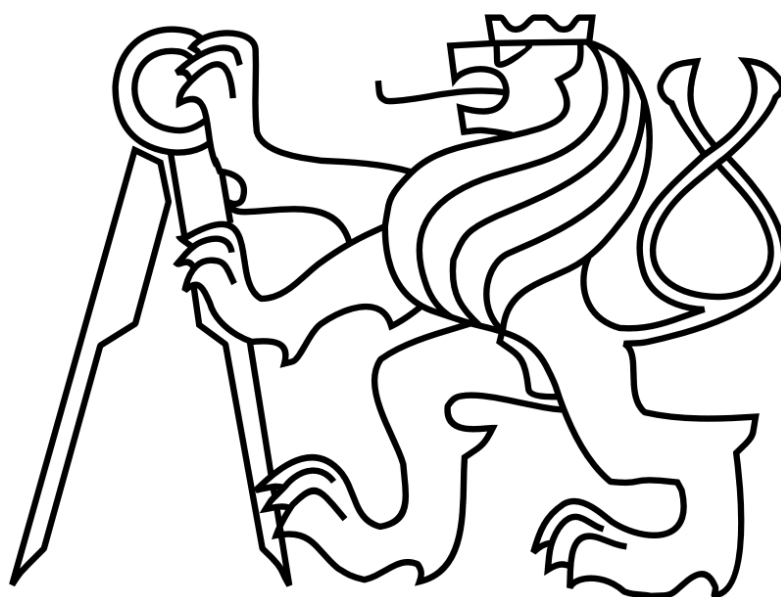


České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

U 12 120



Diplomová práce

Deformační prvky kabiny nízkopodlažní tramvaje

Autor: Bc. Jakub Seidl

Vedoucí práce: Ing. Jan Kalivoda, Ph.D.

2018

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Seidl** Jméno: **Jakub** Osobní číslo: **419967**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Deformační prvky kabiny nízkopodlažní tramvaje

Název diplomové práce anglicky:

Crash absorbers for the cab of low-floor tram

Pokyny pro vypracování:

1. Specifikujte legislativní a technické požadavky, které jsou kladené na čela skříní nízkopodlažních vozidel provozovaných na tramvajových tratích.
2. Vypracujte rešerši deformačních prvků v čelních člancích kolejových vozidel, jejich konstrukčních řešení a použitých materiálů.
3. Stanovte scénáře srážek vyplývající z norem. V případě potřeby, např. na základě statistik nehodovosti, navrhnete další scénáře srážek vhodné pro dimenzování deformačních prvků. Pro jednotlivé scénáře srážek stanovte velikost deformační energie.
4. Proveďte návrh a výpočet deformačního prvku aplikovatelného do čela nízkopodlažní tramvaje.
5. Proveďte koncepční návrh zástavby deformačních prvků do čela krajního článku nízkopodlažní tramvaje. Zhodnoťte jejich použitelnost pro různé šířky skříně a hmotnosti tramvaje.

Seznam doporučené literatury:

Směrnice TSI, vyhlášky UIC, normy ČSN / EN.
Skriptá ČVUT:
Kolář, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel
Švejnoch a kol.: Teorie vozidel

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

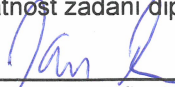
Ing. Jan Kalivoda, Ph.D., Fakulta strojní

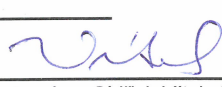
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **19.04.2018**

Termín odevzdání diplomové práce: _____

Platnost zadání diplomové práce: _____


Ing. Jan Kalivoda, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

24.4.2018
Datum převzetí zadání

Seidl
Podpis studenta

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem svoji diplomovou práci vypracoval samostatně a uvedl jsem veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o etické přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

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

V Praze dne..... 5.7.2018

.....
Seidl
podpis

Poděkování

Rád bych poděkoval všem, kdo mi pomohli při tvorbě této diplomové práce. Především chci poděkovat svému vedoucímu práce Ing. Janu Kalivodovi Ph.D. za cenné připomínky, odborné vedení a hlavně za trpělivost, kterou se mnou měl při tvorbě této diplomové práce, Ing. Martině Dufkové za pomoc při tvorbě modelů simulací a odbornému konzultantovi Ing. Jiřímu Vokounovi ze společnosti Škoda Transportation a.s. za cenné rady a připomínky.

Dále bych rád poděkoval své rodině, která byla pro mne oporou během náročných chvil při tvorbě této práce a po celou dobu studia.

Anotační list

Jméno autora:	Bc. Jakub Seidl
Název DP:	Deformační prvky kabiny nízkopodlažní tramvaje
Anglický název:	Crash absorber for the cab of low-floor tram
Rok:	2018
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí DP:	Ing. Jan Kalivoda, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 134 počet obrázků 109 počet tabulek 33 počet grafů 38 počet příloh 5
Klíčová slova:	Nízkopodlažní tramvaj, konstrukční scénář srážky, vratné absorbéry energie, nevratné absorbéry energie, kompatibilita tramvaje při srážce s automobily
Keywords:	Low-floor tram, crash scenarios, reversible energy absorbers, irreversible energy absorbers, compatibility of the tram with a collision with cars
Anotace:	Obsahem diplomové práce je návrh deformačních prvků kabiny nízkopodlažní tramvaje.
Abstract:	The content of the diploma thesis is the design of crash absorbers for the cab of low-floor tram.

Obsah

1	Úvod	10
2	Bezpečnost tramvají	11
2.1	Aktivní bezpečnost	11
2.2	Pasivní bezpečnost	12
2.2.1	Deformační prvky	12
2.2.2	Protišplhová ochrana	13
2.2.3	Interiér tramvaje	13
2.2.4	Spřáhovací ústrojí	14
2.2.5	Podjezdová ochrana	15
2.2.6	Bezpečnostní pásy	16
2.2.7	Tvarování čela tramvaje	16
2.3	Shrnutí kapitoly bezpečnost tramvajových vozidel	17
3	Legislativní předpisy	18
3.1	Úvod	18
3.2	Norma ČSN EN 15227:2008 – Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu	19
3.3	Norma ČSN EN 12663-1:2010+A1:2015 – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel	21
3.4	Norma ČSN 28 0337:1994 – Obrisy pro tramvajová vozidla	22
3.5	VDV Recommendation 152:2016 on the design for strenght of urban rail rolling stock according to BOSstrab [10]	23
3.6	Shrnutí kapitoly legislativní předpisy	24
4	Statistika nehodovosti tramvají	25
4.1	Úvod	25
4.2	Rozdělení nehod tramvají	26
4.2.1	Čelní srážka tramvaje	27
4.2.2	Zadní srážka tramvaje	27
4.2.3	Čelněboční srážka tramvaje	28
4.2.4	Boční srážka tramvaje	29
4.3	Souhrn nehod tramvají za roky 2014 až 2017	30
4.4	Shrnutí kapitoly statistika nehodovosti tramvají	32
5	Rešerše deformačních prvků tramvají	35
5.1	Vratné absorbéry energie	37

5.1.1	Pryžová elastomerová hlava spřáhla	37
5.1.2	Pryžové pružiny	38
5.1.3	Plyno-hydraulický absorbér energie	39
5.1.4	Hydrostatický absorbér energie	40
5.2	Nevratné absorbéry energie	41
5.2.1	Deformační trubka	41
5.2.2	Pěnové absorbéry energie	43
5.2.3	Sendvičové konstrukce	44
5.3	Shrnutí kapitoly řešerše deformačních prvků tramvají	46
6	Popis tramvaje	47
6.1	Hmotnostní bilance tramvaje	47
7	Kompatibilita tramvaje při srážce s automobily	49
7.1	Kompatibilita hmotností vozidel	49
7.2	Kompatibilita geometrie vozidel	50
7.3	Kompatibilita tuhostí vozidel	53
7.4	Shrnutí kapitoly kompatibilita tramvaje při srážce s osobním autem	54
8	Konstrukční scénáře srážek	56
8.1	Srážka s totožnou tramvají	56
8.2	Srážka s totožnou zabrzděnou tramvají	58
8.3	Srážka s tuhou překážkou o hmotnosti 3 t	60
8.4	Srážka s tuhou překážkou o hmotnosti 7,5 t	62
8.5	Shrnutí kapitoly výpočet deformační energie	65
9	Koncepční návrh deformačních prvků kabiny tramvaje	66
9.1	Fáze absorbování deformační energie	66
9.2	Návrh vratného absorbéru	67
9.2.1	Požadavky na vratné absorbéry	67
9.2.2	Zdvih vratného absorbéru	67
9.2.3	Celkové rozměry vratného absorbéru	68
9.2.4	Deformační charakteristika vratného absorbéru	69
9.3	Návrh nevratného absorbéru	70
9.3.1	Požadavky na nevratné absorbéry	70
9.3.2	Volba voštinového struktury	70
9.3.3	Zdvih deformačního prvku	83
9.3.4	Celkové rozměry nevratného absorbéru	84
9.3.5	Deformační charakteristika nevratného absorbéru	86

9.4	Koncepční návrh rozmístění deformačních prvků na čelo kabiny tramvaje.....	87
9.4.1	Rozmístění deformačních prvků - varianta 1	88
9.4.2	Rozmístění deformačních prvků - varianta 2	90
9.4.3	Rozmístění deformačních prvků - varianta 3	91
9.4.4	Rozmístění deformačních prvků - varianta 4	93
9.4.5	Rozmístění deformačních prvků - varianta 5	94
9.4.6	Shrnutí kapitoly rozmístění deformačních prvků na čele kabiny tramvaje	96
9.5	Vnější omezení zástavbového prostoru	97
9.5.1	Kontrola vnějšího omezení zástavbových prostor	100
9.6	Volba typu spřáhla	101
9.6.1	Kontrola umístění spřáhla.....	105
9.6.2	Shrnutí kapitoly volby typu spřáhla	107
9.7	Shrnutí kapitoly koncepční návrh deformačních prvků kabiny tramvaje.....	108
10	Použití deformačních prvků pro různé tramvaje	110
10.1	Změna hmotnosti tramvaje.....	110
10.2	Změna šířky tramvaje.....	112
10.3	Shrnutí kapitoly použití deformačních prvků pro různé tramvaje	112
11	Závěr.....	113
12	Seznam obrázků.....	114
13	Seznam grafů	118
14	Seznam tabulek.....	120
15	Seznam zdrojů	122
16	Seznam příloh.....	124
	Příloha 1: Souhrn nehod tramvají v Praze za rok 2014	125
	Příloha 2: Souhrn nehod tramvají v Praze za rok 2015	127
	Příloha 3: Souhrn nehod tramvají v Praze za rok 2016	129
	Příloha 4: Souhrn nehod tramvají v Praze za rok 2017	131
	Příloha 5: Příklad výpočtu deformačního prvku osobního automobilu.....	133

Seznam použitých veličin

Značka veličiny	Název veličiny	Jednotka veličiny
m	hmotnost	[kg]
F	síla	[N]
E	energie	[J]
E_k	kinetická energie	[J]
E_{def}	deformační energie	[J]
W	práce	[J]
s	zdvih absorbéru	[mm]
a	zrychlení	[m*s ⁻²]
v	rychlost	[m/s], [km/h]

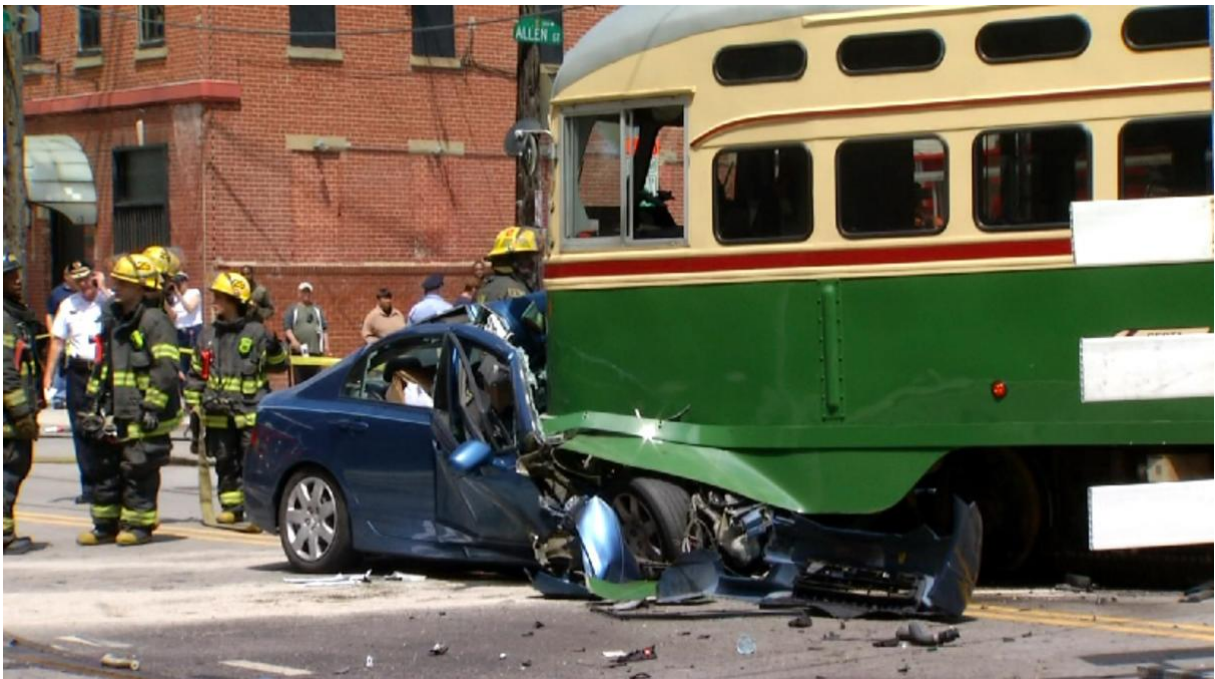
Seznam indexů

Značka indexu	Vysvětlení indexu
x	veličina ve směru osy x
y	veličina ve směru osy y
z	veličina ve směru osy z
cest	veličina se týká cestujících
sed	veličina se týká sedících cestujících
prv	veličina se týká prázdné tramvaje
kolizní	veličina se týká srážky tramvaje
1	veličina se týká překážky konstrukčního scénáře srážky
2	veličina se týká zkoumané tramvaje

1 Úvod

Podle statistik dopravního podniku hlavního města Prahy se denně stanou minimálně dvě nehody tramvajových vozidel (dále jen tramvaj) s jiným vozidlem. Proto jsou kladeny velké nároky na pasivní bezpečnost nově navrhovaných tramvají s ohledem na ochranu cestujících a řidiče v tramvaji. Avšak nejsou kladeny žádné legislativní požadavky na bezpečnost cestujících při srážce v druhém vozidle.

V této diplomové práci se budu zabývat koncepčním návrhem deformačních prvků na čele tramvaje s ohledem na zvýšení pasivní bezpečnosti tramvaje při srážce s osobními automobily. Při srážkách tramvaje s osobním automobilem hrozí podjetí osobního automobilu pod tramvaj z důvodu rozdílné výšky umístění deformačních prvků. Těchto nehod se ročně tolik nestává, ale často končí úmrtím řidiče osobního automobilu. Příklad následků srážky tramvaje s osobním automobilem je znázorněn na *obr. 1-1*.



Obr. 1-1: Srážka tramvaje s osobním automobilem

Zdroj:

https://www.google.cz/search?q=Deadly+SEPTA+Trolley+Crash&tbs=imgo:1,isz:l&tbm=isch&source=ln&sa=X&ved=0ahUKEwjo04qqy4XcAhVoCZoKHUZJDWAQpwUIHw&biw=1538&bih=731&dpr=1.25#imgrc=knz_ODSveusiAM

2 Bezpečnost tramvají

Hlavním účelem tramvají je rychle a bezpečně přepravovat vysoký počet cestujících po městě. Bezpečností tramvají se rozumí souhrn všech systémů a faktorů, které mají za úkol zabránit vzniku kolize tramvaje s jiným vozidlem nebo minimalizovat následky kolize vozidel. [1]

U tramvají hraje bezpečnost velkou roli, jelikož v ní cestuje velký počet cestujících, kteří by se mohli při dopravní nehodě zranit. Dalším důvodem je ovlivnění plynulosti městské hromadné dopravy. V případě nehody dojde k ochromení celého tramvajového systému, omezení průjezdnosti tramvají městem a potřebě zavedení náhradních objízdných tras. To vede k vyšším nákladům provozovatelů městské hromadné dopravy a nevoli cestujících.

Bezpečnost tramvají se dá rozdělit do dvou hlavních skupin: aktivní a pasivní bezpečnost. Aktivní bezpečnost označuje prvky, které se snaží předcházet kolizi tramvaje s jiným vozidlem, a pasivní bezpečnost označuje prvky, které se snaží minimalizovat škody vzniklé kolizí tramvaje s jiným vozidlem. [1], [2], [3]

2.1 Aktivní bezpečnost

Mezi prvky aktivní bezpečnosti patří nejen systémy tramvaje, ale například i stav infrastruktury, na které je tramvaj provozována. [2], [3]

Patří sem zejména:

- kvalitní brzdné systémy,
- pomocné řídicí systémy,
- dobrý výhled z kabiny řidiče,
- stav infrastruktury,
- integrace mezi ostatními druhy dopravy,
- světelná signalizace.

2.2 Pasivní bezpečnost

Pasivní bezpečnost popisuje schopnost konstrukce vozidla odolávat vnějším silám při srážce s jiným vozidlem, a tím zajistit řidiči a cestujícím ochranu. Prvky pasivní bezpečnosti mají za úkol zmírnit následky dopravní nehody, pokud jí nemohly zabránit prvky aktivní bezpečnosti. Prvky pasivní bezpečnosti neslouží jen pro snížení následků kolize pro samotnou tramvaj, ale i pro cestující, řidiče, chodce a případně i cestující v druhém vozidle, které bylo účastníkem kolize. [2], [3]

Patří sem zejména:

- deformační prvky,
- protišplhová ochrana,
- interiér vozidla,
- spřahovací ústrojí,
- podjezdová ochrana,
- bezpečnostní pásy,
- tvarování čela tramvaje.

2.2.1 Deformační prvky

Deformační prvky slouží k absorpci deformační energie při kolizích tramvaje s jiným vozidlem. Těmito prvky musí být vybavena každá nově konstruovaná tramvaj. Požadavky na tyto prvky popisuje norma ČSN EN 15227:2008. Detailnějším popisem požadavků na deformační prvky na tramvajích se budu zabývat v kapitole 3.2 *Norma ČSN EN 15227:2008 – Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu*. Příklad deformačního prvku je znázorněn na obr. 2-1. [2], [3]

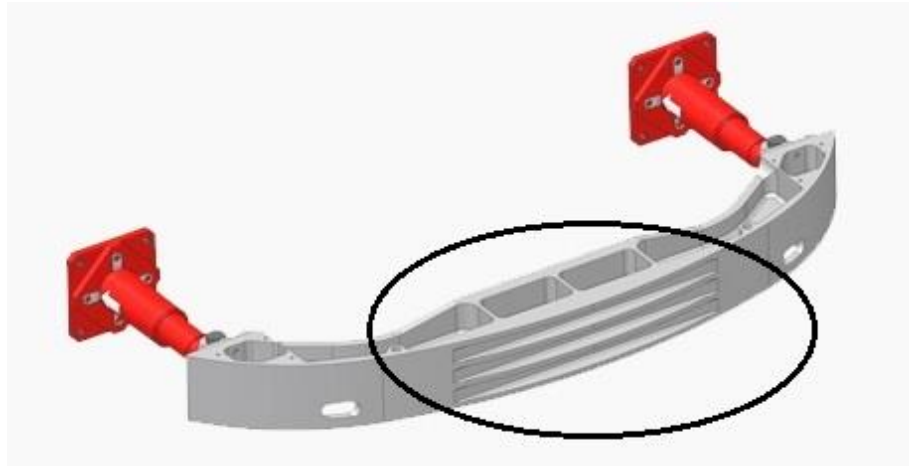


Obr. 2-1: Deformační prvek tramvaje

Zdroj: <http://www.vladanfotografie.cz/clanky-den-otevrenych-dveri-skoda-v-plzni.html>

2.2.2 Protišplhová ochrana

Při srážce dvou tramvají může nastat situace, že jedna tramvaj najede na druhou. Jako ochrana proti této situaci slouží protišplhová ochrana. Protišplhovou ochranou musí být vybavena každá nově konstruovaná tramvaj. Požadavky na protišplhové ústrojí popisuje norma ČSN EN 15227:2008. Příklad protišplhové ochrany je znázorněn na *obr. 2-2*. [2], [3]

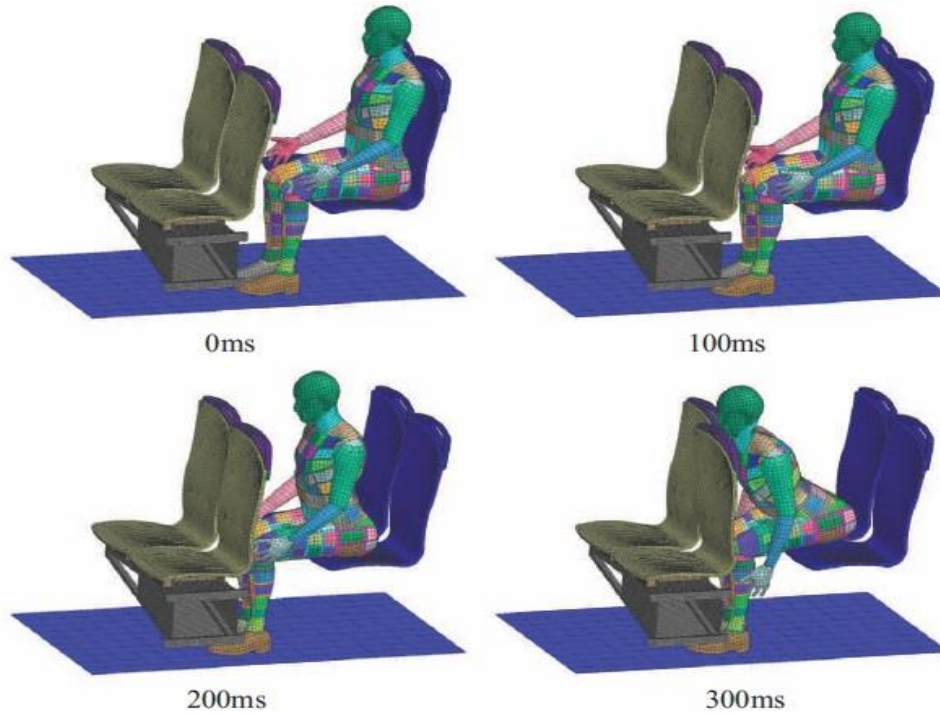


Obr. 2-2: Protišplhová ochrana tramvaje

Zdroj: <http://axtone.eu/tram/>

2.2.3 Interiér tramvaje

Při nehodě podléhá tramvaj změně rychlosti z důvodu nárazu do jiného vozidla. Stojící cestující a cestující sedící čelem ve směru jízdy však pokračují dále původní rychlostí tramvaje před nehodou, dokud nenarazí na jiný prvek interiéru tramvaje. Obvykle po nárazu tramvaje dojde k několika nárazům člověka o interiér tramvaje. Tyto nárazy o interiér tramvaje způsobují zranění cestujícího. Ze simulace pohybu cestujících při nehodě lze určit kritická místa interiéru tramvaje, kde nejčastěji dochází ke kontaktu cestujícího s interiérem tramvaje. Pro tato místa interiéru je pak třeba volit měkčí materiály, zaoblené hrany a další opatření, aby se snížilo riziko zranění cestujícího. Jako příklad bych uvedl modifikaci sedadel tramvaje pro zmírnění následků nárazu sedícího cestujícího do protějšího sedadla. Simulace pohybu člověka po srážce je znázorněna na *obr. 2-3*. Ze simulace je patrné, že při nárazu může dojít k poranění krční páteře cestujícího. Proto je vhodné použít na opěrku sedadel měkčí materiál, aby k obdobnému zranění nedocházelo. [4]



Obr. 2-3: Simulace pohybu sedícího cestujícího po nárazu tramvaje

Zdroj: [4]

2.2.4 Spřahovací ústrojí

Spřahovací ústrojí (dále jen spřáhlo) se používá jako prvek pasivní bezpečnosti pro absorpci energie při spřahování dvou tramvají v tramvajovou soupravu. Spřahování dvou tramvají se odehrává při malých rychlostech, a proto je i deformační energie, kterou musí spřáhla absorbovat, malá. [1], [3]

Větší problém nastává, pokud dojde ke kolizi takto vytvořené tramvajové soupravy. Při kolizi je první tramvaj soupravy zabrzděna kolizí, avšak druhá tramvaj soupravy pokračuje v jízdě stejnou rychlostí jako před nehodou. To způsobí, že jsou spojená spřáhla namáhaná velkými silami, což vede k destrukci spřáhel a možnému vykolejení druhé tramvaje. Pro vhodnější chování spřáhel, při takové srážce, je vhodné, aby byla spřáhla upevněna k hrubé stavbě pomocí trhacích prvků nebo stříhových šroubů. Takovéto uchycení zajistí, že při působení síly o určité hodnotě na spřáhla dojde k utržení spřáhel ze svého uchycení k hrubé stavbě a zajetí spřáhel pod hrubou stavbu tramvaje. To zapříčiní, že druhá tramvaj narazí do první tramvaje a dojde ke kontaktu deformačních prvků tramvají. Tato situace by měla zmírnit následky nehody. Příklad automatického spřáhla, které umožňuje absorbovat deformační energii při spřahování tramvají, je znázorněn na obr. 2-4.



Obr. 2-4: Automatické spřáhlo tramvaje

Zdroj: <http://www.masstransitmag.com/article/12262611/dellner-automatic-couplers>

2.2.5 Podjezdová ochrana

Podjezdová ochrana slouží jako prvek aktivní i pasivní bezpečnosti tramvaje. Při běžném provozu tramvaje slouží k odstraňování větších objektů z tramvajové trati, které by se mohly zaklínit pod tramvaj a způsobit tak vykolejení tramvaje. Jako prvek pasivní bezpečnosti slouží především při srážce tramvaje s chodcem. Pokud je po kolizi chodec sražen pod tramvaj, je podjezdovou ochranou zachycen a odstrčen od tramvaje. Tím se sražený chodec nedostane dále pod tramvaj nebo až k podvozku, kde by mohl být vážně poraněn koly tramvaje. Příklad podjezdové ochrany na tramvaji 15T je znázorněn na obr. 2-5. [2], [3]



Obr. 2-5: Podjezdová ochrana u tramvaje 15T

Zdroj: <https://www.k-report.net/foto/i012490.jpg>

2.2.6 Bezpečnostní pásy

Bezpečnostní pásy jsou prvky pasivní bezpečnosti, které by měly minimalizovat sekundární nárazy cestujícího do interiéru vozidla, které způsobují jeho zranění. Použitím bezpečnostního pásu klesá riziko sekundárního zranění cestujícího i řidiče ve vozidle. Povinnost vybavit tramvaje bezpečnostními pásy není stanovena žádnou platnou normou nebo vyhláškou, přestože povinnost vybavovat všechna sedadla bezpečnostními pásy u motorových vozidel platí již od roku 1976. Používání bezpečnostních pásů cestujícími v tramvaji je však problematické a nelze ho legislativně nakázat. [5]

Hlavním účelem tramvaje je rychle přepravovat vysoký počet cestujících po městě. Zavedení povinnosti používání bezpečnostních pásů cestujícími by prodloužilo doby, které tramvaj stráví v zastávkách výměnou cestujících, z důvodu rozepínání a zapínání bezpečnostních pásů, což by vedlo k celkovému zpomalení tramvajové dopravy ve městě. Další problém je, že v tramvaji cestuje velký počet stojících cestujících, kteří by nemohli být chráněni bezpečnostními pásy. [3]

2.2.7 Tvarování čela tramvaje

Vhodně tvarované čelo tramvaje je nejdůležitější při srážce tramvaje s chodcem. Pokud je čelo tramvaje podobné tvaru radlice, je chodec při srážce odhozen mimo osu tramvaje a nehrozí, že bude stržen pod tramvaj. Naopak pokud má čelo tramvaje negativní sklony, či je rovné, hrozí, že bude chodec po srážce stržen pod tramvaj a vážně zraněn. Příklad tvarů čel je znázorněn na *obr. 2-6* a *obr. 2-7*. [6]

Tvarování čela tramvaje není zatím předepsáno žádnou legislativou, a je tedy v plné kompetenci výrobce tramvaje. V současné době se na této normě již pracuje, ale není ještě platná.



Obr. 2-6: Nevhodný tvar čela tramvaje

Zdroj : <http://ngzt.ru/news/view/29-03-2015-chm-2018-dizayn-novyh-nizkopolnyh-tramvaev-v-ekaterinburge-vyberut-jiteli-stolicy-urala-mart-2015-goda>



Obr. 2-7: Vhodný tvar čela tramvaje

Zdroj: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Alstom_Citadis_302_n%C2%B01001_IRIGO_-_Pont_Confluences.JPG

2.3 Shrnutí kapitoly bezpečnost tramvajových vozidel

Bezpečnost tramvaje je komplexní problém, kterým je potřeba se při návrhu nové tramvaje zabývat. Výsledná bezpečnost tramvaje je dána mnoha parametry, které spolu úzce souvisí a navzájem se ovlivňují.

Vždy je lepší kolizi tramvajů zcela předcházet než mírnit její následky pomocí prvků pasivní bezpečnosti. Proto je vhodnější vybavovat tramvaje dokonalejšími prvky aktivní bezpečnosti, jako jsou laserové snímače prostoru před tramvajemi a vedle tramvaje, kvalitnějšími brzdovými systémy, zavedením autonomního řízení a dalších prvků aktivní bezpečnosti.

Přes zavedení dokonalejších aktivních prvků bezpečnosti může stále dojít ke kolizi tramvaje s jiným účastníkem provozu. Proto je třeba stále přicházet s novými prvky pasivní bezpečnosti tramvaje a tím minimalizovat nebezpečí pro cestující i řidiče při srážce tramvaje.

3 Legislativní předpisy

3.1 Úvod

Z legislativních předpisů jsou pro návrh nového deformačního prvku čela tramvaje nejdůležitější tři technické normy a jedno doporučení:

- norma ČSN EN 15227:2008 – Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu,
- norma ČSN EN 12663-1:2010+A1:2015 – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel,
- norma ČSN 28 0337:1994 – Obrysy pro tramvajová vozidla,
- VDV Recommendation 152:2016 on the design for strenght of urban rail rolling stock according to BOSstrab.

Norma ČSN EN 15227:2008 je pro návrh nového deformačního prvku nejtěžejnější. Norma stanovuje, na jaké konstrukční scénáře srážek má být deformační prvek testován. [7]

Norma ČSN EN 12663-1:2010+A1:2015 určuje minimální možnou podélnou sílu, která může působit na skříň tramvaje, aniž by došlo k trvalé deformaci skříně tramvaje. [8]

Norma ČSN 28 0337:1994 stanovuje rozměry představku tramvaje, a tím i dovozené zástavbové prostory pro návrh deformačního prvku. [9]

Doporučení VDV Recommendation 152:2016 vychází z normy EN 15227:2008, ale navíc popisuje ještě jeden konstrukční scénář srážky, o kterém se norma EN 15227:2008 nezmiňuje. [10]

3.2 Norma ČSN EN 15227:2008 – Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu

Norma ČSN EN 15227:2008 předepisuje požadavky na pasivní bezpečnost tramvají, která má zajistit ochranu cestujících při srážce tramvaje s jiným vozidlem.

Mezi normou stanovené požadavky patří:

- pohlcení kolizní energie kontrovaným způsobem,
- snížení nebezpečí šplhání vozidla,
- zachování prostoru pro přežití řidiče a konstrukční celistvost obsazených prostorů,
- snížení zpomalení,
- snížení nebezpečí vykolejení a omezení následků srážky s překážkou na trati.

Kolizní hmotnost

Norma předepisuje velikost kolizní hmotnosti tramvaje při konstrukčních scénářích srážky. Kolizní hmotnost se rovná součtu konstrukční hmotnosti prázdné tramvaje (m_{prv}) a poloviny hmotnosti sedících cestujících (m_{sed}). Kolizní hmotnost (m_{kol}) se vypočítá ze vztahu (3.1).

$$m_{kol} = m_{prv} + \frac{1}{2} * m_{sed} \quad (3.1)$$

Konstrukční kategorie vozidla

Norma ČSN EN 15227:2008 rozděluje kolejová vozidla do čtyř konstrukčních kategorií odolnosti proti nárazu. Tyto kategorie jsou závislé na železniční infrastruktuře a na typu provozu, ve kterém je kolejové vozidlo provozováno. Tramvaje jsou normou zařazeny do konstrukční kategorie C-IV, do které patří lehká železniční vozidla určená k provozu ve vyhrazených městských sítích s vazbou na silniční dopravu.

Konstrukční scénáře srážek

Norma předepisuje dva konstrukční scénáře srážek, na které má být nově konstruované vozidlo navrhováno. Tyto konstrukční scénáře srážek mají reprezentovat nejčastější typy nehod pro dané vozidlo.

Norma předepisuje pro tramvaje tyto konstrukční scénáře srážek:

- čelní srážka dvou totožných tramvají při rychlosti 15 km/h,
- náraz tramvaje do tuhé překážky o hmotnosti 3 t při rychlosti 25 km/h.

Podrobnějšímu popisu těchto konstrukčních scénářů srážek se budu věnovat v kapitole 8. *Konstrukční scénáře srážek.*

Mezní hodnota zpomalení/kolizní puls

Normou je předepsáno maximální možné zpomalení v prostorech pro přežití cestujících. Pro konstrukční scénář srážky dvou totožných tramvají je zpomalení omezeno na 5g a pro konstrukční scénář srážky tramvaje s tuhou překážkou je zpomalení omezeno na 7,5g.

Odolnost proti šplhání

Při kolizi dvou tramvají může nastat situace, že jedna tramvaj ztratí kontakt s tratí a její rám vystoupá po druhém vozidle a následně zdeformuje skříň druhého vozidla. Této situaci se říká šplhání kolejových vozidel. Srážka dvou tramvají, která skončila šplháním vozidel, je znázorněna na *obr. 3-1*. Při tomto typu nehody dochází obvykle k největšímu počtu úmrtí cestujících, a proto je třeba šplhání kolejových vozidel zcela zabránit. Šplhání kolejových vozidel při srážce se potlačuje pomocí zábran proti šplhání. Tyto zábrany proti šplhání se umísťují na obě čela tramvaje i mezi jednotlivé články tvořící tramvaj.

U tramvají se jako ochrana proti šplhání používá správně tvarovaný nárazník na čele tramvaje. Příklad takového nárazníku je na *obr. 2-2*.



Obr. 3-1: Srážka dvou tramvají, kdy jedna tramvaj vyšplhala na druhou

Zdroj: https://www.denik.cz/z_domova/ostava_vina20090120.html

3.3 Norma ČSN EN 12663-1:2010+A1:2015 – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel

Norma ČSN EN 12663-1:2010+A1:2015 stanovuje minimální síly, jakým má odolávat hrubá stavba. Hrubé stavby musí odolat minimálnímu zatížení podle jejich provozních požadavků po celou požadovanou dobu provozní životnosti.

Konstrukční kategorie kolejových vozidel

Norma rozděluje kolejová vozidla do pěti konstrukčních kategorií dle pevnostních požadavků na hrubou stavbu. Tramvaje jsou normou zařazeny do kategorie P-IV - lehká vozidla metra a vozidla tramvajové rychlodráhy, a P-V - tramvaje. Po konzultaci s konzultantem ze společnosti Škoda Transportation a.s. jsem zařadil mnou navrhovanou tramvaj do kategorie P-IV.

Podélné zatížení skříně vozidla

Norma předepisuje minimální hodnotu podélného zatížení, které musí hrubá stavba vydržet bez vzniku trvalé deformace. Pro kategorii P-IV je normou předepsaná tlaková síla o velikosti $F_x = 400 [kN]$. Tato síla působí v místech uchycení nárazníků na hrubou stavbu tramvaje.

3.4 Norma ČSN 28 0337:1994 – Obrisy pro tramvajová vozidla

Norma ČSN 28 0337:1994 stanovuje rozměry obrysů tramvají určených pro tramvajové tratě. Navržení vozidla podle této normy zaručuje bezpečný průjezd tramvaje po dané tramvajové trati bez nebezpečí kolize s infrastrukturou v okolí tramvajové trati a ostatními vozidly.

Polohy vozidla pro kontrolu obrysu

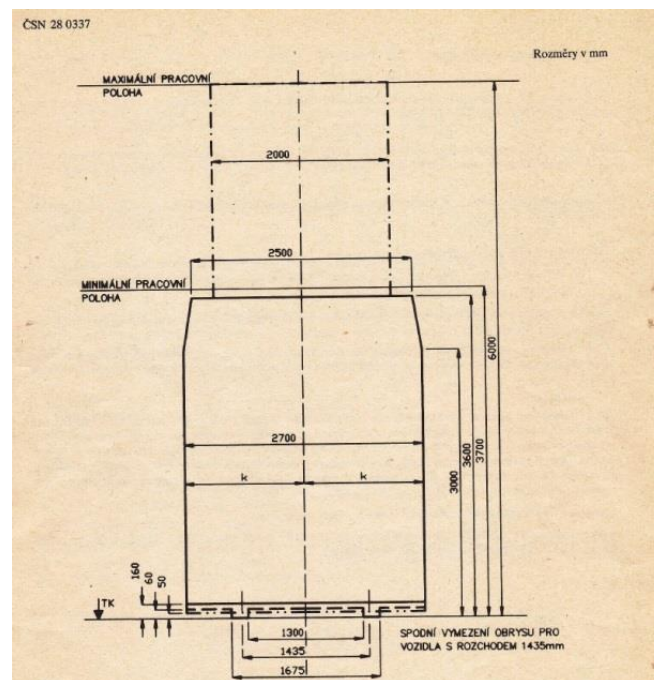
Podle normy se obrys vozidla kontroluje ve dvou případech: v přímé koleji a ve směrovém oblouku.

Obrysy pro vozidla

Norma ČSN 28 0337:1994 rozlišuje dva základní druhy obrysů pro vozidla:

- obrys pro vozidla v přímé koleji,
- obrys pro vozidla ve směrovém oblouku.

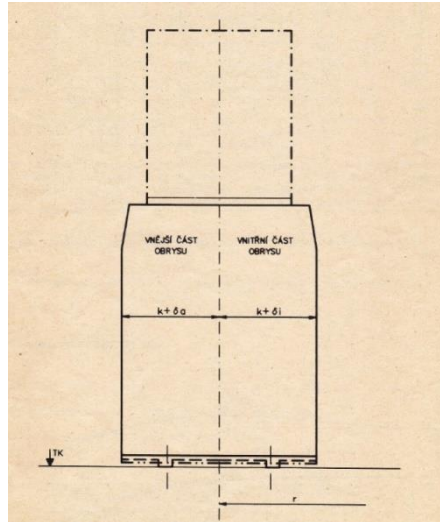
Obrys pro vozidla v přímé koleji je stanoven symetricky, podle osy obrysu pro vozidla. Jeho tvar je zobrazen na *obr. 3-2*. Obrys pro vozidla v přímé koleji platí i pro oblouky koleje o poloměru 1000 m a větší.



Obr. 3-2: Obrys pro tramvaje v přímé trati

Zdroj: [9]

Obrys pro vozidla v oblouku platí v obloucích o poloměru menším než 1000 m. Obrys pro vozidla v oblouku není symetrický podle osy obrysu pro vozidla. Šířka obrysu pro vozidla v oblouku se rozšiřuje o hodnotu δa (pro vnější část obrysu) a δi (pro vnitřní část obrysu). Hodnoty rozšíření jsou závislé na velikosti projížděného oblouku a jejich hodnota je stanovena normou ČSN 28 0337:1994. Obrys pro vozidla v oblouku je znázorněn na *obr. 3-3*.



Obr. 3-3: Obrys pro tramvaje ve směrovém oblouku menším než 1000 m

Zdroj: [9]

3.5 VDV Recommendation 152:2016 on the design for strength of urban rail rolling stock according to BOSstrab [10]

VDV Recommendation 152:2016 se uplatňuje pro všechny nově konstruované tramvaje v Německu. Toto doporučení vychází z normy EN 15227:2008.

Konstrukční scénáře srážek

VDV Recommendation 152:2016 popisuje oproti normě EN 15227:2008 jeden konstrukční scénář navíc. Tento konstrukční scénář má reprezentovat kolizi dvou tramvajů při malých rychlostech z důvodu nedobrzdnění.

Doporučení předepisuje pro tramvaje tento konstrukční scénář srážky:

- čelní srážka dvou tramvajů při rychlosti 4 km/h.

Podrobnějšímu popisu tohoto konstrukčního scénáře srážky se bude věnovat v kapitole 8. *Konstrukční scénáře srážek*.

3.6 Shrnutí kapitoly legislativní předpisy

Z platných norem pro tramvaje jsou pro další návrh deformačních prvků tramvaje nejdůležitější tyto poznatky:

- Normy předepisují tři konstrukční scénáře srážek pro tramvaje. Z těchto konstrukčních scénářů srážek si dopočítám velikost deformační energie, kterou musí být deformační prvek tramvaje schopný absorbovat.
- Hrubá stavba musí být schopná přenést bez vzniku trvalé deformace podélné zatížení o minimální velikosti $F_x = 400 \text{ kN}$. Nově navrhované deformační prvky se musí deformovat při nižším zatížení, aby nehrozila trvalá deformace hrubé stavby.
- Vnější hranice zástavbového prostoru pro deformační prvek na čele tramvaje je určen normou pro obrysy tramvajových vozidel. Vnější vybočení tramvaje v oblouku určuje rozměry představku tramvaje, a tím i maximální možné zástavbové rozměry pro deformační prvky.

4 Statistika nehodovosti tramvají

4.1 Úvod

V kapitole 3. *Legislativní předpisy* jsem popsal tři konstrukční scénáře srážek, které jsou předepsány normami. Pro návrh nového deformačního prvku je vhodné provést statistiku srážek tramvají při jízdě v městském provozu. Z této statistiky srážek stanovím nejčastější scénáře srážek tramvají, a ty následně porovnam s konstrukčními scénáři srážek, které normy předepisují. V případě nehody či absence některého ze scénářů srážek je vhodné nově navrhované vozidlo testovat i na scénáře srážek, které vyšly ze statistiky srážek.

Pro dostatek podkladů pro vypracování statistiky srážek tramvají při jízdě v městském provozu jsem se obrátil na Dopravní podnik hlavního města Prahy. Dopravním podnikem mi byla poskytnuta databáze nehod tramvají za roky 2014 [11], 2015 [12], 2016 [13] a první polovinu roku 2017 [14]. V této databázi mi byly poskytnuty informace o datu nehody, místu nehody, číslu tramvaje, která se zúčastnila nehody, místu na tramvaji, kde došlo k nehodě, popisu škody vzniklé při nehodě a výsledné ceně za opravu tramvaje. Ukázka z této databáze je znázorněna v *tab. 4-1*. Veškerá data poskytnutá dopravním podnikem jsou nahrána na CD, které je přiložené k této diplomové práci.

Tab. 4-1: Databáze nehodovosti tramvají v Praze

Zdroj: [14]

Datum a čas nehody	Druh události	Zastávka 1	Zastávka 2	Číslo 1. vozu (vlak)	Místo nehody	Statistika 13	Podrobněji o srážce	Popis škody DP	Škoda DP
03.01.2017 10:38	Hromadná srážka s účastí TRAM.	Smíchovské nádraží	ČSAD Smíchov	9337	Praha 5, Nádražní 16 a, 130 m před křižovatkou Nádražní x Moulíkova	BOČNÍ	SOUBĚŽNÁ JÍZDA, MÍJENÍ	Poškozené levé křídlo 1. dveří pro cestující, poškozený pravý bok mezi 1. a 2. dveřmi pro cestující, poškozená pravá přední špička, poškozený pravý kryt sdružených světel, poškozený pravý kryt bok kabiny řidiče.	46 405.00 Kč
05.05.2017 9:57	Hromadná srážka s účastí TRAM.	Maniny	Libeňský most	8722	Praha 7, Libeňský most x Jankovcova	BOČNÍ	SOUBĚŽNÁ JÍZDA, MÍJENÍ	Poškozená pravá přední část vozu.	16 727.00 Kč
08.02.2017 14:28	Hromadná srážka s účastí TRAM.	Ošňanské náměstí	Flora	8169	Praha 3, Jičínská, 30 m za křižovatkou s ulicí Lucemburská	BOČNÍ	SOUBĚŽNÁ JÍZDA, MÍJENÍ	Odfené oba sloupky 1. dveří.	2 659.00 Kč
02.02.2017 18:13	Hromadná srážka s účastí TRAM.	Náměstí Míru	Jana Masaryka	9267	Praha 2, Francouzská x Záhřebská	BOČNÍ	SOUBĚŽNÁ JÍZDA, MÍJENÍ	Poškozené pravé křídlo 1. dveří pro nástup cestujících, poškozený kryt 1. pravého podvozku, poškozená karoserie za 1. pravým podvozkem, poškozená pravá přední špička, poškozená čelní plenta, poškozená přední traverza, rozbitý pravý přední světlomet včetně krytu, poškozený pravý přední kryt pro doplnění pískovače.	28 474.00 Kč
13.06.2017 10:02	Hromadná srážka s účastí TRAM.	Újezd	Švandovo divadlo	9287	Praha 5, Újezd 597/7, 4 metry před křižovatkou Újezd x Mělnická	ZBOKU	KOLMO, ŠIKMO	Narazená pravá přední špička, narazená pravá přední traverza, odfený kryt pravých předních světel, poškozený bok kabiny řidiče spravo, demolované pravé směrové světlo, poškozené dveře kabiny řidiče, demotovaný kryt 1. podvozku spravo.	22 971.00 Kč
27.04.2017 12:11	Hromadná srážka s účastí TRAM.	Veletržní palác	Strossmayerovo náměstí	9216	Praha 7, Dukelských hrdinů x Šternberkova, 31 m za zastávkovým sloupkem Veletržní palác zc.	ZBOKU	KOLMO, ŠIKMO	Poškozená čelní plenta, pravá špička, přední nárazník na pravé straně, pravý světlomet včetně krytu pískovače, pravý bok kabiny řidiče, pravý kryt 1. podvozku, lehký odfěr dveří řidiče.	33 187.00 Kč
21.04.2017 20:36	Hromadná srážka s účastí TRAM.	Jiřího z Poděbrad	Vinohradská tržnice	9238	Praha 2, Vinohradská x Třebízského	ZBOKU	KOLMO, ŠIKMO	Poškozená pravá plenta podvozku A, poškozené pravé křídlo prvních dveří pro cestující, poškozená pravá přední špička.	29 089.00 Kč
26.04.2017 19:29	Hromadná srážka s účastí TRAM.	Šumavská	Vinohradská vodárna	8082	Praha 2, Korunní 42, 34 m za křižovatkou Korunní x Šumavská	ZBOKU	KOLMO, ŠIKMO	Poškozená pravá špička, narazené oba sloupky prvních dveří, odfený pravý bok za prvními dveřmi a poškozená reklama mezi prvními a druhými dveřmi.	4 471.00 Kč

Během těchto čtyř let bylo celkově zaznamenáno 4 031 nehod tramvají. Z takového množství nehod mohou vytvořit kvalitní statistiku srážek tramvají v městském provozu.

Pro kvalitnější porovnání konstrukčních scénářů srážek se srážkami v reálném provozu by bylo vhodné znát i rychlosti, při kterých ke kolizím došlo, a zranění cestujících, která byla touto kolizí způsobena.

4.2 Rozdělení nehod tramvají

Nehody tramvají jsem rozdělil do čtyř hlavních skupin podle místa tramvaje, kde došlo ke kolizi s dalším vozidlem. Tyto hlavní skupiny jsem dále rozdělil podle typu vozidla, se kterým došlo ke kolizi.

Hlavní skupiny rozdělení nehod tramvajových vozidel jsou:

- čelní srážka tramvaje,
- zadní srážka tramvaje,
- čelněboční srážka tramvaje,
- boční srážka tramvaje.

Uvažoval jsem tyto typy vozidel, se kterými může dojít ke kolizi:

- jiná tramvaj,
- osobní motorové vozidlo (dále jen osobní automobil),
- autobus nebo nákladní motorové vozidlo (dále jen nákladní automobil).

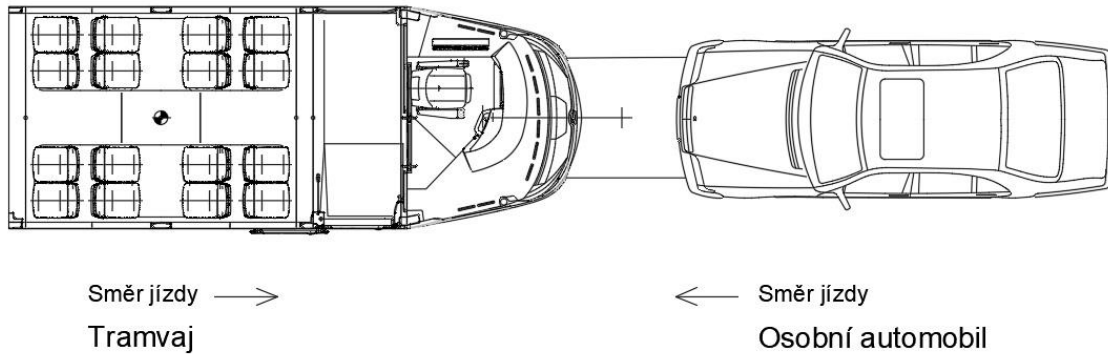
Pro každý rok jsem vytvořil rozdělení nehod tramvají do těchto skupin. Pomocí těchto rozdělení jsem mohl porovnat počty jednotlivých typů nehod v průběhu posledních čtyř let a pokusit se najít souvislosti mezi počty jednotlivých typů nehod.

Detailnějšímu popisu těchto skupin se budu věnovat v následujících kapitolách.

Kvůli rozsahu diplomové práce zde uvedu pouze souhrn nehod za roky 2014 až 2017. Souhrny nehod za jednotlivé roky jsou uvedeny v *příloha 1* až v *příloha 4*.

4.2.1 Čelní srážka tramvaje

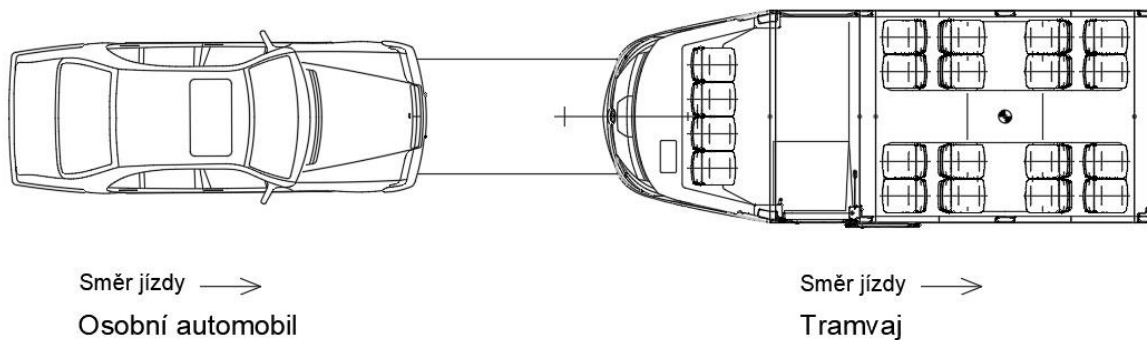
Tramvaj se čelně srazí s čelem jiného vozidla. Situace je znázorněna na *obr. 4-1*.



Obr. 4-1: Čelní srážka tramvaje

4.2.2 Zadní srážka tramvaje

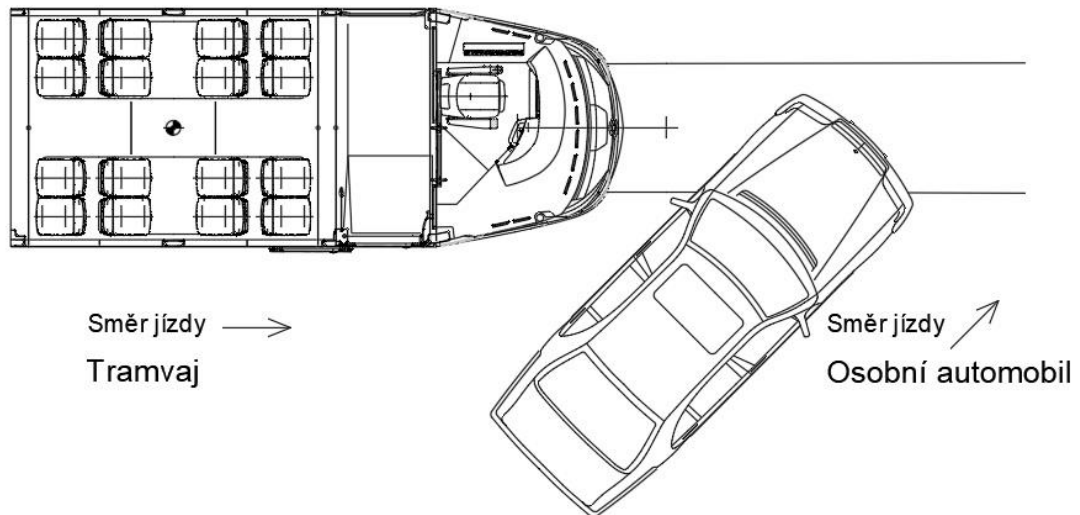
Do zadní části tramvaje narazí čelně jiné vozidlo, nebo naopak tramvaj narazí do zadní části jiného vozidla. Situace je znázorněna na *obr. 4-2*.



Obr. 4-2: Zadní srážka tramvaje

4.2.3 Čelněboční srážka tramvaje

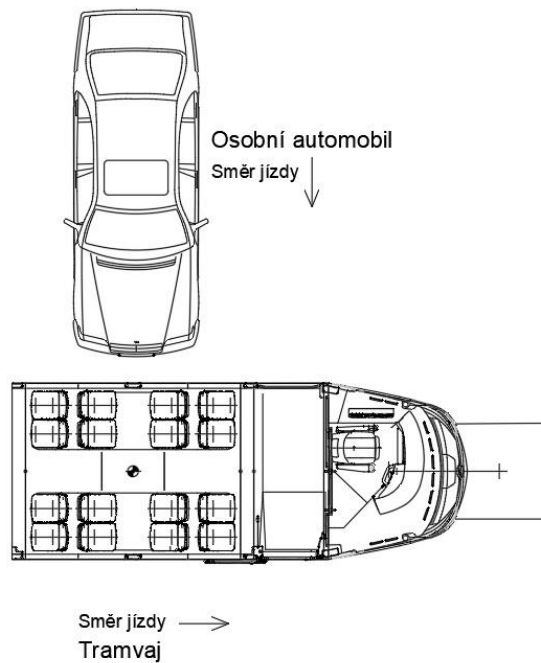
Tramvaj se srazí čelně pod úhlem s bokem jiného vozidla. Situace je znázorněna na obr. 4-3.



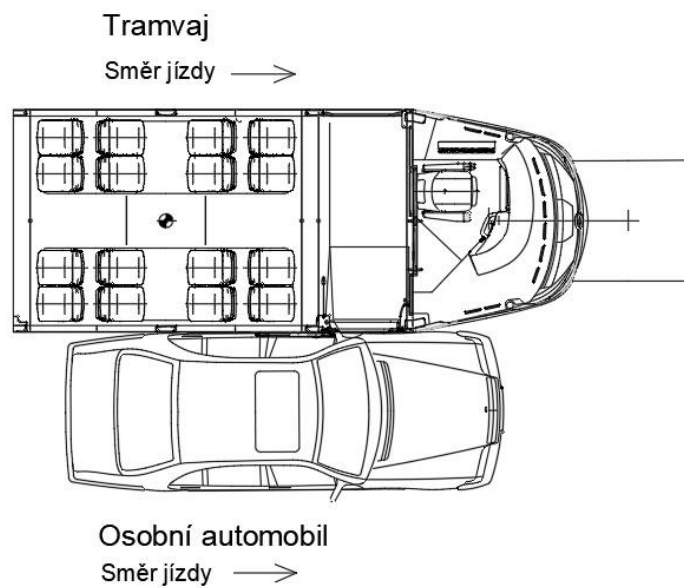
Obr. 4-3: Čelněboční srážka tramvaje

4.2.4 Boční srážka tramvaje

Do boku tramvaje narazí jiné vozidlo, nebo dojde ke srážce boků tramvaje a jiného vozidla. Situace jsou znázorněny na *obr. 4-4* a na *obr. 4-5*.



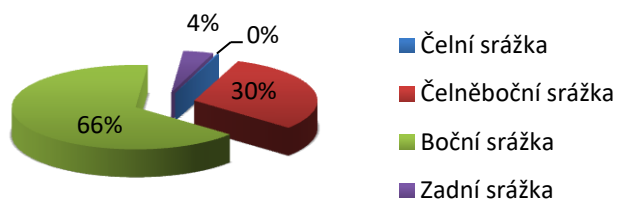
Obr. 4-4: Boční srážka tramvaje



Obr. 4-5: Boční srážka tramvaje

4.3 Souhrn nehod tramvajů za roky 2014 až 2017

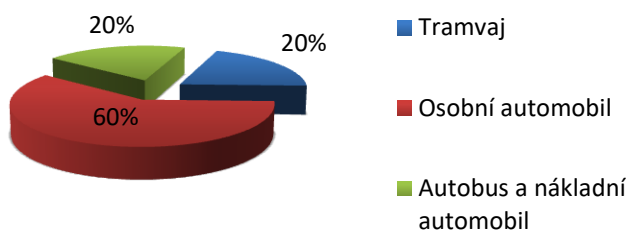
Pro lepší přehlednost jsem shrnul nehody tramvajových vozidel za roky 2014 až 2017 do graf 4-1 až graf 4-5 a do tab. 4-1 až tab. 4-6. [11], [12], [13], [14]



Graf 4-1: Souhrn nehod za roky 2014 až 2017

Tab. 4-2: Souhrn nehod za roky 2014 až 2017

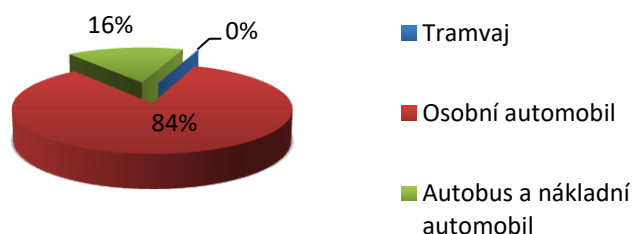
Kategorie	Počet
Čelní srážka	10
Čelněboční srážka	1224
Boční srážka	2636
Zadní srážka	161



Graf 4-2: Souhrn čelních srážek za roky 2014 až 2017

Tab. 4-3: Souhrn čelních srážek za roky 2014 až 2017

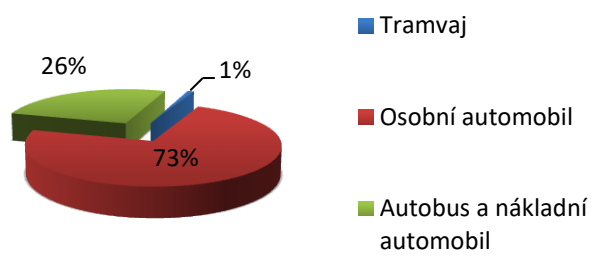
Čelní srážka	Počet
Tramvaj	2
Osobní automobil	6
Autobus a nákladní automobil	2



Graf 4-3: Souhrn bočních srážek za roky 2014 až 2017

Tab. 4-4: Souhrn bočních srážek za roky 2014 až 2017

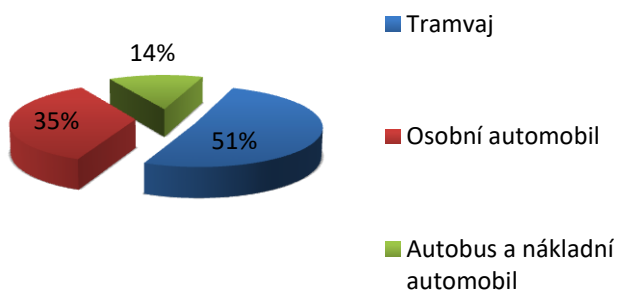
Boční srážka	Počet
Tramvaj	3
Osobní automobil	2212
Autobus a nákladní automobil	421



Graf 4-4: Souhrn čelněbočních srážek za roky 2014 až 2017

Tab. 4-5: Souhrn čelněbočních srážek za roky 2014 až 2017

Čelněboční srážka	Počet
Tramvaj	11
Osobní automobil	893
Autobus a nákladní automobil	320



Graf 4-5: Souhrn zadních srážek za roky 2014 až 2017

Tab. 4-6: Souhrn zadních srážek za roky 2014 až 2017

Zadní srážka	Počet
Tramvaj	82
Osobní automobil	57
Autobus a nákladní automobil	22

4.4 Shrnutí kapitoly statistika nehodovosti tramvají

Ze statistiky nehodovosti tramvají je patrné, že počet stejných typů nehod je každý rok prakticky stejný, jen s malými odchylkami. Proto předpokládám, že se nejedná o náhodnou anomálii v počtu určitých nehod. Pouze pro čelní srážky je meziroční porovnání nemožné. Těchto srážek je maximálně pět za jeden rok, proto z této skupiny nelze vyvozovat přesné závěry.

Z důsledku znalosti podobnosti meziročních statistik nehodovosti jsem shrnul všechny typy nehod za roky 2014 až 2017 do *tab. 4-7*. Tato tabulka znázorňuje závislost mezi skupinou nehody a typem vozidla, se kterým k nehodě došlo.

Tab. 4-7: Rozdělení nehod podle místa nárazu a partnerského vozidla

	Čelní srážka	Čelněboční srážka	Boční srážka	Zadní srážka
Tramvaj	2	11	3	8
Osobní automobil	6	893	2212	57
Autobus a nákladní automobil	2	320	421	22

Z *tab. 4-7* jsou patrné tyto závěry:

- Nejčastěji dochází k bočním srážkám. To je způsobeno častou kolizí tramvaje s jiným vozidlem při spojování tramvajového pásu s pruhem pro motorová vozidla do jednoho pruhu. Řidiči motorových vozidel nedají tramvaji přednost a následně dojde ke kolizi boků vozidel. Řešení ochrany tramvají na tuto skupinu srážek však není náplní této diplomové práce. Proto se jimi nebudu zabývat.
- Čelněboční srážky jsou druhou nejčastější skupinou srážek tramvají. Čelněbočně se tramvaj nejčastěji srazí s osobním automobilem. Přesně tento scénář popisuje i norma ČSN EN 15227:2008. Avšak čelněbočně se tramvaj srazí ve 26 % případů s autobusem nebo nákladním automobilem. Na tuto srážku již norma nemyslí. Při této srážce přitom hrozí deformace předních sloupků kabiny tramvaje a tím porušení životního prostoru řidiče tramvaje. Příklady následků této nehody jsou znázorněny na *obr. 4-6* a na *obr. 4-7*. Z tohoto důvodu je vhodné zavést další konstrukční scénář srážky s nákladním automobilem nebo autobusem, na který bude nový deformační prvek také navrhován. Tímto konstrukčním scénářem srážky se budu více zabývat v kapitole 8. *Konstrukční scénáře srážek*.
- Srážky zezadu jsou nejčastěji s jinou tramvají. Přesně na tuto skupinu srážek jsou normami předepsány dva konstrukční scénáře srážek. Avšak s osobním automobilem se srazí ve 35,4 % případů zadní srážky. Při těchto kolizích hrozí zaklesnutí osobního automobilu pod tramvají z důvodu nekompatibility vozidel při srážce. Tato srážka může vést ke smrtelným zraněním posádky osobního automobilu. Příklad takovéto nehody, při které došlo k úmrtí řidiče osobního automobilu, je znázorněn na *obr. 4-8*. Tuto skutečnost je potřeba uvažovat při návrhu nového deformačního prvku a snažit se tuto situaci eliminovat.

- K čelním srážkám tramvají s jinou tramvají dochází pouze v 0,25 % ze všech nehod tramvají. Množství jednotlivých typů nehod mohlo být velmi ovlivněno pouze jednou nehodou. Proto nelze pro tuto skupinu srážek vyvozovat žádné přesné závěry. Avšak z pohledu pasivní bezpečnosti jsou na tyto srážky kladeny stejné požadavky jako na srážky zezadu s jinou tramvají.



Obr. 4-6: Porušení předního sloupku kabiny tramvaje při srážce s nákladním automobilem

Zdroj: HZS Praha



Obr. 4-7: Srážka tramvaje s nákladním automobilem

Zdroj: <https://www.theage.com.au/national/victoria/a-constant-state-of-anxiety-tram-crashes-injuries-up-errant-motorists-blamed-20161123-gsvugb.html>



Obr. 4-8: Zaklesnutí osobního automobilu pod tramvaji

Zdroj: <http://www.abc.net.au/news/2013-09-03/driver-dies-after-crashing-into-the-back-of-a-tram-at-albert-pa4931282>

5 Rešerše deformačních prvků tramvají

Deformační prvky používané v dnešní době na tramvajích lze rozdělit do dvou základních skupin:

- **Vratné absorbéry energie:** deformační prvky, které jsou schopny absorbovat menší deformační energie. Po odlehčení se vrátí zpátky do svého původního stavu bez trvalých deformací, a není tedy nutné je po kolizi měnit. Příklad vratného absorbéru je znázorněn na *obr. 5-1*. [1]
- **Nevratné absorbéry energie:** deformační prvky, které jsou schopny absorbovat větší deformační energie. Energie je absorbována řízenou deformací deformačního prvku a tím dochází k jeho zničení. Po kolizi je nutné jej vyměnit. Příklad nevratného absorbéru energie je znázorněn na *obr. 5-2*. [1]

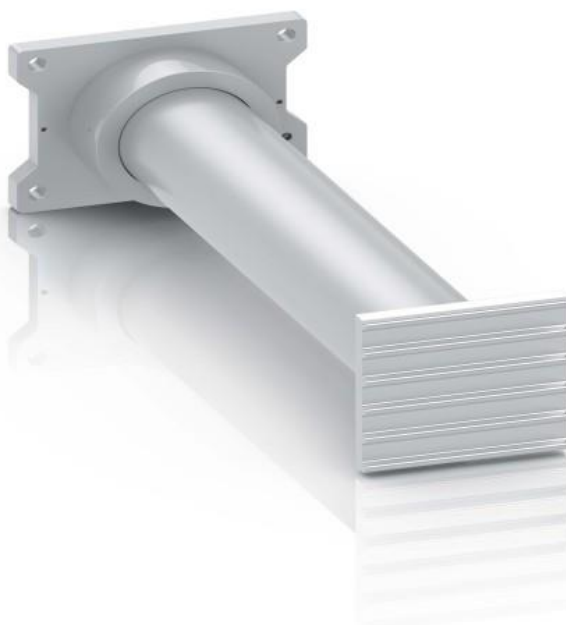
Dále lze deformační prvky dělit podle místa použití:

- **Na spřáhle:** Vysunutá spřáhla přichází při kolizi jako první do kontaktu s druhým vozidlem, proto ho lze použít jako prvotní absorbér energie. Deformační prvky umístěné na spřáhle jsou využívány pro absorpci menších deformačních energií při spřáhování tramvají. V dnešní době jsou spřáhla vybavována i ochranným mechanismem, který by měl zaručit, že při působení většího zatížení na spřáhlo se spřáhlo kontrolovaně utrhne ze svého upevnění a zajede pod hrubou skříň tramvaje, nebo se zcela uvolní a spadne na zem. Pomocí tohoto mechanismu nedojde ke kompletní destrukci spřáhla a nutnosti jeho náhrady, což zmenší náklady na opravu vozidla po kolizi. Příklad ochranného mechanismu je znázorněn na *obr. 5-1*. [1]
- **Mimo spřáhlo:** Deformační prvky použité mimo spřáhlo jsou využívány pro absorpci větších deformačních energií při kolizi tramvaje s jiným vozidlem. Příklad deformačního prvku umístěného mimo spřáhlo je zobrazen na *obr. 5-2*. [1]



Obr. 5-1: Vratný absorbér energie umístěný na spřáhle

Zdroj: <http://voith.com/corp-en/services/power-transmission/rail-service/scharfenberg-energy-absorption.html?90231%5B%5D=1&90238%5B%5D=1>



Obr. 5-2: Nevratný absorbér umístěný mimo spřáhlo

Zdroj: https://www.zf.com/corporate/en_de/products/further_product_ranges/rail_vehicles/rail_chassis_alu_crashabsorber.shtml

5.1 Vratné absorbéry energie

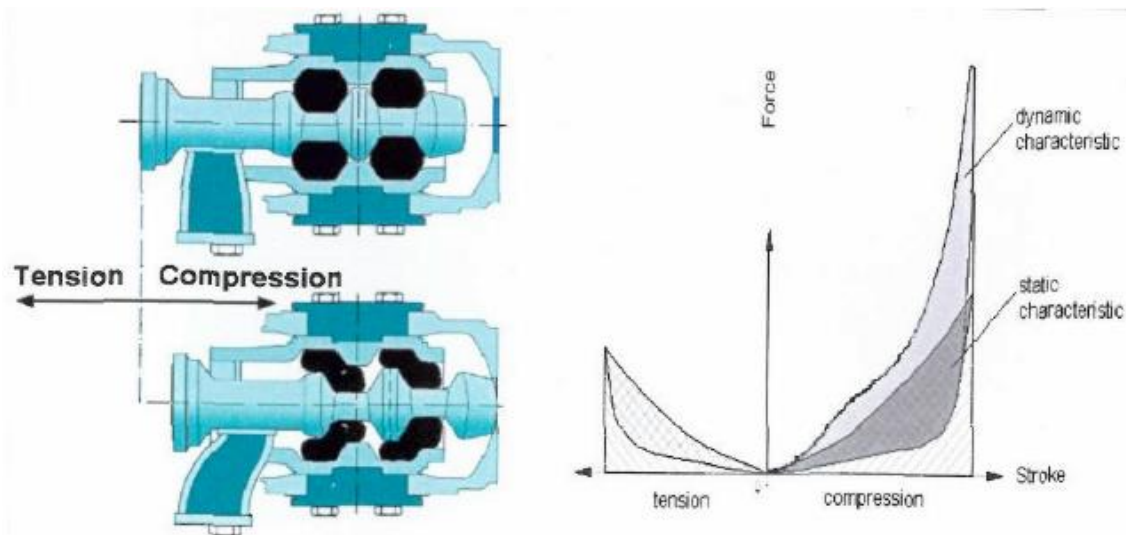
Do této skupiny patří absorbéry energie, které jsou schopné pohltit menší deformační energie při spřáhování tramvají nebo kolizích při menších rychlostech. Vratné absorbéry energie se po odlehčení zatížení vrátí zpátky do svého původního stavu bez trvalých deformací. [2]

Na prvky vratných absorbérů energie jsou kladeny velké nároky na spolehlivost a stálost deformačních charakteristik vlivem doby provozování tramvaje a změny teploty.

5.1.1 Pryžová elastomerová hlava spřáhla

Pryžová elastomerová hlava spřáhla bývá integrována do sestavy uložení spřáhla, kde se využívá pro absorpci energie při spřáhování vozidel. Pryžový prvek je uzpůsoben tak, aby byl schopný tlumit jak tlakové, tak i tahové síly. Toto provedení absorpčního prvku je vhodné pro absorpci deformační energie při kolizi do rychlosti 5 km/h. Při působení většího namáhání se zadní část spřáhla dostane do kontaktu s hrubou stavbou skříně tramvaje, a tím zabrání další deformaci pryžových prvků. [1], [15]

Charakteristika zatěžování pryžového prvku je exponenciální a je znázorněna na obr. 5-3. Z obrázku je patrné, že jeho schopnost pohlcování energie je přibližně 30 % až 40 %, pokud to vztahují na maximum $E = F * s$. [1]



Obr. 5-3: Elastomerová hlava spřáhla a charakteristika zatěžování

Zdroj: [1]

Tension – napnutí; Compression – stlačení, Force – síla; Stroke – zdvih; Dynamic characteristic – dynamická charakteristika; Static characteristic – statická charakteristika

5.1.2 Pryžové pružiny

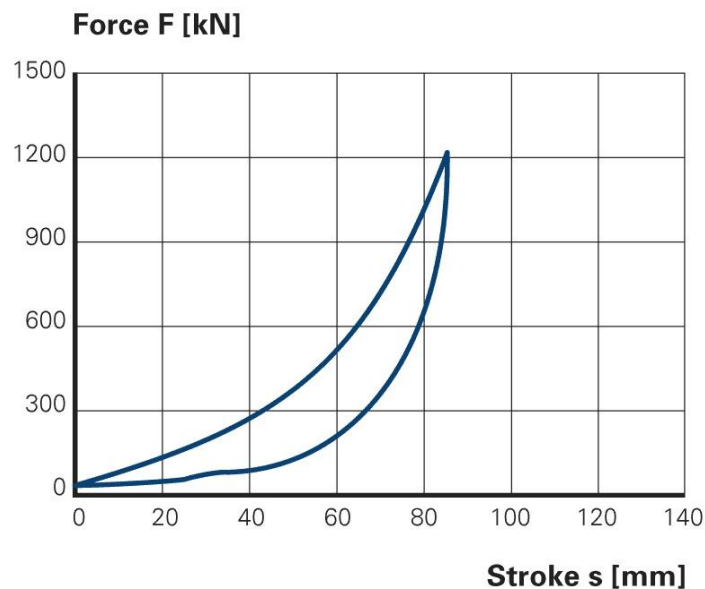
Pryžové pružiny jsou složeny z polymerových podložek a dělicích disků. Při zatížení dojde ke stlačení polymerových podložek a po následném odlehčení se vrátí do původního stavu. Pryžové pružiny se nejčastěji používají jako vratné absorbéry energie v náraznících nebo ve spráhlech kolejových vozidel. Charakteristika zatěžování prvku je exponenciální a je znázorněna na *obr. 5-5*. Z obrázku je patrné, že jejich schopnost pohlcování energie je přibližně 30 % až 40 %, pokud to vztahují na maximum $E = F * s$.



Obr. 5-4: Pryžové pružiny

Zdroj: <https://www.railway-technology.com/contractors/brakes/durel/>

Static properties



Obr. 5-5: Charakteristika zatěžování pryžové pružiny

Zdroj: <http://www.durel.de/EN/Products-and-Services/railway-vehicles.php>

Static properties – statické vlastnosti; Force – síla; Stroke - zdvih

5.1.3 Plyno-hydraulický absorbér energie

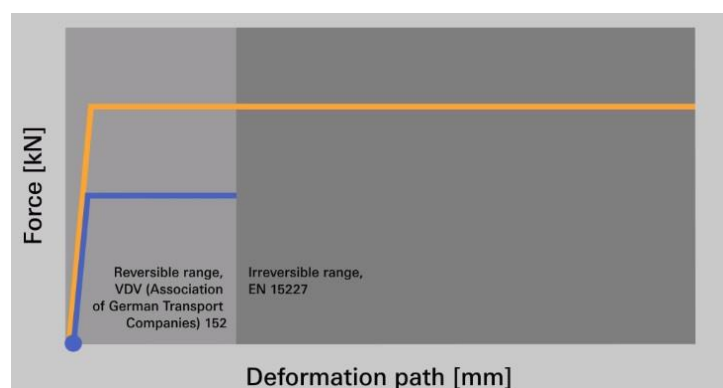
Plyno-hydraulické absorbéry energie pracují na principu přeměny mechanické energie na tepelnou energii. Systém je schopný absorbovat energii při nárazu do rychlostí 4km/h. Uvnitř pracovního prostoru absorbéru energie se při stlačení absorbéru pohybuje pístnice s pístem. V pístu se nachází škrtkové ventily, které škrtkují průtok kapaliny (na obr. 5-6 znázorněna béžovou barvou) z jedné části hydraulické komory do druhé a tím přeměňuje mechanickou energii na tepelnou energii. Pohybem pístnice je v druhé komoře plyno-hydraulického absorbéru energie stlačován plyn (na obr. 5-6 znázorněn modrou barvou). Po uvolnění zatížení deformačního prvku se pístnice vrátí do původní polohy rozpínáním stlačeného plynu. Hydrodynamické absorbéry energie se používají pro absorpci tlakových sil, které vznikají při srážkách vozidel nebo při srážkách dvou vozidel. [16]

Charakteristika zatěžování hydrodynamického absorbéru energie je znázorněna na obr. 5-7 modrou barvou. Z obrázku je patrné, že jejich schopnost pohlcování energie je přibližně 80 % až 85 %, pokud to vztahují na maximum $E = F * s$. [1]



Obr. 5-6: Plyno-hydraulický absorbér energie

Zdroj: <https://www.youtube.com/watch?v=dJTbiEGso4I>



Obr. 5-7: Charakteristika zatěžování plyno-hydraulického absorbéru energie

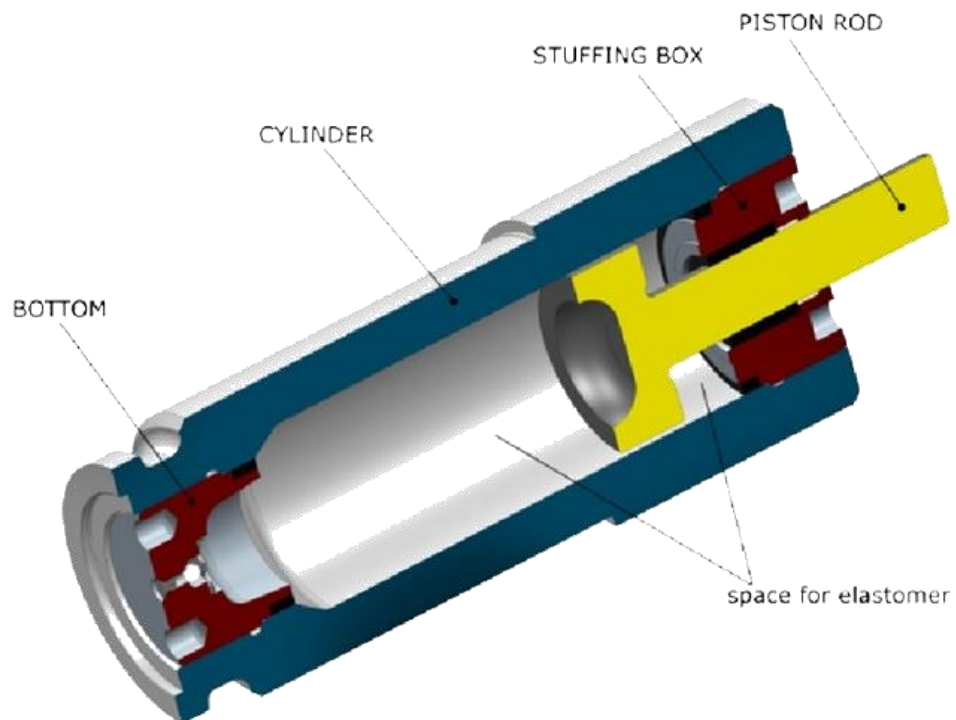
Zdroj: <https://www.youtube.com/watch?v=dJTbiEGso4I>

Force – síla; Deformation path – deformační zdvih; Reversible range – vratný zdvih; Irreversible range – nevratný zdvih

5.1.4 Hydrostatický absorbér energie

Hydrostatické absorbéry energie pracují na principu přeměny mechanické energie na tepelnou energii pomocí hydrostatického stlačení viskózních elastických kapalin. Nejčastěji se používají silikonové elastomery, např. Kamaxil [17]. Uvnitř pracovního prostoru absorbéru energie se při zatěžování pohybuje pístnice s pístem. Při stlačování pístu je část mechanické energie přeměněna na teplo třením mezi částicemi silikonového elastomeru. Pohybem pístnice při stlačení je zmenšen prostor pro elastickou kapalinu, a tím dochází k jejímu stlačení. Po uvolnění zatížení deformačního prvku se začne elastomerová kapalina opět roztahovat a pístnici vrátí do původní polohy. Hydrostatické absorbéry energie se používají pro absorpci tlakových sil, které vznikají při srážkách vozidel nebo při srážkách dvou vozidel. [18], [17]

Výrobce Dyna Shock Systém uvádí, že schopnost pohlcování energie je 30 % až 95 %, pokud to vztahují na maximum $E = F * s$. [18]



Structure of elastomer shock absorber

Obr. 5-8: Hydrostatický absorbér energie

Zdroj: http://axtone.eu/known-how/#ac_207_collapse2

Structure of elastomer shock absorber – konstrukce elastomerového absorbéru energie; Bottom - dno; Cylinder - válec absorbéru; Space for elastomer - prostor pro elastomer; Stuffing box – ucpávka; Piston rod - pístnice

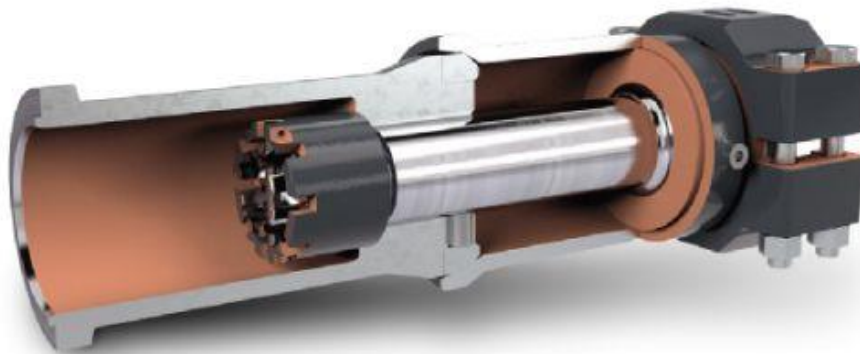
5.2 Nevratné absorbéry energie

Do této skupiny patří absorbéry energie schopné absorbovat větší množství deformační energie. Deformační energie je absorbována řízenou deformací absorbéro. Při absorbování energie dochází ke zničení nevratných absorbérů energie a po nehodě se musí tyto prvky vyměnit. [2]

5.2.1 Deformační trubka

Hlavním prvkem tohoto deformačního prvku je kovová trubka, která se v případě nehody deformuje. Deformace trubky začíná až po dosažení přesně určeného zatížení a síla může být udržena bez špiček zatížení během celého zdvihu. Trubka může být deformována různými způsoby. Mezi nejpoužívanější patří roztahování deformační trubky, příklad takového absorbéro je znázorněn na *obr. 5-9*, nebo třískovým obráběním povrchu deformačního prvku noži. Princip této metody je znázorněn na *obr. 5-10*. [1]

Charakteristika zatěžování deformační trubky je znázorněna na *obr. 5-11* žlutou barvou. Z obrázku je patrné, že schopnost pohlcovat energii je až 90 %, pokud to vztahují na maximum $E = F * s$. [1]



Obr. 5-9: Deformační trubka od firmy Voith

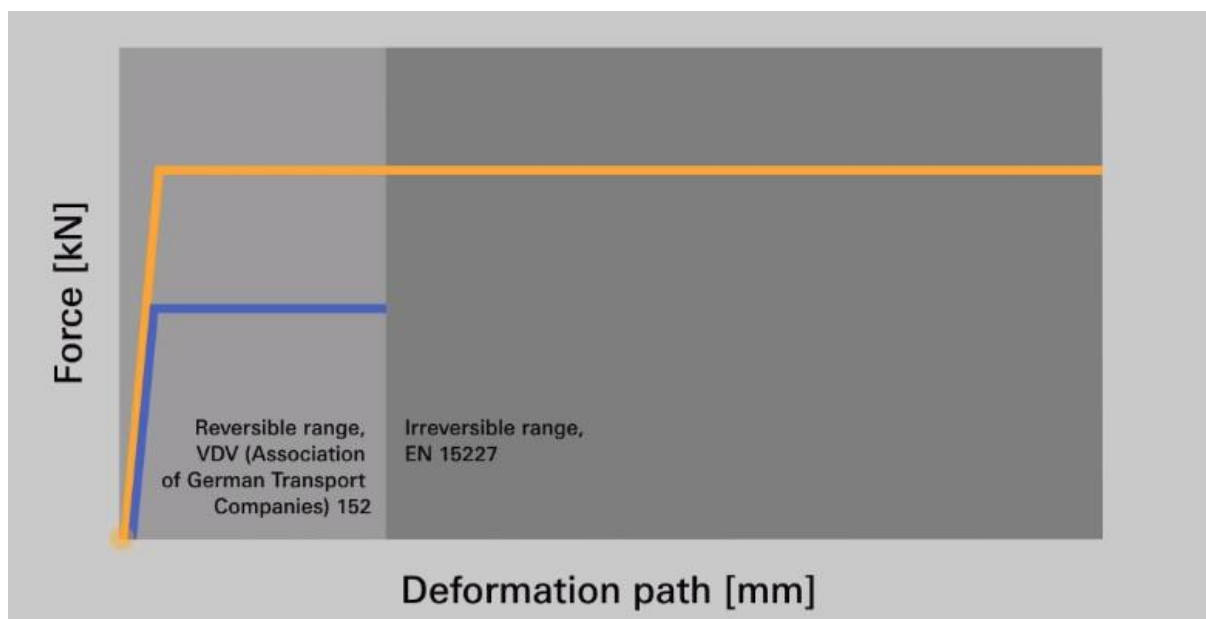
Zdroj: <http://voith.com/corp-en/services/power-transmission/rail-service/scharfenberg-energy-absorption.html?90231%5B%5D=1&90238%5B%5D=1>



Obr. 5-10: Princip absorpce deformační energie pomocí třískového obrábění deformační trubky

Zdroj: <http://axtone.eu/tram>

Cutting knife – obráběcí nůž; Buffer housing – pouzdro nárazníku; Stream of steel – ocelová tříška



Obr. 5-11: Charakteristika zatěžování deformační trubky

Zdroj: <https://www.youtube.com/watch?v=dJTbiEGso4I>

Force – síla; Deformation path – deformační zdvih; Reversible range – vratný zdvih; Irreversible range – nevratný zdvih

5.2.2 Pěnové absorběry energie

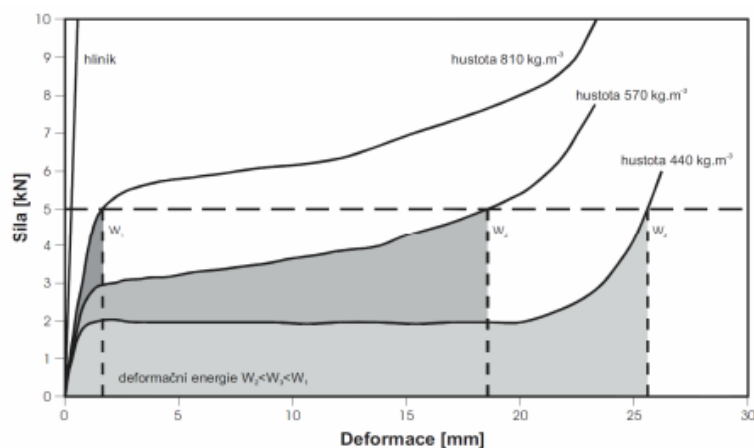
Pěny jsou buněčné materiály s vynikajícími fyzikálními a mechanickými vlastnostmi. Pěny mají nízkou hustotu a výjimečné schopnosti v pohlcování nárazové energie. Pro deformační prvky se nejčastěji používají buď pěny kovové, nebo polyuretanové. Příklad pěnového absorběru energie je znázorněn na obr. 5-12. [19], [20]



Obr. 5-12: Hliníková pěna

Zdroj: [19]

Kovové pěny lze vyrobit z mnoha kovů, např. z hliníku, zinku, olova, niklu a dalších. Nejvíce se však používají hliníkové pěny. Výsledné vlastnosti pěn jsou různé, záleží například na tvaru a velikosti pórů, ale i jejich orientaci a tloušťce stěn. Na obr. 5-13 jsou vidět deformační charakteristiky pro tři pěny o různé hustotě. [20]



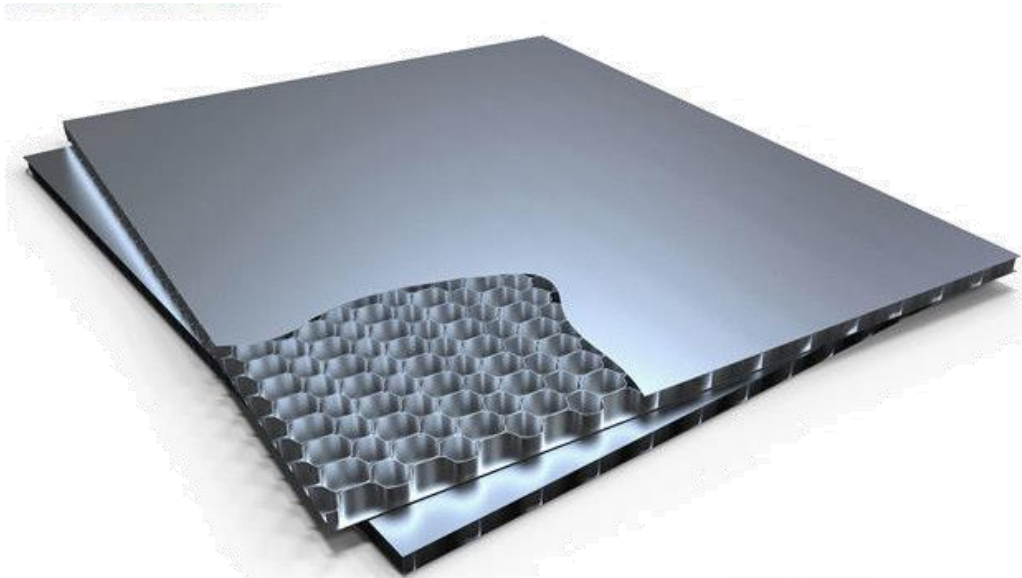
Obr. 5-13: Deformační charakteristika pěn o různé hustotě

Zdroj: [20]

Z deformační charakteristiky je patrný i průběh deformace pěny. Při nízkém napětí dochází k elastické deformaci pěny, která je způsobena ohýbáním stěn buněk pěny. Při zvyšování napětí se začne pěna plasticky deformovat při konstantním napětí. Konstantní napětí si pěna uchová přibližně do 50 % až 70 % poměrné deformace. V poslední části zatěžování dochází k prudkému zvýšení zatěžovací síly, z důvodu ztuhnutí porézní struktury pěny. [20]

5.2.3 Sendvičové konstrukce

Sendvičové konstrukce jsou tvořeny ze dvou plechů, mezi kterými je vlepeno voštinové jádro. Voštinové jádro je tvořeno z tenké fólie poskládané do šestiúhelníků. Materiál plechů a voštinového jádra je různý. Nejčastěji se používá hliníkové nebo aramidové jádro. Příklad hliníkového sendvičového panelu je vyobrazen na *obr. 5-14*. [19]

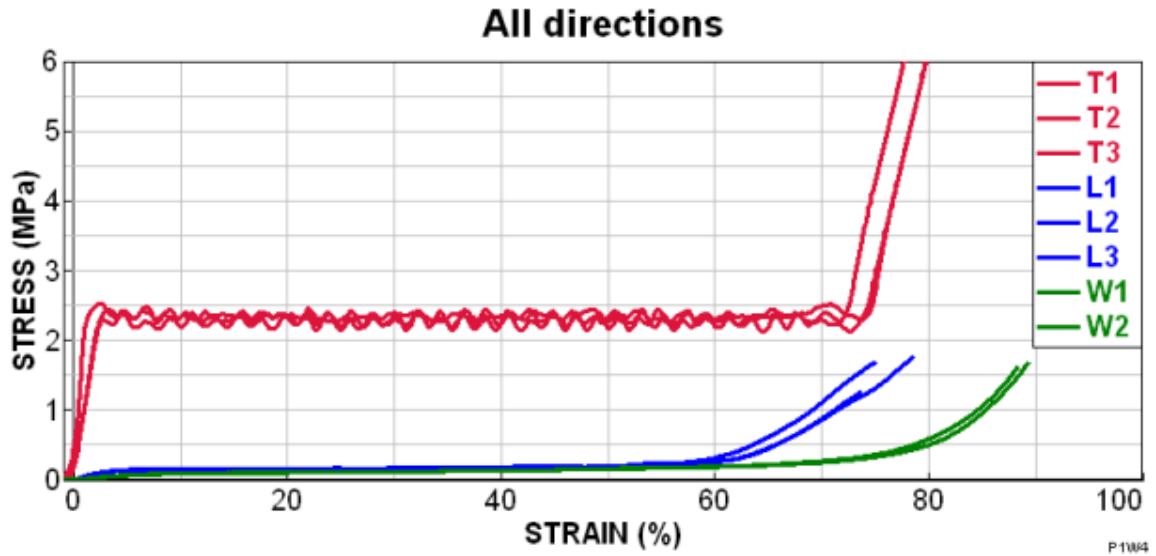


Obr. 5-14: Hliníková sendvičová konstrukce

Zdroj: <http://www.aluminumcladdingpanels.com/sale-6125250-aluminum-honeycomb-panels-for-residential-commercial-wall-decoration.html>

Výsledné vlastnosti sendvičových konstrukcí jsou různé, záleží na rozměrech voštinové struktury jádra i plechů. Převážně záleží na velikosti šestiúhelníků a na tloušťce plechu, ze kterých je voštinová struktura jádra vytvořena. [21], [22]

Voštinová struktura způsobuje rozdílné mechanické vlastnosti v různých směrech. Ve směru rovnoběžném s osami šestiúhelníků má voštinová struktura největší odolnost proti deformaci. Proto je vhodné ji zatěžovat v tomto směru. Na *obr. 5-15* je znázorněna deformační charakteristika hliníkových panelů při různém směru zatěžování. Charakteristika byla sestavena z tlakové zkoušky šesti vzorků pro různé směry zatěžování. Písmeno T označuje zatěžování ve směru osy rovnoběžné k osám šestiúhelníků voštinové struktury. Písmena L a W označují zatěžování ve směru os kolmých k osám šestiúhelníků voštinové struktury. Vysvětlení směrů zatěžování je na *obr. 5-16*. [21], [22]

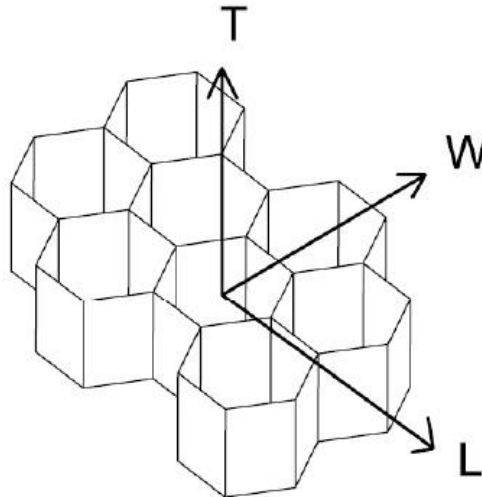


Obr. 5-15: Deformační charakteristika voštinové struktury pro různé směry zatěžování

Zdroj: [21]

All directions – všechny směry zatěžování; Stress – napětí; Strain – poměrná deformace

Z deformační charakteristiky je patrný průběh deformace voštinové struktury. Při nízkém napětí dochází k elastické deformaci voštinové struktury. Při zvyšování napětí se začne sendvičový panel plasticky deformovat při konstantním napětí. Konstantní napětí si sendvičový panel uchová přibližně do 70 % až 75 % poměrné deformace. V poslední části zatěžování dochází k prudkému zvýšení zatěžovací síly. [21], [22]

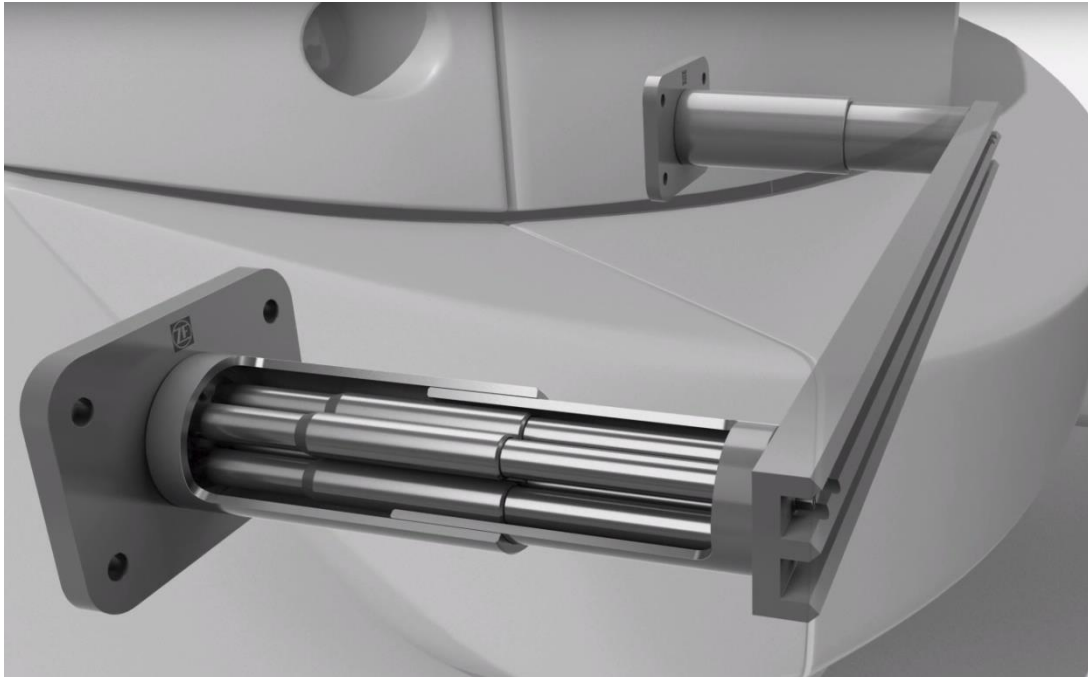


Obr. 5-16: Směry zatěžování voštinových struktur

Zdroj: [21]

5.3 Shrnutí kapitoly řešerše deformačních prvků tramvají

Na dnešních tramvajích se nejvíce používají deformační prvky, které kombinují hydrostatický nebo plyno-hydraulický absorbér energie jako vratný absorbér deformační energie a deformační trubky jako nevratné absorbéry deformační energie. Příklad deformačního prvku je znázorněn na *obr. 5-17*.



Obr. 5-17: Deformační prvek tramvaje

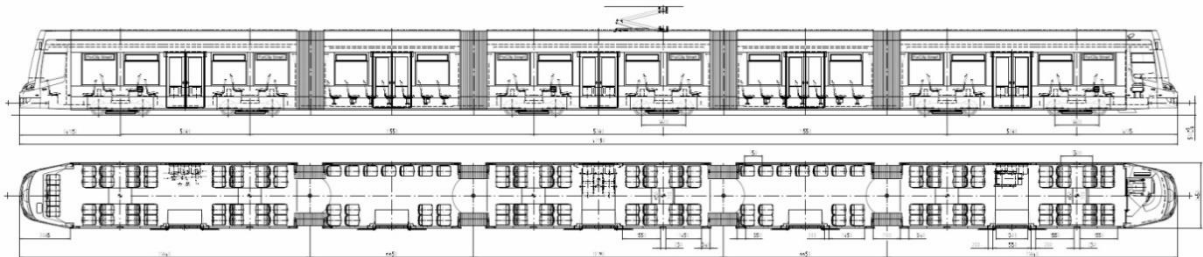
Zdroj: <https://www.youtube.com/watch?v=dJTbiEGso4I>

Pro návrh nového deformačního prvku tramvaje považuji jako vhodnější volbu kombinaci sendvičové konstrukce jako nevratného absorbéru energie, a plyno-hydraulických nebo hydrostatických absorbérů energie jako vratných absorbérů energie. Sendvičové konstrukce jsem zvolil z důvodu možnosti vhodnějšího tvarování výsledného nevratného absorbéru energie na čele s ohledem na směry předpokládaných srážek, a tím i směrů zatěžování. Využitím sendvičové konstrukce půjde snadno navrhnout deformační prvek o proměnné tuhosti v závislosti na partnerském vozidle, se kterým by v daném místě deformačního prvku mělo docházet ke srážce. Tímto opatřením bude tramvaj bezpečnější i pro partnerská vozidla. Tento problém popisují v kapitole 7. *Kompatibilita tramvaje při srážce s automobily*.

Hydrostatické a plyno-hydraulické absorbéry energie jsem zvolil z důvodu lepšího využití deformační charakteristiky oproti pryžovým pružinám a také z důvodu lepší stálosti jejich deformační charakteristiky.

6 Popis tramvaje

Jako typovou tramvaj, na kterou navrhnu nové deformační prvky, jsem zvolil nízkopodlažní pětičlankovou a dvanáctinápravovou tramvaj. Typová tramvaj je vyobrazena na *obr. 6-1*.



Obr. 6-1: Typový výkres tramvaje

Zdroj: Škoda Transportation a.s.

Tento typ tramvaje jsem zvolil, jelikož to je nejdelší tramvaj, kterou společnost Škoda Transportation a.s. nabízí ve svém portfoliu zákazníkům. Tato tramvaj má ze všech tramvajů nabízených společnostmi Škoda Transportation a.s. nejvyšší hmotnost, a tedy největší požadavky na absorpci deformační energie při srážce. Návrh nových deformačních prvků na tuto tramvaj zajistí, že budu moci použít stejné deformační prvky se stejným zástavbovým prostorem na čele kabiny pro všechny tramvaje v portfoliu Škody Transportation a.s. Díky tomuto předpokladu se bude moci používat jedna kabina pro všechny tramvaje společnosti, aniž by se muselo měnit obložení kabiny či hrubé stavby z důvodu použití jiných deformačních prvků.

6.1 Hmotnostní bilance tramvaje

Údaje pro hmotnostní analýzu, mnou zvolené tramvaje, mi poskytl konzultant ze společnosti Škoda Transportation a.s. S těmito hodnotami budu v práci dále počítat. Z hmotnostní analýzy tramvaje je pro návrh nového deformačního prvku nejdůležitější údaj o kolizní hmotnosti tramvaje. Výpočet kolizní hmotnosti je předepsán normou ČSN EN 15227:2008.

Hmotnost prázdné tramvaje: $m_{prv} = 62\,400 \text{ [kg]}$

Hmotnost cestujícího: $m_{cest} = 75 \text{ [kg]}$

Počet míst k sezení: $poč. sed. = 126 \text{ [-]}$

Hmotnost sedících cestujících:

$$m_{sed} = poč. sed. * m_{cest} = 126 * 75 = 9\,450 \text{ [kg]} \quad (6.1)$$

Kolizní hmotnost:

$$m_{kol} = m_{prv} + \frac{1}{2} * m_{sed} = 62400 + \frac{1}{2} * 9450 = 67\ 125 [kg] \quad (6.2)$$

Při výpočtu celkové kinetické energie tramvaje před srážkou je potřeba uvažovat i kinetickou energii rotačního pohybu rotačních hmot tramvaje, nejen kinetickou energii posuvného pohybu tramvaje. Mezi rotační hmoty patří například dvojkolí, hřídelové spojky, soukolí v převodovce a hřídel rotoru motoru. Z důvodu neznalosti parametrů těchto komponent, ze kterých bych dopočítal jejich kinetickou energii rotačního pohybu, si vyjádřím vliv rotační energie těchto komponent na celkové hmotnosti tramvaje pomocí součinitele rotačních hmot ξ . Po konzultaci s vedoucím diplomové práce stanovuji velikost tohoto součinitele na hodnotu $\xi = 0,15 [-]$, což je běžná hodnota součinitele rotačních hmot pro tramvaje.

Výsledný vztah pro výpočet kolizní hmotnost tedy je:

$$m_{kolizni} = m_{prv} * (1 + \xi) + \frac{1}{2} * m_{sed} \quad (6.3)$$

Po dosazení do vztahu (6.3) si dopočítám výslednou hodnotu kolizní hmotnosti:

$$m_{kolizni} = 62400 * (1 + 0,15) + \frac{1}{2} * 9450 = 76\ 485 [kg] \quad (6.4)$$

7 Kompatibilita tramvaje při srážce s automobily

Při nárazu dvou vozidel je potřeba dbát na bezpečnost cestujících v obou vozidlech účastnících se srážky. Tento přístup je nazýván kompatibilitou vozidel při srážce. Problém kompatibility motorových vozidel se řeší již od osmdesátých let minulého století a tento problém stále nebyl zcela vyřešen. Důvodem je veliká různorodost typů karosérii motorových vozidel, rozdílnost hmotností a geometrických parametrů karosérii vozidel. Jediným řešením by bylo stanovení legislativních požadavků na přesné rozměry karosérii, přesné umístění deformačních prvků a stanovení maximální hmotnosti vozidel.

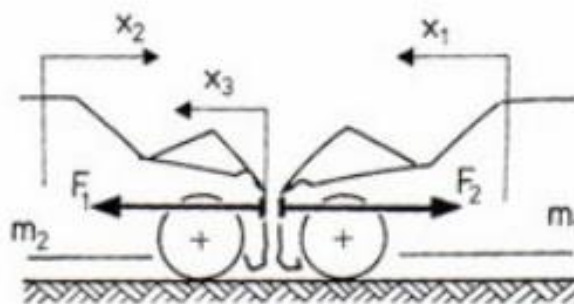
V této kapitole se budu zabývat kompatibilitou tramvaje při srážce s osobními automobily. K tomu mě vedou nedostatečné legislativní nároky na tramvaje pro srážku s osobními automobily. Pro tramvaje jsou předepsány legislativou tři konstrukční scénáře srážek, avšak ani jeden s překážkou o rozměrech osobního automobilu. Norma ČSN EN 15227:2008 předepisuje konstrukční scénář srážky s překážkou o hmotnosti 3 t, která má hmotnostně reprezentovat osobní automobil, ale už ji nerespektuje rozměrově. Simulace srážky tramvaje s tuhou překážkou o hmotnosti 3 t zcela nereprezentuje srážku tramvaje s osobním automobilem.

Kompatibilita vozidel při střetu je dána především třemi parametry [5]:

- hmotností vozidel účastnících se srážky,
- geometrií vozidel účastnících se srážky,
- tuhostí vozidel účastnících se srážky.

7.1 Kompatibilita hmotností vozidel

Rozdílná hmotnost vozidel při střetu určuje i rozdílné velikosti působícího zpomalení na obě vozidla. Tuto skutečnost si lze odvodit z prvního Newtonova pohybového zákona, za předpokladu, že obě vozidla na sebe působí stejně velikou silou, jen opačného směru. Uvažuji, že index 1 značí lehčí vozidlo a index 2 značí těžší vozidlo. Situace srážky je znázorněna na *obr. 7-1*. [5]:



Obr. 7-1: Čelní srážka dvou různých vozidel

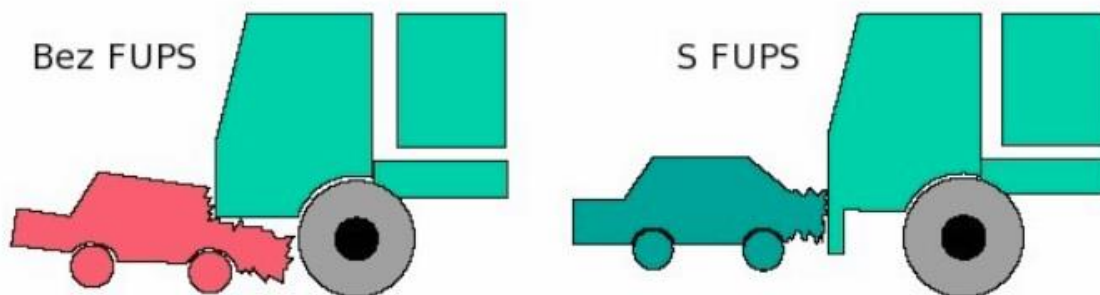
Zdroj: [5]

$$F_1 = F_2 \Rightarrow a_1 * m_1 = a_2 * m_2 \Rightarrow \frac{a_1}{a_2} = \frac{m_2}{m_1} \quad (7.1)$$

Ze vztahu (7.1) vyplývá, že na lehčí vozidlo působí větší zpomalení než na těžší vozidlo. Poměr zpomalení obou vozidel je přímo úměrný poměru hmotnostní obou vozidel. Hmotnostní kompatibilitu vozidel nelze v případě srážky tramvaje s osobním automobilem nijak vyřešit. Jelikož běžná tramvaj má hmotnost 60 tun a osobní automobil má hmotnost kolem 1,5 tuny. Z tohoto důvodu je potřeba se více zaměřit na kompatibilitu tuhostí a geometrie tramvaje pro srážku s osobním automobilem. [5]

7.2 Kompatibilita geometrie vozidel

Kompatibilita geometrie vozidel se týká hlavně výškového umístění nárazníků, prahů a dalších deformačních prvků vozidel. Kompatibilita geometrie vozidel byla nejdříve řešena při srážce osobního automobilu s nákladním automobilem. V důsledku rozdílné geometrie docházelo při srážce k zaklesnutí osobního automobilu pod nákladní automobil, aniž by došlo k větším deformacím deformačních prvků osobního automobilu. Tuto situaci zlepšilo používání prvků přední podjezdové ochrany (FUPS) u nákladních automobilů. Příklady srážek osobního automobilu s nákladním automobilem jsou znázorněny na *obr. 7-2*. [5]

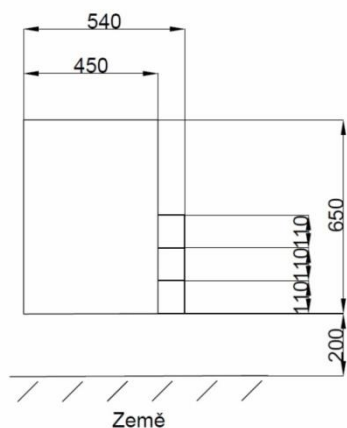


Obr. 7-2: Srážka osobního s nákladním automobilem bez FUPS a s FUPS

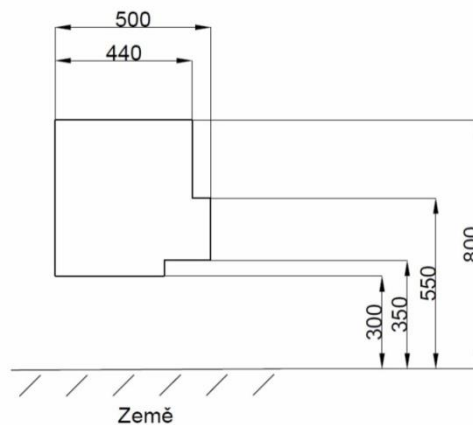
Zdroj: [5]

Pro zlepšení geometrické kompatibility tramvaje, pro střet s osobním automobilem, je nutné umístit deformační prvky tramvaje do stejné výšky, jako je mají osobní automobily. Tím by se mělo zamezit riziku zaklesnutí osobního automobilu pod tramvaj při čelní či čelněboční srážce těchto dvou vozidel.

Výškové umístění deformačních prvků osobních automobilů není legislativně definováno. Pro výškové umístění deformačních prvků na tramvaji lze vycházet z nařízení, která popisují zkoušení kolizní odolnosti osobních automobilů. Nařízení ECE R-94 popisuje testování čelní srážky osobního automobilu a nařízení ECE R-95 popisuje testování boční srážky osobního automobilu. Tyto nařízení předepisují testovací zařízení pro čelní i boční srážky. Geometrie obou testovacích zařízení je znázorněna na *obr. 7-3* a *obr. 7-4*.

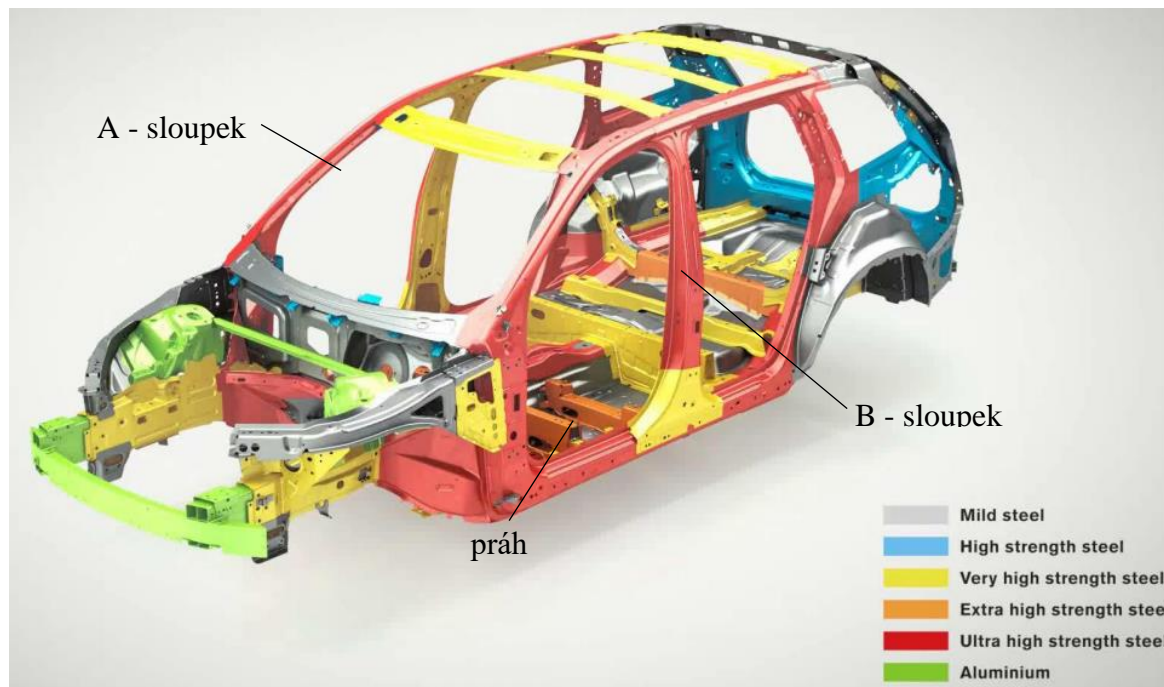


Obr. 7-3: Překážka pro čelní střet osobních aut



Obr. 7-4: Překážka pro boční střet osobních aut

Z rozměrů prvků pro zkoušení deformačních vlastností osobních automobilů je patrné, že je vhodné umístit deformační prvky tramvaje do výšky 200 až 530 mm nad temeno koleje. Při tomto umístění bude zaručeno, že při srážce tramvaje do boku osobního automobilu dojde ke střetu deformačních prvků tramvaje s prahem nebo s B-sloupkem osobního automobilu. Z obr. 7-5 vyplývá, že práh i B-sloupek karoserie osobního automobilu jsou vyrobeny z vysokopevnostní oceli, která by se při srážce neměla zdeformovat a tím zaručit zachování prostoru pro přežití cestujících v osobním automobilu. Při čelní srážce tramvaje s osobním automobilem dojde ke kontaktu deformačních prvků na předcích obou vozidel a kontrolovanému pohlcení deformační energie.



Obr. 7-5: Typy materiálů použitých na karoserii osobních aut

Zdroj: <https://www.boronextrication.com/2016/08/27/2016-xc90-volvo-body-structure/>

Mild steel – měkké oceli; High strength steel – vysoko pevnostní ocel; Aluminium – hliník

Při řešení kompatibility geometrií vozidel je potřeba uvažovat i čelněboční srážku tramvaje s nákladním automobilem do 7,5 t. Z kapitoly 4. *Statistika nehodovosti tramvají* vyplývá, že k těmto nehodám dochází ve 26 % ze všech čelněbočních srážek. Pro zvýšení bezpečnosti tramvaje při srážce s nákladním automobilem je potřeba určit výškové umístění ložné plochy nákladního automobilu. Boční podjezdová ochrana nákladních automobilů pro srážku s osobními automobily není dostatečně tuhá, aby se o ni mohly deformační prvky tramvaje deformovat. Ložná plocha nákladního automobilu je dostatečně tuhá, aby se o ni mohly deformační prvky deformovat. Při rozdílné výšce deformačních prvků tramvaje a ložné plochy nákladního automobilu by jinak hrozilo, že dojde k destrukci kabiny tramvaje. Následek této nehody je znázorněn na *obr. 4-7*.

Při určování výškového umístění ložné plochy nákladního automobilu se mi nepodařilo najít žádné legislativní předpisy, které definují výšku ložné plochy nad zemí u nákladních automobilů. Proto jsem změřil výšku ložné plochy nad zemí u stávajících nákladních automobilů. Výšku ložné plochy jsem měřil pouze u nákladních automobilů s hmotností do 7,5 t typu valník s plachtou. Tento typ nákladního automobilu jsem zvolil, jelikož se jedná o nejčastěji používaný nákladní automobil ve městě. V rozpětí naměřených hodnot by měly být umístěny deformační prvky tramvaje pro srážku s nákladním autem. Vysvětlení výšky ložné plochy nad zemí (h) je znázorněno na *obr. 7-6*. Výsledky tohoto měření jsou vypsány v *tab. 7-1*. Z naměřených hodnot určím vhodnou výšku deformačních prvků pro srážku tramvaje s nákladním automobilem do 7,5 t.



Obr. 7-6: Výška ložné plochy nad zemí nákladního automobilu

Zdroj: <https://www.actirpujcovna.cz/nabidka-a-cenik-vozu-nad-3-5-t/iveco-eurocargo-75e16-eev.html>

Tab. 7-1: Výšky ložných ploch nákladních automobilů do 7,5t

nákladní auta (-)	h (mm)
Iveco ML75E15	810
Mercedes-Benz Atego 816	1000
Renault MIDLUM 180.08	910
MAN TGL 8.220	880
DAF LF 45.160	1010
Fiat Ducato	990

Z tab. 7-1 je patrné, že pro zvýšení bezpečnosti tramvaje pro srážku s nákladním automobilem do 7,5 t je vhodné umístit deformační prvky do výšky 810 až 1010 mm nad temeno koleje.

7.3 Kompatibilita tuhostí vozidel

V ideálním případě by měla mít obě vozidla účastníci se srážky stejnou tuhost i stejný průběh deformační charakteristiky deformačních prvků, aby došlo ke stejné deformaci deformačních prvků obou vozidel. Tramvaj a osobní automobil mají však odlišné hmotnosti. Tato skutečnost vede k rozdílným nárokům na vlastnosti jejich deformačních prvků v závislosti na legislativních požadavcích pro schválení vozidel z důvodu bezpečnosti při srážce. [5]

Při střetu tramvaje s osobním automobilem dochází k větším deformacím osobního automobilu z důvodu nižší tuhosti deformačních prvků. Rozdíl tuhostí deformačních prvků na tramvaji a osobním automobilu by se dal řešit dvěma způsoby. První možnost je uvažovat stejnou dynamickou tuhost deformačních prvků na tramvaji jako u osobních automobilů. V případě srážky by se obě vozidla deformovala stejným způsobem. Průměrnou dynamickou tuhost deformačního prvku osobních automobilů lze určit ze znalosti zdvihu deformačního prvku a rychlosti, při které jsou deformační prvky zkoušeny. Ze znalosti rychlosti lze určit kinetickou energii osobního automobilu při zkoušce: ta je rovna výsledné deformační energii, kterou musí být deformační prvek schopný absorbovat. Po konzultaci s Ing. Michalem Vašíčkem, Ph.D. jsem určil průměrný zdvih deformačního prvku osobních automobilů $s = 500 [mm]$ a zkušební rychlost $v_{zkuš} = 56 [km/h]$. Hmotnost osobního automobilu lze stanovit jako průměr hmotností nově registrovaných osobních automobilů na českém trhu za poslední dva roky. Příklad postupu výpočtu dynamických vlastností deformačního prvku osobního automobilu je uveden v příloha 5. Pro tento případ by musela být tramvaj vybavena deformačním prvkem o zdvihu 500 mm. Vybavení tramvaje takovýmto deformačním prvkem je z důvodu zástavbových rozměrů čela tramvaje nevhodné.

Druhá možnost je rozdělit deformační prvek určený pro srážku tramvaje s ostatními vozidly na dvě části. První část deformačního prvku na tramvaji bude mít nižší dynamickou tuhost, než dynamická tuhost deformačních prvků osobních automobilů. Snížením dynamické tuhosti deformačního prvku na tramvaji dojde při střetu osobního automobilu s tramvají pouze

k deformaci deformačních prvků tramvaje a osobní automobil zůstane bez vážnějšího poškození. Druhá část deformačního prvku bude mít naopak větší dynamickou tuhost, než dynamická tuhost deformačních prvků na osobním automobilu. To zajistí, že při srážce za vyšších rychlostí dojde k celkovému využití prvního stupně deformačního prvku tramvaje a následně se bude deformovat deformační prvek na osobním automobilu. Tím se zabrání podjetí osobního automobilu pod tramvaj, ale dojde k zastavení osobního automobilu před hrubou stavbou tramvaje. Tato situace je pro posádku osobního automobilu bezpečnější, než kdyby došlo k podjetí pod tramvaj, jelikož při tom hrozí průnik tužších deformačních prvků tramvaje do prostoru pro posádku osobního automobilu a následné zranění posádky.

Vhodnější řešení rozdílné tuhosti deformačních prvků tramvaje a osobního automobilu je navržení deformačního prvku tramvaje s proměnou tuhostí. V této diplomové práci však budu z důvodu rozsahu uvažovat nevratný absorbér o konstantní tuhosti. Návrh nevratného absorbéru s proměnnou tuhostí lze zadat jako téma pro jinou diplomovou práci.

7.4 Shrnutí kapitoly kompatibilita tramvaje při srážce s osobním autem

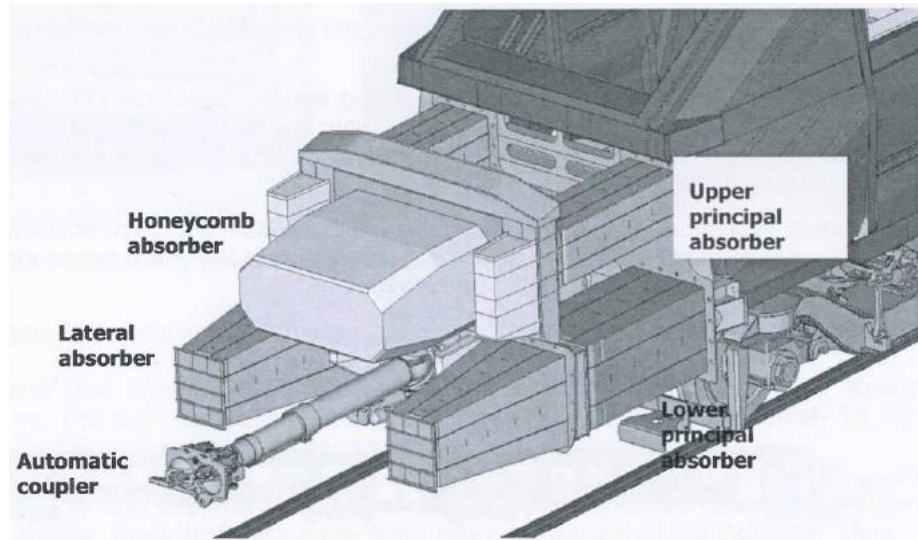
Z této kapitoly jsou pro návrh nového deformačního prvku tramvaje důležité tyto poznatky:

- Deformační prvek tramvaje pro srážku s osobním automobilem by měl být umístěn do výšky 200 až 530 mm nad temenem koleje. Tím bude zajištěno, že při čelní srážce tramvaje s osobním automobilem dojde ke kontaktu deformačních prvků obou účastníků srážky a při srážce tramvaje do boku osobního automobilu dojde ke kontaktu deformačních prvků tramvaje s prahem, nebo B-sloupkem osobního automobilu. Umístění deformačních prvků do této výšky by mělo snížit možnost zaklínění osobního automobilu pod tramvaj.
- Deformační prvek tramvaje pro srážku s nákladním automobilem do 7,5 t by měl být umístěn do výšky 800 až 1010 mm nad temenem koleje. Tím bude zajištěno, že při čelněboční srážce tramvaje s nákladním automobilem dojde ke kontaktu deformačních prvků tramvaje s tuhou ložní plochou nákladního automobilu.

Z výsledků této kapitoly je patrné, že pro zlepšení kompatibility tramvaje pro srážku s motorovými vozidly je potřeba, aby na tramvaji byly dva deformační prvky v různých výškách nad temenem koleje.

Rozdělením deformačních prvků do dvou prvků půjde každý z těchto prvků optimalizovat pro srážku s jiným typem vozidla. Jako inspiraci řešení deformačních prvků na kabině tramvaje uvádím řešení deformačních prvků na kabině vysokorychlostní jednotky AnsaldoBreda znázorněné na *obr. 7-7*. Sestava deformačních prvků je rozdělena na více prvků. Obdobné řešení použijí i při návrhu deformačních prvků na kabině tramvaje.

Pro další návrh nevratných absorbéru v této DP uvažuji použití stejných prvků pro horní i spodní nevratné absorbéry. Horní nevratné absorbéry umístím do výšky 750 až 1080 mm nad temenem koleje.



Obr. 7-7: Deformační prvky na kabině vysokorychlostní jednotky AnsaldoBreda

Zdroj: [1]

Upper principal absorber – hlavní horní absorbér; Lower principal absorber – hlavní spodní absorbér; Honeycomb absorber – voštinový absorbér; Lateral absorber – postranní absorbér; Automatic coupler – automatické spřáhlo

V této kapitole jsem pouze nastínil řešení problematiky kompatibility tramvaje při srážce s automobily. Touto problematikou je potřeba se více zabývat, ale z důvodu rozsahu této diplomové práce to nebylo možné. Proto ve zbytku práce budu uvažovat pouze výškové umístění deformačních prvků pro zlepšení kompatibility tramvaje při srážce s automobily.

8 Konstrukční scénáře srážek

Pro správný návrh deformačního prvku je třeba si nejdříve vypočítat hodnotu deformační energie, kterou musí být deformační prvek schopen pohltit. Velikost deformační energie si spočítám z konstrukčních scénářů srážek, které jsou předepsány pro tramvaj.

Norma ČSN EN 15227:2008 předepisuje dva konstrukční scénáře srážky pro tramvaje, srážku s totožnou tramvají a srážku s tuhou překážkou o hmotnosti 3 t. VDV Recommendation 152:2016 předepisuje třetí konstrukční scénář srážky, srážku tramvaje se stejnou zabrzděnou tramvají. Z výsledků kapitoly 4. *Statistika nehodovosti tramvají* jsem zavedl čtvrtý konstrukční scénář srážky, a to srážku s tuhou překážkou o hmotnosti 7,5 t.

Pro tyto čtyři konstrukční scénáře srážek si dopočítám deformační energii, kterou bude muset být nově navržený deformační prvek schopný absorbovat.

8.1 Srážka s totožnou tramvají

Konstrukční scénář srážky s totožnou tramvají představuje jeden z nejméně častých případů srážky tramvaje, avšak při této srážce je největší požadavek na absorpci deformační energie. Tento srážkový scénář má reprezentovat nedobrzdní tramvaje a následný náraz do stojící tramvaje. [7]

Popis scénáře srážky [7]

- První tramvaj stojí odbrzděná na přímé trati.
- Druhá tramvaj se rozjede rychlostí 15 km/h.
- Druhá tramvaj narazí do první tramvaje.
- Obě tramvaje spolu pokračují společnou rychlostí.

Odvození rovnic pro výpočet deformační energie

Počáteční předpoklady srážky jsou: [7]

Hmotnosti tramvají: $m_1 = m_2 = m = m_{kolizní} = 76\,485 \text{ [kg]}$

Rychlost první tramvaje: $v_1 = 0 \text{ [m/s]}$

Rychlost druhé tramvaje: $v_2 = 15 \text{ [km/h]} = 4,167 \text{ [m/s]}$

Rychlost tramvají po kolizi: $v \text{ [m/s]}$

Použitím zákona o zachování hybnosti mohu pro ideální kolizi sestavit rovnici:

$$m_1 * v_1 + m_2 * v_2 = (m_1 + m_2) * v \quad (8.1)$$

Z této rovnice si vyjádřím vztah pro rychlost tramvají po kolizi:

$$v = \frac{m_1 * v_1 + m_2 * v_2}{(m_1 + m_2)} = \frac{m_{kolizni} * v_2}{2 * m_{kolizni}} = \frac{v_2}{2} \quad (8.2)$$

Při ideální kolizi dvou stejných tramvají je rychlost obou tramvají po kolizi rovna polovině počáteční rychlosti druhé tramvaje. Pomocí výsledné rychlosti po kolizi jsem schopen dopočítat deformační energii kolize, kterou musí být schopný deformační prvek absorbovat. [3]

Deformační energii dopočítám ze zákona zachování energie. Výsledná deformační energie je rovna rozdílu kinetické energie druhé tramvaje před kolizí a kinetické energie obou tramvají po kolizi. [3]

$$\Delta E_k = E_{k2} - E_{k12} = \frac{1}{2} * m_2 * v_2^2 - \frac{1}{2} * (m_1 + m_2) * v^2 \quad (8.3)$$

$$\Delta E_k = \frac{1}{2} * m_{kolizni} * v_2^2 - \frac{1}{2} * 2 * m_{kolizni} * \left(\frac{v_2}{2}\right)^2 \quad (8.4)$$

$$\Delta E_k = \frac{1}{4} * m_{kolizni} * v_2^2 \quad (8.5)$$

Vztahem (8.5) lze dopočítat celkovou deformační energii, která vznikne při kolizi dvou tramvají. Avšak deformační prvek jedné tramvaje bude muset absorbovat pouze polovinu této deformační energie. Tedy:

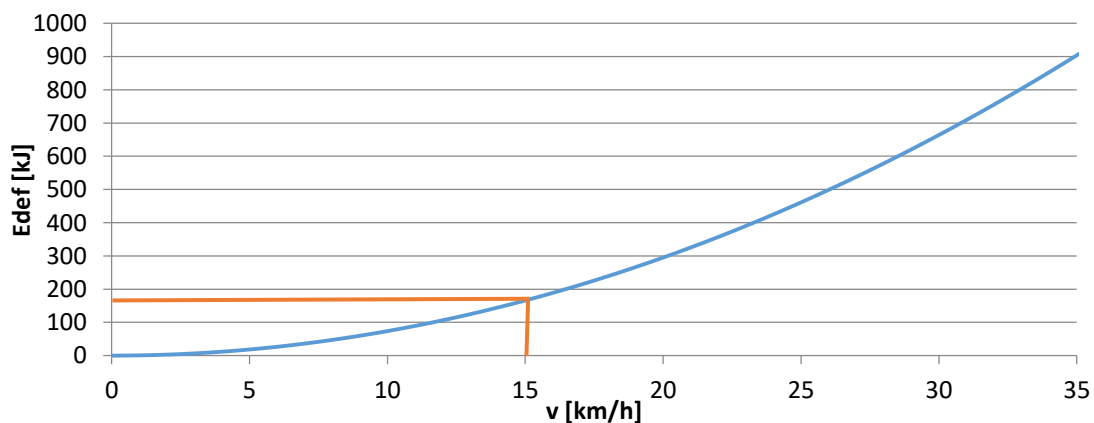
$$E_{def} = \frac{1}{2} * \Delta E_{kreal} = \frac{1}{8} * m_{kolizni} * v_2^2 \quad (8.6)$$

Výpočet deformační energie

Po dosazení do vztahu (8.6) dostanu výslednou hodnotu deformační energie, kterou musí být deformační prvek schopný absorbovat.

$$E_{def} = \frac{1}{8} * m_{kolizni} * v_2^2 = \frac{1}{8} * 76485 * 4,167^2 = 166 [kJ] \quad (8.7)$$

Závislost velikosti deformační energie a rychlosti jsem vynesl do *graf 8-1*.



Graf 8-1: Závislost deformační energie na rychlosti pro konstrukční scénář srážky s totožnou tramvají

8.2 Srážka s totožnou zabrzděnou tramvají

Scénář srážky s totožnou zabrzděnou tramvají má reprezentovat nedobrzdní tramvaje a následný náraz do stojící tramvaje. Při této srážce se očekává, že dojde pouze k deformaci vratných absorberů energie a poškození vnějšího obložení čela tramvaje. [10]

Pro výpočet deformační energie budu uvažovat nejhorší případ, a to když kontaktní síla mezi tramvajemi nebude větší, než adhezní síla působící na stojící tramvaj. Za tohoto předpokladu musí být veškerá kinetická energie druhé tramvaje absorbována vratnými absorberů energie a žádná energie se nepřemění na kinetickou energii zabrzděné tramvaje.

Popis scénáře srážky [7]

- První tramvaj stojí zabrzděná na přímé trati.
- Druhá tramvaj se rozjede rychlostí 4 km/h.
- Druhá tramvaj narazí do první tramvaje.
- Po nárazu mají obě tramvaje nulovou rychlost.

Odvození rovnic pro výpočet deformační energie

Počáteční předpoklady srážky jsou: [7]

Hmotnosti tramvají: $m_1 = m_2 = m = m_{kolizni} = 76\,485 \text{ [kg]}$

Rychlost první tramvaje: $v_1 = 0 \text{ [m/s]}$

Rychlost druhé tramvaje: $v_2 = 4 \text{ [km/h]} = 1,11 \text{ [m/s]}$

Rychlost tramvají po kolizi: $v = 0 \text{ [m/s]}$

Součinitel tření mezi kolem a kolejnicí: $\mu_r = 0,25 \text{ [-]}$

Adhezní síla působící na první tramvaj:

Při výpočtu adhezní síly působící na tramvaj uvažuji, že tramvaj stojí. Proto ve výpočtu uvažuji kolizní hmotnost vypočítanou ze vztahu (6.2).

$$F_t = m_{kol} * \mu_r * g \quad (8.8)$$

$$F_t = 67125 * 0,25 * 9,81 = 164,62 \text{ [kN]} \quad (8.9)$$

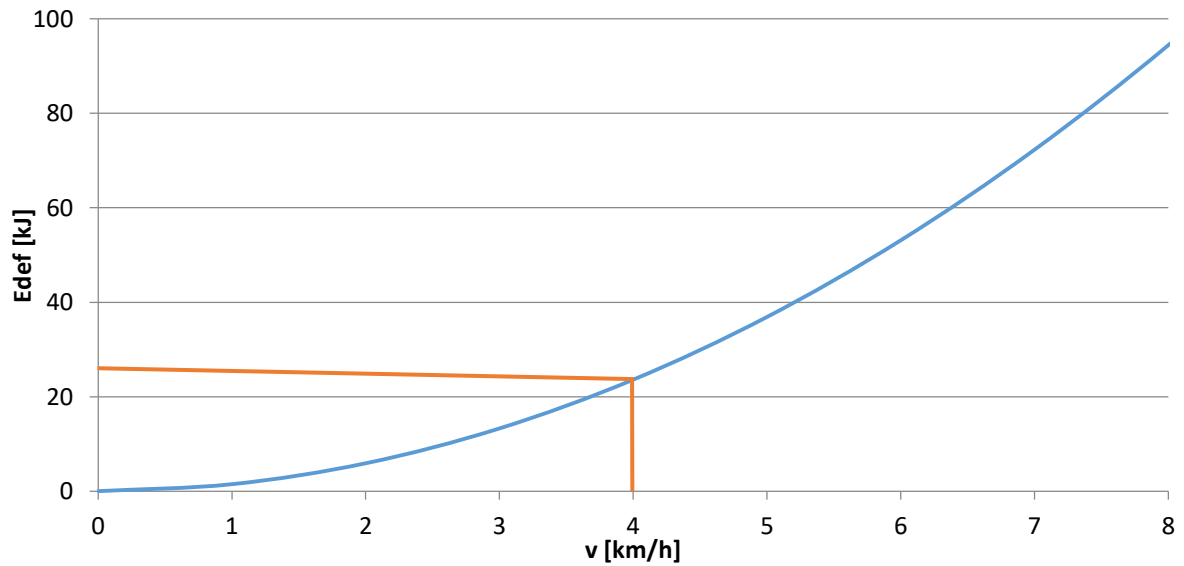
Výsledná deformační energie nutná k pohlcení je rovna polovině kinetické energie první tramvaje před kolizí:

$$E_{def} = \frac{1}{2} * E_{kin} = \frac{1}{4} * m_{kolizni} * v_2^2 \quad (8.10)$$

Výpočet deformační energie

$$E_{def} = \frac{1}{4} * m_{kolizni} * v_2^2 = \frac{1}{4} * 76485 * 1,11^2 = 24 [kJ] \quad (8.11)$$

Závislost velikosti deformační energie a rychlosti jsem vynesl do graf 8-2.



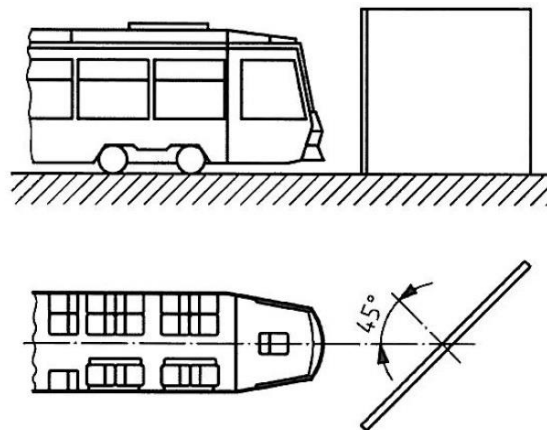
Graf 8-2: Závislost deformační energie na rychlosti pro konstrukční scénář srážky s totožnou zabrzděnou tramvají

8.3 Srážka s tuhou překážkou o hmotnosti 3 t

Scénář srážky s tuhou překážkou o hmotnosti 3 t má reprezentovat srážku tramvaje s malým nákladním automobilem nebo osobním automobilem typu SUV. Tento srážkový scénář představuje srážka vozidel na křížení tramvajové trati s tratí pro motorová vozidla za předpokladu, že řidič motorového vozidla nedá přednost a vjede na tramvajový pás, kde dojde ke srážce obou vozidel.

Popis scénáře srážky [7]

- Tuhá překážka stojí pod úhlem 45° přes tramvajovou trať. Umístění překážky přes koleje je znázorněno na *obr. 8-1*.
- Tuhá překážka má pouze dva stupně volnosti s možností posunu v ose x a y . Rotace překážky kolem osy z není dovolena.
- Tramvaj se rozjede rychlostí 25 km/h proti tuhé překážce.
- Následuje srážka tramvaje s překážkou.
- Tramvaj a překážka spolu pokračují společnou rychlostí.



Obr. 8-1: Kolizní překážka pro tramvaje

Zdroj: [7]

Odvození rovnic pro výpočet deformační energie

Počáteční předpoklady srážky jsou: [7]

Hmotnost překážky: $m_1 = 3\,000$ [kg]

Hmotnost tramvaje: $m_2 = 76\,485$ [kg]

Rychlost překážky před kolizí: $v_1 = 0$ [m/s]

Rychlost tramvaje před kolizí: $v_2 = 25$ [km/h] = 6,944 [m/s]

Rychlost po kolizi: v [m/s]

Použitím zákona o zachování hybnosti můžu pro ideální kolizi sestavit rovnici:

$$m_1 * v_1 + m_2 * v_2 = (m_1 + m_2) * v \quad (8.12)$$

Z této rovnice si vyjádřím vztah pro rychlost tramvaje a překážky po kolizi:

$$v = \frac{m_1 * v_1 + m_2 * v_2}{(m_1 + m_2)} = \frac{m_2 * v_2}{(m_1 + m_2)} \quad (8.13)$$

Pomocí výsledné rychlosti po kolizi jsem schopen dopočítat deformační energii kolize, kterou musí být schopný deformační prvek absorbovat. [3]

Deformační energii dopočítám pomocí rozdílů kinetické energie tramvaje před kolizí a kinetické energie obou vozidel po kolizi. [3]

$$E_{def} = E_{k2} - E_{k12} = \frac{1}{2} * m_2 * v_2^2 - \frac{1}{2} * (m_1 + m_2) * v^2 \quad (8.14)$$

Výpočet deformační energie

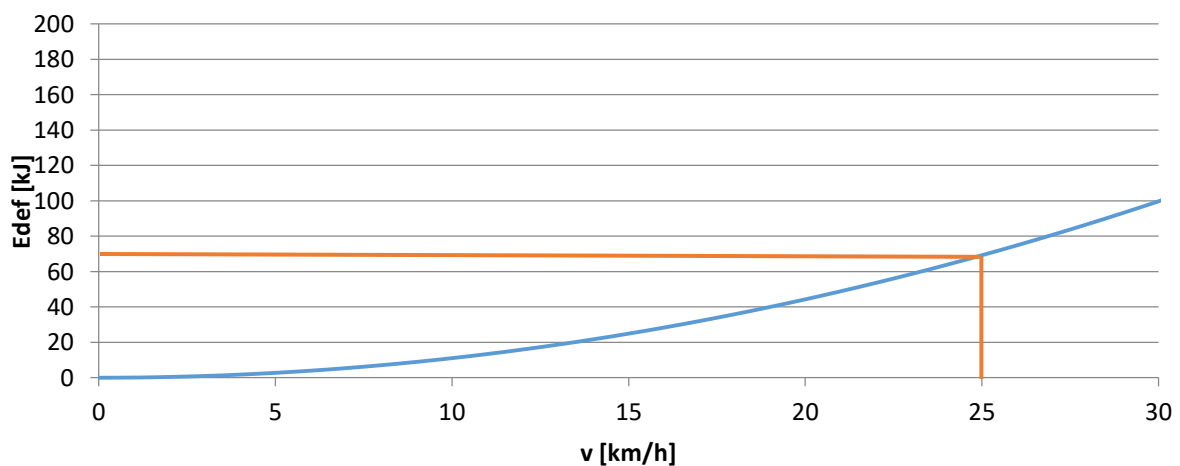
$$v = \frac{m_2 * v_2}{(m_1 + m_2)} = \frac{76485 * 6,944}{3000 + 76485} = 6,7 \text{ [m/s]} \quad (8.15)$$

$$E_{def} = \frac{1}{2} * m_2 * v_2^2 - \frac{1}{2} * (m_1 + m_2) * v^2 \quad (8.16)$$

$$E_{def} = \frac{1}{2} * 76485 * 6,944^2 - \frac{1}{2} * (3000 + 76485) * 6,7^2 \quad (8.17)$$

$$E_{def} = 70 \text{ [kJ]} \quad (8.18)$$

Závislost velikosti deformační energie a rychlosti jsem vynesl do graf 8-3.



Graf 8-3: Závislost deformační energie na rychlosti tramvaje pro konstrukční scénář srážky s překážkou o hmotnosti 3 t

8.4 Srážka s tuhou překážkou o hmotnosti 7,5 t

Scénář srážky s tuhou překážkou o hmotnosti 7,5 t má reprezentovat srážku tramvaje s nákladním automobilem nebo autobusem. Tento konstrukční scénář jsem zavedl po provedení statistiky nehodovosti tramvají v městském provozu v kapitole 4. *Statistika nehodovosti tramvají*.

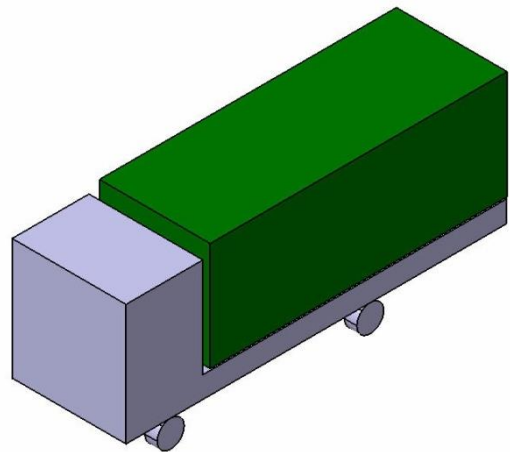
Kolize tramvaje s překážkou o hmotnosti 7,5 t probíhá obdobně jako srážka tramvaje s tuhou překážkou o hmotnosti 3 t. Pouze rychlost tramvaje je snížena na 20 km/h a překážce je dovolena rotace kolem osy z a posuvy v osách x a y.

Jako překážku tramvaje jsem zvolil model nákladního automobilu Mitsubishi Fuso Canter 7C15. Nákladní automobil je znázorněn na *obr. 8-2*. Modelu vozidla (na *obr. 8-3* znázorněn šedou barvou) jsem přiřadil hmotnost 4210 kg a nástavbě (na *obr. 8-3* znázorněn zelenou barvou) hmotnost 3290 kg. Pro zjednodušení modelu jsem uvažoval rovnoměrné rozložení hmotnosti v celém objemu překážky. Překážka je znázorněna na *obr. 8-3*.



Obr. 8-2: Nákladní automobil Mitsubishi Fuso Canter 7C15

Zdroj: <https://www.automarket.cz/mitsubishi-fuso-canter-7c15-4x2-6511>



Obr. 8-3: Tuhá překážka 7,5 t

Odvození rovnic pro výpočet deformační energie

Počáteční předpoklady srážky jsou:

Hmotnost překážky: $m_1 = 7\,500$ [kg]

Hmotnost tramvaje: $m_2 = 76\,485$ [kg]

Rychlost překážky před kolizí: $v_1 = 0$ [m/s]

Rychlost tramvaje před kolizí: $v_2 = 20$ [km/h] = 5,6 [m/s]

Rychlost po kolizi: v [m/s]

Výsledná deformační energie, kterou musí být schopný deformační prvek absorbovat, je rovna rozdílu kinetické energie tramvaje před kolizí a součtu kinetické energie soustavy po kolizi a kinetické energie rotačního pohybu překážky po kolizi.

$$E_{def} = E_{k\text{před}} - E_{k\text{po}} - E_{k\text{rot.překážky}} \quad (8.19)$$

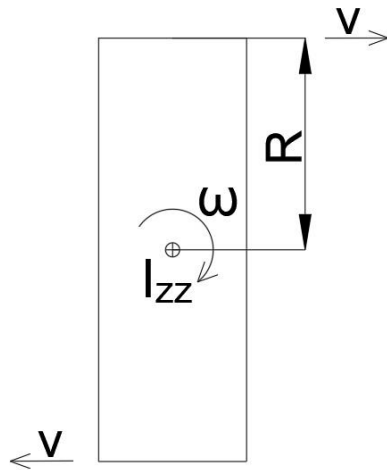
Použitím zákona o zachování hybnosti můžu pro ideální kolizi sestavit rovnici:

$$m_1 * v_1 + m_2 * v_2 = (m_1 + m_2) * v \quad (8.20)$$

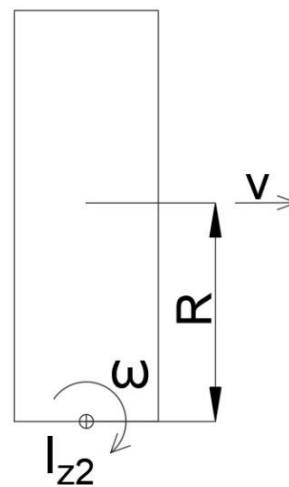
Z této rovnice si vyjádřím vztah pro rychlost tramvaje a překážky po kolizi:

$$v = \frac{m_1 * v_1 + m_2 * v_2}{(m_1 + m_2)} = \frac{m_2 * v_2}{(m_1 + m_2)} \quad (8.21)$$

Rotační energii překážky po kolizi si stanovím pro dva extrémní případy při stejné rotační rychlosti překážky. První případ je rotace překážky kolem svislé osy symetrie překážky, situace je znázorněna na *obr. 8-4*. Pro tento případ rotace je nejmenší moment setrvačnosti překážky, a tím i nejmenší rotační energie překážky po srážce. Druhý případ je rotace překážky kolem jednoho konce překážky, situace je znázorněna na *obr. 8-5*. Pro tento případ rotace je největší moment setrvačnosti překážky, a tím největší rotační energie překážky po srážce. Výslednou rotační energii překážky po srážce stanovím aritmetickým průměrem rotačních energií obou případů rotace.



Obr. 8-4: 1. případ rotace



Obr. 8-5: 2. případ rotace

Překážku jsem si vymodeloval v programu Catia V5. Z modelu jsem zjistil hodnotu momentu setrvačnosti tuhé překážky k těžišti, $I_{zz} = 30\,886,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, který potřebuji znát pro výpočet rotační energie překážky po srážce.

Pro druhý případ rotace si pomocí Steinerovy věty přepočítám moment setrvačnosti k druhé ose.

$$I_{z2} = I_{zz} + m * R^2 = 30886,8 + 7500 * 4,26^2 = 166994 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (8.22)$$

Rotační energii překážky si spočítám ze vzorce:

$$E_{krot.překážky} = \frac{1}{2} * I * \omega^2 = \frac{1}{2} * I * \left(\frac{v}{R}\right)^2 \quad (8.23)$$

Výpočet deformační energie

$$v = \frac{m_2 * v_2}{(m_1 + m_2)} = \frac{76485 * 5,6}{7500 + 76485} = 5,1 \text{ [m/s]} \quad (8.24)$$

$$E_{krot.překážkymin} = \frac{1}{2} * I_{zz} * \left(\frac{v}{R}\right)^2 = \frac{1}{2} * 30886,8 * \left(\frac{5,1}{4,26}\right)^2 = 21,8 \text{ [kJ]} \quad (8.25)$$

$$E_{krot.překážkymax} = \frac{1}{2} * I_{z2} * \left(\frac{v}{R}\right)^2 = \frac{1}{2} * 166994 * \left(\frac{5,1}{4,26}\right)^2 = 117,8 \text{ [kJ]} \quad (8.26)$$

$$E_{krot.překážky} = \frac{E_{krot.překážkymin} + E_{krot.překážkymax}}{2} \quad (8.27)$$

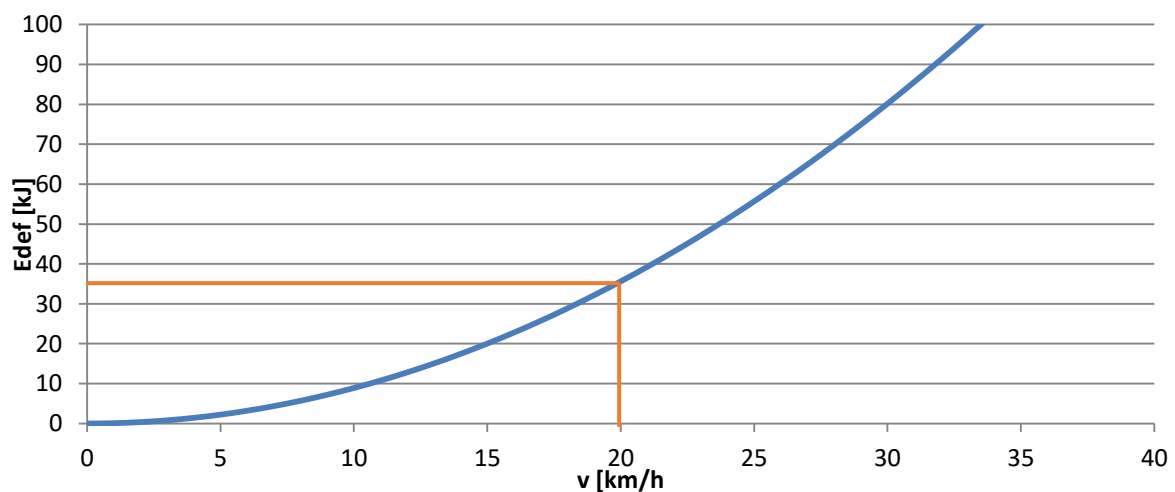
$$E_{krot.překážky} = \frac{21,8 + 117,8}{2} = 69,8 \text{ [kJ]} \quad (8.28)$$

$$E_{def} = \frac{1}{2} * m_2 * v_2^2 - \frac{1}{2} * (m_1 + m_2) * v^2 - E_{krot.překážky} \quad (8.29)$$

$$E_{def} = \frac{1}{2} * 76485 * 5,6^2 - \frac{1}{2} * (76485 + 7500) * 5,1^2 - 69800 \quad (8.30)$$

$$E_{def} = 36 \text{ [kJ]} \quad (8.31)$$

Závislost velikosti deformační energie a rychlosti jsem vynesl do graf 8-4.



Graf 8-4: Závislost deformační energie na rychlosti pro konstrukční scénář srážky s tuhou překážkou o hmotnosti 15 t

8.5 Shrnutí kapitoly výpočet deformační energie

V kapitole 8. *Konstrukční scénáře srážek* jsem spočítal hodnoty deformačních energií pro všechny konstrukční scénáře srážek. Výsledné hodnoty jsem shrnul v *tab. 8-1*.

Tab. 8-1: Shrnutí hodnot deformační energie pro jednotlivé konstrukční scénáře srážek

Konstrukční scénář srážky	Srážka s totožnou tramvají	Srážka s totožnou zabrzděnou tramvají	Srážka s tuhou překážkou o hmotnosti 3 t	Srážka s tuhou překážkou o hmotnosti 7,5 t
Hodnota deformační energie (kJ)	166	24	70	36

Srážka s totožnou zabrzděnou tramvají definuje požadavky na absorpci energie pro vratné absorbéry energie. Tedy vratné absorbéry musí být schopny vratně absorbovat energii o hodnotě 24 kJ.

Zbylé tři konstrukční scénáře srážek mi definují požadavky na absorpci energie pro nevratné absorbéry energie. Největší požadavek na absorbování energie je při srážce s totožnou tramvají, a to 166 kJ. Tento konstrukční scénář srážky popisuje ideální srážku dvou tramvají, při které dojde k osovému zatížení všech absorbérů na čele kabiny. Při návrhu nevratných absorbérů je však potřeba provést i kontrolu na absorpci energie pro scénáře srážek s tuhými překážkami. Při těchto scénářích srážek obecně dochází pouze k deformaci části nevratných absorbérů energie na čele kabiny.

Mnou zavedený konstrukční scénář srážky s tuhou překážkou o hmotnosti 7,5 t je velmi zjednodušený a je zapotřebí se tímto konstrukčnímu scénáři srážek více zabývat, hlavně geometrii překážky. Překážka by měla mít takovou geometrii, aby co nejlépe reprezentovala nákladní automobily a autobusy. Hlavně výškové umístění ložné plochy nákladních automobilů. Při čelněboční srážce tramvaje s nákladním automobilem hrozí, že deformační prvky tramvaje budou níže než ložná plocha nákladního automobilu. Hrubá stavba čela tramvaje se o ložnou plochu nákladního automobilu zdeformuje a dojde k narušení místa pro přežití řidiče tramvaje. Příklady srážek tramvaje s malým nákladním automobilem jsou znázorněny na *obr. 4-6* a na *obr. 4-7*. Tento konstrukční scénář srážky by bylo vhodné zařadit do dalšího vydání normy EN 15227 pro zlepšení pasivní bezpečnosti tramvají.

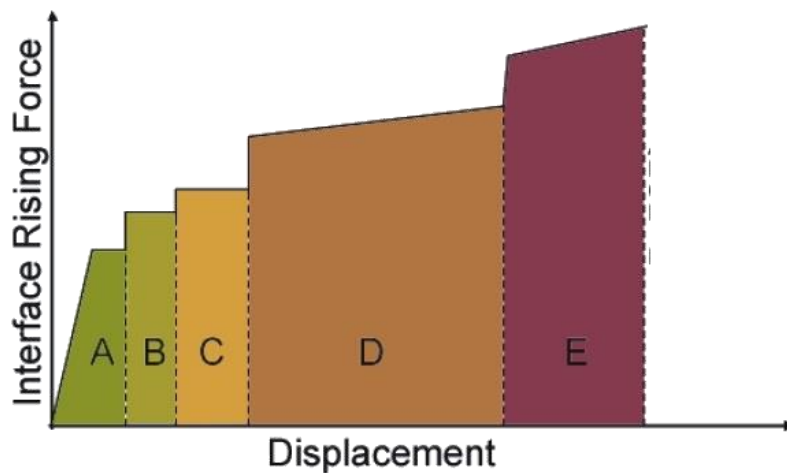
9 Koncepční návrh deformačních prvků kabiny tramvaje

V této kapitole se budu zabývat návrh vratných a nevratných absorbérů. Dále provedu návrh rozmístění těchto absorbérů energie na čele tramvaje.

Při koncepčním návrhu deformačních prvků kabiny tramvaje nebudu navrhovat protišplhovou ochranu z důvodu rozsahu této diplomové práce. Pouze uvažuji, že protišplhová ochrana bude uchycena k horním nevratným absorbérům energie.

9.1 Fáze absorbování deformační energie

Absorbování deformační energie lze obecně rozdělit do pěti základních fází. Tyto fáze jsou znázorněny na *obr. 9-1*. [1]



Obr. 9-1: Fáze absorbování deformační energie

Zdroj: [1]

Interface Rising force – síla v kolizním rozhraní; Displacement – posunutí

- 1. fáze (A): energie je nejdříve absorbována pružně (vratně) nárazníky, to minimalizuje následné náklady spojené s opravou poškozeného vozidla.
- 2. fáze (B): deformace prvků absorbující dodanou energii, které lze snadno vyměnit (deformační členy v náraznících nebo za nárazníky).
- 3. fáze (C): protišplhové zařízení (v případě vážnějších nehod).
- 4. fáze (D): řízená deformace v předem stanovených deformačních zónách skříně vozidla (v případě vážných nehod).
- 5. fáze (E): zachování prostoru pro přežití posádky a cestujících při nejtěžších srážkách (programovaná deformace celé soupravy).

Mnou nově navrhované deformační prvky by měly spadat do prvních tří fází absorbování energie. Fázemi čtyři a pět se v této diplomové práci z důvodu rozsahu práce zabývat nebudu.

Tyto fáze také popisují zapojování jednotlivých deformačních prvků při absorpci deformační energie při srážce. Nejdříve energie srážky absorbují vratné absorbéry energie určené druhým konstrukčním scénářem srážky, poté nevratné absorbéry energie určené prvním, třetím a čtvrtým konstrukčním scénářem srážky.

Při znalosti zapojování jednotlivých deformačních prvků při srážce lze snížit hodnotu energie, kterou musí deformační prvek absorbovat, o hodnotu energie, kterou absorbovaly deformační prvky zapojené předtím.

9.2 Návrh vratného absorbéru

V kapitole 5. *Rešerše deformačních prvků tramvají* jsem zvolil, že vratné absorbéry energie budou řešeny pomocí hydrostatických nebo plyno-hydraulických absorbérů energie. V této kapitole navrhnu parametry, rozměry a vlastnosti vratných absorbérů. Z důvodu rozsahu a tématu diplomové práce nebudu řešit jejich přesné konstrukční řešení.

9.2.1 Požadavky na vratné absorbéry

Z předešlých kapitol jsou pro další návrh absorbérů pro vratný zdvih důležité tyto požadavky:

- V kapitole 7. Kompatibilita tramvaje při srážce s automobily jsem určil výšku nevratných absorbérů 330 mm.
- V kapitole 8. Konstrukční scénáře srážek jsem určil, že se prvky vratného zdvihu musí deformovat při působení síly menší jak 164,62 kN.
- V kapitole 8. Konstrukční scénáře srážek jsem určil, že vratné absorbéry musí být schopny vratně absorbovat energii o velikosti 24 kJ.

9.2.2 Zdvih vratného absorbéru

Z velikosti deformační energie, kterou musí být vratný absorbér schopný absorbovat, si dopočítám minimální velikost zdvihu vratného absorbéru. Minimální zdvih si dopočítám pomocí vzorce pro výpočet energie.

$$E_{def} = F * s \Rightarrow s = \frac{E_{def}}{F} \quad (9.1)$$

Energie E_{def} je výsledná velikost deformační energie pro konstrukční scénář srážky s totožnou zabrzděnou tramvají. Velikost síly F musí být pro vratné absorbéry energie menší než síla, při které se začnou deformovat nevratné absorbéry. Při návrhu uvažuji, že síla, při které se budou deformovat vratné absorbéry, bude menší než adhezní síla působící na zabrzděnou tramvaj. Tímto předpokladem uvažuji, že veškerá kinetická energie jedoucí tramvaje bude pohlcena vratnými absorbéry a nedojde k rozpohybování zabrzděné tramvaje. Dráha s určuje minimální potřebný zdvih deformačního prvku, aby bylo možné deformační energii absorbovat.

$$s_{min} = \frac{E_{def2}}{F_t} = \frac{24}{164,62} = 146 [mm] \quad (9.2)$$

Vztahem (9.2) jsem dopočítal minimální zdvih vratného absorbéru. Pro výpočet celkového zdvihu je potřeba uvažovat využití deformační charakteristiky pro absorbování energie. Při návrhu uvažuji pro absorbování energie 80% využití deformační charakteristiky, pokud to vztahuji na maximum $E = F * s = 100 \%$. 80% využití deformační charakteristiky jsou schopné jak hydrostatické, tak i plyno-hydraulické absorbéry energie. Výsledný zdvih vratného absorbéru dopočítám ze vztahu (9.3).

$$s = \frac{s_{min}}{0,8} = \frac{146}{0,8} = 182,5 [mm] \quad (9.3)$$

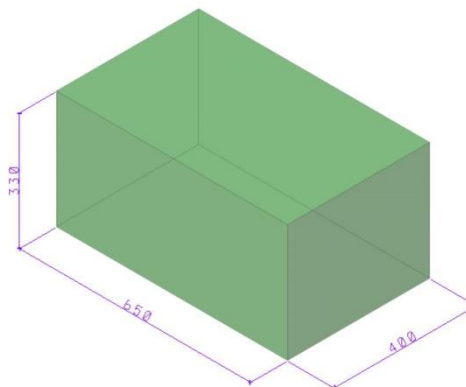
Zdvih vratného absorbéru pro srážku dvou tramvají stanovuji na $s = 182,5 [mm]$.

9.2.3 Celkové rozměry vratného absorbéru

Z důvodu neznámé konstrukce vratného absorbéru uvažuji, že výsledný rozměr prvku bude minimálně dvakrát větší než jeho zdvih. Do celkového rozměru je potřeba uvažovat i zástavbové rozměry pouzdra vratného absorbéru. Velikost zástavbových rozměrů stanovuji na $v = 35 [mm]$. To zajistí konstruktérovi výsledného vratného absorbéru dostatek místa pro výsledný konstrukční návrh vratného absorbéru. Celkovou délku vratného absorbéru dopočítám ze vztahu (9.4).

$$h = 2 * s + v = 2 * 182,5 + 35 = 400 [mm] \quad (9.4)$$

Šířku vratného absorbéru volím 650 mm. Tyto rozměry jsem zvolil dostatečně velké, aby do nich mohl konstruktér umístit výsledné vratné absorbéry energie. Pro další návrh deformačních prvků kabiny budu uvažovat vratné absorbéry energie jako kvádr o rozměrech 330 x 650 x 400 mm ($v \times \text{š} \times h$). Do tohoto rozměru se bude muset konstruktér při návrhu konstrukčního řešení vratného absorbéru vejít. Reprezentace vratného absorbéru je znázorněna na *obr. 9-2*.



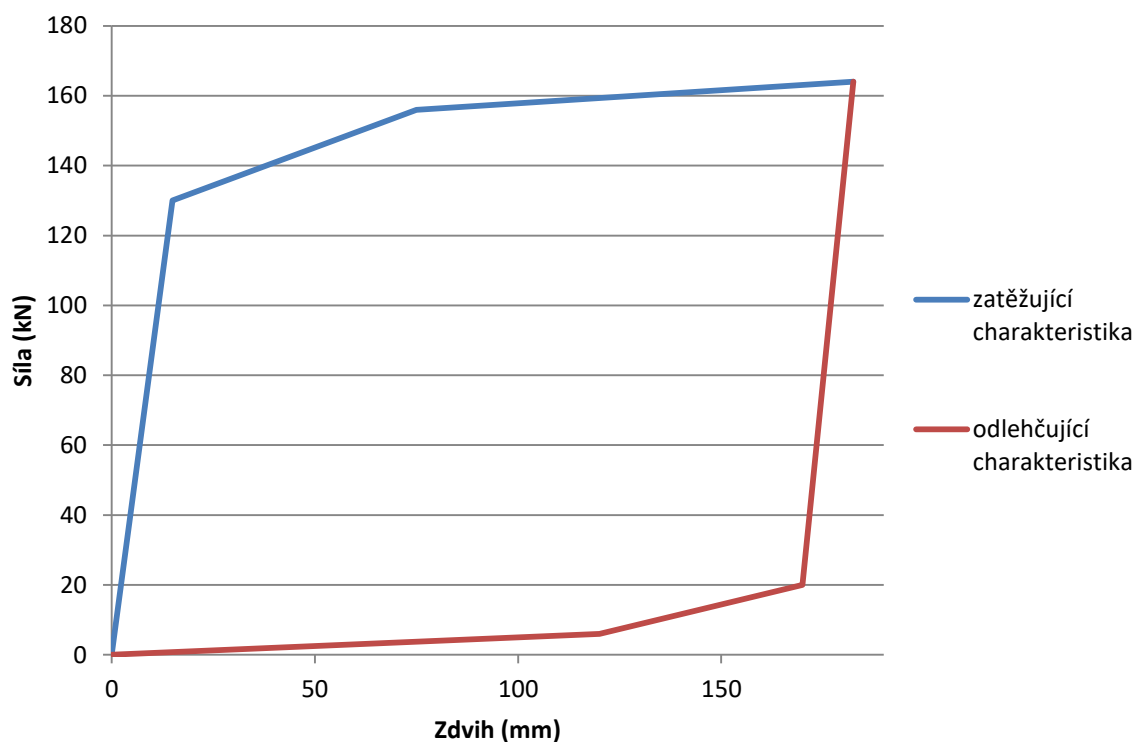
Obr. 9-2: Rozměry vratného absorbéru

9.2.4 Deformační charakteristika vratného absorbéru

Pro návrh průběhu deformační charakteristiky je nutné, aby výsledná absorbovaná energie dané charakteristiky byla větší než energie určená konstrukčním scénářem srážky s totožnou zabrzděnou tramvají.

Při návrhu charakteristiky uvažuji zdvih vratného absorbéru 182.5 mm a pro absorpci energie 80% využití deformační charakteristiky, pokud to vztahuji na maximum $E = F * s = 100\%$. 80% využití deformační charakteristiky lze správnou konstrukcí hydrostatického i plyno-hydraulického absorbéru energie dosáhnout. [18], [17]

Návrh výsledné deformační charakteristiky je znázorněn v graf 9-1.



Graf 9-1: Průběh deformační charakteristiky vratného absorbéru

Energie pohlcená při jednom pracovním cyklu vratného absorbéru je dána rozdílem ploch pod zatěžující a odlehčující křivkou. Energie pohlcená touto deformační charakteristikou je 24,1 kJ. Pro srážku se zabrzděnou tramvají musí být vratné absorbéry energie schopny absorbovat energii 24 kJ. Takto navržené vratné absorbéry splňují požadavek na velikost absorbované energie.

9.3 Návrh nevratného absorbéru

V této kapitole navrhnu parametry, rozměry a vlastnosti nevratných absorbérů. Při návrhu uvažuji, že výsledné nevratné absorbéry budou vyrobeny z voštinové konstrukce.

9.3.1 Požadavky na nevratné absorbéry

Z předešlých kapitol jsou pro další návrh deformačních prvků důležité tyto požadavky:

- V kapitole 3.3. Norma ČSN EN 12663-1:2010+A1:2015 – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel jsem určil maximální osovou sílu, při které musí nastat deformace deformačních prvků. Velikost této síly je 400 kN.
- V kapitole 7. Kompatibilita tramvaje při srážce s automobily jsem určil, že budou výsledné nevratné absorbéry energie řešeny pomocí dvou totožných prvků umístěných na čele kabiny v různých výškách nad temenem koleje.
- V kapitole 8. *Konstrukční scénáře srážek* jsem určil, že prvky musí být schopny nevratně absorbovat energii o velikostech 166 kJ, pro osově zatěžování deformačního prvku, 70 kJ a 36 kJ, pro zatěžování deformačního prvku pod úhlem 45°.
- V kapitole 9.2. *Návrh vratného absorbéru* jsem určil rozměry vratných absorbérů. Při návrhu nevratných absorbérů energie uvažuji, že budou mít kromě zdvihu stejné rozměry jako vratné absorbéry energie.

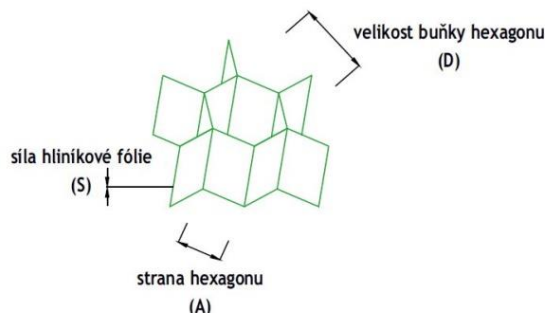
9.3.2 Volba voštinového struktury

Pro návrh nevratných absorbérů energie uvažuji, že budou vyrobeny z voštinových konstrukcí. Ty jsou tvořeny dvěma plechy, mezi které je vlepena voštinová struktura. Volbou typu voštinové struktury lze měnit výsledné absorpční vlastnosti voštinové konstrukce. [19]

Voštinové struktury jsem volil od prodejce Plascore, který nabízí různé voštinové struktury s různými silami hliníkové fólie, ze které je vytvořena voštinová struktura, a různé velikosti buněk hexagonu. Změna síly hliníkové fólie i velikosti buněk hexagonu mění mechanické vlastnosti voštinové struktury. Z tohoto důvodu jsem vybral celkem patnáct různých voštinových struktur, ze kterých vyberu tu nejvhodnější pro návrh nevratných absorbérů. Výpis zkoumaných voštinových struktur je vypsán v *tab. 9-1*.

Tab. 9-1: Výpis zkoumaných voštinových struktur

Číslo voštinové struktury	Velikost buňky hexagonu [mm]	Strana hexagonu [mm]	Síla hliníkové fólie [mm]
1	3.175	1.8320	0.0254
2	3.175	1.8320	0.0381
3	3.175	1.8320	0.0508
4	4.762	2.7477	0.0381
5	4.762	2.7477	0.0508
6	4.762	2.7477	0.0635
7	4.762	2.7477	0.0762
8	6.350	3.6639	0.0381
9	6.350	3.6639	0.0508
10	6.350	3.6639	0.0635
11	6.350	3.6639	0.0762
12	9.525	5.4959	0.0508
13	9.525	5.4959	0.0635
14	9.525	5.4959	0.0762
15	9.525	5.4959	0.1016

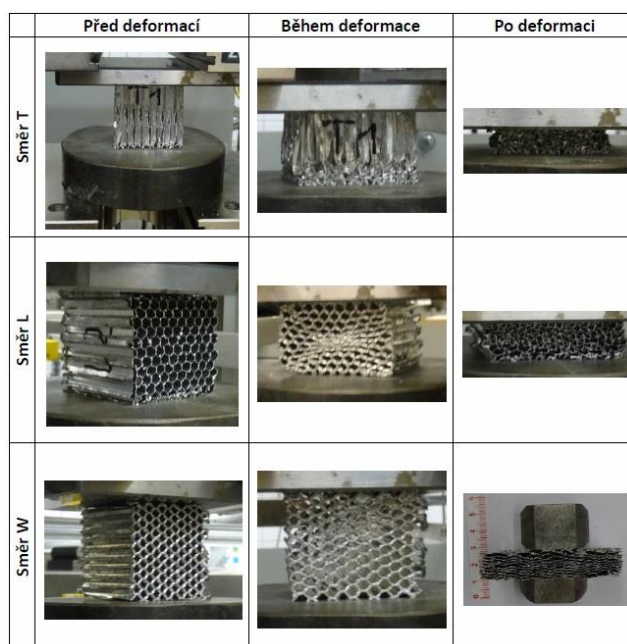


Obr. 9-3: Parametry hexagonů tvořící voštinovou strukturu

 Zdroj: <http://hexalu.com/>

Numerický model stlačovací zkoušky

Pro získání mechanických vlastností a zatěžujících charakteristik je nutné provést stlačovací zkoušky jednotlivých voštinových struktur. Z důvodu finanční nákladnosti provedení reálných stlačovacích zkoušek jednotlivých voštinových struktur, jsem provedl simulace stlačovacích zkoušek daných voštinových struktur pomocí numerického modelu. K porovnání přesnosti numerického modelu jsem použil reálnou stlačovací zkoušku voštinové struktury PAMG-XR1-5.7-3/16-P-5052, kterou provedl Bc. Martin Kocourek. Výsledky stlačovací zkoušky popsal v diplomové práci *Vývoj deformačního členu pro vůz FSAE* [21]. Jako vzorky použil voštinovou strukturu vyrobenou z hliníkové fólie ve tvaru kvádrů o délce hrany 50 mm. Stlačovací zkoušku provedl u těchto vzorků pro všechny tři směry zatěžování z důvodu rozdílnosti mechanických vlastností pro jednotlivé směry zatěžování voštinových struktur. Provedení reálných stlačovacích zkoušek je znázorněno na obr. 9-4 a vysvětlení směru zatěžování je na obr. 5-16.



Obr. 9-4: Průběh stlačovací zkoušky voštinové struktury

Zdroj: [21]

Plech voštinové struktury je z hliníkové slitiny 5052-H38. Mechanické vlastnosti této slitiny jsem převzal z publikace Atlas of Stress-Strain Curves [23]. Průběh tahové zkoušky materiálu 5052-H38 je znázorněn na obr. 9-5.

Mechanické vlastnosti slitiny 5052-H38:

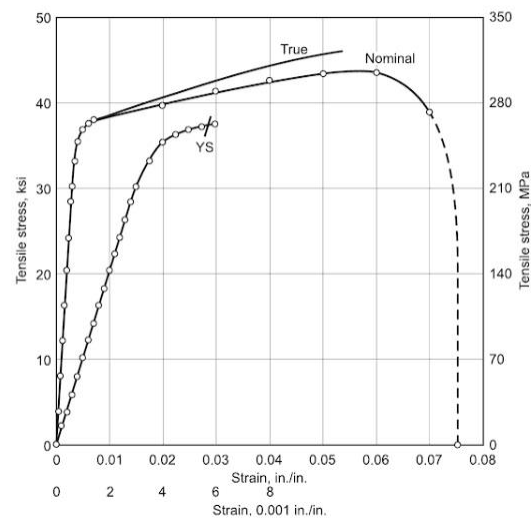
Mez kluzu: $R_e = 259$ [MPa]

Mez pevnosti: $R_m = 317$ [MPa]

Modul pružnosti: $E = 70,3$ [GPa]

Tažnost: $A = 7,5$ [%]

Hustota: $\rho = 2680$ [$kg * m^{-3}$]



Obr. 9-5: Průběh tahové zkoušky materiálu 5052-H38

Zdroj: [23]

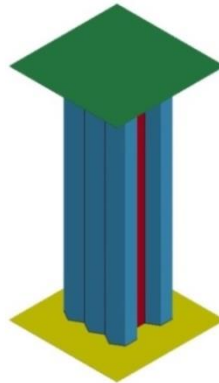
Tensile stress – Tahové napětí; Strain – Poměrná deformace

Sestavení numerického modelu stlačovací zkoušky

Numerický model stlačovací zkoušky jsem vytvářel v programu LS-Prepost. LS-PrePost je program od společnosti Livermore Software Technology Corporation. Program LS-PrePost slouží k přípravě numerických modelů pro řešič LS-Dyna. Výhodou tohoto programu je přehledné a intuitivní rozhraní. Na vytvořeném numerickém modelu je možné definovat hustotu sítě elementů, nastavit kontakty mezi tělesy, nastavit okrajové a počáteční podmínky. Výstupem z LS-PrePostu je soubor ve formátu K-file, který slouží jako vstup do řešiče LS-Dyna. [24]

Připravený model stlačovací zkoušky jsem dále nahrál do řešiče LS-Dyna, který provedl výpočet daného modelu. LS-Dyna je multifunkční explicitní řešič metody konečných prvků od společnosti Livermore Software Technology Corporation. LS-Dyna neobsahuje klasické uživatelské rozhraní. Je to softwarový řešič, do kterého se nahrávají soubory ve formátu K-file, vytvořené v jiných programech. Řešič je využíván pro řešení nelineárních fyzikálních dějů spojených s velkými deformacemi, které probíhají v krátkém časovém úseku. Nejčastěji je tento řešič využíván pro řešení srážkových simulací. [24]

Při tvorbě numerického modelu stlačovací zkoušky jsem se snažil co nejvíce přiblížit provedení skutečné stlačovací zkoušky. Numerický model je znázorněn na *obr. 9-6*. Voštinová struktura je rozdělena na dvě tělesa podle výsledné tloušťky stěny. Modrou barvou jsou znázorněny stěny voštinové struktury o tloušťce t a červenou barvou jsou znázorněny stěny voštinové struktury o tloušťce $2t$, které vzniknou slepením dvou plechů, ze kterých je voštinová struktura vytvořena. Toto rozdělení jsem provedl, aby model voštinové struktury více odpovídal skutečnosti. Zelená deska slouží jako píst lisu, kterému je umožněn pohyb ve směru zatěžování a je mu předdefinována počáteční rychlost. Žlutá deska slouží jako pevná deska lisu, která nemá žádný stupeň volnosti.



Obr. 9-6: Numerický model stlačovací zkoušky

Pro voštinové struktury i části lisu jsem vytvořil plošné modely. Těmto plošným modelům jsem pak v programu LS-Prepost přiřadil požadovanou tloušťku stěn a materiál. Výhodou plošného modelu oproti objemovému modelu je snížení výsledného výpočtového času simulace a možnost snadnější úpravy numerických modelů pro jednotlivé voštinové struktury. Pouhou změnou tloušťky shellového elementu u plošného modelu lze lehce měnit zkoumané voštinové struktury podle tloušťky plechu. Pro objemové modely bych musel pro každou voštinovou strukturu vytvořit samostatný model. Použití plošných modelů snížilo jak výpočetní čas jednotlivých simulací, tak i dobu přípravy samostatných numerických modelů. [24]

Numerický model jsem vytvořil pro voštinovou strukturu ve tvaru kvádrů o rozměrech $15 \times 15 \times 50$ mm. A to z důvodu, že napětí, při kterém dochází k deformaci voštinové struktury, je stejné jako u porovnávacího modelu. Pouze zatěžující síla bude menší. Toto zmenšení jsem provedl z důvodu zkrácení výpočetního času dané simulace.

Volba kontaktů numerického modelu

Pro správné chování numerického modelu je potřeba správně nadefinovat kontakty mezi jednotlivými součástmi sestavy.

Z modelů stěn voštinové struktury o tloušťce t a $2t$ jsem vytvořil sestavu, tzv. set, který reprezentuje výslednou voštinovou strukturu. Vytvoření tohoto setu zjednoduší definování kontaktů mezi modelem voštinové struktury a modely částí lisu.

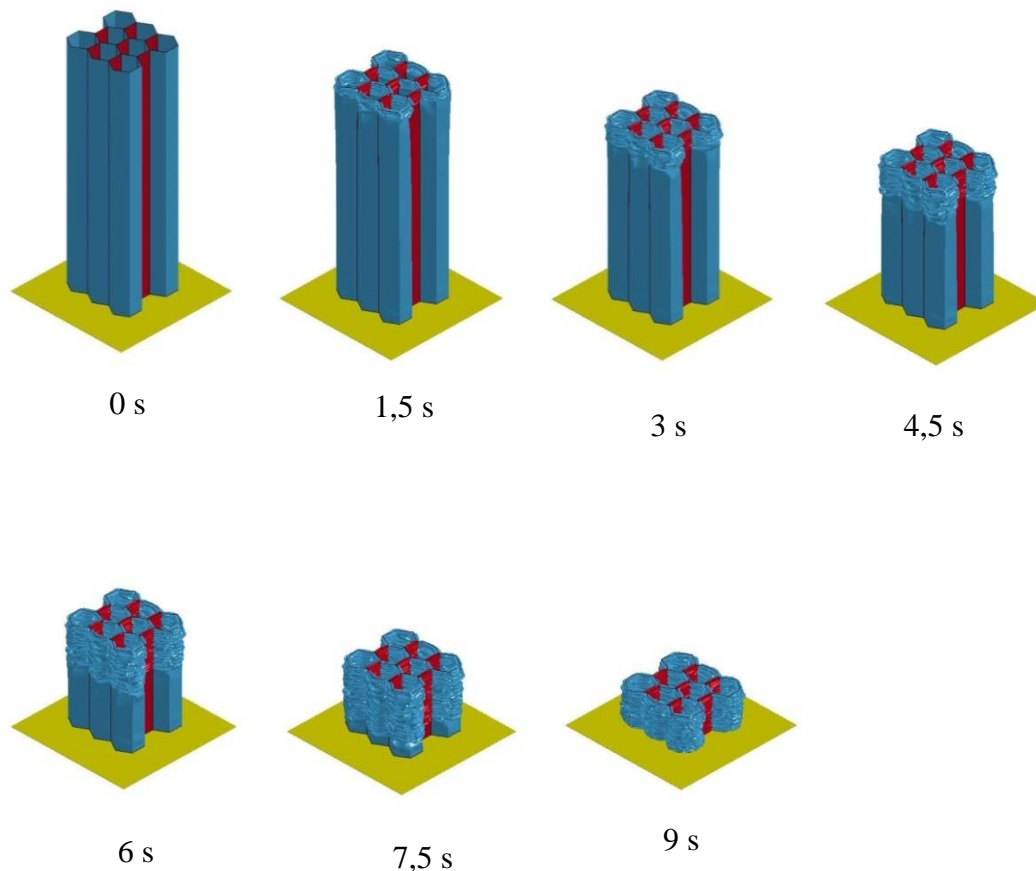
Pro tento set voštinové struktury jsem nadefinoval kontakt `AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE`. Tento kontakt zajistí přenos sil mezi všemi modely v daném setu podle nadefinovaných vlastností.

Mezi set reprezentující voštinovou strukturu a model pístu lisu jsem nadefinoval kontakt `AUTOMATIC_NODES_TO_SURFACE`. Tento kontakt zajistí přenos sil mezi plochou pístu lisu a uzly sítě voštinové struktury. Stejný kontakt jsem nadefinoval i pro kontakt setu voštinové struktury a modelu pevné desky lisu.

Volba sítě numerického modelu stlačovací zkoušky

Princip metody konečných prvků spočívá v rozdělení spojitého modelu na jednotlivé elementy a uzly. Řešení metody spočívá v tom, že se hledají posunutí těchto uzlů při daném zatížení. Na čím větší počet elementů a uzlů rozdělíme výsledný model, tím přesnější bude výsledné řešení. Avšak s nárůstem počtu elementů a uzlů roste výpočetní čas potřebný k řešení dané úlohy. [24]

Z důvodu limitovaného výkonu hardwaru, použitého pro výpočet simulací stlačovacích zkoušek, jsem hledal maximální velikost elementu sítě, při které bude zajištěna dostatečná přesnost modelu a co nejmenší výpočtový čas daných simulací. Při volbě sítě modelu jsem uvažoval celkem šest velikostí elementů sítě, a to: 1 mm, 0,75 mm, 0,6 mm, 0,4 mm, 0,2 mm a 0,1 mm. Pro všechny tyto sítě jsem provedl simulaci stlačovací zkoušky. Průběh zkoušky pro síť 0,2mm je znázorněn na *obr. 9-7*. Pro větší názornost průběhu simulace stlačovací zkoušky není zobrazen model pístu lisu ani síť modelů.

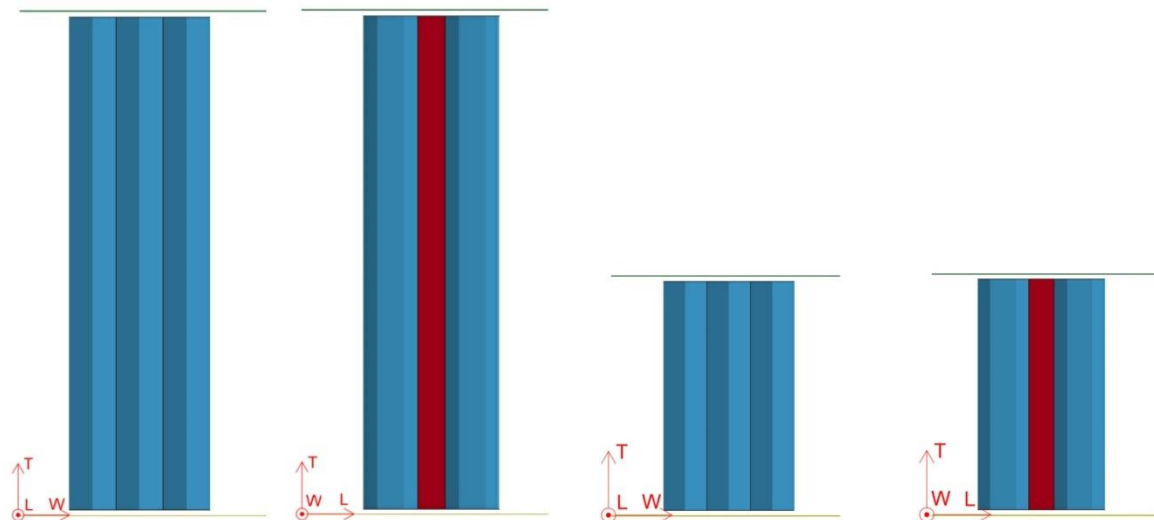


Obr. 9-7: Průběh stlačovací zkoušky pro velikost sítě 0,2 mm

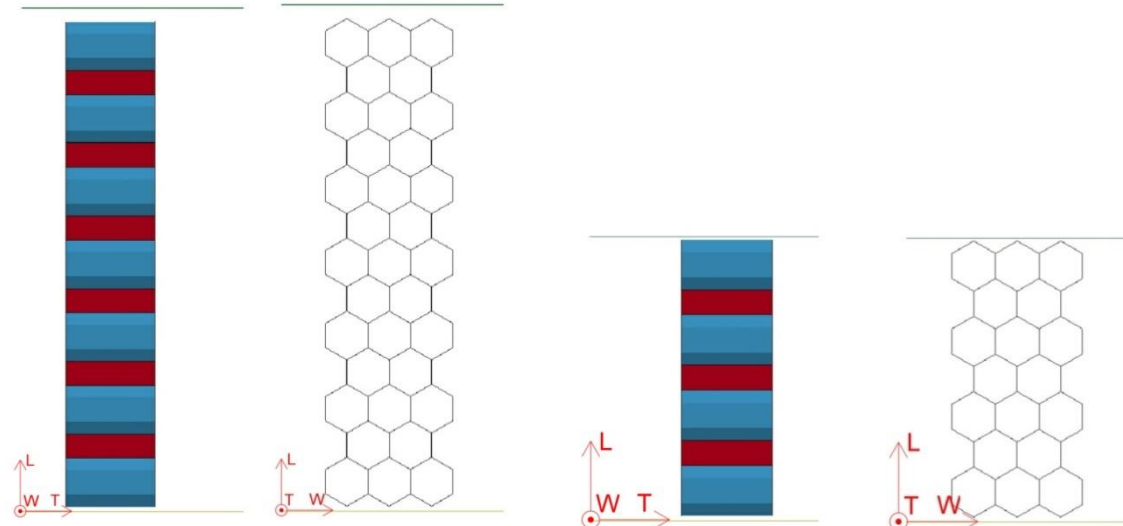
Z výsledků stlačovacích zkoušek pro jednotlivé velikosti elementů sítě vyšlo, že průměrného napětí pro sítě o velikosti 0,2 mm a 0,1 mm dosahuje obdobných hodnot. Hodnota průměrného napětí se pro obě sítě liší pouze o 3 %. Mohu tedy říci, že zmenšováním sítě by se výsledná hodnota napětí měnila pouze o desetiny procent, ale výpočtový čas každé simulace by exponenciálně narůstal. Z důvodu vysokého nárůstu výpočetního času při použití sítě o velikosti 0,1 mm oproti použití velikosti sítě 0,2 mm, volím výslednou velikost elementů sítě 0,2 mm. Z těchto poznatků můžu říct, že vypočítaná hodnota průměrného napětí se liší oproti skutečné hodnotě průměrného napětí maximálně o 5 %. To je dostatečně malá odchylka, abych mohl výsledky simulací považovat za dostatečně přesné.

Rozměry zkoušené voštinové struktury

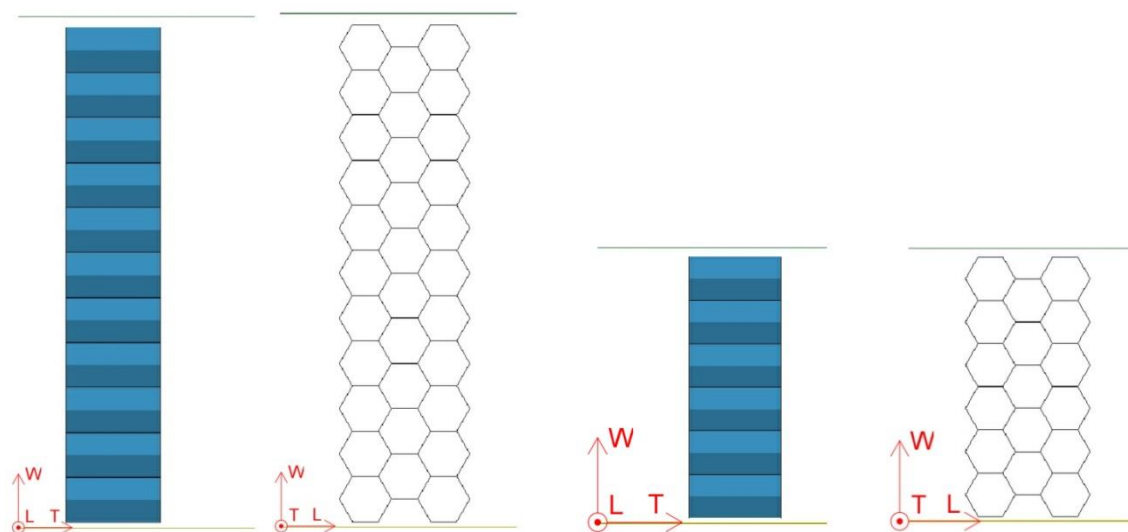
Z důvodu vysokého počtu simulací, které musím provést, jsem se pokusil snížit výsledný výpočtový čas každé simulace. Z toho důvodu jsem vytvořil numerický model stlačovací zkoušky pro každý směr zatěžování o polovičních rozměrech vzorků, než byly rozměry vzorků, které použil u skutečné zkoušky Bc. Martin Kocourek. Z porovnání výsledků simulací zatěžování pro jednotlivé směry vzorků o rozměrech 50 mm a 25 mm ve směru zatěžování vyšly výsledné průměrné hodnoty napětí s rozdílem menším jak 1 %. Tento rozdíl uvažuji za přijatelný a zkoušené vzorky budu dále uvažovat s rozměrem 25 mm ve směru zatěžování. Posuzované modely jsou znázorněny na obrázcích *obr. 9-8*, *obr. 9-9* a *obr. 9-10*. Průběhy stlačovacích zkoušek pro voštinové vzorky o rozměrech 25 mm pro jednotlivé směry zatěžování jsou znázorněny na *obr. 9-11*, *obr. 9-12* a *obr. 9-13*. Průběhy napětí na poměrné deformaci pro jednotlivé směry zatěžování jsou znázorněny v *graf 9-2*, *graf 9-3* a *graf 9-4*.



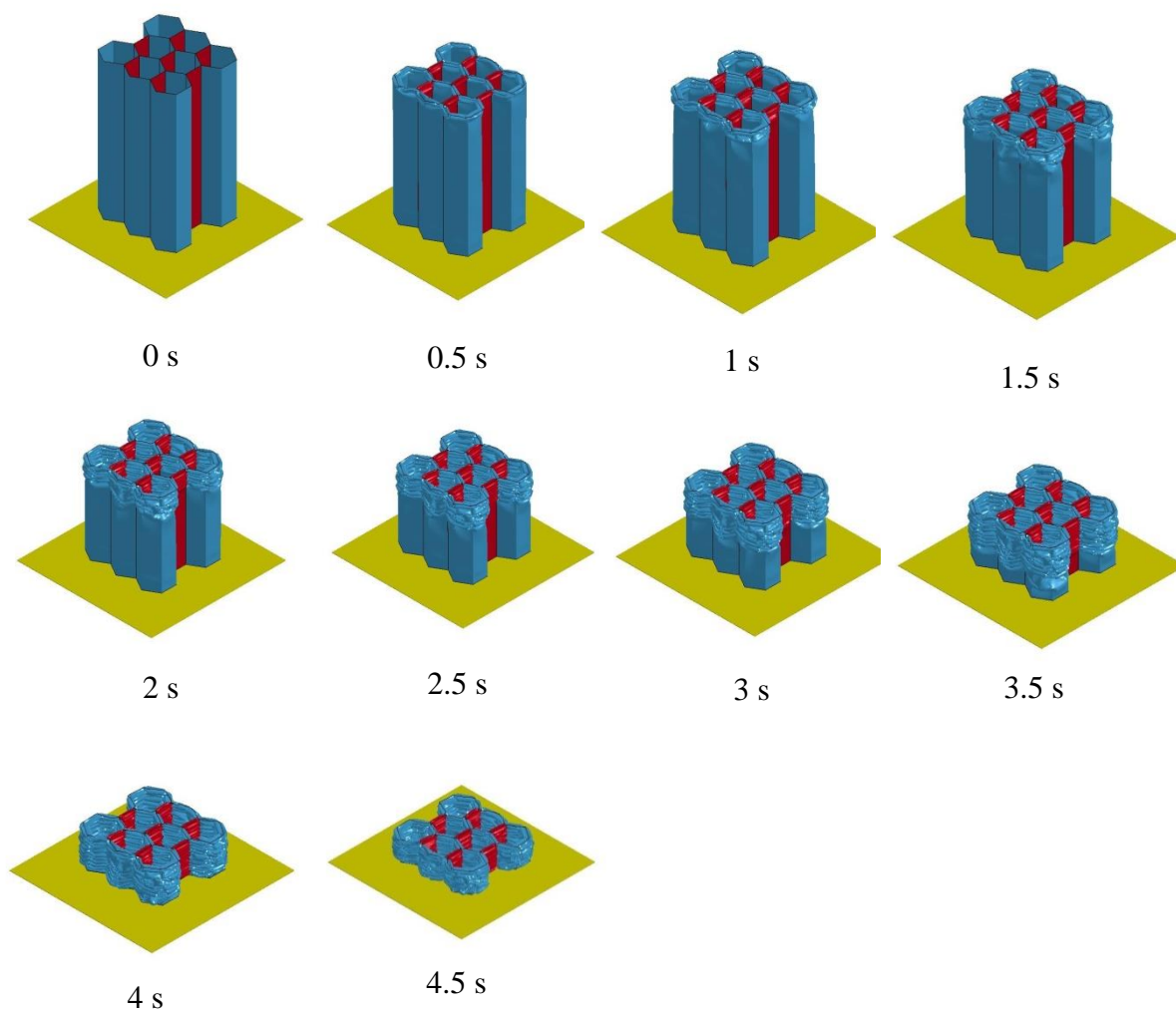
Obr. 9-8: Numerické modely stlačovací zkoušky o rozměrech 50 a 25 mm pro zatěžování ve směru T



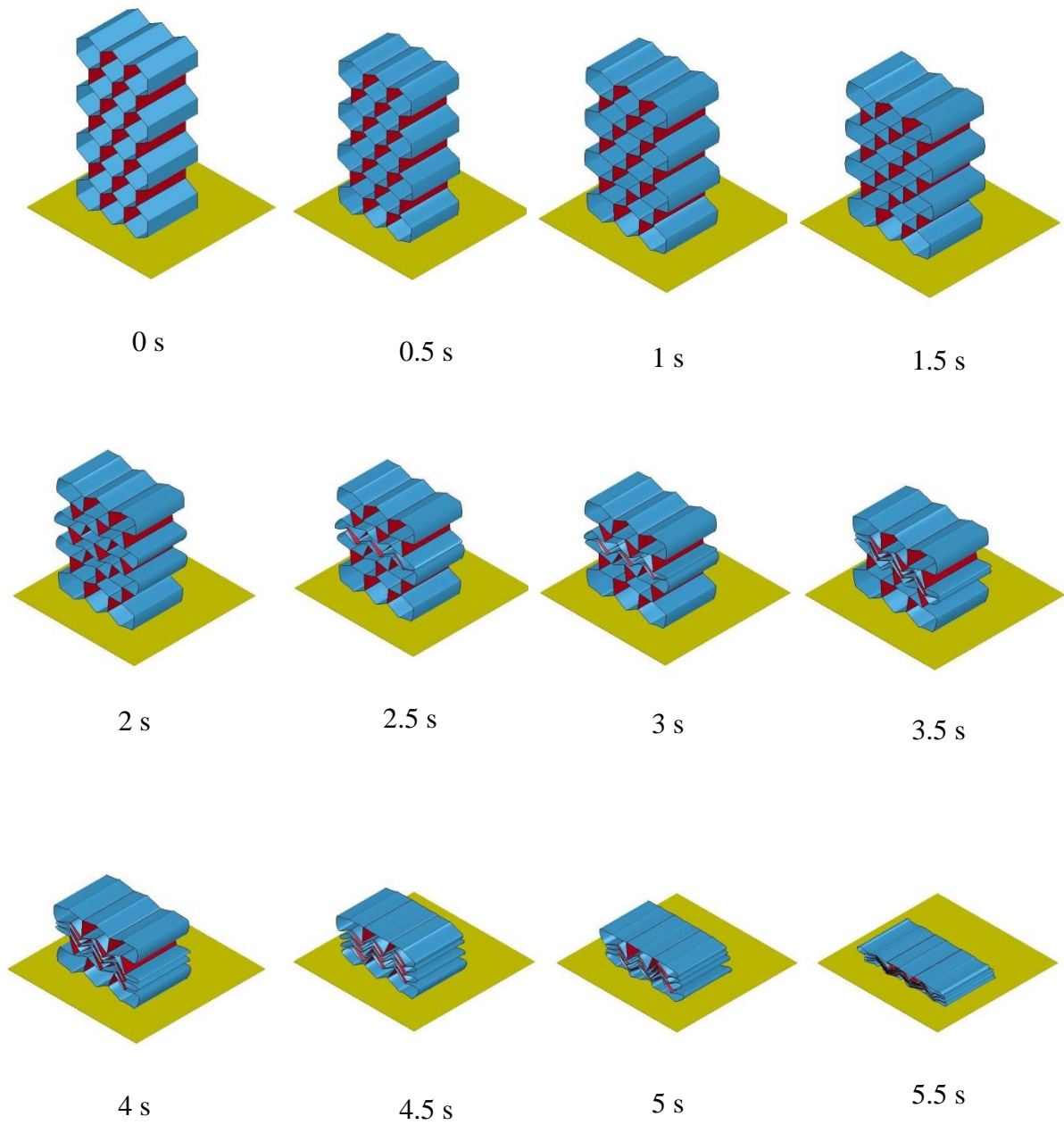
Obr. 9-9: Numerické modely stlačovací zkoušky o rozměrech 50 a 25 mm pro zatěžování ve směru L



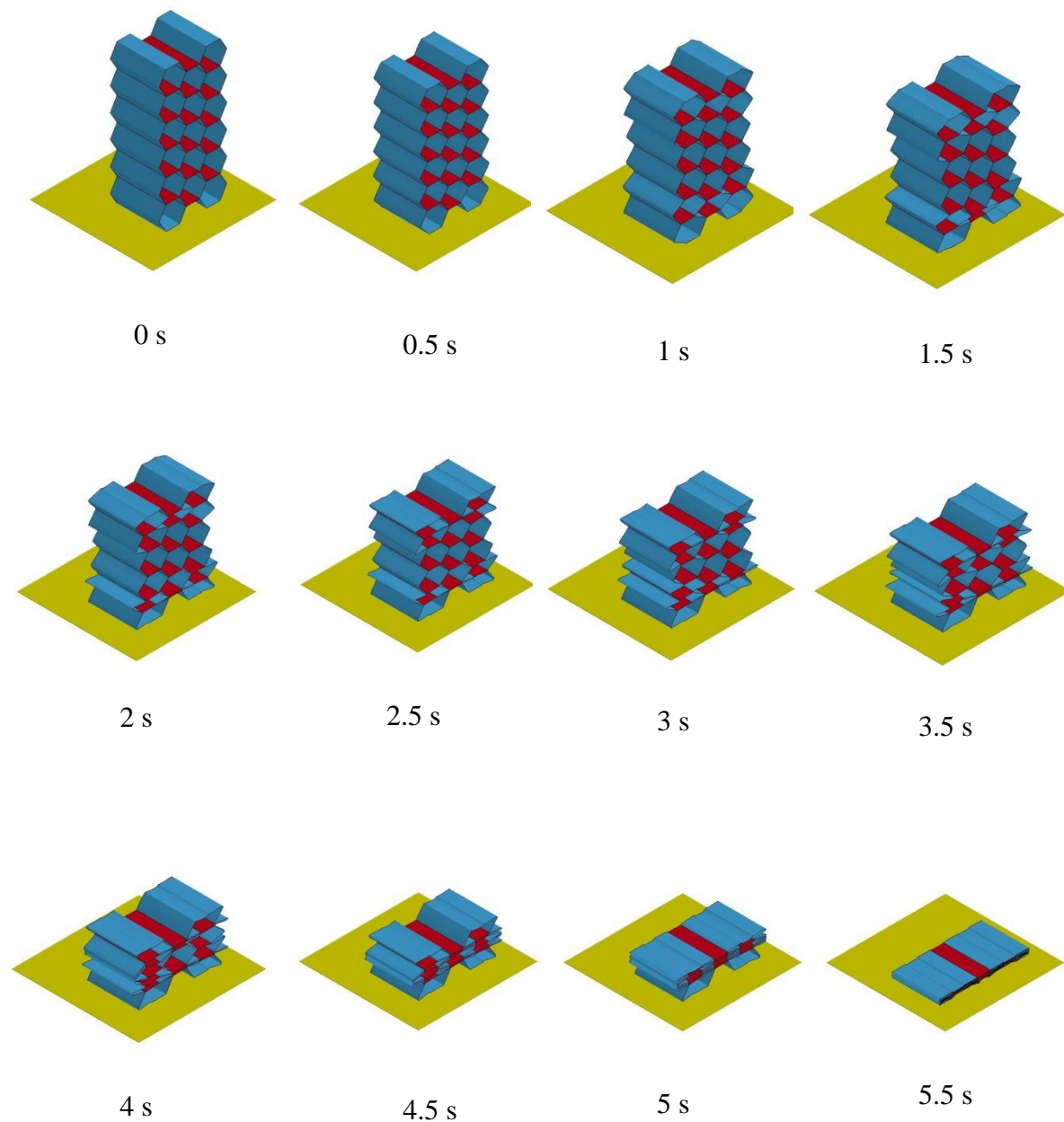
Obr. 9-10: Numerické modely stlačovací zkoušky o rozměrech 50 a 25 mm pro zatěžování ve směru W



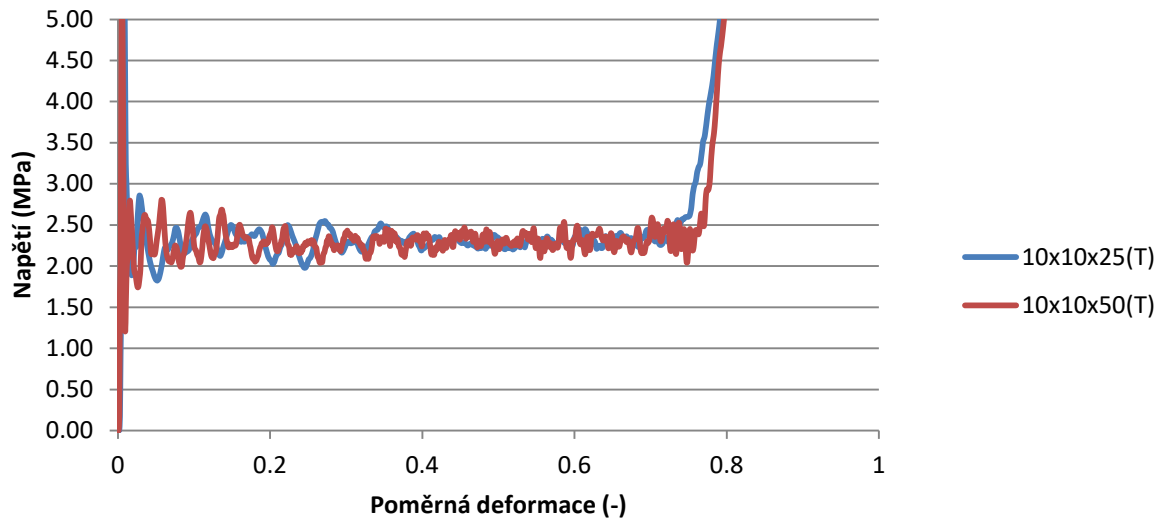
Obr. 9-11: Průběh stlačovací zkoušky vzorku 25 mm ve směru zatěžování T



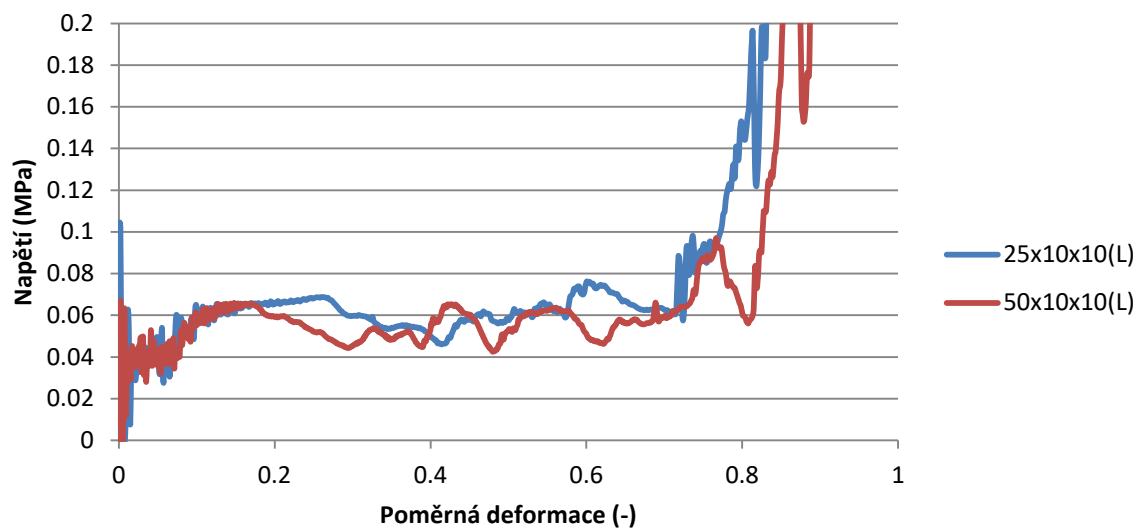
Obr. 9-12: Průběh stlačovací zkoušky vzorku 25 mm ve směru zatěžování L



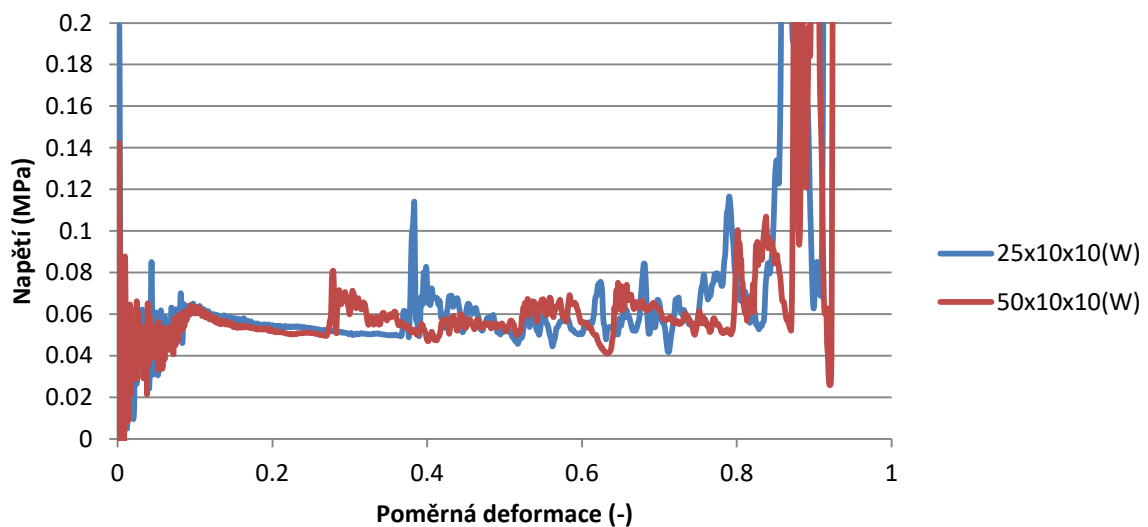
Obr. 9-13: Průběh stlačovací zkoušky vzorku 25 mm ve směru zatěžování W



Graf 9-2: Závislost napětí na poměrné deformaci pro voštinové struktury o rozdílné výšce při zatěžování ve směru *T*



Graf 9-3: Závislost napětí na poměrné deformaci pro voštinové struktury o rozdílné výšce při zatěžování ve směru *L*



Graf 9-4: Závislost napětí na poměrné deformaci voštinové struktury o rozdílné výšce při zatěžování ve směru *W*

Výsledné mechanické vlastnosti voštinových struktur

Pro všechny voštinové struktury vypsané v *tab. 9-1* jsem provedl stlačovací zkoušky pro všechny tři směry zatěžování. Výsledné hodnoty tlakového napětí, při kterém dochází k deformaci voštinové struktury, a hodnoty poměrné deformace, při které ještě nedochází ke zhutňování struktury voštiny, jsem shrnul do *tab. 9-2*. Veškeré numerické modely stlačovacích zkoušek jsou nahrány na CD, které je přiložené k této diplomové práci.

Tab. 9-2: Souhrn mechanických vlastností voštinových struktur

Voštinová struktura	Deformační napětí ve směru L (Mpa)	Poměrná deformace ve směru L (-)	Deformační napětí ve směru T (Mpa)	Poměrná deformace ve směru T (-)	Deformační napětí ve směru W (Mpa)	Poměrná deformace ve směru W (-)
3.175x0.0254	0.031	0.762	1.652	0.740	0.032	0.806
3.175x0.0381	0.080	0.748	3.031	0.752	0.076	0.789
3.175x0.0508	0.160	0.778	4.686	0.735	0.141	0.786
4.762x0.0381	0.032	0.777	1.493	0.742	0.031	0.794
4.762x0.0508	0.061	0.773	2.310	0.739	0.059	0.785
4.762x0.0635	0.102	0.797	3.301	0.735	0.093	0.778
4.762x0.0762	0.155	0.777	4.421	0.745	0.137	0.772
6.350x0.0381	0.017	0.726	0.924	0.750	0.017	0.819
6.350x0.0508	0.033	0.727	1.432	0.738	0.031	0.719
6.350x0.0635	0.055	0.724	2.046	0.705	0.049	0.712
6.350x0.0762	0.081	0.687	2.735	0.726	0.072	0.709
9.525x0.0508	0.017	0.721	0.747	0.747	0.013	0.774
9.525x0.0635	0.027	0.689	1.057	0.737	0.021	0.778
9.525x0.0762	0.034	0.654	1.458	0.764	0.031	0.704
9.525x0.1016	0.082	0.703	2.218	0.757	0.058	0.780

Znalost mechanických vlastností a průběhu deformačních charakteristik jednotlivých voštinových struktur pro jednotlivé směry zatěžování je důležitá pro správné nadefinování materiálu pro ověřovací numerické simulace nevratného absorbéru.

Pro získání přesnějších hodnot mechanických vlastností a průběhu deformačních charakteristik jednotlivých voštinových struktur je potřeba provést stlačovací zkoušky s reálnými vzorky voštinových struktur.

Volba voštinového struktury pro nevratné absorbéry

Ze znalosti deformačního napětí ve směru T jednotlivých voštinových struktur určit vhodnou voštinovou strukturu pro výsledné nevratné absorbéry energie.

Při znalosti maximální možné stlačovací síly pro nevratné absorbéry energie a znalosti rozměrů vratných absorbérů energie dopočítám deformační napětí výsledné voštiny. Výsledné požadované deformační napětí voštinové struktury dopočítám pomocí vztahu (9.5).

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{200000}{330 * 650} = 0,932 [MPa] \quad (9.5)$$

Ze znalosti deformačního napětí jednotlivých voštinových struktur, uvedených v *tab. 9-2*, volím za nejvhodnější voštinovou strukturu 6.350x0.0381. Z této voštinové struktury budu navrhovat nevratný absorbér energie.

Chování materiálu při statickém a dynamickém zatěžování

Mechanické vlastnosti materiálů se zkoumají při statickém zatěžování, tedy při nízkých rychlostech zatěžování. Při statickém zatěžování se také zkouší podélné zatížení skříní tramvají.

Při zkoumání mechanických vlastností materiálů za vyšších rychlostí zatěžování se ukazuje, že dochází ke zvyšování hodnot mechanických vlastností materiálů, a to až dvojnásobně oproti statickému zatěžování. Této skutečnosti lze využít při návrhu deformačních prvků, jelikož srážka dvou vozidel se odehrává během desetin sekundy a jedná se tedy o zatěžování při vysokých rychlostech. Deformační prvky i hrubá stavba jsou zatěžovány dynamicky, a tedy by měly být schopné vydržet větší podélné zatížení než při statickém zatěžování, jak je předepsáno normou ČSN EN 12663-1:2010+A1:2015. Zvýšením minimální podélné síly, kterou by měla přenést hrubá stavba bez vzniku trvalé deformace, by mohly mít výsledné navržené absorbéry energie menší zástavbové prostory na čele tramvaje.

Při tvorbě této práce jsem však tuto skutečnost neuvažoval z důvodu nedostatku podkladů k mechanickým vlastnostem oceli s355, ze které je vyrobena hrubá stavba skříně tramvaje, a mechanickým vlastnostem hliníkové slitiny 5052-H38, ze které jsou vyrobeny voštinové struktury, při dynamickém zatěžování.

9.3.3 Zdvih deformačního prvku

Při výpočtu zdvihu deformačního prvku uvažují, že část energie již předtím absorbovaly prvky vratného zdvihu. Výslednou hodnotu energie srážky, vypočítanou pro jednotlivé konstrukční scénáře srážky, snížím o hodnotu 24,1 kJ. Tuto energii pohltí vratné absorbéry.

Při návrhu je potřeba uvažovat, jaké deformační prvky se při dané srážce dostanou do kontaktu s druhým vozidlem. Při srážce tramvaje s totožnou tramvají předpokládám, že se do kontaktu dostane celá plocha nevratných absorbérů energie na čele tramvaje. Při srážkách s překážkami o hmotnostech 3 t a 7,5 t však předpokládám, že nedojde ke kontaktu celého nevratného absorbérů, ale pouze jeho poloviny. Tedy i síla, při které se deformuje polovina sestavy nevratných absorbérů, bude poloviční, tedy 200 kN. Pro každý tento případ si dopočítám výslednou hodnotu zdvihu. Maximální hodnota zdvihu z těchto tří případů určí výsledný potřebný zdvih nevratných absorbérů.

Srážka s totožnou tramvají

Minimální nevratný zdvih nevratného absorbérů si pro srážku s totožnou tramvají dopočítám pomocí vztahu (9.6). Do tohoto vztahu dosadím hodnoty zjištěné v kapitole 8.1. *Srážka s totožnou tramvají.*

$$s_{min} = \frac{E}{F} = \frac{E_{def1} - E_{def2}}{F} = \frac{166 - 24,1}{400} = 355 [mm] \quad (9.6)$$

Srážka s tuhou překážkou o hmotnosti 3 t

Minimální nevratný zdvih nevratného absorbérů si pro srážku s tuhou překážkou o hmotnosti 3 t dopočítám pomocí vztahu (9.7). Do tohoto vztahu dosadím hodnoty zjištěné v kapitole 8.3. *Srážka s tuhou překážkou o hmotnosti 3 t.*

$$s_{min} = \frac{E_{def3}}{F} = \frac{70 - 12,05}{200} = 290 [mm] \quad (9.7)$$

Srážka s tuhou překážkou o hmotnosti 7,5 t

Minimální nevratný zdvih nevratného absorbérů si pro srážku s tuhou překážkou o hmotnosti 7,5 t dopočítám pomocí vztahu (9.8). Do tohoto vztahu dosadím hodnoty zjištěné v kapitole 8.4. *Srážka s tuhou překážkou o hmotnosti 7,5 t.*

$$s_{min} = \frac{E_{def4}}{F} = \frac{36 - 12,05}{200} = 120 [mm] \quad (9.8)$$

Největší požadavek na zdvih nevratného absorbérů energie je pro srážku s druhou tramvají. Minimální zdvih nevratných absorbérů energie musí být $s_{min} = 355 [mm]$.

Při návrhu uvažuji vytvoření nevratného absorbéru z voštinové struktury 6.350x0.0381. Voštinové struktury jsou schopny pro absorbování energie využít 95 % deformační charakteristiky, pokud to vztahují na maximum $E = F * s = 100 \%$. Výsledný zdvih vratného absorbéru dopočítám ze vztahu (9.9).

$$s = \frac{s_{min}}{0,95} = \frac{355}{0,95} \cong 374 [mm] \quad (9.9)$$

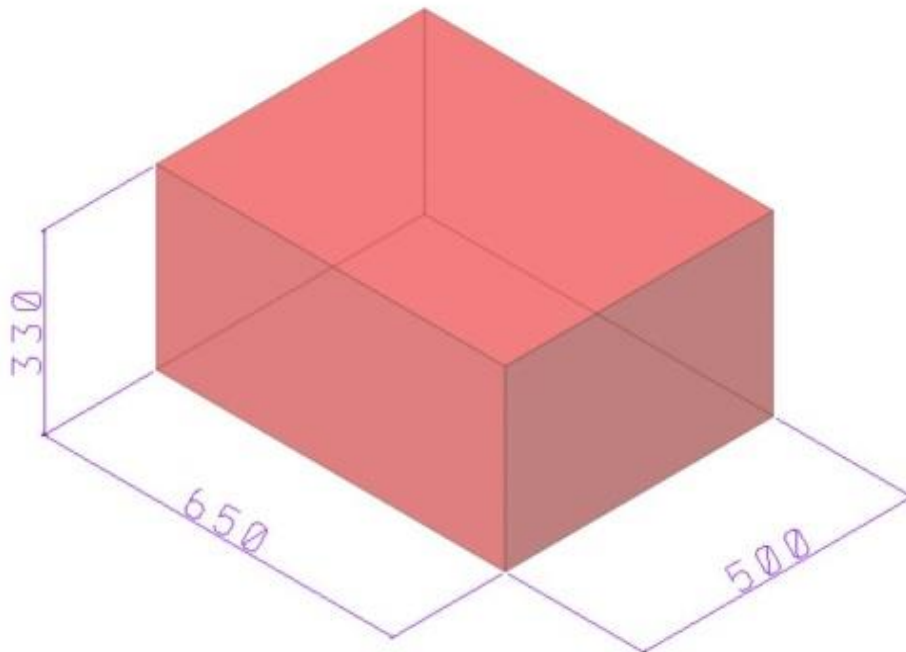
Zdvih nevratného absorbéru energie stanovuji na 374 mm.

9.3.4 Celkové rozměry nevratného absorbéru

Při návrhu uvažuji vytvoření nevratného absorbéru z voštinové struktury 6.350x0.0381. Voštinové struktury jsou schopny se plasticky deformovat při zachování stejného deformačního napětí až do poměrného stlačení 75 %. Poté se již začne materiál hutnit a zatěžující napětí strmě stoupá. Z této znalosti si pomocí vztahu (9.10) dopočítám celkovou délku nevratného absorbéru.

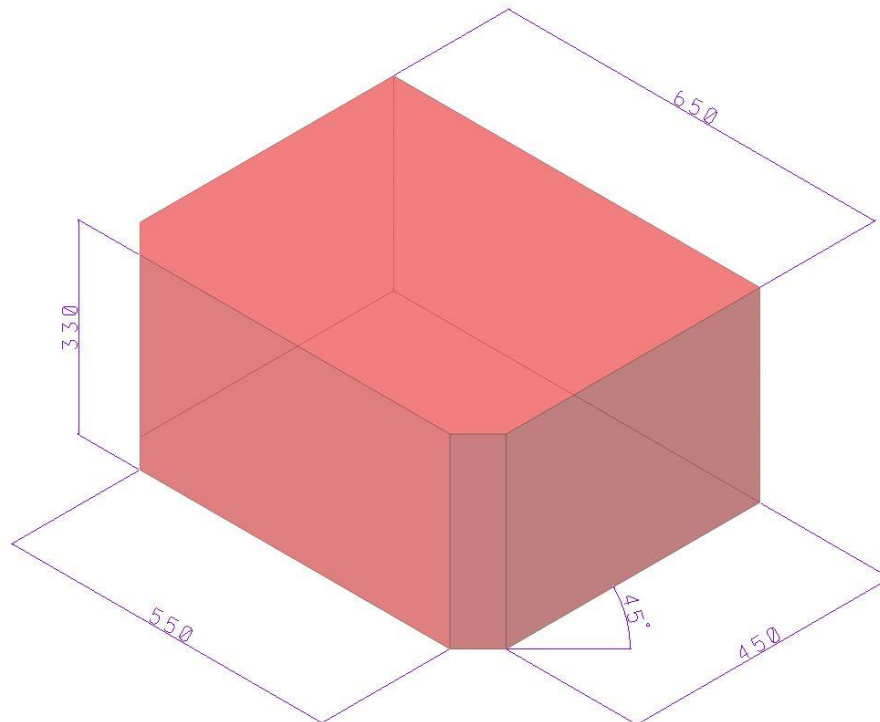
$$h = \frac{s}{0,75} = \frac{374}{0,75} \cong 500 [mm] \quad (9.10)$$

Pro další návrh uvažuji délkový rozměr nevratného absorbéru 500 mm. Výsledné rozměry nevratné absorbéry jsou 330 x 650 x 500 mm (v x š x h). Nevratný absorbér je znázorněn na obr. 9-14.



Obr. 9-14: Rozměry nevratného absorbéru energie

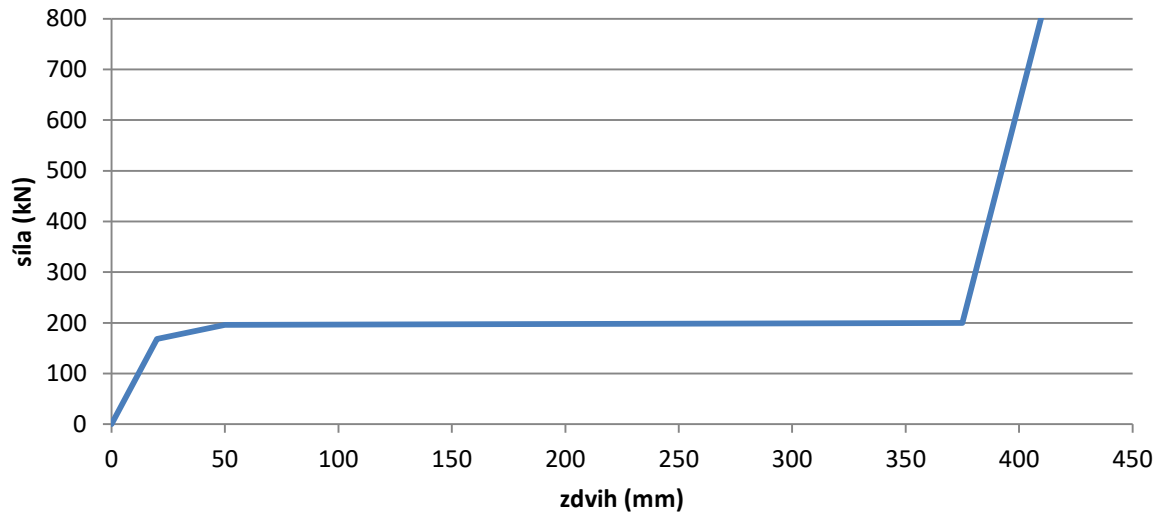
Pro zlepšení deformačních vlastností nevratného absorbéru při čelněbočních srážkách navrhuji zkosení kontaktních hran pod úhlem 45° . Maximální možné zkosení kontaktních hran je síla deformující čelní plochu nevratného absorbéru. Tato síla musí být vyšší, než maximální síla deformující vratné absorbéry energie, tedy 164,62 kN. Z této podmínky vyplývá minimální možná čelní plocha nevratného absorbéru. Výsledný návrh nevratných absorbérů je znázorněn na *obr. 9-15*.



Obr. 9-15: Rozměry nevratného absorbéru energie

9.3.5 Deformační charakteristika nevratného absorbéru

Pro průběh deformační charakteristiky je nutné, aby výsledná absorbovaná energie byla větší, než energie určená konstrukčním scénářem srážky s totožnou tramvají. Průběh deformační charakteristiky nevratného absorbéru energie je dán rozměry použité voštinové struktury a deformačním napětím dané struktury. Průběh deformační charakteristiky pro jeden nevratný absorbér je znázorněn v *graf 9-5*.



Graf 9-5: Průběh deformační charakteristiky nevratného absorbéru

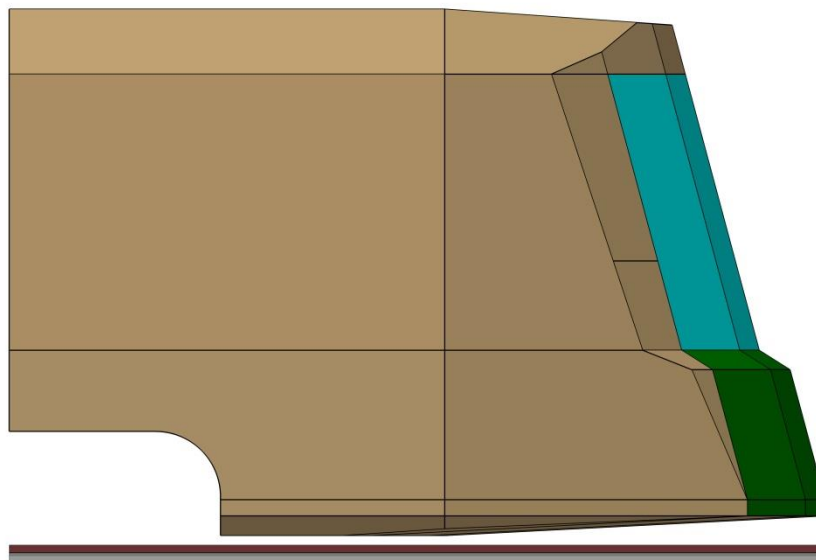
Nevratný absorbér energie s touto deformační charakteristikou je schopný absorbovat energii 71,6 kJ. Na tramvaji budou dva tyto prvky. Dohromady jsou schopny absorbovat energii 143,2 kJ. Konstrukční scénář srážky stanovil potřebu absorbovat energii o hodnotě 166 kJ, ale 24,1 kJ již absorbují vratné absorbéry energie. Takto navržené vratné absorbéry splňují požadavek na velikost absorbované energie.

9.4 Koncepční návrh rozmístění deformačních prvků na čelo kabiny tramvaje

V této kapitole se budu zabývat návrhy rozmístění deformačních prvků na čele kabiny tramvaje.

Z předešlých kapitol jsou pro rozmístění deformačních prvků na čele kabiny tramvaje důležité tyto požadavky:

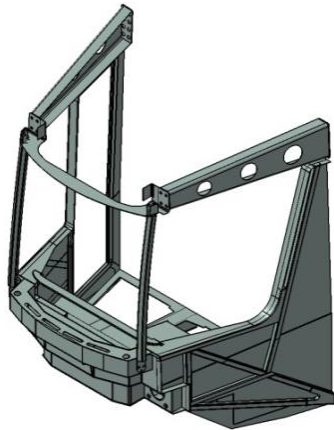
- V kapitole 2.2. *Pasivní bezpečnost* jsem určil vhodné tvary čel tramvajů. Z požadavku na vhodné čelo vyplývá, že je nutné umístit vratné absorbéry energie do stejné výšky jako dolní nevratné absorbéry energie. Toto umístění vratných absorbérů energie zajistí vhodnější tvar čela pro bezpečnost chodce při srážce s tramvají. Tento tvar čela je znázorněn na *obr. 9-16*.
- V kapitole 7. *Kompatibilita tramvaje při srážce s automobily* jsem určil, že nevratné absorbéry budou řešeny pomocí dvou totožných prvků. První prvek bude umístěn 200 až 530 mm nad temenem koleje. Druhý prvek bude umístěn 750 až 1080 mm nad temenem koleje.
- V kapitole 9.2. *Návrh vratného absorbéru* jsem určil rozměry vratného absorbéru energie. Jeho rozměry jsou 330 x 650 x 400 mm (v x š x h).
- V kapitole 9.3. *Návrh nevratného absorbéru* jsem určil rozměry nevratného absorbéru energie. Jeho rozměry jsou 330 x 650 x 500 mm (v x š x h).



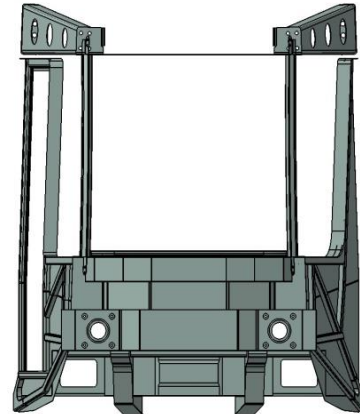
Obr. 9-16: Vhodný tvar čela tramvaje pro srážku s chodcem

Zdroj: Projekt 4 - Bc. Vojtěch Zelený

Společností Škoda Transportation a.s. mi byl poskytnut 3D model kabiny tramvaje. Na tuto kabinu provedu návrh rozmístění deformačních prvků podle požadavků na deformační prvky popsané na začátku této kapitoly. Poskytnutý model kabiny případně upravím, aby kabina lépe vyhovovala rozmístění mnou navržených deformačních prvků. Kabina je znázorněna na *obr. 9-17* a *obr. 9-18*.



Obr. 9-17: Model kabiny tramvaje - varianta 1



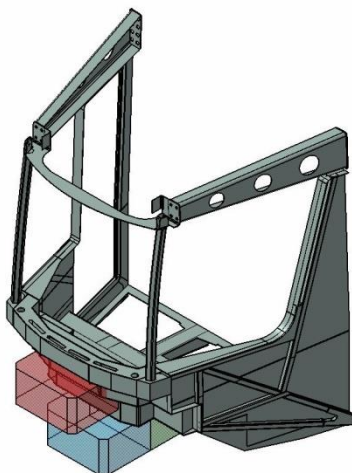
Obr. 9-18: Model kabiny tramvaje - varianta 1

Pro přehlednost obrázků návrhů rozmístění deformačních prvků jsem pro každý absorber energie zvolil barevné označení. Vratné absorbéry značím zelenou barvou. Spodní nevratné absorbéry značím modrou barvou a horní nevratné absorbéry značím červenou barvou. Toto barevné označení dodržuji v celé kapitole 9.4. *Koncepční návrh rozmístění deformačních prvků na čelo kabiny tramvaje.*

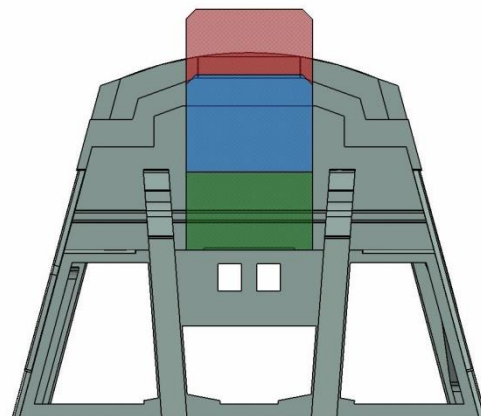
9.4.1 Rozmístění deformačních prvků - varianta 1

První návrh rozmístění deformačních prvků jsem provedl na kabinu znázorněnou na *obr. 9-17* a *obr. 9-18*.

Návrh rozmístění deformačních prvků je znázorněn na *obr. 9-19* a *obr. 9-20*. Vratné absorbéry energie jsem uchytil na desku spřáhla. Před vratné absorbéry jsem upevnil spodní nevratné absorbéry. Horní nevratné jsem uchytil k čelním plechům příčnicku kabiny.



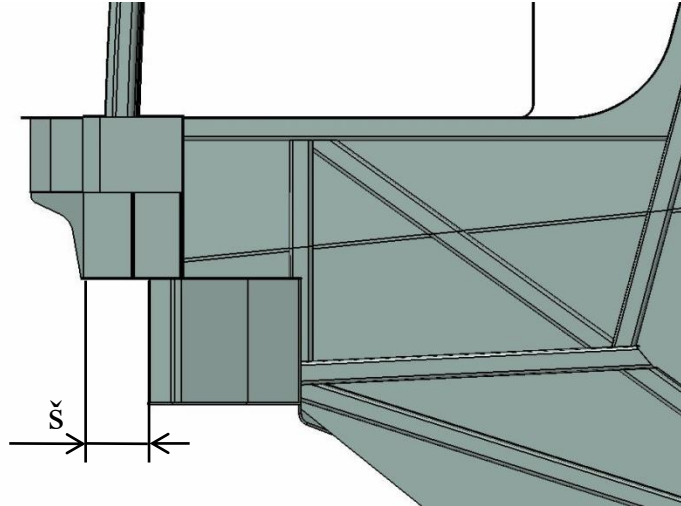
Obr. 9-19: Rozmístění deformačních prvků – varianta 1



Obr. 9-20: Rozmístění deformačních prvků – varianta 1

Po prozkoumání této varianty rozmístění deformačních prvků na čele kabiny jsem vyvodil tyto závěry:

- Kabina znázorněná na *obr. 9-17* a *obr. 9-18* byla konstruovaná pro použití deformačních prvků kombinujících plyno-hydraulické nebo hydrostatické absorbéry energie pro vratný zdvih a deformační trubky jako nevratné absorbéry energie. Proto nejsou čelní plechy příčniku v rovině, ale jsou vůči sobě přesazeny o šířku nárazníku (δ). Přesazení čelních plechů příčniku je znázorněno na *obr. 9-21*. Pro použití mnou navržených voštinových absorbérů je potřeba čelní plechy příčniku zarovnat, aby vznikla dostatečně velká plocha pro uchycení horních nevratných absorbérů.



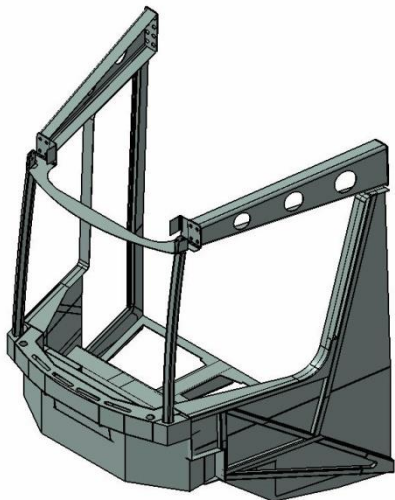
Obr. 9-21: Přesazení čelních plechů příčniku kabiny

- Vratné absorbéry a spodní nevratné absorbéry jsou uchyceny k desce spřáhla. Kvůli tvaru hrubé stavby kabiny se vratné absorbéry a spodní nevratné absorbéry nedostanou do kontaktu s druhým vozidlem, jelikož čelní plocha spodního nevratného absorbéru je umístěna až za maximálním zdvihem horního nevratného absorbéru. A nejsou tedy schopny pohltit žádnou energii při srážce.
- Vnější obložení hrubé stavby tramvaje pro toto rozmístění deformačních prvků mělo nevhodný tvar pro zvýšení bezpečnosti chodce při srážce s tramvají. Tvar nevhodného čela je znázorněn na *obr. 2-6*.

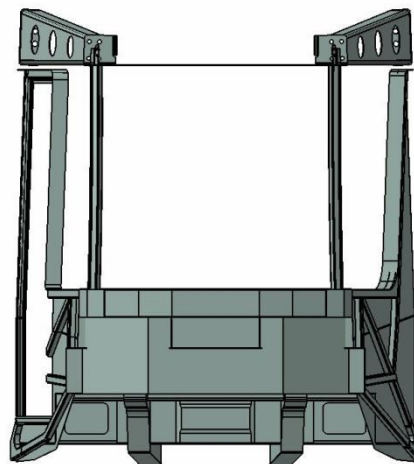
Z těchto důvodů jsem určil, že tato varianta rozmístění deformačních prvků není vhodná a je potřeba upravit model kabiny.

9.4.2 Rozmístění deformačních prvků - varianta 2

Z poznatků první varianty rozmístění deformačních prvků jsem upravil model kabiny tramvaje. Model kabiny je znázorněn na *obr. 9-22* a *obr. 9-23*. Čelní plechy příčniku jsem zarovnal do roviny. Tím vznikne dostatečně velká plocha pro uchycení horních nevratných absorbérů energie. Zbytek kabiny ponechám beze změny.



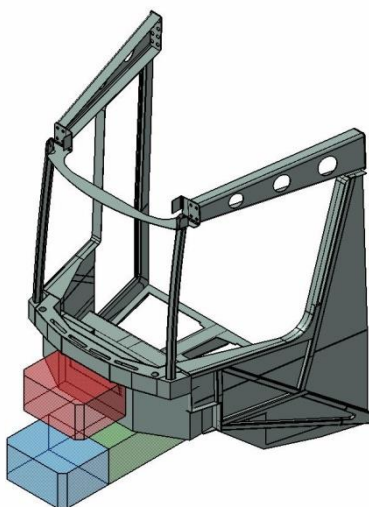
Obr. 9-22: Model kabiny tramvaje – varianta 2



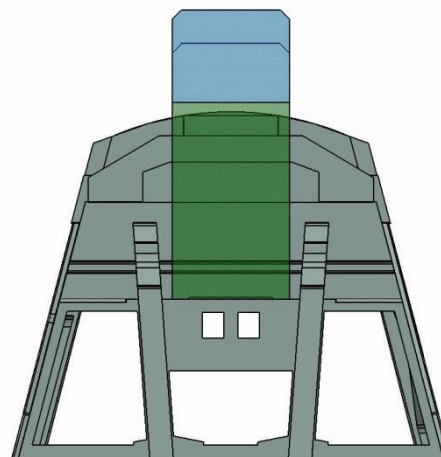
Obr. 9-23: Model kabiny tramvaje – varianta 2

Pro dosažení předsunutí spodních nevratných absorbérů vůči horním nevratným absorbérům změním hloubkový rozměr vratných absorbérů při zachování stejného zdvihu. Výsledný rozměr vratného absorbéru volím 330 x 650 x 1067,5 mm (v x š x h). Tím zajistím, že budou spodní nevratné absorbéry předsunuty oproti horním nevratným absorbérům o hodnotu zdvihu vratných absorbérů. Při maximálním stlačení vratných absorbérů budou čelní plochy spodních i horních nevratných absorbérů v jedné rovině.

Návrh rozmístění deformačních prvků je znázorněn na *obr. 9-24* a *obr. 9-25*. Vratné absorbéry energie jsem uchytil na desku spřáhla. Před vratné absorbéry jsem upevnil spodní nevratné absorbéry. Horní nevratné jsem uchytil k čelním plechům příčniku.



Obr. 9-25: Rozmístění deformačních prvků – varianta 2



Obr. 9-24: Rozmístění deformačních prvků – varianta 2

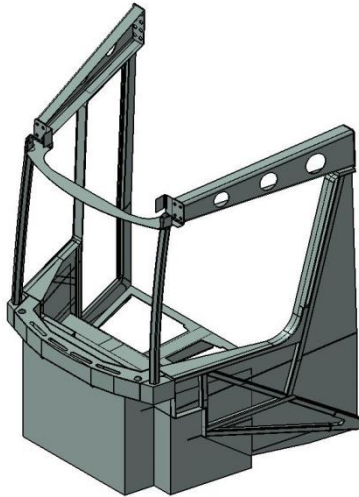
Po prozkoumání této varianty rozmístění deformačních prvků na čele kabiny jsem vyvodil tyto závěry:

- Na zarovnané čelní plechy příčnicku lze upevnit horní nevratné absorbéry do vhodné výšky pro srážku s nákladními automobily. Tuto změnu hrubé stavby kabiny ponechám i pro další návrhy rozmístění deformačních prvků.
- Na uchycení vratných absorbérů k hrubé stavbě skříně působí velký ohybový moment od tíhy vratných a spodních nevratných absorbérů energie z důvodu jejich velké délky.
- Vratné absorbéry energie zabírají velký prostor na čele kabiny při zachování stejného zdvihu. Prodloužení vratných absorbérů není vhodné a pro další návrh použiji opět mnou navržené rozměry vratných absorbérů.

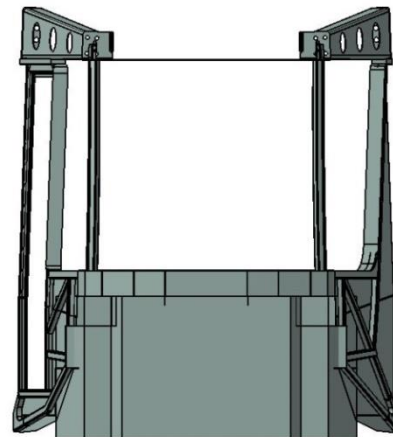
Z těchto důvodů jsem určil, že tato varianta rozmístění deformačních prvků není vhodná a je potřeba upravit model kabiny.

9.4.3 Rozmístění deformačních prvků - varianta 3

Z poznatků druhé varianty rozmístění deformačních prvků jsem upravil model kabiny tramvaje. Model kabiny je znázorněn na *obr. 9-26* a *obr. 9-27*. Celou čelní plochu kabiny jsem zarovnal do roviny na úroveň čelního příčného plechu. Tím vznikne na čele tramvaje dostatečně velká plocha, abych na ni mohl upevnit spodní i horní nevratné absorbéry.

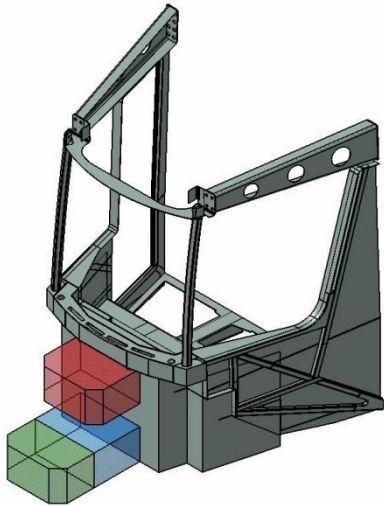


Obr. 9-26: Model kabiny tramvaje – varianta 3

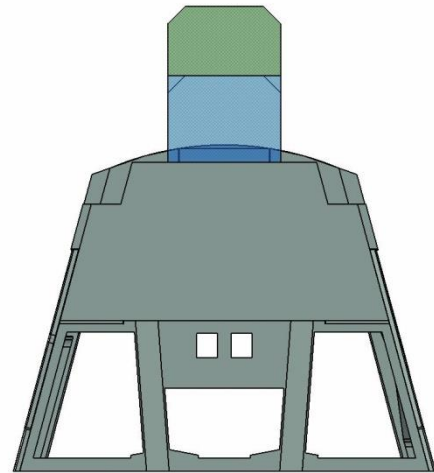


Obr. 9-27: Model kabiny tramvaje – varianta 3

Spodní a horní nevratné absorbéry jsem uchytil na čelní plochu kabiny tramvaje. Ke spodním nevratným absorbérům jsem uchytil vratné absorbéry energie. Návrh rozmístění deformačních prvků je znázorněn na *obr. 9-28* a *obr. 9-29*.



Obr. 9-28: Rozmístění deformačních prvků – varianta 3



Obr. 9-29: Rozmístění deformačních prvků – varianta 3

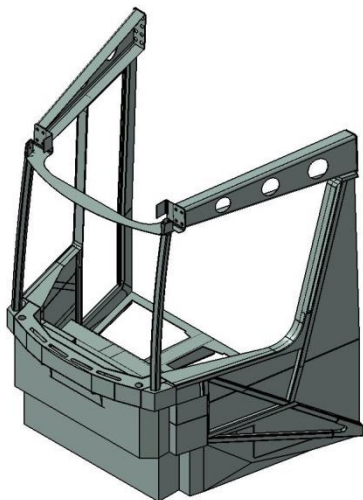
Po prozkoumání této varianty rozmístění deformačních prvků na čele kabiny jsem vyvodil tyto závěry:

- Spodní a horní nevratné absorbéry nemohou být řešeny stejným prvkem, jelikož na spodní nevratný absorbér se musí dát přichytit vratný absorbér energie.
- Vratné absorbéry energie jsou uchyceny před spodní nevratné absorbéry energie. Kvůli tomu výsledné deformační prvky zabírají velký zástavbový prostor před čelem kabiny tramvaje.

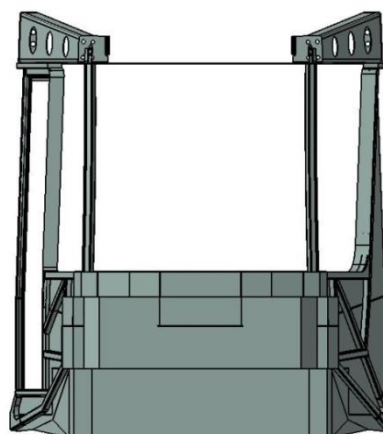
Z těchto důvodů jsem určil, že tato varianta rozmístění deformačních prvků není vhodná a je potřeba upravit model kabiny.

9.4.4 Rozmístění deformačních prvků - varianta 4

Při návrhu této varianty jsem zarovnal horní část čela kabiny do roviny na úroveň čelního příčného plechu. Spodní část čela kabiny jsem zarovnal a zasunul o hodnotu rozdílu celkové hloubky vratných absorbérů a jejich zdvihu vůči horní zarovnané ploše. Takto upravená kabina je znázorněna na *obr. 9-30* a *obr. 9-31*.

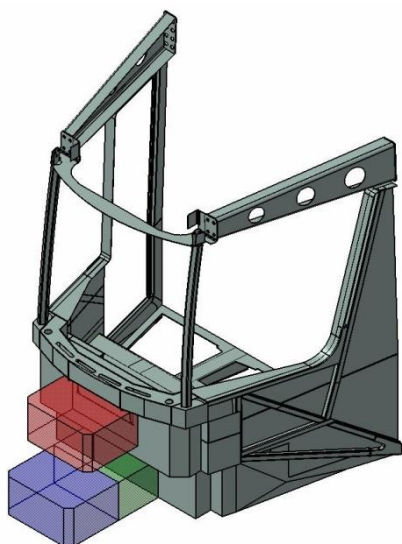


Obr. 9-30: Model kabiny tramvaje – varianta 4

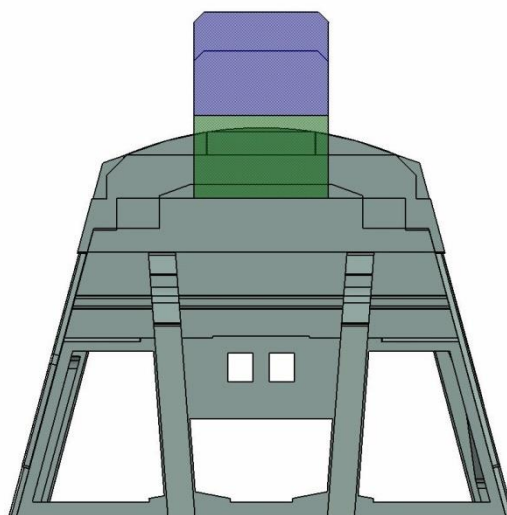


Obr. 9-31: Model kabiny tramvaje – varianta 4

Horní nevrátné absorbéry jsem uchytil na čelní plochu kabiny tramvaje. Vratné absorbéry energie jsem uchytil ke spodní části čela kabiny. K vratným absorbérům jsem uchytil spodní nevrátné absorbéry energie. Návrh rozmístění deformačních prvků je znázorněn na *obr. 9-32* a *obr. 9-33*.



Obr. 9-32: Rozmístění deformačních prvků – varianta 4



Obr. 9-33: Rozmístění deformačních prvků – varianta 4

Po prozkoumání této varianty rozmístění deformačních prvků na čele kabiny jsem vyvodil tyto závěry:

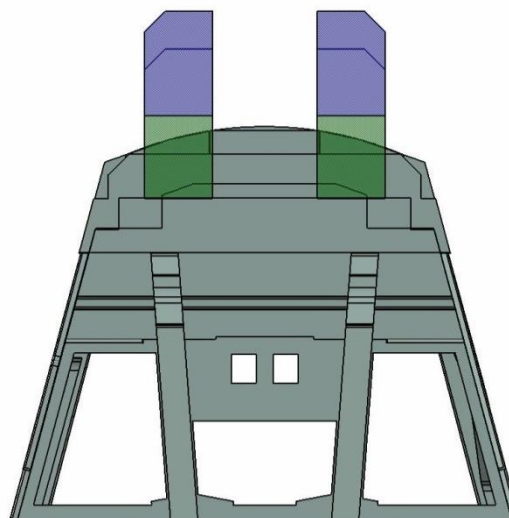
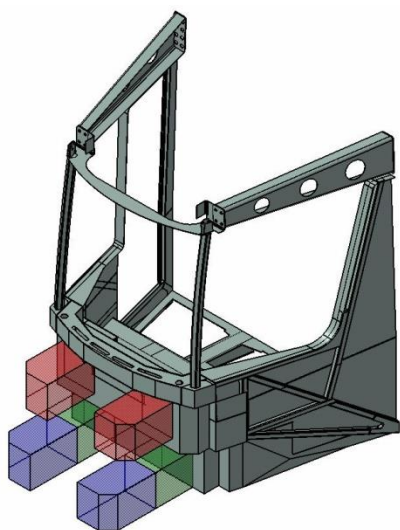
- Umístění vratných absorbérů energie za deformační prvky zmenší výsledné zástavbové nároky před čelem tramvaje.
- Z kapitoly 4. Statistika nehodovosti tramvají je patrné, že se tramvaj nejčastěji srazí čelněbočně s jiným vozidlem. Při těchto srážkách by došlo k větší deformaci jedné části deformačních prvků. Druhá část by zůstala skoro nepoškozena. Přesto by se musela vyměnit celá sestava deformačních prvků, a tím by se prodražily celkové náklady za opravu tramvaje po nehodě.
- Při umístění absorbérů energie do středu kabiny hrozí, že při čelněbočních srážkách nejdříve nedojde ke kontaktu druhého vozidla s absorbéry energie, ale s hrubou stavbou. To by zapříčinilo porušení hrubé stavby a nutnost její opravy i při méně závažných nehodách.

Z těchto uvedených důvodů jsem určil, že tato varianta rozmístění deformačních prvků není vhodná, ale úprava kabiny pro uchycení deformačních prvků vhodná je. Pro další návrh rozmístění deformačních prvků budu uvažovat stejný model kabiny.

9.4.5 Rozmístění deformačních prvků - varianta 5

Při návrhu této varianty jsem vycházel z varianty 4. Použil jsem stejný model kabiny jako u varianty 4. Model kabiny je znázorněn na *obr. 9-30* a *obr. 9-31*.

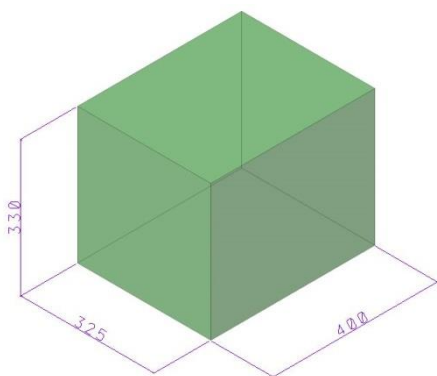
Oproti variantě 4 jsem rozdělil deformační prvky do čtyř skupin, namísto dvou jako u předchozích návrhů rozmístění deformačních prvků. Tyto skupiny jsem pak umístil dál od podélné osy kabiny. Při čelněboční srážce dojde k deformaci pouze poloviny deformačních prvků a nikoli celé sestavy. Tímto opatřením očekávám zlevnění výsledné opravy poškození tramvaje. Při návrhu uvažuji použití stejných deformačních prvků jak pro horní, tak i pro spodní nevratné absorbéry energie. Návrh rozmístění deformačních prvků je znázorněn na *obr. 9-34* a *obr. 9-35*.



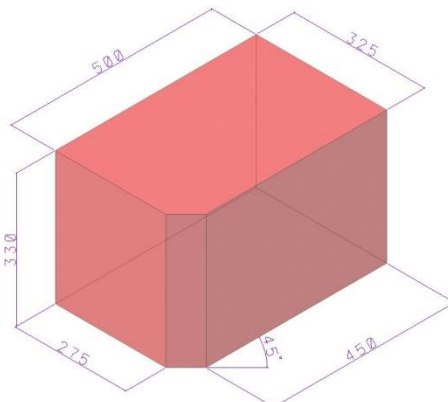
Obr. 9-34: Rozmístění deformačních prvků – varianta 5

Obr. 9-35: Rozmístění deformačních prvků – varianta 5

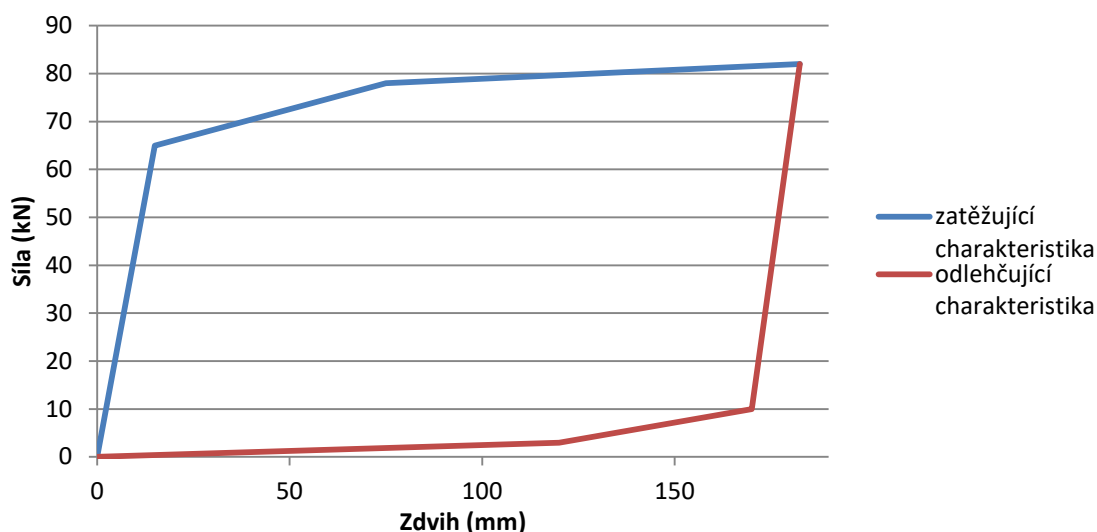
Při návrhu této varianty rozmístění uvažuji rozdělení vratných i nevratných absorberů energie na polovinu. Rozměry vratných absorberů jsou znázorněné na *obr. 9-36* a deformační charakteristika v *graf 9-6*. Rozměry nevratných absorberů jsou znázorněny na *obr. 9-37* a deformační charakteristika v *graf 9-7*.



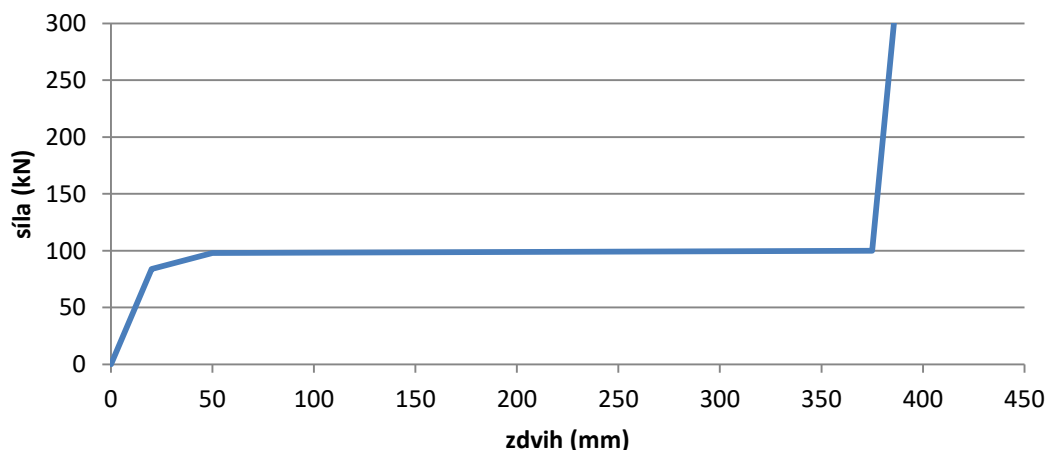
Obr. 9-36: Rozměry vratného absorberu energie



Obr. 9-37: Rozměry nevratného absorberu energie



Graf 9-6: Průběh deformační charakteristika vratného absorberu



Graf 9-7: Průběh deformační charakteristiky nevratného absorberu energie

9.4.6 Shrnutí kapitoly rozmístění deformačních prvků na čele kabiny tramvaje

Poskytnutá kabina od společnosti Škoda Transportation a.s. není vhodná pro umístění mnou navržených deformačních prvků. Proto jsem provedl úpravy této kabiny, aby lépe vyhovovala uchycení mnou navržených deformačních prvků. Model upravené kabiny je znázorněn na *obr. 9-30* a *obr. 9-31*.

Na tuto kabinu jsem provedl návrh rozmístění deformačních prvků. Návrh rozmístění deformačních prvků je znázorněn na *obr. 9-34* a *obr. 9-35*. Tento návrh rozmístění deformačních prvků splňuje požadavky na umístění deformačních prvků, které jsem stanovil na začátku kapitoly 9.4. *Koncepční návrh rozmístění deformačních prvků na čelo kabiny tramvaje*.

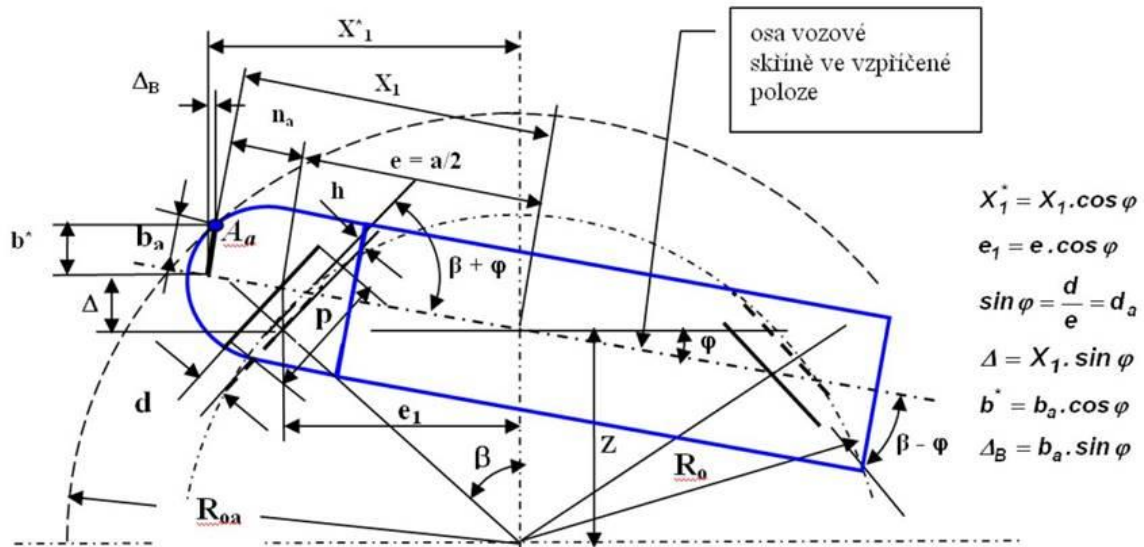
V dalších kapitolách zkontroluji, zda mnou navržené rozmístění deformačních prvků splňuje podmínku vnějšího omezení zástavbového prostoru, a dále provedu kontrolu možnosti umístění dalších funkčních prvků na čelo tramvaje vedle deformačních prvků.

Vnější omezení zástavbového prostoru pro deformační prvky je dáno podmínkou vnějšího vybočení bodů povrchu tramvaje ve směrových obloucích. Tato podmínka je popsána v normě ČSN 28 0337:1994 [9]. Kontrolou vnějšího omezení zástavbového prostoru se zabývám v kapitole 9.5. *Vnější omezení zástavbového prostoru*.

Funkční prvek na čele tramvaje s největším požadavkem na zástavbový prostor je spřáhlo. Proto vyberu nejvhodnější typ spřáhla, který bude možné umístit na čelo tramvaje vedle mnou navržených deformačních prvků. Volbou vhodného typu spřáhla se zabývám v kapitole 9.6. *Volba typu spřáhla*.

9.5 Vnější omezení zástavbového prostoru

Vnější omezení zástavbového prostoru čela tramvaje je dáno vnějším vybočením tramvaje ve směrovém oblouku koleje. Tato situace je znázorněna na *obr. 9-38*. Pro zjednodušení výpočtu mohou uvažovat první článek mnou zvolené tramvaje za samostatný čtyřnápravový vůz a pro ten si stanovit vztah pro výpočet vnějšího vybočení tramvaje. Toto zjednodušení mohou udělat, jelikož první článek mnou zvolené tramvaje má dva podvozky, a bude se v oblouku chovat obdobně jako samotný čtyřnápravový vůz. [2]



Obr. 9-38: Čtyřnápravový vůz ve vzpříčené poloze při průjezdu směrovým obloukem - vnější vybočení vozidla

Zdroj: [28]

Z *obr. 9-38* je možné sestavit vztah (9.11) pro vnější vybočení tramvaje ve směrovém oblouku [2]:

$$E_a = \sqrt{R_0^2 + b_a^2 + \left(\frac{a}{2} + n_a\right)^2 - \frac{p^2}{4} - \frac{a^2}{4} + d^2 + 4 * \frac{d}{a} * \left(\frac{a}{2} + n_a\right) * \sqrt{R_0^2 - \frac{p^2}{4} - \frac{a^2}{4} + d^2} + 2 * b_a * \sqrt{R_0^2 - \frac{p^2}{4} - \frac{a^2}{4} + d^2} * \sqrt{1 - \frac{4 * d^2}{a^2}} - R_0} \quad (9.11)$$

kde:

E_a - je vnější vybočení bodů povrchu tramvaje;

R_0 - je poloměr oblouku koleje;

b_a - je vzdálenost vyšetřovaného bodu povrchu tramvaje od podélné osy tramvaje;

a - je vzdálenost otočných čepů čtyřnápravové tramvaje;

n_a - je vzdálenost vyšetřovaného bodu od otočného čepu podvozku;

p - je rozvor podvozku;

d - jsou příčné radiální vůle tramvaje.

Příčná radiální vůle tramvaje je dána vztahem (9.12):

$$d = \frac{e_{kol} - e_{DVopotř.} + 5}{2} + q + w_p \quad (9.12)$$

kde:

e_{kol} - je maximální rozchod koleje za provozu;

$e_{DVopotř.}$ - je minimální hodnota rozchodu dvojkolí;

q - je příčná vůle ve vedení dvojkolí;

w_p - je příčná vůle mezi podvozkem a skříní.

Toto vypočítané vnější vybočení musí ve všech zkoumaných poloměrech směrových oblouků splňovat podmínku:

$$E_a \leq k + \Delta_{a(R_0)} \quad (9.13)$$

kde:

k - je poloviční šířka obrysu pro tramvaje v přímé trati;

$\Delta_{a(R_0)}$ - je rozšíření vnější části obrysu pro tramvaje v oblouku koleje v závislosti na poloměru směrového oblouku.

Pro výpočet vnějšího vybočení tramvaje jsem použil tyto hodnoty:

$$R_0 = 20\,000 \text{ [mm]};$$

$$a = 5280 \text{ [mm]};$$

$$p = 1800 \text{ [mm]};$$

$$e_{kol} = 1450 \text{ [mm]};$$

$$e_{DVopotř.} = 1410 \text{ [mm]};$$

$$q = 5 \text{ [mm]};$$

$$w_p = 20 \text{ [mm]};$$

$$d = \frac{1450 - 1410 + 5}{2} + 5 + 20 = 47,5 \text{ [mm]}$$

$$k = 1350 \text{ [mm]};$$

$$\Delta_{a(R_0)} = 650 \text{ [mm]};$$

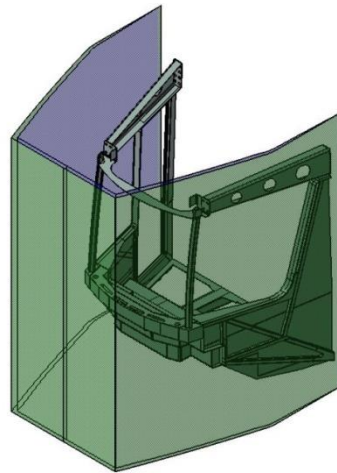
Pro zjištění vnějšího omezení zástavbového prostoru jsem si v programu Matlab vytvořil skript, který mi v závislosti na vzdálenosti bodu povrchu tramvaje od otočného čepu předního podvozku dopočítá hodnotu vnějšího omezení zástavbového prostoru. Celý skript v programu Matlab pro výpočet vnějšího omezení zástavbového prostoru je nahrán na CD, které je přiložené k této diplomové práci.

Vypočítané hodnoty maximální šířky tramvaje (hodnota y) v závislosti na vzdálenosti od otočného čepu předního podvozku (hodnota x) jsem shrnul v *tab. 9-3*.

Tab. 9-3: Souhrn bodů vymežující vnější zástavbové prostory tramvaje

x	[mm]	0	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3100	3200	3300
y	[mm]	1304	1260	1256	1251	1247	1242	1237	1235	1233	1230
x	[mm]	3400	3500	3600	3700	3800	3900	4000	4050	4100	4150
y	[mm]	1228	1214	1187	1155	1123	1090	1057	1040	1023	1006
x	[mm]	4200	4300	4400	4500	4550	4600	4650	4700	4750	4800
y	[mm]	989	954	919	883	864	846	828	809	790	772

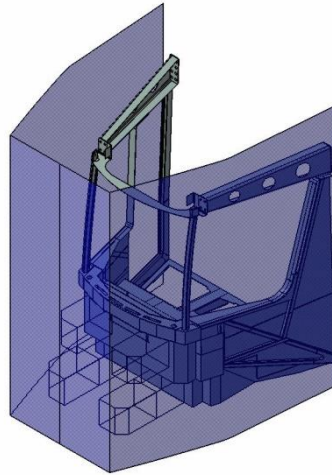
Pro lepší přehlednost a kontrolu rozměrů deformačních prvků jsem z těchto bodů vytvořil v programu Catia V5 3D plochu. Tato plocha značí vnější omezení zástavbového prostoru kabiny tramvaje. Na *obr. 9-39* je tato plocha znázorněna zelenou barvou. Deformační prvky však musí být zakryty vnějším obložením kabiny. Po konzultaci s kolegou Bc. Vojtěchem Zeleným, který navrhuje vnější obložení čela tramvaje s ohledem na bezpečnost chodce při srážce s tramvají, jsem stanovil šířkové zástavbové prostory pro vnější obložení kabiny na 75 mm. O tuto hodnotu jsem odsadil od plochy pro vnější omezení zástavbového prostoru kabiny tramvaje plochu, která označuje maximální vnější zástavbové prostory pro deformační prvky. Plocha znázorňující maximální vnější zástavbové prostory pro deformační prvky je na *obr. 9-39* znázorněna modrou barvou.



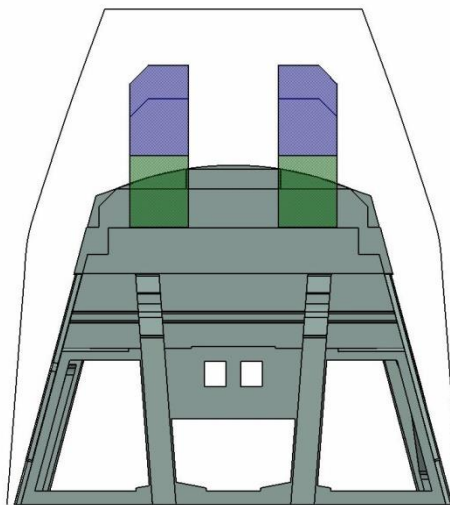
Obr. 9-39: Omezení vnějších zástavbových prostor pro deformační prvky

9.5.1 Kontrola vnějšího omezení zástavbových prostor

Kontrolu vnějšího omezení zástavbových prostor mnou navrženého rozmístění deformačních prvků na čele tramvaje, jsem provedl pomocí 3D modelů vytvořených v programu Catia V5. Kontrolní modely jsou znázorněny na *obr. 9-41* a *obr. 9-40*.



Obr. 9-41: Kontrola vnějšího omezení zástavbových prostor



Obr. 9-40: Kontrola vnějšího omezení zástavbových prostor

Z *obr. 9-41* a *obr. 9-40* je patné, že deformační prvky rozmístěné na čele tramvaje podle mnou navrženého rozmístění nepřesahují křivku pro maximální vnější zástavbové prostory. Návrh rozmístění deformačních prvků podle varianty 5 splňuje podmínku na vnější omezení zástavbových prostor.

9.6 Volba typu spřáhla

V této kapitole vyberu typ spřáhla, které je možné umístit na čelo tramvaje vedle mnou navrženými deformačními prvky. [2]

U tramvají se nejčastěji používají čtyři základní typy spřáhel:

- manuální spřáhlo pevné,
- manuální spřáhlo pevné nasazovací,
- manuální spřáhlo skládací,
- automatické spřáhlo skládací.



Obr. 9-42: Manuální spřáhlo pevné na tramvaji T3

Zdroj: <https://pratramvaje.mypage.cz/menu/tramvaje/t3r-p-v>



Obr. 9-43: Manuální spřáhlo pevné nasazovací na tramvaji 15T

Zdroj: Projekt 3 - Bc. Michal Barnet



Obr. 9-44: Manuální spřáhlo skládací na tramvaji 30T

Zdroj: Projekt 3 - Bc. Michal Barnet



Obr. 9-45: Automatické spřáhlo skládací na tramvaji 28T

Zdroj: <https://www.denik.cz/galerie/tramvaje-ze-sumperku.html?photo=5>

Při volbě spřáhla jsem uvažoval tyto skutečnosti:

- Spřáhla na tramvajích jsou používána minimálně, pokud neslouží k pravidelnému sestavování delších tramvajových jednotek v případě nutnosti posílení přepravní kapacity tramvajových spojů. Jinak jsou využívána pouze při odtahu nepojížděné tramvaje po nehodě nebo při jiné závadě.
- Spřáhla jsou velice drahá zařízení. Automatická spřáhla stojí kolem 800 000 korun za jeden kus a manuální skládací spřáhla stojí kolem 85 000 korun za jeden kus. Avšak na tramvaji jsou vždy umístěna dvě spřáhla, jedno na předním čele a druhé na zadním čele tramvaje. Nasazovací spřáhlo použité na tramvajích 15T stojí 55 000 korun a je na tramvaji pouze jedno. Odmontované spřáhlo je uloženo v interiéru tramvaje a je možné ho použít na obou čelech tramvaje.
- Spřáhla jsou velice těžká zařízení, což je, při snaze snižovat neúčinnou hmotnost tramvaje, velký problém. Automatické spřáhlo tramvaje váží kolem 340 kg, pevné manuální spřáhlo skládací váží kolem 110 kg. Při použití těchto spřáhel je opět problém, že musí být spřáhlo umístěno na obou čelech tramvaje. Nasazovací spřáhlo na tramvaji 15T váží pouhých 45 kg.
- Skládací spřáhla musí být během běžného provozu složena. To vede k velkým nárokům na zástavbové prostory na čelech tramvaje. Na obr. 9-46 je patrné, že složené spřáhlo zabírá celou šířku kabiny.

- Při srážkách za vyšších rychlostí se manuální spřáhlo pevně chová jako tuhé beranidlo. Tento problém je nejvíce patrný při srážce tramvaje s osobním automobilem nebo při srážce s chodcem. Na *obr. 9-47* je znázorněn osobní automobil po srážce s tramvají typu T3, která má manuální spřáhlo pevné. Na obrázku je patrné, kudy spřáhlo proniklo do prostoru pro cestující osobního automobilu, kde zranilo řidiče. Složené spřahovací zařízení je naopak při srážce s osobním automobilem často poškozeno, jelikož deformační prvky tramvaje jsou umístěny výše než deformační prvky osobního automobilu. Osobní automobil se začne deformovat až o složené spřáhlo, což vede k poškození spřáhla a potřebě ho po nárazu vyměnit. Výměna spřáhla značně prodražuje i méně závažné nehody tramvají.



Obr. 9-46: Manuální spřáhlo skládací ve složeném stavu

Zdroj: Projekt 3 - Bc. Michal Barnet



Obr. 9-47: Průnik spřáhla do interiéru osobního automobilu

Zdroj: https://zpravy.idnes.cz/obrazem-dopravu-v-centru-prahy-ochromila-srazka-auta-s-tramvaji-p8j-krimi.aspx?c=A090904_121119_krimi_pei

Z těchto poznatků jsem jako nejvhodnější typ spřáhla vybral manuální spřáhlo nasazovací, obdobné tomu, které je použité na tramvajích 15T. Ostatní typy spřáhel nelze použít z těchto důvodů:

- skládací spřáhla zabírají ve složeném stavu celou šířku tramvaje. Proto není možné tato spřáhla použít, jelikož by vedle nich nešlo umístit mnou navržené deformační prvky pro srážku s osobními automobily.
- pevná spřáhla nelze během běžného provozu schovat. Při srážce tramvaje s jiným vozidlem se pak chovají jako tuhá beranidla. Tuhé beranidlo může při srážce s osobním automobilem proniknout do prostoru pro posádku. Tím se zvyšuje riziko zranění posádky druhého vozidla. Proto nelze tento typ spřáhla použít.

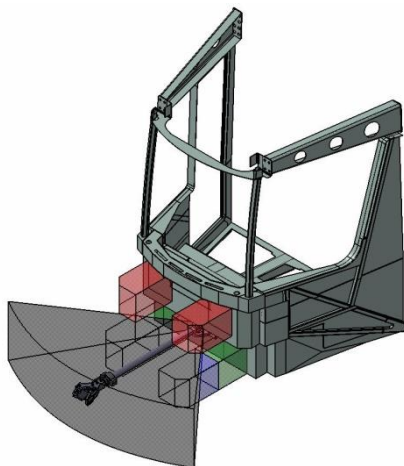
9.6.1 Kontrola umístění spřáhla

V této kapitole provedu kontrolu, zda mnou zvolené spřáhlo nezabírá na čele tramvaje moc velké zástavbové prostory, které by zasahovaly do umístění mnou navrženého rozmístění deformačních prvků na čele tramvaje.

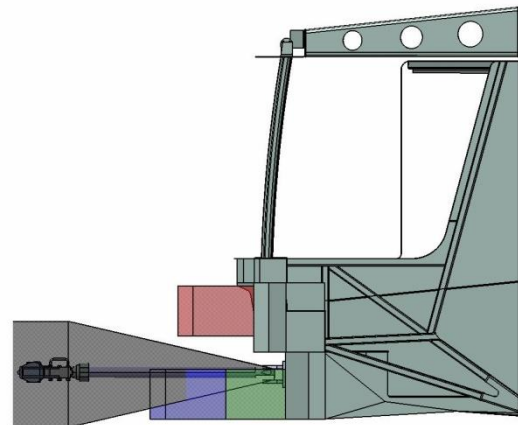
Výšková poloha umístění spřáhla nad temenem koleje je dána požadavky dopravního podniku, kde bude tramvaj provozována, aby se dosáhlo kompatibility spřahovacích ústrojí stávajících tramvajů s těmi novými. U tramvajů jezdících v Praze je spřáhlo umístěno do výšky 525 mm nad temenem koleje.

Při kontrole uvažuji rotaci spřáhla kolem svislé osy z v rozsahu $\pm 40^\circ$ a rotaci kolem příčné osy y v rozsahu $\pm 8^\circ$. Rozsahy pohybů spřáhel jsou dány požadavkem na průjezd spřažených tramvajů traťovými oblouky. Rozsahy pohybů spřáhel tedy nejsou konstantní, ale závisí na vzdálenosti uchycení spřáhla od kabiny tramvaje a dalších parametrech tramvaje. Pro zjednodušení návrhů rozmístění deformačních prvků na čele kabiny tramvaje uvažuji jednotné rozsahy pohybů spřáhel pro různé vzdálenosti uchycení spřáhla od čela tramvaje.

Kontrolu umístění spřáhla na čele tramvaje jsem provedl pomocí 3D modelů vytvořených v programu Catia V5. Při prvním návrhu uvažuji uchycení spřáhla přímo k hrubé stavbě. Kontrolní model je znázorněn na *obr. 9-48* a *obr. 9-49*.



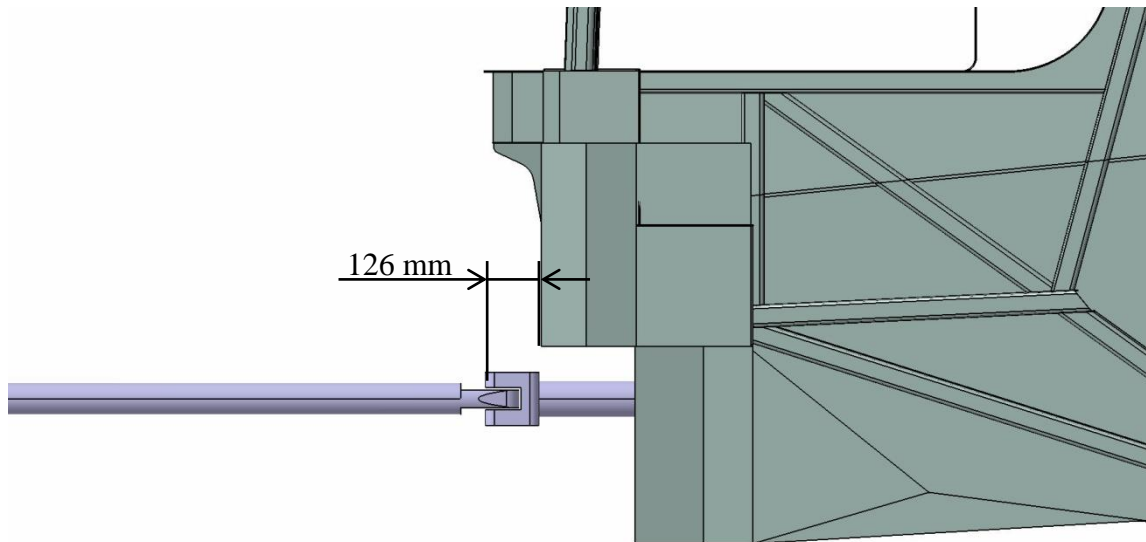
Obr. 9-48: Kontrolní model umístění spřáhla 1



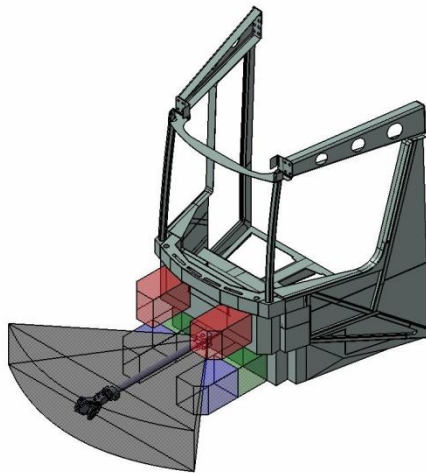
Obr. 9-49: Kontrolní model umístění spřáhla 1

Z obr. 9-48 a obr. 9-49 je zřejmé, že při umístění spřáhla přímo k hrubé stavbě dochází k prolnutí prostoru pro pohyb spřáhla s deformačními prvky. Z toho důvodu je potřeba spřáhlo vysunout více dopředu směrem k čelu tramvaje.

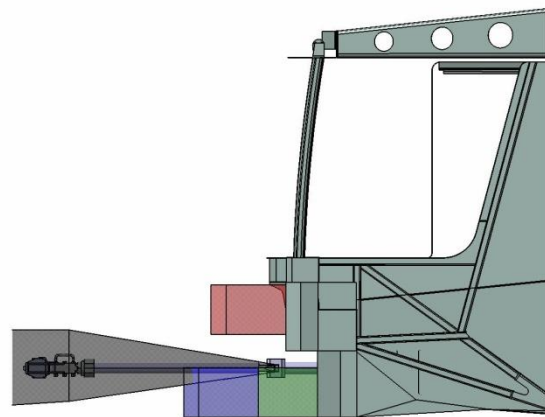
Uchycení spřáhla k hrubé stavbě nesmí být vysunutě od hrubé stavby více, než maximálně stlačené horní nevratné absorbéry energie. Tedy o hodnotu 126 mm vůči čelnímu plechu příčnicku. Jinak by hrozila obdobná situace jako u pevného spřáhla při srážce s jiným vozidlem. Maximální možné vysunutí je znázorněno na obr. 9-50. Kontrolní model je znázorněn na obr. 9-51 a obr. 9-52.



Obr. 9-50: Maximální možné vysunutí uchycení spřáhla k hrubé stavbě



Obr. 9-51: Kontrolní model umístění spřáhla 2



Obr. 9-52: Kontrolní model umístění spřáhla 2

Z obr. 9-51 a obr. 9-52 je zřejmé, že i přes maximální vysunutí uchycení spřáhla od hrubé stavby dochází k prolnutí prostoru pro pohyb spřáhla s deformačními prvky.

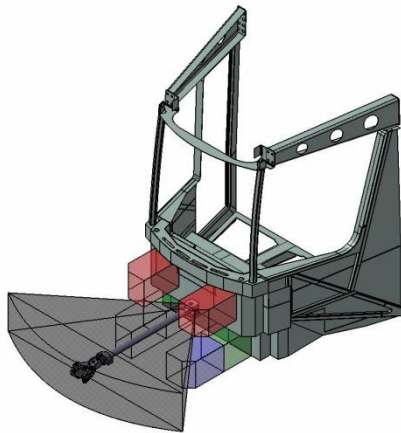
9.6.2 Shrnutí kapitoly volby typu spřáhla

Z kontroly umístění spřáhla na čelo tramvaje je patrné, že při zachování umístění spřáhla do výšky 525 mm nad temenem koleje nelze umístit manuální spřáhlo pevně nasazovací na čelo tramvaje. Jelikož prostor pro pohyb spřáhla zasahuje do mnou navržených deformačních prvků.

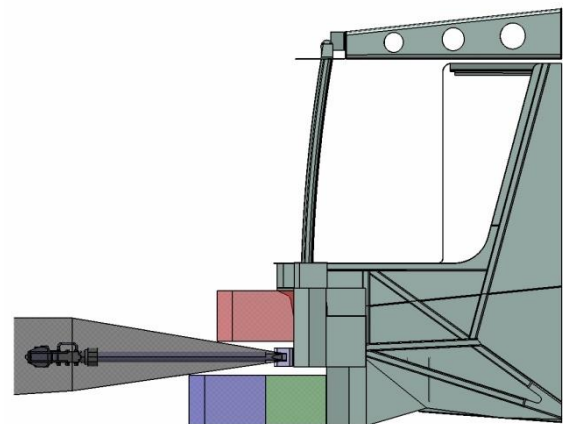
Jako řešení je možnost návrhu zcela nového systému spřahování tramvají, nebo změna výšky umístění spřáhla nad temenem koleje. Vhodnější řešení je návrh zcela nového systému spřahování, jelikož současný způsob spřahování není zcela vhodný a má spoustu nevýhod. Nevýhody současného způsobu spřahování jsem sepsal na začátku této kapitoly. Z důvodu rozsahu této diplomové práce se návrhem nového systému spřahování nemohu zabývat, ale je to vhodné téma pro další diplomové práce.

Při změně výšky umístění spřáhla nad temenem koleje dojde k nekompatibilitě spřahovacích systémů nově dodaných tramvají s těmi současnými. Nově dodané tramvaje by šlo spřahovat pouze se stejnými tramvajemi a v případě nehody či poruchy by musely být odtahovány tramvajemi stejného typu nebo pomocnými vozidly dopravního podniku.

Pro návrh jsem provedl změnu výšky umístění spřáhla nad temenem koleje. Při umístění spřáhla do výšky 645 mm již lze uchytit manuální spřáhlo pevně nasazovací na čelo tramvaje vedle mnou navržených deformačních prvků. Model této změny je znázorněn na *obr. 9-53* a *obr. 9-54*.



Obr. 9-53: Změna výšky uchycení spřáhla

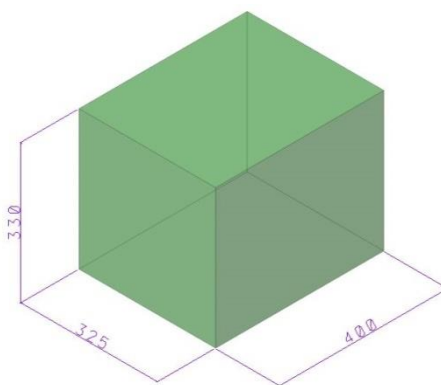
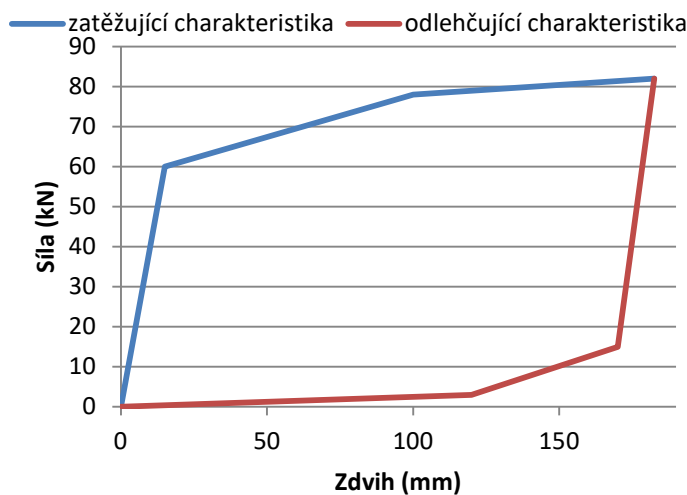


Obr. 9-54: Změna výšky uchycení spřáhla

9.7 Shrnutí kapitoly koncepční návrh deformačních prvků kabiny tramvaje

V této kapitole jsem navrhl rozměry a průběhy deformačních charakteristik pro vratné a nevratné absorbéry energie a dále jsem provedl návrh rozmístění deformačních prvků na čele tramvaje.

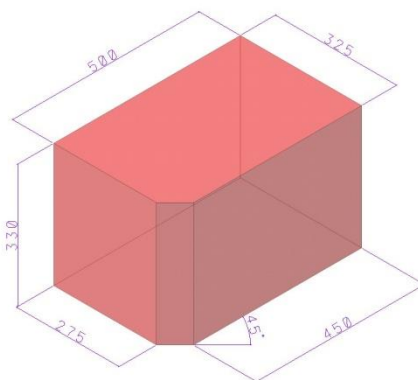
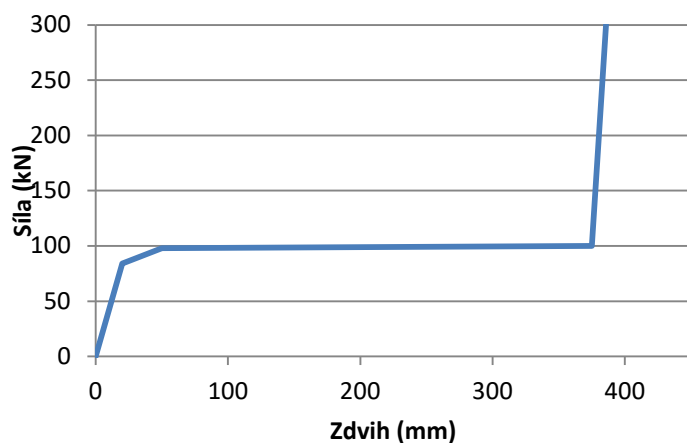
Rozměry vratných absorbérů jsou znázorněné na *obr. 9-55* a průběh deformační charakteristiky je znázorněn v *graf 9-9*. Takto navržené vratné absorbéry jsou na jeden pracovní zdvih schopny absorbovat energii 12,05 kJ. Na čele tramvaje budou umístěny celkem dva tyto prvky a dohromady jsou tedy schopny absorbovat energii 24,1 kJ. Tím splňují podmínku na požadovanou minimální velikost absorbované energie danou konstrukčním scénářem srážky se zabrzděnou totožnou tramvají.



Graf 9-9: Průběh deformační charakteristiky vratného absorbéru

Obr. 9-55: Rozměry vratného absorbéru

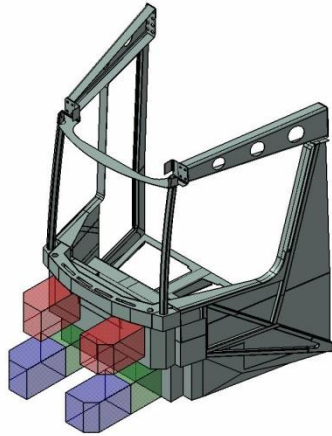
Rozměry nevratných absorbérů jsou znázorněné na *obr. 9-56* a průběh deformační charakteristiky je znázorněn v *graf 9-8*. Takto navržené nevratné absorbéry jsou schopny absorbovat energii 35,8 kJ. Na čele tramvaje budou umístěny celkem čtyři tyto prvky, a dohromady jsou tedy schopny absorbovat energii 143,2 kJ. Tím splňují podmínku na požadovanou absorpci energie danou konstrukčním scénářem srážky se stejnou tramvají.



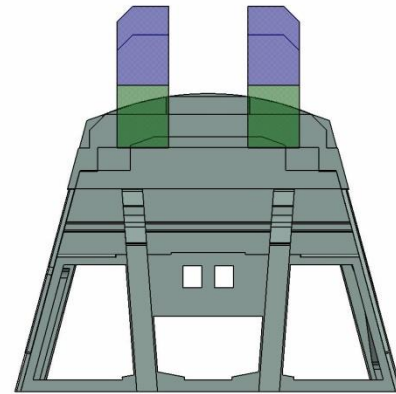
Graf 9-8: Průběh deformační charakteristiky nevratného absorbéru energie

Obr. 9-56: Rozměry nevratného absorbéru energie

Návrh rozmístění deformačních prvků je znázorněno na *obr. 9-57* a *obr. 9-58*. Takto rozmístěné deformační prvky na čele tramvaje zajistí zlepšení kompatibility tramvaje při srážce jak s osobními tak i s nákladními automobily. Nevýhodou tohoto rozmístění je, že pak nelze na čele umístit spřáhlo do výšky 525 mm nad temeno koleje, což je výškové umístění spřáhel na tramvajích v Praze.



Obr. 9-57: Uvažované rozmístění deformačních prvků



Obr. 9-58: Uvažované rozmístění deformačních prvků

Pro ověření vlastností a rozmístění deformačních prvků na čele tramvaje je potřeba provést numerickou simulaci konstrukčních scénářů srážek, na které jsem deformační prvky navrhoval. Pomocí těchto simulací by šlo dále optimalizovat jak výsledné vlastnosti deformačních prvků, tak i jejich rozmístění na čele tramvaje. Z důvodu nedostatečného výkonu méně dostupného hardwaru jsem nebyl schopen tyto simulace sám provést a pomocí nich mnou navržené absorbéry i jejich rozmístění optimalizovat.

10 Použití deformačních prvků pro různé tramvaje

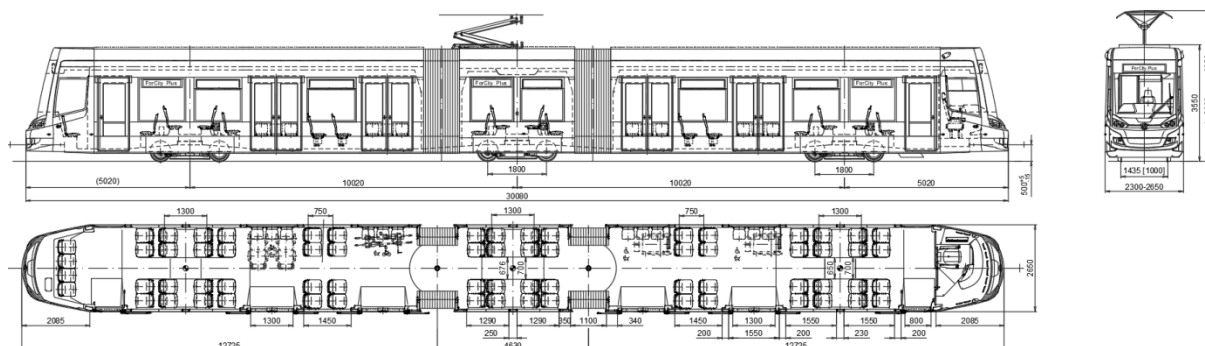
V dnešní době jsou výrobci tramvají nuceni, kvůli snížení výsledné ceny tramvaje, vyvinout platformu tramvají, které jsou výrobci schopni s minimálními náklady měnit podle přání zákazníků. Jako příklad bych uvedl, že při návrhu hrubých staveb tramvají je vhodné volit stejně široké zástavbové prostory pro dveře a okna tramvaje. Při požadavku zákazníka na jiný počet dveří či oken stačí pouze zaměnit obě komponenty a není potřeba měnit hrubou stavbu tramvaje. [3]

Z důvodu snížení ceny tramvaje je snaha používat stejnou hrubou stavbu kabiny pro všechny tramvaje z platformy Škoda Transportation a.s. a i stejné deformační prvky. Proto provedu kontrolu možnosti použití mnou navržených deformačních prvků pro tramvaje o různých hmotnostech a šířkách skříní.

10.1 Změna hmotnosti tramvaje

Z důvodu zachování stejné kabiny tramvaje pro tramvaje o různých hmotnostech jsem navrhoval nové deformační prvky na nejdelší, a tedy i nejtěžší tramvaj z portfolia společnosti Škoda Transportation a.s. Tato zvolená tramvaj má největší požadavky na velikost deformační energie, kterou musí být deformační prvky schopné absorbovat. Tento předpoklad zajistil, že pro jinou tramvaj lze použít stejné deformační prvky, jako u mnou zvolené tramvaje. Z důvodu vyšších požadavků na velikost deformační energie u mnou zvolené tramvaje, budou deformační prvky schopny ochránit lehčí tramvaje při vyšších rychlostech, než nařizují legislativní předpisy.

Pro příklad dopočítám rychlosti, v jakých jsou mnou navržené deformační prvky schopny ochránit tříčlankovou a šestinápravovou tramvaj, vyobrazenou na *obr. 10-1*. Tuto tramvaj jsem vybral, jelikož to je nejčastěji prodávaný typ tramvaje společností Škoda Transportation a.s.



Obr. 10-1: Typový výkres tříčlankové a šestinápravové tramvaje

Hmotnostní bilance tramvaje

Hmotnost prázdné tramvaje: $m_{prv} = 37\,700$ [kg]

Hmotnost cestujícího: $m_{cest} = 75$ [kg]

Počet míst k sezení: $poč. sed. = 68$ [-]

Hmotnost sedících cestujících:

$$m_{sed} = poč. sed. * m_{cest} = 68 * 75 = 5\,100$$
 [kg] (10.1)

Kolizní hmotnost:

$$m_{kolizni} = m_{prv} * (1 + \xi) + \frac{1}{2} * m_{sed}$$
 (10.2)

$$m_{kolizni} = 37\,700 * (1 + 0,15) + \frac{1}{2} * 5\,100 = 45\,905$$
 [kg] (10.3)

Srážka s totožnou zabrzděnou tramvají

Mnou navržené vratné absorbéry energie jsou schopny absorbovat energii 24,1 kJ. Ze vztahu (8.10) pro výpočet deformační energie pro konstrukční scénář srážky se zabrzděnou tramvají si vyjádřím vztah pro výpočet rychlosti v závislosti na maximální energii absorbované vratnými absorbéry a kolizní hmotnosti.

$$E_{def} = \frac{1}{4} * m_{kolizni} * v^2 \Rightarrow v = \sqrt{\frac{4 * E_{def}}{m_{kolizni}}}$$
 (10.4)

Po dosazení do vztahu (10.5) spočítám rychlost, do které jsou schopny vratné absorbéry ochránit tramvaj při srážce s totožnou zabrzděnou tramvají.

$$v = \sqrt{\frac{4 * E_{def}}{m_{kolizni}}} = \sqrt{\frac{4 * 24\,100}{45\,905}} = 1,45$$
 [m/s] = 5,22 [km/h] (10.5)

Srážka s totožnou tramvají

Mnou navržené vratné a nevratné absorbéry energie jsou schopny absorbovat energii 167,3 kJ. Ze vztahu (8.6) pro výpočet deformační energie pro konstrukční scénář srážky s totožnou tramvají si vyjádřím vztah pro výpočet rychlosti v závislosti na maximální možné absorbované energii vratných a nevratných absorbérů energie a kolizní hmotnosti.

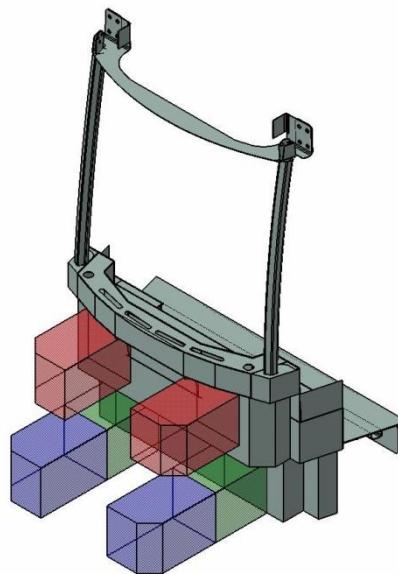
$$E_{def} = \frac{1}{8} * m_{kolizni} * v^2 \Rightarrow v = \sqrt{\frac{8 * E_{def}}{m_{kolizni}}} \quad (10.6)$$

Po dosazení do vztahu (10.6) spočítám rychlost, do které jsou schopny vratné absorbery ochránit tramvaj při srážce s totožnou tramvají.

$$v = \sqrt{\frac{8 * E_{def}}{m_{kolizni}}} = \sqrt{\frac{8 * 167300}{45905}} = 5,4 [m/s] = 19,44 [km/h] \quad (10.7)$$

10.2 Změna šířky tramvaje

V dnešní době jsou nejběžněji používané tramvaje o šířkách 2 300, 2 400 a 2 650 mm. Při návrhu nových deformačních prvků jsem uvažoval, že přední část kabiny tramvaje, znázorněná na *obr. 10-2*, bude pro všechny šířky tramvaje stejná. Ke změně šířky tramvaje bude dosaženo pomocí změny úhlu sklonu bočnic kabiny, jinak zbytek kabiny bude stejný pro všechny tramvaje. Mnou navržené prvky půjdou použít i pro kabiny tramvají o různých šířkách skříní.



Obr. 10-2: Model předku kabiny pro šířku tramvaje 2300 mm

10.3 Shrnutí kapitoly použití deformačních prvků pro různé tramvaje

V této kapitole jsem stanovil, že mnou navržené deformační prvky lze použít na všechny tramvaje z portfolia společnosti Škoda Transportation a.s.

11 Závěr

V této diplomové práci jsem provedl koncepční návrh deformačních prvků na čele tramvaje s ohledem na zvýšení pasivní bezpečnosti tramvaje při srážce s osobními a nákladními automobily. Problematika kompatibility tramvaje při srážce s osobními automobily je rozsáhlý problém, kterému se budu dále věnovat v navazující disertační práci. Proto jsem tuto práci pojal jako seznámení s danou problematikou.

V první části diplomové práce jsem provedl analýzu legislativních předpisů, které jsou pro návrh deformačních prvků nejdůležitější. Z legislativních předpisů jsem stanovil tři konstrukční scénáře srážek, na které se musí deformační prvky navrhovat. Následně jsem provedl statistiku nehod tramvají v městském provozu, z důvodu ověření konstrukčních scénářů srážek se skutečnými nehodami tramvají v městském provozu. Z porovnání výsledků statistiky nehod a konstrukčních scénářů srážek vyšlo, že normy nepředepisují žádný konstrukční scénář srážky, který by reprezentoval srážku tramvaje s nákladním automobilem. Čelněboční srážka tramvaje s nákladním automobilem je přitom čtvrtý nejčastější případ srážky tramvaje s jiným vozidlem. Z tohoto důvodu jsem zavedl nový konstrukční scénář srážky, na který budu navrhovat deformační prvky. Podrobnějšímu popisu konstrukčních scénářů srážek se věnuji v kapitole 9. *Koncepční návrh deformačních prvků kabiny tramvaje.*

Poté se věnuji kompatibilitě tramvaje při srážce s osobními a nákladními automobily. Nejvíce se věnuji výškové kompatibilitě deformačních prvků vozidel při srážce. Z této kapitoly jsem určil, že je potřeba rozdělit deformační prvky do dvou prvků. Každý z těchto prvků bude umístěn v jiné výšce nad temenem koleje. Deformační prvek pro srážku tramvaje s osobními automobily je nutné umístit do výšky 200 až 530 mm nad temeno koleje a deformační prvek pro srážku tramvaje s nákladními automobily je nutné umístit do výšky 750 až 1080 mm nad temeno koleje. Podrobněji se výškovému rozmístění deformačních prvků na čele kabiny věnuji v kapitole 7.2. *Kompatibilita geometrie vozidel.*

Velká část práce je pak věnována koncepčnímu návrhu vlastností vratných a nevratných absorbérů energie. Nejprve výpočtu deformačních energií pro jednotlivé konstrukční scénáře srážek. Vratné absorbéry energie musí být schopny pohltit energii 24 kJ a nevratné absorbéry musí být schopny absorbovat energii 166 kJ. Podrobněji se výpočtu deformačních energií věnuji v kapitole 8. *Konstrukční scénáře srážek.* Dále se pak věnuji návrhu rozměrů a deformačních charakteristik pro vratné i nevratné absorbéry energie a rozmístění deformačních prvků na čele tramvaje. Při návrhu jsem určil, že je vhodné řešit vratné absorbéry pomocí dvou prvků o rozměrech 330 x 325 x 400 mm (v x š x h) a nevratné absorbéry energie pomocí čtyř prvků o rozměrech 330 x 325 x 500 mm (v x š x h). Podrobněji je koncepční návrh deformačních prvků popsán v kapitole 9. *Koncepční návrh deformačních prvků kabiny tramvaje.*

Na závěr jsem provedl volbu typu spřáhla, které by šlo uchytit na čelo tramvaje vedle mnou rozmístěných deformačních prvků. Z výsledků této kapitoly vyšlo, že při zachování rozmístění deformačních prvků na čele kabiny s ohledem na zvýšení bezpečnosti tramvaje pro srážku s automobily a výšky uchycení spřáhla 525 mm nad temenem koleje nelze na čelo tramvaje umístit žádný typ dnes používaného spřáhla. Možností řešení je buď návrh nového spřahovacího systému, nebo umístit spřáhlo do výšky 645 mm nad temeno koleje, poté lze použít manuální spřáhlo pevné nasazovací. Podrobněji se volbě typu spřáhla věnuji v kapitole 9.6. *Volba typu spřáhla.*

12 Seznam obrázků

Obr. 1-1: Srážka tramvaje s osobním automobilem	10
Obr. 2-1: Deformační prvek tramvaje	12
Obr. 2-2: Protišplhová ochrana tramvaje.....	13
Obr. 2-3: Simulace pohybu sedícího cestujícího po nárazu tramvaje	14
Obr. 2-4: Automatické spřáhlo tramvaje	15
Obr. 2-5: Podjezdová ochrana u tramvaje 15T.....	15
Obr. 2-6: Nevhodný tvar čela tramvaje	16
Obr. 2-7: Vhodný tvar čela tramvaje	17
Obr. 3-1: Srážka dvou tramvají, kdy jedna tramvaj vyšplhala na druhou.....	20
Obr. 3-2: Obrys pro tramvaje v přímé trati.....	22
Obr. 3-3: Obrys pro tramvaje ve směrovém oblouku menším než 1000 m.....	23
Obr. 4-1: Čelní srážka tramvaje.....	27
Obr. 4-2: Zadní srážka tramvaje	27
Obr. 4-3: Čelněboční srážka tramvaje	28
Obr. 4-4: Boční srážka tramvaje.....	29
Obr. 4-5: Boční srážka tramvaje.....	29
Obr. 4-6: Porušení předního sloupku kabiny tramvaje při srážce s nákladním automobilem..	33
Obr. 4-7: Srážka tramvaje s nákladním automobilem	34
Obr. 4-8: Zaklesnutí osobního automobilu pod tramvaj	34
Obr. 5-1: Vratný absorbér energie umístěný na spřáhle	36
Obr. 5-2: Nevratný absorbér umístěný mimo spřáhlo	36
Obr. 5-3: Elastomerová hlava spřáhla a charakteristika zatěžování	37
Obr. 5-4: Pryžové pružiny	38
Obr. 5-5: Charakteristika zatěžování pryžové pružiny	38
Obr. 5-6: Plyno-hydraulický absorbér energie	39
Obr. 5-7: Charakteristika zatěžování plyno-hydraulického absorbéru energie	39
Obr. 5-8: Hydrostatický absorbér energie	40
Obr. 5-9: Deformační trubka od firmy Voith	41
Obr. 5-10: Princip absorpce deformační energie pomocí třískového obrábění deformační trubky.....	42
Obr. 5-11: Charakteristika zatěžování deformační trubky	42
Obr. 5-12: Hliníková pěna	43
Obr. 5-13: Deformační charakteristika pěn o různé hustotě.....	43

Obr. 5-14: Hliníková sendvičová konstrukce	44
Obr. 5-15: Deformační charakteristika voštinové struktury pro různé směry zatěžování.....	45
Obr. 5-16: Směry zatěžování voštinových struktur	45
Obr. 5-17: Deformační prvek tramvaje	46
Obr. 6-1: Typový výkres tramvaje	47
Obr. 7-1: Čelní srážka dvou různých vozidel	49
Obr. 7-2: Srážka osobního s nákladním automobilem bez FUPS a s FUPS	50
Obr. 7-3: Překážka pro čelní střet osobních aut.....	51
Obr. 7-4: Překážka pro boční střet osobních aut	51
Obr. 7-5: Typy materiálů použitých na karoserii osobních aut	51
Obr. 7-6: Výška ložné plochy nad zemí nákladního automobilu	52
Obr. 7-7: Deformační prvky na kabině vysokorychlostní jednotky AnsaldoBreda	55
Obr. 8-1: Kolizní překážka pro tramvaje.....	60
Obr. 8-2: Nákladní automobil Mitsubishi Fuso Canter 7C15	62
Obr. 8-3: Tuhá překážka 7,5 t.....	62
Obr. 8-4: 1. případ rotace.....	63
Obr. 8-5: 2. případ rotace.....	63
Obr. 9-1: Fáze absorbování deformační energie	66
Obr. 9-2: Rozměry vratného absorbéru	68
Obr. 9-3: Parametry hexagonů tvořící voštinovou strukturu	71
Obr. 9-4: Průběh stlačovací zkoušky voštinové struktury	71
Obr. 9-5: Průběh tahové zkoušky materiálu 5052-H38.....	72
Obr. 9-6: Numerický model stlačovací zkoušky	73
Obr. 9-7: Průběh stlačovací zkoušky pro velikost sítě 0,2 mm	74
Obr. 9-8: Numerické modely stlačovací zkoušky o rozměrech 50 a 25 mm pro zatěžování ve směru T.....	76
Obr. 9-9: Numerické modely stlačovací zkoušky o rozměrech 50 a 25 mm pro zatěžování ve směru L.....	76
Obr. 9-10: Numerické modely stlačovací zkoušky o rozměrech 50 a 25 mm pro zatěžování ve směru W.....	76
Obr. 9-11: Průběh stlačovací zkoušky vzorku 25 mm ve směru zatěžování T	77
Obr. 9-12: Průběh stlačovací zkoušky vzorku 25 mm ve směru zatěžování L	78
Obr. 9-13: Průběh stlačovací zkoušky vzorku 25 mm ve směru zatěžování W	79
Obr. 9-14: Rozměry nevratného absorbéru energie.....	84
Obr. 9-15: Rozměry nevratného absorbéru energie.....	85
Obr. 9-16: Vhodný tvar čela tramvaje pro srážku s chodcem	87

Obr. 9-17: Model kabiny tramvaje - varianta 1	88
Obr. 9-18: Model kabiny tramvaje - varianta 1	88
Obr. 9-19: Rozmístění deformačních prvků – varianta 1	88
Obr. 9-20: Rozmístění deformačních prvků – varianta 1	88
Obr. 9-21: Přesazení čelních plechů příčnicku kabiny.....	89
Obr. 9-22: Model kabiny tramvaje – varianta 2	90
Obr. 9-23: Model kabiny tramvaje – varianta 2	90
Obr. 9-24: Rozmístění deformačních prvků – varianta 2	90
Obr. 9-25: Rozmístění deformačních prvků – varianta 2	90
Obr. 9-26: Model kabiny tramvaje – varianta 3	91
Obr. 9-27: Model kabiny tramvaje – varianta 3	91
Obr. 9-28: Rozmístění deformačních prvků – varianta 3	92
Obr. 9-29: Rozmístění deformačních prvků – varianta 3	92
Obr. 9-30: Model kabiny tramvaje – varianta 4	93
Obr. 9-31: Model kabiny tramvaje – varianta 4	93
Obr. 9-32: Rozmístění deformačních prvků – varianta 4	93
Obr. 9-33: Rozmístění deformačních prvků – varianta 4	93
Obr. 9-34: Rozmístění deformačních prvků – varianta 5	94
Obr. 9-35: Rozmístění deformačních prvků – varianta 5	94
Obr. 9-36: Rozměry vratného absorbéru energie	95
Obr. 9-37: Rozměry nevratného absorbéru energie.....	95
Obr. 9-38: Čtyřnápravový vůz ve vzpříčené poloze při průjezdu směrovým obloukem - vnější vybočení vozidla.....	97
Obr. 9-39: Omezení vnějších zástavbových prostor pro deformační prvky.....	99
Obr. 9-40: Kontrola vnějšího omezení zástavbových prostor	100
Obr. 9-41: Kontrola vnějšího omezení zástavbových prostor	100
Obr. 9-42: Manuální spřáhlo pevné na tramvaji T3	101
Obr. 9-43: Manuální spřáhlo pevné nasazovací na tramvaji 15T.....	102
Obr. 9-44: Manuální spřáhlo skládací na tramvaji 30T.....	102
Obr. 9-45: Automatické spřáhlo skládací na tramvaji 28T	103
Obr. 9-46: Manuální spřáhlo skládací ve složeném stavu	104
Obr. 9-47: Průnik spřáhla do interiéru osobního automobilu.....	104
Obr. 9-48: Kontrolní model umístění spřáhla 1	105
Obr. 9-49: Kontrolní model umístění spřáhla 1	105
Obr. 9-50: Maximální možné vysunutí uchycení spřáhla k hrubé stavbě	106

Obr. 9-51: Kontrolní model umístění spřáhla 2.....	106
Obr. 9-52: Kontrolní model umístění spřáhla 2.....	106
Obr. 9-53: Změna výšky uchycení spřáhla.....	107
Obr. 9-54: Změna výšky uchycení spřáhla.....	107
Obr. 9-55: Rozměry vratného absorbéru.....	108
Obr. 9-56: Rozměry nevratného absorbéru energie.....	108
Obr. 9-57: Uvažované rozmístění deformačních prvků.....	109
Obr. 9-58: Uvažované rozmístění deformačních prvků.....	109
Obr. 10-1: Typový výkres tříčlankové a šestinápravové tramvaje.....	110
Obr. 10-2: Model předku kabiny pro šířku tramvaje 2300 mm.....	112
Obr. 16-1: Průběh deformační síly deformačního prvku osobního automobilu.....	133

13 Seznam grafů

Graf 4-1: Souhrn nehod za roky 2014 až 2017.....	30
Graf 4-2: Souhrn čelních srážek za roky 2014 až 2017.....	30
Graf 4-3: Souhrn bočních srážek za roky 2014 až 2017.....	30
Graf 4-4: Souhrn čelněbočních srážek za roky 2014 až 2017	31
Graf 4-5: Souhrn zadních srážek za roky 2014 až 2017	31
Graf 8-1: Závislost deformační energie na rychlosti pro konstrukční scénář srážky s totožnou tramvají.....	57
Graf 8-2: Závislost deformační energie na rychlosti pro konstrukční scénář srážky s totožnou zabrzděnou tramvají	59
Graf 8-3: Závislost deformační energie na rychlosti tramvaje pro konstrukční scénář srážky s překážkou o hmotnosti 3 t	61
Graf 8-4: Závislost deformační energie na rychlosti pro konstrukční scénář srážky s tuhou překážkou o hmotnosti 15 t	64
Graf 9-1: Průběh deformační charakteristiky vratného absorbéru	69
Graf 9-2: Závislost napětí na poměrné deformaci pro voštinové struktury o rozdílné výšce při zatěžování ve směru T	80
Graf 9-3: Závislost napětí na poměrné deformaci pro voštinové struktury o rozdílné výšce při zatěžování ve směru L	80
Graf 9-4: Závislost napětí na poměrné deformaci voštinové struktury o rozdílné výšce při zatěžování ve směru W.....	80
Graf 9-5: Průběh deformační charakteristiky nevratného absorbéru.....	86
Graf 9-6: Průběh deformační charakteristika vratného absorbéru.....	95
Graf 9-7: Průběh deformační charakteristiky nevratného absorbéru energie.....	95
Graf 9-8: Průběh deformační charakteristiky nevratného absorbéru energie.....	108
Graf 9-9: Průběh deformační charakteristiky vratného absorbéru	108
Graf 16-1: Souhrn nehod za rok 2014	125
Graf 16-2: Souhrn čelních srážek za rok 2014	125
Graf 16-3: Souhrn bočních srážek za rok 2014	125
Graf 16-4: Souhrn čelněbočních srážek za rok 2014.....	126
Graf 16-5: Souhrn zadních srážek za rok 2014	126
Graf 16-6: Souhrn nehod za rok 2015	127
Graf 16-7: Souhrn čelních srážek za rok 2015	127
Graf 16-8: Souhrn bočních srážek za rok 2015	127
Graf 16-9: Souhrn čelně bočních srážek za rok 2015.....	128

Graf 16-10: Souhrn zadních srážek za rok 2015	128
Graf 16-11: Souhrn nehod za rok 2016	129
Graf 16-12: Souhrn čelních srážek za rok 2016	129
Graf 16-13: Souhrn bočních srážek za rok 2016	129
Graf 16-14: Souhrn čelněbočních srážek za rok 2016.....	130
Graf 16-15: Souhrn zadních srážek za rok 2016	130
Graf 16-16: Souhrn nehod za rok 2017	131
Graf 16-17: Souhrn čelních srážek za rok 2017	131
Graf 16-18: Souhrn bočních srážek za rok 2017	131
Graf 16-19: Souhrn čelněbočních srážek za rok 2017.....	132
Graf 16-20: Souhrn zadních srážek za rok 2017	132

14 Seznam tabulek

Tab. 4-1: Databáze nehodovosti tramvají v Praze	25
Tab. 4-2: Souhrn nehod za roky 2014 až 2017	30
Tab. 4-3: Souhrn čelních srážek za roky 2014 až 2017	30
Tab. 4-4: Souhrn bočních srážek za roky 2014 až 2017	30
Tab. 4-5: Souhrn čelněbočních srážek za roky 2014 až 2017	31
Tab. 4-6: Souhrn zadních srážek za roky 2014 až 2017	31
Tab. 4-7: Rozdělení nehod podle místa nárazu a partnerského vozidla	32
Tab. 7-1: Výšky ložných ploch nákladních automobilů do 7,5t.....	53
Tab. 8-1: Shrnutí hodnot deformační energie pro jednotlivé konstrukční scénáře srážek	65
Tab. 9-1: Výpis zkoumaných voštinových struktur.....	71
Tab. 9-2: Souhrn mechanických vlastností voštinových struktur.....	81
Tab. 9-3: Souhrn bodů vymezující vnější zástavbové prostory tramvaje	99
Tab. 16-1: Souhrn nehod za rok 2014	125
Tab. 16-2: Souhrn čelních srážek za rok 2014	125
Tab. 16-3: Souhrn bočních srážek za rok 2014	125
Tab. 16-4: Souhrn čelněbočních srážek za rok 2014.....	126
Tab. 16-5: Souhrn zadních srážek za rok 2014	126
Tab. 16-6: Souhrn nehod za rok 2015	127
Tab. 16-7: Souhrn čelních srážek za rok 2015	127
Tab. 16-8: Souhrn bočních srážek za rok 2015	127
Tab. 16-9: Souhrn čelněbočních srážek za rok 2015.....	128
Tab. 16-10: Souhrn zadních srážek za rok 2015	128
Tab. 16-11: Souhrn nehod za rok 2016	129
Tab. 16-12: Souhrn čelních srážek za rok 2016	129
Tab. 16-13: Souhrn bočních srážek za rok 2016	129
Tab. 16-14: Souhrn čelněbočních srážek za rok 2016.....	130
Tab. 16-15: Souhrn zadních srážek za rok 2016	130
Tab. 16-16: Souhrn nehod za rok 2017	131
Tab. 16-17: Souhrn čelních srážek za rok 2017	131
Tab. 16-18: Souhrn bočních srážek za rok 2017	131
Tab. 16-19: Souhrn čelněbočních srážek za rok 2017.....	132
Tab. 16-20: Souhrn zadních srážek za roky 2017	132

Tab. 16-21: Statistika prodeje osobních aut za roky 2016 až 2017 133

15 Seznam zdrojů

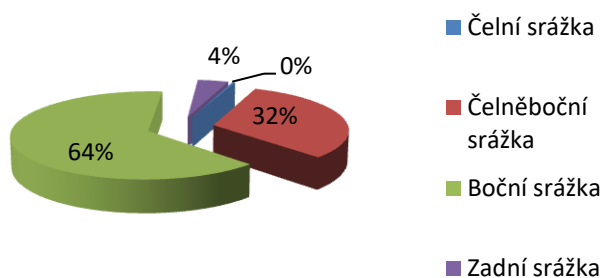
- [1] V. Kemka, *Crashová odolnost skříní kolejových vozidel - disertační práce*, Plzeň, 2013.
- [2] doc. Ing. Josef Kolář, *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*, Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2009.
- [3] doc. Ing. Josef Kolář, *Konstrukce kolejových vozidel - přednášky*, 2017.
- [4] Ing. Stanislav Špirk, *Metodické problémy výzkumu pasivní bezpečnosti a deformační odolnosti konstrukcí kolejových vozidel*, Disertační práce, Plzeň, 2015.
- [5] Ing. Michal Vašíček, *Pasivní bezpečnost motorových vozidel-přednášky*, 2017.
- [6] A. f. r. a. G. T. systems, *Tramway front end design*, 2016.
- [7] *Norma ČSN EN 15227:2008 - Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu*, Praha: Český normalizační institut, 2008.
- [8] *Norma ČSN EN 12663-1+A1: 2015 - Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel*, Praha: Český normalizační institut, 2015.
- [9] *Norma ČSN 28 0337: 1994 - Obrysy pro tramvajová vozidla*, Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [10] *Recommendations on the design for strength of urban rail rolling stock according to BOStrab*, 2016.
- [11] Dopravní podnik hl. m. Prahy, *Rozbor dopravní nehodovosti tramvají za rok 2014*, Praha, 2014.
- [12] Dopravní podnik hl. m. Prahy, *Rozbor dopravní nehodovosti tramvají za rok 2015*, Praha, 2015.
- [13] Dopravní podnik hl. m. Prahy, *Rozbor dopravní nehodovosti tramvají za rok 2016*, Praha, 2016.
- [14] Dopravní podnik hl. m. Prahy, *Rozbor dopravní nehodovosti tramvají za rok 2017*, Praha, 2017.
- [15] „http://www.wikiwand.com/cs/Sp%C5%99%C3%A1hlo_Scharfenberg“, [Online]. [Přístup získán 15 únor 2018].
- [16] M. Příkryl, *Bakalářská práce - Hydrodynamické tlumiče na principu magnetické kapaliny*, Brno, 2014.

-
- [17] Axtone, [Online]. Available: http://axtone.eu/know-how/#ac_207_collapse2. [Přístup získán 25 květen 2018].
- [18] Dyna Shock System, [Online]. Available: <http://dyna2s.com/dyna2s-technology.html>. [Přístup získán 24 červen 2018].
- [19] P. Záruba, Návrh a analýza deformačního prvku sendvičové konstrukce pro vůz Formula student, DP, Praha, 2017.
- [20] R. Křivánek, Vlastnosti a použití kovových pěn, BP, Brno, 2012.
- [21] M. Kocourek, Vývoj deformačního členu pro vůz FSAE, DP, Plzeň, 2017.
- [22] V. Křeček, Výzkum crush-core technologie, Diplomová práce, Zlín, 2013.
- [23] International, Atlas of Stress-Strain Curves, second edition, 2002.
- [24] M. Jelínková, Rozšířená numerická studie chování lanového svodidla, DP, Praha, 2016.
- [25] „Bosch,“ 3 5 2016. [Online]. Available: <http://www.bosch-presse.de/pressportal/de/en/electronic-driver-assistance-system-for-trams-44870.html>.
- [26] J. Vašíček, Kompatibilita vozidel při čelním střetu, DP, Brno, 2013.
- [27] Raiti, Crashworthiness design of AnsaldoBreda high speed train: TSI Requirements for high speed train, 2006.
- [28] doc. Ing. Josef Kolář, *Teorie vozidel - přednášky část kolejová vozidla*, 2013-2014.

16 Seznam příloh

Příloha 1: Souhrn nehod tramvají v Praze za rok 2014	125
Příloha 2: Souhrn nehod tramvají v Praze za rok 2015	127
Příloha 3: Souhrn nehod tramvají v Praze za rok 2016	129
Příloha 4: Souhrn nehod tramvají v Praze za rok 2017	131
Příloha 5: Příklad výpočtu deformačního prvku osobního automobilu.....	133

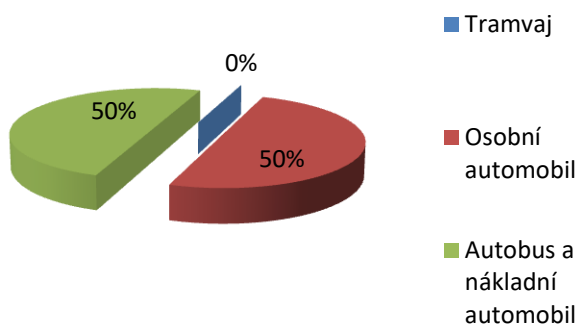
Příloha 1: Souhrn nehod tramvají v Praze za rok 2014



Graf 16-1: Souhrn nehod za rok 2014

Tab. 16-1: Souhrn nehod za rok 2014

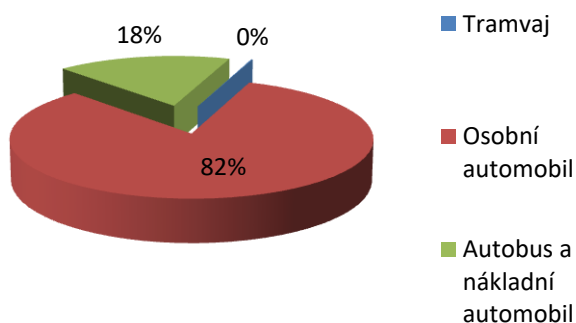
Kategorie	Počet
Čelní srážka	4
Čelněboční srážka	360
Boční srážka	729
Zadní srážka	47



Graf 16-2: Souhrn čelních srážek za rok 2014

Tab. 16-2: Souhrn čelních srážek za rok 2014

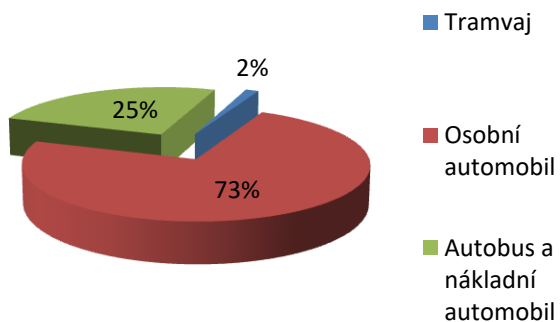
Čelní srážka	Počet
Tramvaj	0
Osobní automobil	2
Autobus a nákladní automobil	2



Graf 16-3: Souhrn bočních srážek za rok 2014

Tab. 16-3: Souhrn bočních srážek za rok 2014

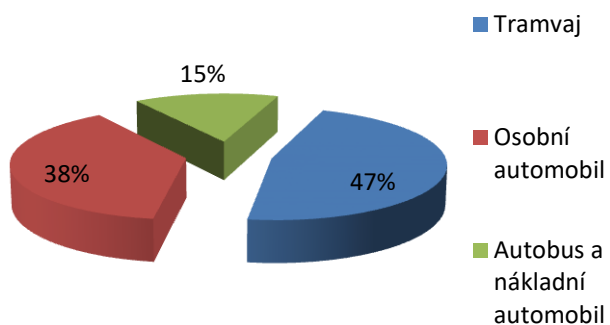
Boční srážka	Počet
Tramvaj	1
Osobní automobil	600
Autobus a nákladní automobil	128



Graf 16-4: Souhrn čelněbočních srážek za rok 2014

Tab. 16-4: Souhrn čelněbočních srážek za rok 2014

Čelněboční srážka	Počet
Tramvaj	5
Osobní automobil	264
Autobus a nákladní automobil	91

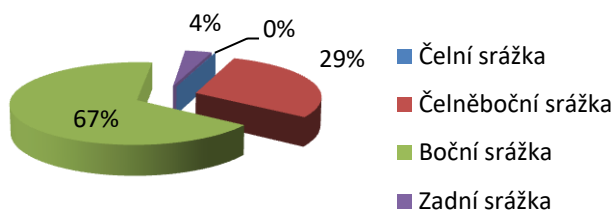


Graf 16-5: Souhrn zadních srážek za rok 2014

Tab. 16-5: Souhrn zadních srážek za rok 2014

Zadní srážka	Počet
Tramvaj	22
Osobní automobil	18
Autobus a nákladní automobil	7

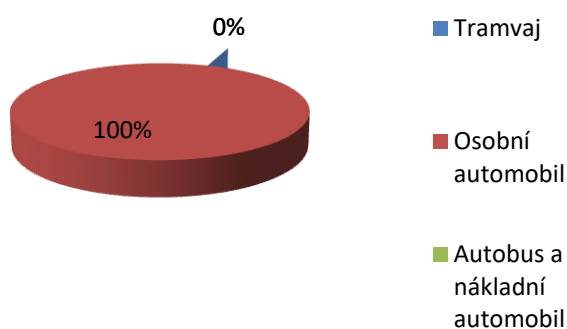
Příloha 2: Souhrn nehod tramvají v Praze za rok 2015



Tab. 16-6: Souhrn nehod za rok 2015

Kategorie	Počet
Čelní srážka	1
Čelněboční srážka	325
Boční srážka	746
Zadní srážka	42

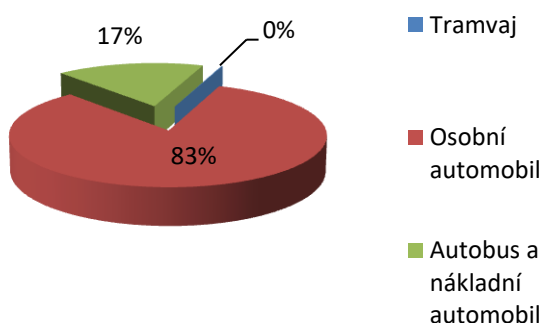
Graf 16-6: Souhrn nehod za rok 2015



Tab. 16-7: Souhrn čelních srážek za rok 2015

Čelní srážka	Počet
Tramvaj	0
Osobní automobil	1
Autobus a nákladní automobil	0

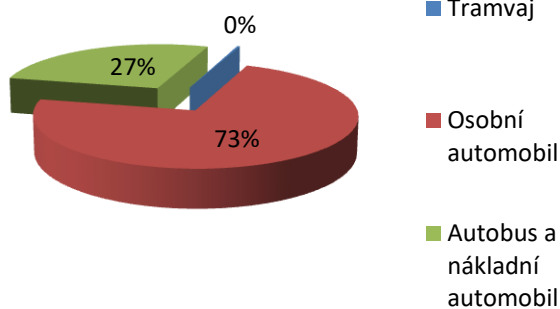
Graf 16-7: Souhrn čelních srážek za rok 2015



Tab. 16-8: Souhrn bočních srážek za rok 2015

Boční srážka	Počet
Tramvaj	1
Osobní automobil	618
Autobus a nákladní automobil	127

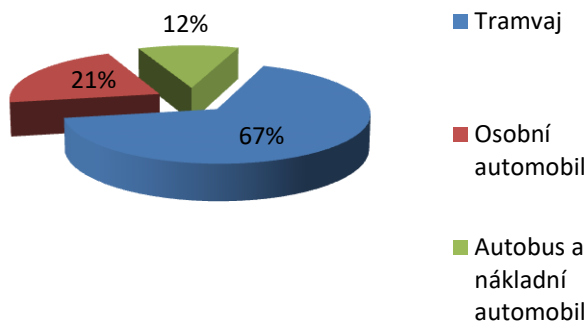
Graf 16-8: Souhrn bočních srážek za rok 2015



Graf 16-9: Souhrn čelně bočních srážek za rok 2015

Tab. 16-9: Souhrn čelněbočních srážek za rok 2015

Čelněboční srážka	Počet
Tramvaj	1
Osobní automobil	236
Autobus a nákladní automobil	88

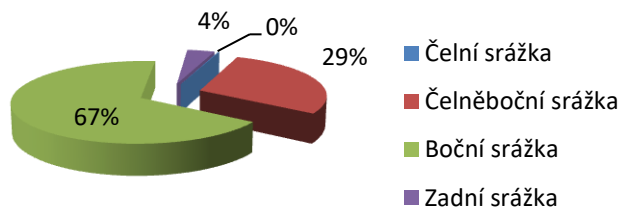


Graf 16-10: Souhrn zadních srážek za rok 2015

Tab. 16-10: Souhrn zadních srážek za rok 2015

Zadní srážka	Počet
Tramvaj	28
Osobní automobil	9
Autobus a nákladní automobil	5

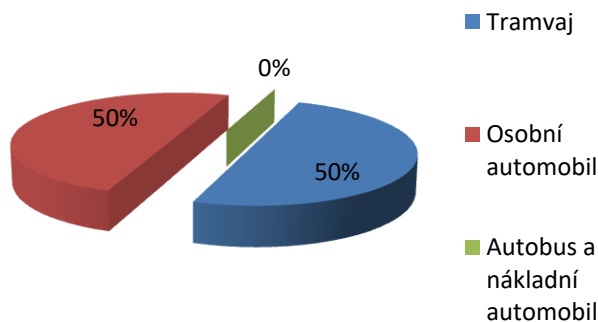
Příloha 3: Souhrn nehod tramvají v Praze za rok 2016



Graf 16-11: Souhrn nehod za rok 2016

Tab. 16-11: Souhrn nehod za rok 2016

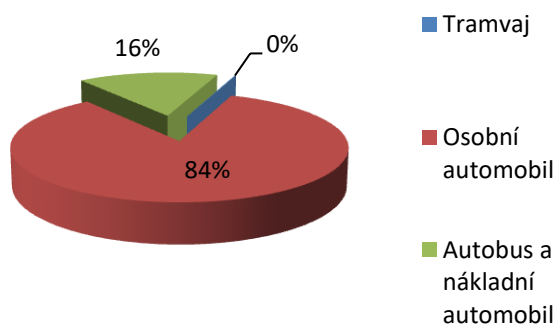
Kategorie	Počet
Čelní srážka	2
Čelněboční srážka	324
Boční srážka	762
Zadní srážka	45



Graf 16-12: Souhrn čelních srážek za rok 2016

Tab. 16-12: Souhrn čelních srážek za rok 2016

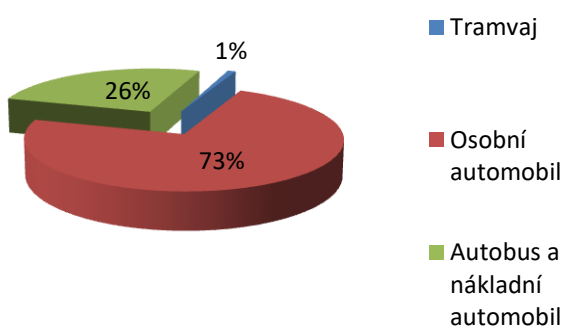
Čelní srážka	Počet
Tramvaj	1
Osobní automobil	1
Autobus a nákladní automobil	0



Graf 16-13: Souhrn bočních srážek za rok 2016

Tab. 16-13: Souhrn bočních srážek za rok 2016

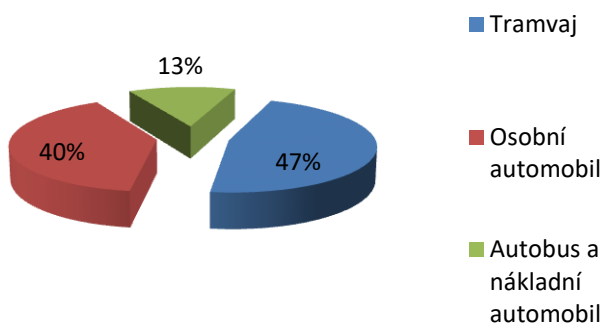
Boční srážka	Počet
Tramvaj	1
Osobní automobil	641
Autobus a nákladní automobil	120



Graf 16-14: Souhrn čelněbočních srážek za rok 2016

Tab. 16-14: Souhrn čelněbočních srážek za rok 2016

Čelněboční srážka	Počet
Tramvaj	3
Osobní automobil	237
Autobus a nákladní automobil	84

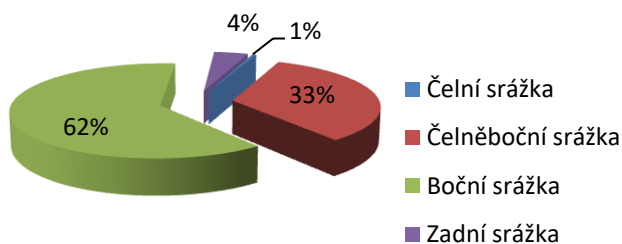


Graf 16-15: Souhrn zadních srážek za rok 2016

Tab. 16-15: Souhrn zadních srážek za rok 2016

Zadní srážka	Počet
Tramvaj	21
Osobní automobil	18
Autobus a nákladní automobil	6

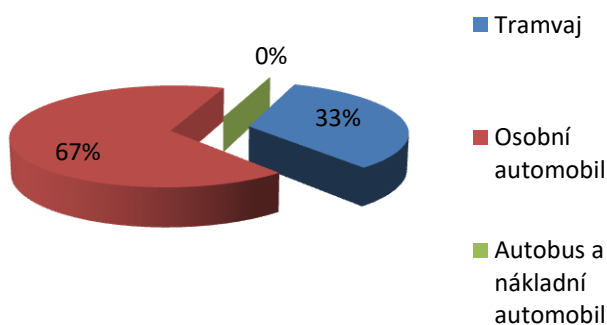
Příloha 4: Souhrn nehod tramvají v Praze za rok 2017



Graf 16-16: Souhrn nehod za rok 2017

Tab. 16-16: Souhrn nehod za rok 2017

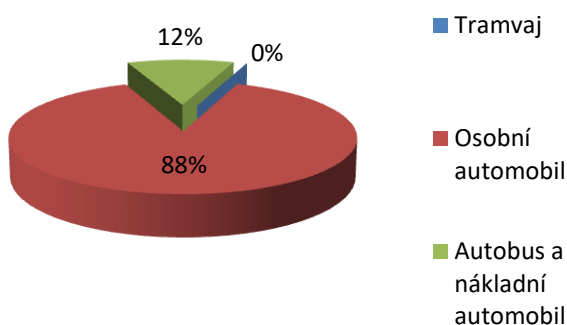
Kategorie	Počet
Čelní srážka	3
Čelněboční srážka	215
Boční srážka	399
Zadní srážka	27



Graf 16-17: Souhrn čelních srážek za rok 2017

Tab. 16-17: Souhrn čelních srážek za rok 2017

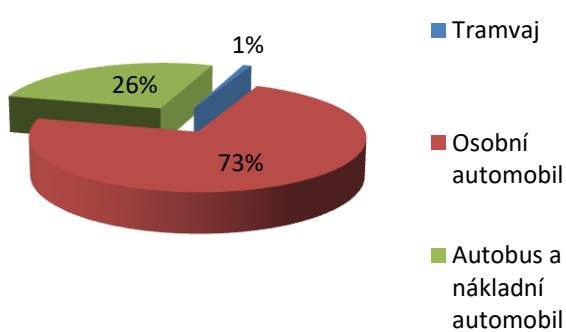
Čelní srážka	Počet
Tramvaj	1
Osobní automobil	2
Autobus a nákladní automobil	0



Graf 16-18: Souhrn bočních srážek za rok 2017

Tab. 16-18: Souhrn bočních srážek za rok 2017

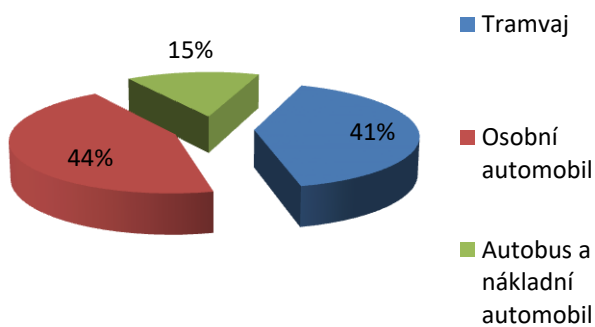
Boční srážka	Počet
Tramvaj	0
Osobní automobil	353
Autobus a nákladní automobil	46



Graf 16-19: Souhrn čelněbočních srážek za rok 2017

Tab. 16-19: Souhrn čelněbočních srážek za rok 2017

Čelněboční srážka	Počet
Tramvaj	2
Osobní automobil	156
Autobus a nákladní automobil	57



Graf 16-20: Souhrn zadních srážek za rok 2017

Tab. 16-20: Souhrn zadních srážek za roky 2017

Zadní srážka	Počet
Tramvaj	11
Osobní automobil	12
Autobus a nákladní automobil	4

Příloha 5: Příklad výpočtu deformačního prvku osobního automobilu

Statistiku nově registrovaných osobních automobilů jsem provedl pro roky 2016 a 2017. Údaje nově registrovaných osobních automobilů pro tuto statistiku jsem vzal ze stránky <http://www.auto.cz/ceske-prodeje-aut-roce-2017-rekordni-nejprodavanejsi-modely-112373>. Provedení statistiky je znázorněno v *tab. 16-21*.

Tab. 16-21: Statistika prodeje osobních aut za roky 2016 až 2017

Typ auta	pohotovostní hmotnost auta [kg]	prodej v roce 2017 [-]	prodej v roce 2016 [-]	prodej celkem [-]	celková hmotnost [kg]
Škoda Octavia	1445	27 051	28 406	55 457	80135365
Škoda Fabia	1279	21 281	21 769	43 050	55060950
Škoda Rapid	1210	12 407	11 359	23 766	28756860
Škoda Superb	1645	8 737	11 100	19 837	32631865
Hyundai i30	1370	7 441	7 900	15 341	21017170
Volkswagen Golf	1390	7 402	6 452	13 854	19257060
Škoda Kodiaq	1592	5 252	656	5 908	9405536
Dacia Duster	1340	5 065	4 556	9 621	12892140
Volkswagen Passat	1680	4 744	5 301	10 045	16875600
Hyundai ix20	1375	4 486	4 383	8 869	12194875
průměrná hmotnost					1401

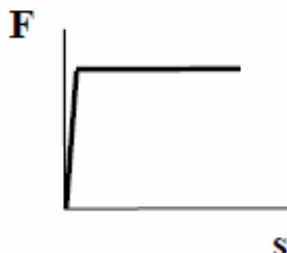
Hmotnost zkoušeného osobního automobilu uvažuji $m_{auta} = 1401 \text{ kg}$. Kinetickou energii při nárazu lze dopočítat ze vztahu:

$$E_k = \frac{1}{2} * m_{auta} * v^2 = \frac{1}{2} * 1401 * \left(\frac{56}{3,6}\right)^2 = 169,5 \text{ [kJ]}$$

Z vyjádření rovnice pro práci si stanovím velikost deformační síly, při které dochází k deformaci deformačního prvku osobního automobilu. Pro zjednodušení výpočtu uvažuji ideální průběh deformační síly, který je znázorněn na *obr. 16-1*. Při návrhu uvažuji, že maximální velikost deformační síly se zvýší po stlačení deformačního prvku o hodnotu $s_1 = 20 \text{ [mm]}$ a celkový zdvih deformačního prvku $s = 500 \text{ [mm]}$.

$$W = F * s = \frac{1}{2} * F_1 * s_1 + F_1 * (s - s_1)$$

$$F_1 = \frac{W}{\frac{1}{2} * s_1 + (s - s_1)} = \frac{169500}{\frac{1}{2} * 0,02 + (0,5 - 0,02)} = 346 \text{ [kN]}$$



Obr. 16-1: Průběh deformační síly deformačního prvku osobního automobilu

Zdroj: [5]