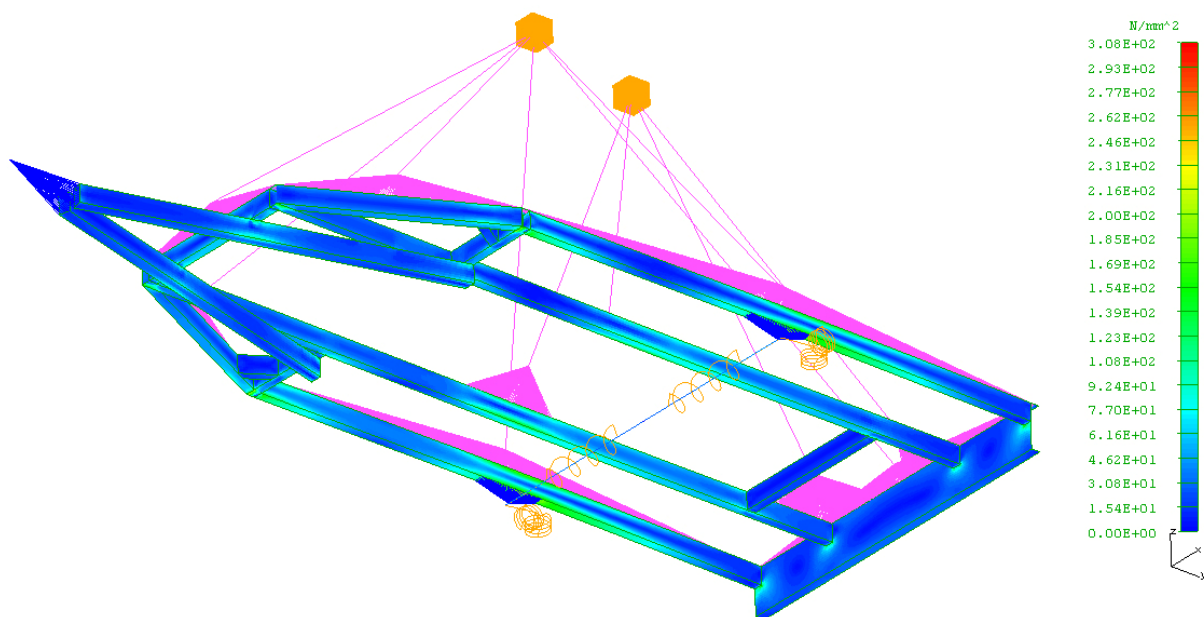
Z výsledků pevnostních analýz bylo patrné, že je vhodné přepracovat dvě místa na konstrukci rámu. Vzhledem k symetrickému rámu byl navržen jeden díl a umístěn do sestavy svařence. Úprava se týká dvou nových obdélníkových profilů vložených k nejvíce namáhanému místu, poloha nových profilů je zřejmá z obrázku 49. Tyto výztuhy jsou z obdélníkových profilů 80x40 o tloušťce 3 mm dle normy ČSN z materiálu S355J0.

umístění dvou
výztuh rámu

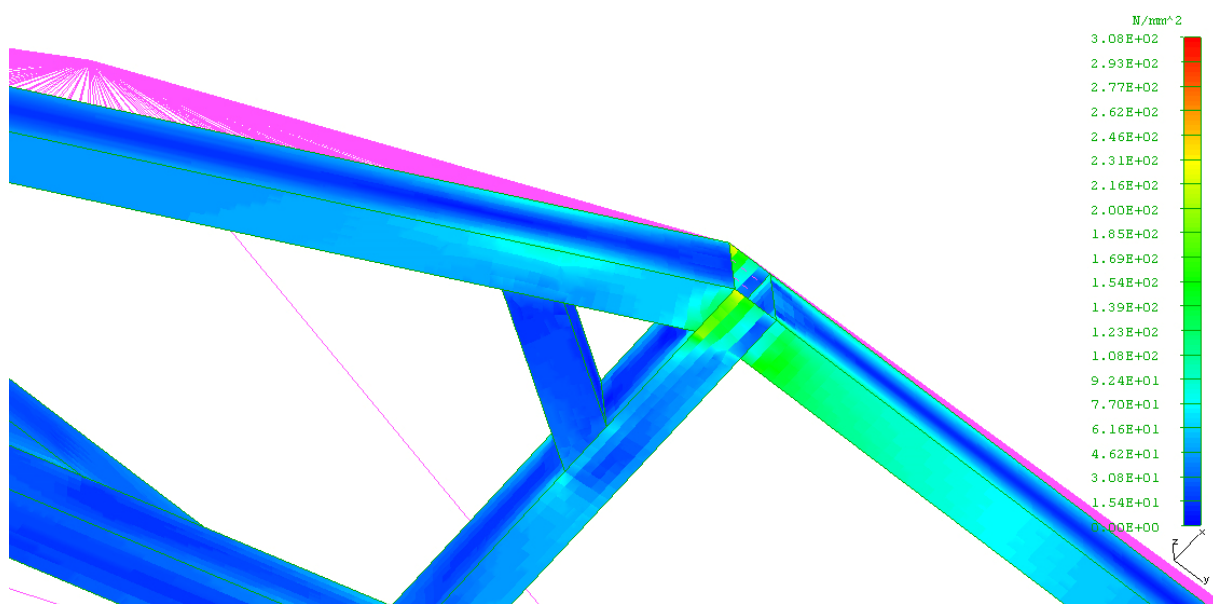


Obr. 49 Rám vozu s úpravou

Ověření úpravy rámu bylo provedeno pro nejméně příznivý zátěžný stav, a to pro dynamické zatížení přejezdem prvního profilu. Těmito maximálními silami byl ověřen nový model rámu.



Obr. 50 Zatížení upraveného rámu – pohled na vrchní část rámu; max napětí 234 MPa, max deformace 24,8 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice 0-308 MPa



Obr. 51 Zatížení upraveného rámu – detail; max napětí 234 MPa, max deformace 24,8 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice 0-308 MPa

Z obrázků 50 a 51 je patrné, že došlo k výraznému snížení napětí v kritickém místě konstrukce. Maximální napětí kleslo z 352 MPa na 234 MPa. K obdobnému snížení maximálního zatížení došlo ve všech stavech. Toto napětí nepřekračuje povolenou hodnotu.



ZÁVĚR

Cílem mé diplomové práce bylo provést koncepční návrh přepravního vozu pro domestikované zvíře, a tedy provést rešeršní rozbor přívěsných podvozků z oblasti přepravy zvířat s ohledem na podmínky legislativy, provést konstrukční návrh, rozbor dynamických silových účinků a pevnostní kontrolu rámu přívěsného podvozku. Nejprve proběhla analýza již vyráběných vozů různých firem spolu s rešerší druhů podvozků a odpružení přívěsů. Na tomto základě byla vybrána náprava a spojovací zařízení jako důležitých součástí, a proběhl samostatný návrh rámu vozidla. Byl vytvořen trojrozměrný model v programu Autodesk Inventor, z modelu byly následně zjištěny důležité údaje jako například hmotnosti nebo poloha těžišť. Ty byly dále použity v dalších částech práce.

Tento model byl následně importován ve vhodném formátu do programu MSC.Adams, kde proběhla dynamická simulace. Model byl zjednodušen a připojen za tažné vozidlo, v tomto případě se jednalo o vozidlo Jeep s jednoduchým funkčním podvozkem. Byly definovány čtyři různé profily cest. Tyto cesty byly vytvořeny také jako trojrozměrný model a následně převedeny do vhodného formátu. Souprava projela definovanou rychlostí a zrychlením, a následně byly vykresleny grafy sil působících v kolech vozidla. Maximální hodnota těchto sil byla dále použita v pevnostní analýze.

Pevnostní analýza byla provedena pomocí metody konečných prvků v softwaru NX I-Deas. Byl vytvořen střednicový model, síti byly přiřazeny rozměry profilů. Byly vytvořeny náhrady nápravy, spojovacího zařízení a hmotností. Tento model byl následně ověřen pomocí pěti základních zatěžovacích stavů. První čtyři stavy, ustálený, akcelerační, brzdění a průjezd zatáčkou, byly ověřovány bez dodatečných zatížení z dynamické simulace, v pátém stavu byly použity již zmíněné maximální hodnoty sil v kolech. Byla navržena a ověřena úprava rámu pro snížení maximálních hodnot napětí.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Brzděné nápravy. *KNOTT CZ* [online]. Hustopeče [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://www.knott.cz/privesova-technika/napravy/brzdene-napravy>
- [2] Brzdové systémy. *Kobras - přívěsová technika* [online]. Kyje - Černý Most, 2012 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://www.kobras.cz/katalog/s/brzdove-systemy/>
- [3] DIXON, John C. *Suspension geometry and computation*. Hoboken, NJ: Wiley, 2009. ISBN 978-0-470-51021-6.
- [4] Drawbars. *KNOTT UK* [online]. Knott-Avonride, 2014 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://www.knottuk.com/products-trailer-technology/drawbars/>
- [5] EHK č. 48 – Směrnice: Jednotná ustanovení pro schvalování typu vozidel z hlediska montáže zařízení pro osvětlení a světelnou signalizaci, Úřední věstník Evropské unie L 373, vydáno 2006.
- [6] EHK č. 55 – Směrnice: Jednotná ustanovení týkající se schvalování mechanických spojovacích částí jízdních souprav vozidel, Úřední věstník Evropské unie L 323, vydáno 2011.
- [7] Ford Rear Heavy Duty Leaf Spring. *SDTruckSprings.com* [online]. 2016 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.sdtrucksprings.com/ford-f250-f350-heavy-duty-leaf-spring-43-1263hd>
- [8] HAJŽMAN, Michal. *Pomocný text k proniknutí do základů práce se systémem ADAMS* [online]. Plzeň, 2005 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: http://www.kme.zcu.cz/mhajzman/download/adams_zaklad.pdf
- [9] LAWRY, Mark. *I-Deas Student Guide* [online]. Milford: Structural Dynamics Research Corporation, 2000 [cit. 2016-05-18]. ISBN 0-9638178-4-1. Dostupné z: <https://www.scribd.com/doc/46303903/I-DEAS-Student-Guide>
- [10] Modely 2015. *HYMER* [online]. Praha, 2015 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.hymer.cz/modely-2015.html>
- [11] Nákladní přívěsy Böckmann. *Böckmann centrum* [online]. Praha, 2012 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.boeckmann-centrum.cz/nakladni-privesy>



- [12] Nařízení Rady (ES) č. 1/2005 ze dne 22. prosince 2004 o ochraně zvířat během přepravy a souvisejících činností a o změně směrnic 64/432/EHS a 93/119/ES a nařízení (ES) č. 1255/97. In: Úřední věstník Evropské unie, 2004, ročník 2005, číslo 1. Dostupné také z: eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CELEX:32005R0001:CS:NOT
- [13] Odpružení nápravy AL-KO. *VEZEKO* [online]. Velké Meziříčí, 2016 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://www.vezeko.cz/cs/ke-stazeni/58-odpruzeni-napravy-al-ko>
- [14] PFAU, T. Centre of mass movement and mechanical energy fluctuation during gallop locomotion in the Thoroughbred racehorse. *Journal of Experimental Biology* [online]. 2006, 209(19), 3742-3757 [cit. 2016-05-18]. DOI: 10.1242/jeb.02439. ISSN 0022-0949. Dostupné z: <http://jeb.biologists.org/cgi/doi/10.1242/jeb.02439>
- [15] Pferdeanhänger. *Westfalia* [online]. Obergoseln, 2015 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://www.westfalia-trailer.eu/westfalia-produktpalette.html>
- [16] Přeprava zvířat - Ministerstvo zemědělství. In: *Portál eAGRI - resortní portál Ministerstva zemědělství* [online]. 2010 [cit. 2016-01-31]. Dostupné z: eagri.cz/public/web/file/41405/Preprava_nekomercni.pdf
- [17] Převravníky na koně. *VEZEKO* [online]. Velké Meziříčí, 2016 [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://www.vezeko.cz/cs/produkty/products/41-prepravniky-koni#technicke-detaily-prepravniku>
- [18] PTÁČEK, Petr a Aleš KAPLÁNEK. *Přeprava nákladu v silniční nákladní dopravě*. Brno: CERM, 2002, 111 s. ISBN 80-720-4257-2.
- [19] SELLERS, Terry. *Plywood and adhesive technology*. New York: M. Dekker, c1985. ISBN 08-247-7407-8.
- [20] STEINHÜBL, Jozef. *Aplikácia náhodných procesov pri vývoji nových produktov v príviesovej technike*. Bratislava, 2010. Písomná práca k dizertačnej skúške. Slovenská technická univerzita v Bratislave, Strojnícka fakulta. Vedoucí práce Doc. Ing. Miloš Musil, PhD.
- [21] The Right Trailer Materials. *Equine Wellness Magazine* [online]. Peterborough, Ontario [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <https://equinewellnessmagazine.com/the-right-trailer-materials/>
- [22] Trailer Suspension Maintenance. *CERKA* [online]. [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.cerka.ca/catalog/SUSMAINT.asp>



- [23] UF-1000 ULTRA FLEX Steerable Air Suspension. *Silent Drive* [online]. [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.silentdrive.com/productpages/steerables.html>
- [24] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory : hnací charakteristika : brzdění : odpruženost : řiditelnost, ovladatelnost : stabilita*. 1. vyd. Brno: VLK, 2000, 434 s. ISBN 80-238-5273-6.
- [25] Vyhláška o ochraně zvířat při přepravě. In: 4/2009. 2009. Dostupné také z: http://eagri.cz/public/web/mze/legislativa/pravni-predpisy-mze/tematicky-prehled/Legislativa-MZe_uplna-zneni_Vyhlaska-2009-4-ochranazvirat.html
- [26] Vyhláška o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. In: 341/2014. 2014. Dostupné také z: <http://aplikace.mvcr.cz/sbirka-zakonu/ViewFile.aspx?type=c&id=6764>
- [27] Vyjádření k právní úpravě povinností při přepravě zvířat, včetně koní, z hlediska ochrany zvířat. In: *Portál eAGRI - resortní portál Ministerstva zemědělství* [online]. 2009 [cit. 2016-01-31]. Dostupné z: http://eagri.cz/public/web/file/1683/Jak_preprava_zvirat_1_.pdf
- [28] Zadní sdružené svítilny. *VAPP* [online]. Praha, 2016 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.vapp.cz/eshop/zadni-sdruzene-svitilny/>
- [29] Zákon č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, Ministerstvo dopravy a spojů, 10. leden 2001
- [30] Zákon č. 246/1992 Sb., na ochranu zvířat proti týrání, ve znění pozdějších předpisů, Ministerstvo zemědělství, 29. květen 1992
- [31] Zpomalovací retardér. *HIT Hofman, s.r.o.* [online]. Psáry [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <http://www.hit-hofman.cz/cz/zpomalovaci-retarder-mp-5>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

4HR		Čtyřhran
ADAMS		Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems
CAD		Computer Aided Design
ČSN		Česká státní norma
DOF		Degrees of Freedom
ES		Evropské společenství
FEM		Finite Element Method
f_{yd}	[MPa]	Hodnota návrhové pevnosti oceli
HMH		Huber – Mises – Hencky
I-Deas		Integrated Graphics Exchange Specification
ISO		International Organization for Standardization
MKP		Metoda konečných prvků
MSC		MacNeal – Schwendler Corporation
NX		Next generation
O ₂		Kategorie přípojných vozidel nad 750 kg a do 3500 kg
OBJ		Object
R _e	[MPa]	Dolní mez kluzu materiálů
STEP		Standart for the Exchange of Product model data
welfare		Etika chovu zvířat
γ_M	[-]	Součinitel spolehlivosti materiálu



SEZNAM PŘÍLOH

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Číslo výkresu	Název
2-101-00	Sestava podvozku
1-101-01	Svařenec rámu
4-101-14	Výztuha
4-101-19	Podpěra