



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 NOSNÍKŮ ZADNÍ PORTÁLOVÉ NÁPRAVY PRO MĚSTSKÉ AUTOBUSY

DESIGN OF REAR PORTAL AXLE BEAMS FOR CITY BUSES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Daníček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Petr Daníček**
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D.**
Akademický rok: 2023/24

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 nosníků zadní portálové nápravy pro městské autobusy

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navržení nosníků zadní portálové nápravy pro městské autobusy SOR řady NS. Nahradit stávající svařované nosníky nápravy za účelem snížení hmotnosti, při zachování požadavků na pevnost ve vybraných zátěžových stavech. Provést pevnostní analýzu pro stávající i navrhované řešení nosníků.

Cíle diplomové práce:

Stručná rešerše problematiky nápravy pro městské autobusy.
Pevnostní analýza stávajícího řešení pro provozní stav a předem definované zátěžné stavy.
Nahradit stávající svařované nosníky nápravy jiným řešením (jiným než svařovaným).
Provést tvarovou úpravu pro uvažovaný/é materiály s ohledem na technologickou výrobu. Porovnat pevnostní analýzy obou řešení.

Seznam doporučené literatury:

FROCHTE, Jörg. Finite-Elemente-Methode. 2. Mnichov, Německo: Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG; 2., aktualisierte und erweiterte edition, 2021. ISBN 344646915X.

CHAPELLE, Dominique a Klaus-Jürgen BATHE. The finite element analysis of shells: fundamentals. 2nd ed. New York: Springer, c2011. Computational fluid and solid mechanics. ISBN 978-364-2164-071.

BONET, Javier, Antonio J. GIL a Richard D. WOOD. Nonlinear solid mechanics for finite element analysis: dynamics. New York: Cambridge University Press, 2020.

BHATTACHARJEE, Sudip Sankar, M. A. CRISFIELD a Richard D. WOOD. Finite element analysis of solids and structures: dynamics. 2nd ed. Boca Raton, FL: CRC Press, 2021. ISBN 978- 103-2041-582.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Práce se zabývá studií náhrady aktuálně používaného řešení nosníků portálové nápravy, které jsou ze svařovaných ocelových dílců, odlitky. Důvodem pro změnu je snaha o snížení nákladů a celkové zefektivnění výroby. Cílem práce je rozbor problematiky zadních náprav u autobusů, navržení nového řešení nosníků, definování zatěžujících sil a provedení pevnostní analýzy pomocí metody konečných prvků pro stávající i navrhovaná řešení nosníků. Nakonec je provedeno vyhodnocení a porovnání výsledků analýz.

KLÍČOVÁ SLOVA

městský autobus, portálová náprava, nosník nápravy, simulace zatížení, MKP výpočet

ABSTRACT

The thesis focuses on the study of replacing the currently used solution of portal axle beams, which are made of welded steel parts, with castings. The reason for the change is the desire to reduce costs and improve the overall efficiency of production. The aim of the work is to analyse the rear axles of buses, design a new beam solution, define the loading forces, and perform a strength analysis using the finite element method for the existing and proposed beam solutions. Finally, an evaluation and comparison of the analysis results is performed.

KEYWORDS

city bus, portal axle, axle beam, load simulation, FEM calculation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DANÍČEK, P. *Návrh nosníků zadní portálové nápravy pro městské autobusy*. Brno, 2024. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí diplomové práce Lukáš Zeizinger. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157245>



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. května 2024

.....

Petr Daníček

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce Ing. Lukáši Zeizingerovi, Ph.D. za cenné rady a odborné vedení mé diplomové práce. Oceňuji jeho trpělivost a ochotu, která mi pomohla tuto práci zdárně dokončit. Dále bych rád poděkoval společnosti SOR za poskytnutá data, a mé rodině a přátelům za jejich pomoc a podporu během celého mého studia.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Specifika městských autobusů.....	12
1.1 Zadní nápravy autobusů.....	12
1.1.1 Nápravy plně-nízkopodlažních autobusů	16
1.1.2 Srovnání různých typů nosníků.....	16
1.2 Technická specifikace zkoumaného vozidla	18
1.2.1 Základní rozměry.....	19
1.2.2 Zadní náprava	19
1.2.3 Odpružení	20
1.2.4 Tlumiče.....	21
1.2.5 Kola a pneumatiky.....	21
1.3 Nosníky nápravy.....	22
1.3.1 Materiál nosníku.....	23
2 Síly působící na vozidlo	24
2.1 Brzdění	24
2.1.1 Ideální rozložení brzdných sil.....	24
2.1.2 Skutečné rozdělení brzdných sil.....	25
2.2 Jízda na mezi překlpení při jízdě zatáčkou	26
2.2.1 Klopení vozidla	26
2.2.2 Testování maximálního naklopení.....	26
2.3 Výpočet zatížení	27
2.3.1 Statické zatížení.....	27
2.3.2 Zatížení při brzdění.....	29
2.3.3 Zatížení na mezi překlpení	30
3 Simulace zatížení.....	33
3.1 Tvorba modelu.....	33
3.2 Simulace statického zatížení.....	34
3.3 Simulace brzdění	36
3.4 Simulace stavu na mezi překlpení	38
3.5 Vyhodnocení výsledků	39
4 Aktuální řešení nosníku nápravy	40
4.1 MKP model	40
4.1.1 Aplikovaná síť	40
4.2 Příprava modelu.....	42
4.3 Výpočet analýzy MPK	43
5 Nové řešení nosníku nápravy.....	46
5.1 Stanovení základního tvaru nosníku.....	46
5.2 Varianta 1	47
5.2.1 Tvar nosníku	48
5.3 Varianta 2	49
5.3.1 Tvar nosníku.....	49
5.4 Tvarová úprava odlitků.....	51

6	MKP výpočet navrhovaných nosníků	52
6.1	Příprava modelu	52
6.2	Zatěžující stav statické zatížení.....	53
6.2.1	Varianta 1	53
6.2.2	Varianta 2	54
6.3	Zatěžující stav propružení.....	54
6.3.1	Varianta 1	54
6.3.2	Varianta 2	55
6.4	Zatěžující stav mez překlopení	55
6.4.1	Varianta 1	55
6.4.2	Varianta 2	56
6.5	Vyhodnocení výsledků.....	56
	Závěr	58
	Použité informační zdroje	59
	Seznam použitých zkratk a symbolů	61
	Seznam příloh.....	62

ÚVOD

V dnešní době, kdy jsou větší města přesycena automobilovou dopravou je snaha směřovat pohled na městskou a příměstskou hromadnou dopravu. Se stále většími požadavky na ekonomičnost

a udržitelnost se zvyšuje význam vývoje a inovací v hromadné dopravě, který je zásadní pro zajištění efektivity a ekologie výroby vozidel hromadné dopravy a jejich následného provozu. Tomu jde naproti i optimalizace jednotlivých komponent, například v oblasti jejich výrobní náročnosti, ceny nebo hmotnosti. Nedílnou součástí městské dopravy je autobusová doprava.

Autobusy jsou univerzálním druhem dopravy i pro velká města, kde je hlavní přeprava cestujících uskutečňována kolejovými vozidly. V těchto městech jsou autobusy využívány pro obsluhu menších nebo méně přístupných míst, případně jako náhradní doprava. U měst bez kolejové dopravy jsou autobusy a trolejbusy, které svou konstrukcí z autobusů vychází, hlavním druhem dopravy. Nápravy těchto vozidel pak bývají v poslední době z důvodu zajištění nízkopodlažnosti portálové. U portálových náprav pak bývá z důvodu nedostatku místa problém s jejich uchycením, které je provedeno pomocí čtyř nosníků uchycených z přední a zadní strany nápravy.

Tato diplomová práce se zabývá studii řešení těchto nosníků u aktuálně vyráběného modelu autobusu společnosti SOR. Stávající nosníky jsou ze svařovaných ocelových dílců, které představují poměrně zdlouhavé výrobní řešení. Proto je úkolem studie zjistit možnosti náhrady tohoto řešení nosníky z odlitků, s cílem zjednodušit a zlevnit výrobu a optimalizovat jejich vlastnosti.

Součástí práce je také provedení analýzy zatěžujících sil působících na nosník při třech jízdních stavech. Na základě zjištěných sil jsou poté provedeny pevnostní analýzy pro stávající i navrhovaná řešení nosníků.

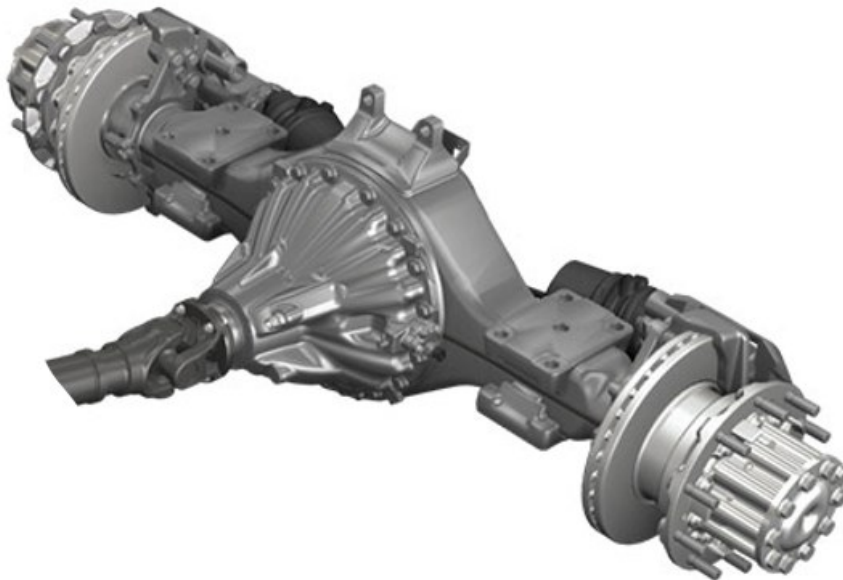
1 SPECIFIKA MĚSTSKÝCH AUTOBUSŮ

Autobusy jsou vozidla, která jsou určena pro přepravu cestujících na krátké, střední i dlouhé vzdálenosti, a která mají alespoň 9 míst pro cestující, a to včetně místa řidiče. [1] Autobusy jsou nepostradatelnou součástí městské hromadné dopravy, kde obvykle zaujímají většinové postavení, co se týče počtu vozů dopravních podniků. To je zapříčiněno hlavně díky jejich široké aplikovatelnosti, jelikož autobusy městské hromadné dopravy (MHD) mohou nejen obsluhovat pravidelné zastávky v přilehlých vesnicích či městech, ale jsou také využívány jako rychlé a pohotové náhrady za jiné druhy vozidel hromadné dopravy.

Pro hospodárnost provozu autobusů je mimo jiné významná životnost podvozku karosérie. Je proto důležité dbát na trvanlivost těchto částí, jelikož na následné opravy už nebývá účelné vynakládat prostředky. Podvozek má pak dále dopad na bezpečnost jízdy a jízdní komfort. U vozidel MHD je obvykle tvořen zadní tuhou nápravou a přední nápravou s nezávislým zavěšením. To platí především pro specializované výrobce autobusů, jako například *SOR Libchavy* nebo *Solaris Bus & Coach*. U dalších výrobců, kteří zároveň soustředí svoji výrobu na užitkové automobily, se poté objevuje i tuhá přední náprava. Jedná se v tomto případě ale spíše o modely určené převážně k dálkové přepravě.

1.1 ZADNÍ NÁPRAVY AUTOBUSŮ

Jak bylo zmíněno výše, zadní nápravy autobusů jsou téměř ve všech případech tuhé. Tyto nápravy bývají výrobcem nejčastěji nakupovány od externího dodavatele, nebo převzaty z vlastní výroby ze segmentu užitkových vozidel. Příkladem takovéto nápravy může být tuhá zadní náprava dálkového autobusu Mercedes-Benz. Uchycení nápravy je zde provedeno pomocí dvou nosníků, které vedou z přední části do zadní části pod samotnou nápravou. [1]

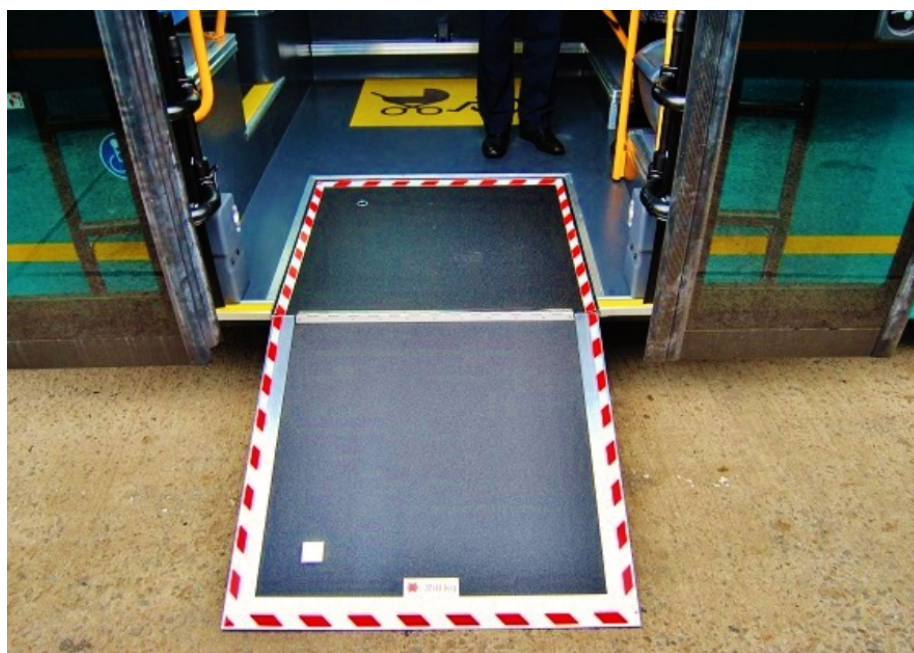


Obr. 1 Zadní náprava Mercedes-Benz [2]

Odpružení pak bývá téměř ve všech případech provedeno pomocí pneumatických pružin. Toto pružení s využitím tlaku vzduchu má pro použití v autobusech mnoho výhod, a zejména pak

u těch používaných v MHD. Pneumatické odpružení zabezpečuje bezpečnou jízdu udržováním stálého kontaktu kol s vozovkou, při variabilním zatížení vozidla, a při zachování neměnné výšky vozidla. Díky tomu zůstávají komponenty zavěšení ve stálé základní poloze, a tím je redukován rozdíl mezi jízdou s prázdným a plně naloženým autobusem. [1]

Toto řešení pneumatického odpružení navíc přináší i pozitivní dopady na komfort, a to nejen jízdy, ale i nástupu a výstupu cestujících. Vozidla jsou obvykle schopna snížit nástupní hranu při otevření dveří, nebo se případně výrazněji naklopit pro umožnění výstupu invalidního vozíku, pokud je autobusová zastávka umístěná mimo chodník nebo nástupní ostrůvek (tzv. kneeling system).



Obr. 2 Snížení nástupní hrany autobusu pro plošinu [3]

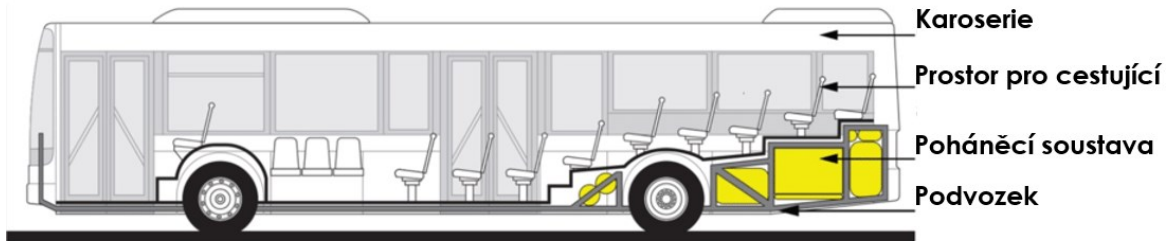
Pro vozidla, která jsou určena hlavně pro přepravu na krátké a střední vzdálenosti, tedy převážně v městských a příměstských oblastech, jsou v poslední době preferovány bezbariérové autobusy a trolejbusy. Tyto typy vozidel jsou navrženy s cílem zlepšit přístupnost a pohodlné nastupování pro cestující. Mají zpravidla mnohem méně míst k sezení oproti klasickému typu autobusů, ale s výhodou více podlahové plochy nejen pro stojící cestující, ale také pro kočárky a invalidní vozíky. Od začátku roku 2023 prakticky všechna větší města u nás používají systém hromadné dopravy obsluhovaný výhradně bezbariérovými autobusy. U trolejbusů byl pak celorepublikový průměr nízkopodlažních vozů ke konci roku 2022 94,5 %. [4] Bezbariérová vozidla hromadné dopravy se dále dělí na nízkopodlažní a plně-nízkopodlažní autobusy.

V prvním případě se jedná o vozidlo, které disponuje oblastí přístupnou alespoň jedněmi dveřmi bez jakýchkoliv schodů. Zároveň musí tato oblast dosahovat minimálně 35% plochy, která je dostupná pro stání cestujících (případně plochy přední části v případě kloubového vozidla nebo spodní plochy v případě dvoupatrového vozidla). [5]

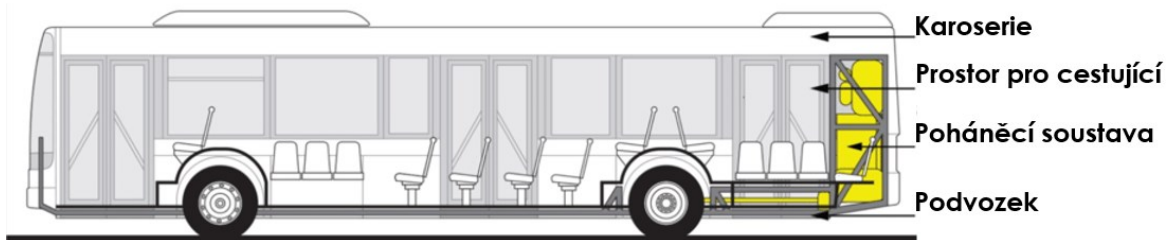
Tyto autobusy a trolejbusy mají tedy obvykle nízkou podlahu v přední a střední části s ulehčeným přístupem pro cestující s omezenou pohyblivostí a kde jsou místa určená

pro kočárky a invalidní vozíky. Naopak zadní část vozu pak může být vyvýšená a přístupná několika schody. Naopak zadní část vozu pak může být vyvýšená a přístupná několika schody. Na této vyvýšené zadní části pak jsou umístěna sedadla jako u klasického autobusu, a pod ní může být klasická tuhá náprava. [6]

Nízkopodlažní

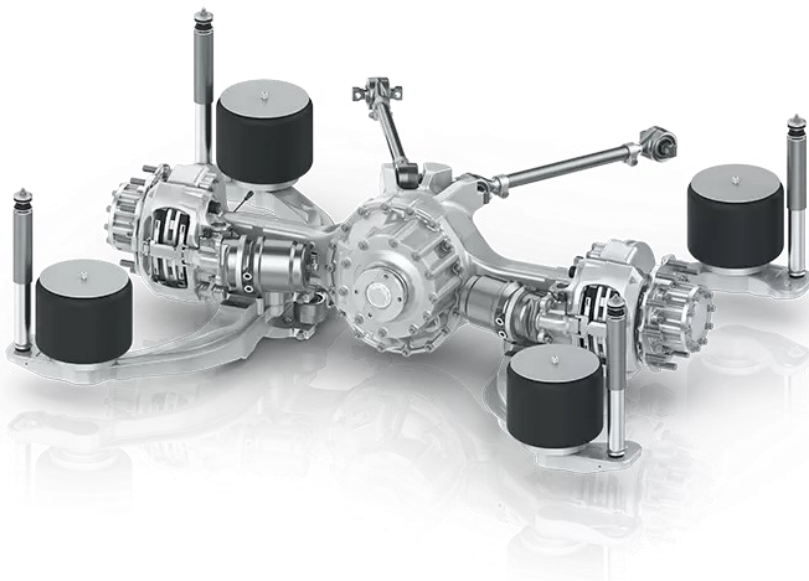


Plně-nízkopodlažní



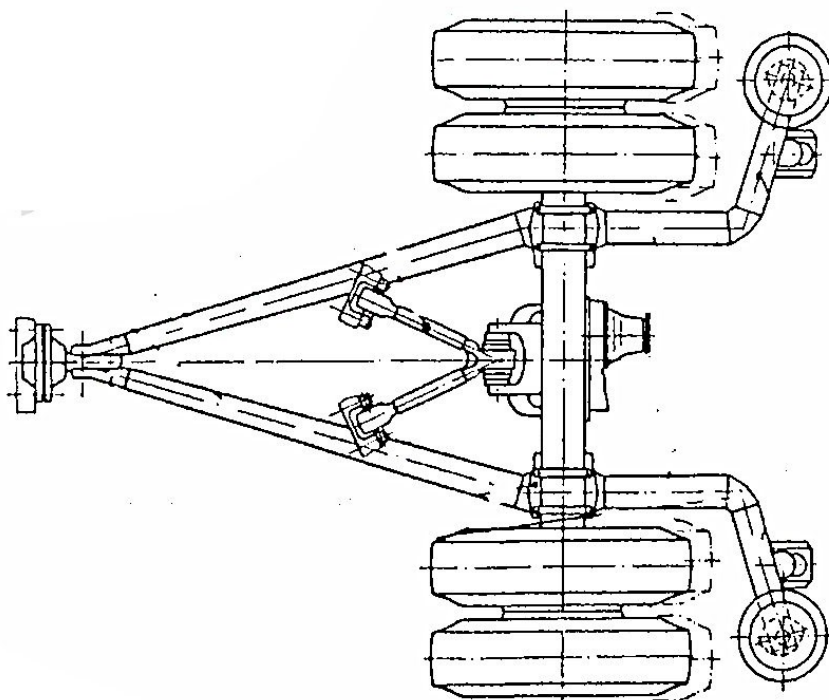
Obr. 3 Základní rozdělení a rozložení nízkopodlažních autobusů [6]

Tuhá zadní náprava tohoto polo-nízkopodlažního typu autobusu je například náprava u vozu Mercedes-Benz řady Citaro. Rám je zde k nápravě přichycen pomocí dvou párů ramen se čtyřmi vzduchovými pružinami. [7]



Obr. 4 Zadní náprava Mercedes-Benz Citaro [2]

Dalším příkladem tuhé nápravy, ale lehce jednoduššího provedení, je ojnicová náprava od výrobce autobusů MAN. Takovýto typ zadních tuhých náprav bývá často převzat z produkce nákladních vozidel. Jedná se o ojnicově vedenou nápravu se dvěma měchy vzduchového odpružení uchycenou dále pomocí vodících tyčí. [7]



Obr. 5 Ojnicová zadní náprava autobusů MAN [7]

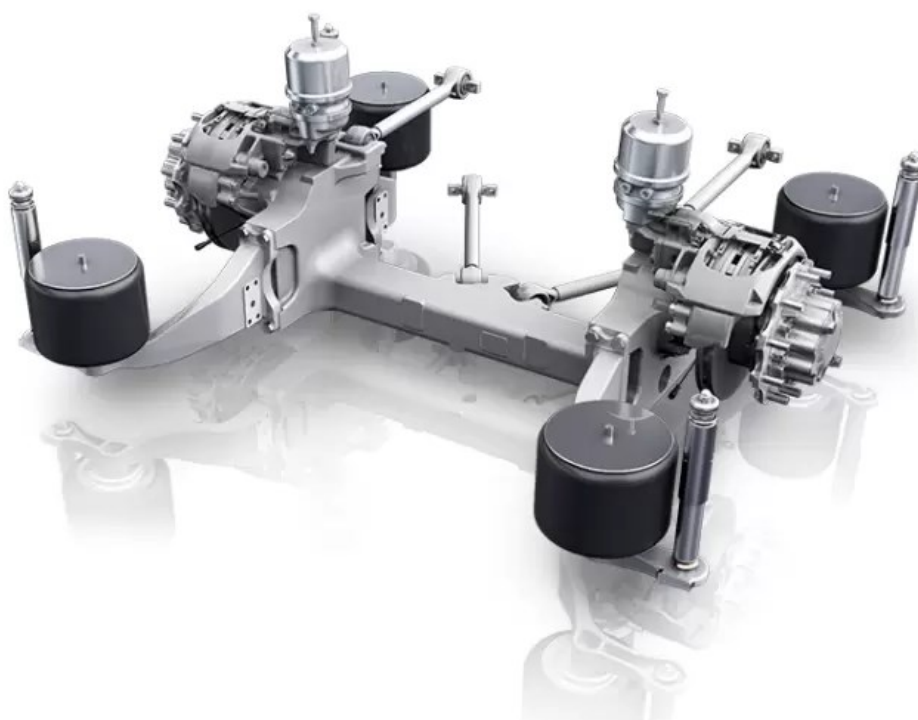
Plně-nízkopodlažním autobusem je vozidlo, jehož podlaha je přístupná bez schodů v celé jeho délce. To umožňuje rychlejší nástup cestujících, což je u městské hromadné dopravy důležitým parametrem, a také to usnadňuje pohyb cestujících uvnitř autobusu. [5]

U těchto plně-nízkopodlažních autobusů ale nastává komplikace u zadních tuhých náprav. Jelikož podlaha je tady umístěna pod úroveň osy mezi středy zadních kol, klasická náprava by zasahovala do prostoru podlahy. U tohoto typu nízkopodlažních autobusů byla zvolena cesta využití portálových náprav.

Portálové nápravy jsou speciálním typem náprav, kdy je pohonný systém vozidla umístěný mimo úroveň osy hnacích kol. Tyto nápravy jsou známé hlavně z osobních i nákladních vozidel, která jsou určena pro jízdu v terénu. U těchto vozidel se portálová náprava používá ke zvýšení světlé výšky mezi koly hnací nápravy a tím dochází ke zlepšení průchodnosti vozidla terénem. U autobusů má pak portálová náprava obrácené uspořádání. Osa nápravy tak může být umístěna pod osou zadních hnacích kol. Tím se tedy snižuje prostor mezi koly nápravy a umožňuje tak bezbariérový průchod zadní částí vozu. Tyto nápravy zpravidla nesou konstrukci rámu pomocí pneumatických měchů, které jsou připevněny na jednotlivé nosníky. K vedení jsou pak nejčastěji využívány z důvodu jednoduchosti čtyři vodící tyče. [7]

1.1.1 NÁPRAVY PLNĚ-NÍZKOPODLAŽNÍCH AUTOBUSŮ

U specializovaných výrobců autobusů se často objevuje směr výroby nových modelů s nápravami od dodavatelských firem. Výhodou tohoto řešení je samozřejmě úspora vývojových kapacit a tím snížení nákladů na výrobu a snížení ceny produktu. Kupované nápravy mají také výhodu velkého množství dat, které jsou následně sledovány v provozu a mohou poté lépe určovat termíny údržby a předcházet selháním. Nevýhodou může být potřeba přizpůsobení karosérie a rozměrů výrobci nápravy, které ale bývají ve více provedeních, rozdělených jak podle charakteristických rozměrů, tak také například podle výkonů motoru nebo rozměrů pneumatik. [8] Mezi hlavní výrobce těchto sériových náprav, kteří se vyskytují v Evropě, jsou společnosti ZF a Bristaxle. Na výběr jsou různé varianty těchto náprav, v dnešní době stále více specializované i na elektrické pohony.



Obr. 6 Portálová náprava výrobce ZF [8]

1.1.2 SROVNÁNÍ RŮZNÝCH TYPŮ NOSNÍKŮ

Nosníky nápravy jsou důležitým prvkem pérování zadní nápravy. Jak bylo zmíněno výše, zadní nápravy u autobusů bývají bez výhrad tuhé. Stejně je tomu i u zkoumaného autobusu. Nosníky náprav se řadí mezi neodpružené hmoty. Je tedy důležitá nejen jejich mechanická odolnost, ale také snaha o dosažení nižší hmotnosti, jelikož náprava svou hmotností ovlivňuje jízdní vlastnosti a stabilitu vozidla. Neodpružené hmoty jsou totiž u vozidel tlumeny jen velmi omezeně, proto u nich může docházet ke vzniku kmitání. Toto kmitání může být vyvoláno samotnou nápravou a jejími geometrickými nedokonalostmi, nebo externě nerovnostmi na vozovce. K tlumení pak dochází prakticky pouze stlačitelností samotné pneumatiky. V důsledku toho může při propružení pneumatiky dojít ke snížení velikosti radiální reakce a tím ke snížení nebo až ke ztrátě adheze. [1]

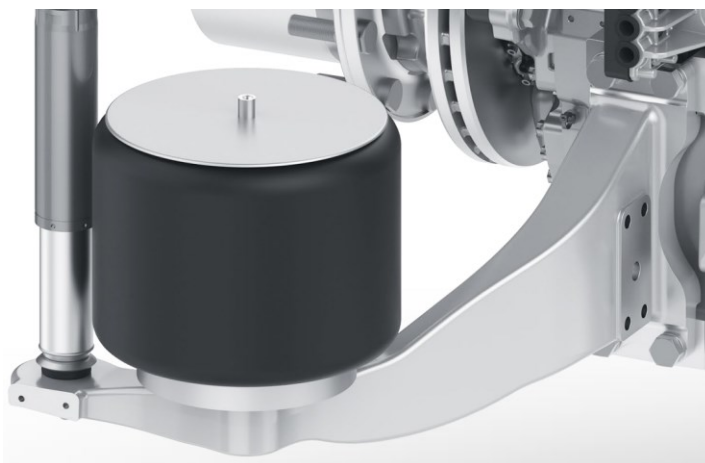
U portálových náprav plně-nízkopodlažních autobusů se téměř ve všech případech objevuje řešení pomocí čtyř nosníků přimontovaných k nápravě na jejích koncích. Důvodem pro toto řešení je zajištění bezbariérového průchodu mezi zadními koly autobusu. Na následujících obrázcích jsou znázorněna některá řešení těchto nosníků.



Obr. 7 Nosník nápravy BRIST Axle [9]



Obr. 8 Nosník elektro-autobusů, výrobce Allison série ABE [10]



Obr. 10 Nosník nápravy výrobce ZF [8]



Obrázek 9 Nosník nápravy od výrobce autobusů Solaris [11]

1.2 TECHNICKÁ SPECIFIKACE ZKOUMANÉHO VOZIDLA

Tato diplomová práce se konkrétně věnuje autobusu SOR řady NS, s typovým označením NS 12. Autobusy řady NS byly poprvé představeny v roce 2016 jako nástupci úspěšných modelů NB 12. První vozy se poté k jednotlivým dopravním podnikům dostaly v roce 2019. Dnes jsou tyto autobusy používány v mnoha městech nejen v České republice, ale i v zahraničí. Tato řada autobusů je dostupná ve více provedeních, kde NS 12 označuje variantu s klasickým naftovým motorem FPT Industrial Euro VI, patřící společnosti Iveco. Dalšími variantami této řady NS je například varianta na stlačený zemní plyn (CNG), označená jako NSG 12, nebo elektrická verze NS 12 electric (nebo ENS 12). Zajímavostí je prototyp elektrického autobusu označeného jako NSF12, který byl vybavený vodíkovým pohonem. [12]

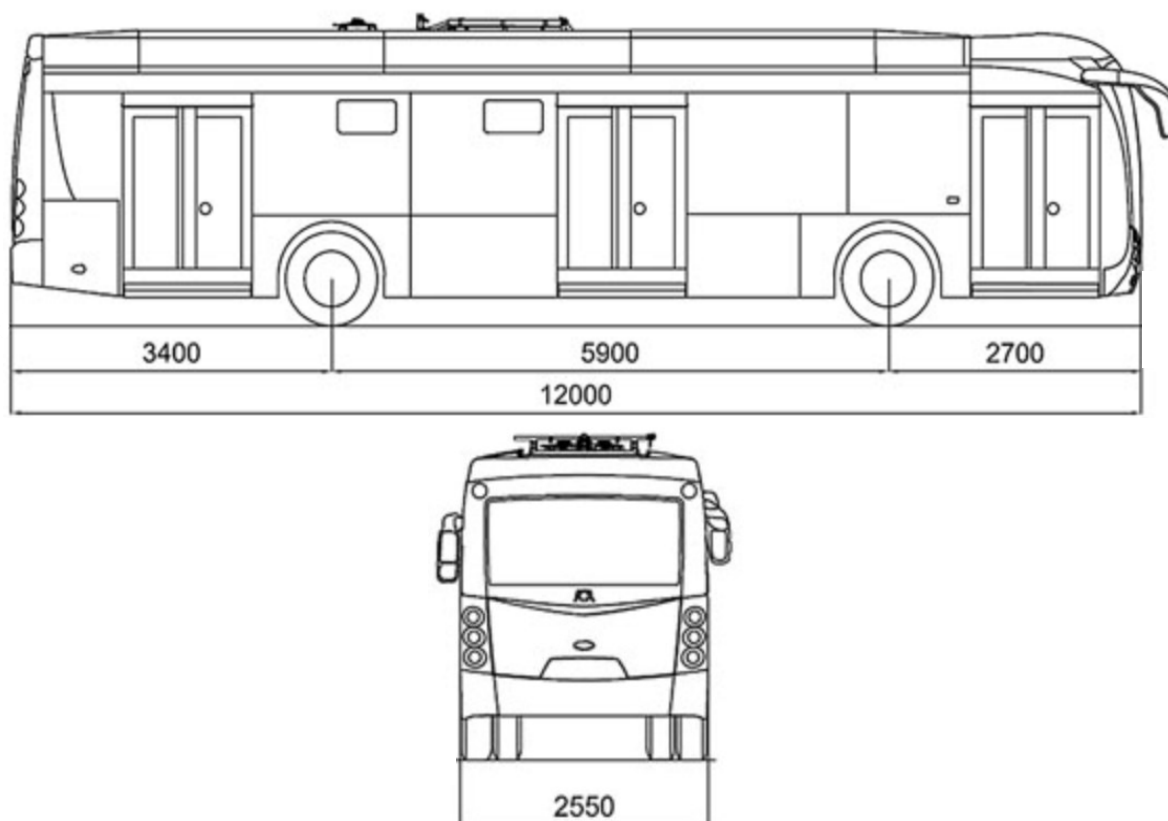
Rám použitý u tohoto autobusu je základem i pro odvozenou kloubovou variantu, označenou jako NS 18, nebo se také používá pro výrobu trolejbusů. Trolejbusy jsou dodávány nejen pod značkou SOR, ale také jako trolejbusy od společnosti Škoda Transportation, konkrétně jako modely 32Tr a 33Tr.



Obr. 11 SOR NS 12 (vlevo) [12] a Škoda 32Tr (vpravo) [13]

1.2.1 ZÁKLADNÍ ROZMĚRY

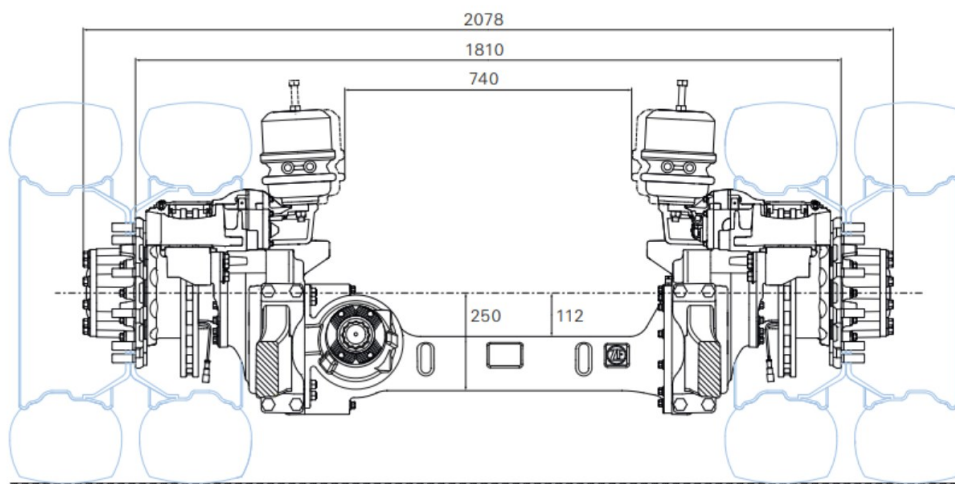
Základní rozměry autobusu jsou zobrazeny na obrázku 12. Výška autobusu $h = 3200 \text{ mm}$, rozchod kol (mezi středy zadních dvoumontáží) $B = 1810 \text{ mm}$.



Obr. 12 Základní rozměry autobusu [14]

1.2.2 ZADNÍ NÁPRAVA

Zadní náprava umožňuje přenos točivého momentu od hnacího hřídele převodové skříně ke kolům. Jedná se o portálovou nápravu od společnosti ZF, typ AV133. Tato náprava přenáší moment na zadní kola s celkovým převodem $i = 6,19$. Zadní náprava je také vybavena pneumaticky ovládanými kotoučovými brzdami. Hmotnost zadní nápravy včetně jejího příslušenství je součástí neodpružených hmot, které ovlivňují vlastnosti vozidla. [12]



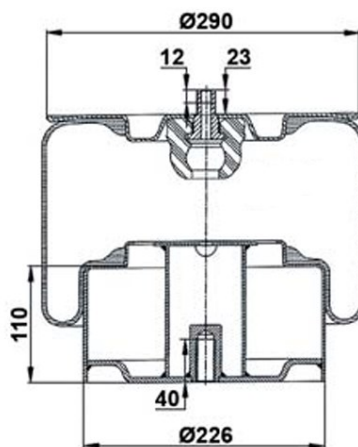
Obr. 13 Základní rozměry zadní nápravy [8]

1.2.3 ODPRUŽENÍ

Pro odpružení zadní nápravy zkoumaného autobusu jsou použity vzduchové (pneumatické) pružiny dodávané od výrobce **Vibraoustic**, typ V1E25-9. Tyto pryžové vaky jsou umístěny na konci každého ze čtyř nosníků nápravy. Vakové pružiny pracují při propružení nápravy na principu odvalování vaku pro stěně válce. Tímto odvalováním dochází k velkým deformacím vaku, proto je důležitý vhodně zvolený tvar těchto pružin a jejich materiál. [1]

Tab. 1 Parametry pneumatické pružiny [15]

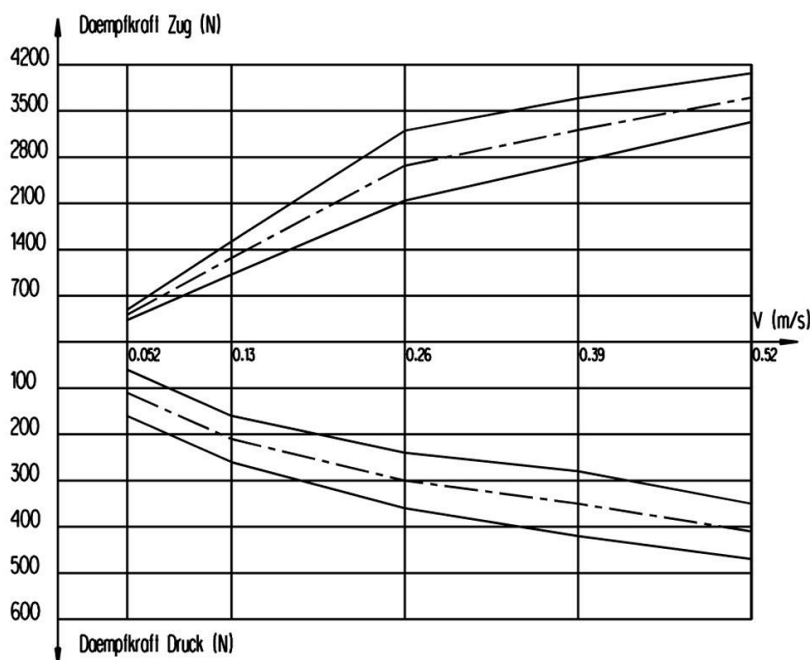
Označení	V1E25-9
Minimální výška	390 mm
Maximální výška	200 mm
Průměr vaku	310 mm
Síla při maximálním provozním tlaku 0,7 MPa	35,7 kN
Hmotnost	8,5 Kg



Obr. 14 Vaková pružina Vibraoustic V1E25-9 [15]

1.2.4 TLUMIČE

Tlumiče jsou u portálových náprav nízkopodlažních autobusů obvykle nesené právě nosníky nápravy. Tlumiče zajišťují u vozidel vyšší bezpečnost jízdy a také zvyšují komfort jízdy tlumením nárazů a kmitání přeměnou mechanické energie na tepelnou. Toho je obvykle docíleno hydraulickým odporem kapaliny v tlumiči při průchodu vhodně zvolenými otvory. [1] Na této nápravě AV 133 jsou tlumiče opět umístěny na každém ze čtyř nosníků nápravy.



Obr. 15 Závislost tlumicí síly na rychlosti u autobusových tlumičů [16]

1.2.5 KOLA A PNEUMATIKY

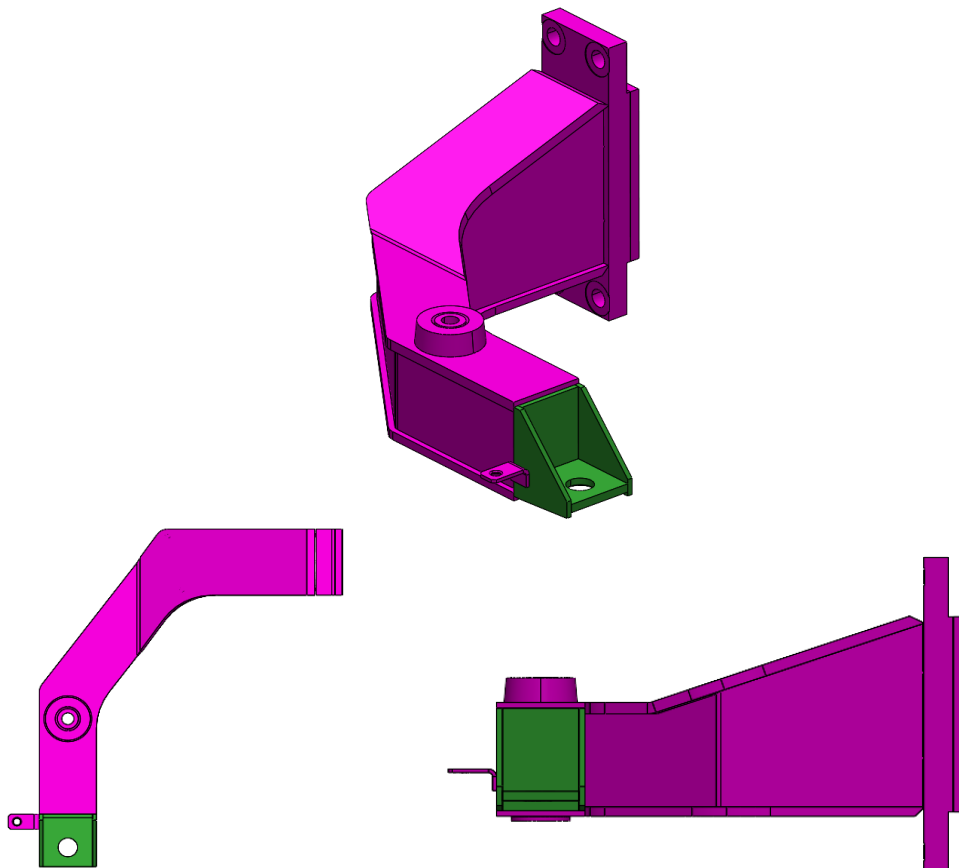
Ráfek s pneumatikou zajišťují interakci mezi vozidlem a vozovkou, tedy přenáší hnací a brzdné síly a zajišťují stabilitu. Pneumatiky jsou také součástí pružící soustavy vozidla, ke které přispívají tlumením vibrací a drobných nerovností. [1] Zadní náprava zkoumaného autobusu je vybavena dvoumontáží, na každé straně vozidla jsou namontovány dvě pneumatiky.

Tab. 2 Parametry kol a pneumatik [12]

Kola	
Druh	Disková - AL
Rozměr	8,25 × 22,5
Výrobce	Ronal
Pneumatiky	
Druh	Radiální bezdušové
Rozměr	275/70 R 22,5
Výrobce	CONTINENTAL
Hmotnost	51,2 kg

1.3 NOSNÍKY NÁPRAVY

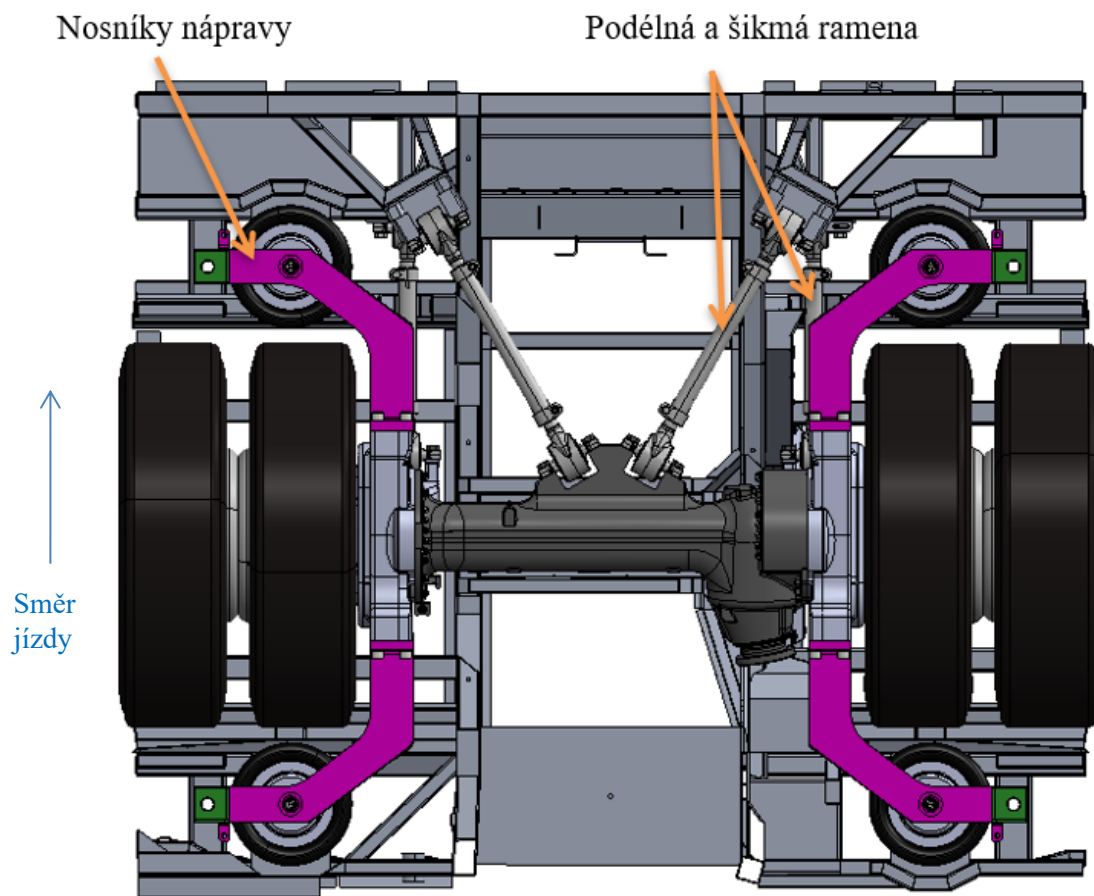
Současné nosníky nápravy používané v konstrukci se skládají z několika železných dílců, které jsou k sobě svařeny. Tato metoda výroby je s přihlédnutím k nutnosti přípravy jednotlivých dílců poměrně časově náročný proces, který navíc může vytvářet potenciální slabá místa v místech svarů. Model nosníku byl spolu s modelem nápravy dodán společností SOR, aby podle něj mohla být navržena náhrada.



Obr. 16 Aktuální řešení nosníků nápravy

Nově navrhované nosníky by měly být tvořeny z jednoho celku ve formě odlitků. Mezi výhody odlévaných výrobků patří ušetření dalších mezioperací, tedy ze suroviny může být zhotoven téměř finální produkt.

Na obr. 17 je zobrazena zástavba nosníků (provedených v růžové barvě) do rámu autobusu. Nosníky po obou stranách obepínají pneumatiky. Na obrázku jsou také zobrazena podélná šikmá ramena přenášející podélné a příčné síly.



Obr. 17 Umístění nosníků v rámu autobusu (pohled zespoda)

1.3.1 MATERIÁL NOSÍKU

Materiálem dílců stávajícího nosníku je nelegovaná konstrukční ocel s označením **S355J2C+N**. Tato ocel je často používána v různých odvětvích, jako například u strojních konstrukcí, v automobilovém a zemědělském průmyslu, nebo i pro stavbu mostů či jeřábů.

Tab. 3 Mechanické vlastnosti materiálu nosníky [17]

Mechanické vlastnosti	Hodnota (pro $t \leq 16$ mm)
Mez pevnosti	580 MPa
Mez kluzu	355 MPa
Modul pružnosti v tahu	210 GPa
Modul pružnosti ve smyku	80 GPa

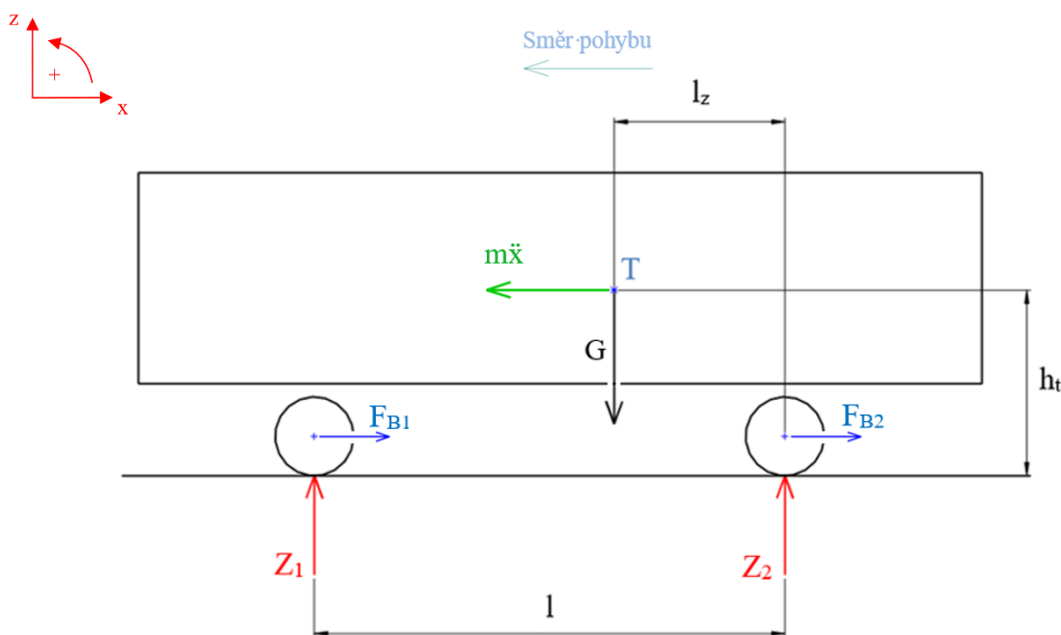
2 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA VOZIDLO

Maximální hmotnost vozidla je výrobcem stanovena na **20 000 kg**. Tato hmotnost je pak uvažována při výpočtech. Technicky přípustné zatížení zadní nápravy je 12 500 kg. [12]

2.1 BRZDĚNÍ

Brzdění je u vozidel popisováno jako záměrné snižování jejich rychlosti. Při tomto stavu je vozidlo zatěžováno stanovenými dynamickými účinky. Jeden z nejvíce zřetelných jevů, ke kterým při brzdění dochází, je takzvaný sklon vozidla, kde se předek vozidla snižuje směrem k zemi a zadní část vozidla se tak zvedá od země. To je zapříčiněno vznikem setrvačné síly $m\ddot{x}$ v místě těžiště, která vyvolává klopný moment. Tento moment také způsobuje to, že dochází ke zvýšení hmotnosti připadající na přední nápravu, a naopak snížení hmotnosti připadající na zadní nápravu. [18]

Koncept samotného zpomalení víceosých vozidel lze vyjádřit stanovením souřadnic těžiště vozidla, rozložením hmotnosti připadající na jednotlivé nápravy a s využitím přílnavosti mezi pneumatikami a povrchem silnice [18]. Pro odvození rovnic k rozboru silových účinků působících na zadní nápravu a její nosníky bude použit zjednodušený rovinný nákres zobrazující působící síly, kde: T – těžiště autobusu, G – tíhová síla, $F_{B1(2)}$ – brzdné síly, $Z_{1(2)}$ – reakční síly, m_m – maximální hmotnost autobusu, \ddot{x} - zrychlení, l_z – vzdálenost těžiště od zadní nápravy, h_t – výška těžiště.



Obr. 18 Rovinný nákres silových účinků při brzdění

2.1.1 IDEÁLNÍ ROZLOŽENÍ BRZDNÝCH SIL

Největšího brzdného účinku bude dosaženo v případě, kdy jsou brzdící kola na mezi adheze a brzdné síly jsou rovnoměrně rozděleny na jednotlivá kola podle jejich radiálního zatížení [18]. Pokud mají kola na jedné nápravě stejné zatížení, platí to zejména pro brzdné účinky na hranici adheze, budou rovnice pro brzdění vypadat:

$$F_{B1} = Z_1\varphi \quad ; \quad F_{B2} = Z_2\varphi \quad (1)$$

kde: $F_{B(1,2)}$ – ideální brzdná reakce na přední (1) a zadní (2) nápravě [N]

$Z_{1(2)}$ – reakční síla na přední (zadní) nápravu [N]

φ – součinitel adheze [-], [18]

Celková brzdná síla, uváděná jako Gz , pak může být zapsána pro tyto ideální brzdné síly podle rovnice (1):

$$Gz = F_{B1} + F_{B2} = \varphi(Z_1 + Z_2), \quad (2)$$

kde: z – poměrné zpomalení [-], [18]

Součet radiálních zatížení náprav je roven celkové tíze vozidla G , při ideálním rozdělení brzdných sil je toto poměrné zpomalení rovno součiniteli adheze, a tak je nazýváno ideálním poměrným zpomalením.

Součinitel adheze φ , charakterizující míru tření mezi pneumatikou a vozovkou, dosahuje nejvyšších hodnot při suché a drsné vozovce. V tomto optimálním stavu se mikroskopické nerovnosti na povrchu pneumatiky a vozovky efektivně propojují, čímž dochází k maximálnímu třecímu odporu. Hodnota součinitele adheze se pak může v ojedinělých případech vyšplhat i nad hodnotu 1, což demonstruje mimořádnou adhezní sílu. Naproti tomu na sněhu a náledí se situace dramaticky mění. Hladký a kluzký povrch významně snižuje tření, proto součinitel adheze klesá k nejnižším hodnotám [18]. Přehled vlivu vlastností povrchu vozovky na průměrnou hodnotu součinitele adheze je zobrazen v tabulce 1.

Tab. 4 Hodnoty součinitele adheze [18]

Povrch vozovky	Součinitel adheze φ
Beton	0,8 – 1,0
Asfalt	0,6 – 0,9
Dlažba, makadam	0,6 – 0,8
Tráva	0,4 – 0,6
Mokrá asfalt	0,3 – 0,8
Mokrá dlažba	0,3 – 0,5
Mokrá tráva	0,2 – 0,5
Písek, sníh	0,2 – 0,4
Náledí	0,1 – 0,3

2.1.2 SKUTEČNÉ ROZDĚLENÍ BRZDNÝCH SIL

Existují dva způsoby rozdělování brzdných sil na nápravy, a to lineární rozdělení a regulace brzdných sil. U lineárního rozdělení je poměr brzdných sil na přední a zadní nápravě konstantní. Toto rozdělení je jednodušší na implementaci, ale je vhodné pouze pro situace, kdy mají jednotlivá kola stejný součinitel přilnavosti. Regulátory brzdných sil mění poměr brzdných sil

na základě okamžité situace na kolech vozidla, jako je například brzdný tlak, dynamické zatížení náprav nebo úhel natočení volantu. [18]

2.2 JÍZDA NA MEZI PŘEKLOPENÍ PŘI JÍZDĚ ZATÁČKOU

Pokud se těžiště vozidla nachází v určité výšce nad zemí, při jízdě vozidla zatáčkou dochází ke vzniku odstředivé síly v těžišti vozidla a jejím působením k přesunu hmotnosti k vnější straně vozidla. To má za následek zvýšené zatížení vnějších kol v zatáčce a tedy snížené zatížení na vnitřních kolech nápravy [18]. Toto nerovnoměrné rozložení hmotnosti při jízdě zatáčkou má za následek vyšší stabilitu při jejím průjezdu vyšší trakcí na vnějších kolech. Příliš velká nerovnoměrnost ale může zvýšit riziko přetížení nápravy a jejích nosníků, nebo může vést v kritickém případě až k překlopení autobusu.

Mez překlopení je takový stav, kdy vozidlo dosahuje maximální úhel náklonu aniž by došlo k jeho převrácení. Vozidlo je tedy při tomto stavu v nestabilní rovnovážné poloze. Výslednice tíhové síly vozidla a odstředivé síly, které obě působí v těžišti vozidla, tak protíná otočnou osu vozidla. Otočná osa vozidla je fiktivní čára, která vzniká spojením nosných bodů předního a zadního kola na straně naklápění vozidla. Tato rovnováha je poté narušena, jakmile se výslednice sil procházející těžištěm dostane mimo tuto otočnou osu, a nastane tak pohyb zpět do standardní jízdní pozice nebo dojde k převrácení vozidla. [19]

2.2.1 KLOPENÍ VOZIDLA

Při naklápění vozidla je důležitý také okamžitý střed klopení vozidla. Střed klopení je pól, kolem kterého se naklápí samotná karosérie vozidla vzhledem k vozovce. Tento pól se při klidném stání vozidla nachází na ose symetrie vozidla. Při klopení karosérie se pak poloha tohoto pólu mění, při výpočtech ale dochází ke zjednodušení, a střed klopení je uvažován stále na ose symetrie vozidla. U karosérie usazené na pneumatických pružinách a tuhé nápravě lze střed klopení uvažovat na průsečíku středů kol a osy symetrie. [18]

2.2.2 TESTOVÁNÍ MAXIMÁLNÍHO NAKLOPENÍ

V České republice je legislativou upraven minimální limit naklopení, který musí nákladní vozidla a autobusy bez obtíží zvládnout. Tento limit je stanoven na hodnotu 28° , který musí být dosažen při maximální provozní hmotnosti. U autobusů to znamená obsazení každého sedadla nádrží s vodou o hmotnosti 68 kg, a zatížení podlahy závažím se zvýšeným těžištěm, které nahrazuje stojící pasažéry. Pro toto měření je v České republice zkušebna společnosti TÜV SÜD, kde se tyto náklony měří a kde byl také testován zkoumaný autobus SOR řady NS. [20][21]



Obr. 20 Zkušebna příčné stability, zkoušení autobusu SOR NS 18 [21]



Obr. 19 Náhradní zatížení autobusu [21]

2.3 VÝPOČET ZATÍŽENÍ

Pro výpočet zatížení nosníků nápravy budou jednotlivé zatěžující síly vypočítány ze zjednodušeného souboru statických rovnic popisujících dané vozidlo. Tyto výpočty budou dále použity hlavně jako porovnání pro simulační výpočty zatížení pomocí programu MSC Adams. Při sestavování statických rovnic nebude uvažováno s dynamickým chováním systému a budou uvažována zjednodušení systému.

2.3.1 STATICKÉ ZATÍŽENÍ

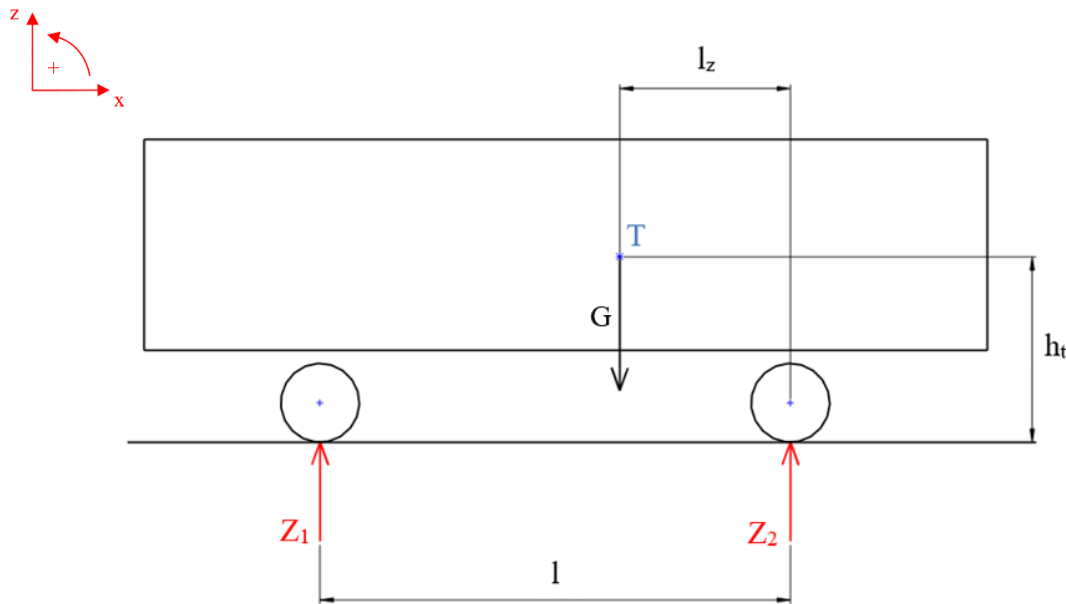
Nosníky zadní nápravy jsou při stání vozidla zatíženy rovnoměrně na obou stranách nápravy, a stejně tak v přední i zadní části. Je tedy bráno v úvahu symetrické rozdělení zatížení na každý nosník.

Jako zatížení nápravy je uvažována maximální provozní hmotnost autobusu, která je 20 000 kg. Pro výpočty tedy bude platit:

$$G = m_m g = 20000 \cdot 9,81 \quad (3)$$

$$G = 196\,200 \text{ N}$$

kde: m_m – maximální hmotnost autobusu [kg]



Obr. 21 Rovinný náčrt reakcí vozovky

Ze zjednodušeného obrázku lze poté určit momentovou rovnováhu k bodu dotyku kola zadní nápravy, která bude:

$$\Sigma M_z = 0 ; G l_z - Z_1 l = 0 \quad (4)$$

Obdobně lze napsat rovnice k bodu dotyku předního kola

$$\Sigma M_p = 0 ; Z_2 l - G(l - l_z) = 0 \quad (5)$$

kde: l_z – vzdálenost těžiště od zadní (přední) nápravy [m]

l – rozvor náprav [m]

$Z_{1(2)}$ – reakční síla vozovky pro přední (zadní) nápravu [N]

Reakce na přední (zadní) nápravu autobusu pak bude:

$$Z_2 = \frac{196200 \cdot (5,9 - 2,2)}{5,9} = 123040 \text{ N} \quad (6)$$

Z rovnice nahoře dosazením hodnot získáme sílu připadající na zadní nápravu

Při předpokladu rovnoměrného zatížení nosníků zadní nápravy lze pro získání síly připadající na jeden nosník vypočtené zatížení podělit počtem nosníků zadní nápravy, v tomto případě je náprava nesena 4 nosníky. Statická zatěžující síla na jeden nosník nápravy při maximálním zatížení autobusu tedy bude:

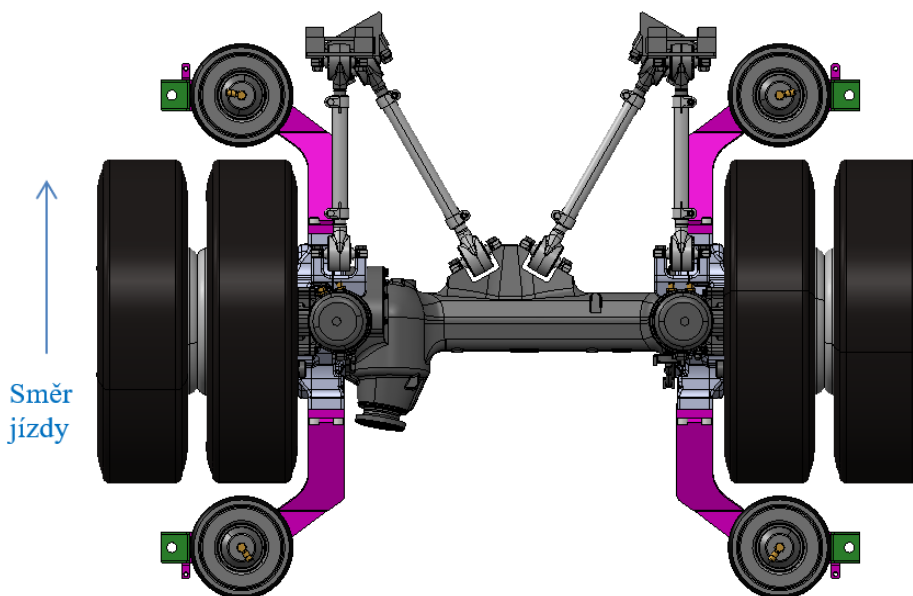
$$Q_n = \frac{Z_2}{i_n} = \frac{123040}{4} = 30\,760\text{ N} \quad (7)$$

kde: Q_n – zatížení nosníku nápravy [N]

i_n – počet nosníků nápravy

2.3.2 ZATÍŽENÍ PŘI BRZDĚNÍ

Při brzdění autobusu jsou u přenosu sil na zadní nápravu důležité hlavně podélné zatížení, které je dáno přenášením brzdných sil od kolových brzd, a také setrvačné síly, které působí od karosérie autobusu na nápravu. Tyto síly jsou přenášeny pomocí dvou párů podélných ramen, které jsou uchyceny přímo k nápravě a nosníky tak přenáší pouze svislé síly. Toto svislé zatížení je pak při brzdění vlivem dopředného zrychlení přenášeno na přední nápravu, a zadní nosníky jsou tak odlehčeny.



Obr. 22 Umístění podélných ramen (pohled zhora)

Podle tabulky Tab. 4 byl zvolen součinitel adheze pro asfalt, a proto bude počítáno s hodnotou $\varphi = 0.9$. Zatěžující síla G je shodná s předchozími výpočty, tedy podle rovnice nahoře.

Podle rovnice nahoře lze určit celkovou brzdou sílu F_B :

$$F_B = F_{B1} + F_{B2} = \varphi(Z_1 + Z_2) = \varphi G \quad (8)$$

$$F_B = 0.9 \cdot 196\,200 = 176\,580 \text{ N} \quad (9)$$

Tato celková brzdná síla bude při brzdění uvažována jako konstantní. Při znalosti hmotnosti vozidla tak lze zjistit průměrnou hodnotu zrychlení působící na vozidlo:

$$a = \ddot{x} = \frac{F_B}{m_m} = \frac{-176\,580}{20\,000} = -8,83 \text{ ms}^{-2} \quad (10)$$

kde: \ddot{x} – brzdné zpomalení

Podle Obr. 18 lze napsat rovnici momentové rovnováhy pro střed kola přední nápravy:

$$\Sigma M_S = 0 ; -G(l - l_z) + m_m \ddot{x}(h_t - r_d) + Z_2 l = 0 \quad (11)$$

kde: r_d – dynamický poloměr kola

Síly na nosníky nápravy je možné zjistit vyjádřením reakční síly na kola zadní nápravy Z_2 . Při předpokladu rovnoměrného rozložení sil na nosníky je možno tuto sílu vyjádřit podělením síly Z_{2b} počtem nosníků:

$$Z_{2b} = \frac{G(l - l_z) - m_m \ddot{x}(h_t - r_d)}{l} \quad (12)$$

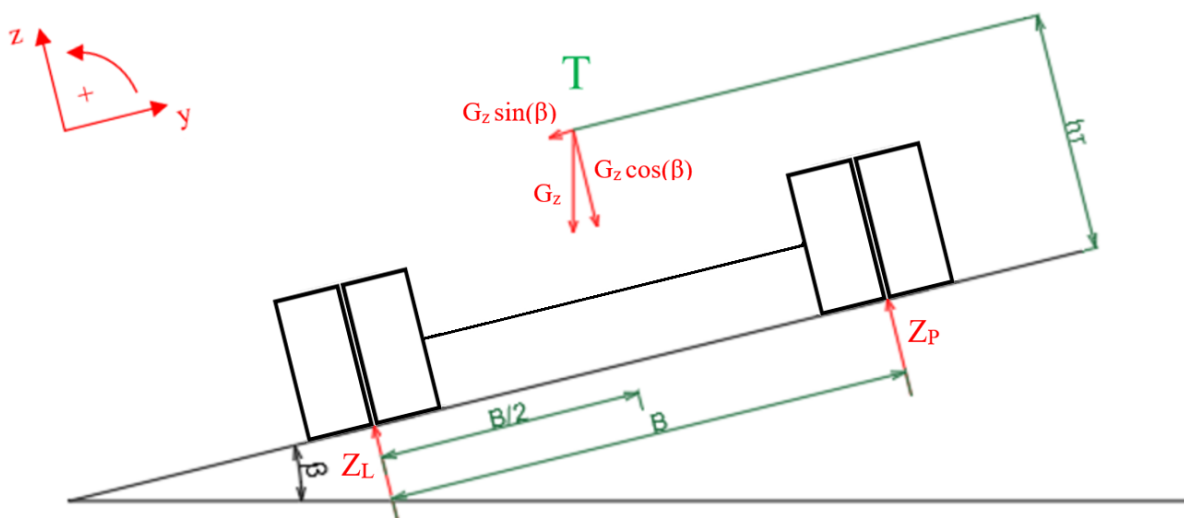
$$Z_{2b} = \frac{196\,200 \cdot (5,9 - 2,2) - 20\,000 \cdot 8,83 \cdot (1 - 0,45)}{5,9} = 106\,580 \text{ N} \quad (13)$$

$$Q_{nb} = \frac{Z_2}{i_n} = \frac{106\,580}{4} = 26\,645 \text{ N} \quad (14)$$

U těchto výpočtů brzdných sil je počítáno s maximální silou, která může při brzdění působit, tedy s povrchem s vysokým součinitelem adheze a brzděním na mezi adheze. V reálném provozu autobusu by tato situace neměla nastat, jelikož při plném zatížení je autobus obsazen až 70 stojícími cestujícími, kteří by při takto prudkém brzdění mohli být vážně zraněni.

2.3.3 ZATÍŽENÍ NA MEZI PŘEKLOPENÍ

Při tomto stavu se vozidlo nachází na hranici překlopení. Tato situace může nastat ve dvou případech. Prvním případem je stav, kdy se vozidlo nachází na prudkém příčném svahu, a druhým případem je situace, kdy vozidlo projíždí ve vyšší rychlosti ostrou zatáčkou. V obou těchto případech je hlavním parametrem velikost příčné síly, kdy při dosažení její kritické hodnoty dojde k úplnému odlehčení vnějšího dvoukolí a příslušných nosníků nápravy. Vnitřní dvoukolí a tedy nosníky naopak nesou celou hmotnost připadající na zadní nápravu. Pro výpočet zatížení bude použit jednoduchý rovinný nákres znázorňující působící síly, kde: G_Z – tíhová síla připadající na zadní nápravu, Z_L – reakční síla vozovky pro levá kola, Z_P – reakční síla vozovky pro pravá kola, B – rozchod kol (mezi středy zadních dvoumontáží).



Obr. 23 Rovinný náčrt působících sil při náklonu

Jelikož náčrt znázorňuje pouze zadní nápravu, lze pro další výpočty použít hodnotu síly připadající na zadní nápravu z kapitoly 2.3.1 pro statické zatížení. Bude tedy platit že:

$$G_z = Z_2 = 123\,040\text{ N} \quad (15)$$

kde: G_z – Zatížení připadající na zadní nápravu

Pomocí rovnic momentové rovnováhy lze pomocí obrázku 23 spočítat maximální teoretický náklon vozidla.

$$\Sigma M_n = 0 ; G \sin(\beta) h_t - G \cos(\beta) \frac{B}{2} + Z_P B = 0 \quad (16)$$

kde: β – úhel naklonění autobusu

Při situaci, kdy se vozidlo nachází na mezi překlolení, bude reakce vozovky pod vnějšími koly nulová, bude tedy platit:

$$Z_p = 0 \quad (17)$$

Moment od vnějšího kola bude nulový, vyjádřením úhlu β z rovnice (17) pak lze získat vztah pro maximální naklonění vzhledem k rozchodu kol a výšce těžiště.

$$\operatorname{tg}(\beta) = \frac{B}{2h_t} \quad (18)$$

Uvedená rovnice je pouze zjednodušením situace meze naklonění ke zjištění teoretické maximální velikosti úhlu β . Pro zjištění přesnějších hodnot je nutné uvažovat i klopení karoserie autobusu, ačkoliv u vzduchového odpružení dochází, při zvýšeném zatížení jedné strany a tím poklesu, k vyrovnání do nastavené výšky. Pro dané vozidlo pak platí, že:
 $B = 1810\text{ mm}$, $h_t = 1000\text{ mm}$.

$$\beta = \arctg\left(\frac{1810}{2 \cdot 1000}\right) = 42^\circ \quad (19)$$

Dále je důležitá hodnota svislé síly zatěžující nosník nápravy při maximálním náklonu. Bude uvažováno rovnoměrné rozdělení sil na oba nosníky levé strany zadní nápravy. Sílu G_z , připadající na celou zadní nápravu při statickém zatížení, tak budou přenášet pouze dva nosníky. Lze tedy napsat:

$$Q_{np} = \frac{G_z}{2} \quad (20)$$

$$Q_{np} = \frac{123040}{2} = 61\,520 \text{ N} \quad (21)$$

kde: Q_{np} – zatížení nosníku nápravy při stavu na mezi překlopení [N]

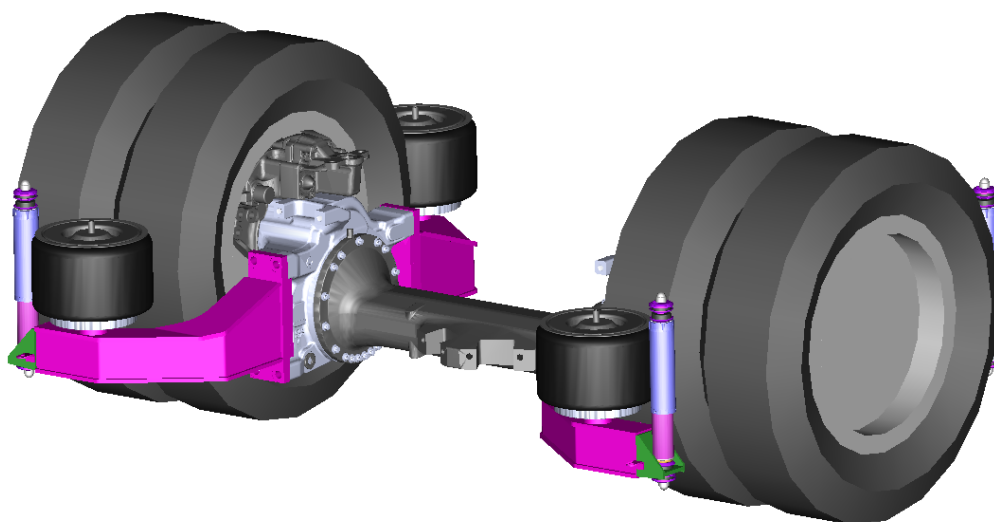
3 SIMULACE ZATÍŽENÍ

Pro získání sil působících na nosník nápravy zkoumaného autobusu byl zvolen program Adams View ve verzi 2020, od společnosti Hexagon. Adams View je multibody software, který umožňuje kinematické a dynamické posouzení digitálního modelu reálné soustavy. Zároveň je v tomto programu integrovaný post-processor, který umožňuje po provedené simulaci získání velikosti působících sil, rychlosti zvolených bodů a podobně.

3.1 TVORBA MODELU

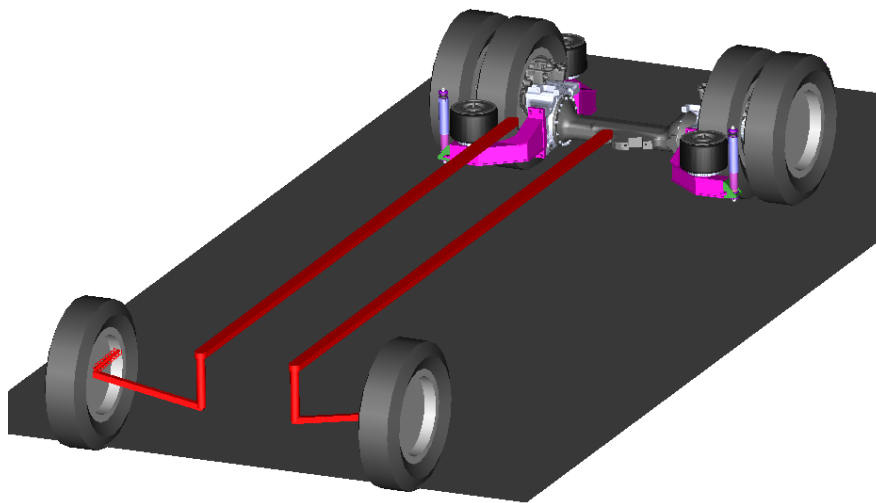
Model zadní části autobusu byl v programu Adams složen z dílů ve formátu Parasolid. Tyto parasolidy byly vytvořené v programu Solidworks podle CAD modelu dodaného společností SOR. CAD model byl rozložen na jednotlivé díly, kdy každému z nich byl přiřazen shodný počátek souřadného systému. Jednotlivé díly byly poté svázány příslušnými spoji a vazbami. Dále byla jednotlivým částem přiřazena hmotnost nebo materiálové vlastnosti.

Pneumatiky autobusu byly nahrazeny výpočetním modelem **Pacejka Tire, PAC 2002**, který je součástí balíčku Adams View. Tento model pneumatiky je optimální pro použití při simulaci klidného stání vozidla, stání na nakloněné rovině nebo simulaci brzdění [22]. Podrobné nastavení pneumatik je zobrazeno v příloze **P1**.



Obr. 24 Simulační model nápravy s pneumatikami Pacejka

Tento model zadní nápravy, zobrazený na obr. 24 by postačoval pouze pro ověření statického zatížení nosníků. Pro analýzu jízdy, náklonu vozidla nebo brzdění je potřeba přidat i přední nápravu. Přední náprava byla vytvořena pouze jako zjednodušený model, který je spojen se zadní nápravou pomocí jednoduchých příček, které jsou dostupné přímo v programu Adams.



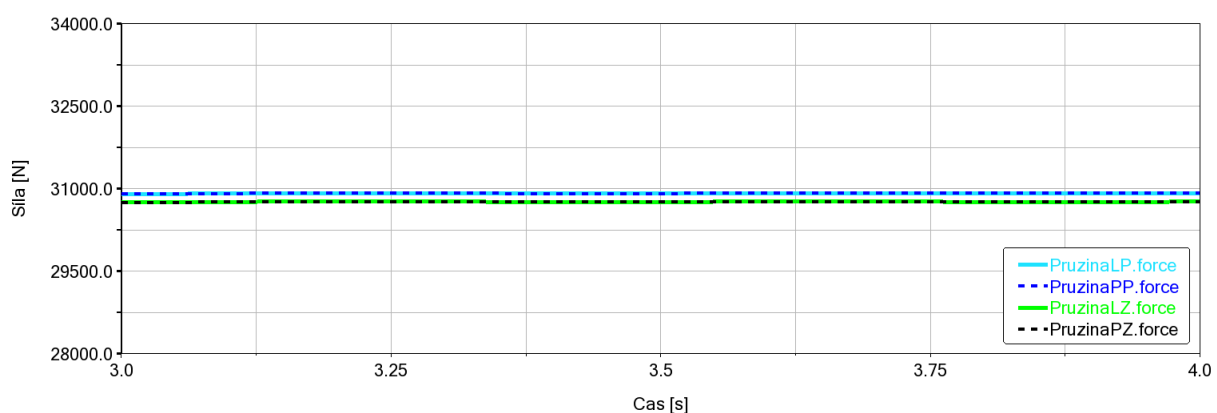
Obr. 25 Simulační model podvozku autobusu

Dalšími důležitými komponenty, které bylo potřeba nahradit, jsou tlumiče a vzduchové pružiny. U tlumičů bylo použito prvků Spring, u kterých byla zachována pouze tlumení a vypnuto pružení. Chování prvku tak bude aproximovat chování tlumiče pomocí vztahů mezi silou a jeho rychlostí podle následujícího grafu z kapitoly 1.2.4.

Vzduchové pružiny pracují na principu změny tlaku vzduchu, a mají tedy progresivní charakteristiku. Pro účely simulace byly tyto pružiny nahrazeny klasickou pružinou s konstantním koeficientem tuhosti pružiny, v programu jako prvek Spring. Jelikož při simulacích je vždy uvažováno s maximálním zatížením nápravy, které se nemění, je toto řešení považováno za vyhovující náhradu.

3.2 SIMULACE STATICKÉHO ZATÍŽENÍ

Prvním simulačním stavem bylo statické zatížení nosníků nápravy, kdy byl autobus zatížen maximální provozní hmotností **20 000 kg**. Síly působící na každý nosník nápravy, zobrazené v následujícím grafu, působí v místech uložení vzduchových pružin.

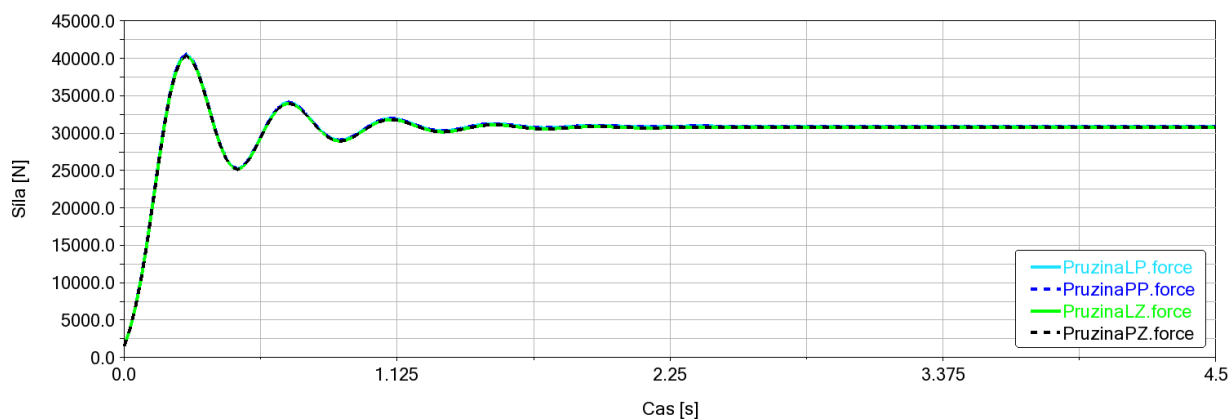


Obr. 26 Síly působících na nosníky při statickém zatížení

Tab. 5 Síly působící na nosníky při statickém zatížení

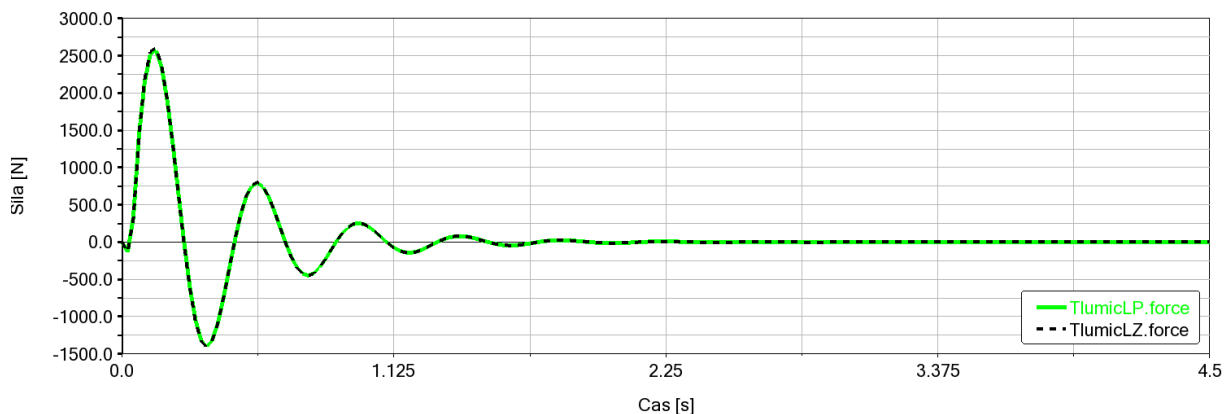
Nosník	Síla [N]	Nosník	Síla [N]
LP	30917	PP	30916
LZ	30782	PZ	30782

U statického zatížení autobusu jsou síly na nosníky nápravy rozloženy podle předpokladu rovnoměrně, kdy síla působící na přední nosníky zadní nápravy je mírně vyšší.



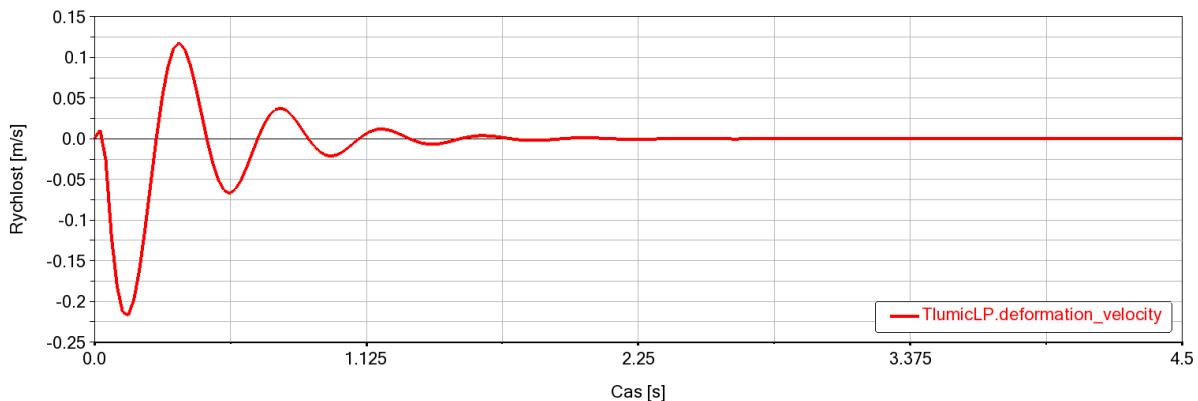
Obr. 27 Síly působící na nosníky při dopadu autobusu

Dalším zkušebním stavem u statického zatížení bylo uvolnění modelu autobusu z polohy, kdy se kola nedotýkala silnice. Následující graf zobrazuje průběh sil na nosníky v okamžiku upuštění modelu.



Obr. 28 Síly působící od tlumiče při dopadu

Z grafu vyplývá maximální síla působící na nosníky při dopadu autobusu. Tato situace by ovšem v běžném provozu autobusu neměla nikdy nastat, pro jízdní podmínky je tedy významnější druhé a třetí propružení pružiny, která by odpovídala silám působícím při jízdě. Při těchto výkyvech jsou důležité i síly od tlumiče, které působí na koncích nosníků. Průběh sil od tlumičů je zobrazený na následujícím grafu. Pro kontrolu byla také zjišťována rychlost stlačení tlumiče, aby nastavení odpovídalo průběhu síly popsané v předchozí kapitole.



Obr. 29 Rychlost stlačení tlumiče při dopadu

Z grafu rychlosti tlumiče pro nejvyšší sílu 2600 N připadá rychlost pístu $0,22 \text{ ms}^{-1}$. Pro sílu 1400 N rychlost $0,125 \text{ ms}^{-1}$ a pro sílu 800 N rychlost $0,7 \text{ ms}^{-1}$.

Síly působících na nosník při dopadu a při jednotlivých propruženích jsou sepsány v následující tabulce. Pro zjednodušení jsou zobrazeny pouze síly působící na levou stranu nápravy, která vykazovala vyšší hodnoty.

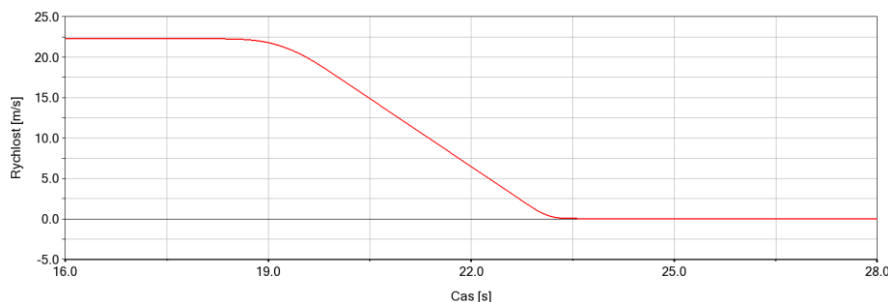
Tab. 6 Síly na nosníky při dopadu autobusu

	1. Dopad	2. Propružení	3. Propružení
Nosník LP	40770	34250	32490
Nosník LZ	40510	34040	32250
Síla v tlumiči	2600	800	255

Ze získaných hodnot vyplývá, že při propruženích se u plně zatíženého autobusu zvedá síla působící od pružin o asi 4000 N, a v případě tlumičů o 800 N. Tyto hodnoty budou dále použity pro výpočet namáhání nosníku.

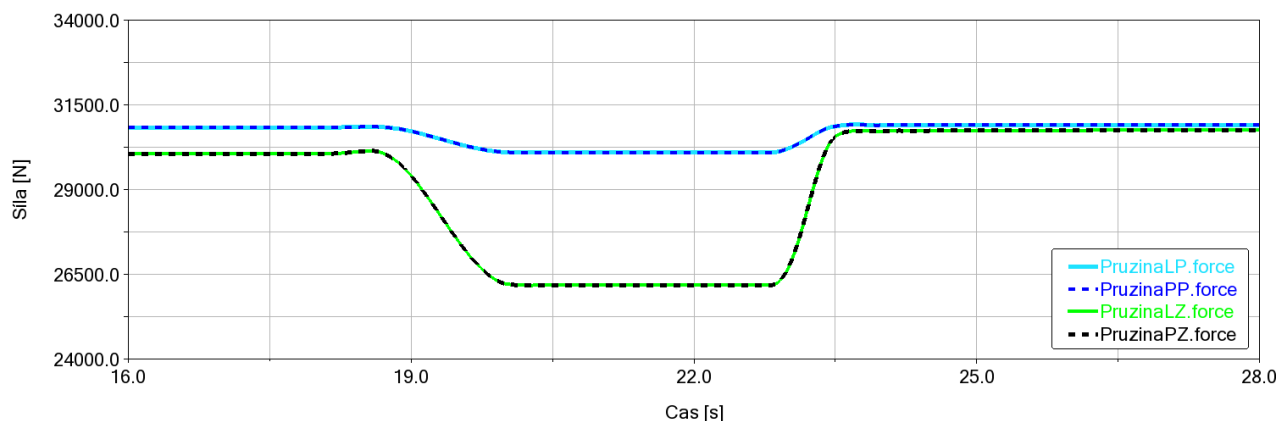
3.3 SIMULACE BRZDĚNÍ

Pneumatiky spolu s modelem vozovky byly definovány pomocí Adams modulu Tire. Simulace brzdění byla nastavena z maximální konstrukční rychlosti vozidla, která je 80 km/h, tedy $22,22 \text{ m/s}$. Brzdné síly byly nahrazeny silami působícími v místech uložení kol, které měly konstantní velikost a vozidlo bylo nastaveno, aby se pohybovalo pouze vertikálně ve směru jízdy.



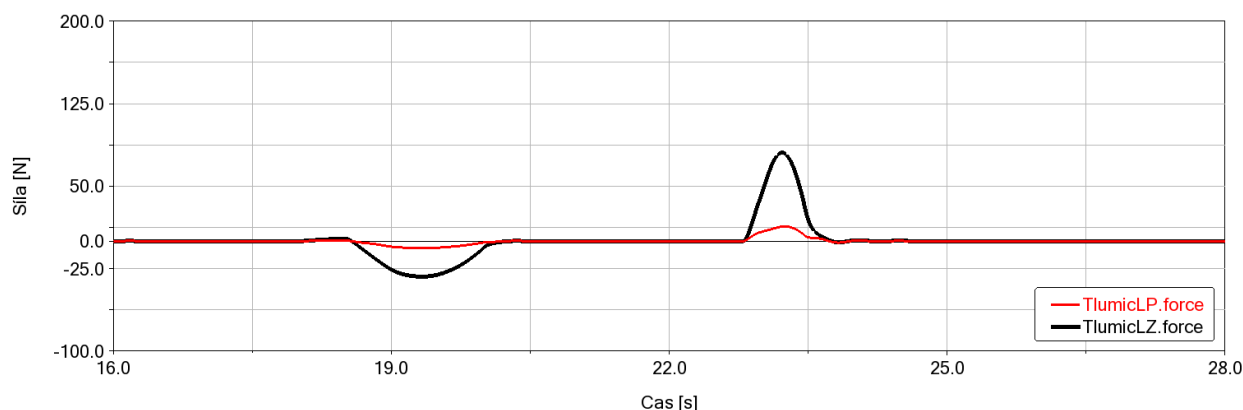
Obr. 30 Průběh rychlosti při simulaci brzdění

Při brzdění se z důvodu působícího zrychlení přesouvá hmotnost na přední nápravu. Při začátku brzdění tak dochází k výraznému odlehčení zadních pružin zadní nápravy. Na předních nosnících zadní nápravy dochází také k mírnému odlehčení, jelikož podélné síly jsou přenášeny dvěma páry ramen uchycených k přední části nápravy, je tedy umožněno větší odlehčení zadních nosníků.



Obr. 31 Průběh sil působících na nosníky během brzdění

Dále je zobrazen průběh sil působících na levé straně nápravy v místech uložení tlumičů. U brzdění nedochází k velkým výkyvům, síly jsou tedy v těchto místech u zadní nápravy minimální.



Obr. 32 Průběh sil od tlumičů během brzdění

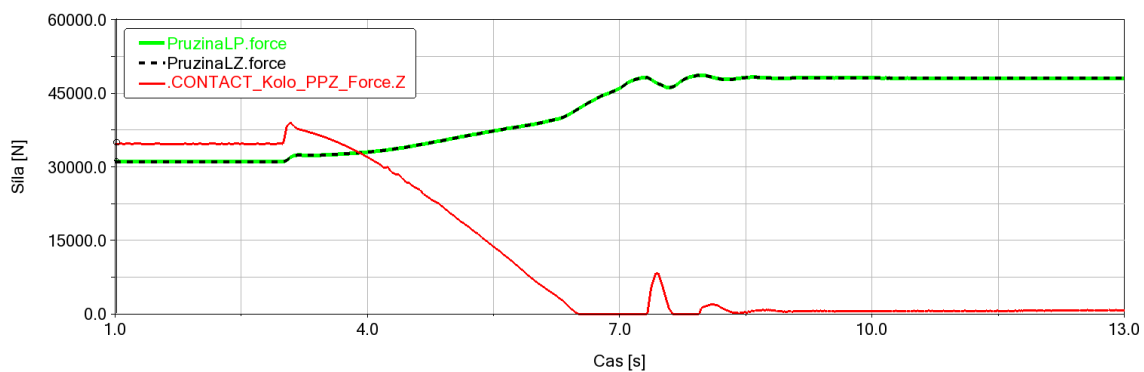
Při brzdění jsou důležité hlavně podélné síly působící na nápravy ve směru pohybu vozidla. Nosníky nápravy však přenášejí pouze svislé síly, podélné síly jsou zachycovány dvěma páry ramen uchycených přímo k nápravě.

Tab. 7 Síly působící na nosníky při brzdění

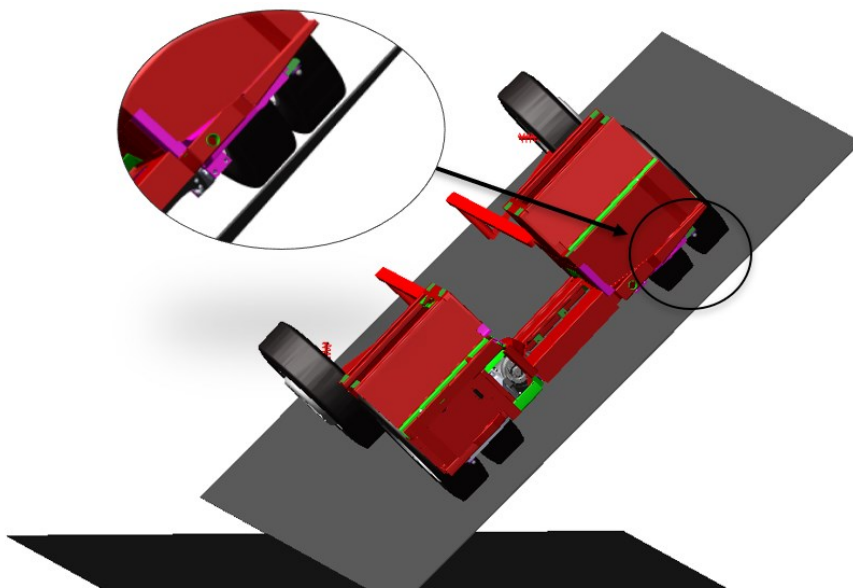
	Síla [N]		Síla [N]
Nosník LP	30100	Nosník PP	30100
Nosník LZ	26200	Nosník PZ	26200
Tlumič LP	15	Tlumič LZ	80

3.4 SIMULACE STAVU NA MEZI PŘEKLOPENÍ

Při tomto stavu byl model autobusu umístěn na rovinu, která se zvedla na maximální úhel náklonu 42° . Jedná se tedy o zjednodušenou statickou analýzu náklonu autobusu, kdy hlavním parametrem je moment, kdy je druhá strana nápravy plně odlehčena a zadní kolo je zvednuto ze země. V následujícím grafu jsou zobrazeny síly působící na levou (zatíženou) stranu nápravy a kontaktní síla odlehčené pravé pneumatiky.



Obr. 34 Síly působící na levé (zatížené) nosníky a kontaktní síla pravého kola



Obr. 33 Simulační model, zobrazení náklonu

Narozdíl od výpočtů je výsledná maximální síla na nosník nápravy menší, to je opět z důvodu sil přenášených nejen nosníky, ale i dvěma páry ramen.

Tab. 8 Síly na nosníky při stavu na mezi překlopení

Pružina	Síla [N]
LP	48520
LZ	48400

3.5 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Pro výpočty zatížení je důležité správně určit velikosti zatěžujících sil, které budou pro pevnostní analýzu nosníků použity. Byly zvoleny dva různé přístupy, prvním byla statická rovnováha sil na zjednodušeném modelu, druhým simulační analýza v programu MSC Adams. Určování sil z rovnic statické rovnováhy je relativně jednoduchá a rychlá metoda, která může být u složitějších systému méně přesná.

U simulací mechanických systému v simulačních programech je důležitá příprava výpočetního modelu a vhodné určení počátečních podmínek. Simulační model pak zohledňuje i složitější geometrii a omezení chování systému, a vypočítané velikosti sil jsou odečítány pro každý nosník zvlášť. Tato metoda je však náročnější nejen na výpočetní výkon, ale především na časově náročné vytvoření výpočetního modelu.

Tab. 9 Souhrn výsledků simulací

Způsob výpočtu →	Analytický výpočet [N]		Simulační model [N]	
	Přední nosník	Zadní nosník	Přední nosník	Zadní nosník
Statické zatížení	30 760	30 760	30 917	30 782
Brzdění	26 645	26 645	30 100	26 200
Mez překlopení	61 520	61 520	48 520	48 400

Z výsledků znázorněných v tabulce Tab. 9 lze porovnat oba přístupy výpočtu zatížení. U statického zatížení je mezi hodnotami získanými oběma přístupy minimální rozdíl, který může být způsoben jen nedokonalým umístěním těžiště v případě simulačního modelu oproti výpočtu pomocí rovnic momentové rovnováhy.

Při stavu brzdění jsou rozdíly vypočtených sil větší. Pro zadní nosník je hodnota analytického výpočtu oproti simulačnímu mírně vyšší, pro přední nosník naopak výrazně nižší. Tyto rozdíly jsou zapříčiněny přesnějším odečítáním sil v případě simulace Adams pro každý nosník samostatně. Dále je taky důležité, že náprava je v přední části uchycena pomocí dvou párů podélných ramen, které při brzdění přenáší brzdící síly od zadních kol. Tyto podélné síly se tak vlivem pohybu nápravy přenáší i na přilehlé přední nosníky. V zadní části je náprava uchycena pouze nosníky, které přenášejí síly pouze ve svislém směru

Při stavu na mezi překlopení jsou rozdíly vypočtených sil největší. Při analytickém výpočtu bylo uvažováno velké zjednodušení systému a celá reakční síla kol byla rozdělena pouze na nosníky nápravy. Oproti tomu při simulaci jsou síly, stejně jako v předchozím případě, přenášeny i podélnými rameny. Zvláště při takto velkém náklonu je část hmotnosti autobusu přenášena na nápravu tímto párem šikmých ramen a samotné nosníky tak přenášejí pouze síly na ně kolmé.

4 AKTUÁLNÍ ŘEŠENÍ NOSNÍKU NÁPRAVY

V této kapitole bude řešeno stávající řešení nosníku nápravy a jejich pevnostní analýza. Zatěžující síly budou doplněny na základě simulačních výpočtů v programu Adams pro místa uložení vzduchových pružin a pro umístění tlumičů.

4.1 MKP MODEL

Přesnost výpočtů metodou konečných prvků vysoce závisí na kvalitě přípravy výpočetního modelu, jako je definice sítě, materiálových vlastností, okrajových podmínek a kontaktních těles. Jako výpočetní program byl zvolen program MSC Apex ve verzi 2023.3 od společnosti HEXAGON.

Jak bylo popsáno výše, současné řešení nosníku je vytvořené z několika svařovaných dílců. Model nosníku je tak vytvořen s mezerami a zkoseními, které jsou dále potřebné při fyzickém sestavování nosníku k umístění jednotlivých svarů. U těchto nedoléhajících míst tak byly přilehlé plochy protaženy, aby byl model celistvý a byl tak adekvátní náhradou. Větší mezery a připravená zkosení pak byly vyplněny materiálem nosníku.

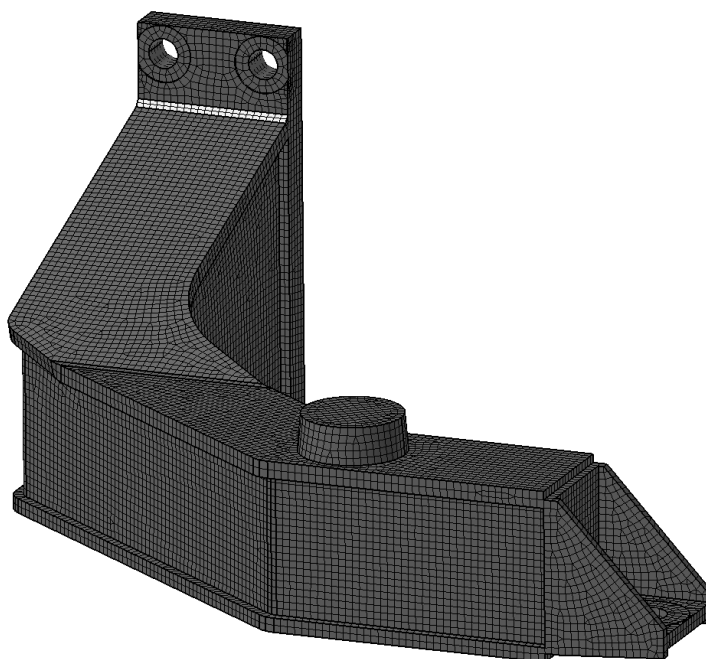
Dalším zjednodušením modelu bylo odstranění drobných zaoblení a zkosení, a odstranění otvoru pro šroub k uchycení vzduchové pružiny, jelikož tato místa nejsou pro pevnostní analýzu klíčová.

4.1.1 APLIKOVANÁ SÍŤ

Základní síť byla pro model zvolena ve formě 3D prvků, každého s hranou o délce 5 mm. Prvky jsou nastaveny na dominantní využívání tvaru QUAD, podrobné nastavení sítě pro tento model je zobrazeno na obrázku.

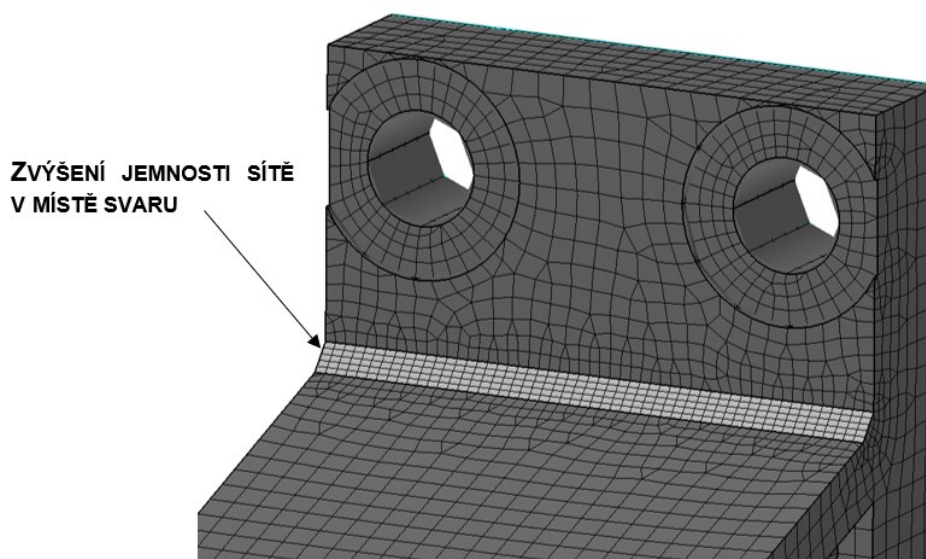


Obr. 35 Použité nastavení základní sítě



Obr. 36 Aplikovaná síť na aktuálně používaný nosník

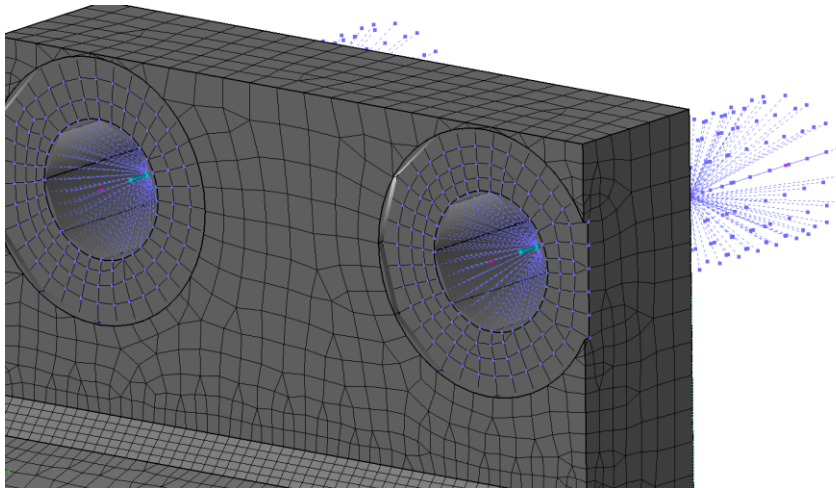
Síť byla po zkušebních výpočtech dále upravena zvýšením počtu prvků v oblasti umístění podložek na prvky o délce hrany 3 mm . V místě dvou nejvíce namáhaných svarů, které jsou mezi základní nosnou deskou a horním a dolním vodorovným dílcem, byla síť zjemněna na délku hrany prvku 1 mm .



Obr. 37 Lokální zjemnění sítě

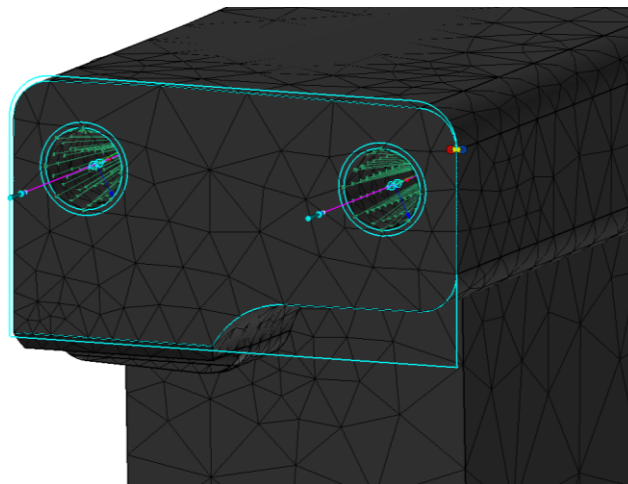
4.2 PŘÍPRAVA MODELU

Pro přípravu je důležité správné určení počátečních podmínek. V prvním případě se jedná o síly předpětí šroubů upevňujících nosník k nápravě. Ty jsou nahrazeny silami působícími na prvek *flexible-link*, který u modelu šroub nahrazuje. Tento prvek je uchycen na straně nápravy ke zjednodušenému modelu této nápravy, a na straně nosníku je uchycen pouze na plochu, kterou na nosníku zabírá podložka pod každým šroubem.



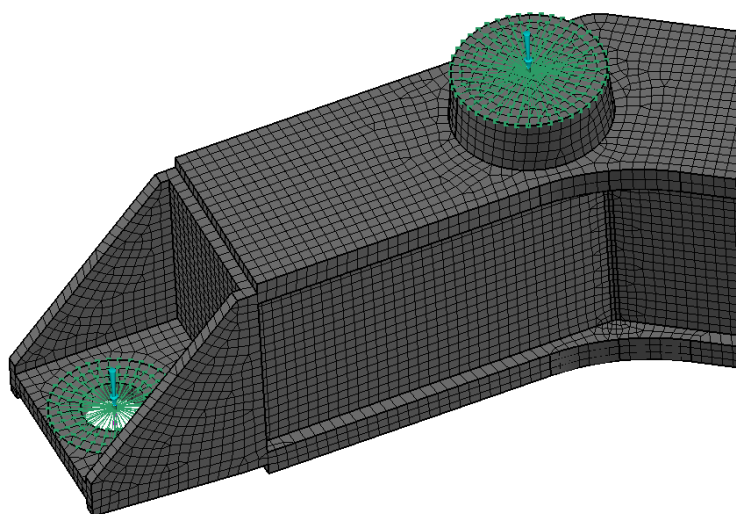
Obr. 38 Náhrada šroubových spojení

Dále je mezi nosníkem a zjednodušeným modelem nápravy vytvořena kontaktní plocha, jelikož mezi těmito dvěma kovovými díly dochází k rozložení tlaku. Koeficient tření byl v programu mezi materiály zvolen na hodnotu 0,5. Samotné modely nosníků jsou tedy připevněné k náhradě nápravy, která je teprve uchycena vazbami.



Obr. 39 Kontaktní plochy pro kontakt s nápravou

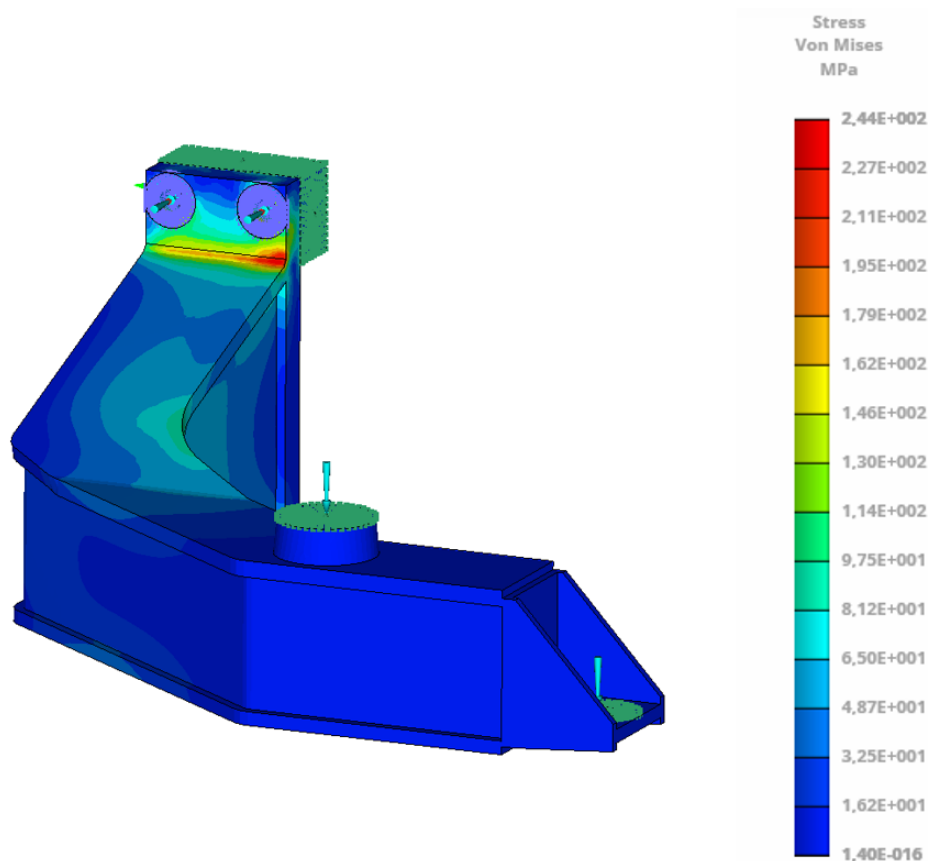
Posledním prvkem nahrazení byly tlumiče a pružiny. Ty byly nahrazeny zjednodušením těchto prvků do jednotlivých sil, působících na místa jejich uložení, pomocí prvků *RBE*, v programu vedených jako *Discrete Tie*, které rozloží bodovou sílu na danou plochu.



Obr. 40 Náhrada umístění pružiny a tlumiče

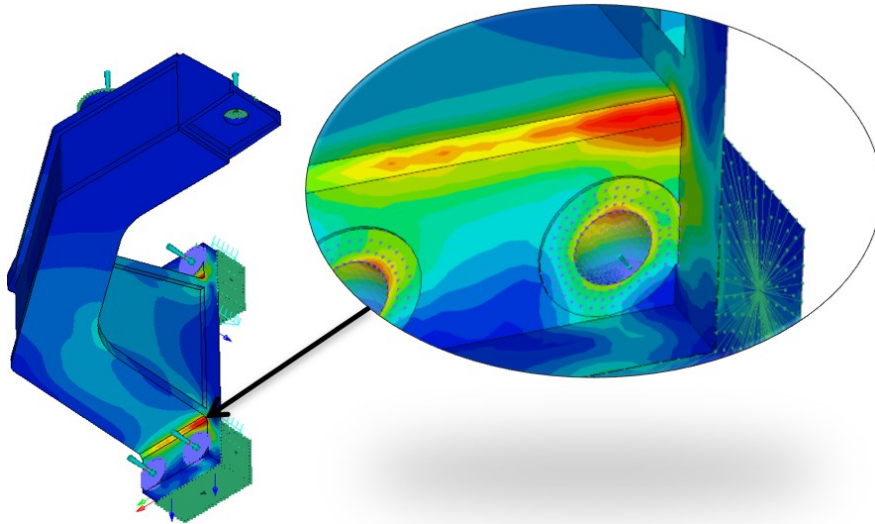
4.3 VÝPOČET ANALÝZY MPK

Pro aktuální řešení nosníku byla provedena pevnostní analýza pro maximální zatížení autobusu při náklonu dosahujícího meze překlpení. Dále byl zjištěn maximální průhyb nosníku pro tyto dva stavy zatížení. Na následujícím obrázku je znázorněno výsledné napětí pro zatěžující sílu **48 520 N**.



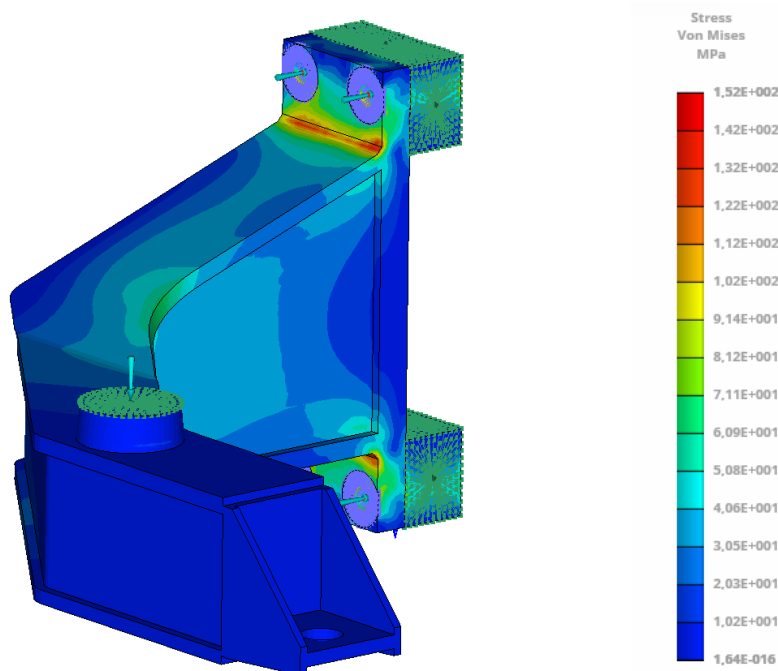
Obr. 41 Koncentrace napětí pro mez překlpení

Nejvyšší hodnoty napětí jsou v případě zatížení na mezi překlpení v místech svarů na základní nosné desce. Po zjemnění sítě byla maximální hodnota napětí **244 MPa**. Tato hodnota je relativně vysoká, ovšem při výpočtech byly svarové spoje nahrazeny samotným materiálem nosníku, a není zde tedy uvažováno s dodatečným materiálem svarů. Vyšší hodnoty napětí se pak nachází na spodním svaru, jedná se tedy o tlakové napětí. Navíc je toto napětí měřeno pro stav maximálně zatíženého autobusu nakloněného na mezi překlpení, který by v reálném provozu neměl nikdy nastat.



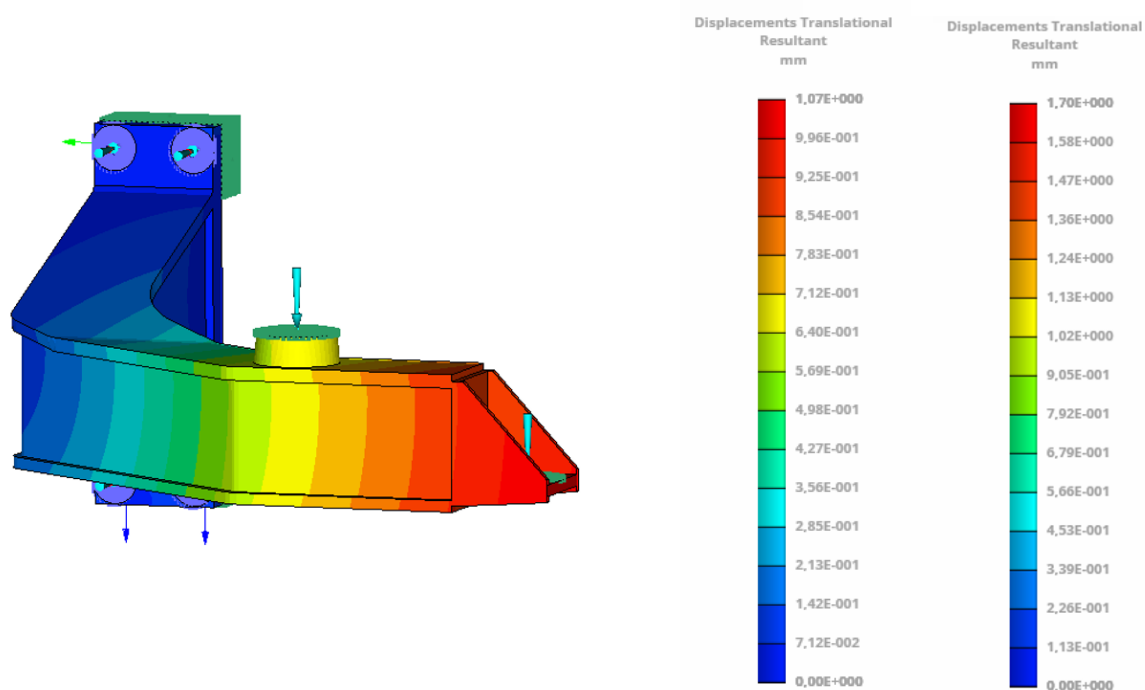
Obr. 42 Mez překlpení, detail maximálního napětí

Druhým zatěžujícím stavem bylo pro tento nosník zatížení silou **30 900 N**, což odpovídá zatížení autobusu na maximální provozní hmotnost 20 t. Při tomto stavu je největší zjištěné napětí opět v místech svarů na základní desce nosníku. Maximální napětí se pohybuje v rozmezí 130 – 150 MPa.



Obr. 43 Koncentrace napětí pro statické zatížení

Maximální průhyb byl pro tyto dvě situace naměřen na konci nosníku v místech umístění tlumiče, a to **1,7 mm** pro zatěžovací stav meze překlpení, respektive **1 mm** při statickém stavu při maximálním zatížení. Tento průhyb je tak i při maximálním zatížení nosníku minimální a aktuálně používané řešení nosníku nevykazuje zásadní posun.



Obr. 44 Průhyb nosníku pro statické zatížení (vlevo) a mez překlpení (vpravo)

5 NOVÉ ŘEŠENÍ NOSNÍKU NÁPRAVY

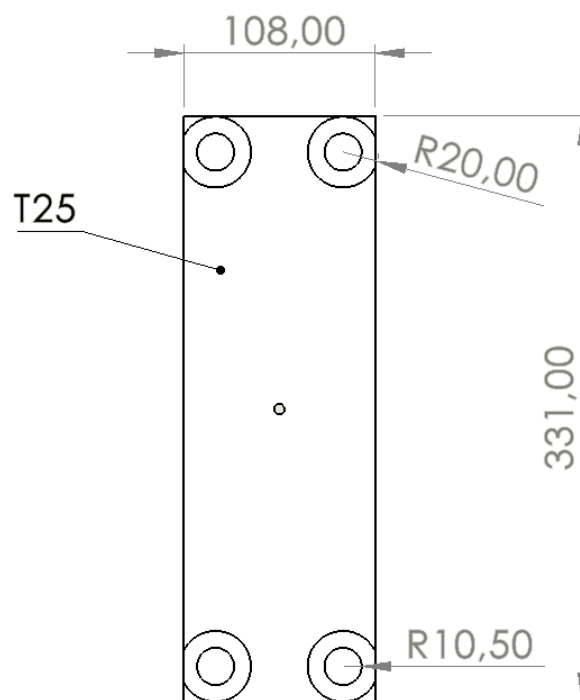
Důvodem nahrazení aktuálního řešení nosníků nápravy autobusu je snaha o snížení nákladů na výrobu a snížení počtu jednotlivých konstrukčních operací. K dosažení těchto účelů se jeví jako nejvhodnější řešení navržení nových nosníků nápravy pomocí odlitků. Materiálem pro studii nového nosníku byla na základě domluvy a preferencí společnosti SOR zvolena varianta z ocelové litiny a varianta ze slitiny hliníku.

Mezi nevýhody řešení pomocí odlitků patří problém s velkým rozdílem tlouštěk stěn, kdy dochází k nerovnoměrnému tuhnutí a chladnutí materiálu, a vzniku pnutí. S rostoucími rozměry odlitků může být problém s dosahováním požadovaných vlastností. Nevýhodou je také nebezpečí výskytu vnitřních vad a omezení možnosti odlévání velmi tenkých stěn odlitků. [23]

5.1 STANOVENÍ ZÁKLADNÍHO TVARU NOSNÍKU

U navrhování tvaru nosníku bude vycházeno z poznatků dříve získaných z uvedeného zatížení stávajícího nosníku. Hlavním kritériem návrhu bude stav jízdy autobusu na mezi překlopení, který se vyznačuje nejvyšším namáháním nosníku, ačkoliv jde o stav, který by v reálném provozu nikdy neměl nastat.

Nové řešení nosníků nápravy by mělo fungovat jako ekvivalentní náhrada aktuálního řešení, tedy bez jiných úprav okolních prvků rámu nebo uchycovacích bodů. Základní návrh tedy spočíval ve stanovení těchto míst interakce. Prvním místem, které je důležité zmínit, je uchycení nosníku k nápravě. Tato část byla u obou variant navržena, aby dosahovala stejných rozměrů jaké má stávající konstrukční řešení, jedná se tedy o desku obdélníkového tvaru o tloušťce 25 mm.

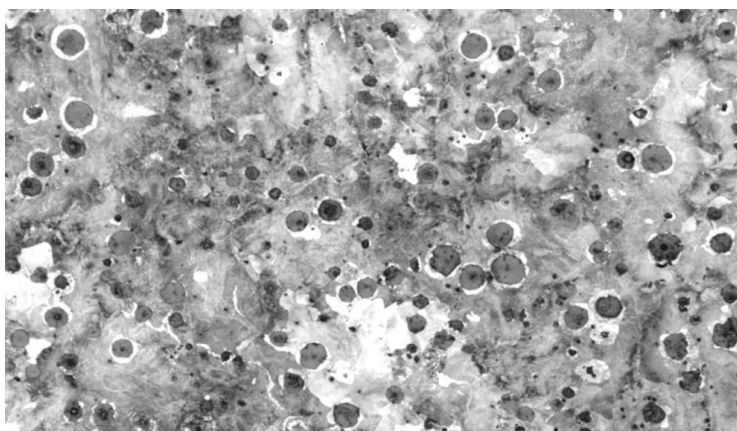


Obr. 45 Základní deska nosníku

Druhým místem, které je zásadní pro správné navržení tvaru nosníku, je místo uložení vzduchové pružiny a tlumiče. Tyto komponenty by měly taktéž zůstat zcela shodné s aktuálně vyráběným řešením, a měly by být shodně připevněné k nosníku nápravy. Samotná pozice vzduchové pružiny je navržena dle mého názoru vhodným způsobem, kdy nosníky nápravy těsně obepínají profil prostoru pro pneumatiku a podběh. Větší vzdálenost umístění těchto měchů od nápravy by sice mohla přinést vyšší stabilitu vozidla, ale současně by byl nosník více zatížen a vyžadoval by náročnější konstrukci. Z hlediska výroby nosníku pomocí odlévání je u stávajícího řešení problematická poloha uchycení tlumiče, kdy je tlumič umístěn mnohem níže než vzduchová pružina. Ideální by pro tento typ výroby bylo uchycení tlumiče a vzduchové pružiny v podobné výšce. Při navrhování tvaru nosníku není třeba uvažovat nad dodatečným tlumením vibrační přenášených na rám vozidla, protože pružina má na obou koncích pryžový doraz, a tlumič má konstrukci již z výroby vybavenou silentblocky. [16]

5.2 VARIANTA 1

Pro první navrhovanou variantu nového nosníku byla zvolena litá ocel, konkrétně ocel s označením podle ČSN EN 1563 **GJS-700-2**, podle české normy jako **ČSN 42 2307**. Jedná se o perlitickou litinu obsahující kuličkový grafit LKG. Grafit ve formě kuliček dodává materiálu jeho odolnost. Tento materiál je pro odlitky často používán především v dopravní technice, například pro komponenty brzdových systémů a podvozků, případně bývá také používán u produkce zemědělských strojů. Materiál GJS 700 se svou pevností vyrovnává oceli ale vyznačuje se o 10 % nižší měrnou hmotností. Oproti lité oceli má také nižší tavíci a tím i lící teploty, čímž vznikají nižší energetické náklady na výrobu. [24]



Obr. 46 Struktura materiálu GJS-700-2 [24]

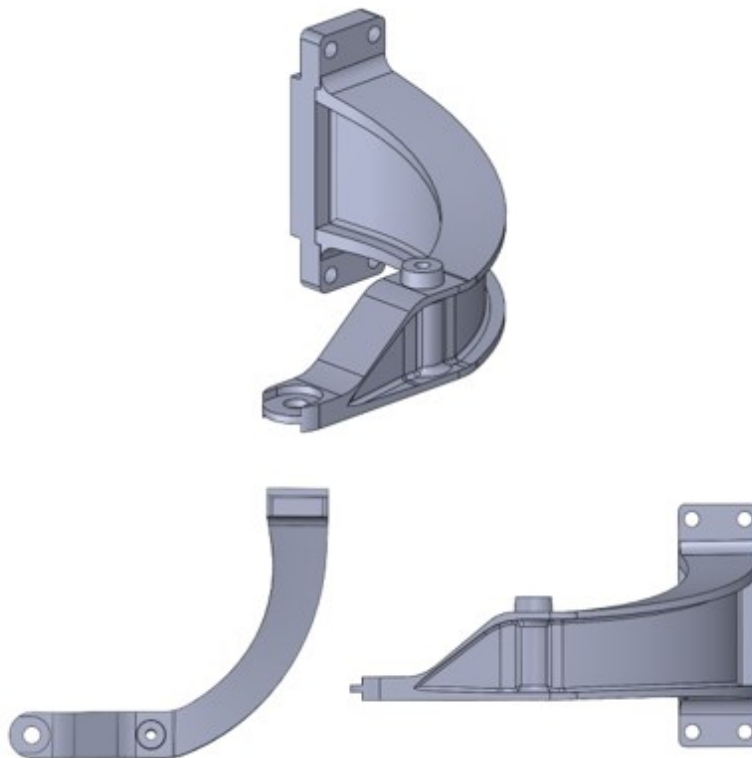
Tab. 10 Vlastnosti materiálu GJS-700-2 [24]

Mechanická vlastnost	Hodnota
Mez pevnosti	700 MPa
Mez kluzu	440 MPa
Modul pružnosti v tahu	176 GPa
Modul pružnosti ve smyku	70 GPa

5.2.1 TVAR NOSNÍKU

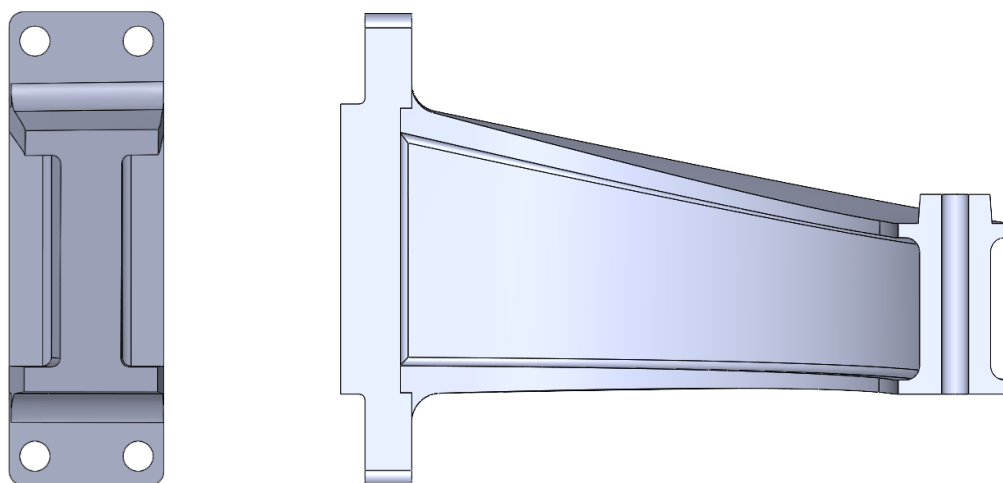
Při vytváření základního návrhu nosníku bylo vycházeno z profilu ve tvaru *I*, který je vhodnější na odlévání oproti například dutému profilu, hlavně proto, že nemá žádné uzavřené oblasti. V aktuálním technickém řešení se nacházejí zahnuté hrany, které jsou nevyhovující jak při procesu odlévání tak i z důvodu vzniku napěťových špiček. Nové řešení nosníku by mělo mít místo zahnutých hran plynulý přechod a tím by mělo dojít k eliminaci problémů s napěťovými špičkami a zjednodušení procesu odlévání.

U prvotního návrhu nosníku došlo ke vzniku problému, kdy se navrhovaný oblouk příliš přiblížil k prostoru hnacího hřídele. Tento problém se vyskytuje pouze u levého zadního nosníku a je třeba ho vyřešit jednotně pro všechny nosníky. Důvodem je zjednodušení výroby a dosažení stejného přenosu sil, pro které je nezbytné, aby bylo řešení stejné na obou stranách. Základní návrh má tedy výšku **250 mm** a stojinu o tloušťce u nosné desky **50 mm**. Výška profilu se podobně jako u stávajícího řešení nosníku postupně snižuje, nejprve mírně až k místu uchycení vzduchové pružiny a následně dochází k výraznému snížení výšky profilu k místu uchycení tlumiče.



Obr. 47 Tvar navrhovaného nosníku, varianta 1

Pro místo uložení vzduchové pružiny bylo navrženo podobné řešení, jako u stávajícího řešení nosníku, tedy dutý válec, kterým prochází upevňovací šroub, a který v tomto případě vychází z výchozího *I* profilu. První návrh se vyznačoval velmi vysokým napětím v místě uchycení tlumiče, které přesahovalo mez kluzu zvoleného materiálu. Na základě tohoto zjištění došlo k dodatečnému vyztužení místa uchycení tlumiče. Nevyhovujícím místem je také samotný profil nosníku, který vykazuje vysoký průhyb. Byla tedy zvýšena i tloušťka stojiny na 30 mm v místě uložení vzduchové pružiny.



Obr. 48 Průřez navrhovaného nosníku, varianta 1

5.3 VARIANTA 2

Jako druhá varianta nosníku byla zkoumána slitina hliníku, konkrétně duralová slitina **6069 T6**, podle staršího českého označení **ČSN 42 4222**. Tato slitina byla zvolena pro svou pevnost a odolnost vůči korozi. Slitiny hliníku řady 6000 patří k materiálům, které se vyznačují nízkou měrnou hmotností a svou vysokou pevností. Tyto slitiny byly vyvinuty pro použití při tepelném i studeném zpracování, tedy pro výrobu tlakovým litím nebo pomocí kování. Mají také příznivé vlastnosti v oblasti korozní a únavové odolnosti. Hliníková slitina 6069 T6 poté vzniká pomocí tepelného vytvrzování precipitátů. Svými vlastnostmi se přibližuje slitině 7075, která se ovšem vyznačuje vyšší cenou [25]. Vlastnosti této slitiny jsou zobrazeny v následující tabulce.

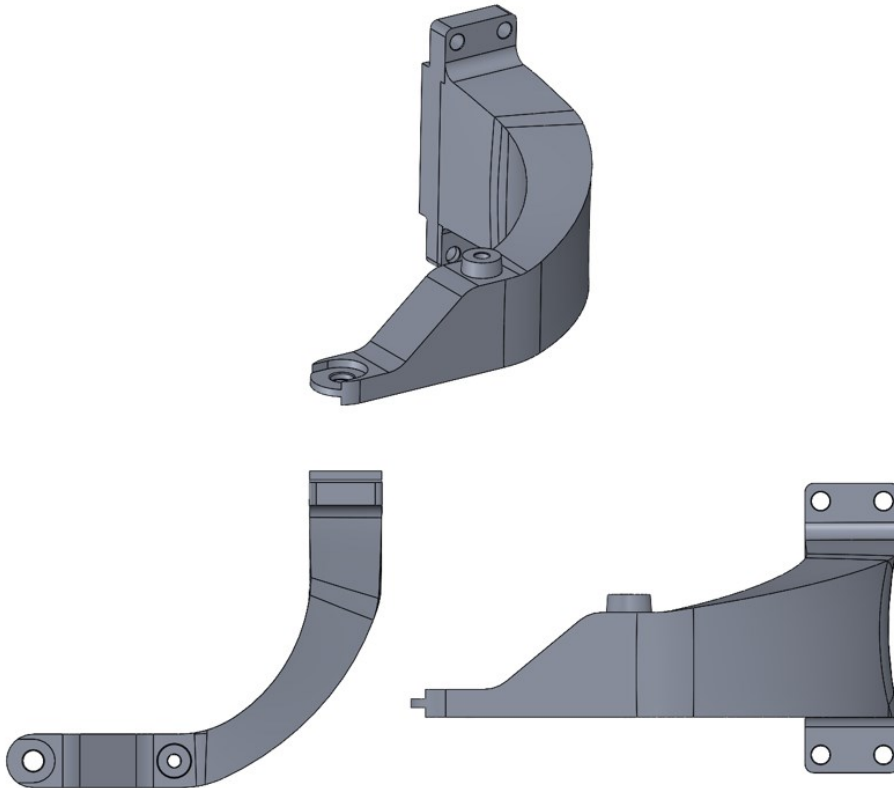
Tab. 11 Vlastnosti materiálu 6069 T6 [25]

Mechanická vlastnost	Hodnota
Mez pevnosti	415 MPa
Mez kluzu	345 MPa
Modul pružnosti v tahu	70 GPa
Modul pružnosti ve smyku	26 GPa

5.3.1 TVAR NOSNÍKU

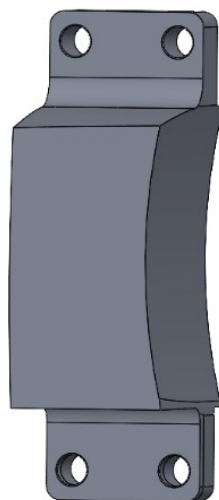
Prvotní návrh nosníku ze slitiny hliníku byl založen na tvaru stávajícího nosníku, tedy řešení dutého profilu. Tento návrh ovšem vykazoval pro daný materiál nadměrný průhyb a proto musel být vyztužen. Po nezdařilých pokusech s výtzuhami byl zvolen finální návrh, který se tvarem více přibližuje nosníkům používaným například u výrobců autobusů Solaris nebo MAN. Jedná se o plný obdélníkový profil, který v tomto případě využívá většinu prostoru v rámu vozidla. Šířka profilu je **108 mm** a výška **250 mm**.

Místo uchycení vzduchové pružiny je provedeno podobným způsobem, jako u stávajícího řešení nosníku. Profil nosníku se plynule snižuje k místu uložení pružiny a poté klesá k místu uchycení tlumiče.



Obr. 49 Tvar navrhovaného nosníku, varianta 2

Nosník ze slitiny hliníku byl prvotně navrhnut jako dutý profil s tloušťkou stěny **30 mm**. Tento návrh se ukázal jako nevyhovující, postupnými úpravami byl tedy nakonec zvolen plný profil nosníku, vyplňující dostupný prostor mezi kolem a rámem autobusu.



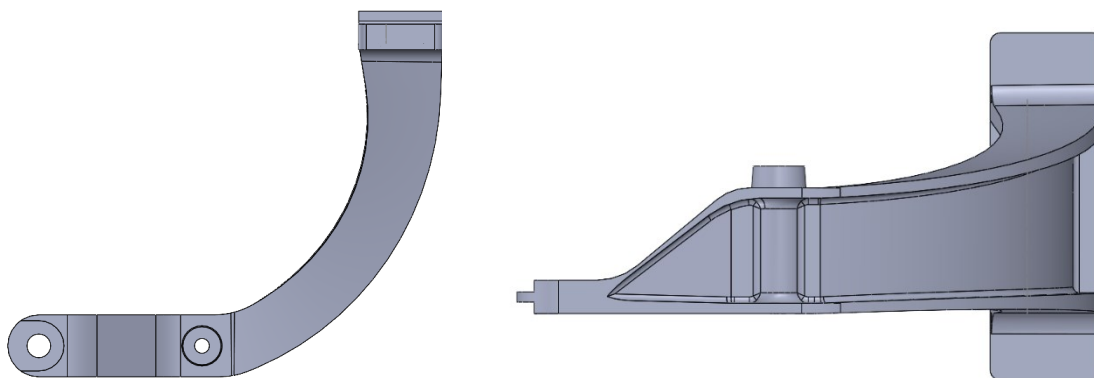
Obr. 50 Průřez navrhovaného nosníku, varianta 2

5.4 TVAROVÁ ÚPRAVA ODLITKŮ

Jakost odlitků je ovlivněna velkým množstvím faktorů, jako například vlastnostmi odlévané slitiny, technologií nebo podmínkami lití. Dřívější způsoby výroby větších odlitků byly omezeny dostupnými technologiemi co do velikosti odlitků, nebo jejich složitosti. Tradiční metody výroby jader zahrnovaly jádra a formy ze samo-tuhnoucích směsí. Výjimkou byla výroba složitějších odlitků formováním na dřevěné modely pomocí složitých ručně vyráběných jaderníků. Pro vyšší kvalitu a hospodárnost výroby se tak u větších a složitějších odlitků používá tzv. metoda spalitelného modelu. [23]

Při této metodě je použit polystyrenový model, který je přesnou kopií odlitku. Model je pak zaformován ve formě a při procesu lití se odpařuje. Pro minimalizaci zbytků je použit polystyren s nízkou hustotou. [23].

Pro navrhovaná řešení nosníků se jeví vhodné použití metody spalitelných modelů. Problematickým místem pro vytvoření odlitku může být vytvoření děr pro uchycení tlumiče a vzduchové pružiny, a pro upevňující šrouby, jelikož tyto díry se nacházejí v kolmých rovinách. Pro modely odlitků tak budou upraveny otvory pro šrouby, které nebudou na modelu odlitku a po vytvoření budou obrobena dodatečně na přesný rozměr.



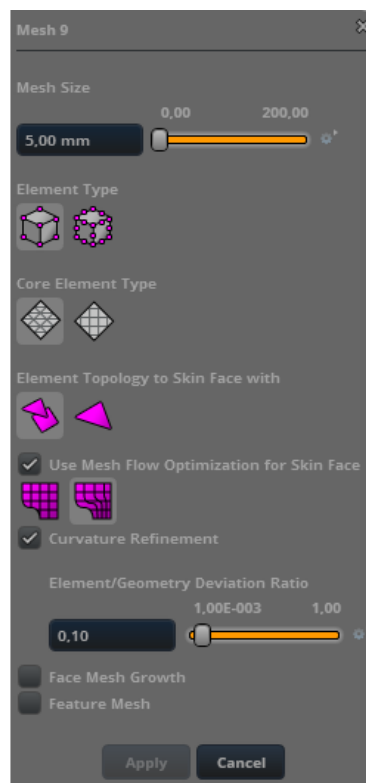
Obr. 51 Modely odlitků

6 MKP VÝPOČET NAVRHOVANÝCH NOSNÍKŮ

Pro pevnostní analýzu těchto navrhovaných řešení nosníků byly zvoleny 3 zatěžující stavy podrobněji popsány v kapitole 3, na jejichž základě byly určeny okrajové silové podmínky. Tyto síly byly v modelu aplikovány na příslušné kontaktní plochy jednotlivých nosníků. Jedná se o stav statického zatížení autobusu, stav propružení autobusu při uvolnění a stav na mezi překlopení autobusu.

6.1 PŘÍPRAVA MODELU

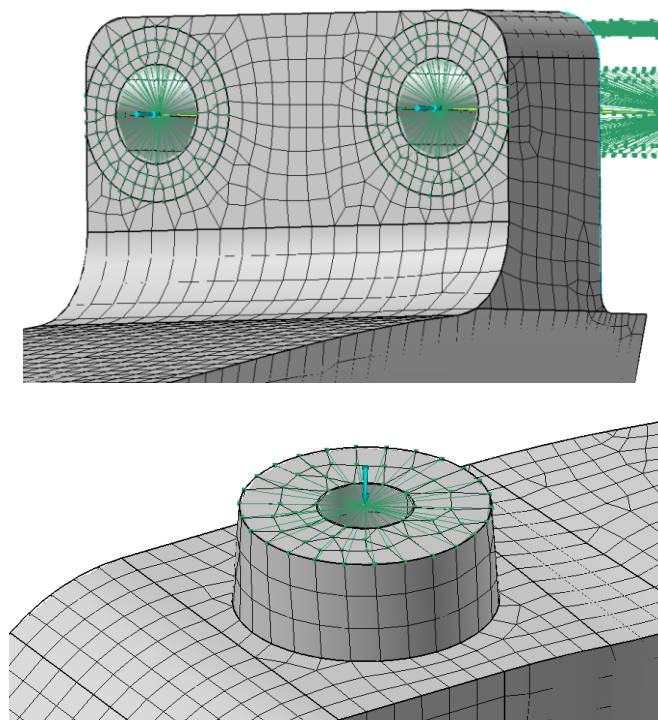
Příprava modelu probíhala podobným způsobem, jako u MKP analýzy současného řešení nosníků, řešených v kapitole 4. Základní použitá síť byla zvolena jako 3D síť využívající primárně prvky se čtyřhrannými plochami QUAD. Nastavení sítě je zobrazeno na následujícím obrázku.



Obr. 52 Základní nastavení sítě

Tato síť byla upravena na jemnější v oblasti umístění podložek u upevňujících šroubů. Po prvotních výpočtech bylo nutné síť dále upravit v oblasti velkých zaoblení.

U šroubů bylo opět použito prvků *flexible-link*, který byl z jedné strany uchycen k náhradě nápravy, a na straně nosníku pouze k bodu působení předpínací síly. Předpínací síly jsou rozloženy pomocí prvků *RBE* na místa doteků podložky.

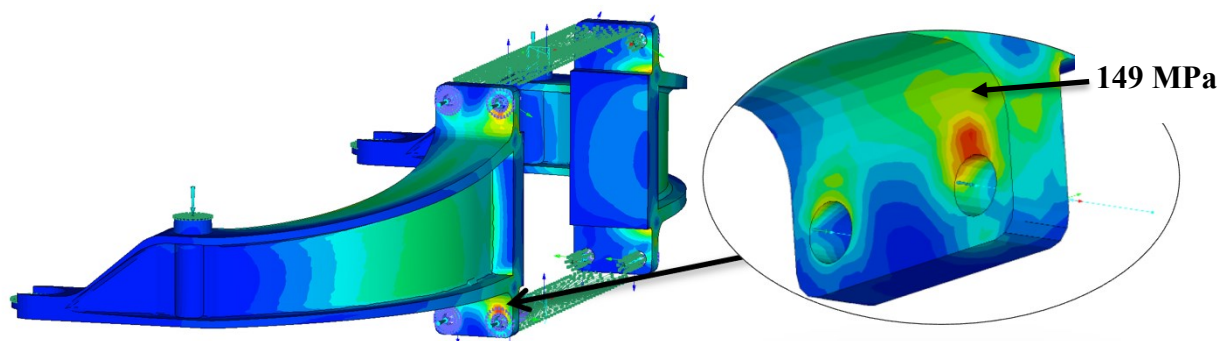


Obr. 53 Nahrazení umístění pružiny a tlumiče

6.2 ZATĚŽUJÍCÍ STAV STATICKÉ ZATÍŽENÍ

U statického zatížení se jedná o stav, kdy je model autobusu zatížen na hodnotu maximální provozní hmotnosti, tady **20 000 kg**. Hodnoty sil zatěžující nosník jsou převzaty ze simulací Adams, popsané v kapitole 3, konkrétně **30 917 N**. Průběh napětí a deformací s legendou zobrazených barev jsou pro všechny zatěžující stavy podrobněji zobrazené v příloze P2.

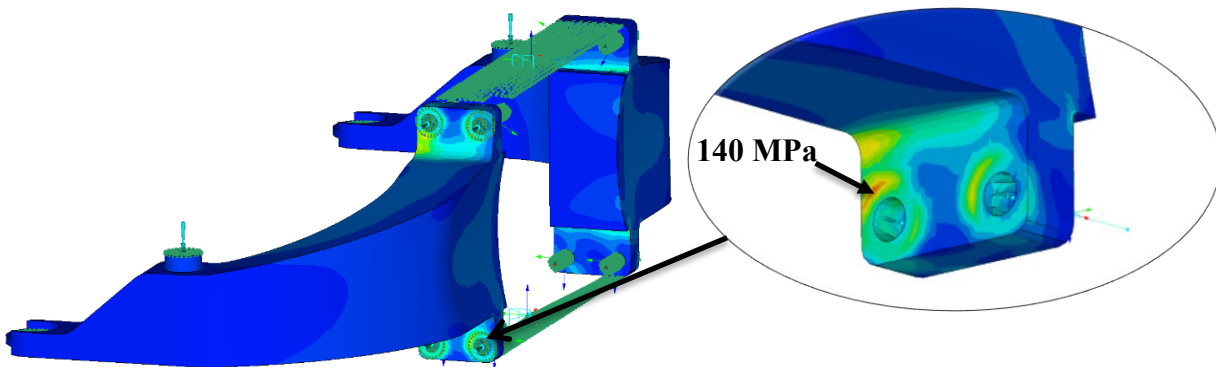
6.2.1 VARIANTA 1



Obr. 54 Varianta 1, statické zatížení, koncentrace napětí

Maximální hodnota napětí je při tomto stavu zatížení **149 MPa** a maximální průhyb nosníku je přibližně **2,8 mm**. Nejvyšší napětí se u tohoto nosníku nachází díky velkému rádiusu až ve spodní části u umístění šroubů. To platí pro horní i spodní část, ve spodní části je však toto napětí vyšší.

6.2.2 VARIANTA 2



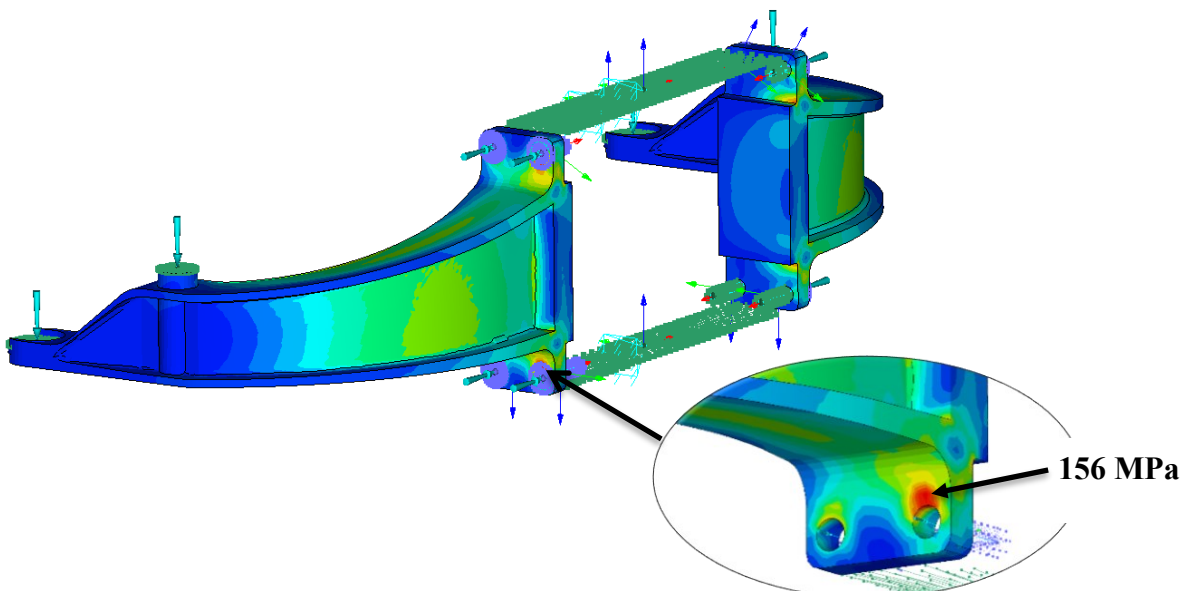
Obr. 55 Varianta 2, statické zatížení, koncentrace napětí

Maximální hodnota napětí je při tomto stavu zatížení **140 MPa** a maximální průhyb nosníku je na jeho konci **4 mm**. Nejvyšší hodnoty napětí se opět oproti stávajícímu řešení nosníku přesunuly do oblasti umístění šroubů.

6.3 ZATĚŽUJÍCÍ STAV PROPRUŽENÍ

Jako druhý zatěžující stav byl zvolen stav propružení. Pro sílu od vzduchových pružin byla použita data z kapitoly 3.2, kde byly změřeny síly na nosníky **34 250 N** a **34 040 N**. Pro obě varianty bylo zjištěno maximální napětí a maximální průhyb nosníku.

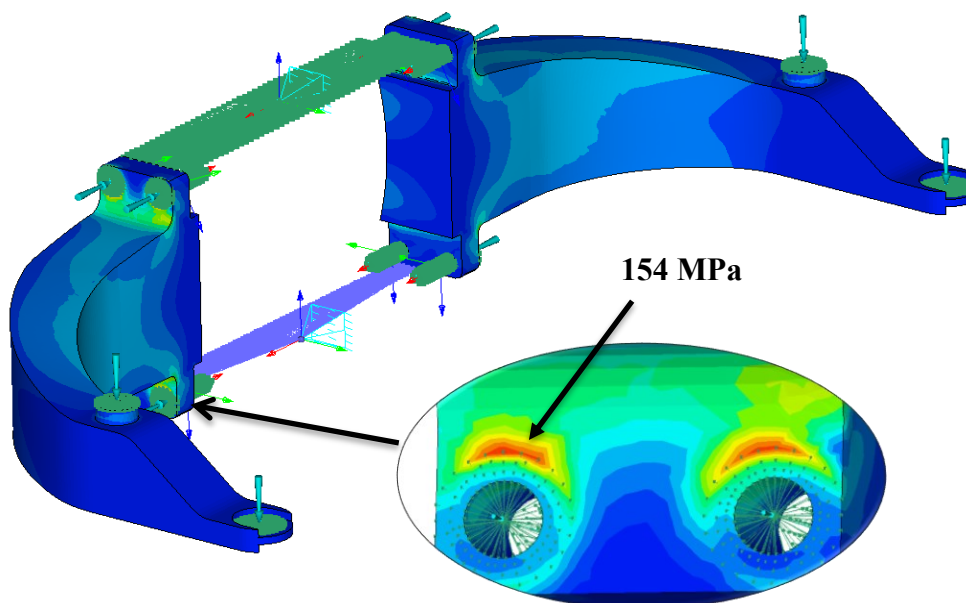
6.3.1 VARIANTA 1



Obr. 56 Varianta 1, stav propružení, koncentrace napětí

Při tomto stavu propružení se maximální hodnota napětí zvedla na **156 MPa** a maximální průhyb nosníku v místě uchycení tlumiče je **3,1 mm**.

6.3.2 VARIANTA 2



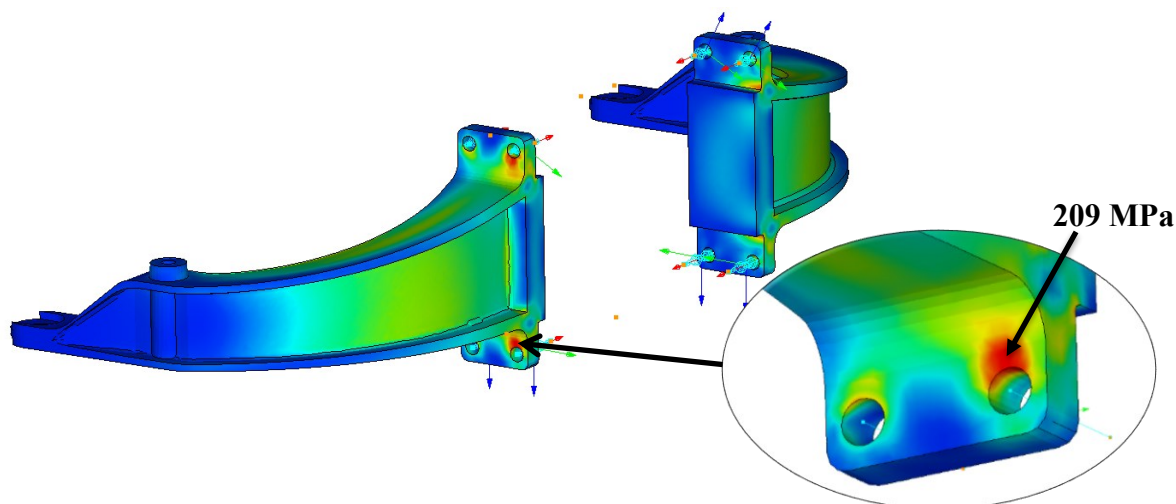
Obr. 57 Varianta 2, stav pro pružení, koncentrace napětí

U tohoto stavu se pro variantu ze slitiny hliníku objevilo nejvyšší napětí **154 MPa**, je v místě uchycení šroubů a nosník se tak vlivem zatížení už významněji prohýbá, konkrétně je maximální průhyb na konci nosníku **4,2 mm**.

6.4 ZATĚŽUJÍCÍ STAV MEZ PŘEKLOPENÍ

Poslední analýzou je stav, kdy se autobus nachází na mezi překlpení. V tomto případě jsou nosníky na jedné straně nápravy zatěžovány nejvíce. Tento stav představuje mezní stav a při reálném provozu autobusu by k této situaci nemělo nikdy dojít. Síly na jednotlivé nosníky byly určeny ze simulací Adams a dosahují velikosti zhruba **48 500 N**.

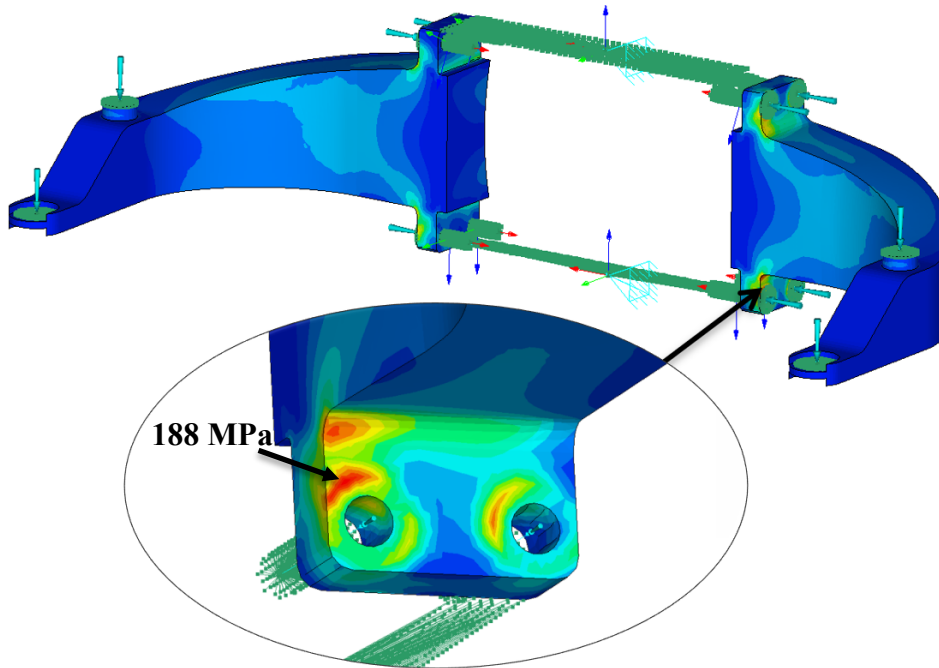
6.4.1 VARIANTA 1



Obr. 58 Varianta 1, mez překlpení, koncentrace napětí

U varianty z litiny se při tomto stavu objevilo nejvyšší napětí **209 MPa**. Toto napětí je s ohledem na zvolený materiál přijatelné a špičkové hodnoty se objevují pouze na malém prostoru. Tento stav zatížení by v provozu autobusu neměl nastat, je tedy přijatelné se případně zvoleným koeficientem bezpečnosti přibližovat k nižším hodnotám a nosník tak nemusí být rozměrnější a tedy hmotnější.

6.4.2 VARIANTA 2



Obr. 59 Varianta 2, mez překlopení, koncentrace napětí

Nejvyšší dosahovaná napětí na nosník se pohybují v rozmezí hodnot 170 – 190 MPa, v místech zaoblení a v místech šroubových spojů. Tato napětí už jsou pro slitiny hliníku velmi vysoké a pokud by k tomuto stavu došlo, mohlo by dojít k takzvanému měknutí materiálu. Maximální průhyb je pak pro toto zatížení téměř 6 mm, tedy tři násobek oproti aktuálně používanému řešení.

6.5 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Pevnostní analýzy byly provedené pro tři předem definované zátěžové stavy. Porovnání výsledků bude provedeno pro dva krajní stavy, tedy pro maximální provozní hmotnosti autobusu při statickém zatížení a při stavu na mezi překlopení. Zatěžující síly byly pro tyto stavy **30,9 kN**, respektive **48,5 kN**.

Pro obě uvažované varianty náhrady nastává výrazně vyšší průhyb nosníku při zatížení. U obou bylo nejvyšší naměřené napětí přesunuto oproti aktuálně používanému nosníku z oblasti přechodu hlavní nosné desky na tělo nosníku do oblasti umístění šroubů.

U varianty 1 z litiny GJS-700 bylo dosaženo přijatelných hodnot maximálního napětí, které se navíc vyskytuje pouze v malé oblasti. Tato litina se svými vlastnosti vyrovnává běžným ocelím. Profil nosníku se postupně zužuje k místu uložení pružiny, a tak bylo umožněno jeho odlehčení a rovnoměrné rozložení napětí. Celkový průhyb nosníku je pro stav meze překlopení více než 2x větší, než u původního řešení. Hmotnost se zvýšila o 3 kg na jednom dílu, pro celou

nápravu se čtyřmi nosníky to znamená 12 kg rozdíl. Tato varianta se však jeví jako přípustná, při dalším postupu by bylo vhodné zvážit vyztužení nosníku omezující jeho průhyb a ověření zátěžových stavů na reálném dílu.

Pro variantu 2 z hliníkové slitiny 6069 jsou nejvyšší hodnoty napětí vysoké, ačkoliv byla zvolena slitina vyznačující se vysokou pevností, u hliníkových slitin může docházet vlivem namáhání k měknutí materiálu, takzvanému tečení. Maximální průhyb nosníku byl už při prvním stavu statického zatížení na hodnotě 4 mm, což odpovídá čtyřnásobku průhybu oproti stávajícímu řešení. Tato varianta je vyhodnocena jako nevyhovující.

Tab. 12 Souhrn výsledků pevnostních analýz

Materiál nosníku	Zatížení [kN]	Nejvyšší napětí [MPa]	Největší průhyb [mm]	Hmotnost dílu [kg]
S355J2+N (aktuálně používané)	30,9	152	1	32
GJS-700-2 (varianta 1)		149	2,8	24
AL 6069 T6 (varianta 2)		149	4	35
S355J2+N (aktuálně používané)	48,5	244	1,7	
GJS-700-2 (varianta 1)		209	4,0	
AL 6069 T6 (varianta 2)		188	5,8	

ZÁVĚR

V diplomové práci byla zkoumána možnost nahrazení aktuálně používaných nosníků portálové nápravy, které jsou tvořeny pomocí několika svařovaných ocelových dílců. Za tuto náhradu byly uvažovány dvě varianty nosníků, prvním byl nosník z litiny a druhým nosník ze slitiny hliníku.

Za litinu byl zvolen materiál s označením GJS-700-2. Tento materiál byl zvolen na základě jeho pevnosti a hojnému využívání v dopravním průmyslu mimo jiné i jako materiál pro nosníky portálových náprav. Jako slitina hliníku byla zvolena varianta hliníku označena jako 6069 T6, opět hlavně z důvodu jeho pevnosti a využitelnosti v dopravním nebo leteckém průmyslu.

Hlavním úkolem práce bylo navrhnutí nosníků pro oba uvažované materiály a jejich pevnostní kontrola. Pro pevnostní kontrolu byly zvoleny tři zatěžovací stavy. Zatěžující síly byly pro tyto stavy určeny pomocí dvou přístupů, a to analytickým výpočtem a poté multibody simulací v programu MSC Adams. Oba přístupy pak byly porovnány a zvoleny hodnoty zatěžujících sil.

Po provedení pevnostních analýz pro navrhovaná řešení byly jejich výsledky zhodnoceny a porovnány se analýzami stávajících nosníků. Na základě zhodnocení a porovnání lze konstatovat, že náhrada stávajících ocelových nosníků odlitkem ze slitiny hliníku není s ohledem na velké výsledné napětí a velký průhyb reálná, ačkoliv nosník je přes větší rozměry lehčí. U druhé varianty nosníku z litiny se nejvyšší napětí pohybovalo v přijatelných hodnotách jak pro mezní stav zatížení, tak pro provozní stav zatížení propružením. Maximální průhyb, měřený na konci nosníku, byl oproti aktuálně použitému řešení nosníků vyšší, stejně jako hmotnost navrhovaného nosníku.

Varianta 1 byla na základě provedených výpočtů a simulací vyhodnocena jako vyhovující. Před uvedením do provozu bude třeba provést testy životnosti dílu z hlediska dlouhodobého používání a otestovat reálný prototyp dílu danými zatěžovými silami, které by měly být porovnány s pevnostní analýzou. V neposlední řadě je důležité provést analýzu finanční náročnosti změny způsobu výroby vzhledem ke stávajícímu řešení.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [2] Zadní náprava Mercedes-Benz. Infrastructure news [online]. 2013 [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://infrastructurenews.co.za/2013/07/25/fuel-efficiency-achieved-with-new-hypoid-axles-2/>
- [3] Snížení nástupní hrany autobusu pro plošinu. Bus press [online]. 2014 [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <http://www.buspress.eu/nove-autobusy-euro-6-sor-a-iveco-pro-spolecnost-arriva-vychodni-cechy/>
- [4] Vstřícná MHD pro vozíčkáře. Brněnský deník [online]. 2023 [cit. 2023-12-21]. Dostupné z: https://brnensky.denik.cz/zpravy_region/mhd-pro-vozickare-brno-autobusy-trolejbusy-jen-bezbarierove-dopravni-podnik.html
- [5] Předpis Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů č. 107 - jednotná ustanovení pro schvalování vozidel kategorie M₂ nebo M₃ z hlediska jejich celkové konstrukce. In: EUR-Lex [online]. 2015, 6.10.2020 [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/eli/reg/2015/107/oj>
- [6] FRIDMAN, Ilya a Robbie NAPPER. An analysis of bus interior headroom for future design applications [online]. 2016 [cit. 2024-02-18] (přeloženo). Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/310596782_An_analysis_of_bus_interior_headroom_for_future_design_applications
- [7] VLK, František. Stavba motorových vozidel: [osobní automobily, autobusy, nákladní automobily, jízdní soupravy, ergonomika, biomechanika, struktura, kolize, materiály]. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-8757-2.
- [8] ZF. Portal Axles for city buses [online]. 2023 [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: https://www.zf.com/products/en/cv/products_76358.html
- [9] BRIST Axle Systems S.r.L [online]. 2023 [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: https://bristaxle.com/wp-content/uploads/2024/03/BRIST_Product-Portfolio_2024_US_v20240428.pdf
- [10] Nosník elektro-autobusů, výrobce Allison série ABE. Sustainable bus [online]. 2019 [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://www.sustainable-bus.com/components/allison-to-offer-an-electric-axle-drivetrain-for-electric-buses/>
- [11] Nosník nápravy od výrobce autobusů Solaris. Autoline [online]. 2024 [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://rb.gy/wm40hh>
- [12] SOR SPOL. S R.O. [online]. [cit. 2023-10-15]. Dostupné z: [sor.cz](https://www.sor.cz)
- [13] ŠKODA TRANSPORTATION A.S. Škoda 32Tr [online]. [cit. 2023-10-15]. Dostupné z: <https://www.skodagroup.com/cs/reference/trolejbus-32tr>

- [14] SOR NS 12 a ENS 12. Automobil [online]. 2017 [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: https://www.automobilrevue.cz/rubriky/presunuto-na-trucker-cz-truck-bus/predstavujeme/sor-ns-12-a-ens-12-pod-oboji-zpusobou_46187.html
- [15] SABO Air springs. Sabo Suspension System [online]. 2021 - 2022 [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://www.sabo.it/wp-content/uploads/2022/03/SABO-catalogo-Airspring-2021-2022.pdf>
- [16] POKORNÝ, O. Návrh zástavby zadní hnané nápravy příměstského autobusu SOR. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 70 s. Vedoucí diplomové práce Jan Fojtášek.
- [17] Přehled vlastností oceli S355J2G3. In: Bolzano [online]. [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s355j2drive-s355j2g3>
- [18] VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [19] DAI, Maolin a Zhiqiang HUANG. Research on Rollover Stability and an Anti-Rollover Warning System for the Vibroseis Truck. Appl science [online]. 2023(11(13) 6613) [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/app13116613>
- [20] DANÍČEK, P. Vliv nesouměrnosti rozložení hmotnosti automobilu vzhledem k jeho podélné ose na stabilitu jízdy v dopředném směru. Pardubice, 2022. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. 71 s. Vedoucí diplomové práce Petr Jílek.
- [21] VRKOSLAV, Daniel. Na šikmé ploše. TÜV SÜD JOURNAL [online]. 2019(01), 11-15 [cit. 2024-04-10]. Dostupné z: <https://www.tuvsud.com/cs-cz//media/regions/cz/pdf-files/publikace/tuv-sud-journal/archiv/tsc-journal-01-2019-20190329screen.pdf?la=cs-cz&hash=45BFFC9B2EE821D0D6AE84F64ED5F076>
- [22] Adams Tire User's Guide. [online]. Hexagon, 2021 [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: https://helpbe.hexagonmi.com/bundle/Adams_2021.0.2_Adams_Tire_User_Guide/raw/resource/enus/Adams_2021.0.2_Adams_Tire_User_Guide.pdf
- [23] CHUPÁČ, Petr. Problematika technologičnosti konstrukce a výroby velkých odlitek raznic [online]. In: . ČVUT, 2007 [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: https://stc.fs.cvut.cz/history/2007/sbornik/Papers/S2/Chupac_Petr_12123.pdf
- [24] DIJKKAMP. Characteristics of GGG70 [online]. [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: <https://www.dijkkamp.nl/en/materials/ggg70-en-gjs-700-2/>
- [25] KASSNER, Michael. Strengthening in the new aluminum alloy AA 6069. Materials Science and Engineering (A) [online]. Elsevier BV, 1998, 112 - 117 [cit. 2024-05-20]. Dostupné z: https://www.academia.edu/92388609/Strengthening_in_the_new_aluminum_alloy_AA_6069

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

B	[mm]	Rozchod kol (mezi středy zadních dvoumontáží)
CNG		Stlačený zemní plyn
$F_{B1(2)}$	[N]	Ideální brzdná síla přední (zadní) nápravy
G		Tíhová síla
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
G_z	[N]	Tíhová síla připadající na zadní nápravu
h	[mm]	Výška autobusu
h_t	[m]	Výška těžiště
i	[-]	Stálý převod diferenciálu
i_n	[-]	Počet nosníků nápravy
l	[m]	Rozvor náprav
l_z	[m]	Vzdálenost těžiště od zadní nápravy
MHD		Městská hromadná doprava
m_m	[kg]	Hmotnost autobusu
Q_n	[N]	Zatížení nosníků nápravy
Q_{np}	[N]	Zatížení nosníku nápravy při stavu na mezi překlopení
r_d	[m]	Dynamický poloměr kola
T		Těžiště autobusu
\ddot{x}	[m·s ⁻²]	Brzdné zpomalení
z	[-]	Poměrné zpomalení
$Z_{1(2)}$	[N]	Reakční síly vozovky pro přední (zadní) nápravu
Z_L	[N]	Reakční síla vozovky pro levá kola
Z_P	[N]	Reakční síla vozovky pro pravá kola
β	[°]	Úhel naklonění autobusu
φ	[-]	Součinitel adheze

SEZNAM PŘÍLOH

- P1 Nastavení modelu pneumatik Pacejka
- P2 Pevnostní analýzy navrhovaných nosníků