



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

CITLIVOSTNÍ ANALÝZA MKP MODELU NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY NÁKLADNÍHO VOZIDLA KATEGORIE N2A A N3D

SENSITIVITY ANALYSIS OF GENERIC VEHICLE MODEL OF N2A & N3D CATEGORY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Dávid Riedl

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jozef Dlugoš, Ph.D.

BRNO 2025

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Dávid Riedl**
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Jozef Dlugoš, Ph.D.**
Akademický rok: 2024/25

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

Citlivostní analýza MKP modelu nárazové zkoušky nákladního vozidla kategorie N2A a N3D

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V posledních letech se ukazuje, že vozidlo řízené s úmyslem ublížit dokáže způsobit velké škody na majetku i na životech. Pro ochranu veřejného prostoru je proto nutné vytvářet ochranná opatření proti cíleným útokům vozidel včetně návrhu nových bezpečnostních bariér. Pro návrhy bariér se využívá jak experimentů a skutečných nárazových zkoušek, tak virtuálního testování pomocí numerických simulací.

Testování bariér se věnuje norma IWA14, ta stanovuje podmínky pro provádění nárazových zkoušek včetně specifikace parametrů zkušebních vozidel. Tyto parametry zkušebních vozidel jsou stanoveny pro různé kategorie vozidel s určitým rozsahem. Rozsahy parametrů zkušebních vozidel spolu s variabilitou řady dalších (v normě nespecifikovaných) vlastností skutečných vozidel vedou k nezanedbatelné variabilitě zkušebních vozidel v rámci dané kategorie. Z tohoto důvodu byl vytvořen volně dostupný parametrický validovaný MKP model nákladního vozidla odpovídající kategoriím N2A a N3D vhodný pro virtuální nárazové zkoušky bariér. Tento model vytvořila firma SVS FEM s.r.o. na výzvu Joint Research Centre, Evropské komise. Virtuální testování oproti experimentu umožňuje efektivně provést celou řadu nárazových zkoušek a zohlednit tak i vliv variability zkušebních vozidel dané kategorie. Pro takto postavený parametrický MKP model zkušebního vozidla je vhodné provést počáteční citlivostní analýzu, na základě které bude posouzen vliv vybraných vstupních parametrů na výsledky nárazové zkoušky. Znalost vlivu vstupních parametrů bude následně možné využít pro zefektivnění reálného posuzování robustnosti konkrétní vyvíjené bariéry. Tato citlivostní analýza by měla současně odhalit případné limity tohoto MKP modelu.

Cíle diplomové práce:

Popis stávajícího MKP modelu nárazové zkoušky nákladního vozidla kategorie N2A a N3D.
Návrh citlivostní analýzy vybraných vstupních a výstupních parametrů MKP modelu a její realizace.
Vyhodnocení citlivostní analýzy a doporučení pro další zlepšení.

Seznam doporučené literatury:

ŠEBÍK, Marek a Zuzana KODAJKOVÁ. Generic vehicle model N2A & N3D. Ispra [online]. 2023 [cit. 2024-05-22]. ISSN 978-92-68-09590-4. Dostupné z: doi:10.2760/968550.

LS-DYNA® Theory Manual, 2006. California: Livermore Software Technology Corporation. ISBN 0-9778540-0-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Diplomová práca sa zaoberá citlivosťou analýzou MKP modelu nárazovej skúšky nákladného vozidla kategórie N2A a N3D. Poskytnutý model je navrhnutý s parametrickým nastavením, čo umožňuje flexibilitu pri skúmaní vplyvu rôznych parametrov na výsledky simulácie. Hlavným cieľom práce je identifikovať kľúčové parametre modelu vozidla, ktoré najviac ovplyvňujú výsledky nárazovej skúšky. V rámci simulácií sú použité dve rôzne bariéry – tuhá stena a deformovateľný stĺp. Pre elimináciu nerealistických konfigurácií, ktoré by mohli vzniknúť počas analýzy, boli stanovené špecifické podmienky. Pomocou výstupov citlivostnej analýzy sa skúma výpočtová náročnosť, stabilita zmieneného modelu, rozloženie absorbovanej energie na jednotlivých častiach vozidla a penetrácia vozidla za bariéru.

KLÍČOVÁ SLOVA

citlivostná analýza, nárazová skúška, MKP model, nákladné vozidlo, bariéra

ABSTRACT

The thesis is focused on the sensitivity analysis of an FEM model of a crash test for a truck in categories N2A and N3D. The provided model is designed with parametric settings, allowing flexibility in examining the impact of various parameters on the simulation results. The main objective of the thesis is to identify the key vehicle parameters that most significantly affect the outcomes of the crash test. The simulations utilize two different barriers – a rigid wall and a deformable column. To eliminate unrealistic scenarios that may arise during the analysis, specific conditions were defined. Using the results from the sensitivity analysis, the computational complexity, stability of the model, the distribution of absorbed energy across different parts of the vehicle, and penetration are evaluated.

KEYWORDS

sensitivity analysis, crash test, FEM model, truck, barrier

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Riedl, D. *Citlivostní analýza MKP modelu nárazové zkoušky nákladního vozidla kategorie N2A a N3D*. Brno, 2025. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí diplomové práce Jozef Dluhoš. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/162486>.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 18. května 2025

.....

Dávid Riedl

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto mieste by som veľmi rád poďakoval svojmu vedúcemu diplomovej práce Ing. Jozefovi Dlugošovi, PhD. za jeho odborné vedenie, cenné rady a trpezlivosť počas celého riešenia diplomovej práce, ktoré boli kľúčové pre jej úspešné dokončenie. Rovnaká vďaka patrí aj SVS FEM, a menovite Ing. Marekovi Šebíkovi, ktorého podpora mala zásadný význam pre kvalitu a smerovanie výsledkov tejto práce. V neposlednom rade by som chcel poďakovať svojim rodičom a priateľom za neustálu morálnu podporu počas celého štúdia.

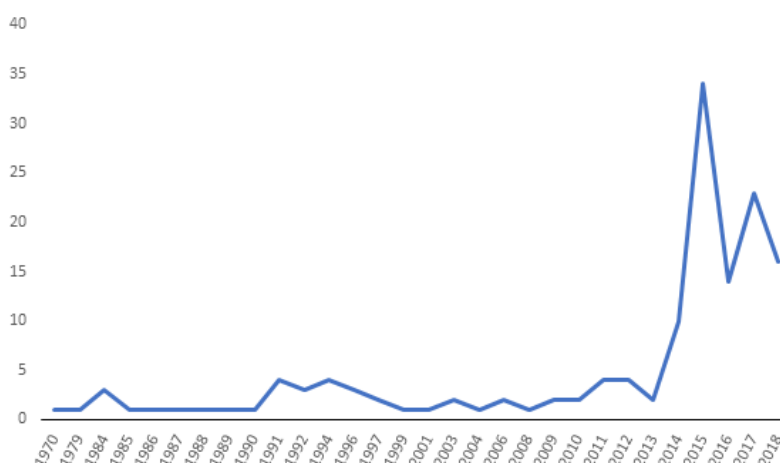
OBSAH

Úvod	11
1 Bezpečnostné bariéry a ich MKP výpočet	12
2 Model nárazovej skúšky vozidla	19
2.1 Hlavné charakteristiky vozidla	19
2.2 Model geometrie vozidla	21
2.3 Diskretizácia a modely materiálov	23
2.4 Spojenia, kontakty a zaťaženie	25
2.5 Parametrické nastavenie modelu	25
2.5.1 Počiatočná rýchlosť	26
2.5.2 Rozmery	26
2.5.3 Hmotnosť	29
2.5.4 Kondícia rámu a poškodenie nosnej štruktúry vozidla.....	29
2.5.5 Zavesenie a zatačanie	30
2.6 Ostatné časti modelu nárazovej skúšky	31
3 Príprava citlivostnej analýzy	33
3.1 Podrobnosti spracovania analýzy	33
3.2 Tvorba parametrov	34
3.3 Kontrola hmotnosti	38
3.4 Podmienky overujúce reálnosť konfigurácie modelu.....	38
3.4.1 Kontrolná podmienka rázvoru a dĺžky	39
3.4.2 Kontrolná podmienka pneumatík a svetlej výšky	41
3.4.3 Kontrolná podmienka polohy nákladu voči kabíne	41
3.4.4 Kontrolná podmienka polohy nákladu voči zadnému nárazníku	43
3.4.5 Kontrolná podmienka polohy nákladu voči nosníku	44
3.4.6 Kontrolná podmienka absolútnej tuhosti	45
3.5 Okrajové hodnoty parametrov	46
3.5.1 Rýchlosť vozidla.....	46
3.5.2 Rozmery	46
3.5.3 Hmotnosť	48
3.5.4 Zvyšné parametre	50
3.6 Sledované výstupy	50
3.6.1 Akcelerometre	50
3.6.2 Sledovanie energií modelu	54
3.6.3 Kontaktná sila	58
3.6.4 Deformácia rámu	59
3.7 Hodnotenie citlivosti parametrov v rámci optislang.....	60

4	Vyhodnotenie citlivostnej analýzy	64
4.1	Vyhodnotenie nárazu do tuhej steny	64
4.1.1	Stabilita výpočtu	64
4.1.2	Globálne správanie vozidla pri zrážke	68
4.1.3	Odchýlka od globálneho správania	69
4.1.4	Vyhodnotenie energií častí vozidla	70
4.1.5	Citlivosť parametrov modelu	72
4.2	Vyhodnotenie nárazu do deformovateľného stĺpu	74
4.2.1	Globálne chovanie vozidla pri zrážke	75
4.2.2	Odchýlka od globálneho chovania	76
4.2.3	Vyhodnotenie energií častí vozidla	78
4.2.4	Citlivosť parametrov modelu	80
4.3	Zhrnutie	81
5	Vyhodnotenie citlivostnej analýzy – konštantná rýchlosť	83
5.1	Vyhodnotenie nárazu do tuhej steny	83
5.1.1	Vyhodnotenie energií častí vozidla	84
5.1.2	Citlivosť parametrov modelu	86
5.2	Vyhodnotenie nárazu do deformovateľného stĺpu	87
5.2.1	Prerazenie	88
5.2.2	Vyhodnotenie energií častí vozidla	90
5.2.3	Citlivosť parametrov modelu	92
5.3	Zhrnutie	93
6	Vyhodnotenie citlivostnej analýzy – konštantná rýchlosť a hmotnosť nákladu	95
6.1	Vyhodnotenie nárazu do tuhej steny	95
6.1.1	Vyhodnotenie energií častí vozidla	97
6.1.2	Citlivosť parametrov modelu	99
6.2	Vyhodnotenie nárazu do deformovateľného stĺpu	100
6.2.1	Prerazenie	101
6.2.2	Vyhodnotenie energií častí vozidla	102
6.2.3	Citlivosť parametrov	104
6.3	Zhrnutie	104
7	Robustnostná analýza	107
7.1	Bariéra	107
7.2	Parametre	110
7.3	Vyhodnotenie robustnostnej analýzy	112
	Záver	114
	Použité informačné zdroje	117
	Zoznam použitých skratiek a symbolov	120
	Zoznam príloh	121

ÚVOD

Bezpečnosť verejných priestorov a kritickej infraštruktúry sa v súčasnosti stáva diskutovanou témou pre narastajúcu tendenciu teroristických útokov. Jednou z bežne využívaných foriem takýchto útokov je tzv. ramming, teda úmyselný náraz vozidlom do davu ľudí alebo strategických objektov s cieľom zapríčiniť čo najväčšie škody na ľudských životoch a majetku. Po roku 2016 útoky tohto typu predstavovali viac ako polovicu úmrtí týkajúcich sa terorizmu [1]. Tento stúpajúci trend útokov ramming zachytili aj štatistiky (Obr. 1), kde došlo po roku 2013 k ich násobne vyšším výskytom.

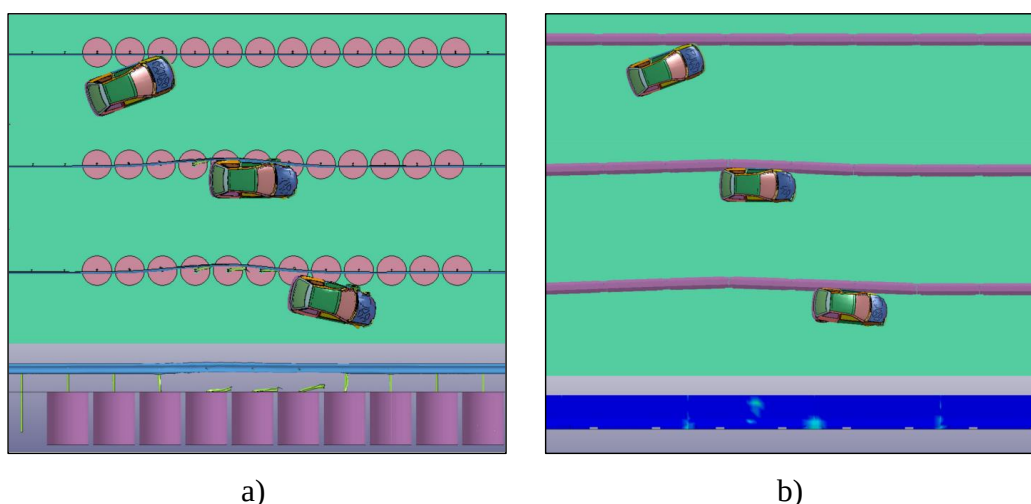


Obr. 1 Štatistika útokov typu ramming skrz 1970-2018 [2]

Od decembra 2024 do marca 2025 došlo k trom útokom, ktoré si vyžiadali viacero obetí na životoch a množstvo zranených [3]. Tento typ útoku je na rozdiel od bombových útokov jednoduchší na vykonanie, pretože útočníkovi postačuje vozidlo a oblasť s vysokou koncentráciou ľudí. Účinnou cestou na predchádzanie tzv. ramming útokom je použitie bezpečnostných bariér v rizikových lokalitách. Na absenciu opatrení doplatili obeť teroristického útoku v Magdeburgu v roku 2024, kde útočník prenikol na námestie cez zónu určenú pre záchranné zložky, kde chýbali bariéry [4]. Tento incident si vyžiadaval 6 ľudských životov a takmer 300 zranených. Z uvedených skutočností vyplýva predpoklad nárastu dopytu po bezpečnostných bariérach zo strany samospráv. Na dosiahnutie čo najefektívnejšieho dizajnu schopného eliminovať útoky je nevyhnutné realizovať testovanie bariér. Prevedenie takéhoto experimentu je nielen finančne nákladné po stránke bariéry a použitého vozidla, ale aj z pohľadu časového. Za účelom podpory výrobcov bezpečnostných bariér, ako aj ich koncových používateľov zodpovedných za rozhodovanie o ich rozmiestnení, nadviazali spoluprácu spoločnosti SVS FEM a JRC. Výsledkom tejto spolupráce je vytvorenie MKP modelov vozidiel viacerých kategórií v súlade s normou IWA 14 102. Diplomová práca sa sústreďuje na modely vozidiel kategórií N2A a N3D [5] a jej cieľom je identifikovať parametre s najvýraznejším vplyvom na výsledok nárazu. Na získanie relevantných záverov bude vykonaná citlivostná analýza nárazu do bariér poskytnutých spoločnosťou SVS FEM s využitím softvéru Optislang. Výsledky analýzy umožnia budúcim používateľom zúžiť množinu nastavovaných parametrov, čím sa zjednoduší aplikácia modelu. Na základe výstupov budú ďalej analyzované stabilita modelu, výpočtová náročnosť simulácií, absorbovanie energie jednotlivými časťami vozidla a penetrácia vozidla za bariéru.

1 BEZPEČNOSTNÉ BARIÉRY A ICH MKP VÝPOČET

Na ochranu civilistov v rizikových oblastiach sa používa veľké množstvo typovo rozdielných bariér, ktoré sú súhrne označované ako vozidlové bezpečnostné bariéry (VSB z anglického Vehicle Security Barrier)[6]. Ich praktická využiteľnosť pri teroristických útokoch sa posudzuje testovaním či už numericky alebo aj experimentom. V súčasnosti sa väčší dôraz dáva v akademických článkoch na cestné bariéry, ktoré sa primárne využívajú na zabezpečenie zotrvania vozidla na ceste v prípade nehody (najčastejšie diaľnice). To znamená, že vozidlo by nemalo prejsť za bariéru, čo sa zhoduje s princípom VSB. Z tohto dôvodu môžu byť výsledky získané v rámci oblasti cestných bariér relevantné pre testovanie VSB. U cestných bariér sa pracuje najčastejšie s oceľovými alebo betónovými zvodidlami. Jedná sa o bariéry, ktoré sú medzi sebou v rámci určitého úseku prepojené. Na rozdiel od oceľových zvodidiel sú betónové bariéry najčastejšie uložené bez uchytenia k vozovke. Skúška nárazu do cestného zvodidla prebieha u všetkých typov podobne. Pohybujúce vozidlo sa dostáva do kontaktu s bariérou v jeho prednej bočnej časti a do zvodidla typicky naráža pod uhlom približne 20° [7][8]. To je odlišné od testovania VSB, kde sa primárne jedná o čelný náraz. V prípade oceľového zvodidla (Obr. 2 b)) nastáva jeho značná deformácia, ktorá vyrovná vozidlo a tým zabráni jeho prepadnutiu [8]. U betónových zvodidiel (Obr. 2 a)) je priebeh nárazu mierne odlišný. Vozidlo spôsobí porušenie povrchu betónového bloku pri čom dochádza k čiastočnému odsunutiu bariér a vozidlo sa udrží na vozovke [8].



Obr. 2 Priebeh nárazu do cestných bariér v MKP: a) oceľové zvodidlo, b) betónový zátarás [7]

Práca [8] riešila okrem fyzického testu aj jeho prevedenie do MKP výpočtu. Oceľové zvodidlo (Obr. 3 a)) bolo modelované pomocou škupinových prvkov a materiálového modelu typu 24 (*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY), ktorý predstavuje elasto-plastický materiál s napätím definovaným ako funkcie pretvorenia prvkov a rýchlosti pretvorenia. Všetky údaje o materiálových modeloch v tejto kapitole vychádzajú z LS-DYNA manuálu [9]. Jednotlivé oceľové časti zvodidla boli vzájomne spojené skrutkami, ktoré boli modelované prúťovými prvkami a využívali materiálový model typu 98 (*MAT_SIMPLIFIED_JOHNSON_COOK), charakteristický plasticitou závislou od pretvorenia prvkov. Tento typ materiálového modelu sa používa pre komponenty s veľkými rozsahmi deformácie. Oceľové zvodidlá boli pevne kotvené k vozovke, pričom pre dosiahnutie zodpovedajúceho správania v MKP simulácii bola použitá zvislá oceľová tyč vsadená do modelu pôdy. Oceľová tyč siahala viac ako 1 meter do pôdy, pričom pôda bola modelovaná individuálne pre každú tyč ako valcovitý objemový prvok.

V rámci tej istej práce autori modelovali aj betónovú bariéru (*Obr. 3 b*)). Bariéra bola voľne uložená a reprezentovaná objemovými prvkami s priradeným materiálovým modelom typu 96 (*MAT_BRITTLE_DAMAGE). Tento typ využíva anizotropný model krehkého poškodenia a je primárne určený na simuláciu správania betónu. Oceľová armatúra umiestnená vo vnútri bariéry bola modelovaná prúťovými prvkami, ktorým bol priradený materiálový model typu 98.



Ekvivalenty zistení pre oblasť VSB je náročné dohľadať v rámci dostupnej akademickej literatúry. Testovanie VSB realizujú spoločnosti ako DEKRA, ATG Access alebo CTS, avšak protokoly zo skúšok nie sú verejne prístupné. Zverejnené sú prevažne videá zachytávajúce priebeh testov. Testy sa spravidla týkajú bariér vo forme stĺpov alebo stien, ktoré môžu byť pevné alebo výsuvné. Väčšina skúšok končí úspešným zastavením vozidla. Náraz však nie vždy prebieha ideálne – niektoré časti vozidla sa pri kolízii oddeľujú a dostávajú sa za líniu bariéry.

Jedno z dostupných videí napríklad dokumentuje zrážku vozidla s voľne uloženým betónovým blokom (predstavujúcim ekvivalent betónových zvodidiel), pri ktorej dôjde k úplnému odtlačeniu prekážky bez zastavenia vozidla (Obr. 4). To je hlavným problémom u voľne uložených bariér aj podľa práce [11].



Obr. 4 Priebeh nárazu do betónového bloku: a) tesne po zrážke, b) prerazenie [12]

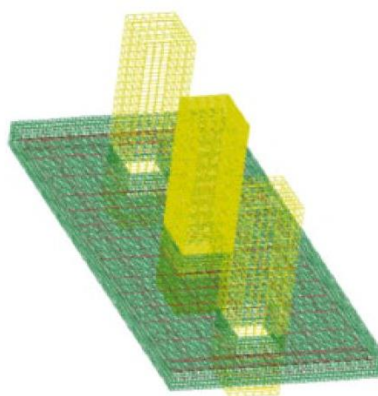
Akademické texty spojené s tematikou VSB sa prevažne zaoberajú konkrétnymi návrhmi bariér. Ich počet v porovnaní s cestnými bariérami je niekoľko násobne menší. Autori práce [13] použili 3 kvádre z čiernych balvanov, ktoré boli vsadené do zeme kde sa vytvoril ich spoločný základ prostredníctvom betónu. Kvádre sa nachádzali 1,2 m od seba a nad zemou mali výšku 1 m. Ako testovacie vozidlo sa použilo menšie nákladné vozidlo o hmotnosti 7 t a pri pozdĺžnej rýchlosti $48 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Vozidlo pri skúške narazilo len do jedného z kvádrov, ktorý po náraze praskol (Obr. 5). Vozidlo svojím ďalším pohybom posunulo oddelenú časť, ktorá rotovala a dostala sa pod testovacie vozidlo. Rozdelenie bariéry umožnilo vozidlu dostať sa takmer 2 m za bariéru.



Obr. 5 Bariéra z čiernych balvanov po teste [13]

MKP model tejto bariéry pozostával z viacerých častí – balvanov, betónového základu, pôdy a oceľovej armatúry. Balvany, základ a pôda boli diskretizované objemovými prvkami. Materiálový model typu 159 (*MAT_CSCM_{OPTION}) sa použil u balvanov a základu. Jedná sa o model s hladkým alebo spojitým povrchovým uzáverom (surface cap model z angličtiny). Uzáver je pridaná hranica materiálu, ktorá obmedzí maximálnu plastickú deformáciu. Po dosiahnutí hranice nastane zlyhanie materiálu.

Autori ho použili pre jeho schopnosť zachytiť zmäkčovanie materiálu po porušení a jeho lom v dôsledku deformácie. Pre simulovanie pôdy bol použitý materiálový model typu 173 (*MAT_MOHR_COULOMB), ktorý je určený pre modelovanie piesčitých zemí a iných zrnitých materiálov. Oceľová armatúra bola modelovaná prúťovými prvkami a použitím materiálového modelu typu 24. Uzly prúťových prvkov neboli zdieľané s modelom základu, ale ich prepojenie je realizované okrajovou podmienkou v LS-DYNA. Samotný model tejto bariéry je na Obr. 6.



Obr. 6 MKP model balvanov bez pôdy [13]

Kontakty v tejto práci boli definované podobne ako u predchádzajúcej akademickej práce autorov [14]. Medzi jednotlivými časťami modelu zrážky (vrátane vozidla) kontakty kontrolovali, aby nedošlo k penetrácii uzlov jednej časti do druhej (jednocestné) alebo medzi oboma časťami zároveň (dvojcestné). Kontakt sa zadával na základe trecieho uhlu.

Ďalšia práca [15] použila vertikálne uloženú oceľovú trubku, ktorá bola z vnútra vystužená betónom. Bariéra mala betónový základ pod zemou, kde vertikálna trubka bola vystužená dvoma horizontálnymi trúbkami. Výsledný dizajn je na Obr. 7 a). Výška bariéry nad zemou bola 1 m.

Nákladné vozidlo o 7 t sa pohybovalo pozdĺžnou rýchlosťou $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a po náraze došlo k vytrhnutiu bariéry spolu s jej základom zo zeme. Vozidlo sa zastavilo až po 9 m (Obr. 7 b)).



a)



b)

Obr. 7 Nárazová skúška oceľovej trubky: a) dizajn bariéry, b) výsledok zrážky [15]

V rovnakej práci sa testoval návrh autobusovej zastávky (Obr. 8 a).), ktorá by slúžila aj ako bariéra. Zastávka sa skladala z piatich vertikálne uložených oceľových trubiek, ktoré boli na vrchu zvarené horizontálnou trubkou, ktorá ich prepojila. Bariéra ma celkovú výšku cez 4 m. Oceľové trubky boli z vnútra vystužené betónom a boli osadené do zeme prostredníctvom betónového základu. Základ bol v porovnaní s predchádzajúcou skúškou mohutnejší. Autori použili pri teste rovnaké vozidlo a podmienky nárazu. Po náraze došlo k deformácii bariéry v oblasti nad zemou bez jej odtrhnutia od celku a vozidlo sa zastavilo 1,3 m za pôvodnou hranicou prekážky (Obr. 8 b)). U základu bariéry došlo k len minimálnemu pohybu.



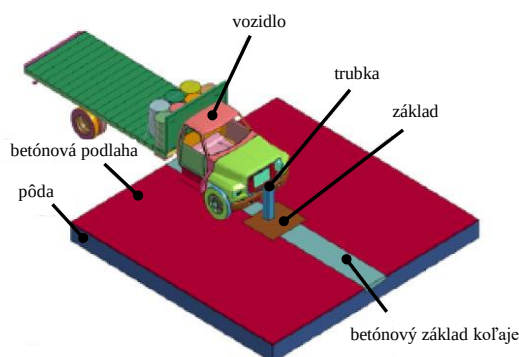
a)



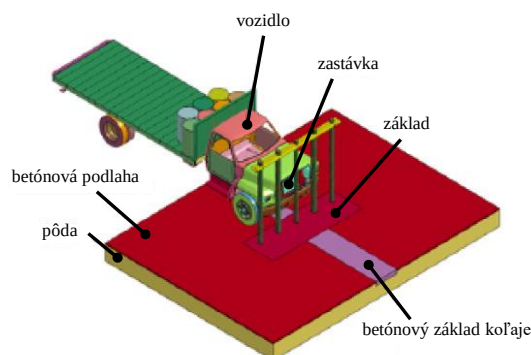
b)

Obr. 8 Nárazová skúška autobusovej zastávky: a) dizajn bariéry, b) výsledok zrážky [15]

Okrem fyzického testu autori pripravili MKP modely oceľovej trubky (Obr. 9 a)) a autobusovej zastávky (Obr. 9 b)). Definovanie materiálových modelov bolo v prípade oboch bariér rovnaké. Betónové časti modelu a pôda boli diskretizované objemovými prvkami. Oceľové časti, ako armatúry a výstuhy, boli modelované prúťovými alebo škrupinovými prvkami. Pre pôdu bol použitý materiálový model typu 173, podobne ako v práci zaoberajúcej sa nárazom do balvanov od tých istých autorov. Hodnoty materiálových parametrov boli doplnené na základe normovaných údajov o pôde. Na modelovanie betónu bol použitý materiálový model typu 159, pričom boli priradené jeho typické materiálové vlastnosti. Oceľ bola modelovaná pomocou elasto-plastického materiálového modelu typu 24. Oceľové výstuhy (trubky) v základoch boli v oboch prípadoch modelované so zníženými hodnotami medze klzu a plastickej deformácie do porušenia, aby sa zohľadnilo, že výstuhy sú medzi sebou zvarené.



a)



b)

Obr. 9 MKP model bariéry: a) oceľová trubka b) autobusová zastávka [15]

V tejto kapitole odznelo, že použitie neupevnených bariér (napr. betónové bloky) nie je ideálne, pretože dochádza po náraze k ich odsunutiu. Jedná z prác [16] sa práve zaoberala témou voľne uložených stĺpikov so spoločnou podstavou, ktoré sú na Obr. 10.



Obr. 10 Voľne uložené stĺpiky [16]

Mobilné bariéry nemajú byť navrhnuté tak, aby vozidlo okamžite zastavili. Ich úlohou je prevrátiť sa pod vozidlo, čím ho postupne spomalia. Na dosiahnutie tohto správania je podstatný tvar bariéry.

Tento princíp síce umožní vozidlu prejsť o niečo ďalej za pôvodnú hranicu bariéry, no zároveň výrazne znižuje množstvo uvoľneného materiálu z vozidla, ktorý by mohol ohroziť ľudí v okolí. Z tohto dôvodu je kľúčové, aby bola bariéra umiestnená v dostatočnej vzdialenosti od miest, kde je veľká koncentrácia ľudí. V konkrétnom teste bola použitá liatinová bariéra s výškou 1,1 metra. Boli nasadené tri bariéry (Obr. 11 a)) – jedna na mieste prvotného nárazu a ďalšie dve vo vzdialenosti 0,7 metra za pôvodnou bariérou. Nákladné vozidlo s hmotnosťou 10,1 tony, idúce rýchlosťou $55 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, prevrátilo všetky bariéry, ktoré sa dostali pod jeho prednú nápravu. Vozidlo sa zastavilo 18 metrov za pôvodnou hranicou bariéry (Obr. 11 b)). Zaujímavé je, že test nárazu pod uhlom priniesol veľmi podobné výsledky ako pri čelnom náraze.



a)



b)

Obr. 11 Priebeh nárazu do mobilnej bariéry: a) situácia pred zrážkou, b) situácia po zrážke [16]

Autori akademickej práce pri tvorbe MKP modelu bariéry použili geometriu diskretizovanú objemovými prvkami. Vo výpočte bol použitý absolútne tuhý materiálový model typu *MAT_RIGID (typ 20). Voľba tohto materiálového modelu vyplývala z fyzického testovania bariéry, pri ktorom po kolízii nebolo pozorované výrazné poškodenie. Medzi vozidlom a bariérami bol definovaný kontakt *CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE.

Ide o obojsmerný kontakt, pri ktorom sú riadiace (master z angličtiny) segmenty kontrolované na penetráciu podriadenými (slave z angličtiny) uzlami a naopak. Rovnaký typ kontaktu bol aplikovaný aj medzi jednotlivými bariérami.

Častým riešením v rizikových oblastiach je použitie pevne uložených stĺpov. Pri použití stĺpových bariér je dôležité ich rozloženie. Vzdialenosť medzi jednotlivými stĺpmi určuje počet stĺpov, ktoré sa dostanú do priameho kontaktu s vozidlom. Jedna z akademických prác [17] sa zaoberala nárazom do dvoch stĺpov o výške 1,2 m nad zemou a vzdialenosti 0,5 m medzi nimi. Na test sa použilo nákladné vozidlo o 7,5 t a pozdĺžnej rýchlosti $78 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Vozidlo po náraze úplne zastavilo pri malej deformácii bariér. Predná náprava sa nedostala za stĺpy (Obr. 12), ale došlo k utrhnutiu kabíny vozidla, ktorá skončila za nimi. Podobný fenomén bolo možné sledovať aj vo videách od spoločností, ktoré problematiku VSB testujú. Veľké časti odtrhnutej kabíny doputovali až 22 m za bariéru.



Obr. 12 Situácia po náraze do dvoch stĺpov [17]

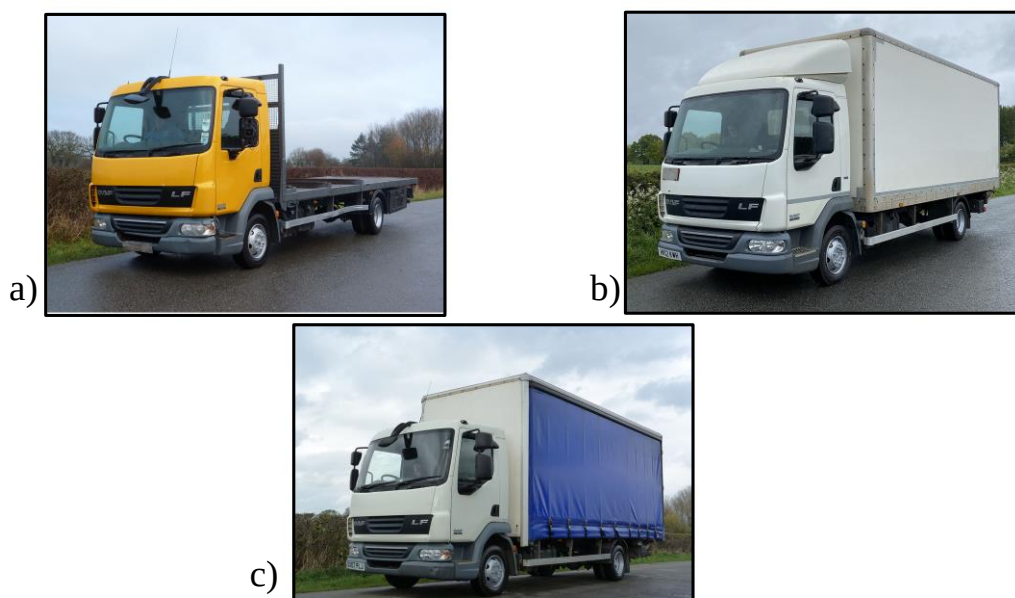
Z práce je zrejmé, že pri výbere vhodnej bariéry je treba sledovať viacero oblastí. Prvým je výber pevnej alebo mobilnej bariéry, ktorý priamo závisí od rizikového miesta. U mobilných sa dá na základe získaných informácií očakávať veľké prerazenie za bariéru, čo môže ohroziť ľudí v okolí bariéry. Mobilné by mali tvarovo umožniť dostať sa vozidlu pod prednú nápravu. Z toho je možné konštatovať, že využitie mobilného diaľničného betónového zátarasu ako VSB je neefektívne, pretože tvar betónových zábran neumožní ich prevrátenie a následné zablokovanie prednej nápravy. Pri pevných zábranách je dôležitý návrh samotnej bariéry aby dokázala zastaviť vozidlo, ale aj vyhotovenie jej základu. Ten musí zabrániť odtrhnutiu bariéry z vozovky. U správne navrhnutých pevných bariér je primárne nebezpečenstvo spôsobené odtrhnutými časťami vozidla. Z uvedených prípadov testovania rôznych typov zádržných systémov vyplýva, že návrh bezpečnostnej bariéry predstavuje komplexnú problematiku, pri ktorej musí výrobca zohľadniť širokú škálu aspektov a rizík. Pri návrhu mu môžu výrazne pomôcť numerické simulácie, ktoré umožňujú odhaliť a vyriešiť množstvo problémov ešte pred realizovaním experimentálnych nárazových skúšok.

Z hľadiska MKP výpočtov upriamovali autori uvedených prác pozornosť najmä na nastavenie materiálových modelov jednotlivých častí bariéry. Práce ponúkli viacero možností modelovania betónu a pôdy. Všetky práce sa zhodovali v použití materiálového modelu typu 24 pre oceľ. Informácie o použitých kontaktoch, prípadne o okrajových podmienkach, boli spomínané len okrajovo alebo vôbec.

2 MODEL NÁRAZOVEJ SKÚŠKY VOZIDLA

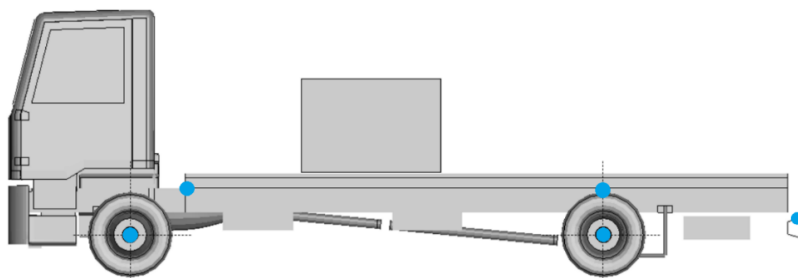
2.1 HLAVNÉ CHARAKTERISTIKY VOZIDLA

Model, ktorý je predmetom citlivostnej analýzy, reprezentuje vozidlá v kategórii N2A alebo N3D podľa normy IWA 14 117 [18]. Touto normou sú špecifikované metódy a spôsoby merania výsledkov testu pre vozidlové bezpečnostné bariéry pri náraze spôsobeným testovacím vozidlom. Využitie tohto modelu pre obe kategórie je možné pre ich podobnosti a širokým možnostiam parametrizácie modelu. Vozidlá kategórie N2A a N3D (Obr. 13) sú dvojnápravovej konfigurácie vo forme valníku, valníku s plachtovou nadstavbou alebo pevnou skriňovou nadstavbou. Základný rozdiel týchto nákladných vozidiel je v ich hmotnosti. Pre skupinu N2A platí, že minimálna hmotnosť bez prítomnosti nákladu je 3 575 kg a maximálna s nákladom je $7\,200 \pm 400$ kg. N3D má minimálnu hmotnosť 6 200 kg a maximálnu $12\,000 \pm 400$ kg. Model nie je vypracovaný na základe konkrétneho výrobcu a jeho modelu, ale je všeobecný [5].



Obr. 13 Typy vozidiel kategórií N2A a N3D: a) valník, b) pevná skriňová nadstavba, c) valník s plachtovou nadstavbou

Jeho validita bola overená spoločnosťou SVS FEM vykonaním testov, ktoré boli inšpirované podľa CEN/TR 16303 [19]. CEN/TR 16303 je norma, ktorá sa zaoberá tvorbou samotného modelu v MKP a následne posudzuje správnosť daného modelu s ohľadom na cestné zádržné systémy. Vyhodnocovanie je založené na porovnávaní výsledkov simulácii s experimentom. Model bol overovaný použitím niektorých testov vychádzajúcich z menovanej normy. Na porovnanie pohybu nákladného vozidla získaného simuláciou s experimentom boli použité meracie body, ktoré boli na miestach zobrazených na Obr. 14. Použité experimentálne vozidlo bolo skupiny N2A o celkovej hmotnosti 7500 kg. Pri simulovaní tohto testu boli parametre modelu upravené tak, aby model odpovedal rozmerovo a hmotnostne svojej skutočnej predlohe.



Obr. 14 Meracie body použité pri validite modelu v prvej časti testovania [5]

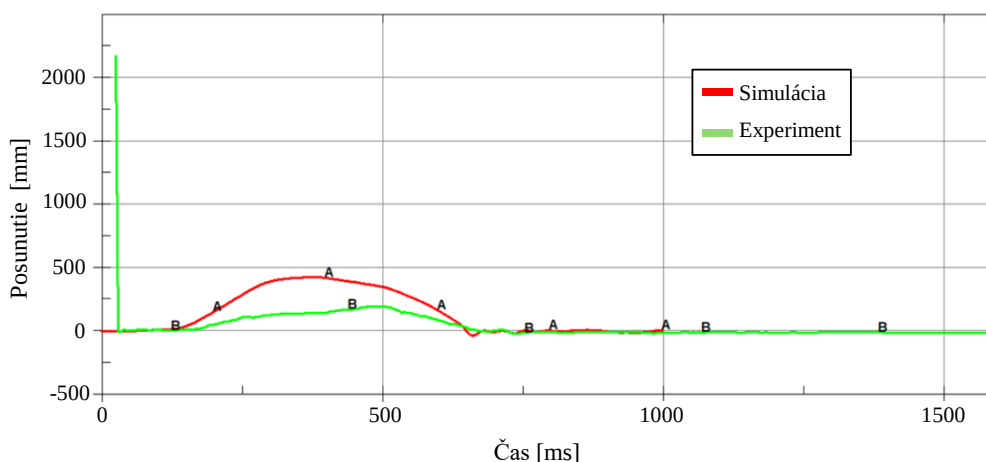
Prvým testom bolo zotrvanie vozidla v nečinnom stave po dobu potrebnú pre simuláciu nárazovej skúšky (1,5 sekúnd). Pri tomto stave je zaťaženie modelu vyvolané gravitačným zrýchlením a pozdĺžna rýchlosť je stanovená ako nulová. Ďalším testom bolo sledovanie pohybu po lineárnej dráhe, kedy pozdĺžna rýchlosť vozidla bola zvolená na $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a pred modelom nebola prítomná prekážka. Vozidlo urazilo približne 40 metrov. Ďalšou sledovanou situáciou bol prechod vozidla po obrubníku. Obrubník bol v prípade simulácie považovaný za tuhý k vozovke nepohyblivo pripevnený objekt o rozmeroch 100 mm na výšku, 400 mm na šírku a 2500 mm na dĺžku. V prípade MKP výpočtu došlo k simulovaniu prechodu po obrubníku v dvoch samostatných simuláciách, kedy sa prechod prednej a zadnej nápravy počítal oddelene. Počiatočná rýchlosť modelu bola zvolená na $16 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. U všetkých testoch model vykazoval výpočtovú stabilitu a jeho správanie odpovedalo skutočnému nákladnému vozidlu.

Poslednými testami boli zrážky s bariérou vo forme tuhej steny a deformovateľného stĺpu. Správanie stĺpu pri zrážke v MKP výpočte odpovedalo správaniu skutočnej predlohy. Vozidlo malo počiatočnú rýchlosť $48 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Na vozidle došlo k sledovaniu rozdielnych bodov ako u úvodných testoch. Použité referenčné body sú na Obr. 15.



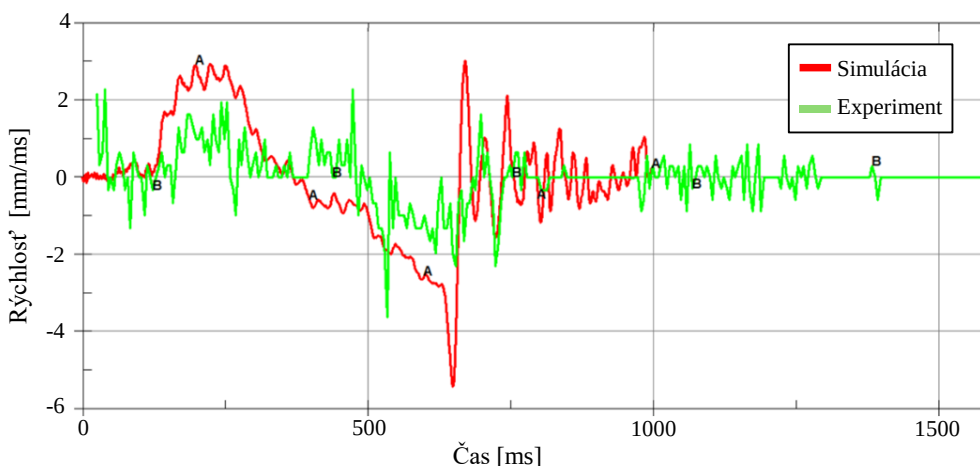
Obr. 15 Meracie body použité pri validite modelu v druhej časti testovania [5]

Pri teste nárazu do steny nedošlo k experimentálnemu overeniu a SVS FEM len sledovalo stabilitu modelu a či výsledná situácia odpovedá očakávanému správaniu vozidla. Pri náraze do stĺpu a rýchlosti $48 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ porovnanie posunutí a rýchlostí v sledovaných bodoch odpovedalo výsledkom získaných z reálneho testu vrátane menších prípustných rozdielov, ktoré sú na Obr. 16.



Obr. 16 Porovnanie simulácie a experimentu pre posunutie bodu M5 v ose Z (zvislý smer) pri náraze do stĺpu a rýchlosti $48 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ [5]

Príklad rozdielneho správania pri simulácii a experimentálnej nárazovej skúške pri náraze do stĺpu a rýchlosti $48 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ je na Obr. 17. SVS FEM pripisuje vzniknuté odlišnosti nepresnostiam merania, vplyvu deformácie vozovky, odchýlkam od deformácie bariéry medzi experimentom a MKP modelom a pohybom nákladu pri zrážke u experimentu. Model pracuje s ideálnym scenárom, kedy náklad nemení svoju polohu a je pevne spojený s valníkom, ako predpisuje norma.

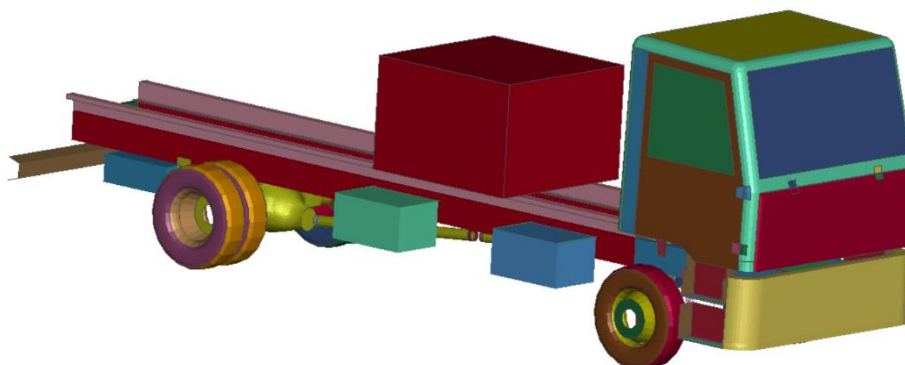


Obr. 17 Porovnanie simulácie a experimentu pre rýchlosť bodu M5 v ose Z pri náraze do stĺpu a rýchlosti $48 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

2.2 MODEL GEOMETRIE VOZIDLA

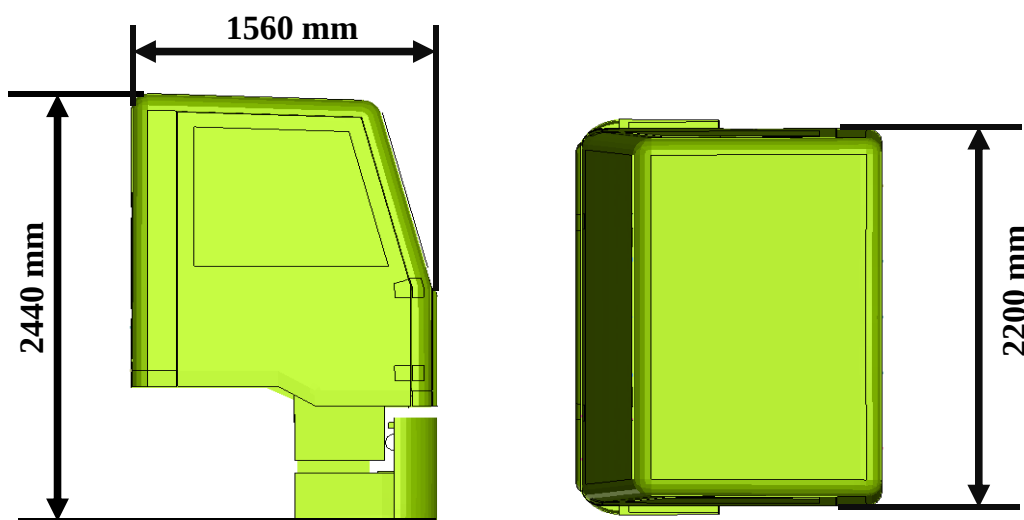
V predchádzajúcej podkapitole bolo spomenuté, že sa jedná o všeobecný model. Pre tento dôvod geometria obsahuje len prvky, ktoré sú spoločné pre väčšinu vozidiel patriacich do týchto kategórií. V geometrii taktiež chýbajú niektoré konkrétne detaily, ktoré nemajú veľký dopad na celkovú presnosť, ale mohli by predlžovať samotné riešenie. Hlavným zmyslom modelu (Obr. 18) je podľa správy SVS FEM [5] využitie pri návrhovom procese bezpečnostných bariér.

Z tohto dôvodu sa v modeli vyskytujú len časti, ktoré majú najväčší vplyv na globálnu tuhosť, priestorové rozloženie hmoty a globálne správanie vozidla pri zrážke.



Obr. 18 Model skúmaného vozidla pri referenčnom nastavení

V modeli sú vynechané aj určité časti, ktoré by sa mali premietat' do správania vozidla v minimálnej úrovni ako napríklad prístrojová doska, sedadlá, prvky pasívnej ochrany a ďalšie. Pri týchto častiach je braná do úvahy len ich hmotnosť. Model možno zjednodušene rozdeliť na dve časti – kabínu a rám podvozku. Typ kabíny je nemenný a jedná sa o dennú kabínu, čo znamená, že nemá dodatočné miesto na spanie. Nemennosť taktiež platí o rozmeroch tejto kabíny, ktoré nie sú parametrizované, ale sú pevne stanovené ako priemerná hodnota vypočítaná na základe údajov zozbieraných SVS FEM. Rozmery kabíny sa nachádzajú na Obr. 19. Zmena môže byť vykonaná len pri pozícii kabíny, ktorá sa mení na základe zmeny iných parametrov (ako napr. svetlá výška vozidla). Taktiež je možné ovplyvniť jej hmotnosť definovaním parametru prídavnej hmotnosti.

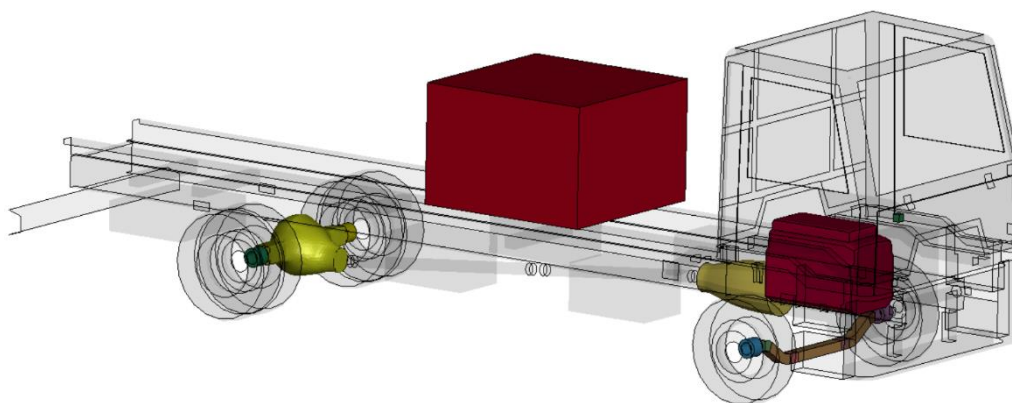


Obr. 19 Rozmery kabíny vozidla [5]

Pozícia a rozmery jednotlivých častí rámu podvozku sú parametrizované. Základná hodnota bola stanovená ako priemerná medzi najväčším vozidlom (MAN TGM 18.290) v štúdii [5] a najmenším (Renault Midlum 220.12). K boku vozidla na jeho rám sú uložené postranné boxy. Jedná sa o všeobecnú reprezentáciu súčasti, ktoré sú zvyčajne pripevnené na rám reálneho vozidla a majú určitý vplyv na jeho priestorové rozdelenie hmoty. Príkladom môže byť palivová nádrž, rezervná pneumatika, odkladacie boxy a mnohé ďalšie. Presné umiestnenie týchto súčastí nie je možné generalizovať, preto v SVS FEM boli vytvorené tieto postranné boxy ktorým je možné zadať hmotnosť a tým simulovať rozličné rozdelenie hmoty.

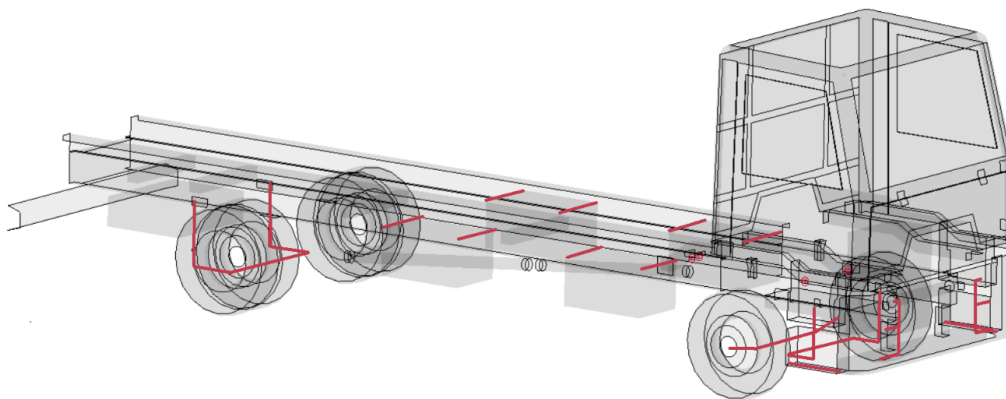
2.3 DISKRETIZÁCIA A MODELÝ MATERIÁLOV

Diskretizácia bola spoločnosťou SVS FEM vytvorená len raz. Pri zmene geometrických parametrov dochádza k transformácii siete, pričom jednotlivé jej časti sa vzájomne posúvajú a prispôbujú novej konfigurácii. Motor, prevodovka, predná náprava, zadná náprava s diferenciálom, náboje kolies a akcelerometer v kabíne sú modelované využitím objemových prvkov. Pre lepšie pochopenie sú časti zobrazené na Obr. 20.



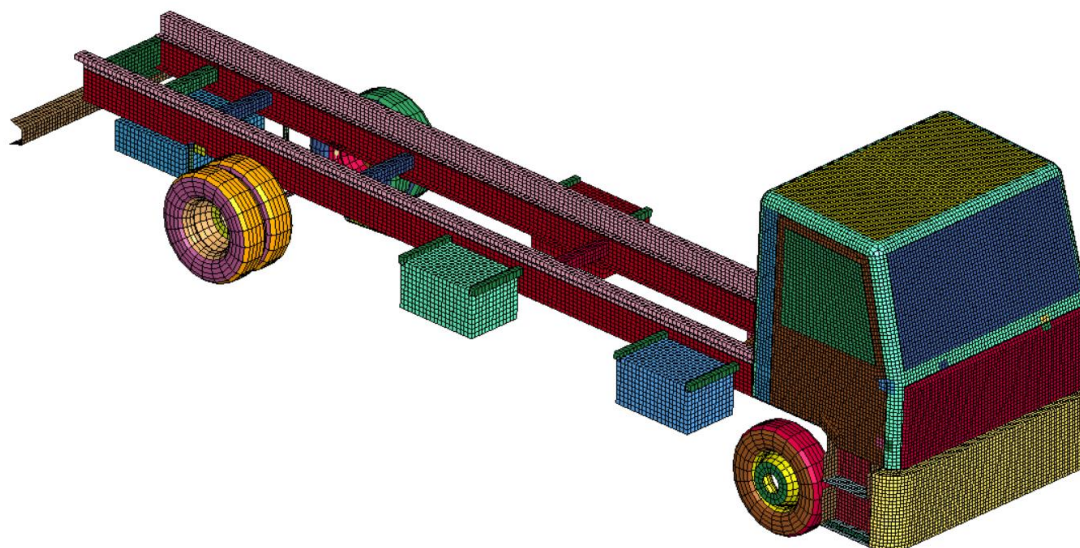
Obr. 20 Časti modelu tvorené objemovými prvkami

Stabilizátory nápravy, tyčky riadenia, zjednodušené spojenia a držiaky boxov zobrazené na Obr. 21 sú vymodelované prútovými prvkami. Využitie sú taktiež ako výstuhy kabíny a predného nárazníka.



Obr. 21 Časti modelu tvorené prútovými prvkami

Na modelovanie zvyšku vozidla sú využité škrupinové prvky, ktoré svojimi vlastnosťami odpovedajú karosérii. Sieť využíva prvky charakteristickej veľkosti 14 – 47 mm a hlavným cieľom siete je aby bola jednotná a štruktúrne usporiadaná. Dôraz je na využitie prevažne lineárnych štvoruholníkových prvkov. Model tvorený len z škrupinových prvkov je na Obr. 22.



Obr. 22 Časti modelu tvorené škrupinovými prvkami

Dokonale tuhý materiálový model (*MAT_RIGID) je použitý na vnútornú časť motora, prevodovku, náklad, postranné boxy, hnacie hriadele, náboje, zadnú nápravu a akcelerometer.

Ostatné časti motora, ktoré reprezentujú olejovú vaňu a ventilátor v kombinácii s filtrom, chladičom a pod. sú modelované škrupinovými prvkami a elasto-plastickým modelom (*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY). Materiálový model je typu 24 a jedná sa o elasto-plastický materiál s napätím definovaným funkciou krivky pretvorenia prvkov a rýchlosti pretvorenia. Kritérium poškodenia môže byť definované na základe plastického pretvorenia prvkov alebo veľkosti minimálneho časového kroku.

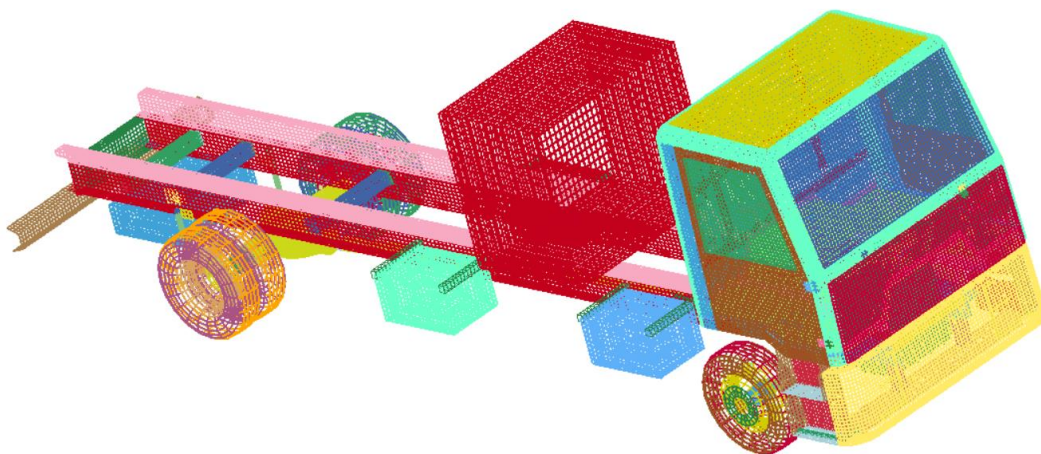
Okolo tuhej časti motoru sa nachádza deformovateľná časť, ktorá reprezentuje jemnejšie časti motoru (plastové kryty, trubky, hadice atď.) a je definovaná modelom s nelineárnou objemovou tuhosťou (*MAT_CRUSHABLE_FOAM). Materiálový typ 63 sa využíva na modelovanie deformovateľnej peny s voliteľnou limitou tlmenia a napätia. Odľahčovanie je plne elastické.

Elastický model je využitý pri pneumatikách a sklách vozidla (*MAT_ELASTIC). Materiálový typ 1 popisuje izotropný, lineárne elastický materiál použitím Hookovho zákona. Plastové časti ako predný nárazník alebo schodíky kabíny sú definované elasto-plastickým materiálovým modelom. Rovnaký model využívajú aj držiaky boxov.[9]

Mimo zmienených častí motora sa využíva model materiálu typ 24 aj pre všetky ostatné časti, ktoré tu nie sú v texte priamo zmienené. Tieto časti využívajú ako materiál konštrukčnú oceľ.

2.4 SPOJENIA, KONTAKTY A ZAŤAŽENIE

Na modelovanie zvaraných spojov sú u väčšiny modelu použité tuhé spojenia bez kritéria porušenia (*CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY a *CONSTRAINED_SPOTWELD). U upevnenia kabíny a valníkových nosníkov je tuhé spojenie bez kritéria porušenia (*CONSTRAINED_SPOTWELD). To znamená, že pri zrážke nedochádza k oddeleniu týchto častí od modelu. Pevné spoje (*CONSTRAINED_SPOTWELD) s kritériom porušenia sú definované pri čelnom skle vozidla a oknách kabíny. To isté platí pre upevnenie predného priečneho nosníku, nosníku prevodovky a nárazníku k rámu. Spojenie motoru s prevodovkou, diferenciálu so zadnými nábojmi kolies uchytenie nákladu na valníkových nosníkoch je realizované pevne (*CONSTRAINED_EXTRA_NODES). Upevnenie náprav k rámu je uskutočnené kinematickými kĺbmi, pružnými a tlmiacimi prvkami. Zvislý pohyb prednej aj zadnej nápravy umožňujú vertikálne posuvné väzby. Správanie stabilizátora (na zadnej aj prednej náprave) je modelované sférickými kĺbmi. Zatačanie vozidla je umožnené rovnakým spôsobom. Na otáčanie všetkých kolies sú v modeli využité rotačné kĺby. Umiestnenie kĺbov je v súlade s Ackermannovým princípom. Každá časť modelu nákladného vozidla je zaťažená gravitačným zrýchlením. Ďalším druhom zaťaženia modelu je vnútorný tlak 850 kPa zadany na predných a zadných pneumatikách. V modeli je predpísaný globálny kontakt (*CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE) medzi jednotlivými súčasťami a má koeficient trenia rovný 0,3. Taktiež model má zvlášť predpísaný kontakt (*CONTACT_AUTOMATIC_NODES_TO_SURFACE) medzi prútovými prvkami a súčasťami modelu s rovnakým koeficientom trenia. [20] Kontakty modelu sú na Obr. 23.



Obr. 23 Definované kontakty modelu

2.5 PARAMETRICKÉ NASTAVENIE MODELU

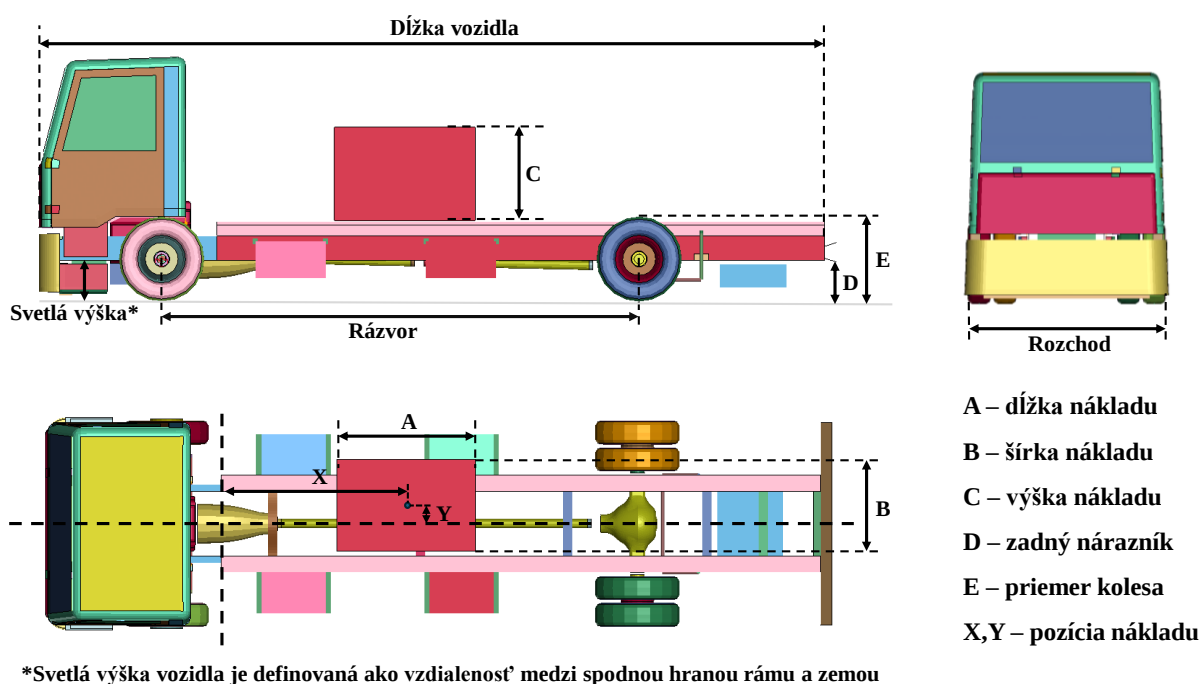
Model je editovateľný pomocou textového súboru (Parameters.k). Ten obsahuje všetky parametre vozidla, ktoré možno upraviť. Sú rozdelené do šiestich skupín – počiatočná rýchlosť, rozmery, hmotnosť, tuhosť súvisiaca so zrážkou, zatačanie a zavesenie. Model obsahuje odporúčaný rozsah hodnôt pre rozmery, ktoré stanovilo SVS FEM.

2.5.1 POČIATOČNÁ RÝCHLOSŤ

Jedná sa o hodnotu rýchlosti v $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$, ktorá je ďalej použitá na prepočet derivovaných parametrov. U počiatočnej rýchlosti nie je presne stanovený jej použiteľný rozsah. Spoločnosť SVS FEM testovala funkčnosť tohto modelu len pri rýchlostiach: $16 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $48 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$.

2.5.2 ROZMERY

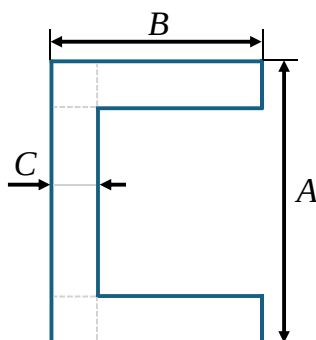
Model je schopný meniť nielen základné rozmery vozidla, ale aj nákladu. Stanoviť sa dá celková dĺžka vozidla, rázvor, rozchod, vonkajší polomer kolies, svetlá výška vozidla a výška v ktorej je umiestnený zadný nárazník. Svetlou výškou vozidla sa rozumie vzdialenosť medzi zemou a spodnou stranou rámu. Jej hodnota je v rozmedzí 425 až 1070 mm. Výška umiestnenia zadného nárazníka je odporúčaná v rozsahu 350 – 550 mm. Náklad má tvar kvádra, čo umožňuje zmenu jeho šírky, dĺžky a výšky. Náklad je modelovaný ako tuhý objekt, čo má za následok, že využitie príliš veľkých rozmerov pri jeho definovaní môže spôsobiť nadmernú tuhosť modelu vozidla.



Obr. 24 Nastaviteľné rozmery modelu [5]

Model umožňuje aj zmenu polohy nákladu skrz nastavenie hodnôt X a Y čím sa stanoví umiestnenie voči definovanému súradnicovému systému. Hodnoty X a Y predstavujú vzdialenosť ťažiska nákladu k počiatku daného súradnicového systému. Pre lepšiu predstavu sú všetky uvedené rozmery vyobrazené na Obr. 24.

Rám modelu dokáže byť modifikovaný nielen jeho dĺžkou ale takisto aj zmenou rozmerov jeho rezu, ktorý pripomína U-profil. Rozmery rámu je možné vidieť na Obr. 25.



Obr. 25 Rez rámom modelu [5]

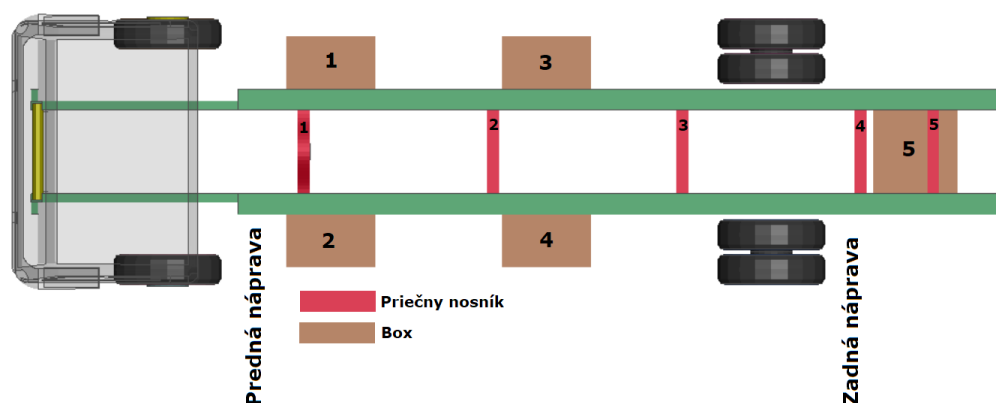
Model umožňuje meniť užívateľovi ľubovoľne rozmery A , B a C alebo si ich dokáže stanoviť automaticky (táto možnosť bude využitá ďalej v práci). To je možné, pretože SVS FEM zistilo istú závislosť medzi rázvorom a rozmermi profilu. Tieto závislosti sú popísané funkciou a tá je definovaná pre rázvor v hodnotách, ktoré boli stanovené ako odporúčané. Hodnota rozmerov C sa pohybuje medzi 4 - 8 mm, pre A je to medzi 170 - 270 mm. Hodnota B je ponechaná ako fixná na 71 mm pretože v SVS FEM neočakávali, že by jej zmena prispela k odchýlkam pri zrážke. Rámce hodnôt A , B a C boli stanovené na základe brožúr výrobcov nákladných vozidiel.

Tab. 1 Rozmerové parametre [5]

Rozmerové parametre	Jednotky	Minimálna hodnota	Referenčná hodnota	Maximálna hodnota
Dĺžka vozidla	[mm]	6090	8500	10 800
Rázvor	[mm]	3480	5090	6700
Rozchod	[mm]	1750	1980	2000
Vonkajší polomer kolesa	[mm]	752	910	1075
Svetlá výška rámu	[mm]	340	720	1070
Poloha zadného nárazníku	[mm]	350	425	550
Pozícia nákladu v ose X	[mm]	375	2000	4390
Pozícia nákladu v ose Y	[mm]	-775	0	775
Dĺžka nákladu	[mm]	750	1500	8780
Šírka nákladu	[mm]	750	1000	2300
Výška nákladu	[mm]	750	1000	1500

Všetky parametrizované rozmery sú prítomné v *Tab. 1* aj spolu s limitmi stanovenými SVS FEM.

Vyššie bolo uvedené, že model je možné rozdeliť na 2 časti. Do prvej kabínovej časti modelu patrí ešte predná náprava a časť rámu na ktorej je kabína upevnená. V tejto oblasti nie je možné meniť pozície jednotlivých jej častí v pozdĺžnom smere. Táto časť obsahuje jeden priečny nosník rámu, ktorý má dutý kruhový profil s priemerom 100 mm. V druhej časti vozidla, ktorá sa pozdĺžne dokáže meniť je 6 priečných nosníkov. Nosníky 2 až 5 podľa *Obr. 26* sú dutého štvorcového profilu s rozmermi 100 x 100 mm.



Obr. 26 Umiestnenie nosníkov a boxov na modeli [5]

Mimo nosníkov sa v tejto oblasti nachádzajú aj postranné boxy, ktoré sú uchytené k boku vozidla na rám. Pozíciu boxov 1 a 2 nie je možné meniť a je definovaná vzdialenosťou 1 m medzi prednou nápravou a prednou stranou boxu. Zvyšné boxy (3,4 a 5) majú premenlivú pozíciu, ktorá je závislá na zmene rozmerov nákladného vozidla.

Ďalším parametrom do ktorého je možné zasiahnuť sú pneumatiky. Rozmery pneumatík sa líšia naprieč oboma kategóriami. Tie najpoužívanejšie zapracovalo SVS FEM do ich správy a nachádzajú sa v *Tab. 2*. Zmeny rozmerov pneumatík sú riadené výlučne prostredníctvom hodnoty vonkajšieho priemeru, keďže práve tento parameter má najvýraznejší vplyv na správanie vozidla počas nárazu.

Tab. 2 Rozmery pneumatiky [5]

Rozmer pneumatiky	Vonkajší priemer kolesa [mm]
205/75 R17,5	752,0
245/70 R17,5	787,5
305/70 R19,5	922,3
295/80 R22,5	1043,5
315/80 R22,5	1075,5

2.5.3 HMOTNOSŤ

Zmeny priestorového rozloženia hmoty je možné realizovať úpravou rozmerových parametrov (napr. dĺžka vozidla), ale aj nastavením konkrétnych hodnôt hmotností. Model to umožňuje nastaviť pre motor, prevodovku, náklad, postranné boxy a pridať prídavnú hmotnosť kabíny. Prídavná hmotnosť kabíny je následne rozdelená medzi 6 dodatočných hmotných bodov vo vnútri kabíny, ktoré reprezentujú hmotnosť sedadiel, prístrojovej dosky a iných komponentov. Pre všetky hmotnosti SVS FEM stanovil referenčné hodnoty, ktoré sú v *Tab. 3*.

Tab. 3 Hmotnostné parametre [5]

Hmotnostné parametre	Jednotky	Referenčná hodnota
Dodatočná hmotnosť vozidla	[kg]	300
Hmotnosť nákladu	[kg]	4790
Hmotnosť motoru	[kg]	705
Hmotnosť prevodovky	[kg]	106
Hmotnosť boxu č. 1	[kg]	300
Hmotnosť boxu č. 2	[kg]	100
Hmotnosť boxu č. 3	[kg]	100
Hmotnosť boxu č. 4	[kg]	30
Hmotnosť boxu č. 5	[kg]	50

2.5.4 KONDÍCIA RÁMU A POŠKODENIE NOSNEJ ŠTRUKTÚRY VOZIDLA

Parametre uvedené v *Tab. 4* majú vplyv na tie časti modelu vozidla, kde prebieha absorpcia veľkého množstva energie a taktiež veličiny, ktoré ovplyvňujú celkové správanie modelu pri zrážke. Pevnosť a tuhosť súvisiaca so zrážkou sa mení so zmenou parametrov na základe veku vozidla, celkovej kondície alebo konštrukcie prednej časti vozidla. Najdôležitejší parameter je v tejto sekcii parametrov kondícia rámu. Zadáva sa ako relatívna hodnota medzi 0 a 1, kde 0 znamená, že rám je v zlom stave (korózia, opotrebovanosť) a pri 1 je v ideálnom. Na základe štúdií boli SVS FEM vytvorené závislosti kondície rámu na tuhosti (Youngov modul) a medzi klzu. Hlavným podkladom bola štúdia, ktoré popisuje znižovanie týchto materiálových vlastností pri znižovaní priemeru pri korózii. Kondícia rovná nule počíta oproti ideálnemu stavu s poklesom vlastností o takmer 50 %. Model umožňuje taktiež nastavenie limity porušenia pre normálovú silu, šmykovú silu a pretvorenie prvkov u kritických spojov v prednej časti vozidla.

Tab. 4 Kondícia rámu a poškodenie nosnej štruktúry [5]

	Jednotky	Referenčná hodnota
Kondícia rámu	[-]	1
Zvary predného nosníku rámu		
Limita normálovej sily	[kN]	100
Limita šmykovej sily	[kN]	70
Zvary tyče predného nárazníka		
Limita normálovej sily	[kN]	60
Limita šmykovej sily	[kN]	30
Uchytenie rámu kabíny zadných pružín		
Limit efektívneho plastického pretvorenia prvkov	[-]	0,5

2.5.5 ZAVESENIE A ZATÁČANIE

Tuhosť zavesenia je nelineárna a je popísaná parametrami, ktoré popisujú tuhosť lineárnej pružiny, dopravnú vzdialenosť definovanú horným a spodným dorazom a koeficient tlmenia lineárneho tlmiča. Tieto parametre model umožňuje meniť pre jednotlivé nápravy a sú v Tab. 5.

Tab. 5 Parametre súvisiace so zavesením [5]

Parametre súvisiace so zavesením	Jednotky	Referenčná hodnota
Tuhosť lineárnej časti pružiny prednej nápravy	[kN·mm ⁻¹]	0,12
Horný doraz pružiny prednej nápravy	[mm]	70
Dolný doraz pružiny prednej nápravy	[mm]	80
Konštanta tlmenia prednej nápravy	[kN·ms·mm ⁻¹]	1,5
Tuhosť lineárnej časti pružiny zadnej nápravy	[kN·mm ⁻¹]	0,03
Horný doraz pružiny zadnej nápravy	[mm]	100
Dolný doraz pružiny zadnej nápravy	[mm]	100
Konštanta tlmenia zadnej nápravy	[kN·ms·mm ⁻¹]	7

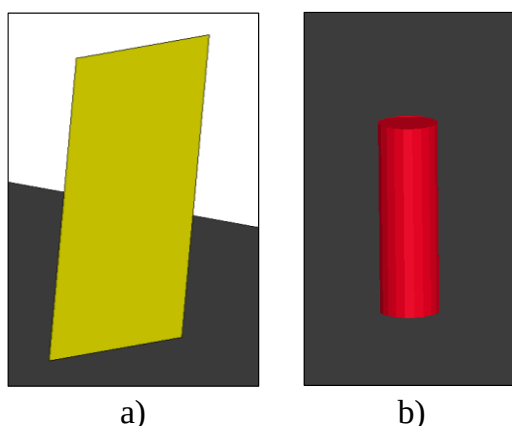
Závesné parametre na konkrétnej náprave sú na oboch kolesách rovnaké. Pri menení hodnôt na prednej náprave je možné ovplyvniť tuhosť a tlmenie zatáčania. Variácie týchto hodnôt dokážu odraziť kondíciu jednotlivých komponent zavesenia. Model disponuje aj torznou pružinou a tlmičom zachytených v uzloch na náboji kolesa a tuhej časti poloosi u prednej nápravy, ktorých vlastnosti sú taktiež nastaviteľné a ich referenčné hodnoty sú v *Tab. 6*. Dôvod prítomnosti tlmiča je, že pri tvorbe modelu SVS FEM vznikol problém s kmitaním kolesa spôsobeným nedostatočným odporom, ktoré kládli rotačné kĺby. Využitie torznej pružiny spôsobuje vrátenie kolesa do priameho smeru.

Tab. 6 Parametre súvisiace so zatáčaním [5]

Parametre súvisiace so zatáčaním	Jednotky	Referenčná hodnota
Tuhosť lineárnej časti torznej pružiny	$[\text{kN}\cdot\text{mm}\cdot\text{rad}^{-1}]$	1000
Konštanta tlmenia	$[\text{kN}\cdot\text{mm}\cdot\text{ms}\cdot\text{rad}^{-1}]$	800 000
Doraz pružiny pri zatočení	$[-]$	0,2

2.6 OSTATNÉ ČASTI MODELU NÁRAZOVEJ SKÚŠKY

Model od SVS FEM v základe pracuje s 3 hlavnými časťami: vozidlo, vozovka a bariéra. Vozovka je modelovaná využitím škrupinového prvku s materiálovým modelom (*MAT_RIGID) a slúži ako povrch pre odvaľovanie kolies. Trenie medzi týmito povrchmi je definované v kontakte a je po celej dĺžke konštantné. Viac podrobností o kontaktoch sa nachádza v ďalšej podkapitole. V reálnych testoch podľa normy IWA 14 [18] sa vyskytuje veľké množstvo bariér. Pre potreby tejto práce sa využijú len zjednodušené verzie najčastejšie používaných – stĺp a stena. Modely zástupcov oboch typov bariér boli pre účely tejto práce poskytnuté spoločnosťou SVS FEM. Stĺp aj stena sú tvorené škrupinovými prvkami. V prípade steny sa jedná o tuhú bariéru. Všetky prvky steny sa nachádzajú na rovnakej súradnici X (osa pohybu vozidla), čo znamená, že stena nemá objem. Tento fakt je viditeľný na *Obr. 27 a*).



Obr. 27 Typy bariér: a) tuhá stena, b) deformovateľný stĺp

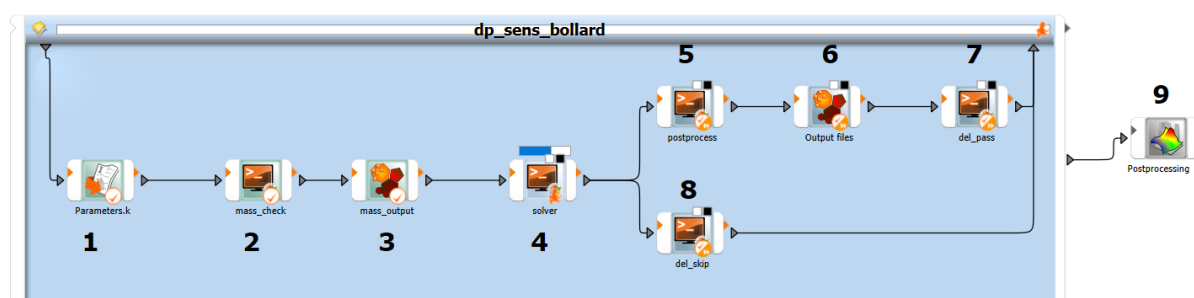
Šírka steny je 2 m a výška je 2,3 m. Stĺp pri zrážke podlieha deformácii. Dôvodom využitia deformovateľného stĺpu je fakt, že v súčasnosti sa jedná o najpoužívanejšiu bariéru na odražanie teroristických útokov. Odklon od reality pri tejto bariére je v pevnom upevnení spodných uzlov k vozovke. Prvky stĺpu sú na rozdiel od steny zostavené v priestore ako je vidieť na Obr. 27 b). Stĺp je valcového tvaru s výškou 0,85 m, priemerom 0,26 m a hrúbkou steny 20 mm. Stĺp využíva elasto-plastický materiálový model (*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY). Pri jeho nastavení sa SVS FEM snažil priblížiť reálnemu stĺpu použitému pri kalibrácii modelu, vrátane simulovania poddajného podlažia [5]. Súradnica prvotného nárazu v ose X (pozdĺžny smer) pre stenu je totožná so súradnicou krajnej hrany stĺpu.

3 PRÍPRAVA CITLIVOSTNEJ ANALÝZY

3.1 PODROBNOSTI SPRACOVANIA ANALÝZY

Pre vykonanie citlivostnej analýzy sa využil softvér od spoločnosti ANSYS s názvom Optislang. Jeho značnou výhodou je možnosť automatizovať celú analýzu od definovania potrebných parametrov po jej samotné vyhodnotenie. To je dôležité z pohľadu procesu analýzy, pretože každý výpočet prebieha rovnakým spôsobom od tvorby rôznorodých variantov vstupných parametrov po spracovanie výsledkov. Citlivostná analýza sa zaoberá dvoma typmi bariér – stĺpom a stenou. Pre správne určenie citlivosti jednotlivých parametrov je kľúčové, aby došlo k výpočtu dostatočného počtu rôznych návrhov. Po konzultácii s SVS FEM s ohľadom na časové a výpočetné možnosti pre spracovanie tejto diplomovej práce sa minimálna hranica návrhov stanovila na 100. To platí pre oba typy bariér.

Zostavenie citlivostnej analýzy v Optislang pozostávalo zo zostavenia blokového reťazca, ktorý je na Obr. 28. Blokový reťazec je tvorený 9 blokmi a dvoma vetvami. Optislang na spustenie citlivostnej analýzy potrebuje referenčnú simuláciu, ktorá slúži pre softvér ako vzor. Používateľ pri nastavení citlivostnej analýzy musí definovať, ktoré vstupné parametre sa budú meniť a v akom rozsahu. Výpočet v Optislang začína u bloku č. 1, ktorý vytvára kombinácie parametrov potrebné pre výpočet v LS-DYNA z definovaného intervalu (podkapitola 3.5).



Obr. 28 Blokový reťazec citlivostnej analýzy

Na vytvorenie kombinácii rôznych parametrov (podkapitola 3.2) potrebuje softvér súbor s parametrami MKP modelu (k-súbor), ktorý Optislang prevezme z referenčnej simulácie. Pri definovaní je potrebné zachovať textovú štruktúru k-súboru (umiestnenie dopĺňaných znakov v správnych riadkoch a stĺpcoch) a tiež určiť správny číselný formát dopĺňaných hodnôt. V rámci celkového nastavenia analýzy sa dopĺňa rozsah hodnôt parametrov.

Bloky č. 2 a č. 3 (Obr. 28) sú previazané, pretože riešia kontrolu hmotnosti vozidla (podkapitola 3.3). V úvodnej fáze blok č. 2 skrz batch súbor kopíruje potrebné súbory pre výpočet v rámci LS-DYNA a následne preberá z krátkej varianty výpočtu hmotnosti celého modelu vrátane vozovky a bariéry. Blok č. 3 v poradí prepočítava samotnú hmotnosť auta. Táto hodnota je ďalej poslaná do riešiča (blok č. 4). Riešič obsahuje vstupné podmienky (podkapitola 3.4), ktoré musí každý návrh spĺňať aby započal výpočet zrážky v LS-DYNA. K samotnému riešeniu úlohy bola použitá LS-DYNA R13 a double-precision SMP metóda.

Na základe splnenia kontroly hmotnosti a vstupných podmienok sa reťazec rozvetvuje. Ak podmienky nie sú splnené (hmotnosť vozidla alebo podmienky reálnosti nie sú dodržané), tak neprebehne plný MKP výpočet a spúšťa sa batch súbor (blok č. 8), ktorý vymaže všetky zložky spojené s vytvoreným návrhom až na súbor s parametrami. Prítomnosť tejto vetvy je dôležitá z hľadiska obsadenosti disku výpočtového PC nepotrebnými súbormi.

Ak sú podmienky splnené dochádza k plnému MKP výpočtu v prostredí LS-DYNA. Následne sa spúšťa vetva, ktorá obsahuje blok č. 5, ktorý vytvára skrz batch súbor potrebné zložky v ktorých bude dochádzať k triedeniu získavaných výsledkov.

Dochádza k vytvoreniu zložiek s výsledkami akcelerometrov, celkových energií modelu, energií jednotlivých častí, kontaktnej sily, deformácie rámu a animácií. Animácie slúžia na dodatočnú kontrolu návrhov a obsahuje pohľady zvrchu, sprava a spredu. Podrobným vysvetlením skúmaných výsledkov sa bude zaoberať ďalšia podkapitola 3.6. Získané závislosti jednotlivých veličín v čase sú poslané do bloku č. 6, ktorý z nich vyberá jednu hodnotu, pretože Optislang pri vytváraní COP matice (vyhodnotenie citlivosti parametrov – podkapitola 3.7) nedokáže pracovať s celými priebehmi kriviek automaticky, ale nahrádza ich jedným číselným ukazovateľom, ktorý daný priebeh reprezentuje. Tento reprezentatívny údaj je však najskôr potrebné v programe explicitne definovať – napríklad ako maximálnu alebo minimálnu hodnotu krivky, či plochu pod krivkou v zvolenom intervale.

Blok č. 7 z reťazca na Obr. 28 funguje podobne ako blok č. 8, čiže dochádza k vymazávaniu väčšiny zložiek vytvorených pri MKP výpočte mimo ponechania súboru s parametrami a zachováva aj všetky zložky s výsledkami. Blok č. 9 slúži na vyhodnotenie citlivostnej analýzy. Optislang sa po zozbieraní všetkých výsledkov snaží nájsť závislosti medzi vstupnými a výstupnými parametrami. Na základnej úrovni pracuje s koreláciou, ale pri komplexnejších problémoch používa metamodely v kombinácii s koeficientom prognózy (COP). Metamodely sú náhradné modely, ktoré nahrádzajú výpočtovo náročné MKP simulácie rýchlejšími matematickými aproximáciami. V softvéri Optislang sa metamodel vytvára pre každý sledovaný výstup.

Na začiatku tejto podkapitoly bolo zmienené, že pre správne prevedenie analýzy je nutné vypočítať minimálny počet návrhov. Optislang je možné nastaviť na určitý počet vytvorených návrhov, ale nie je možné toto nastavenie modifikovať tak, že softvér bude tvoriť nové kombinácie parametrov do doby kým nedosiahne požadovanú množstvo úspešne dopočítaných návrhov. To vytvára problém, pretože aj nepriečhodné návrhy spadajú do celkového počtu. Z tohto dôvodu sa vykonali 3 skúšobné citlivostné analýzy so 100 kombináciami za účelom zistenia percentuálnej úspešnosti priechodnosti návrhov. Výsledkom bola úspešnosť medzi 5-6 %. Z toho vyplynulo, že optimálna hodnota je 2500 návrhov. Do tejto hodnoty sa započítala aj istá rezerva, pretože tvorenie kombinácii hodnôt vstupných parametrov je pseudo-náhodné. To vytvára možnosť, že nedôjde k dosiahnutiu požadovaného stavu.

3.2 TVORBA PARAMETROV

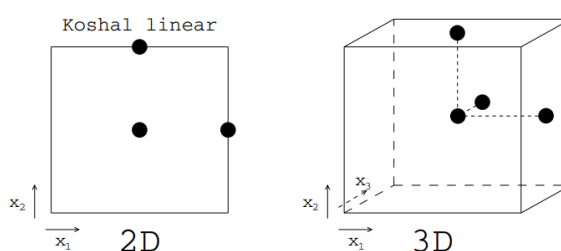
Na tvorbu jednotlivých návrhov parametrov pre potreby analýz v Optislang (napr. citlivostná, robustnostná, atď.) sa používajú tzv. vzorkovacie metódy. Tieto metódy pracujú s teóriou experimentálneho dizajnu a preto sa proces vzorkovania nazýva DoE (Design of Experiment). Celá nasledujúca pasáž zjednodušene zhŕňa prístupy k návrhom parametrov a vychádza z [21][22].

DoE má za cieľ zabezpečiť dostatočný počet a distribúciu hodnôt sledovaného parametru tzv. návrhové body v rámci návrhovej oblasti, ktorá je popísaná na základe užívateľom doplnených maximálnych a minimálnych hodnôt, tak aby sa dokázali nájsť optimálne hodnoty nezávislých parametrov, ktoré povedú na aproximáciu odozvy (výstupná premenná).

Zvyšovanie počtu návrhových bodov zlepšuje presnosť aproximácie, ale len do určitého počtu nad ktorým dochádza k prevzorkovaniu. Ďalším spôsobom zlepšenia presnosti je znižovanie počtu jednotlivých parametrov a ich hranice.

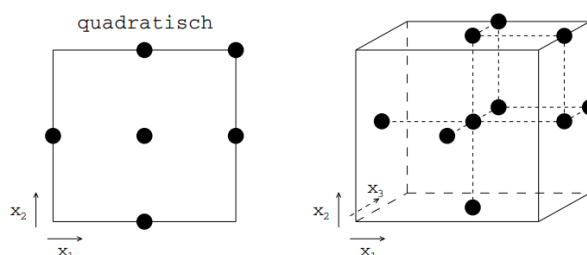
Na vzorkovanie sa využívajú 2 typy schém - systematická a stochastická. Systematickou sa myslia metódy, ktoré na tvorbu hodnôt parametrov používajú presne stanovené pravidlá. U stochastický to neplatí, pretože pracujú aj s náhodnými prvkami v rámci svojich algoritmov. Do systematickej patrí lineárna, kvadratická schéma, plný faktoriál, centrálna kompozitná schéma a D-optimálne vzorkovanie.

Jedna z lineárnych schém je Koshalova schéma, ktorá sa využíva ak je očakávaný priamo úmerný vzťah bez nelinearít medzi sledovanými parametrami a ich odozvou.[23] Ako vyzerá takto použitá schéma v pracovnej oblasti je na Obr. 29.



Obr. 29 Príklad tvorby parametrov lineárnej schémy [22]

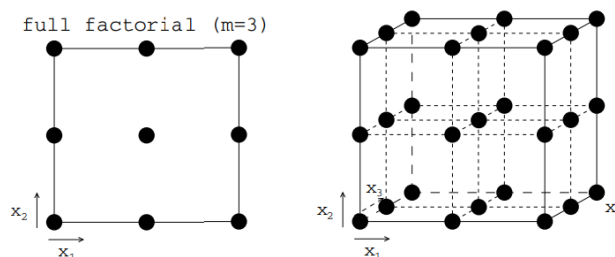
Kvadratická schéma na rozdiel od lineárnej dokáže zachytiť zakrivenie dát a taktiež prítomnosťou interakčných členov v rovniciach zistiť ovplyvňovanie jednotlivých parametrov medzi sebou. Vytvorené hodnoty parametrov v pracovnej oblasti sú na Obr. 30.



Obr. 30 Príklad tvorby parametrov kvadratickej schémy [22]

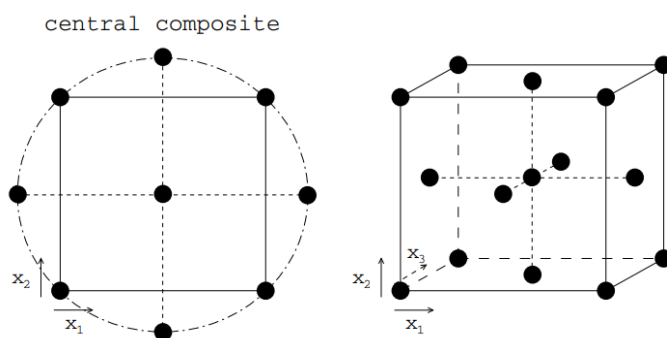
Plný faktoriál si sledované parametre rozdelí na úrovne (napr. maximálna a minimálna hodnota) a následne vytvára všetky ich kombinácie. To vyústi do počtu návrhových bodov n^k kde n je počet úrovní a k počet parametrov.[23] Príkladom tvorby pri použití $n=3$ je Obr. 31. Výhodou je presný obraz o účinkoch parametrov na odozvu a interakciu medzi jednotlivými parametrami.

Na druhú stranu je výpočetne náročný kvôli obrovskému počtu kombinácii pri väčšom počte parametrov.



Obr. 31 Príklad tvorby parametrov podľa plného faktoriálu [22]

Centrálna kompozitná schéma sa dá považovať za rozšírenie plného faktoriálu. V úvodnej časti sa získa 2^k návrhových bodov (úrovne dané minimálnou a maximálnou hodnotou parametru). Následne sa pridávajú hviezdicové alebo axiálne body ktoré sú umiestnené mimo rozsahu získaného z predchádzajúceho kroku[23]. Ich úlohou je zachytiť kvadratické účinky (zakrivenie dát). Ďalšími pridanými bodmi sú stredové (do stredu rozsahu). Tie slúžia na zistenie hlavných účinkov a odhady prípadných chýb[23]. Ukážka tvorby parametrov je na Obr. 32.



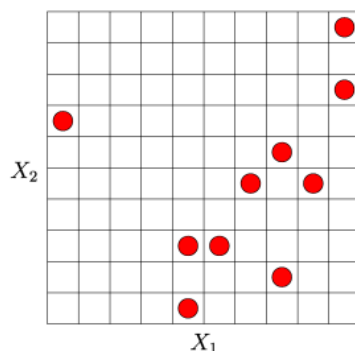
Obr. 32 Príklad tvorby parametrov centrálnej kompozitnej schémy[22]

Použitím vyššie zmienených metód sa počet experimentálnych bodov stáva veľmi vysoký s rastúcim počtom parametrov. Z tohto dôvodu sa využíva optimalizačná schéma D-optimal ktorá počet redukuje. Schéma hodnotí vytvorené body a ponecháva len tie, ktoré výrazne prispievajú k presnosti aproximácie výsledkov.[23]

Používanie týchto schém sa neodporúča pre väčší počet parametrov a taktiež ak je možnosť viacrozmerných závislostí medzi parametrami. To sú dôvody prečo sa pri diplomovej práci použili stochastické schémy.

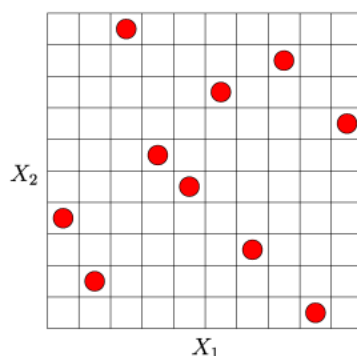
Najjednoduchšou formou stochastickej schémy je Monte Carlo. Schéma pracuje s náhodným výberom zo stanoveného intervalu (maximálna a minimálna hodnota), kedy sa hodnoty z intervalu pri bežnom nastavení volia rovnomerne po jeho šírke. Generovanie hodnôt v návrhovej oblasti prebieha bez závislosti na predchádzajúcich hodnotách daného parametru. Problémom tejto schémy je, že pri nízkom počte návrhov parametru môže dochádzať k vytvoreniu dier a zhlukov bodov v návrhovej oblasti ako je vidieť na Obr. 33.

Omnoho väčším problémom je možnosť výskytu neočakávaných korelácií medzi jednotlivými vstupnými parametrami. Ich výskyt môže mať negatívne účinky na samotnú citlivostnú analýzu.[21]



Obr. 33 Príklad tvorby parametrov podľa Monte Carlo[21]

Na prekonanie týchto problémov sa využíva Latin Hypercube Sampling (LHS) schéma. Tvorba návrhov pre jednotlivé parametre prebieha ich rozdelením na určitý počet menších rovnako veľkých intervalov z ktorých sa vyberie jedna hodnota (náhodné alebo deterministicky). LHS dokáže popísať návrhovú oblasť pomocou menšieho počtu hodnôt a znížiť výskyt korelácií (nezbaví sa ich úplne) medzi parametrami pomocou dekompozície korelačnej matice.[21] Príklad tvorby parametrov touto schémou je na Obr. 34.



Obr. 34 Príklad tvorby parametrov podľa LHS[21]

V praxi sa využívajú aj vylepšenia tejto schémy, ktoré umožňujú ešte viac minimalizovať závislosti medzi parametrami alebo znížiť výskyt zhlukov v návrhovej oblasti. Ich nevýhodou je zvýšenie výpočetnej náročnosti a ich použitie je primárne mierené na nižší počet parametrov (do 10) a celkový počet návrhov (maximálne 1000). [21]

Optislang pre potreby zadania práce v rámci DoE pracuje s využitím pokročilého algoritmu LHS obsahujúceho obe zmienené vylepšenia, napriek očakávanej zvýšenej výpočetnej náročnosti.

3.3 KONTROLA HMOTNOSTI

Norma IWA 14 [18] pracuje s obmedzeným rozsahom celkovej hmotnosti vozidla (vrátane nákladu), ako bolo spomenuté na začiatku práce. Jedná sa o minimálnu (7200 kg) a maximálnu (12 000 kg) povolenú hmotnosť vozidla pre vykonanie testu a obe hmotnosti obsahujú toleranciu 400 kg.

Prvá zmienená hmotnosť vychádza zo skupiny vozidiel N2A a druhá z vozidiel N3D. Z tohto dôvodu bolo pre čo najväčšie priblíženie sa skutočnému hodnoteniu podľa IWA potrebné využiť kontrolu hmotnosti, aby sa eliminovali návrhy, ktorých váha prekračovala uvedené hranice. Dôležité bolo získať celkovú hmotnosť modelu vozidla, ktorá sa nedá zadať priamo, ale je dôsledkom nastavenia ďalších parametrov. Okrem presne stanovených hmotnostných parametrov sa započítavajú aj hmotnosti závislé na iných parametroch (dĺžka, veľkosť kolies). Pre získanie váhy sa využilo, že program LS-DYNA pri simulácii v úvodných fázach výpočtu spočíta celkovú váhu všetkých častí modelu vrátane bariéry a vozovky. Tento údaj sa nachádza v súbore d3hsp, ktorý zhŕňa priebeh výpočtu.

V ňom sú taktiež prítomné čiastkové hmotnosti bariéry a vozovky. V prostredí Optislang sa najprv definujú cesty k jednotlivým hmotnostiam (d3hsp súbor), ktoré si program následne načíta a využije pri výpočte hmotnosti vozidla. Tento výpočet, založený na rozdiel vybraných hodnôt, prebieha už na začiatku každej analýzy. Keďže Optislang nedokáže zastaviť prebiehajúci výpočet LS-DYNA predčasne bolo potrebné znížiť jeho maximálny čas. Z tohto dôvodu bol vytvorený nový spúšťač súbor simulácie totožný so súborom, ktorý sa využíva pre výpočet zrážky a jedinou zmenou bol jej čas.

Tým sa zabránilo situácii, kedy by najskôr došlo k dopočítaniu celej simulácie a až následne by bolo možné zistiť či daný návrh z hľadiska povolenej hmotnosti odpovedá kritériám. Namiesto toho prebehne krátka varianta výpočtu, ktorá sa použije na získanie hmotnosti vozidla a potom nasleduje fáza simulácie zrážky. Takéto nastavenie znižuje celkový výpočtový čas. Norma IWA 14 okrem už menovaných hmotností pracuje aj s ďalšou. Jedná sa o hodnotu pre minimálnu hmotnosť vozidla a vychádza z informácie, ktorá je daná výrobcom v technickom preukaze, kde sa uvádza ako pohotovostná hmotnosť. Podľa normy DIN sa ňou myslí hmotnosť vozidla vrátane náplní (mazivo, chladiaca kvapalina, náhradné koleso a iné) a 90 % obsahu paliva. Neuvažuje sa prítomnosť osôb a nákladu. IWA 14 [18] ju stanovuje na hodnotu 3575 kg. Pôvodným plánom bolo zahrnúť v podmienkach aj túto kontrolu, ale pre už tak nízku úspešnosť priechodných návrhov jednotlivých parametrov a tým pádom aj vyšší výpočtový čas sa od nej upustilo.

3.4 PODMIENKY OVERUJÚCE REÁLNOŠŤ KONFIGURÁCIE MODELU

Model vozidiel N2A a N3D je vo veľkej miere parametrizovaný (podkapitola 2.5), no samotný model nedokáže automaticky overiť, či zadané vstupné hodnoty nevytvoria nereálnu konfiguráciu – napríklad ak by sa náklad v dôsledku svojej polohy dostal do prieniku s kabínou. Optislang vytvára veľké spektrum kombinácií jednotlivých parametrov. To ma za následok vznik návrhov, ktoré neodpovedajú skutočnosti alebo dochádza pri nich ku prienikom medzi časťami modelu.

Posudzovanie týchto návrhov a ich výsledkov v rámci citlivostnej analýzy by spôsobilo jej nejasné výstupy. Riešením by bolo vymazanie nepriechodných návrhov po skončení celej analýzy, čo by zbytočne predlžovalo samotné vyhodnotenie. Z tohto dôvodu sa stanovili podmienky pre rôzne problémové situácie, ktoré vysvitli pri práci s modelom. Ich definovaním sa zaoberá táto podkapitola.

Tvorba podmienok má taktiež význam aj pre budúcich užívateľov modelu, ktorých záujmom bude testovanie bariér pri veľkom počte rôznych variácii tohto modelu, napríklad pri posúdení robustnosti bariéry.

3.4.1 KONTROLNÁ PODMIENKA RÁZVORU A DĹŽKY

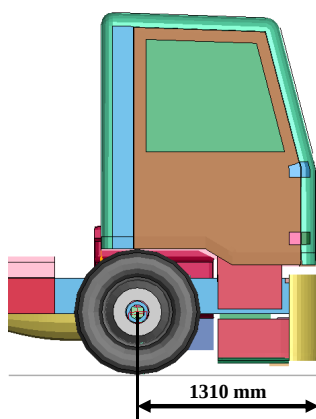
Ak by nedošlo ku kontrole návrhu vzhľadom na dĺžku a rázvor mohlo by dochádzať ku posunutí zadných kolies do pozície kedy by začali kolidovať s nosníkmi rámu. Ďalším problémom je, že ak sa priblíži zadná náprava k posledným dvom priečnym nosníkom až príliš dochádza vplyvom už zabudovaných automatických posuvov siete v modeli vozidla k vnoreniu jednotlivých nosníkov do seba. Tá istá situácia platí aj pre zadný nárazník a zadný box.

Riešením je určiť minimálnu bezpečnú vzdialenosť nápravy od nosníkov aby sa takýmto návrhom zamedzilo. Cieľom pri definovaní bolo využiť len modelom definované parametre a nevytvárať nové. Príkladom tvorby nových parametrov by bolo napríklad použitie súradníc jednotlivých častí modelu vozidla, v tomto prípade súradnicová poloha kolies voči poslednému nosníku. Z tohto dôvodu sa na kontrolu využila dĺžka a rázvor vozidla.

Testovaním rôznych variácií parametrov - dĺžka vozidla *VEHL* a rázvor *WHBASE* sa zistilo, že ak je ich rozdiel väčší ako 3000 mm, tak nenastáva žiadny z vyššie zmienených problémov:

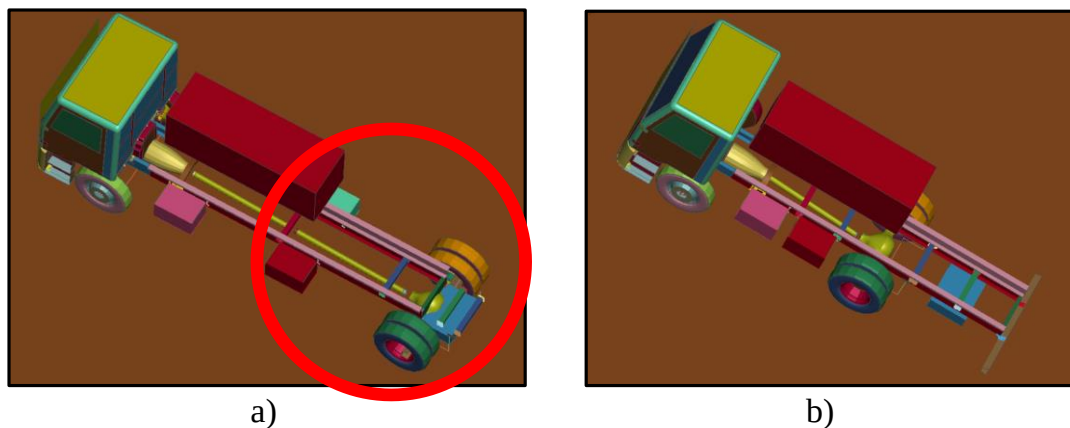
$$VEHL - WHBASE > 3000 \quad (1)$$

V hodnote 3000 mm vystupuje aj dĺžka od kapoty auta po prednú nápravu zobrazená na Obr. 35 (1310 mm). Táto hodnota sa využila ako začiatkový bod pre určenie danej hranice. Táto hodnota je nemenná, čo vychádza z nastavenia tvorby rôznych variácií pri ktorých nedochádza k modifikácii častí okolo kabíny vozidla.



Obr. 35 Vzdialenosť kapoty auta a prednej nápravy

Takže vzdialenosť, ktorá vzniká medzi zadnou nápravou a koncom vozidla je približne 1700 mm pri hraničnom nastavení návrhu. Na Obr. 36 je možné vidieť porovnanie problémového nastavenia a prvého nastavenia povoleného kontrolou.



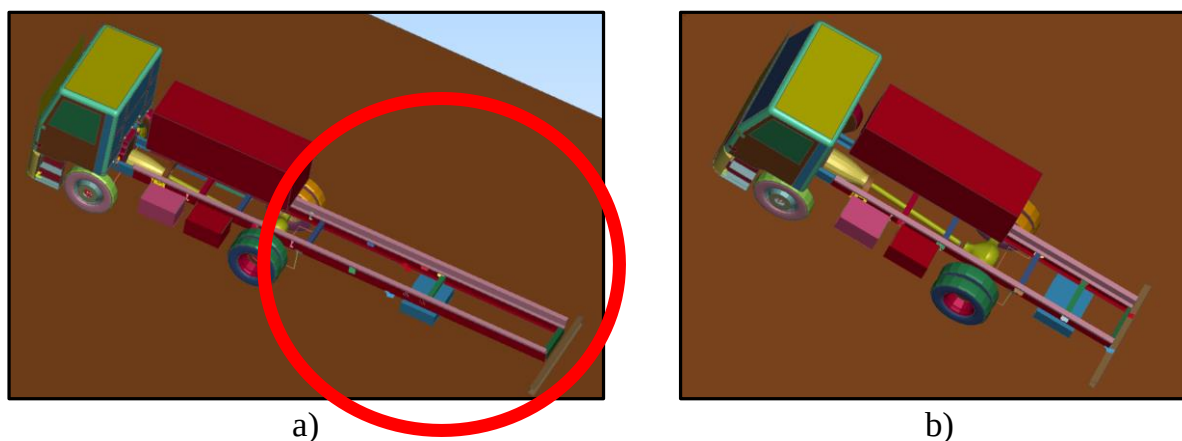
Obr. 36 Porovnanie návrhov – a) bez použitia podmienky, b) prvý prípustný návrh

Nastavenie na Obr. 36 a) je definované dĺžkou 7480 mm a rázvorom 6000 mm. Povolená hranica je definovaná na Obr. 36 b) dĺžkou 7480 mm a rázvorom 4480 mm.

Podobným postupom je definovaná aj ďalšia kontrolná podmienka:

$$VEHL - WHBASE < 4000 \quad (2)$$

Tá obmedzuje nastavenie modelu pri ktorom by dochádzalo k príliš veľkému pomeru medzi dĺžkou vozidla a jeho rázvorom, čo spôsobí nereálnu situáciu, ako je zobrazená na Obr. 37 a) pri ktorej je veľká časť rámu ďaleko za zadnou nápravou. Táto kontrola umožňuje predĺženie rámu o 1 m vzhľadom k povolenej situácii popísanej vyššie, čo je vidno na Obr. 37 b).



Obr. 37 Porovnanie návrhov: a) bez použitia podmienky, b) prvý prípustný návrh

Nastavenie na Obr. 37 a) je definované dĺžkou 10800 mm a rázvorom 3480 mm. Povolená hranica je určená na Obr. 37 b) dĺžkou 7480 mm a rázvorom 3480 mm.

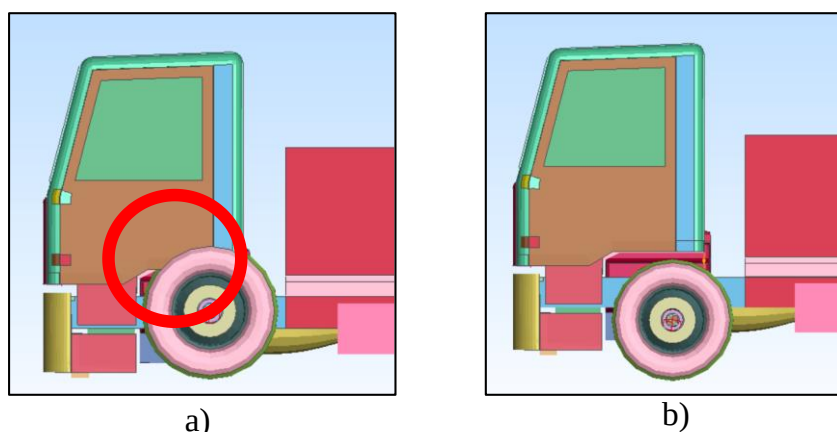
3.4.2 KONTROLNÁ PODMIENKA PNEUMATÍK A SVETLEJ VÝŠKY

Práca s modelom odhalila aj problémy pri niektorých kombináciách priemeru pneumatiky a svetlej výšky vozidla. To platilo hlavne u maximálneho priemeru a minimálnej hodnoty svetlej výšky. Spôsobovalo to situáciu pri ktorej dochádzalo ku prieniku medzi kabínou a kolesami prednej nápravy ako je na *Obr. 38 a)*. Ďalej dochádzalo ku prieniku medzi kolesami zadnej nápravy a nákladom ak bol prítomný v zadnej časti valníku. Dôvodom je fakt, že pri vysokých hodnotách priemeru sa koleso dostáva nad úroveň nosného rámu, kde sa nachádza náklad. Takéto variácie sú vyradené využitím kontroly.

Kontrolná podmienka je definovaná ako rozdiel priemeru pneumatiky *WHODIA* a svetlej výšky vozidla *CGRCLR* (vzdialenosť medzi spodnou hranou rámu a zemou):

$$WHODIA - CGRCLR < 425 \quad (3)$$

Testovaním rôznych variánt bolo zistené, že ak je tento rozdiel menší ako 425 mm nedochádza ku vyššie zmieneným prienikom. Prvé vhodné nastavenie je vidieť na *Obr. 38 b)*.



Obr. 38 Porovnanie návrhov: a) bez použitia podmienky, b) prvý prípustný návrh

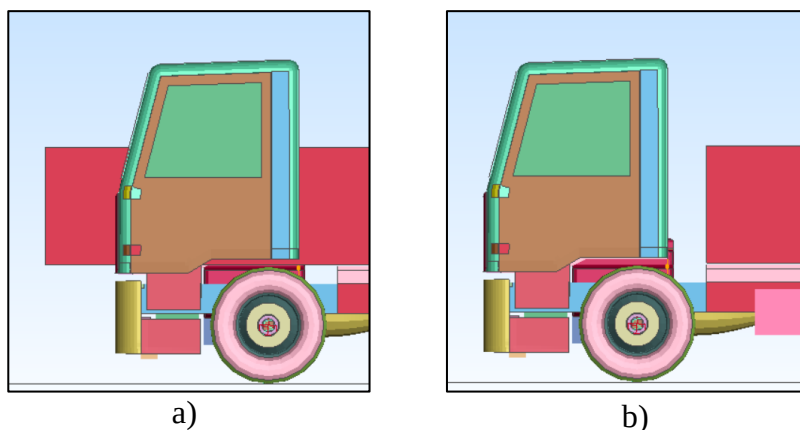
Nastavenie na *Obr. 38 a)* je definované priemerom pneumatiky 1000 mm a svetlou výškou 400 mm. Povolená hranica je určená na *Obr. 38 b)* priemerom 1000 mm a svetlou výškou 575 mm.

3.4.3 KONTROLNÁ PODMIENKA POLOHY NÁKLADU VOČI KABÍNE

Náhodné určovanie parametrov dokáže vytvoriť situáciu, ktorá je na *Obr. 39 a)*. Jedná sa o vnorenie nákladu do kabíny vozidla. Náklad sa v tomto prípade nekontrolovane pohybuje po ose *X* v smere jazdy nákladného vozidla.

Aby sa tomu zabránilo bol definovaná podmienka pracujúca s dĺžkou vozidla *VEHL*, pozíciou nákladu v ose *X* *CRGXPOS* a veľkosťou nákladu v ose *X* *CRGXSIZ*:

$$(VEHL - 1967) - CGRXPOS - \frac{CRGXSIZ}{2} > 0 \quad (4)$$

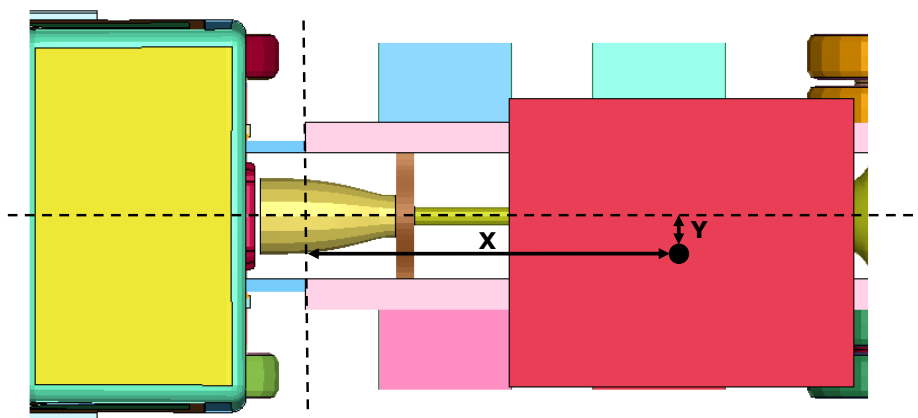


Obr. 39 Porovnanie návrhov: a) bez použitia podmienky, b) prvý prípustný návrh

Nastavenie na Obr. 39 a) je definované dĺžkou 7480 mm, polohou a veľkosťou nákladu v ose X 3500 mm a 6000 mm. Povolená hranica je určená na Obr. 39 b) dĺžkou 7480 mm, polohou a veľkosťou nákladu v ose X 3500 mm a 4026 mm.

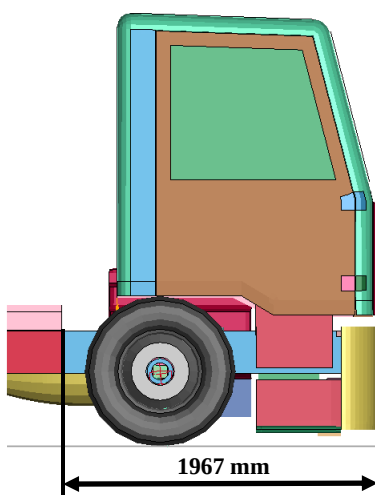
Kontrolná podmienka zabráňuje aby došlo k prítomnosti nákladu za hranou rámu, tým že porovnáva dĺžku rámu voči polohe a veľkosti nákladu. Dôvodom porovnania využitím rámu je, že súradnicový systém pre polohu nákladu je definovaný začiatkom rámu ako je vidieť na Obr. 40.

Ak je rozdiel hodnôt väčší ako 0 tak nedochádza ku prieniku. Dĺžka nákladu vystupuje v rovnici ako polovičná, pretože zmeny dĺžky nákladu sú symetrické a v tomto prípade je dôležitá iba strana nákladu bližšia k počiatku súradnicového systému.



Obr. 40 Súradnicový systém uloženia nákladu

Samotná hodnota dĺžky rámu je vypočítaná z dĺžky vozidla a znalosti vzdialenosti prednej časti vozidla voči počiatku súradnicového systému, kde začína samotný rám a je to vidieť na Obr. 41. Hodnota 1967 mm sa pri zmenách parametrov nemení.



Obr. 41 Vzdialenosť medzi kapotou vozidla a začiatkom valníku

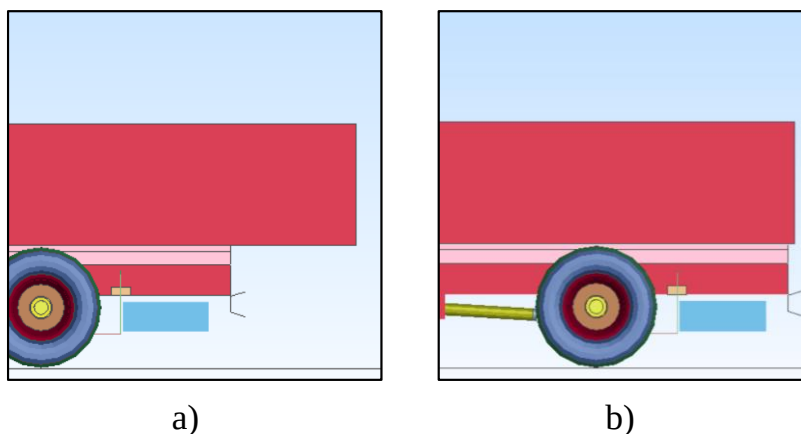
3.4.4 KONTROLNÁ PODMIENKA POLOHY NÁKLADU VOČI ZADNÉMU NÁRAZNÍKU

Predchádzajúca podkapitola riešila problém s nekontrolovanou zmenou pozície nákladu po ose X (pozdĺžny smer) vzhľadom ku kabíne auta. To isté platí aj o zadnej časti vozidla, kde dochádza k umiestneniu nákladu tak, že presahuje za koniec rámu valníku ako je zobrazené na Obr. 42 a). Takéto nastavenie by neodpovedalo realite pretože by dochádzalo k vypadnutiu nákladu.

Riešením je kontrola vychádzajúca z rovnice č. 5, ktorá porovnáva dĺžku nákladu $CRGXSIZ$ voči jeho polohe v ose X $CRGXPOS$:

$$CRGXPOS - \frac{CRGXSIZ}{2} > 0 \quad (5)$$

Ak je rozdiel hodnôt rovný 0 vzniká najextrémnejší prípad, ktorý je povolený a je na Obr. 42 b). Náklad je pri tejto variácii takmer za rovno so zadnou časťou rámu.



Obr. 42 Porovnanie návrhov: a) bez použitia podmienky, b) prvý prípustný návrh

Nastavenie na *Obr. 42 a)* je definované polohou a veľkosťou nákladu v ose *X* 1000 mm a 7000 mm. Povolená hranica je určená na *Obr. 42 b)* polohou a veľkosťou nákladu v ose *X* 1000 mm a 2000 mm.

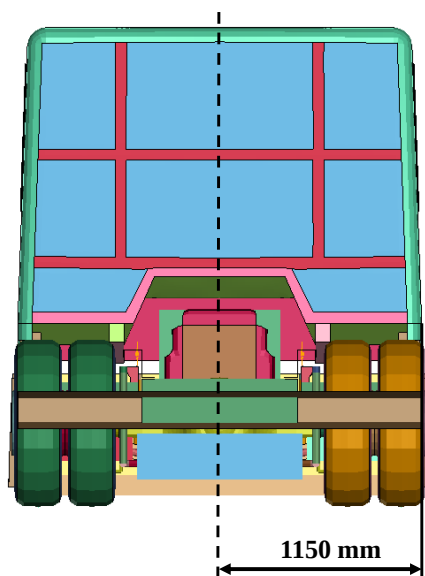
3.4.5 KONTROLNÁ PODMIENKA POLOHY NÁKLADU VOČI NOSNÍKU

Podobný problém aký vzniká v ose *X* (pozdĺžny smer) nastáva aj pre osu *Y* (pričný smer), kedy sa stred nákladu môže nachádzať mimo rámu valníku nepodoprene ako je zobrazené na *Obr. 44 a)*. Pre kontrolu je dôležitý poznatok o symetrickosti nákladu a vozidla z pohľadu osy *Y*. Cieľom je zabezpečiť aby sa stred nákladu nachádzal v priestore rámu a zároveň veľká časť nákladu nevytŕčala mimo vozidla. Prvá podmienka sa splní zmenšením rozsahu polohy nákladu v ose *Y*, ktorý rozoberie podkapitola 3.5.2. Druhý predpoklad sa naplní ak sa bočná hrana nákladu bude nachádzať zarovno s bočnou vonkajšou časťou kabíny auta.

Na kontrolu druhého predpokladu sa využíva poloha nákladu v ose *Y* *CRGYPOS* a veľkosť nákladu v ose *Y* *CRGYSIZ*:

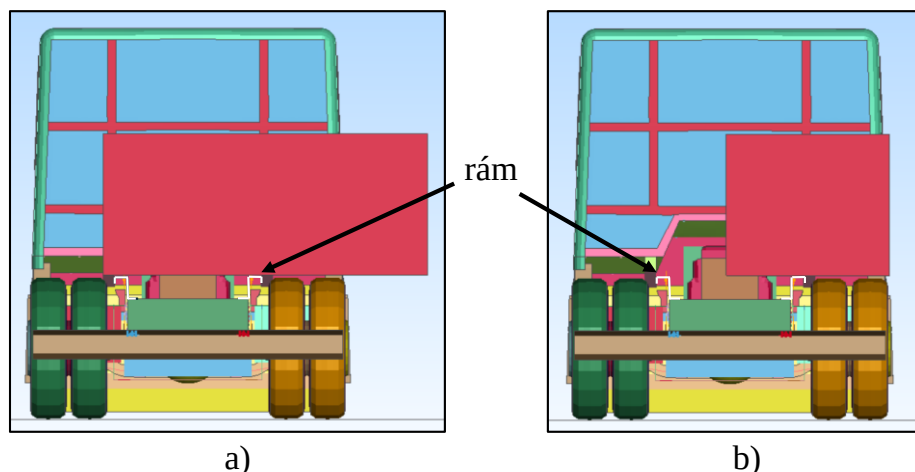
$$|CRGYPOS| + \frac{CRGYSIZ}{2} < 1150 \quad (6)$$

Osa symetrie vozidla je v tomto prípade totožná s osou *Y* a tým pádom je možné sa zamerať len na jednu polovicu modelu. Vzďialenosť od osy symetrie k vonkajšej časti kabíny je vždy 1150 mm, pretože model nedisponuje možnosťou zmeny jej šírky.



Obr. 43 Vzďialenosť osy symetrie od kabíny

Použitím absolútnej hodnoty u polohy nákladu sa zabezpečí kontrola pre obe strany. Ako bolo zmienené v predchádzajúcej kapitole tak aj u rozmeru *Y* sa náklad predlžuje symetricky. Tento fakt je zahrnutý v polovici šírky. Prvý povolený návrh je vidieť na *Obr. 44 b)*.



Obr. 44 Porovnanie návrhov: a) bez použitia podmienky, b) prvý prípustný návrh

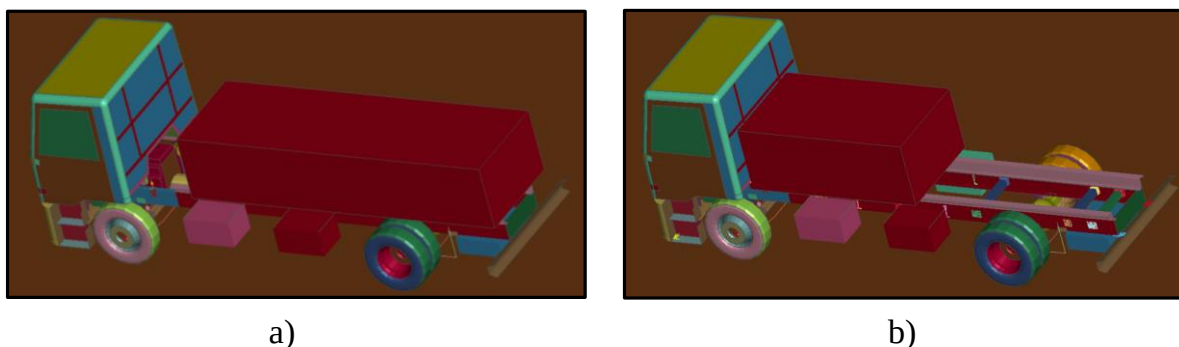
Nastavenie na Obr. 44 a) je definované polohou a veľkosťou nákladu v ose Y 550 mm a 2300 mm. Povolená hranica je určená na Obr. 44 b) polohou a veľkosťou nákladu v ose Y 550 mm a 1150 mm.

3.4.6 KONTROLNÁ PODMIENKA ABSOLÚTNEJ TUHOSTI

Pri tvorbe rôznych návrhov je potrebné zohľadniť aj vplyv absolútnej tuhosti telesa, ktoré reprezentuje náklad. V prípade, že náklad zakrýva väčšiu plochu valníkového nosníka, dochádza v dôsledku tuhého previazania nákladu s rámom vozidla k nežiaducemu a nerealistickému vystuženiu celej konštrukcie vozidla. Z tohto dôvodu je potrebné zohľadniť dĺžku rámu a porovnať ju so zvolenou dĺžkou nákladu. Na získanie tejto hodnoty sa použije rovnaký postup ako pri kontrolnej podmienke v podkapitole 3.4.3. Zámerom je aby rozmer nákladu v ose X (pozdĺžny smer) bol menší ako 50 % dĺžky rámu.

Výsledkom je podmienka definovaná nasledovne:

$$\frac{((VEHL - 1967))}{2} > CRGXSIZ \quad (7)$$



Obr. 45 Porovnanie návrhov: a) bez použitia podmienky, b) prvý prípustný návrh

Nastavenie na Obr. 45 a) je definované dĺžkou 7480 mm a veľkosťou nákladu v ose X 5000 mm. Povolená hranica je určená na Obr. 45 b) dĺžkou 7480 mm a veľkosťou nákladu v ose X 2750 mm.

3.5 OKRAJOVÉ HODNOTY PARAMETROV

Pre vykonanie samotnej citlivostnej analýzy bolo potrebné určiť hranice intervalov v ktorých sa budú skúmané parametre voliť. Touto problematikou sa bude zaoberať táto celá podkapitola.

3.5.1 RÝCHLOSŤ VOZIDLA

Na definovanie ohraničenia rýchlosti sa využila norma IWA 14 [18] podľa, ktorej sa náraz vozidla do bariéry testuje pri rôznych rýchlostiach. Norma počíta s rýchlosťou pre test od 12 km·h⁻¹ so zvyšovaním o hodnotu 12 do hodnoty 80 km·h⁻¹ - čiže 12, 24, 36 km·h⁻¹ a podobne, pre vozidla typu N2A a N3D, ktoré sú zastúpené v použitom modeli, ktorý je predmetom záujmu tejto diplomovej práce. Norma pracuje s možnými odchýlkami pri teste a pre rýchlosti do 80 km·h⁻¹ je povolené +3/-1 km·h⁻¹ a pre rýchlosti nad je odchýlka +4/-2 km·h⁻¹. V práci dochádza k použitiu hodnôt z intervalu a nielen predpísaných, čo je vidieť v Tab. 7. Dôvodom, prečo sa nevyužilo diskkrétne zloženie, ktoré by viac zodpovedalo norme, je skutočnosť, že prítomnosť takýchto diskrétnych parametrov obmedzuje možnosti navrhovaných metamodelov, a tým môže negatívne ovplyvniť aj vyhodnotenie citlivostnej analýzy.

Tab. 7 Stanovené rýchlostné parametre

Rýchlostné parametre	Jednotky	Minimálna hodnota	Referenčná hodnota	Maximálna hodnota
Rýchlosť vozidla	[km·h ⁻¹]	11	48	84

3.5.2 ROZMERY

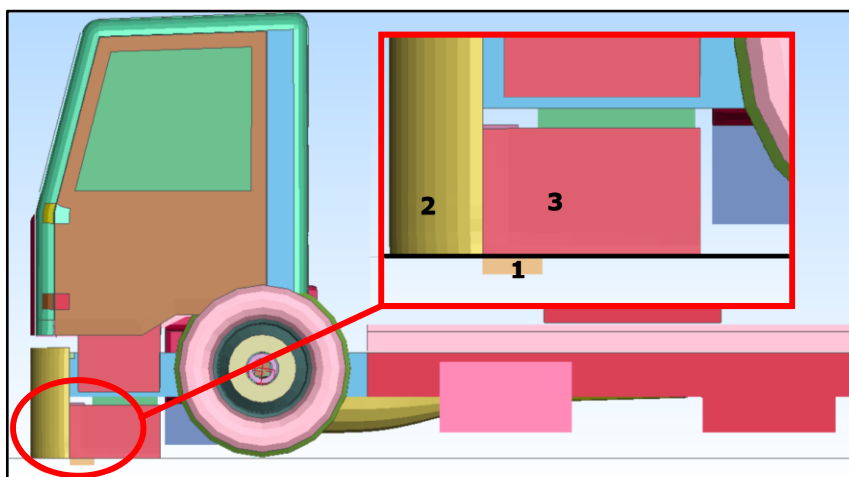
Hranice zmeny rozmerov modelu boli pôvodne dané jej tvorcami – SVS FEM, ale pri bližšom skúmaní modelu bolo zistené, že rámce zmeny nie vždy odpovedajú potrebám tejto citlivostnej analýzy. V Tab. 8 je zelenou farbou zvýraznené, ktoré parametre bolo nutné upraviť a ich dôvodmi sa zaoberá táto podkapitola. Pôvodné hodnoty sú v tabuľke uvedené v zátvorke.

Tab. 8 Zmena rozmerových parametrov

Rozmerové parametre	Jednotky	Minimálna hodnota	Referenčná hodnota	Maximálna hodnota
Vonkajší polomer kolesa	[mm]	752	910	1075
Svetlá výška rámu	[mm]	440 (340)	720	1070
Pozícia nákladu v ose Y	[mm]	-550 (-775)	0	550 (775)
Dĺžka nákladu	[mm]	750	1500	4400 (8780)

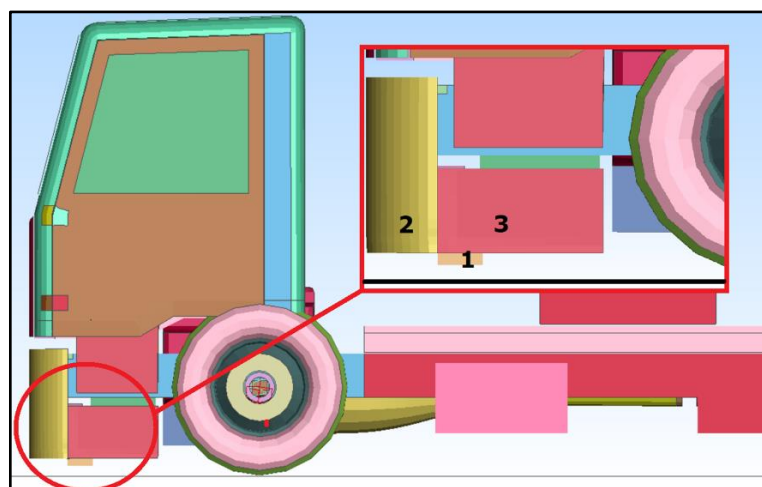
Prvá zmena sa týka rozmeru pneumatík. SVS FEM pri vypracovaní modelu definovali veľkosť pneumatiky jej vonkajším priemerom. Pôvodne sa parameter určoval v rámci intervalu, čo je vidieť v Tab. 8. Problémom na druhú stranu je, že pneumatiky sa vyrábajú len v určitých veľkostiach a využitie celého rozsahu by odporovalo skutočnosti. Preto došlo po konzultácii s vedúcim práce a SVS FEM k použitiu diskretných hodnôt uvedených v Tab.8 v predchádzajúcej kapitole.

Ďalšia zmena nastala u parametru svetlej výšky rámu. Problém nastával ako je vidieť na Obr. 46 u predného nárazníku (pozícia č. 2) a taktiež u časti modelu nazvanej nárazníková tyč (pozícia č. 1). Pri pôvodných podmienkach dochádzalo k vzniku variánt kedy sa nárazník a nárazníková tyč príliš približovali vozovke alebo medzi nimi priamo vznikol prienik, čo neodpovedá realite vozidiel skupiny N2A a N3D. Pozíciou č. 3 sú označené schody kabíny, ktoré sa tiež približovali príliš blízko vozovke.



Obr. 46 Prienik medzi tyčou predného nárazníku a vozovkou

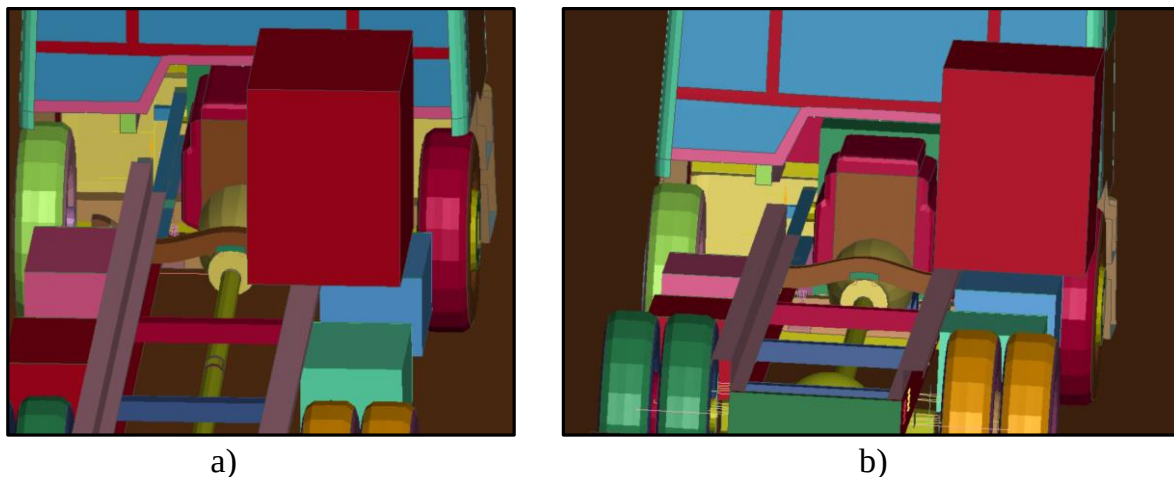
Riešením bolo posunúť najnižšiu povolenú hodnotu svetlej výšky rámu o 100 mm, čo umožní že sa obe časti modelu (pozície č. 2 a č. 3) budú nachádzať nad vozovkou ako je vidieť na Obr. 47.



Obr. 47 Situácia po zmene svetlej výšky vozidla

Ďalšou zmenou rozmeru bolo nastavenie polohy nákladu v ose Y (priechy smer). Problém sa odhalil pri prvotnom testovaní funkčnosti citlivostnej analýzy, kedy bol jeden z návrhov v rámci analýzy Optislang vytvorený ako je na Obr. 48 a). Tento návrh mal takmer celý náklad mimo valníkového nosníku. Z tohto dôvodu sa zmenilo rozmedzie polohy, aby sa návrhy aspoň na minimálnej úrovni približovali realite pri absencii podlahy valníku.

Náklad na Obr. 48 b) sa nachádzal 775 mm od stredu symetrie vozidla. Veľkosť nákladu bola v tejto pozícii na minimálnej hranici čiže mala 775 mm. Nová pozícia bola stanovená na hranicu -550 až 550 mm.



Obr. 48 Porovnanie návrhov vzhľadom na pozíciu nákladu: a) vhodný, b) nevhodný

Nespoľahlivé výsledky sa taktiež môžu vyskytnúť z dôvodu vysokej tuhosti modelu riešenej v podkapitole 3.4.6. Podmienka zamedzenia tuhosti počíta s tým, že dĺžka nákladu nebude väčšia ako 50 % dĺžky úložného priestoru vozidla, čo vychádza z predchádzajúcej kapitoly 3.4.6. Nová hodnota dĺžky nákladu je 4400 mm. Znížením tohto parametru sa obmedzili už v počiatočnej fáze nevhodné návrhy, ktorých posudzovanie by inak prinieslo zvýšený výpočetný čas.

3.5.3 HMOTNOSŤ

Pri hmotnostiach bolo využitých viacero prístupov na stanovenie rozsahu. U dodatočnej váhy, ktorá reprezentuje hmotnosti všetkých komponentov v kabíne a váhy prevodovky sa z dôvodu nedostatočných informácií použil rozptyl hodnôt o percentuálnu hodnotu. Pre dodatočnú hmotnosť 20 % a hmotnosť prevodovky 10 %. U dodatočnej hmotnosti sa zvolil vyšší rozptyl, pretože variácia výbavy kabíny sa môže v skutočnosti líšiť a to by mohlo zavážiť na celkovej hmotnosti. V prípade prevodovky sa dá očakávať, že hmotnostne nebude veľký rozdiel u rôznych značiek výrobcov. Váha motoru sa taktiež stanovila obdobne využitím zmeny o 20 %. Pri študovaní problematiky tejto práce bol nájdený prípad motoru Cummins B, ktorý využíva výrobca DAF pre svoje modely LF, ktoré sú súčasťou sledovanej skupiny. Motor podľa zdrojov váži približne 500 kg [24], čo by sa vymykalo mimo zvolený rozsah, preto sa pristúpilo na zmenu dolnej hodnoty intervalu.

Na určenie hmotnosti nákladu sa využila norma IWA 14 [18]. Tá predpisuje, že maximálna váha balastu nesmie prekročiť 5800 kg. Norma sa nezmieňuje o minimálnej hodnote, preto bola táto hodnota odhadnutá. Model vozidla neumožňuje zadať nulovú hmotnosť nákladu. Z tohto dôvodu sa ako minimum použilo 300 kg, čo by mohlo približne odpovedať prítomnej konštrukcii u plachtového valníku.

V kapitole 2.5.3 bolo zmienené, že do hmotnosti jednotlivých boxov sa započítava aj váha palivovej nádrže. Cieľom bolo reprezentovať palivovú nádrž o maximálnej hmotnosti 400 kg a zabezpečiť jej rôzne umiestnenie v rámci vozidla. Pre zachovanie pomyselných prítomnosti nádrže v každom návrhu sa pristúpilo k výberu 2 boxov (box č. 1 a box č. 2), ktoré ju budú reprezentovať. Rozličnými hodnotami hmotností týchto boxov je možné simulovať rozličnú polohu nádrže. Prvotnou myšlienkou bolo rozdeliť 400 kg medzi oba boxy spôsobom nastavenia minima ako 5 kg a maxima ako 200 kg.

To by síce zabezpečilo neprekročenie tejto hranice, ale na druhú stranu by takéto nastavenie umožnilo aj veľmi nízke hodnoty pomyselných nádrží (napr. 10 kg pri najmenších hodnotách). Ako riešenie sa javilo zvyšovať minimálnu hodnotu u oboch boxov, čo na druhú stranu spôsobilo, že možnosti rozloženia hmotnosti a tým polohy nádrže budú značne obmedzené. Po konzultácii s SVS FEM sa rozhodlo, že ideálnou cestou bude počítať len s pevnou hodnotou hmotnosti nádrže (400 kg), ktorá sa bude rozdeľovať do jednotlivých boxov. To bolo možné uskutočniť zmenou hmotnosti boxu č. 2 na závislú voči boxu č. 1. Tá je určená ako rozdiel očakávanej maximálnej hmotnosti palivovej nádrže (400 kg) a hmotnosti boxu č. 1.

Zvyšné boxy predstavujú dodatočnú hmotnosť, ktorá by sa mohla v realite nachádzať v skutočných postranných boxoch týchto typov vozidiel (vrátane váhy ich samotných) ako bolo zmienené v predchádzajúcej kapitole. Maximálna hodnota bola stanovená na polovicu hmotnosti nádrže. To zabráni situácii kedy by hmotnosť prítomná v jednom boxe bola omnoho vyššia ako v nádrži. Všetky rozsahy hmotností sú uvedené v Tab. 9. Taktiež je možné vidieť vykonané zmeny voči pôvodnému nastaveniu parametrov v modeli vozidla vyznačené zelenou.

Tab. 9 Stanovené hmotnostné rozsahy

Hmotnostné parametre	Jednotky	Minimálna hodnota	Referenčná hodnota	Maximálna hodnota
Dodatočná hmotnosť vozidla	[kg]	240	300	360
Hmotnosť nákladu	[kg]	300	4790	5800
Hmotnosť motoru	[kg]	500 (564)	705	841
Hmotnosť prevodovky	[kg]	95,4	106	116,6
Hmotnosť boxu č. 1	[kg]	30	300	300
Hmotnosť boxu č. 2	[kg]	závislá	400 - BOXMASS1	závislá
Hmotnosť boxu č. 3	[kg]	30	100	150
Hmotnosť boxu č. 4	[kg]	30	30	150
Hmotnosť boxu č. 5	[kg]	30	50	150

3.5.4 ZVYŠNÉ PARAMETRE

Predchádzajúca kapitola 2.5.4 predstavila parametre spojené s pevnosťou, ktoré boli definované kondíciou rámu, limitami normálovej a šmykovej sily alebo maximom plastického pretvorenia prvkov. Po konzultácii s SVS FEM došlo k rozhodnutiu, že pre potreby práce je postačujúce ak sa bude meniť len hodnota kondície v rámci intervalu 0-1.

Zvyšné parametre bola snaha dohľadať využitím verejne dostupných zdrojov a aj brožúr od výrobcov, ale bezvýsledne. Preto sa pristúpilo k využitiu desať percentného rozptylu hodnôt. Takéto nastavenie v rámci Optislang umožní pomocou sledovania výstupov simulácií určiť aký veľký dopad majú na zrážku.

3.6 SLEDOVANÉ VÝSTUPY

Všetky sledované výstupy sa získavajú na konci riešenia vytváraním ASCII súborov, ktoré obsahujú celú škálu výsledkov. Mimo týchto súborov sa pracuje aj s výsledkami z d3plot súboru. LS-DYNA vytvára ASCII súbory pri výpočte použitím SMP metódy na vyžiadanie užívateľa. Pre potreby tejto práce sa využili GLSTAT (globálne štatistiky týkajúce sa energií), MATSUM (energie jednotlivých častí), NODOUT (výsledky v jednotlivých uzloch) a RCFORC (výsledky kontaktných síl). Optislang tieto výstupy nevyberá z riešenia automaticky. Pre zautomatizovanie spracovania výsledkov boli vytvorené skripty pre postprocessing v Ansys LS-PrePost (súbory .cfile), ktoré v úvodnej fáze načítali požadovaný výsledok (napr. NODOUT) získaný z LS-DYNA a následne sa sekvenciou príkazov, ktoré využíva prostredie Ansys LS-PrePost vytvorí graf s požadovaným názvom a formátom, ktorý sa uloží do predpísanej cesty. Mimo grafu sa ukladajú aj .csv súbory s ktorými ďalej pracuje Optislang. Softvér si ich načíta a pre vytvorenie COP matice preberá výstup za celý priebeh vo forme jedného čísla - posledná hodnota, maximálna hodnota alebo plocha pod krivkou.

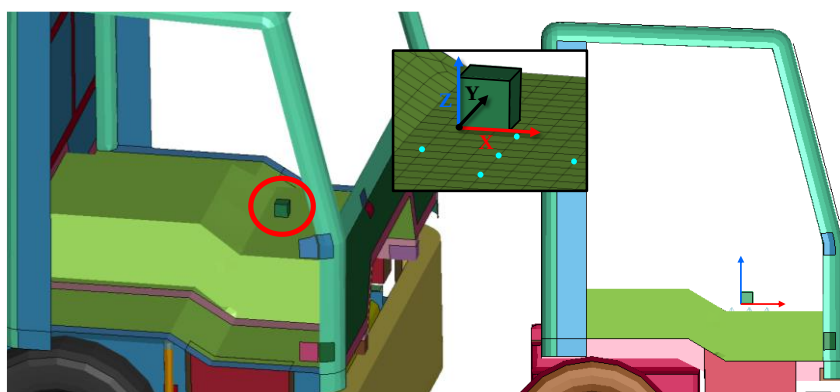
3.6.1 AKCELEROMETRE

Prvým sledovaným výstupom v citlivostnej analýze sú údaje získané z akcelerometrov. Pre simulovanie prítomnosti akcelerometru vo vozidle je možné v prostredí LS-DYNA využiť, že softvér dokáže do získaných výsledkov zapísať posunutie, rýchlosť a zrýchlenie v jednotlivých osách súradného systému pre konkrétny uzol. Týmto spôsobom boli definované akcelerometre na kľúčových miestach modelu, pričom dva z týchto virtuálnych akcelerometrov boli využité v tejto diplomovej práci. Ako bolo zmienené na začiatku tejto kapitoly, tak Optislang dokáže pracovať v rámci výpočtu COP matice len z jedným číslom, ktoré reprezentuje danú krivku a u výstupov z oboch akcelerometrov sa preto pracuje s maximálnou hodnotou jednotlivých veličín.

AKCELEROMETER PRÍTOMNÝ V KABÍNE

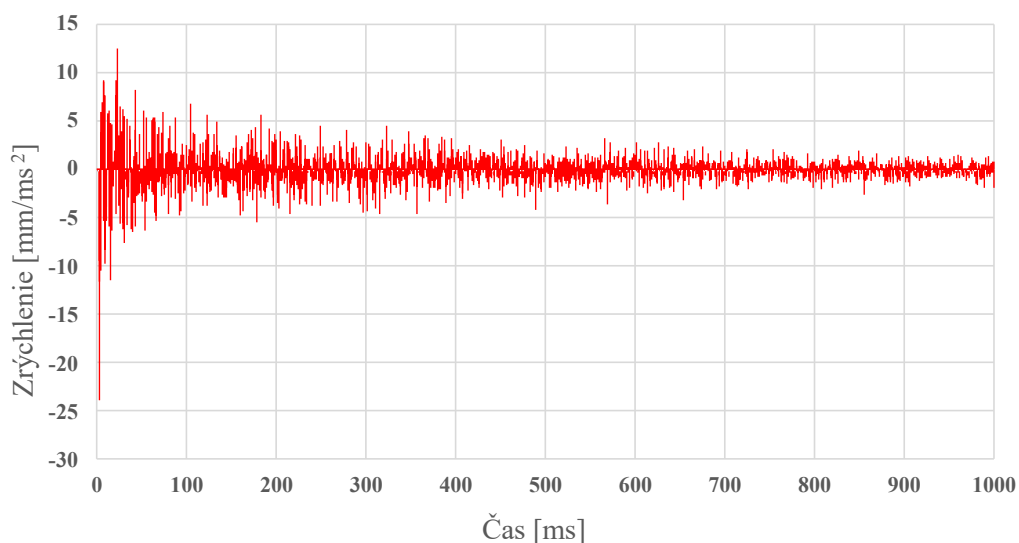
Umiestnenie prvého virtuálneho akcelerometru je v kabíne vozidla. Jeho poloha je na mieste medzi prednými sedačkami auta a nachádza sa v strede osi symetrie modelu. Na jeho definíciu sa v LS-DYNA používa kľúčové slovo *ELEMENT_SEATBELT_ACCELEROMETER. Akcelerometer je v rámci modelu prítomný ako nová časť vytvorená objemovým prvkom o 8 uzloch. Pre definíciu kľúčového slova akcelerometru sú, ale podstatné len 3. Troma uzlami sa stanoví poloha súradného systému aby odpovedala systému modelu a tým sa určí jeden uzol, ktorý predstavuje jeho počiatok.

Pri preberaní výsledkov v LS-DYNA sa priebehy posuvov, rýchlostí a zrýchlení preberajú len z uzlu, ktorý sa nachádza v počiatku súradného systému akcelerometru. Akcelerometer je blízko ďalšej časti modelu a to podlahy kabíny. S ňou zdieľa prvok reprezentujúci akcelerometer 5 uzlov za použitia tuhého spojenia `CONSTRAINED_EXTRA_NODES`, čo je vidieť na Obr. 49, kde je objekt akcelerometru zvýraznený červenou vo vzduchu nad podlahou označenou zelenou a v priblíženom pohľade sú zobrazené uzly tvoriace spoj s prvkom akcelerometru. Akcelerometer využíva absolútne tuhý materiálový model. Pri zrážke zostáva akcelerometer pevne spojený s modelom a jeho pozícia sa mení na základe pohybu podlahy kabíny pri zrážke, kedy je spodná hrana prvku akcelerometru vždy rovnobežná na rovinu v ktorej sú umiestnené uzly spoja.



Obr. 49 Umiestnenie akcelerometru

Pre potreby práce sa z tohto akcelerometru vyhodnocujú všetky priebehy jednotlivých veličín v osiach X (pozdĺžny smer), Y (pričný) a Z (zvislý). Príklad získaného priebehu je na Obr. 50 a popisuje zrýchlenie v ose X pri náraze do steny. Z grafu je vidieť, že maximálne zrýchlenie bolo namerané tesne po zrážke v čase 6 ms. Osa X akcelerometru má rovnaký smer ako pohyb vozidla. Po maxime dochádza k nárazu, čo sa v grafe prejaví zmenou do záporných hodnôt zrýchlenia, ktoré následne začína oscilovať. Z postupujúcim časom dochádza k postupnému ustáleniu hodnôt smerom k blízkosti nuly a ukazuje stav po samotnej zrážke, kedy sa vozidlo eventuálne zastaví.

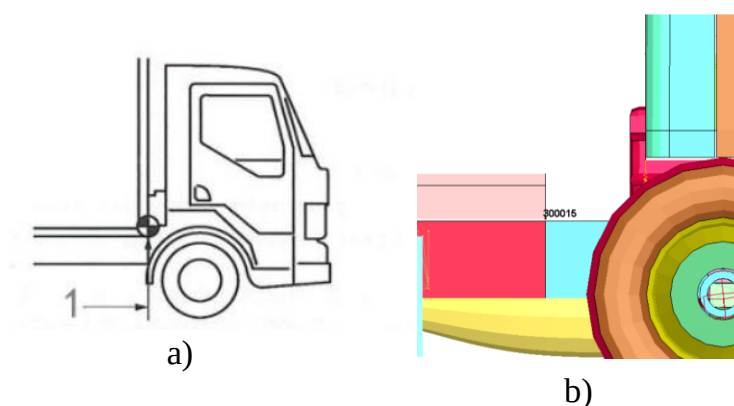


Obr. 50 Priebeh zrýchlenia v ose X získaný z akcelerometru pri $48 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

AKCELEROMETER PODĽA IWA14

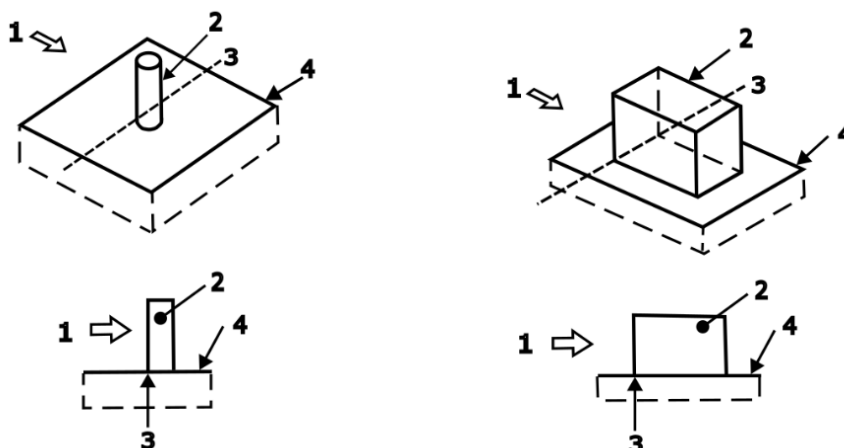
Využitie údajov z akcelerometru definovaného podľa normy IWA 14 [18] je dôležité, pretože u normovaných testov dochádza k sledovaniu množstva predmetov presahujúcich 25 kg, ktoré sa po zrážke ocitnú za prekážkou a samotnú penetráciu vozidla za prekážkou. Pre potreby práce sa využíva len druhé kritérium. Pre jeho určenie norma pracuje s referenčným bodom prítomným na vozidle od ktorého sa určuje samotná penetrácia. Tento bod sa nachádza v prednej časti vozidla za kabínou a je totožný pre obe skupiny vozidiel (N2A, N3D).

Jeho miesto pre jednotlivé značky a typy áut je dané miestom, kde sa u vozidla prekrýva ukončenie valníkového nosníku a čelo nákladového priestoru, čo je vidieť na *Obr. 51 a*). V rámci modelu sa ako referenčný bod berie prvok 300015, ktorý sa nachádza na spodnej časti valníkového nosníku a je zobrazený na *Obr. 51 b*).



Obr. 51 Porovnanie umiestnenia referenčného bodu: a) norma, b) simulácia [18]

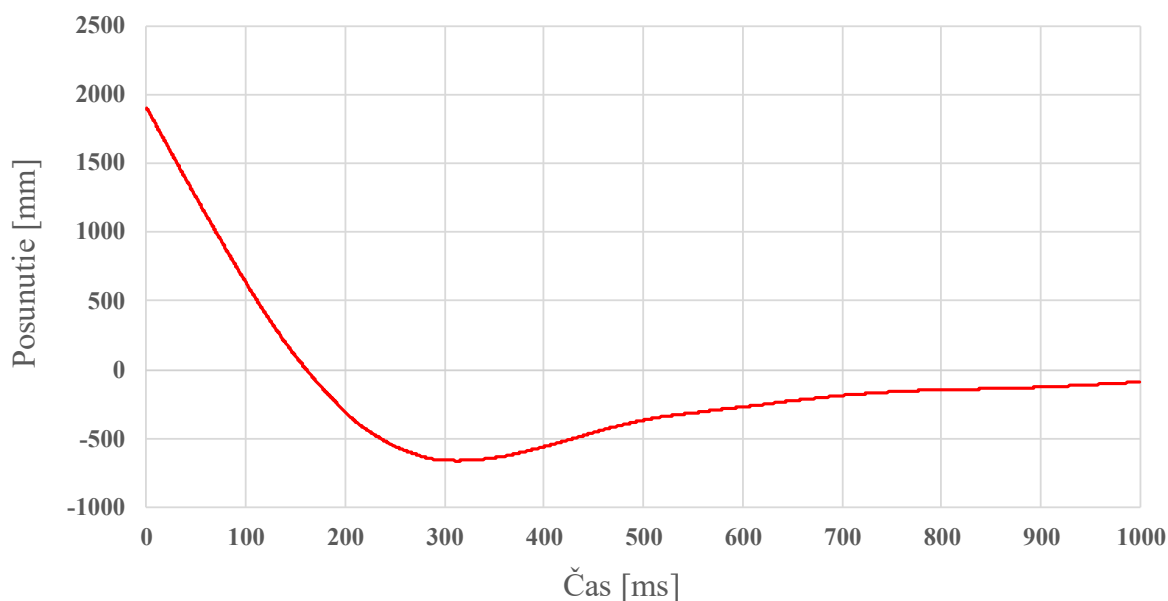
Ďalšou potrebnou informáciou pre určenie penetrácie je znalosť umiestnenia čiary od ktorej je meraná. Pre prekážky, ktorými sa zaoberá táto práca (stena a stĺp) sa referenčná čiara nachádza na prednej strane objektu v mieste, kde dochádza k nárazu a je kolmá na smer jazdy vozidla, čo je vidieť na *Obr. 52*, kde je čiara označená číslom 3.



Obr. 52 Stanovenie referenčnej čiary podľa IWA 14 [18]

V modeli sa nachádzajú čiary pre obe prekážky na totožnom mieste, čo uľahčuje získavanie hodnoty penetrácie bez potreby tvorby dvoch výsledkových súborov pre každú prekážku zvlášť. Penetrácia sa preberá z výsledkov výpočtu LS-DYNA za použitia priebehu posunutí nameraného virtuálnym akcelerometrom prítomným na referenčnom bode.

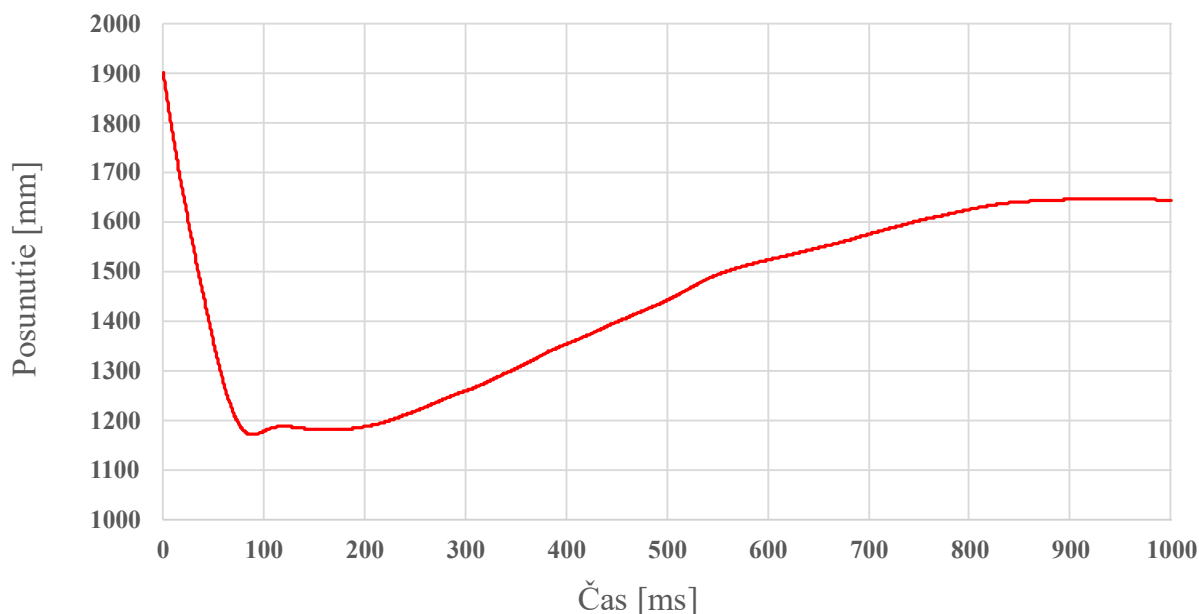
Pre vyhodnotenie penetrácie sa využíva fakt, že vozidlo je pri každom návrhu na začiatku simulácie vzdialené od referenčnej čiary prekážky 1902 mm. Posunutím priebehu posuvu referenčného bodu o túto hodnotu sa získa priebeh penetrácie v čase ako je vidieť v Obr. 53.



Obr. 53 Penetrácia získaná pri zrážke so stĺpom

Z grafu je možné pozorovať situáciu, v ktorej valníkový nosník s umiestneným referenčným bodom prekročil referenčnú čiaru bariéry. V rámci tejto práce sa penetrácia považuje za zápornú hodnotu v súlade s nastavením súradnicového systému, zatiaľ čo norma IWA 14 [18] definuje penetráciu ako kladnú hodnotu.

U analýzy steny nastáva zaujímavý jav kedy vozidlo nikdy neprerazí prekážku za referenčnú čiaru kvôli dokonalej tuhosti steny. Z tohto dôvodu sa pristúpilo k hodnoteniu penetrácie ako miery priblíženia vozidla k referenčnej čiare bariéry pri zrážke. Túto situáciu popisuje Obr. 54 kedy sa maximálna penetrácia dosiahne tesne pred momentom kedy sa vozidlo začne po zrážke od bariéry vzdďaľovať.



Obr. 54 Penetrácia získaná pri zrážke so stenou

3.6.2 SLEDOVANIE ENERGIÍ MODELU

Ďalšími sledovanými veličinami v analýze sú energie a ich zmeny. V prípade LS-DYNA je možné z energetického hľadiska hodnotiť model ako celok alebo len jednotlivé časti. Pre potreby tejto práce sa v citlivostnej analýze skúmajú oba zmienené prípady.

CELKOVÁ ENERGIA MODELU

Skúmanie energií celého modelu umožňuje databáza výsledkov v LS-DYNA nazývaná GLSTAT. Tá obsahuje viacero výstupov, ale v tejto práci sa využívajú nasledovné: celková, kinetická, vnútorná, tlmiaca, kontaktná energia, energia hourglass, energia pružín a tlmičov, vonkajšia práca a energetický pomer (anglicky energy ratio). U všetkých veličín sa sleduje posledná hodnota, až na kinetickú (maximálna hodnota). Nasledujúce informácie vychádzajú z teoretického manuálu LS-DYNA [25].

Celková energia vychádza z nasledujúceho vzorca [25]:

$$E_{total} = E_{kin} + E_{int} + E_{rw} + E_{damp} + E_{hg} = E_{kin}^0 + E_{int}^0 + W_{ext} \quad (8)$$

kde E_{total} je celková energia modelu, E_{kin} je kinetická, E_{int} je vnútorná, E_{rw} je energia tuhej steny, E_{damp} je tlmiaca energia, E_{hg} je energia hourglass, E_{kin}^0 je počiatočná kinetická energia, E_{int}^0 je počiatočná vnútorná energia a W_{ext} je vonkajšia práca. Pre dané nastavenie modelu pracujú všetky veličiny s jednotkou Joule.

Kinetická energia modelu je definovaná ako práca, ktorú je potrebné vynaložiť aby model o danej hmotnosti, ktorá je roz distribuovaná v rámci jednotlivých prvkov, zrýchlil z pokoja na požadovanú rýchlosť. Spočítaním všetkých energií prvkov sa získa celková hodnota.

Vnútorná energia modelu v rámci kontextu LS-DYNA je energia, ktorú daný model (jeho časti) absorbuje pri zrážke. To znamená, že sa jedná o kombináciu energie elastickej deformácie a prácu spôsobenú permanentnou deformáciou.

Získava sa v každom časovom kroku pripočítaním sumy súčinu napätia, prírastku pretvorenia prvku a objemu prvku k predchádzajúcej hodnote. Spočítaním všetkých energií prvkov sa získa celková hodnota.

Tlmiaca energia je definovaná ako energia, ktorá je rozptýlená skrz tlmenie.

Kontaktná energia je súčtom energií podriadených (slave z angličtiny) a riadiacich (master z angličtiny) uzlov, ktoré sú v kontakte. Pre potreby práce je podstatné, že prítomné trenie v modeli by malo vykazovať kladnú hodnotu tejto veličiny. V prípade zápornej sa jedná o problém s kontaktom, najčastejšie spôsobený vo forme počiatočných penetrácií.

Energia hourglass je spôsobovaná hourglass módmi. Jedná sa o nefyzické módy s nulovou energiou, ale nenulovou deformáciou. Vyskytujú sa u objemových a škrupinových prvkov pri redukovanej integrácii. Pre hodnotenie hourglass energy je podstatné, aby bola relatívne malá oproti špičke vnútornej energie.

Energia pružín a tlmičov obsahuje súčet vnútorných energií diskretných prvkov, prvkov bezpečnostného pásu a energiu spojenú s tuhosťou spojov. Hodnoty tejto energie sú priamo započítavané do celkovej vnútornej energie.

Vonkajšou prácou sa myslí práca vykonaná aplikovanými silami a tlakmi, taktiež môže byť spôsobená okrajovými podmienkami posunutia, rýchlosti a zrýchlenia.

Z hľadiska určovania stability výpočtu je dôležité sledovať výstup z GLSTAT zvaný energetický pomer. Je definovaný nasledujúcou rovnicou [25]:

$$e_{ratio} = \frac{E_{total}}{E_{total}^0 + W_{ext}} \quad (9)$$

kde e_{ratio} je energetický pomer a E_{total}^0 je počiatočná celková energia v Joule .

Tento pomer by sa mal v rámci celého výpočtu pohybovať v blízkosti hodnoty 1. Vysoké rozdiely možno pripísať nestabilite výpočtu a daný návrh je nutné vylúčiť z citlivostnej analýzy. Hodnotením stability jednotlivých návrhov sa bude zaoberať ďalšia podkapitola.

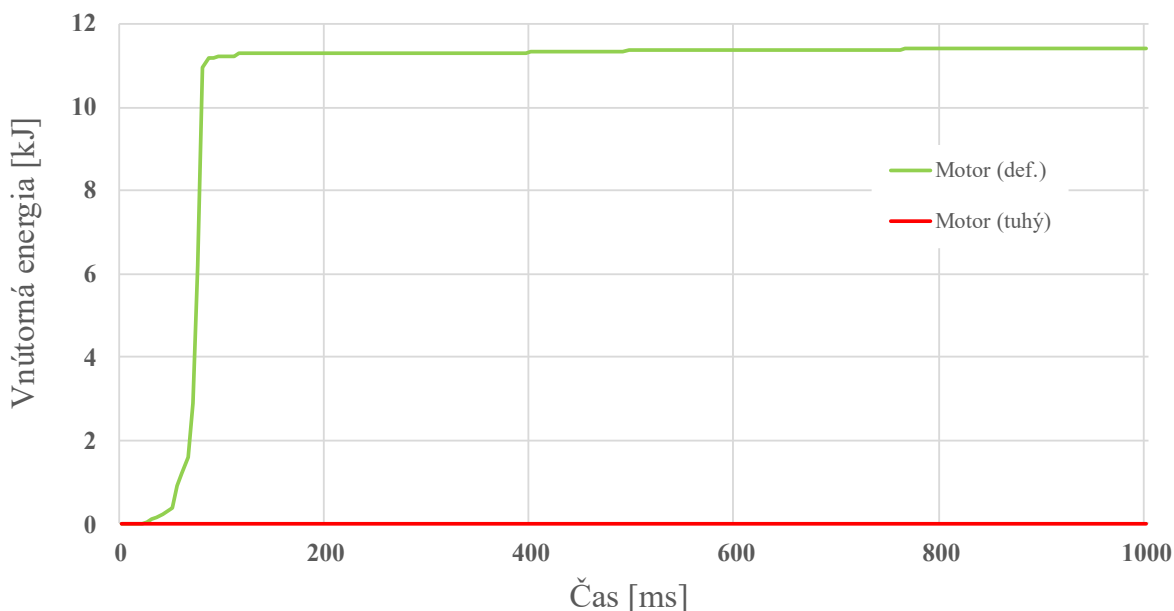
ENERGIA JEDNOTLIVÝCH ČASTÍ

Ďalšia forma hodnotenia energie spočíva v sledovaní jednotlivých častí, ktoré sú zastúpené v ASCII súbore MATSUM, ktorý umožňuje vykresliť priebehy skúmaných veličín pre jednotlivé časti modelu. Pre potreby práce sa využije kinetická a vnútorná energia.

Optislang v rámci postprocesu vyhodnocuje hodnotu vnútornej energie na konci simulácie a maximálnej kinetickej energie. Sledovať tieto veličiny aj na samostatných častiach je dôležité, pretože sa každá časť z hľadiska absorpcie energie alebo pohybu správa inak.

Príkladom je porovnanie predného nárazníku, ktorý sa priamo zúčastňuje zrážky voči zadnému na ktorom sa účinky zrážky prejavia len sprostredkovane. Tým, že sú rôzne časti vozidla tvorené rozličnými materiálmi modelmi tak zmena energie nemusí vždy vzniknúť.

To sa primárne týka sledovania energií u častí tvorených tuhým materiálovým modelom (*MAT_RIGID). Toto porovnanie je na Obr. 55, kde je zobrazený rozdiel vnútornej energie medzi deformovateľnou časťou motora (*MAT_CRUSHABLE_FOAM) a tuhou časťou (*MAT_RIGID).



Obr. 55 Porovnanie vnútorných energií rôznych materiálových modelov

V prípade tuhých častí vozidla nedochádza k žiadnym deformáciám, čo znamená, že nedôjde k zmenám u vnútornej energie. Kvôli tomuto faktoru nie je potrebné získavať výsledky s nulovými hodnotami. Po dohode s SVS FEM sa taktiež vypustilo sledovanie kinetických energií u týchto telies pre zredukovanie počtu výstupov z citlivostnej analýzy. Časti, ktoré sú tvorené iným materiálovým typom a dochádza pri nich k hodnoteniu oboch energií sa zaoberá ďalšia podkapitola, ktorá vysvetlí rozdelenie modelu do podskupín pre jednoduchšie vyhodnotenie.

ROZDELENIE MODELU

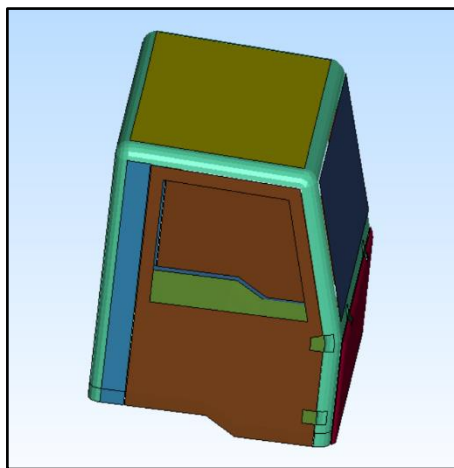
Model skúmaného vozidla sa skladá z viacerých častí (približne 100). Ako bolo napísané v predchádzajúcom v rámci citlivostnej analýzy je žiadúce sledovať ich energie. Pri pôvodnom počte častí to spôsobí komplikácie. Tou hlavnou je nutnosť získavať priebehy z LS-DYNA (pre každú časť dva krát) a následne ich vyhodnocovať, čo predlžuje čas spracovania jednotlivých simulácií. Z tohto dôvodu po dohode s SVS FEM boli vytvorené skupiny častí, ktoré neboli samostatne dôležité alebo ich spojenie dávalo logický zmysel. Finálne kinetické a vnútorné energie skupín sa získavajú spočítaním priebehov všetkých častí zahrnutých v skupine.

Medzi časti, ktoré sa vyhodnocujú samostatne patria všetky nosníky rámu, zadný nárazník, držiaky kabíny, tyč riadenia, predné a zadné tlmiče, deformovateľné časti motora, olejová vaňa, časť reprezentujúca ventilátor a filter, šróby upevňujúce motor, valníkové nosníky, držiaky boxov a prút, ktorý vytvára spojenie medzi kabínou a rámom.

Rám vozidla je v skutočnosti tvorený ako celok. V modeli je tento rám rozdelený na dve časti, pretože zadná je súčasťou modifikovateľnej časti modelu, a predná nie. Súčtom priebehov energií oboch častí sa získajú energie celého rámu. Ďalšou skupinou sú pneumatiky vozidla. Pneumatika je v modeli rozdelená na dve časti a to dezén a bočné steny pneumatiky.

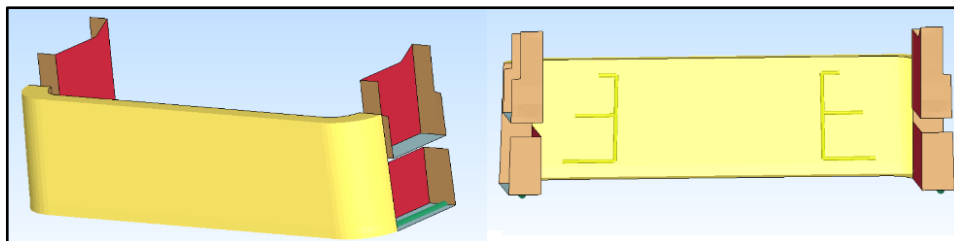
Pre potreby práce sa tieto časti zjednotili do jednej. To isté platí aj pre disk kolesa, kedy je predná časť disku oddelená od ráfiku. Energie sa nevyhodnocujú pre všetky pneumatiky a disky, ale pre každú stranu a nápravu zvlášť. V modeli vozidla sú prítomné dva stabilizátory (predný a zadný). Vertikálne prúty (tyčky stabilizátora), ktoré ich spájajú s rámom sú samostatnou časťou. Pre zníženie počtu častí sa stabilizátory zlúčili s tyčkami. Predné a zadné pružiny sú riešené pomocou troch častí – samotnej pružiny a jej horného a spodného dorazu. V práci sa z pohľadu vyhodnotenia výsledkov tieto časti zjednotili do jednej.

Kabína je tvorená viacerými časťami, ktorých samostatné hodnotenie nie je podstatné, pretože sa nejedná o štrukturálne prvky vozidla a z hľadiska zrážky nie sú zaujímavé. Z tohto dôvodu došlo k ich zjednoteniu. Jedná sa o dvere, strechu, okná, výstuhy kabíny, podlahu, kapotu a ďalšie ako je vidieť na Obr. 56.



Obr. 56 Časti tvoriace skupinu Kabína

Ďalšou skupinou sú časti v okolí nárazníku vozidla a dávalo zmysel ich spojiť pretože boli priamo naviazané na nárazník. Súčasťou tejto skupiny sú aj schody vedúce ku kabíne a prúty prítomné z vnútornej časti nárazníku, ktoré zvyšujú jeho pevnosť. Táto skupina je zobrazená na Obr. 57.



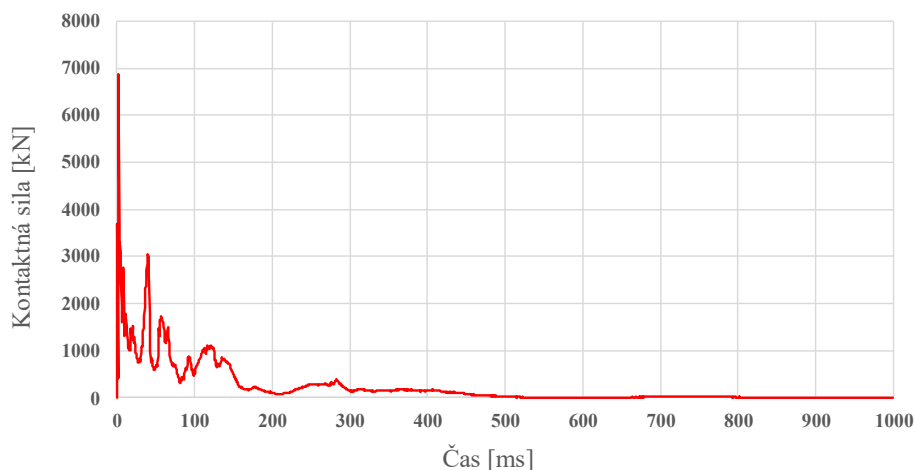
Obr. 57 Skupina okolia predného nárazníku

V prednej časti vozidla sa nachádza aj nárazníková tyč. Ta má opäť oddelenú spojovaciu časť a v postprocesse je zlúčená. Medzi kabínou a rámom sa nachádza spojenie vo forme pružiny. Toto spojenie má limit pružiny definovaný ďalšou časťou. Energie týchto dvoch častí sa vyhodnocujú spolu.

3.6.3 KONTAKTNÁ SILA

Ďalšou sledovanou veličinou je kontaktná sila. K sledovaniu síl dochádza vo všetkých osách a taktiež sa pracuje so silou výslednou. Model pracuje s preddefinovanými kontaktami, ktoré vychádzajú z použitých častí modelu. Jedná sa o sledovanie kontaktu vozidlo – bariéra a vozidlo – vozovka. Kontakt vozidlo – bariéra je definovaný dvoma spôsobmi. Prvý spôsob sa týka prutových prvkov, kedy dochádza k vytvoreniu kontaktu v LS-DYNA použitím `*CONTACT_AUTOMATIC_NODES_TO_SURFACE` [20]. Toto nastavenie vytvorí kontakt medzi uzlami prutových prvkov a plochou bariéry. Jedná sa o kontakt pri ktorom je umožnené tlakové zaťaženie medzi podriadenými (slave) uzlami a riadiacimi (master) segmentami. Taktiež je pri použití trecieho kontaktu povolený prenos tangenciálneho zaťaženia. Tento kontakt je jednocestný, čo znamená, že na penetráciu riadiacich segmentov sú kontrolované len podriadené uzly. Nastavenie kontaktu je ponechané podľa základného nastavenia LS-DYNA až na statický a dynamický koeficient trenia, ktorý má hodnotu 0,3 a hodnota viskózneho tlmenia je 20 %.

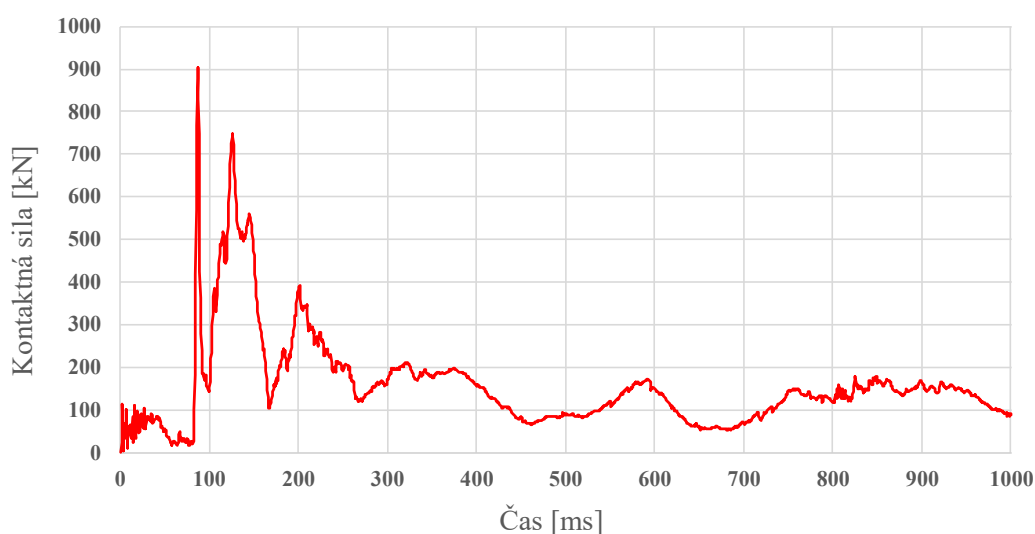
Druhý spôsob využíva kontaktu tvoreného dvoma plochami tzv. `*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE`. Jedná sa o dvojcestný kontakt. Rozdiel oproti predchádzajúcemu typu kontaktu je v kontrolovaní penetrácie. Kontrola prebieha navyše aj u riadiacich uzlov na penetráciu podriadených segmentov. V tomto prípade je kontakt vozidla definovaný plochou vytvorenou všetkými časťami modelu, s výnimkou tých, ktoré sú modelované ako prútové prvky. U nastavenia tohto kontaktu je opäť rovnaká hodnota statického a dynamického trenia ako u predchádzajúceho kontaktu. Jediný rozdiel je v koeficiente viskózneho tlmenia, ktorý je ponechaný v základnom nastavení čiže 0 %. Pre získanie celkovej kontaktnej sily dochádza k súčtu týchto dvoch priebehov. Na Obr. 58 je príklad výslednej kontaktnej sily, ktorá je najvyššia v čase zrážky a postupne klesá.



Obr. 58 Celková kontaktná sila medzi bariérou a vozidlom

Kontaktná sila medzi vozidlom a vozovkou je získaná 3 spôsobmi. Podobne ako u predchádzajúceho kontaktu dochádza k jeho vytvoreniu medzi prútovými prvkami a plochou vozovky za využitia rovnakého nastavenia. V porovnaní s predchádzajúcim kontaktom, ktorý vznikol medzi plochami došlo k oddeleniu pneumatík. To znamená, že vznikli dva samostatné kontakty. Jeden, ktorý popisuje prepojenie medzi všetkými časťami, ktoré sa zúčastňujú zrážky (mimo pneumatík) a vozovkou.

Druhý kontakt je medzi pneumatikami a vozovkou. Nastavenie je oproti základu odlišné v prepisovaní hrúbky plôch na 5 mm. Kontakt, ktorý obsahuje väčšiu časť modelu vozidla má taktiež iné hodnoty statického a dynamického trenia a to 0,4. Statické a dynamické trenie je u kontaktu pneumatík a vozovky stanovené na 0,8. Na Obr. 59 je príklad výslednej kontaktnéj sily.



Obr. 59 Výsledná kontaktná sila medzi vozovkou a vozidlom

V rámci vyhodnocovania v programe Optislang sa využíva maximálna hodnota u všetkých kontaktných síl a spočítava sa plocha pod priebehom, ktorá reprezentuje impulz sily.

3.6.4 DEFORMÁCIA RÁMU

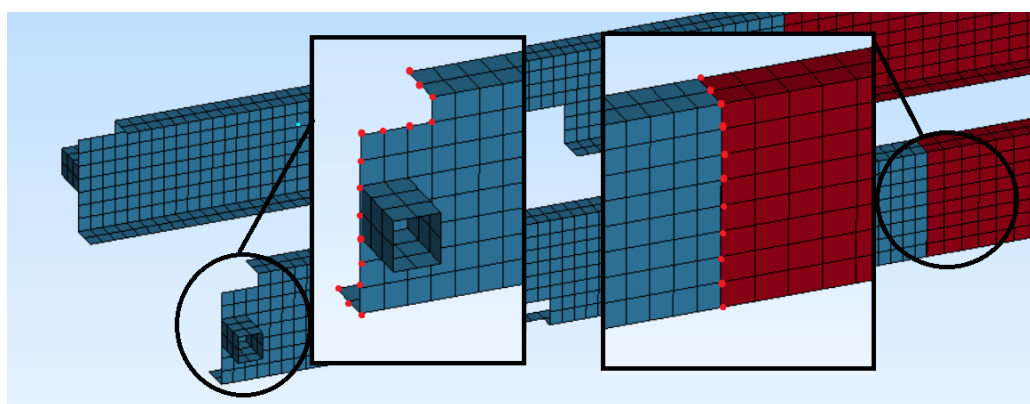
Nosný rám je najdôležitejšou časťou modelu nákladného vozidla a pre jeho bližšie skúmanie sa využívajú 2 spôsoby. Tým prvým je vyhodnotenie maximálneho efektívneho pretvorenia prvkov. Z dôvodu, že rám je rozdelený do dvoch častí tak sa pretvorenie pre každú časť určuje zvlášť.

Druhý spôsob sleduje celkové stlačenie nosného rámu v ose X (pozdĺžny smer). Na ilustráciu slúži Obr. 60, ktorý v jednoduchosti popisuje, čo sa pod stlačením myslí. Z obrázku je evidentné, že v prednej časti rámu dochádza k veľkým deformáciám. To môže vyústiť do zaniknutia niektorých prvkov na ráme, preto je vhodné vyhodnotenie vytvoriť na viacerých prvkoch.



Obr. 60 Stlačenie rámu vozidla

Na získanie hodnoty stlačenia sa použijú posunutia v ose X (pozdĺžny smer) v zvolených uzloch. Na Obr. 61 je vidieť dve sady uzlov (na prednej časti označené modrou a zadnej označenej červenou), ktoré sa zhodne vybrali na obidvoch poloviciach rámu.

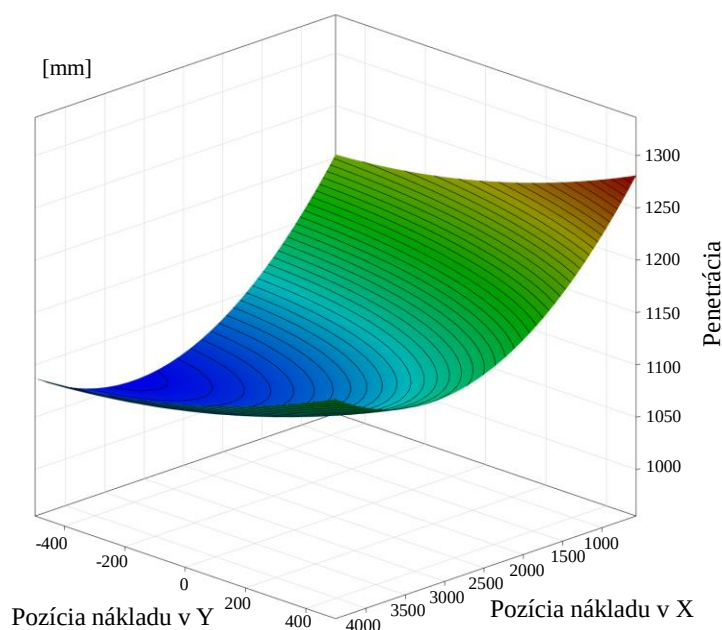


Obr. 61 Uzly použité pre vyhodnotenie stlačenia

U obidvoch častí rámu sa volili uzly na predných vonkajších hranách. Výpočet posunutia pre jednotlivú sadu je priemerom všetkých jej uzlov. Odčítaním posunutia prednej sady uzlov od zadnej sa získa samotná krivka stlačenia. V prípade citlivostnej analýzy sa z priebehu vyberá len hodnota pri maximálnom stlačení.

3.7 HODNOTENIE CITLIVOSTI PARAMETROV V RÁMCI OPTISLANG

Cieľom diplomovej práce bolo zistiť závislosti medzi veľkým množstvom vstupných parametrov a výstupov. Z tohto dôvodu použitie metód hľadania korelácie len medzi jedným vstupom a výstupom (jednorozmerný priestor) by prinieslo nepresnosti. Nasledujúce informácie vychádzajú z vlastného pochopenia teoretických manuálov k Optislang [21][22]. Optislang umožňuje použitie RSM (Response Surface Method), ktorá aproximuje hodnoty výstupov v závislosti na jednotlivých vstupných parametroch vo forme explicitných funkcií. Príklad grafu s ktorým Optislang pracuje pri určovaní citlivosti je na Obr. 62.



Obr. 62 Graf RSM získaný pri praktickej časti práce použitím lineárnej regresie

Na aproximáciu využíva viacero spôsobov či už lokálnych alebo globálnych. Globálnymi metódami sú neurónové siete alebo viacrozmerná polynomiálna regresia. Lokálne sú Metóda pohyblivých najmenších štvorcov (MLS) alebo Krigingova metóda. Nasledujúce riadky k aproximácii rozoberú len najpoužívanejšie metódy.

Polynomiálna regresia je vylepšená verzia lineárnej regresie, kde sa na miesto priamky na aproximáciu využíva krivka. Regresia využíva bazové funkcie, ktoré majú najčastejšie lineárny alebo kvadratický charakter. Výpočet hľadanej hodnoty prebieha za použitia sumy účínov regresného súčiniteľa a premennej (v prípade tejto práce hodnota nespočítaného vstupného parametru) umocnenenej na hodnotu 0 až n podľa povahy dát. Na získanie regresného súčiniteľa sa využíva metóda najmenších štvorcov. Súčiniteľ sa odhadne na základe rozdielu predikcie a skutočných dopočítaných hodnôt pri uvažovaní na sebe nezávislých chýb, ktoré majú normálne rozdelenie po celom súbore dát.

Metóda pohyblivých najmenších štvorcov sa dá chápať ako rozšírenie pre polynomiálnu regresiu. Na rozdiel od bežnej metódy pridáva do výpočtu lokálny charakter. To sa deje využitím zmeny váhy jednotlivých dopočítaných bodov na základe ich vzdialenosti od hľadanej hodnoty. To vyústi do lokálnej zmeny súčiniteľov regresie, ktorá navýši presnosť aproximácie. Pri regresii sa primárne pracuje s lineárnou a kvadratickou, ale MLS je možné využiť aj na vyššie rady polynómov. Hlavnou výhodou je rýchlosť výpočtu aproximácie.

Problém s použitím RSM pramení v zlej reprezentácii nelinearit, ktoré sa môže pri riešení vyskytnúť. Na zhodnotenie danej aproximácie sa využívajú rôzne typy koeficientov.

Najzákladnejším je koeficient determinácie (COD), ktorý sleduje či sa skutočne dopočítané dáta nachádzajú na vytvorenej aproximovanej krivke. Jeho hodnota sa pohybuje od 0, kedy sa žiadne body nenachádzajú na krivke do 1, kedy aproximácia presne sleduje použité body. Hodnota COD je závislá na počte sledovaných bodov. Z nárastom ich počtu sa zhoršuje schopnosť aproximovať dostatočne presne a COD klesá pod 1.

Je nutné poznamenať, že správne napasovaná aproximovaná krivka na skutočné body ešte neznamená, že odpovedá aj skutočnej krivke, ktorá by vznikla výpočtom všetkých hodnôt v rozsahu. Ďalším problémom je, že COD sa dá spočítať len použitím polynomiálnej regresie.

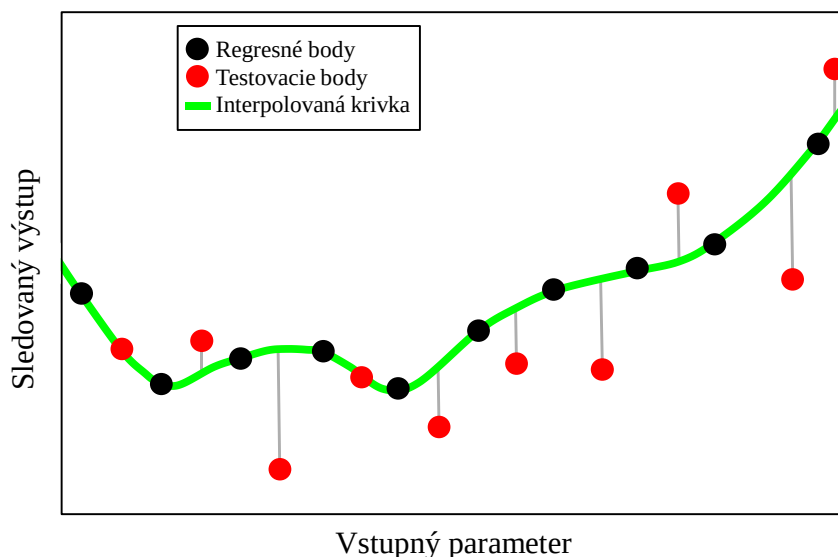
Vzorec používaný na výpočet COD [21]:

$$COD = 1 - \frac{SS_E}{SS_T} \quad (10)$$

kde SS_T je ekvivalent celkovej variability sledovaného výstupu, SS_E popisuje nevysvetlenú variabilitu (chyba modelu).

COD je možné použiť na určenie dôležitosti vstupných parametrov skrz výpočet koeficientu dôležitosti (COI). Ten sa počíta ako rozdiel dvoch COD koeficientov spočítaných využitím rovnakých dát. Prvý sa počíta pri použití všetkých členov pri interpolácii a druhý vylúči lineárne, kvadratické členy a členy, ktoré interagujú so sledovaným parametrom. Ak sa hodnota približuje 1, tak daný parameter je dôležitý ak 0, tak nie. Na použitie COI u hodnotenia viacrozmerných problémov z hľadiska citlivosti je potrebný veľký počet skutočne dopyčovaných bodov.

Optislang využíva na určenie vplyvu parametrov koeficient prognózy (COP), ktorý okrem aproximácie umožní použiť aj interpoláciu. Ten nepracuje so všetkými dopyčovanými bodmi súčasne, ale rozdeľuje si ich do niekoľkých podskupín. Riešič v Optislang vždy vezme jednu z podskupín a tu aproximuje. Tým vzniká náhradný model, ktorý slúži ako referencia pre následnú kontrolu. Tá prebieha použitím bodov zo zvyšných podskupín, kde sa hodnotí aký je rozdiel medzi aproximovanou a skutočnou hodnotou v danom bode. Princíp je zachytený na Obr. 63.



Obr. 63 Princíp určovania COP

To sa opakuje pre všetky podskupiny. Následne sa sumou rozdielov spočíta celková chyba, ktorá sa používa na počítanie COP. Koeficient má hodnotu od 0 až do 1. V rámci citlivostnej analýzy hodnota vyjadruje aký veľký vplyv má parameter na sledovaný výstup.

Výpočet tohto koeficientu je [21]:

$$COP = 1 - \frac{SS_E^{pred}}{SS_T} \quad (11)$$

kde SS_E^{pred} je súčet štvorcov chýb predikcie.

V porovnaní s COD je presnejší, ale je nutné použiť dostatočne veľký počet skutočných bodov. Ak vzorkovanie nie je dostatočné tak hodnota COP pre daný výstup bude malá a jednoznačné určenie citlivosti nebude spoľahlivé. V praxi sa odporúča využiť aspoň dvojnásobok počtu parametrov pre správne zachytenie citlivosti. To pri zložitých prípadoch nemusí byť vždy dostačujúce. Ďalšou výhodou COP oproti COD je konzervatívnosť jeho výsledkov pri použití menšieho počtu návrhových bodov.

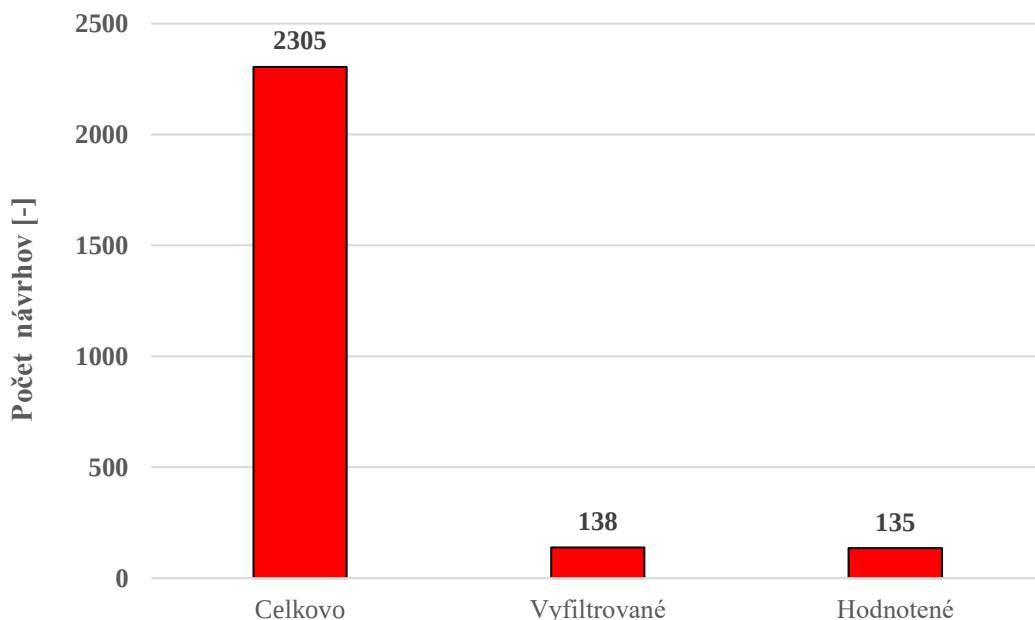
Výsledná podoba RSM pri použití COP a tým pádom aj hodnotenia závisí na dielčích výberov od aproximácie po výber dát do jednotlivých podskupín pre hodnotenie COP. Optislang využíva pri počítaní RSM metamodel optimálnej prognózy (MOP). Ten zabezpečuje automatický výber najvhodnejšej metódy aproximácie, výber dát do podskupín a rieši aj samotné hodnotenie citlivosti parametrov.

4 VYHODNOTENIE CITLIVOSTNEJ ANALÝZY

Vyhodnotenie citlivostnej analýzy je rozdelené do dvoch osobitých častí podľa typu bariéry. Popisom použitých bariér a ich rozmerov sa zaoberala kapitola 2.6.

4.1 VYHODNOTENIE NÁRAZU DO TUHEJ STENY

Pre vyhodnotenie analýzy nárazu do steny sa zostavil histogram na Obr. 64, ktorý obsahuje v prvom stĺpci celkový počet návrhov, ktoré boli vytvorené v softvéri Optislang. V druhom stĺpci je počet návrhov, ktoré spĺňali vytvorené podmienky reálnosti konfigurácie modelu vozidla (podkapitola 3.4). Úspešnosť priechodnosti návrhov, teda podiel realistických konfigurácií voči všetkým konfiguráciám navrhnutými pomocou DOE softvéru Optislang, bola približne 6 %. Po dopočítaní analýzy sa prešli získané výsledky z ktorých vyšlo najavo, že nie všetky je možné použiť. Dôvodmi sa zaoberá podkapitola 4.1.1 zameraná na stabilitu výpočtu. Aby tieto výsledky neovplyvnili správne dopočítané návrhy boli všetky nekorektné výpočty vylúčené z hodnotenia.

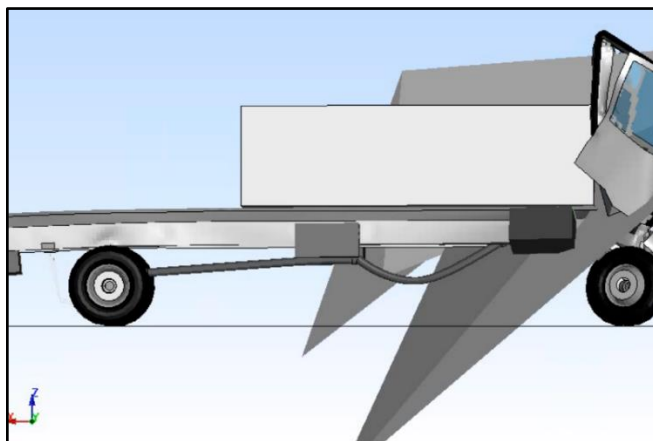


Obr. 64 Priechodnosť návrhov pre citlivostnú analýzu - stena

4.1.1 STABILITA VÝPOČTU

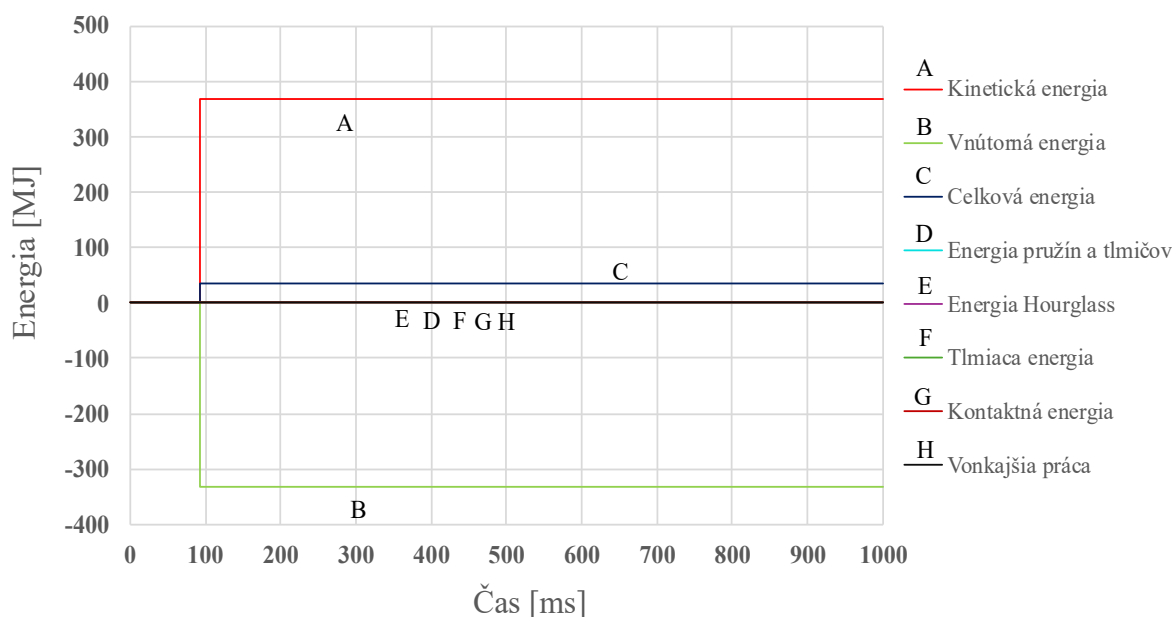
Pri kontrole d3hsp súboru bolo odhalené, že v jednom prípade nedošlo k dopočítaniu analýzy. Výpočet sa zastavil v prvých 100 ms (koncový čas simulácie je 1 s) kedy došlo k vzniku negatívneho objemu prvku na časti nazvanej SVS FEM deformačná časť motora.

Ďalší nekorektné spočítaný dizajn bol nájdený skrz príliš vysokú hodnotu energetického pomeru, ktoré bolo takmer na úrovni 15. Očakávaná hodnota pomeru by sa mala pohybovať okolo 1. Výpočet prebehol až do konca, ale jeho výsledky sa nedajú použiť. Prvou fázou hľadania príčiny bolo detailné skúmanie animácií. Na Obr. 65 je vidieť moment kedy došlo k ustreleniu uzlu.



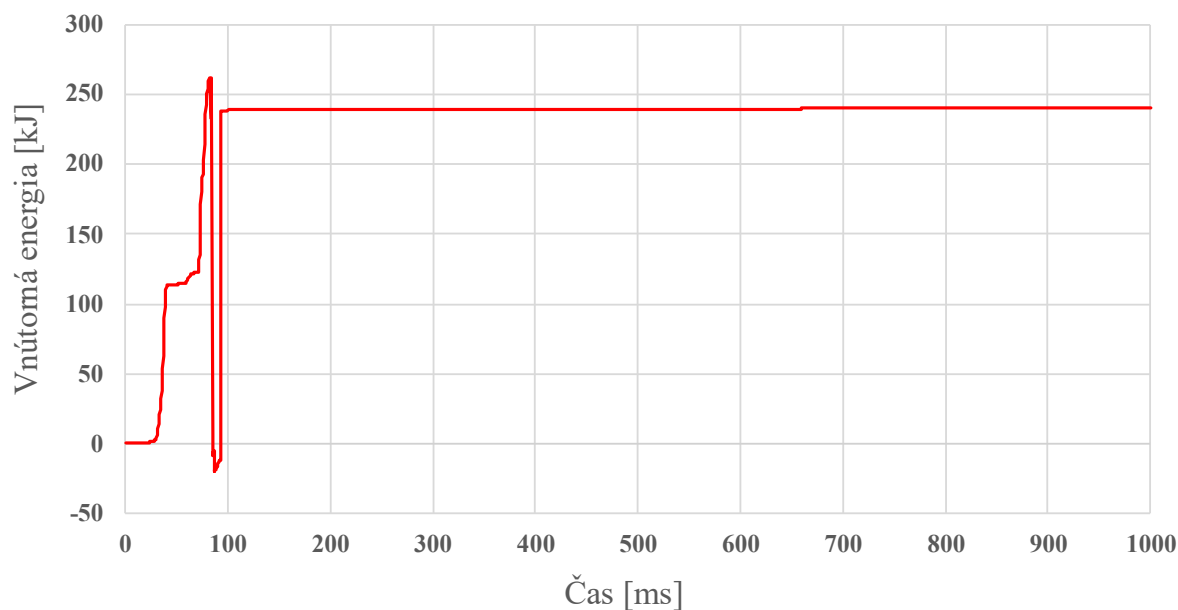
Obr. 65 Ustrelenie uzlu v problémovom návrhu v čase 85 ms

Pre identifikovanie dôvodu sa použili priebehy všetkých energií, ktoré sú v Obr. 66. Z grafu je očividné, že problém nastáva u vnútornej a kinetickej energie, kde je možné pozorovať skokovú zmenu, ktorá časovo odpovedá aj ustreleniu v animácií. Graf taktiež zobrazuje, že k problémom došlo po zrážke, kde sa očakáva pokles kinetickej energie a nárast hodnoty vnútornej energie. V tomto prípade to, ale neplatí a dokonca dochádza k absorpcii zápornej energie modelom, čo nedáva fyzikálny zmysel. Z tohto grafu je možné odhadnúť, že dochádza k problémovému správaniu na určitej časti modelu.



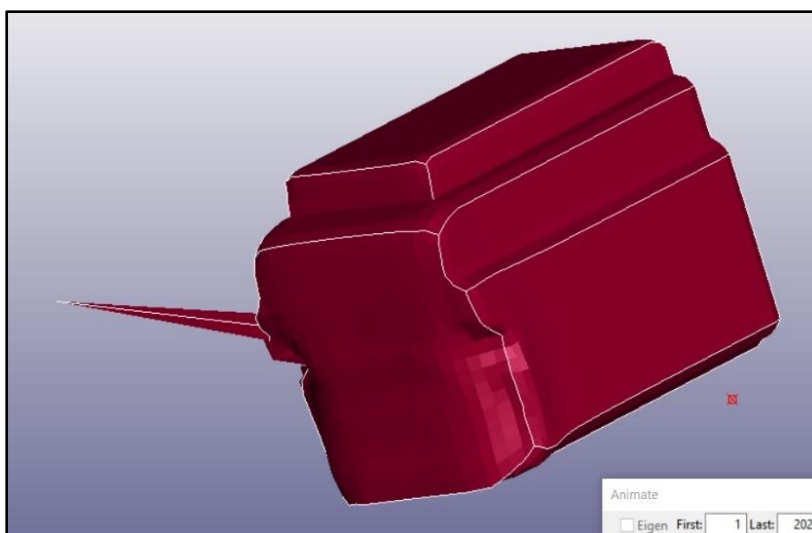
Obr. 66 Priebehy všetkých skúmaných energií modelu

Aby sa odhalila problémová časť došlo ku kontrole grafov vnútorných a kinetických energií všetkých sledovaných častí modelu. Podobná skoková zmena sa našla na viacerých častiach. Tá najvýraznejšia, ale bola u deformačnej časti motoru, ktorá je zobrazená v Obr. 67.



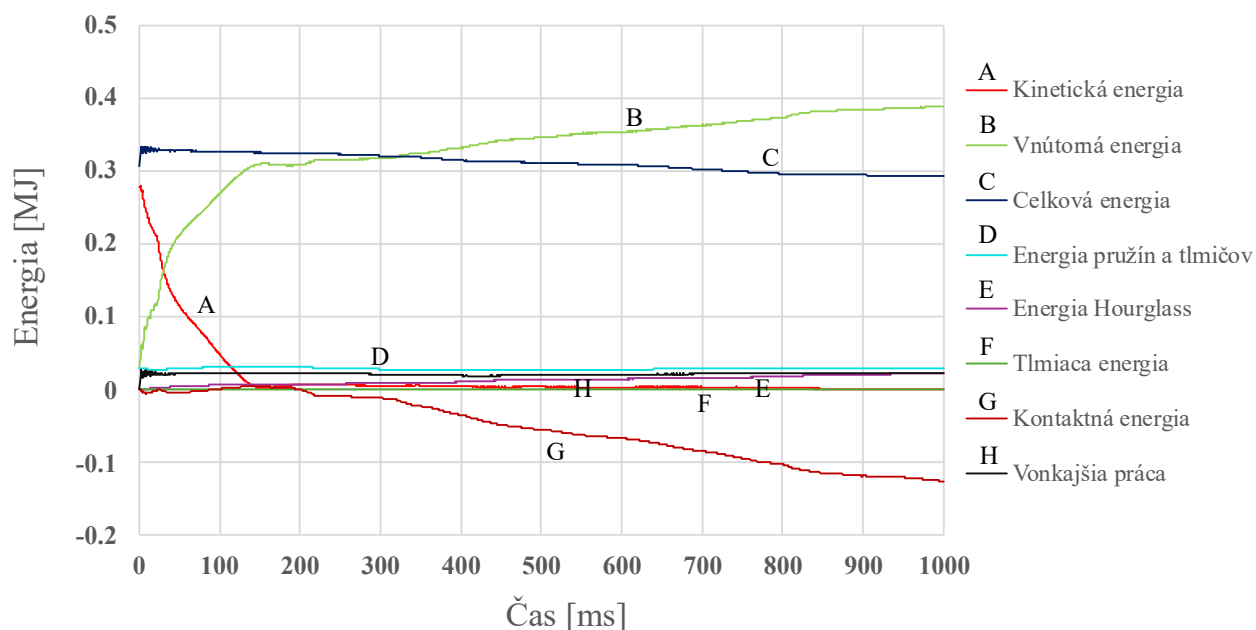
Obr. 67 Vnútorná energia problémovej časti

Pri prezeraní výsledkov z ďalších výpočtov sa zistilo, že menej výrazne skokové zmeny (nie záporné) na rovnakej časti sa nachádzajú u viacerých dizajnov, ale tentokrát to nemá vplyv na stabilitu riešenia. Po dohľadani použiteľného súboru s výsledkami d3plot, kde nastala skoková zmena sa spustil priebeh nárazu a v okamihu skokovej zmeny sa dá pozorovať výskyt ustreleného uzlu (z angličtiny shooting nodes). Túto situáciu zaznamenáva Obr. 68. Po niekoľkých milisekundách je vzniknutý ustrelený uzol vymazaný. Problém, ktorý nastal u dizajnu s vysokým energetickým pomerom spočíval v nevymazaní prvku s ustreleným uzlom v dostatočnom čase.



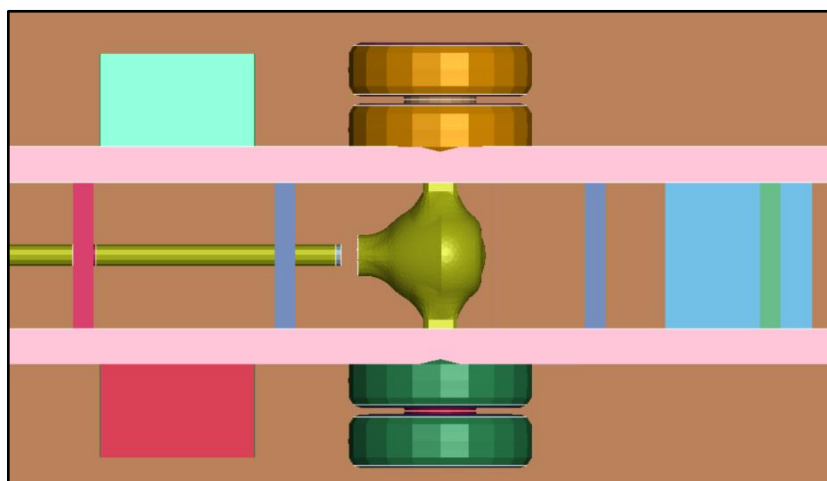
Obr. 68 Ustrelený uzol na deformačnej časti motoru

Posledný nájdený problematický návrh nevykazoval vysoké hodnoty energetického pomeru. Po bližšom skúmaní Obr. 69 sa zistilo, že hodnota kontaktnej energie je záporná.



Obr. 69 Celkové energie problematického návrhu

V predchádzajúcej kapitole bolo uvedené, že ak je táto energia záporná nastáva problém v kontakte – najčastejšie sa jedná o penetráciu. V prebratých animáciách sa nič nezvyčajné nevyskytovalo. Preto bol preskúmaný MKP model s aktuálnym parametrickým nastavením. V ňom sa našla prítomnosť prieniku medzi valníkovými nosníkmi a zadnými kolesami, ktorá je zobrazená na Obr. 70.



Obr. 70 Prienik medzi kolesami a valníkovými nosníkmi

Fakt, že tento stav môže nastať sa nezohľadnil pri definovaní podmienok správnosti dizajnu. Riešením je dodefinovať nové podmienky, ktoré budú prieniku predchádzať.

Prácou s modelom sa zistilo, že ku prieniku dochádza len v prípade, že rozchod $WHTRCK$ vozidla v mm má menšiu hodnotu:

$$WHTRCK < 1820 \quad (12)$$

V prípade, že je podmienka z rovnice (12) splnená je nutné kontrolovať rozdiel medzi priemerom kolesa $WHODIA$ a svetlou výškou vozidla $CGRCLR$:

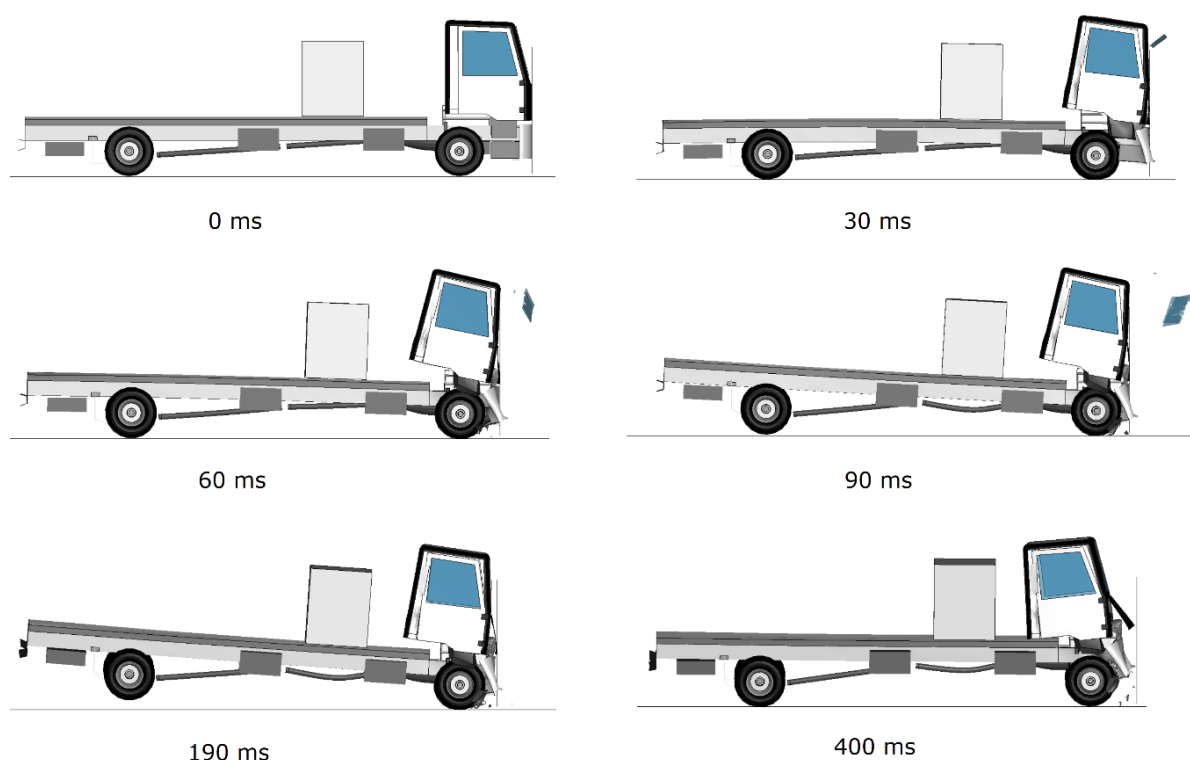
$$WHODIA - CGRCLR > 350 \quad (13)$$

Ak táto podmienka platí tak sa návrh modelu považuje za správny a prebehne jeho výpočet.

V prípade ostatných návrhov sa neodhalili zmienené problémy so stabilitou, takže ich nebolo potrebné prepočítavať, ale problematické návrhy sa len vyradili z vyhodnotenia. Až 98 % návrhov preukázalo stabilitu výpočtu, keďže len tri z 138 boli označené ako problematické – čo poukazuje na vysokú spoľahlivosť celého riešenia.

4.1.2 GLOBÁLNE SPRÁVANIE VOZIDLA PRI ZRÁŽKE

Pri sledovaní animácii jednotlivých zrážok sa zistilo, že je možné vyvodit' všeobecné závery o správaní vozidla pri náraze do tuhej steny. Na Obr. 71 je priebeh zrážky, ktorý odpovedá väčšine počítaných návrhov.



Obr. 71 Priebeh zrážky do tuhej steny pri globálnom správaní vozidla pri rýchlosti $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

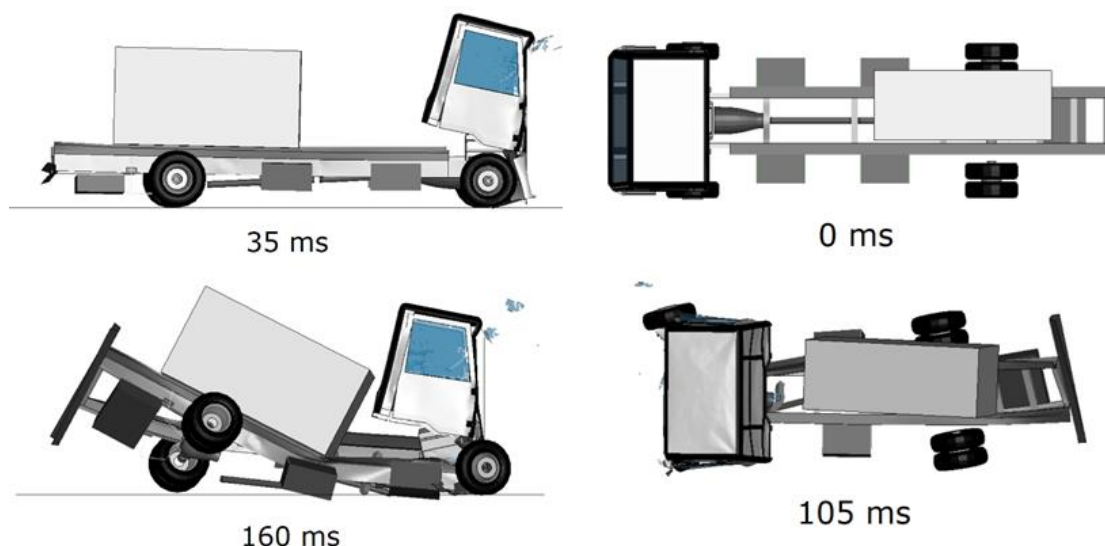
K prvotnej zrážke u tohto dizajnu došlo okolo 30 ms. Táto hodnota sa líši naprieč rôznymi návrhmi z dôvodu odlišných počiatočných pozdĺžnych rýchlostí vozidla.

Pri zrážke do steny dochádza k vzniku deformácii na takmer celej prednej časti vozidla. To je spôsobené výškou steny 2,3 m. Jediná časť vozidla, ktorá skončila za bariérou sú úlomky čelného skla.

Vozidlo sa po 60 ms približuje ďalej k stene pri čom dochádza k stláčaniu nosného rámu bez utrhnutia častí v blízkosti motora, ktoré sú tlačené smerom ku kapote vozidla. To pokračuje aj v 90 ms, kde sa stláčanie blíži k svojmu maximu. To sa dá určiť z mierne sa dvíhajúcej zadnej nápravy. Zdvíhanie nápravy a jej kolies dosahuje maximum v 190 ms. Medzi 190 ms a 400 ms nastáva postupný návrat zadných kolies na vozovku a vozidlo sa začína pohybovať smerom od steny. Tento pohyb pokračuje aj po 400 ms, ale v priebehu nebol zahrnutý, pretože sa počas tohto času neudialo nič prekvapivé a vozidlo len spomalilo do ustáleného stavu v určitej vzdialenosti od steny, ktorá sa líšila pri rôznych rýchlostiach.

4.1.3 ODCHÝLKA OD GLOBÁLNEHO SPRÁVANIA

V predchádzajúcej podkapitole bolo uvedené, že väčšina vozidiel sa pri zrážke správala podobne. Avšak našli sa aj prípady, ktoré sa toľko nezhodovali. U týchto návrhov dochádzalo k situácii, kedy po zrážke nedošlo len k samotnému stlačeniu nosného rámu, ale aj k jeho tzv. skrúteniu. Pre lepšiu vizualizáciu slúži Obr. 72, ktorý obsahuje 2 pohľady na sledovaný návrh. Ako bolo uvedené pri predstavovaní modelu, tak náklad je pevne spojený s valníkovými nosníkmi, ktoré sú uchytené na rám. Rozdiel oproti ostatným prípadom je v tom, že náklad je uchytený len na jednom nosníku. V MKP modeli nie je možné, aby po zrážke došlo k pohybu voľne uloženého nákladu smerom do oblasti kabíny a keďže náklad je pevne spojený s časťou rámu a má stále tendenciu pohybovať sa tak marená kinetická energia deformuje valníkový nosník (v zobrazenom prípade pravý) a všetky časti s ktorými je spojený. To vyústi do pozorovaného skrútenia nosného rámu. Ako veľmi sa rám skrúti záleží na hmotnosti nákladu a tiež pozdĺžnej rýchlosti vozidla pri zrážke.

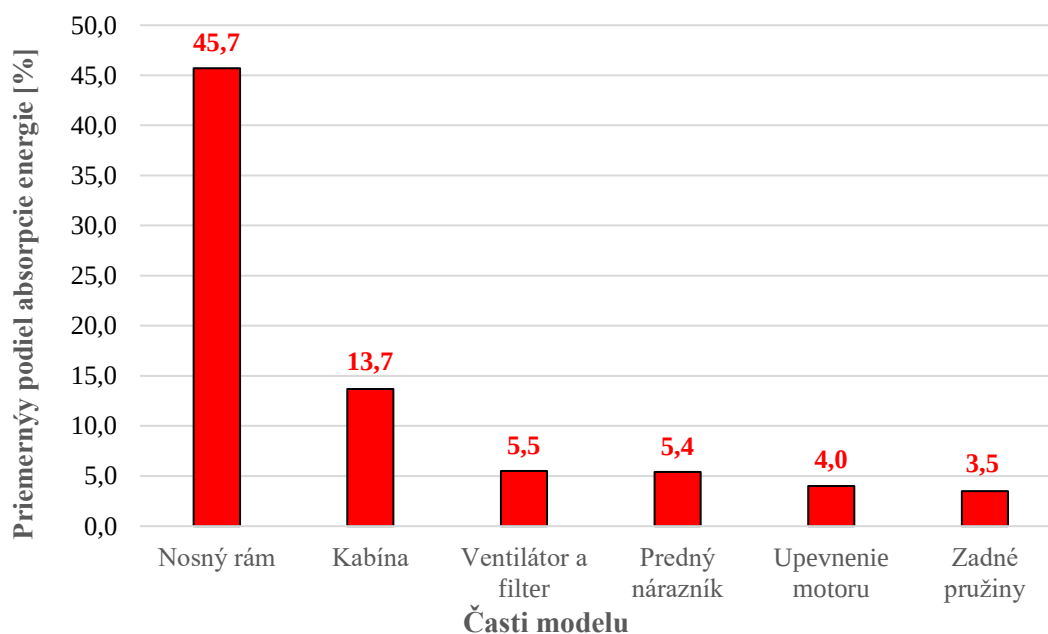


Obr. 72 Priebeh odchýlky od globálneho správania pri náraze do steny

4.1.4 VYHODNOTENIE ENERGIÍ ČASTÍ VOZIDLA

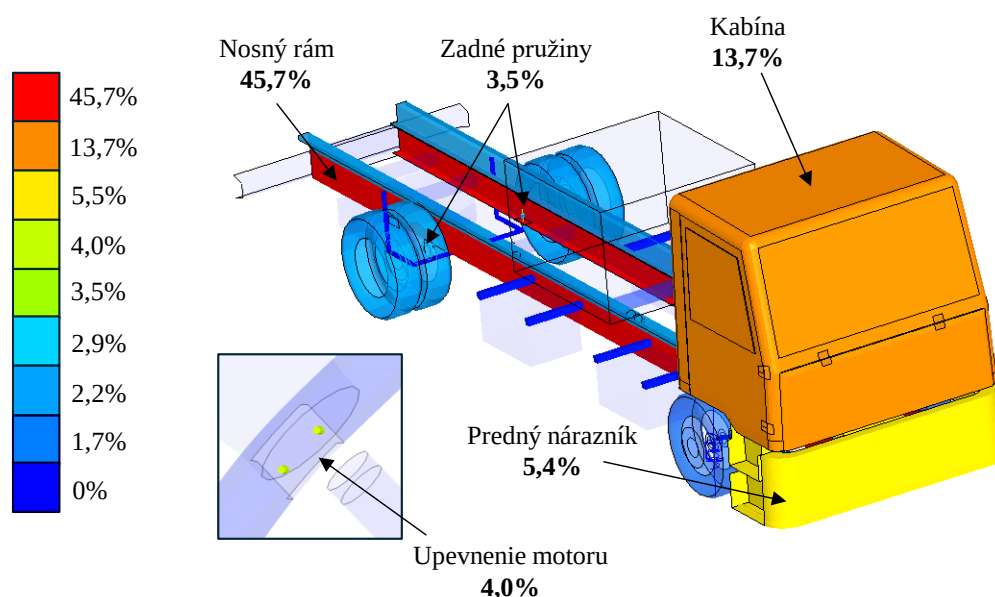
Pri pôvodnom definovaní výstupov z citlivostnej analýzy sa uvažovalo so sledovaním vnútornej a kinetickej energie pre jednotlivé časti. Po preskúmaní výsledkov a konzultácii s vedúcim práce a SVS FEM sa rozhodlo, že pracovať s kinetickými energiami nie je na toľko dôležité, pretože kinetická energia sa pri zrážke premieňa na vnútornú a iné formy energie. Z tohto dôvodu sa hodnotenie častí zameria len na vnútornú energiu, ktorá reprezentuje množstvo energie, ktoré absorbovali jednotlivé časti vozidla svojou deformáciou.

Pre najlepšie uchopenie deformácie jednotlivých častí sa zo získaných hodnôt počíta priemerný podiel absorpcie energie. Ten sa dopočítal podielom vnútornej energie príslušnej časti a celkovej vnútornej energie jedného návrhu. Celkovou energiou sa myslí súčet posledných hodnôt všetkých sledovaných častí a skupín. Následne sa spočítali priemerné hodnoty pre všetky návrhy. Výsledkom je histogram zobrazený v Obr. 73. Histogram zobrazuje len časti, ktoré absorbovali viac ako 3 % energie.



Obr. 73 Hodnotenie priemernej vnútornej energie častí modelu – tuhá stena

Pre lepšiu ilustráciu získaných výsledkov boli vytvorené vizualizácie modelu vozidla s príslušnými škálami zobrazený na Obr. 74. Farba v grafe nezobrazuje interval, ale konkrétnu hodnotu časti. Z hodnotou nižšou ako 3 % je na častiach so škálou menená aj ich priehľadnosť.

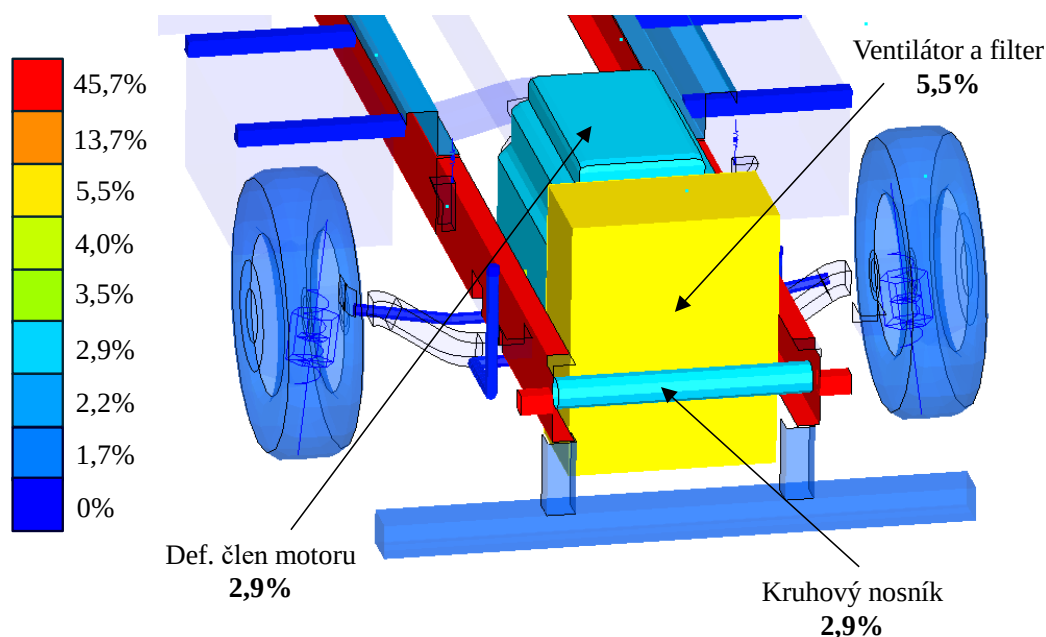


Obr. 74 Model so škálou priemernej absorpcie energie pri náraze do tuhej steny – vonkajšia časť

Z vyhodnotenia je očividné, že pri zrážke do tuhej steny väčšinu deformačnej energie pohlcuje nosný rám (45,7 % a jedná sa primárne o prednú časť), čo odpovedá realite, keďže sa jedná o hlavný štrukturálny prvok vozidla. Fakt, že rám preberá na seba takmer polovicu celkovej vnútornej energie môže byť ovplyvnený aj skrútením rámu. Tento jav, ale nebol častý takže je možné predpokladať len malý vplyv na výslednú hodnotu. Taktiež dochádza k absorpcii energie u upevnenia motoru o hodnotu 4 %. Upevnením motoru sa myslia prútové prvky, ktoré ho spájajú s nosným rámom vozidla. Veľké deformácie na ráme sa aj preto mohli premietnuť do tejto časti. Taktiež pohyb motorovej časti smerom ku kapote mohol mať vplyv na vnútornú energiu upevnenia.

V porovnaní s rámom druhá najnamáhanejšia časť – kabína má hodnotu absorpcie na úrovni 13,7 %. To je spôsobené faktom, že vozidlo je v kontakte s bariérou pri zrážke s takmer celou prednou časťou. Druhým dôvodom je prítomnosť viacerých častí v skupine kabína. To by vysvetľovalo nižšiu hodnotu u predného nárazníku, napriek tomu, že sa nachádza na veľmi podobnom mieste ako kabína. Ďalšou časťou, ktorá dosahovala vyššie hodnoty na vonkajšej časti vozidla sú zadné pružiny (3,5 %). Z globálneho správania vozidla boli odvodené závery, že po zrážke nastáva zdvíhanie zadnej nápravy vozidla smerom do vzduchu a následný dopad na vozovku. Hodnota absorpcie by mohla byť spôsobená práve týmto dopadom.

Okrem častí vozidla, ktoré sú na povrchu modelu dochádza k deformácii aj na vnútornej časti – prevažne v okolí motoru. Model so škálou absorpcie energie, ktorý túto oblasť zobrazuje je na Obr. 75.



Obr. 75 Model so škálou priemernej absorpcie energie pri náraze do tuhej steny – vnútorná časť

Časť filter a ventilátor ktorá má reprezentovať ústrojenstvo motoru, ktoré zabezpečuje filtráciu vzduchu, chladenie motoru atď. dosahovala podobných hodnôt (5,4 %) absorpcie ako predný nárazník. To vyznieva logicky, pretože sú v MKP modeli umiestnené za sebou.

4.1.5 CITLIVOSŤ PARAMETROV MODELU

Na vyhodnotenie citlivosti jednotlivých parametrov sa využíva COP matica (podkapitola 3.7). Sledované parametre boli rozoberané v podkapitole 2.5. Na vyhodnotenie sa zúžil počet sledovaných výstupov o energie častí (podkapitola 4.1.4) a energiu hourglass, ktorá slúži primárne na hodnotenie stability výpočtu. Keďže počet sledovaných parametrov a výstupov zostal aj po vyradení stále značný, tak boli na ukážku (Obr. 76) vybrané z pohľadu analýzy len tie najzaujímavejšie parametre a najdôležitejšie výstupy.

Výber prebehol po konzultácii s SVS FEM a JRC a zameriava sa na celkové výstupy kontaktných síl, energií celého modelu a špeciálne definovaných výstupov ako penetrácia alebo stlačenie rámu. Maximálne pretvorenie prvkov prednej časti rámu nie je vo vybranej matici medzi definovanými výstupmi uvedené. Dôvodom je, že maximálna deformácia prvkov je limitovaná kritériom porušenia materiálu rámu. Keďže k porušeniu dochádza pri všetkých variantoch nárazu, vo všetkých prípadoch sa dosiahne rovnaká maximálna hodnota pretvorenia. Z tohto dôvodu nie je možné pri tomto výstupnom parametri pozorovať vplyv vstupných parametrov. Výbery platia pre všetky analýzy naprieč touto diplomovou prácou. Celé verzie COP matice sú prítomné v prílohe č. 1 na konci práce.

COP Matica zobrazuje vo svojej bežnej podobe citlivosť sledovaných výstupov na vstupné parametre. Interval tohto parametru je v rozmedzí 0 a 1. Pre prehľadnejšie a uchopiteľnejšie výsledky sa COP matica prenášobila hodnotou 100 aby sa zachytili jednotlivé parametre na 3 desatinné miesta. Celkové COP, teda celková kvalita predikcie metamodelu konkrétneho výstupu je zobrazená v Obr. 76 v kolónke *Celkovo*.

Vyhodnotenie COP matice pre vybrané parametre a výstupy

Vybrané výstupy	Energetický pomer			32.7		25.4	56.5
	Maximálne pretvorenie na zadnej časti rámu	9.9	4.2		55.7		70.2
	Celkový impulz sily medzi bariérou a vozidlom	7.9			91.5		99.1
	Celková sila medzi bariérou a vozidlom [MAX]				99.3		99.3
	Celkový impulz sily medzi cestou a vozidlom	34.1	14.2		27.0		54.6
	Celková sila medzi cestou a vozidlom [MAX]	9.7			38.5	21.9	64.4
	Celková energia [LAST]	3.5			96.4		99.8
	Vnúťomá energia [LAST]	1.8			99.3		99.3
	Kinetická energia [MAX]	2.3			97.3		99.9
	Energia pružín a tlmičov [LAST]	30.3	5.5		36.9	6.0	77.0
	Stlačenie nosného rámu [MAX]	16.5	6.1	12.1	76.5		90.1
	Penetrácia [MAX]	1.5	2.0		91.5		95.2
		Hmotnosť nákladu	Pohyb nákladu v X	Pohyb nákladu v Y	Rýchlosť vozidla	Svetlá výška	Celkovo

Vybrané parametre

Obr. 76 Vyhodnotenie COP matice – náraz do tuhej steny

V praxi sa za dostatočnú hodnotu COP používa 95. To neplatilo vždy ako je zrejmé z náhľadu matice. Na zlepšenie hodnoty COP by bolo vhodné dopočítať ešte viac ako 120 návrhov na jednu analýzu konkrétnej bariéry, čo kvôli výpočetnej náročnosti každej analýzy nebolo v rámci vypracovania práce uskutočniteľné. Na základe konzultácie so SVS FEM a ich praktických skúseností s danou problematikou možno predpokladať, že ani výrazné navýšenie počtu simulácií nemusí v niektorých prípadoch viesť k zlepšeniu výsledkov, keďže niektoré závislosti môžu byť výraznejšie zašumené než iné. Kvôli týmto dôvodom sa ako dostatočná hodnota na vyhodnotenie určilo 60, aby sa dokázal vysloviť aspoň predpoklad závislosti daného parametru na chovaní zrážky. To je aj dôvod absencie výstupov z akcelerometru v Obr. 76, ktoré zväčša nedosahovali túto hranicu.

Cieľom tejto úvodnej citlivostnej analýzy bolo posúdiť citlivosť jednotlivých parametrov v rámci celého návrhového priestoru, a to v rozsahu povolenom sprievodnou dokumentáciou k modelu [5]. Analýza nárazu do steny poukázala na veľkú závislosť zrážky na rýchlosť, čo sa dalo očakávať. Menej očakávanou bola intenzita s ktorou dominovala nad ostatnými parametrami. Z matice je zrejmé, že ostatné parametre vykazovali istý vplyv, ale ten je v porovnaní s rýchlosťou o mnoho menší. Jediný výstup a to energetický pomer, ktorý rieši stabilitu riešenia bol bez vplyvu rýchlosti. Toto zistenie, ale treba brať s rezervou, keďže úspešnosť predikcie je nižšia ako 60 aj keď nie o veľa.

Druhým najvplyvnejším parametrom je hmotnosť nákladu. Tá u väčšiny návrhov významne ovplyvní celkovú hmotnosť vozidla. „Pri pohľade na výpočet kinetickej energie je zrejmé, že hmotnosť a rýchlosť vozidla – najmä rýchlosť, ktorá sa zohľadňuje v druhej mocnine – výrazne ovplyvňujú množstvo energie, ktorú má vozidlo počas pohybu. Z tohto výpočtu vychádza predpoklad, že najväčší vplyv na kinetickú energiu a jej následné marenie má rýchlosť a až následne hmotnosť modelu. To potvrdzujú aj získané výsledky.

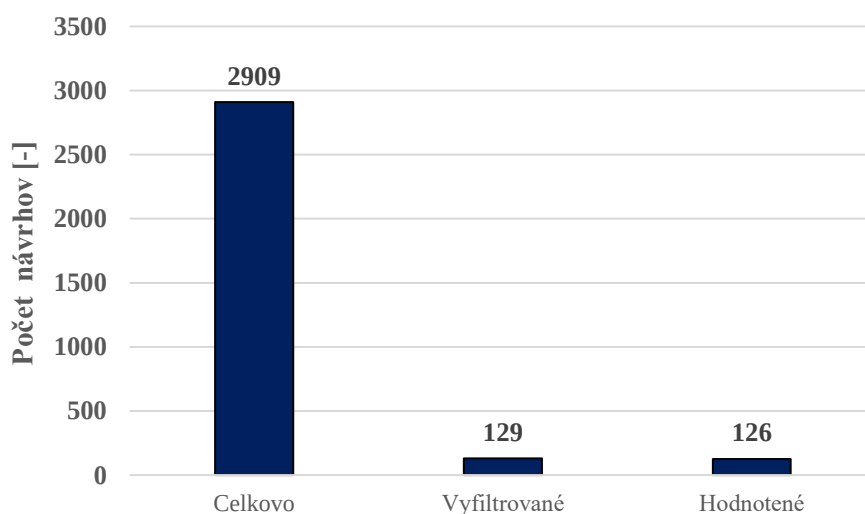
Zmenami ostatných hmotnostných a rozmerových parametrov sa síce mení hmotnosť vozidla ako takého, ale to najväčšie zaťaženie vozidla vzniká od nákladu. To je dôvodom prečo sa neprejavili v matici významne.

Ďalšie parametre, ktoré mali u vybraných výstupov koreláciu na úrovni vyššej ako 10 boli pozícia nákladu v ose X (pozdĺžny smer) a Y (priechy smer) a svetlá výška vozidla. Poloha v ose X a Y naznačuje, že na zrážku mohol mať dopad rozloženia hmotnosti na vozidle, pretože náklad je najťažším prvkom modelu a významne ju ovplyvňuje. Pri polohe v Y sa vplyv prejavil na stlačení rámu a maximálnom pretvorení za čo môže byť zodpovedný efekt opísaný v podkapitole 4.1.3.

Takmer žiadny vplyv (menej ako hodnota 2 v matici) na zrážku v tejto analýze nemali horný doraz zadnej pružiny, doraz pružiny pri zatočení, konštanta tlmenia torznej pružiny, tlmič prednej a zadnej nápravy (vychádza z podkapitoly 2.5.5). Dôvod za malým vplyvom mohol byť aj nevhodný zvolený rozsah hodnôt, ktorý nebol stanovený za pomoci informácií o reálnych vozidlách, ale len použitím 10 % rozptylu. Podľa očakávania poloha zadného nárazníka nevykazuje žiadny vplyv na zrážku. Nižšie hodnoty boli u ostatných tu nezmienených parametrov. Ale určenie jasného stanoviska by bolo z vypočítaných výsledkov náročné. To hlavne z dôvodu nízkej hodnoty celkovej COP, ktorá u viacerých výstupov nedosahovala ani hraničnú hodnotu.

4.2 VYHODNOTENIE NÁRAZU DO DEFORMOVATEĽNÉHO STĽPU

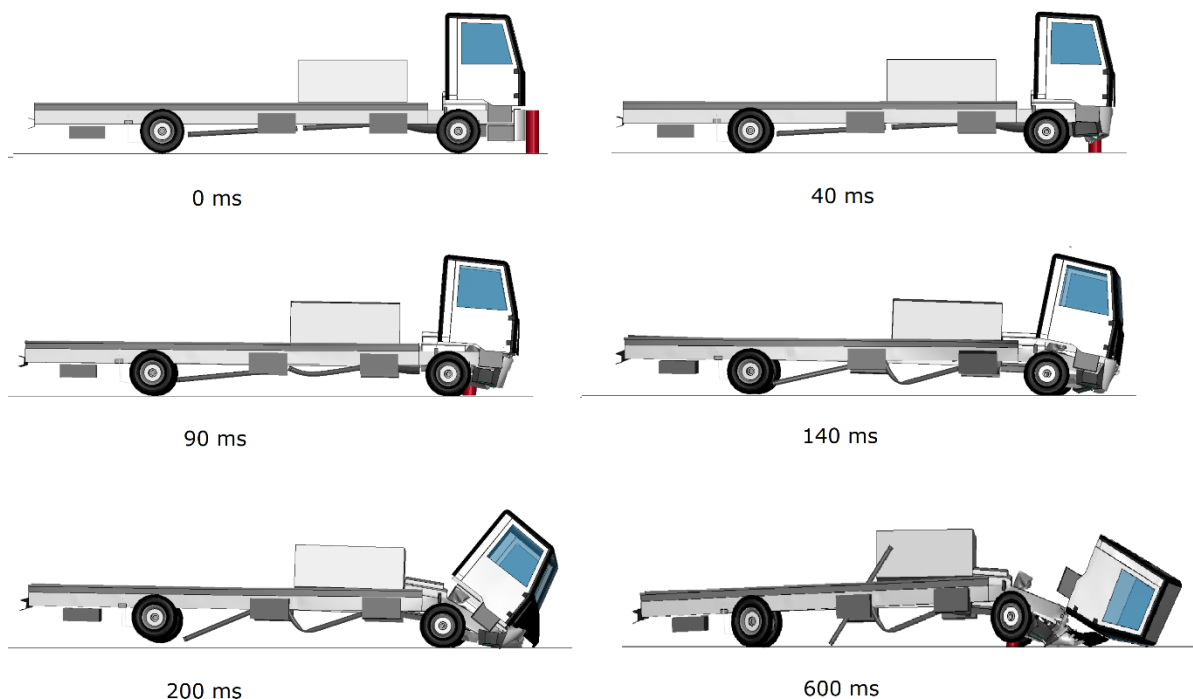
Podobne ako u nárazu do steny tak aj pri náraze do stĺpu sa využil histogram zobrazujúci celkovú úspešnosť vytvorených návrhov, ktorý je na Obr. 77. Optislang vytvoril 2909 rôznych kombinácií parametrov z ktorých prešlo kontrolou reálnosti len 129. To predstavuje úspešnosť približne 4,4 %. Z týchto návrhov sa identifikovali 3 ako problémové a mali súvis so stabilitou výpočtu. Dvakrát došlo k zhodeniu výpočtu z dôvodu negatívneho objemu na deformačnej časti motoru, čo už nastalo pri náraze do tuhej steny. Taktiež sa na tejto časti zopakovala situácia s ustreleným uzlom, ktorý sa prejavil vysokou hodnotou energetického pomeru. Pozitívom je, že nevznikli nové problémy so stabilitou a nezopakoval sa prienik medzi valníkoviými nosníkmi a zadnými kolesami, ktorou sa zaoberala podkapitola 4.1.1. Stabilita výpočtu bola na úrovni 98 %.



Obr. 77 Priechodnosť návrhov pre citlivostnú analýzu – stĺp

4.2.1 GLOBÁLNE CHOVANIE VOZIDLA PRI ZRÁŽKE

V každej napočítanej simulácii bolo možné sledovať podobný priebeh zrážky vrátane odchýlky, ktorú bude popisovať ďalšia podkapitola. Priebeh zrážky zobrazuje Obr. 78.



Obr. 78 Priebeh zrážky do stĺpu pri globálnom chovaní vozidla pri rýchlosti 50 km·h⁻¹

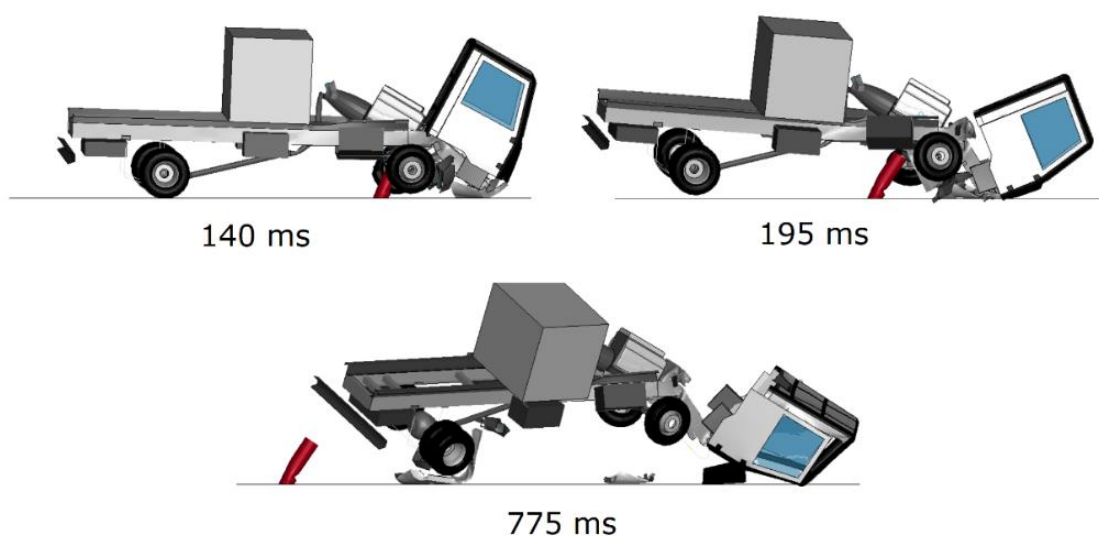
U niektorých návrhov sa zopakovala situácia s nárazom do steny, kde sa vozidlo po zrážke odrazilo od bariéry. Ostatné sa správali nasledovne. Medzi časom 0 až 40 ms došlo k prvotnému kontaktu vozidla s bariérou, ktoré vyústilo do deformácie predného nárazníka. Ten sa pri zrážke začal vnárať do vnútra modelu vozidla spolu s deformovateľným stĺpom pri čom vozidlo pokračovalo vo svojej jazdnej dráhe. Absencia deformácie iných častí prednej oblasti modelu je zapríčinená výškou stĺpu a taktiež svetlou výškou vozidla, ktorá posunula hornú hranu nárazníka na úroveň hornej hrany stĺpu. Nárazník sa pri zrážke deformuje a posúva proti smeru jazdy aj ďalšie časti, ktoré sú za ním, čo sa deje už v rozoberanom časovom úseku, ale ich pohyb je hlavne viditeľný v čase 90 ms. Motor a jeho okolité časti sú vytláčané až ku začiatku rámu a valníkových nosníkov. To má za následok aj deformáciu 2 samostatných a medzi sebou spojených kĺbových hriadel'ov, ktoré spájajú zadnú nápravu s prevodovkou. Taktiež sa začína naklápať kabína smerom k vozovke po pretrhnutí zadného uchytenia kabíny.

Toto naklápanie pokračuje aj v 140 ms, kedy je bariéra už na úrovni prednej nápravy. Pohyb motorovej časti v proti smere jazdy spôsobí, že sa dostane na úroveň nákladu o ktorý sa jeho pohyb zastaví. Kĺbová hriadeľ spojená s prevodovkou pokračuje vo svojej deformácii a zadná kĺbová hriadeľ sa odpája od zadnej nápravy. To pokračuje aj pri 200 ms, kde je odpojenie viditeľné. Naklápanie kabíny vyústi do kontaktu medzi predným nárazníkom a vozovkou. Blížiac sa maximum pozdĺžneho pohybu vozidla signalizuje nadvihovanie zadných kolies. Medzi časom 200 až 600 ms pokračuje nakláňanie kabíny spolu s malým pohybom prednej nápravy po deformovanom stĺpe. Okolo 600 ms nastáva úplne zastavenie vozidla pri čom sa predná náprava nachádza na stĺpe a zadná náprava sa dostáva späť na vozovku.

Naklápanie kabíny vyústi do jej preklopenia, ale bez zániku spojenia s celým modelom. Utrhnutie kabíny od celého vozidla je častým javom u testov stĺpových bariér podľa IWA 14 pri vysokých rýchlostiach nárazu [17]. Tento jav je menším negatívom, ktorý ovplyvňuje reálnosť modelu od SVS FEM. Zadný hriadeľ sa na záver simulácie odpája aj od posledného uloženia, ktorý ho spájal s modelom a voľne sa pohybuje priestorom. Po čase 600 ms sa nedeje do konca simulácie (1 s) nič prekvapivé a vozidlo sa postupne ocitá v ustálenom stave, ktorý je podobný situácii v 600 ms.

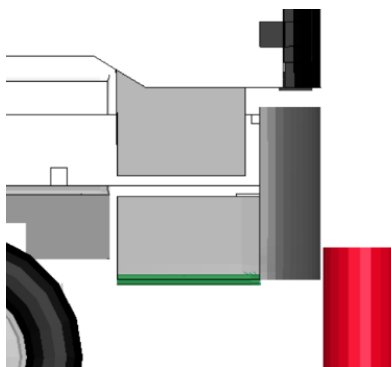
4.2.2 ODCHÝLKA OD GLOBÁLNEHO CHOVANIA

Pri náraze do deformovateľného stĺpu taktiež vznikli určité odchýlky. Tento krát nebol efekt skrútenia rámu tak častý, ale u vyšších rýchlostí bola pozorovaná situácia, ktorá sa nachádza na Obr. 79.



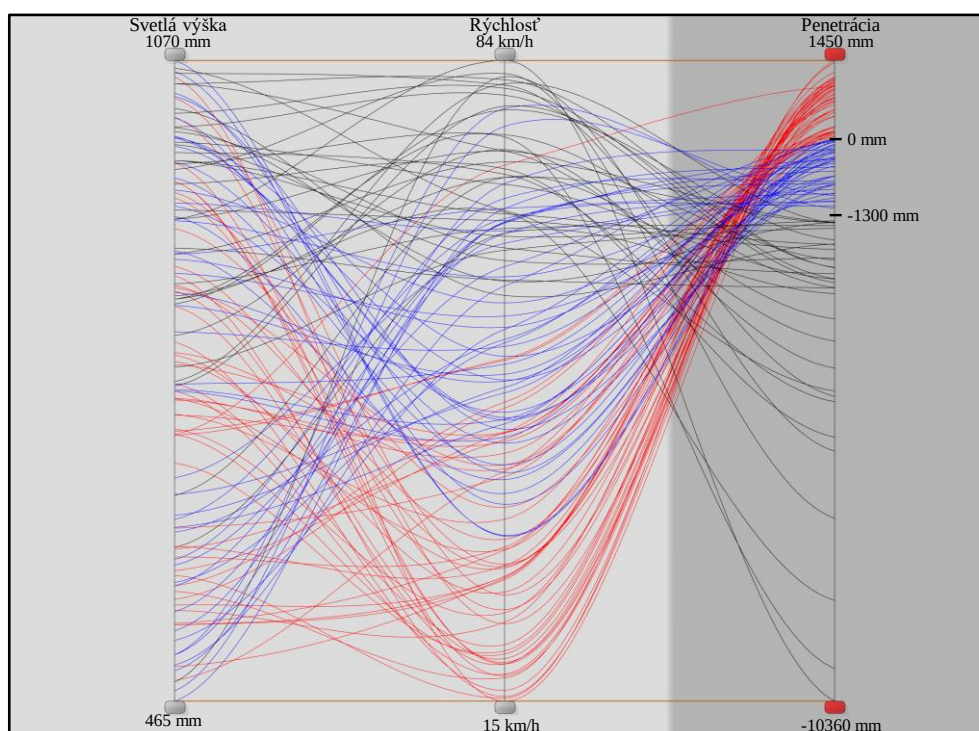
Obr. 79 Priebeh odchýlky pri náraze do stĺpu od globálneho chovania pri rýchlosti $79 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

Náraz bol v úvode veľmi podobný typickému globálnemu správaniu opísanému v predchádzajúcej podkapitole. Rozdiel nastal po veľkej deformácii stĺpu od pozdĺžneho pohybu vozidla, ktorý ho vychýlil takmer o 45° , čo postupne nastalo v čase do 140 ms. Následkom bolo kĺzanie vozidla po bariére tzv. prerazenie v čase 195 ms. To pokračuje po celý zvyšok simulácie kedy sa celé vozidlo dostávalo za deformovateľný stĺp, čo je vidieť v čase 775 ms. U niektorých analýz vozidlo dopadlo na vozovku pred skončením výpočtu a začalo sa po nej kĺzať až do ustáleného stavu. Skúmaním výsledkov simulácii bola snaha identifikovať problémové parametre, ktoré by prerazenie spôsobovali. Okrem vplyvu rýchlosti sa z nich zistilo, že pri maximálnej hodnote svetlej výšky je spodná hrana predného nárazníku v blízkosti hornej hrany stĺpu, čo je zobrazené na Obr. 80. Takéto nastavenie by mohlo spôsobovať zvýšenú náchylnosť návrhov na prerazenie.



Obr. 80 Poloha predného nárazníka voči stĺpu

Pre potvrdenie príčin za prerazením sa využil postprocesor v Optislang, ktorý dokáže vykresliť v jednom grafe jednotlivé hodnotené návrhy na základe hodnôt ich parametrov. Tento graf je na Obr. 81. Ako kontrolná hodnota prerazenia sa zvolila penetrácia.



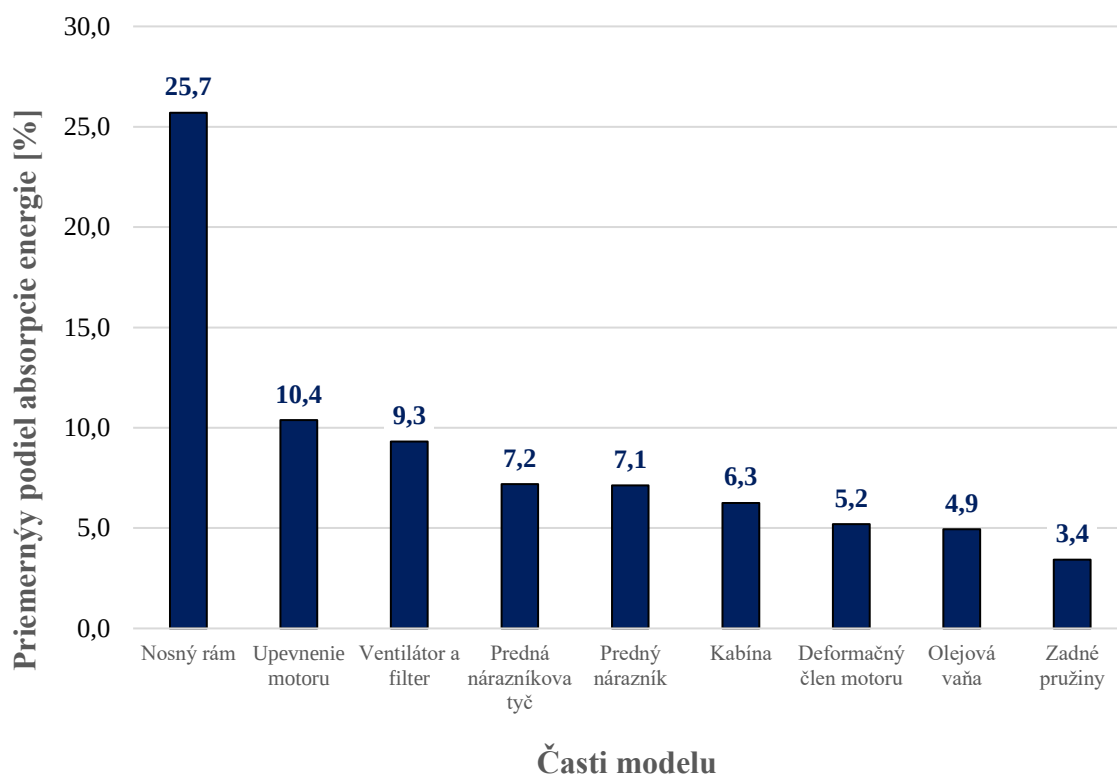
Obr. 81 Identifikácia rôznych situácií pri náraze

Graf sa skladá z troch zvislých osí na ktorých sú vyznačené hodnoty svetlej výšky, rýchlosti a penetrácie jednotlivých návrhov. Hodnoty zmiených veličín sa určujú na základe toho, akú hodnotu pretnie krivka, ktorá reprezentuje konkrétny návrh. Graf obsahuje 3 rozličné farby – čiernu, modrú a červenú. Tieto farby zobrazujú 3 skupiny správania pri zrážke do stĺpu. Červená farba zobrazuje návrhy pri ktorých došlo k situácii podobnej ku globálnemu chovaniu vozidla alebo sa vozidlo po zrážke odrazilo podobne ako u nárazu do steny, teda nedošlo k prekonaniu bariéry vozidlom. Tieto návrhy spája nízka rýchlosť – u väčšiny do 50 km·h⁻¹. Hodnoty svetlej výšky sa nachádzajú po jej celom intervale z čoho možno usúdiť, že jej vplyv na prerazenie u návrhov s takto nízkou rýchlosťou nie je výrazný.

Modrá skupina predstavuje návrhy, kde sa bod na ktorom sa sleduje penetrácia (podkapitola 3.6.1) nachádza výrazne za referenčnou čiarou, ale vozidlo stále bolo bezpečne zadržené. Ohraničenie tejto skupiny vyplynulo z prázdneho miesta v grafe, ktoré sa nachádza okolo hodnoty 1300 mm. U týchto návrhov došlo k prepadnutiu prednej nápravy, ale vozidlo približne v jeho strede zastavila prekážka. Rozloženie hodnôt svetlej výšky je po celom intervale, ale u tejto skupiny veľká časť návrhov dosahuje v porovnaní s červenou skupinou väčšie rýchlosti. Čierna skupina zahŕňa situácie kedy sa vozidlo zastaví o prekážku až svojou zadnou nápravou (väčšina vozidla je za referenčnou čiarou) alebo dôjde k úplnému prerazeniu. V najextrémnejšom prípade došlo k prerazeniu takmer o 10,5 m. Všetky tieto návrhy mali vyššie hodnoty rýchlosti a až na pár výnimiek aj vyššiu hodnotu svetlej výšky. Z týchto informácií je jasné, že hlavnú rolu pri prerazení zohráva rýchlosť a svetlá výška.

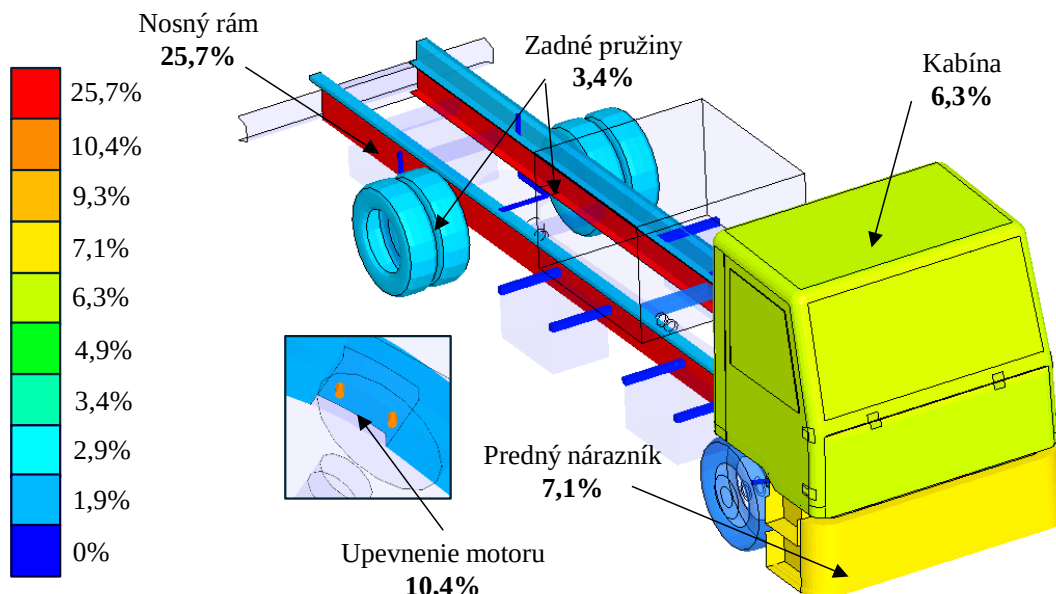
4.2.3 VYHODNOTENIE ENERGIÍ ČASTÍ VOZIDLA

Z hľadiska vyhodnotenia vnútornej energie jednotlivých častí modelu bol využitý rovnaký princíp ako v podkapitole 4.1.4. Histogram s konkrétnymi výsledkami sa nachádza v Obr. 82.



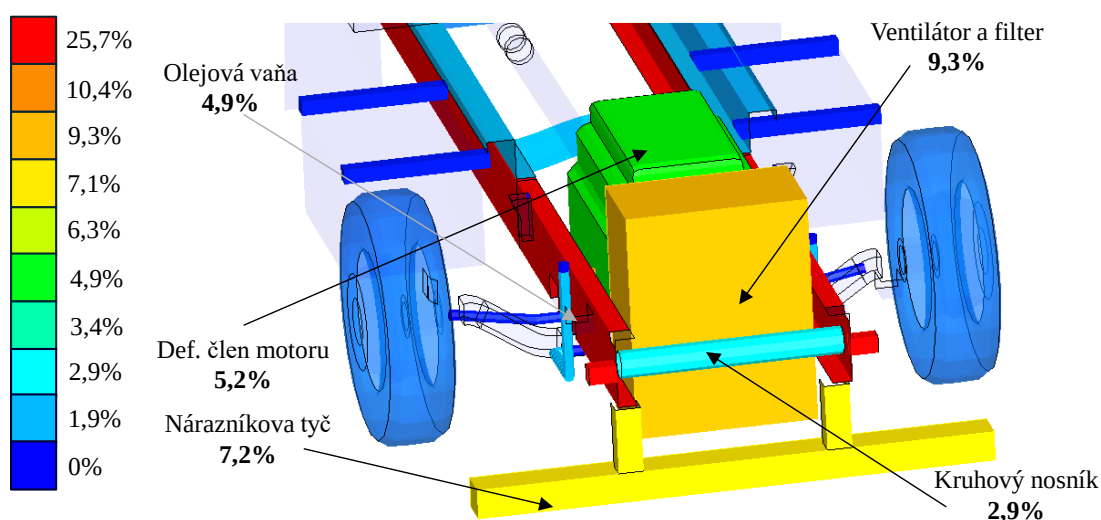
Obr. 82 Hodnotenie priemernej vnútornej energie častí modelu – stĺp

Na Obr. 83 sú vizualizované absorpcie energií jednotlivých častí modelu z exteriéru.



Obr. 83 Model so škálou priemernej absorbovanej energie pri náraze do stĺpu – vonkajšia časť vozidla

Podobne ako u nárazu do steny absorboval najväčšiu časť energie nosný rám (25,7 %), čo je viditeľné na Obr. 83. Hodnotu 10,4 % dosiahla časť reprezentujúca upevnenie motoru. Dôvodom je pravdepodobne situácia popísaná globálnym správaním, pri ktorej bol motor zastavený výrazne skôr než zvyšok vozidla, čo mohlo viesť k vyššej absorpcii energie. Predný nárazník a predná nárazníková tyč (Obr. 84) boli prvými časťami, ktoré sa začali u zrážky deformovať a obe absorbovali približne rovnako (7,2 %). Kabína ako celok absorbuje 6,3 % energie. To je primárne spôsobené tým, že pri zrážke nie sú časti tejto skupiny vždy v priamom kontakte s bariérou. Absorpcia energie sa u väčšiny prípadov deje po zrážke kedy sa kabína preklopí na vozovku. Poslednou vonkajšou časťou, ktorá presahovala 3 % sú zadné pružiny. U nich dochádza k deformovaniu hlavne pri závere zrážky keď sa zadná náprava, ktorá sa nachádza vo vzduchu vracia späť na vozovku.



Obr. 84 Model so škálou priemernej absorbovanej energie pri náraze do stĺpu – vnútorná časť vozidla

Z hľadiska vnútornej časti modelu zobrazenej na Obr. 84 preberá najviac energie časť reprezentujúca filter a chladenie (9,3 %). Hodnota je v porovnaní s predradeným nárazníkom vyššia. Pri zrážke dochádza k voľnej deformácii u nárazníku, ktorá sa premieta ďalej do filtru, ktorý ju už nepredáva do ďalších častí. Deformačný člen motoru a olejová vaňa, ktoré za filtrom nasledujú absorbujú takmer o polovicu menej energie (5 %). To môže byť spôsobené tuhou časťou motora na ktorej sa nachádzajú obe zmienené časti, ktoré spojením získavajú väčšiu tuhosť čím sa znižuje schopnosť absorbovať energiu. V rovnakej oblasti sa nachádza aj kruhový nosník, ktorý má 2,6 %. Dôvodom nízkej hodnoty môže byť absencia priameho kontaktu s bariérou pri niektorých návrhoch (vysoká hodnota svetlej výšky) alebo absorbovanie veľkej časti energie nosným rámom s ktorým je nosník spojený.

4.2.4 CITLIVOSŤ PARAMETROV MODELU

Najvplyvnejším parametrom pri zrážke so stĺpom bola opäť rýchlosť. Taktiež došlo k dominancii vplyvu ostatných parametrov podobným spôsobom ako u steny. Zmenou je použiteľnosť výstupu maximálneho pretvorenia prvkov na prednej časti, kde bola prítomná závislosť na rýchlosti. Mimo rýchlosti obmedzený vplyv vykazovali hmotnosť nákladu, poloha nákladu v ose *X* (pozdĺžny smer) a svetlá výška, ktoré sú na Obr. 85. Tieto parametre mali len obmedzený vplyv, pretože u väčšiny prvkov COP matice nebola hodnota vyššia ako 10. Ako bolo zmienené tak hmotnosť vstupuje do kinetickej energie modelu a jej vplyv je očakávaný. Poloha v ose *X* sa prejavila primárne u energie pružín a tlmičov aj keď celková hodnota aproximácie je hraničná. Tým, že náklad je najťažším prvkom modelu, tak jeho umiestnenie určuje celkové rozloženie hmotnosti modelu. Svetlá výška vozidla zohrávala už rolu u absorpcie energie, kde jej hodnota určovala, ktoré časti sa dostanú do priameho kontaktu s bariérou a jej prítomnosť v matici dáva logický zmysel.

Vyhodnotenie COP matice pre vybrané parametre a výstupy

Vybrané výstupy	Energetický pomer			8.6	9.9	27.3
	Maximálne pretvorenie na zadnej časti rámu	4.3	0.2	52.1	2.6	65.2
	Maximálne pretvorenie na prednej časti rámu			69.9	13.0	74.5
	Celkový impulz sily medzi bariérou a vozidlom		7.2	66.8		71.8
	Celková sila medzi bariérou a vozidlom [MAX]			82.2		82.2
	Celkový impulz sily medzi cestou a vozidlom	20.9	11.3	10.6	5.9	48.4
	Celková sila medzi cestou a vozidlom [MAX]			56.9	14.8	70.5
	Celková energia [LAST]	5.3		97.0		99.4
	Vnúťomá energia [LAST]	2.5		87.3		89.3
	Kinetická energia [MAX]	5.6		98.4		99.8
	Energia pružín a tlmičov [LAST]	13.7	22.0	32.6	6.4	64.6
	Stlačenie nosného rámu [MAX]	11.4		56.8	31.0	80.2
	Penetrácia [MAX]	6.8		55.8	9.4	70.0
		Vybrané parametre				
		Hmotnosť nákladu	Poloha nákladu v <i>X</i>	Rýchlosť vozidla	Svetlá výška	Celkovo

Obr. 85 Vyhodnotenie COP matice – náraz do deformovateľného stĺpu

Z rozšírenej verzie COP matice prítomnej v prílohe 2 vyplýva, že pri premenlivej rýchlosti jednotlivých návrhov viacero parametrov neovplyvňuje zrážku do stĺpu. Jednalo sa o horný a spodný doraz zadnej pružiny a jej tuhosť, u prednej pružiny horný doraz, tuhosť torznej pružiny a veľkosť nákladu v ose Z (zvislý smer). Niektoré výstupy a ich celkové hodnoty presnosti sa nachádzali pod stanovenou hranicou 60.

4.3 ZHRNUTIE

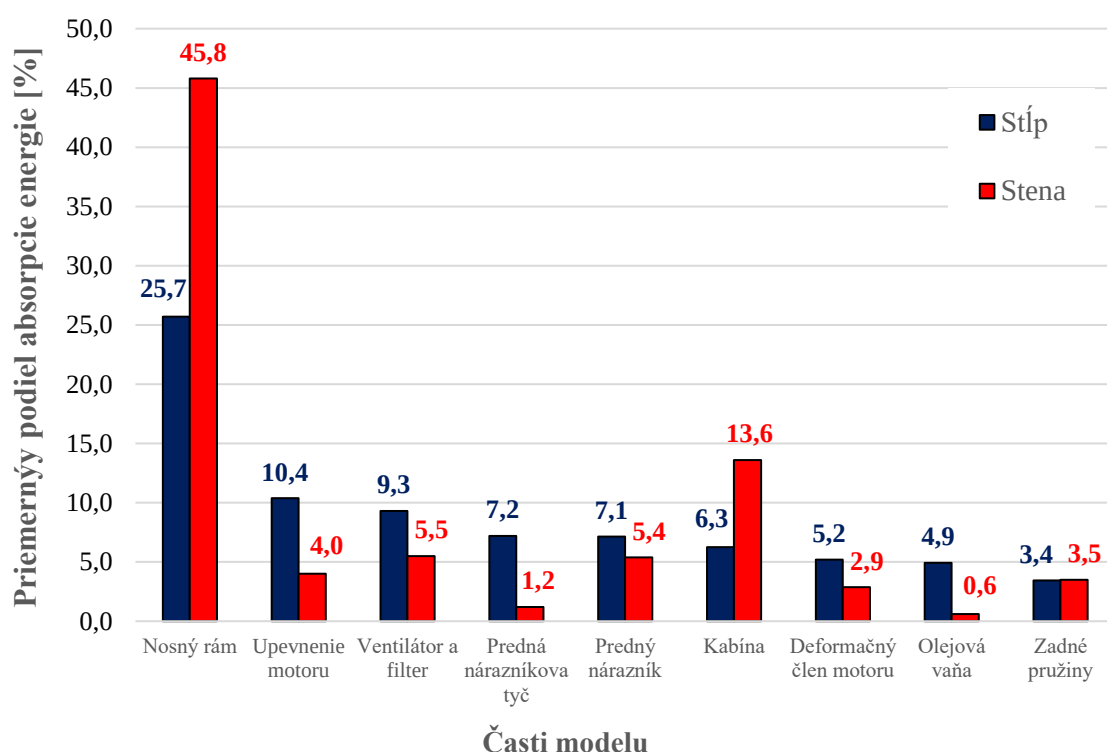
V prípade oboch analýz bola úroveň úspešnosti náhodne generovaných kombinácií vstupných parametrov vzhľadom na kontrolu reálnosti približne 5 %. Z hľadiska stability výpočtu boli nájdené 3 druhy problémov, ktoré sa opakovali. Problém s prienikom medzi zadnými kolesami a valníkoviými nosníkmi nastal len u nárazu do steny. Nestabilita spôsobená záporným objemom a neumazaním ustreleného uzlu mala rovnaký pôvod – deformačný člen motoru. Ten sa javí z prvých analýz ako problematická časť modelu, ktorá spôsobuje nestabilitu. Príčinou by mohol byť zvolený materiálový model (*MAT_CRUSHABLE_FOAM), ktorý už nie je aplikovaný na žiadnej inej časti. Celková úroveň stability výpočtov u oboch analýz bola 98 %.

Globálne správanie pri všetkých rýchlostiach pri zrážke do steny a pri nízkych rýchlostiach do stĺpu vytvorilo situáciu, kedy sa vozidlo po náraze odrazilo od bariéry a pokračovalo v proti smere prvotného pohybu do ustáleného stavu. V prípade nárazu do stĺpu a rýchlosti približne do 50 km·h⁻¹ dochádzalo k deformácii bariéry a vozidlo bolo zastavené prednou nápravou, ktorá sa zachytila o prekážku.

Obe analýzy ukázali odchýlky od zmienených priebehov MKP výsledkov. U nárazu do steny a stĺpu došlo k skrúteniu rámu, ktoré bolo spôsobené umiestnením nákladu len na jednom z valníkových nosníkov. Náraz do stĺpu pri vysokých rýchlostiach taktiež umožnil vozidlu deformovať prekážku takým spôsobom, že väčšina modelu alebo jeho celá časť prerazila bariéru. Sekundárnym dôvodom tohto javu mohla byť vyššia hodnota svetlej výšky vozidla.

Hodnotenie absorpcie energie jednotlivých častí jasne poukázalo na dôležitosť nosného rámu, ktorý pri zrážke prebral väčšinu vnútornej energie modelu. To vyplynulo z obidvoch zrážok. U ostatných častí je možné pozorovať rozdiely, čo je vidieť na Obr. 86.

Zatiaľ, čo u nárazu do steny mala kabína (skupina viacerých častí) dominantné postavenie, tak pri náraze do stĺpu absorbovali väčšinu energie časti ako upevnenie motoru, ventilátor a filter a diely v oblasti predného nárazníka. To vychádza z podstaty jednotlivých nárazov. U steny sa dostáva do priameho kontaktu s bariérou len celá predná časť vozidla. To vysvetľuje porovnateľné hodnoty u predného nárazníka.



Obr. 86 Porovnanie priemernej vnútornej energie častí pri zrážke do rozličných bariér

U stĺpu sa kabína dostáva do kontaktu v minimálnej miere a postupom zrážky priamo deformuje aj časti prítomné vo vnútri modelu. Príkladom je upevnenie motoru, ktoré v dôsledku pohybu hnacieho ústrojenstva smerom k zadnej časti vozidla pri zrážke pravdepodobne zvýšilo podiel absorpcie energie. Obe analýzy ukázali podobnú hodnotu absorpcie u zadných pružín. K absorpcii dochádzalo k záveru oboch nárazov, keď sa zadná náprava vozidla vracala späť na vozovku. COP matica sa počítala aj pre vnútorné energie častí, ale je nepoužiteľná pre nízke hodnoty COP.

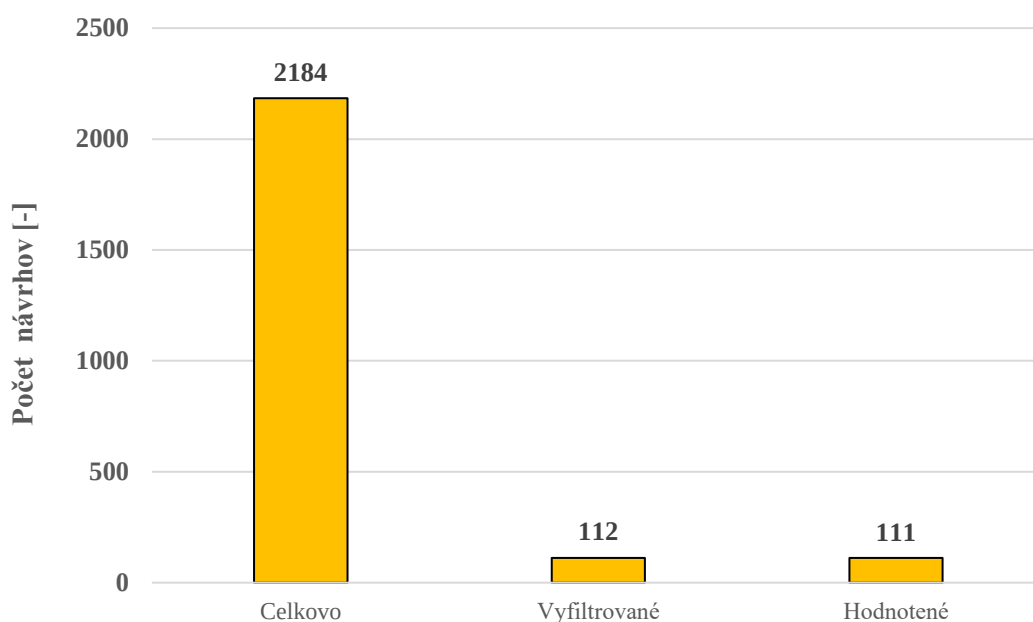
Z hľadiska citlivosti parametrov obe analýzy ukázali vysoký vplyv rýchlosti u zrážky. U analýzy stĺpu bolo možné využiť výstup maximálneho pretvorenia prvkov na prednej časti rámu. To znamená, že nie vždy dochádzalo k dosiahnutiu limitných hodnôt pretvorenia ako to bolo u nárazu do steny. Dôvodom mohol byť menší podiel absorpcie energie u nosného rámu, ktorý sa zistil u analýzy stĺpu. Prítomnosť rýchlosti v analýzach utlmila závislosť nárazu od ostatných parametrov. Cestou k zlepšeniu odhadu citlivosti parametrov je zanedbanie jej efektu. Parametre, ktoré mali aspoň nejaký vplyv na simuláciu boli u analýz podobné. Jednalo sa o hmotnosť nákladu, polohu nákladu v X (pozdĺžny smer) a Y (priečny smer) a svetlej výšky vozidla. Poloha v Y mala istý vplyv na obe analýzy, ale v prípade stĺpu sa vplyv neukázal u vybraných výstupov. To mohlo byť zapríčinené aj menším počtom návrhov so skrútením rámu u analýzy nárazu do stĺpu. V analýzach sa taktiež našli aj parametre, ktoré nevykazovali takmer žiadny vplyv na zrážku. Jednalo sa hlavne o parametre súvisiace s pružinami, tlmičmi a zatáčaním. To môže byť následkom nesprávne zvoleného rozsahu hodnôt, ktorý sa nestanovil na základe skutočných vozidiel, ale rozptylom.

5 VYHODNOTENIE CITLIVOSTNEJ ANALÝZY – KONŠTANTNÁ RÝCHLOSŤ

Prvá dvojica analýz poukázala na veľkú závislosť nárazu na zvolenej rýchlosti. Z tohto dôvodu sa pristúpilo k zmene rýchlosti na konštantnú a to hodnotu $48 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Tá vychádza z pôvodného nastavenia modelu, ktoré SVS FEM prevzal z normy IWA 14 [18]. Od tejto zmeny bolo očakávané, že zvýši hodnoty vplyvu ostatných parametrov. Opätovne sa počítali nárazy do tuhej steny a deformovateľného stĺpu a minimálna hranica počtu hodnotených návrhov bola 100 návrhov na analýzu.

5.1 VYHODNOTENIE NÁRAZU DO TUHEJ STENY

Graf na Obr. 87 zobrazuje hodnotenie úspešnosti návrhov. Celkovo sa vytvorilo 2184 návrhov z ktorých spĺňalo podmienky reálnosti 112. To predstavovalo úspešnosť 5 %. Táto hodnota je podobná s analýzami pri zmene všetkých parametrov. Z návrhov, ktoré splnili podmienky nebol hodnotený len jediný. Stabilita modelu sa opätovne ukázala ako veľmi dobrá, pretože dosahovala úroveň 99 %. U neúspešného návrhu nastal problém u deformačného člena motoru na ktorom došlo k ustreleniu uzla, ktorý nebol v dostatočnom čase odstránený. Aj keď sa u analýzy nárazu do steny definovala podmienka zabránenia prieniku medzi valníkovými nosníkmi a zadnou nápravou, tak jej implementovanie do zvyšných analýz nebolo možné kvôli časovej náročnosti MKP výpočtov. Negatívny objem prvku sa pri tejto analýze neprejavil a nevznikli ani nové nestability.

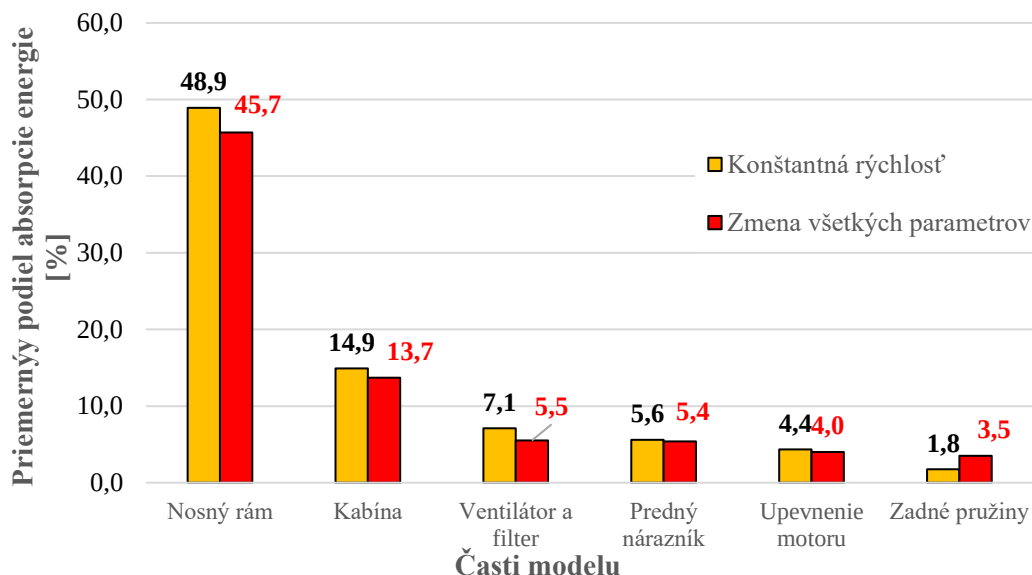


Obr. 87 Zhodnotenie návrhov pre analýzu – tuhá stena a konštantná rýchlosť

Z hľadiska globálneho správania nedošlo k žiadnym zmenám. To platí aj pre odchýlku skrútenia rámu. Jej výskyt pri výpočte bol závislý na umiestnení nákladu len na jednom z nosníkov, čo bolo ponechaním pôvodných rozsahov stále možné. V kapitole 4.1.3 bolo zmienené, že rozsah skrútenia ovplyvňuje rýchlosť a hmotnosť. Získané výsledky simulácie pri konštantnej rýchlosti to potvrdzujú. Pri väčších hmotnostiach nákladu bolo skrútenie stále znateľné.

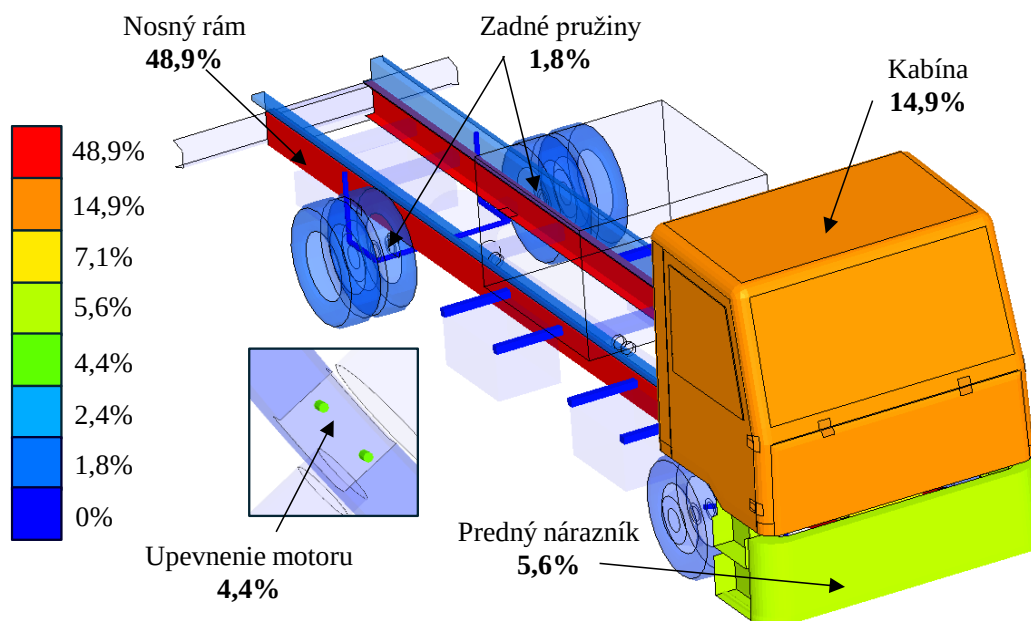
5.1.1 VYHODNOTENIE ENERGIÍ ČASTÍ VOZIDLA

Histogram na Obr. 88 zobrazuje porovnanie absorpcie energie jednotlivými časťami pri zmene všetkých parametrov a pri konštantnej rýchlosti.



Obr. 88 Hodnotenie priemernej vnútornej energie častí modelu – tuhá stena, konštantná rýchlosť a zmena všetkých parametrov

Z Obr. 89 je viditeľné, že nedošlo k veľkým zmenám. Výsledky potvrdili, že väčšinu energie naďalej absorbuje nosný rám. V porovnaní s premenlivou rýchlosťou absorpcia narástla o 3 %. Menší nárast (1,2 %) nastal aj u kabíny.

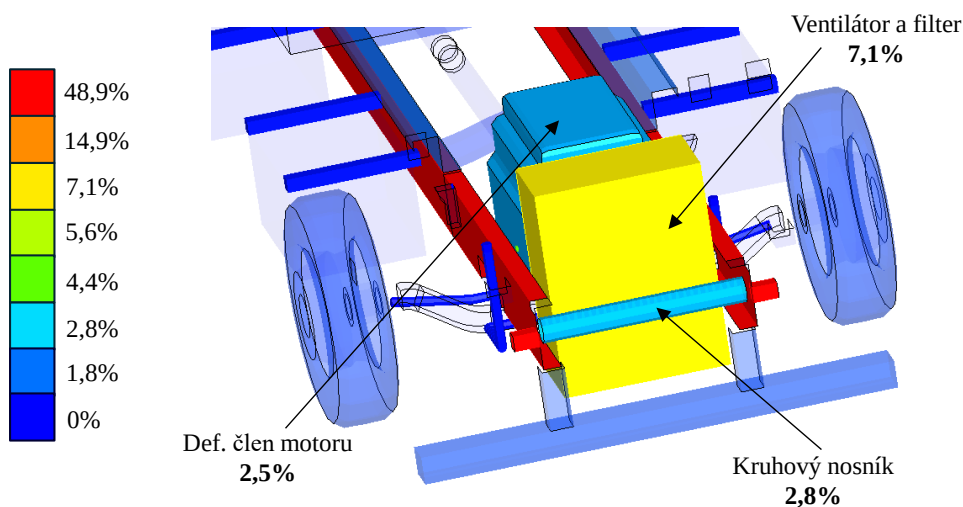


Obr. 89 Model so škálou priemernej absorbovanej energie pri náraze do steny a konšt. rýchlosti – vonkajšia časť vozidla

Dôvodom nižších hodnôt u analýzy nárazu do steny pri zmene všetkých parametrov mohlo byť prevažovanie menších pozdĺžnych rýchlostí ako $48 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ alebo menších hmotností vozidla (priemerne 8350 kg). To by sa prejavilo na samotnej kinetickej energii, ktorá sa premieňa na vnútornú energiu. Po vyšetrení vygenerovaných hodnôt parametrov v Optislang pre predchádzajúcu analýzu nárazu do steny (podkapitola 4.1.4) bola zistená priemerná rýchlosť $46 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a priemerná hmotnosť vozidla 8500 kg . Prepočítaním priemernej kinetickej energie celého modelu analýzy s konštantnou rýchlosťou sa zistil pokles o 13% napriek priemerne vyššej rýchlosti. Ďalším zaujímavým zistením je, že hmotnosť nákladu všetkých analýz neklesla v jednotlivých návrhoch pod 2000 kg napriek stanovenej minimálnej hodnote 300 kg . Dôvodom je kontrola minimálnej celkovej hmotnosti vozidla podľa normy IWA 14 stanovená na 6800 kg . Hmotnosť samotného vozidla nie je nikdy dostatočná a to neumožní použitie menších hmotností nákladov.

Hodnota absorpcie predného nárazníka bola podobná u oboch analýz. To neplatí o absorpcii energie zadnými pružinami. V porovnaní s premenlivou rýchlosťou došlo k poklesu o $1,7 \%$. U predchádzajúcej analýzy nárazu do steny sa vyslovil predpoklad vnútornej energie u pružín po zdvihnutí zadnej nápravy a následnom návrate kolies na vozovku. Výsledky ukazovali na úzky súvis vnútornej energie pružín so zvolenou rýchlosťou. Druhou možnosťou je samotné rozloženie hmotnosti, ktoré tiež mohlo mať určitý vplyv. V COP matici sa počítal aj vplyv parametrov na energiu zadných pružín. Pri celkovej hodnote COP 89 mala najväčší vplyv hmotnosť nákladu (48) a jeho poloha v X (pozdĺžny smer) (44).

Vnútna časť modelu (Obr. 90) priniesla oproti analýze so zmenou všetkých parametrov len jedinú zmenu. Hodnota absorpcie energie u časti reprezentujúcej filter a ventilátor sa zväčšila o $1,6 \%$. Pri premenlivej rýchlosti mala táto časť aj predný nárazník rovnaké hodnoty. Predchádzajúce výsledky naznačovali, že obe časti dosahujú rovnakú vnútornú energiu, keďže sú umiestnené za sebou a energia sa medzi nimi prenáša. Hodnoty pre konštantnú rýchlosť to, ale vyvracajú. Pri zrážke sú časti okolia motora (napr. deformačný člen) tlačené na filter smerom k prednému nárazníku. Z toho vychádza, že ventilátor a filter pravdepodobne absorbujú energiu od zrážky do steny a zároveň aj od pohybu motoru. To by vysvetľovalo aj nárast hodnoty absorpcie upevnenia motoru, ktorý mohol priamo súvisieť s vplyvom vyššej priemernej kinetickej energie analýzy.



Obr. 90 Model so škálou priemernej absorbovanej energie pri náraze do steny a konšt. rýchlosti – vnútorná časť vozidla

5.1.2 CITLIVOSŤ PARAMETROV MODELU

Zmenou rýchlostí na konštantnú došlo pri podobnom počte návrhov k zníženiu COP u viacerých výstupov, čo je vidieť na *Obr. 91*. Pri analýze nárazu do steny pri zmene všetkých parametrov mala hmotnosť nákladu najväčší vplyv na zrážku po rýchlosti. To potvrdila aj táto analýza. U výstupov, kde COP presiahlo hranicu 60 hmotnosť dominovala nad ostatnými parametrami. Keďže je náklad hlavnou časťou modelu, ktorá pridáva k jeho hmotnosti (zvyšuje významne jeho kinetickú energiu) tak jeho väčší vplyv na zrážku oproti iným hmotnostiam je logický. Ostatné hmotnosti vykazujú vplyv o hodnotách menších ako 10 a nachádzajú sa v prílohe 3.

To platí, až na prídavnú hmotnosť kabíny, kde však nebola dodržaná hraničná hodnota. Tá dosahovala hodnotu 19 u celkovej kontaktnej sily medzi bariérou a modelom aj keď u iných dôležitých výstupov sa neprejavila. Silný vplyv dodatočnej hmotnosti (78,5) sa prejavil u zmienenej kontaktnej sily v ose Z (zvislý smer), ktorá dosahoval potrebnú hranicu (príloha 3). To je prekvapivé, keďže v porovnaní s hmotnosťou motoru má na celkovú hmotnosť vozidla menší vplyv. Tento jav bude pravdepodobne spôsobený tým, že kabína je jediná časť vozidla, ktorá sa dokáže opierať o deformovateľný stĺp aj v zvislom smere. Tuhá stena stĺpa je o niečo nižšia než kabína vozidla, a preto sa horný presah kabíny po náraze môže opierať o stĺp aj v zvislom smere. Zmena dodatočnej hmotnosti v kabíne spôsobuje zmenu správania kabíny, ktorá sa následne opiera o stĺp buď viac, alebo menej.

U niektorých dôležitých výstupov sa našiel malý vplyv aj od zmeny veľkosti nákladu v osiach X (pozdlžný smer) a Y (pričný smer). V kombinácii s polohou nákladu sa potvrdili predchádzajúce informácie získané pri analýze nárazu do steny a zmene všetkých parametrov, že rozloženie hmotnosti mohlo mať vplyv na zrážku.

Vyhodnotenie COP matice pre vybrané parametre a výstupy

Vybrané výstupy	Energetický pomer				1.5		25.9	38.7
	Maximálne pretvorenie na zadnej časti rámu	31.1	10.5	10.7	9.2	4.9	9.5	62.6
	Celkový impulz sily medzi bariérou a vozidlom		92.7					92.7
	Celková sila medzi bariérou a vozidlom [MAX]	13.0		6.0			19.2	37.1
	Celkový impulz sily medzi cestou a vozidlom		69.6				8.0	81.5
	Celková sila medzi cestou a vozidlom [MAX]		23.9			2.1	11.4	56.7
	Celková energia [LAST]	0.0	95.6					97.7
	Vnúťomá energia [LAST]	0.0	96.0					96.8
	Kinetická energia [MAX]	0.3	96.2					98.1
	Energia pružín a tlmičov [LAST]		47.0	3.1	8.5		4.5	70.4
	Sŕlačenie nosného rámu [MAX]		55.4		19.0			73.0
	Penetrácia [MAX]		40.8	3.9	14.3	13.0	1.1	73.2
		Dĺžka vozidla	Hmotnosť nákladu	Kondícia rámu	Poloha nákladu v X	Poloha nákladu v Y	Prídavná hmotnosť do kabíny	Svetlá výška
		Vybrané parametre						

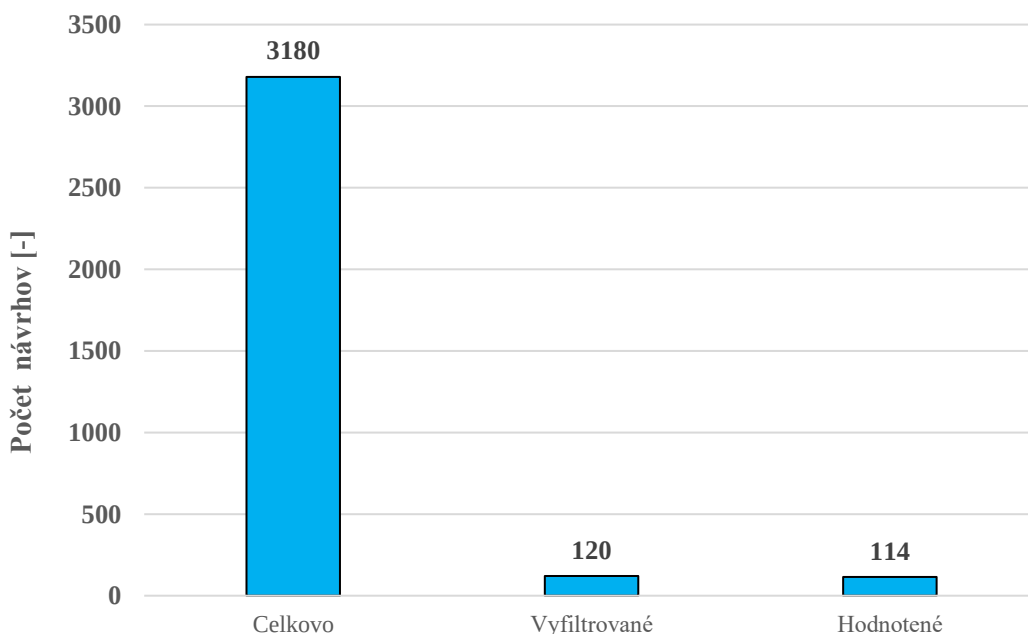
Obr. 91 Vyhodnotenie COP matice – náraz do tuhej steny pri konšt. rýchlosti

Analýza s premenlivou rýchlosťou poukázala na určitý vplyv svetlej výšky vozidla, čo potvrdila aj citlivosť pri konštantnej hodnote. Oproti predošlej analýze pribudli parametre dĺžky vozidla a kondície rámu. Obe ukázali väčší vplyv na maximálnom pretvorení zadnej časti rámu, čo vyznieva logicky, keďže zmenou týchto parametrov sa priamo zasiahne do jeho vlastností.

Počet parametrov, ktoré mali nulovú hodnotu COP u všetkých výstupov klesol oproti analýze so všetkými parametrami. Jedine konštanta tlmenia na prednej náprave zostala bez vplyvu na zrážku (príloha 3). Zvyšné získané výsledky odpovedali analýze nárazu do steny pri zmene všetkých parametrov, kde sa u ostatných parametrov dopočítali malé hodnoty v COP matici u väčšiny výstupov. Z hľadiska splnenia hranice COP viacero výstupov nedosiahlo hodnotu 60. U väčšiny výstupov z akcelerometru bola hodnota na úrovni 20 až 30, čo znamenalo oproti analýze s premenlivou rýchlosťou pokles pri približne rovnakom počte návrhov.

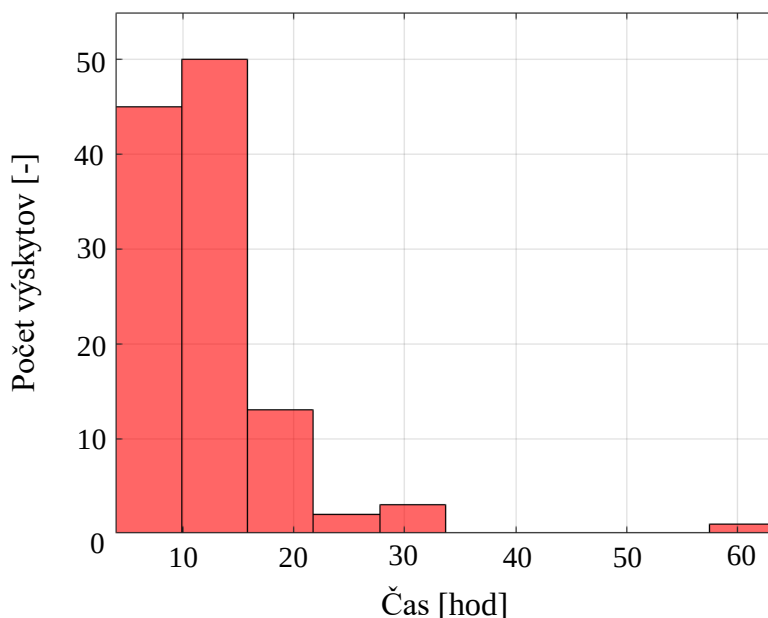
5.2 VYHODNOTENIE NÁRAZU DO DEFORMOVATEĽNÉHO STĽPU

Podmienkami reálnosti prešlo 120 návrhov z 3180 (Obr. 92), ktoré vytvoril Optislang. To predstavovalo úspešnosť 3,8 %, ktorá je v porovnaní so všetkými predchádzajúcimi analýzami (okolo 5 %) nižšia. Z hľadiska stability výpočtu neboli zaznamenané nové problémy. Pri tejto analýze prevažoval výskyt negatívneho objemu prvku deformačnej časti motora, ktorý sa vyskytol u piatich návrhoch. U jedného návrhu sa vyskytol prienik medzi valníkovými nosníkmi a zadnými kolesami. Celková úroveň stability modelu bola na úrovni 95 %.



Obr. 92 Zhodnotenie návrhov pre analýzu – deformovateľný stĺp a konštantná rýchlosť

Predchádzajúce popisované analýzy neboli z hľadiska vyhodnotenia rýchlosti výpočtu ideálne nastavené. To nemalo žiadny vplyv na správnosť výpočtu, ale predĺžilo jeho čas. U všetkých nasledujúcich analýz sa využil paralelný výpočet desiatich návrhov s využitím piatich jadier procesoru s SMP (Shared Memory Parallel) riešičom LS-DYNA R13, double precision na platforme Windows. Rozloženie času pri výpočte zrážky s deformovateľným stĺpom je na Obr. 93.

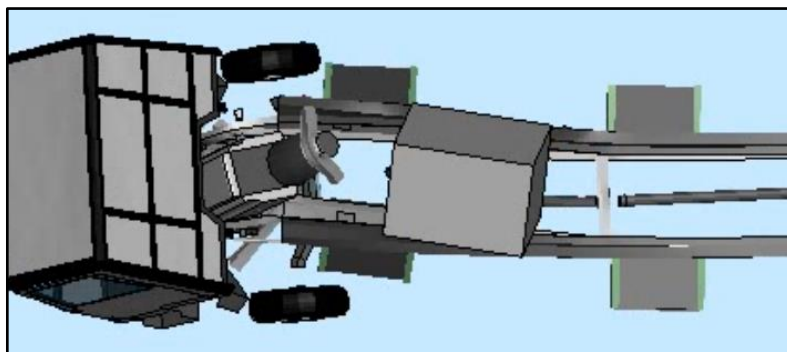


Obr. 93 Rozloženie času výpočtov nárazu do stĺpu a konšt. rýchlosti pri SMP metóde

Z histogramu je evidentné, že najčastejší výpočetný čas bol medzi 10 až 15 hodinami na jeden návrh. O niečo menšia hodnota výskytov bola tiež u návrhov, ktoré sa počítali pod 10 hodín. Zvyšné návrhy sa počítali medzi 15 až 35 hodinami. Jedinou odchýlkou od týchto časov bol návrh, ktorý sa počítal 60 hodín. Prvou úvahou bolo, že výpočet mohol vykazovať jednu zo zmienených nestabilit. Po ustrelení uzla mohli silne zdeformované prvky spôsobiť pokles časového kroku MKP riešenia.

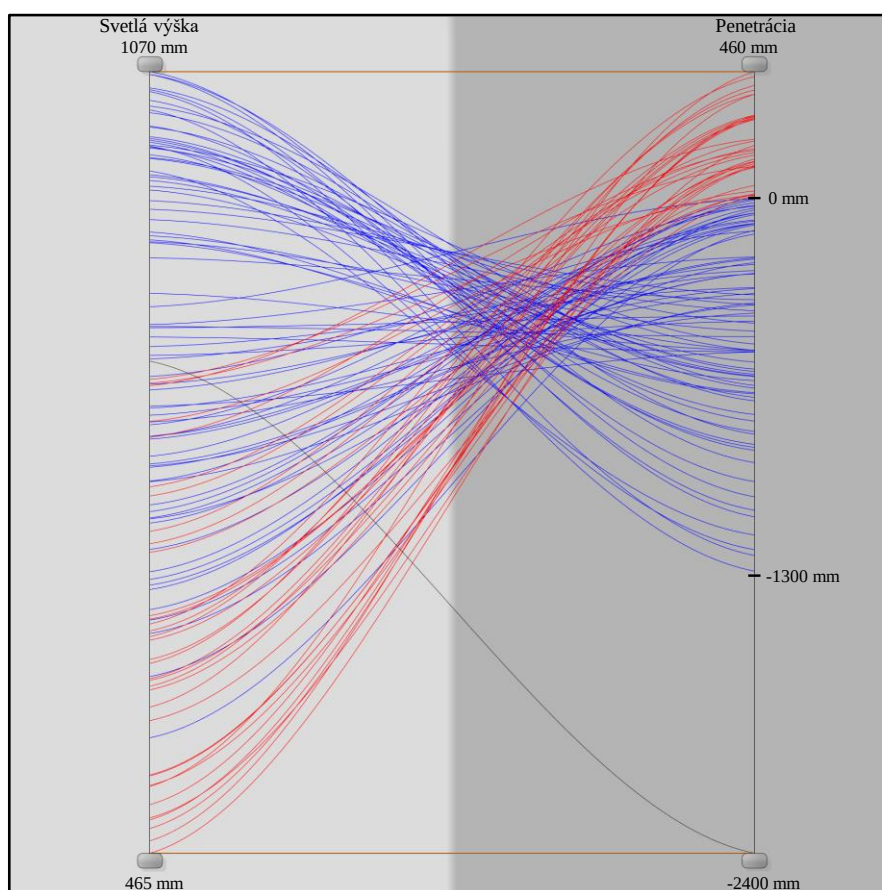
5.2.1 PRERAZENIE

U minulej analýzy zrážky vozidla so stĺpom bola pozorovaná situácia, kedy model prerazil bariéru. Ako hlavný dôvod tohto javu bola určená vysoká rýchlosť vozidla, ktorá umožnila veľkú deformáciu stĺpu. Istý vplyv bol pozorovaný aj v dôsledku vyšších hodnôt svetlej výšky, ale to neplatilo všeobecne. Pri konštantnej rýchlosti $48 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ došlo k prerazeniu len v jednom prípade (Obr. 95). Daný návrh mal hodnotu svetlej výšky v strede jej rozsahu. Hlavným dôvodom prerazenia bolo pravdepodobne výrazne skrútenie rámu (podkapitola 4.1.3) pri náraze do stĺpu zobrazené na Obr. 94.



Obr. 94 Skrútenie rámu pri náraze do stĺpu u pozorovaného návrhu

Aj keď k prerazeniu už nedochádza tak je možné vyhodnotiť vplyv svetlej výšky na zvyšné situácie, ktoré rozoberala podkapitola 4.2.2.

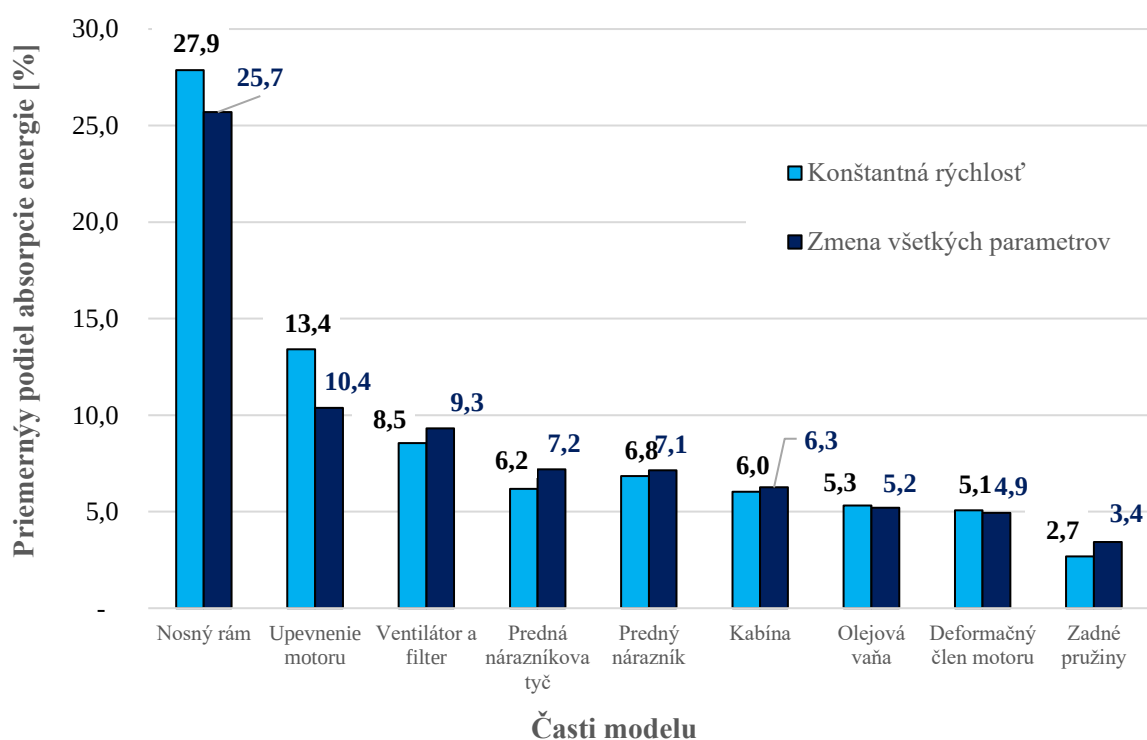


Obr. 95 Identifikácia rôznych situácií pri náraze o konšt. rýchlosti

Výsledky porovnania svetlých výšok a penetrácie u jednotlivých návrhov ukázali určitú závislosť medzi zmienenými parametrami (Obr. 95). Väčšina návrhov u ktorých došlo k odrazeniu vozidla alebo predná náprava sa zasekla na bariére mala hodnotu svetlej výšky menšiu ako bol stred jej rozsahu. To isté platí ale opačne pre situáciu zastavenia vozidla bariérou približne v jeho strede.

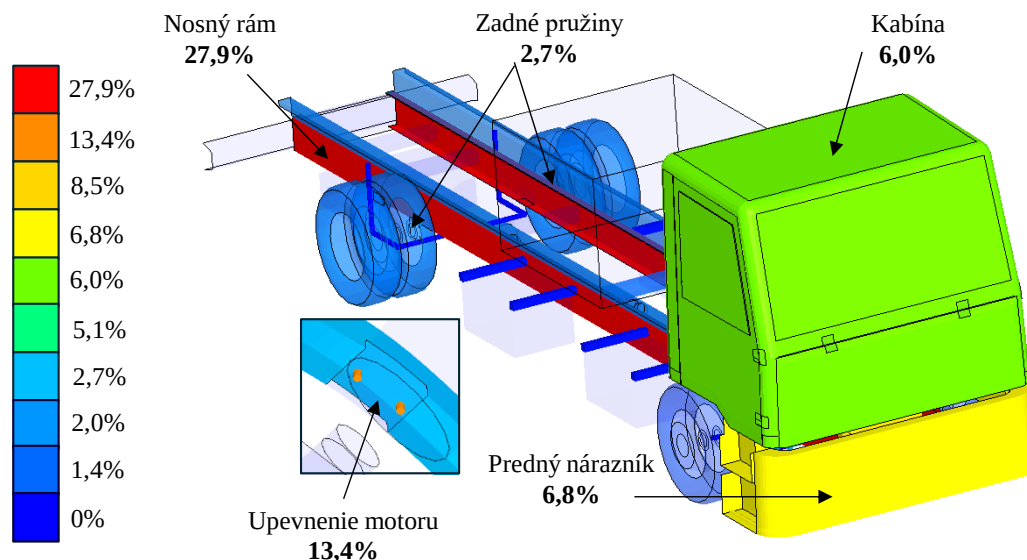
5.2.2 VYHODNOTENIE ENERGIÍ ČASTÍ VOZIDLA

Z hľadiska absorpcie energie jednotlivými časťami došlo k získaniu podobných výsledkov ako pri zmene všetkých parametrov, čo je možné vidieť na Obr. 96. Pri porovnávaní nárazov do tuhej steny sa využilo spočítanie priemernej kinetickej energie modelu, čo sa porovnávalo aj tentokrát. V prípade premenlivej rýchlosti bola jej priemerná hodnota na úrovni $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a tým pádom bola vyššia ako pri analýze s konštantnou rýchlosťou ($48 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$). Hmotnosť vozidla bola pri oboch analýzach podobná a dosahovala 8500 kg . Priemerná kinetická energia tejto analýzy sa znížila o 26 %.



Obr. 96 Hodnotenie priemernej vnútornej energie častí modelu – deformovateľný stĺp a konštantná rýchlosť a zmena všetkých parametrov

Porovnaním absorpcie energie medzi analýzami je zrejmé, že u častí nosného rámu a upevnenia motoru došlo k nárastu jej podielu. Ďalšie časti vonkajšku vozidla (predný nárazník a kabína) zaznamenali malý pokles podielu energie. Tieto hodnoty sú vizualizované na Obr. 97. Pokles priemernej kinetickej energie mohol spôsobiť nárast podielu absorpcie u nosného rámu. Absencia prerazenia pri náraze s konštantnou rýchlosťou sa taktiež mohla podpísať na vyšších priemerných hodnotách podielu absorpcie u nosného rámu. Prerazením dochádzalo k rozdielnej povahe zrážky a rozloženie vnútornej energie častí mohlo byť odlišné.

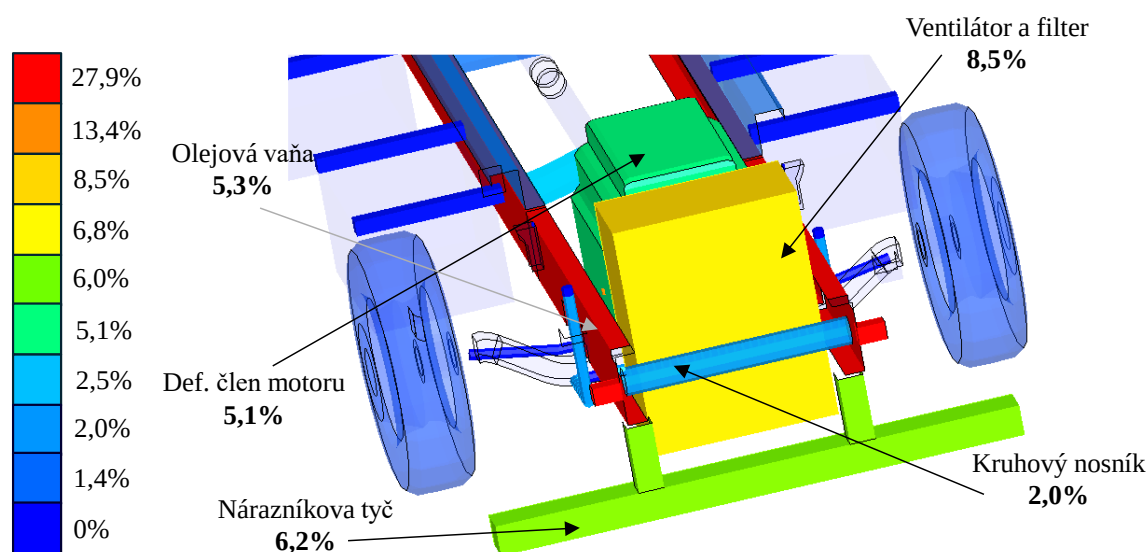


Obr. 97 Model so škálou priemernej absorbovanej energie pri náraze do stĺpu a konšt. rýchlosti – vonkajšia časť vozidla

Vyššia hodnota energie u nosného rámu by vysvetľovala nárast na upevnení motoru. Táto časť spája motor s nosným rámom.

U zadných pružín klesol podiel absorpcie podobne ako u analýzy nárazu do steny pri konštantnej rýchlosti, kde sa predpokladal vplyv rýchlosti a rozloženia hmotnosti. U oboch analýz nastala rozdielna zmena priemerných rýchlostí. Pri náraze do stĺpu došlo k jej poklesu a u steny naopak k nárastu. Tieto informácie naznačovali správnosť predpokladu väčšieho vplyvu rozloženia hmotnosti, čo potvrdili aj výsledky COP matice, kde pri úspešnosti odhadu 87 vykázali citlivosť parametre hmotnosti nákladu (35), jeho polohy v X (pozdĺžny smer) (40) a rázvoru (16).

Vnútorňa časť modelu neukázala veľké zmeny výsledkov podielu absorpcie energie (Obr. 98).



Obr. 98 Model so škálou priemernej absorbovanej energie pri náraze do stĺpu a konšt. rýchlosti – vnútorná časť vozidla

U vnútornej energie olejovej vane a deformačného člena motora boli zmeny minimálne a vplyv konštantnej rýchlosti sa neprejavil. Nárast podielu u nosného rámu sa mohol priamo prejavíť na hodnotách nárazníkovej tyče a časti ventilátoru a filtra, kde nastal pokles. Obe tieto časti sú v blízkosti rámu.

5.2.3 CITLIVOSŤ PARAMETROV MODELU

Podobne ako u analýzy nárazu do steny pri konštantnej rýchlosti došlo k poklesu COP jednotlivých výstupov. K zlepšeniu došlo pri COP maximálneho pretvorenia prvkov na prednej časti rámu. To potvrdilo, že u väčšiny návrhov nedochádzalo k dosiahnutiu limitnej hodnoty pretvorenia prvkov. Odstránením vplyvu rýchlosti sa zvýraznili predtým identifikované parametre. Najvýraznejšie vstúpila do popredia hmotnosť nákladu a tiež svetlá výška vozidla ako je vidieť na Obr. 99. Jej vplyv bol už potvrdený pri sledovaní prerazenia vozidla, ale vyššia citlivosť bola prítomná aj u ostatných dôležitých parametrov. Poloha nákladu v X (pozdĺžny smer) mala tiež významnejšie zastúpenie v matici. To neplatilo o polohe v Y (pričný smer), ktorá síce mala hodnotu 55 prítomnu v rozšírenej verzii matice (príloha 4), ale u dôležitých výstupov absentovala. To potvrdilo trend už z analýzy zrážky so stĺpom pri zmene všetkých parametrov. Významná zmena nastala u citlivosti kondície rámu. Tá pri premenlivej rýchlosti neprejavila takmer žiadnu závislosť pri náraze. Využitím konštantnej rýchlosti narástli hodnoty pre kondíciu rámu.

Vyhodnotenie COP matice pre vybrané parametre a výstupy

Vybrané výstupy	Energetický pomer		5.9	9.3	24.3	40.7
	Maximálne pretvorenie na zadnej časti rámu	8.1	18.6			47.0
	Maximálne pretvorenie na prednej časti rámu	52.7	45.5	31.0		83.9
	Celkový impulz sily medzi bariérou a vozidlom	47.8		5.8	21.7	74.7
	Celková sila medzi bariérou a vozidlom [MAX]	4.7	5.3	11.5	35.3	51.9
	Celkový impulz sily medzi cestou a vozidlom	36.9		15.7	15.9	65.7
	Celková sila medzi cestou a vozidlom [MAX]	9.4			42.2	52.2
	Celková energia [LAST]	90.6		3.7		96.0
	Vnútomá energia [LAST]	68.1			21.6	92.4
	Kinetická energia [MAX]	98.3				98.3
	Energia pružín a tlmičov [LAST]	29.2		16.7	14.2	62.5
	Stlačenie nosného rámu [MAX]	7.7	3.6	30.8	41.1	82.4
	Penetrácia [MAX]	9.3	2.6		66.9	76.8
		Hmotnosť nákladu	Kondícia rámu	Poloha nákladu v X	Svetlá výška	Celkovo
		Vybrané parametre				

Obr. 99 Vyhodnotenie COP matice – náraz do def. stĺpu pri konšt. rýchlosti

Menej výrazný vplyv sa našiel aj u ďalších parametrov menovite u dĺžky vozidla, priemeru kolies, rázvoru, hornom doraze prednej pružiny a konštante tlmenia oboch náprav. U zmienených parametrov platilo, že dosiahli u jedného alebo viacerých výstupov aspoň hodnotu 15, ale u ďalších nevykázali takmer žiadnu závislosť.

Táto analýza nezistila žiadny vplyv na zrážku u polohy zadného nárazníku a hmotnosti boxov č. 1 a č. 5, čo je rozdiel oproti predošlej analýze steny. Taktiež boli minimálne hodnoty u ostatných boxov a doteraz nezmienovaných vlastnostiach pružín a tlmičov.

5.3 ZHRNUTIE

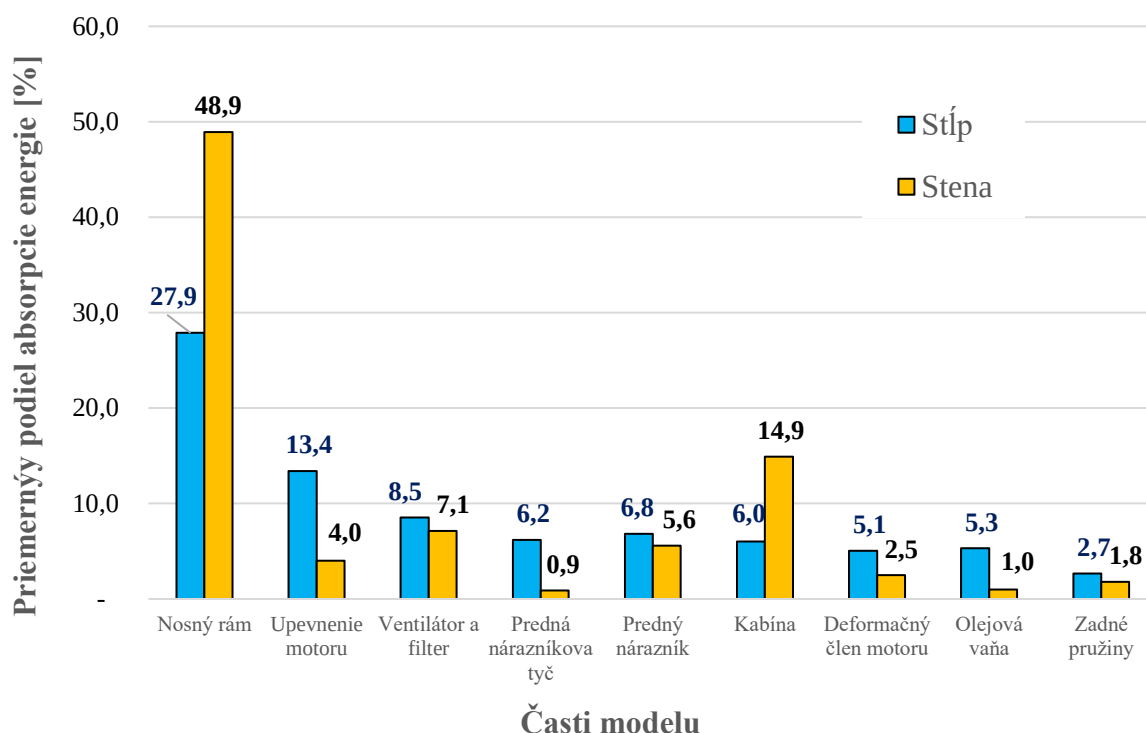
Na účely tejto časti analýzy bola zvolená konštantná pozdĺžna rýchlosť $48 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ s cieľom potlačiť dominantný vplyv tohto vstupného parametra, pozorovaný pri prvej citlivostnej analýze, a lepšie tak identifikovať vplyvy ostatných vstupných parametrov. Úspešnosť tvorby realistických návrhov v Optislang pri použití podmienok reálnosti klesla oproti analýzam so zmenou všetkých parametrov na úroveň 4,5 %. To je zapríčinené pseudonáhodným výberom hodnôt z rozsahov vstupných parametrov. Stabilita výpočtu bola ovplyvňovaná totožnými problémovými situáciami (ustrelenie uzlu, negatívny objem prvku a prienik medzi valníkovi nosníkmi a zadnými kolesami) ako u predchádzajúcej série analýz pri zmene všetkých parametrov. Prevahu mal negatívny objem na deformovateľnej časti motoru, ktorý sa vyskytol 5-krát.

U nárazu do stĺpu sa navyše sledoval výpočetný čas. Ako riešič bol použitý LS-DYNA R13 o 5 procesoroch. Väčšina návrhov sa dopočítala do 15 hodín. V prípade ustrelenia uzlu došlo k predĺženiu výpočtu na 60 hodín.

Globálne chovanie u oboch analýz pri konštantnej rýchlosti odpovedalo predošlým zisteniam. Pri oboch nárazoch dochádzalo v určitých prípadoch k skrúteniu rámu, ktoré bolo výraznejšie u návrhov s väčšou hmotnosťou nákladu.

U nárazu do stĺpu tentokrát nedochádzalo k prerazeniu bariéry a to potvrdilo závislosť tejto odchýlky na rýchlosti. Prerazenie sa prejavilo len v jednom prípade a to v kombinácii so skrútením rámu. Z výsledkov bolo možné vysloviť predpoklad závislosti svetlej výšky na penetrácii, ktorý sa potvrdil aj u COP matice nárazu do stĺpu.

Porovnanie absorpcie energie medzi nárazmi do jednotlivých bariér je zobrazené na Obr. 100. Hodnoty absorpcie energie jednotlivými časťami pri použití konštantnej rýchlosti zostalo nezmenené oproti analýzam nárazu do steny a stĺpu pri zmene všetkých parametrov. To je logické, pretože povaha zrážky zostala zachovaná. Obe analýzy mali vyšší podiel absorpcie na svojich najviac namáhaných častiach napriek nižším priemerným kinetickým energiám. V prípade nárazu do steny sa jednalo o nosný rám a kabínu. U stĺpu to boli nosný rám a upevnenie motoru. Výraznejší pokles podielu nastal u zadných pružín, kde sa využitím COP matice zistil vplyv hmotnosti nákladu a jeho polohy v X (pozdĺžny smer). Menší vplyv sa tiež našiel u rázvoru pri náraze do stĺpu. Zaujímavým zistením pri hodnotení vnútornej energie bola absencia návrhov s nižšou hmotnosťou nákladu ako 2000 kg. To bolo spôsobené kontrolou hmotnosti, ktorá zabezpečovala aby všetky vozidlá odpovedali svojou váhou norme IWA 14 [18].



Obr. 100 Porovnanie priemernej vnútornej energie častí pri zrážke do rozličných bariér pri konštantnej rýchlosti

Celkové hodnoty COP klesli u oboch analýz. To je pravdepodobne spôsobené absenciou parametru s veľmi silným vplyvom, ktorý by Optislang dokázal určiť aj pri menšom počte návrhov. Analýzy určili vysokú závislosť zrážky na hmotnosť nákladu. Zopakovala sa podobná situácia ako u rýchlosti, kedy došlo k jej dominantnému postaveniu nad ostatnými parametrami. U parametrov polohy nákladu v *X* (pozdĺžny smer), *Y* (pričný smer) a svetlá výška, ktoré mali v predchádzajúcich analýzach pri zmene všetkých parametrov určitý vplyv došlo k ich zvýrazneniu. Taktiež sa u nárazu do steny dopočítali vyššie hodnoty v COP matici u dôležitých výstupov pre dĺžku a kondíciu rámu. Taktiež klesol počet parametrov u ktorých sa nezistil žiaden vplyv. U oboch analýz to boli rozdielne parametre.

6 VYHODNOTENIE CITLIVOSTNEJ ANALÝZY – KONŠTANTNÁ RÝCHLOSŤ A HMOTNOSŤ NÁKLADU

Predchádzajúca séria analýz ukázala veľký vplyv hmotnosti nákladu na samotný náraz. To spôsobilo jej dominantné postavenie nad inými parametrami, ktoré sa mohli výraznejšie presadiť. Z tohto dôvodu malo zmysel odstrániť vplyv hmotnosti nákladu skrz jeho použitie ako konštanty. Takýto postup stále umožnil väčšie rozdiely v hmotnostiach vozidla u jednotlivých návrhov, pretože do celkovej hmotnosti vozidla sa premieta aj rada iných vstupných parametrov (dĺžka vozidla, prídavná hmotnosť v kabíne, priemer kolies, atď.), čo by opätovne mohlo zvýrazniť len jeden z hmotnostných parametrov. Preto sa pristúpilo k využitiu konštantnej hmotnosti vozidla. Docieľiť konkrétnu hodnotu hmotnosti by bolo u stále sa meniacich parametrov náročné. Namiesto toho sa zúžil interval hmotností vozidla, tak aby odpovedal len jednej skupine vozidiel (N2A) a nie dvoma (N2A a N3D) ako je tento model vozidla pôvodne navrhnuté jeho autormi. Pôvodne používaná norma IWA 14 [18] mala príliš široký rozsah a preto sa využila jej nástupná verzia ISO 22343 [26]. Tá je prísnejšia pri hodnotení hmotnosti testovaného vozidla. Nástupná verzia nebola využitá v práci skôr, pretože jej vydanie prebehlo až po započatí MKP výpočtov citlivostnej analýzy. Spolu s hmotnosťou sa upravili aj rozsahy ďalších parametrov, ktoré sú prítomné v *Tab. 10*.

Tab. 10 Zmeny rozsahov parametrov pre analýzu konštantnej hmotnosti nákladu a rýchlosti

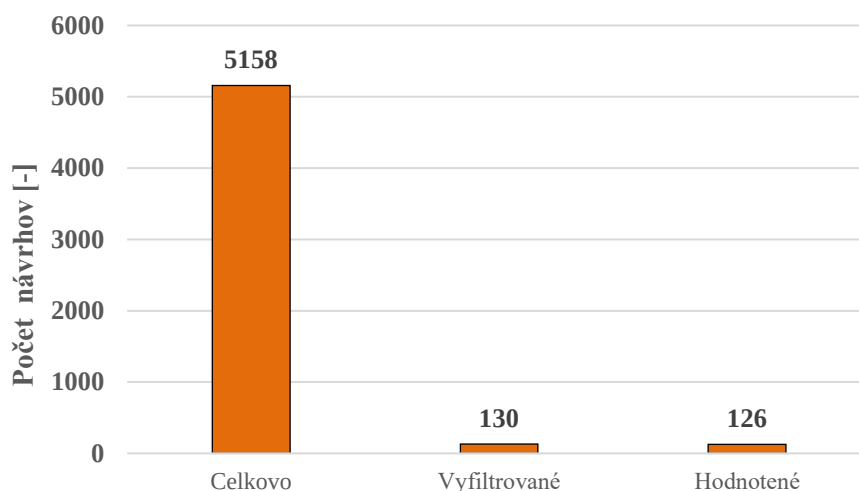
Úprava parametrov	Jednotky	Minimálna hodnota	Referenčná hodnota	Maximálna hodnota
Dĺžka vozidla	[mm]	6090	7610	9130
Rázvor	[mm]	3480	5090	5140
Svetlá výška rámu	[mm]	440	528	615
Celková hmotnosť vozidla	[kg]	7050	7200	7350
Hmotnosť nákladu	[kg]	konšt.	2770	konšt.

Z daných rozsahov sa stanovili referenčné hodnoty z ich prostredných hodnôt. Spoločne s nezmenenými parametrami a ich referenčnými hodnotami sa spustil testovací výpočet zameraný na kontrolu hmotnosti. Zo získanej hmotnosti modelu sa pri známej hodnote váhy nákladu zistila hmotnosť samotného vozidla. Následne sa rozdielom tejto hodnoty a očakávanej referenčnej hmotnosti vozidla podľa normy ISO 22343 [26] stanovila hmotnosť nákladu (2770 kg), ktorá je v ďalších analýzach konštantná. Zároveň sa ponechala pozdĺžna rýchlosť ako konštanta.

6.1 VYHODNOTENIE NÁRAZU DO TUHEJ STENY

Optislang vytvoril 5158 rôznych návrhov a podmienkami realistického návrhu prešlo 130 z nich, čo predstavovalo úspešnosť priechodnosti 2,5 % (*Obr. 101*). Oproti predchádzajúcim analýzám (obe bariéry pri zmene všetkých parametrov a konštantnej rýchlosti) sa jedná o značný pokles, ktorý mohol byť zapríčinený rozsahmi zmenených parametrov, aby sa vozidlo priblížilo skupine N2A. Najväčší problém mohla predstavovať prijateľná hmotnosť vozidla, ktorej rozsah je značne obmedzený.

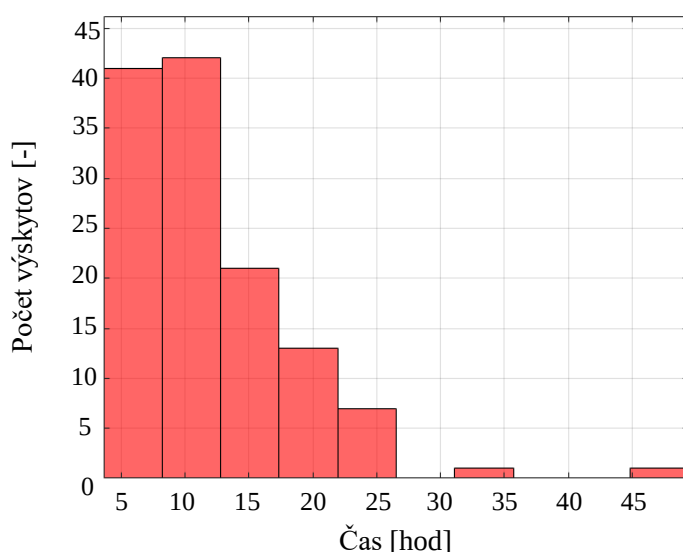
Z hľadiska stability MKP výpočtu sa úspešne napočítalo 97 % z napočítaných návrhov. Z toho vyplýva, že stabilita modelu bola veľmi dobrá. Typovo nevznikli nové problémy. Zopakoval sa štyrikrát problém s prienikom a v jednom prípade sa vyskytol negatívny objem na deformačnej časti motoru.



Obr. 101 Zhodnotenie návrhov pre analýzu – tuhá stena a konštantná hmotnosť a rýchlosť

Globálne správanie odpovedalo zisteniam prvej analýzy nárazu do steny. Skrútenie rámu sa naďalej vyskytovalo u niektorých návrhov. Situácie skrútenia neboli totožné, čo sa dalo očakávať pri konštantnej hmotnosti nákladu, pretože jeho podobu naďalej ovplyvňovala poloha nákladu v ose X a jeho veľkosť v osiach X (pozdĺžny smer) a Y (priechy smer). Rozsahy týchto parametrov zostali od analýz pri zmene všetkých parametrov alebo pri konštantnej rýchlosti nezmenené.

Rozloženie výpočetného času MKP výpočtu v rámci tejto analýzy je zobrazené na Obr. 102.

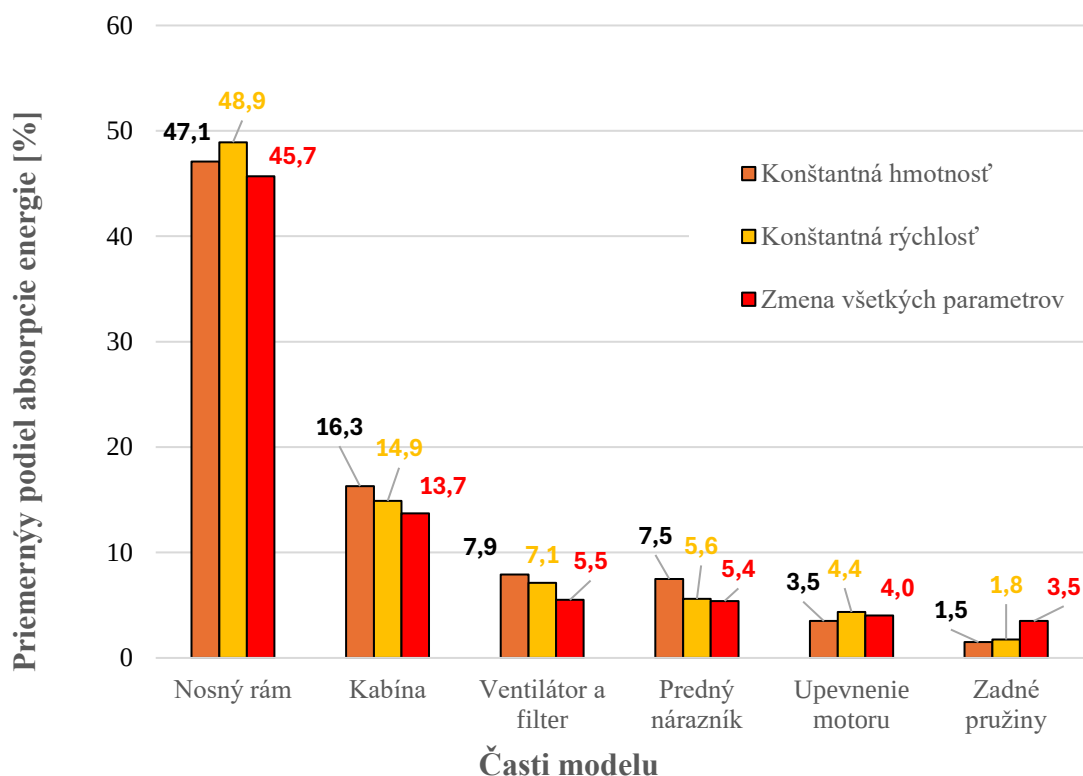


Obr. 102 Rozloženie času výpočtu nárazu do steny o konšt. hmotnosti a rýchlosti použitím SMP metódy

Získané časy jednotlivých výpočtov potvrdzujú trend z analýzy stĺpu pri konštantnej rýchlosti, kde väčšina návrhov (takmer 90) bola dopočítaná do 10 hodín pri použití piatich jadier. U zvyšných návrhov prevažoval výpočetný čas na úrovni 10 až 25 hodín. U jedného návrhu prebiehal výpočet takmer 50 hodín.

6.1.1 VYHODNOTENIE ENERGIÍ ČASTI VOZIDLA

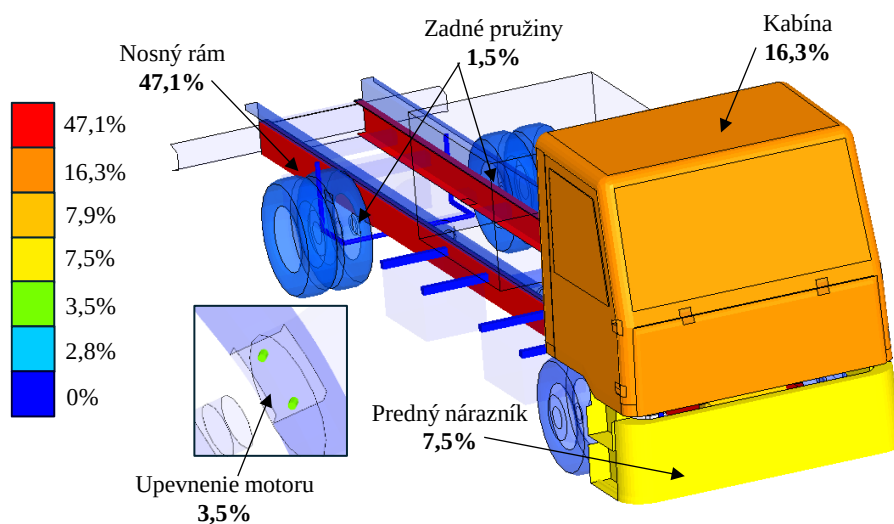
Z hľadiska hodnotenia podielu absorpcie energie jednotlivých častí (Obr. 103) došlo k získaniu veľmi podobných výsledkov ako z analýz nárazu do steny pri konštantnej rýchlosti. Celková vnútorná energia modelu bola naprieč všetkými návrhmi takmer rovnaká. To vychádza z použitia konštantnej rýchlosti a úzkeho rozsahu povolenej hmotnosti vozidla. To, že nedošlo k výraznejším zmenám na rozložení absorpcie ukazuje na veľkú podobnosť skupín N2A a N3D pri zrážke. Priemerná kinetická energia bola o 25 % menšia ako u analýzy pri konštantnej rýchlosti. Primárnym dôvodom je menšia hodnota hmotnosti nákladu (2700 kg), ktorá dosahovala pri analýze konštantnej rýchlosti 4000 kg. Ďalej bolo zistené, že najväčší vplyv na výslednú hmotnosť vozidla (hneď po hmotnosti nákladu, ktorá bola v tejto analýze konštantná) má hmotnosť motoru a tiež dĺžka vozidla. To vyznieva logicky, pretože zmenou dĺžky sa predlžuje rám a tým rastie jeho hmotnosť.



Obr. 103 Hodnotenie priemernej vnútornej energie častí modelu – tuhá stena a konštantná hmotnosť a rýchlosť, konštantná rýchlosť a zmena všetkých parametrov

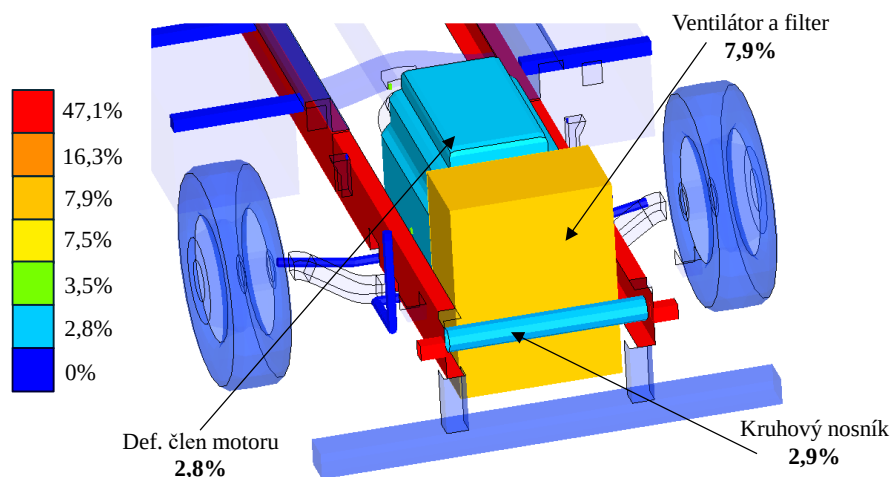
Výsledky absorpcie na vonkajšej strane vozidla (Obr. 104) ukázali jej pokles u nosného rámu a upevnenia motoru, ktoré u analýzy nárazu do steny pri konštantnej rýchlosti zaznamenali nárast. Ďalej došlo k nárastu u predného nárazníka a kabíny. Jedná sa o časti, ktoré sa ako prvé zúčastňujú zrážky.

Tieto zmeny mohli byť spôsobené nižšou kinetickou energiou návrhov, ktorá sa premieňala na vnútornú prevažne v prednej časti vozidla a nešírila sa ďalej na rám. Pokles absorpcie rámu sa prejavil aj na upevnení motoru, čím sa potvrdil trend jeho vplyvu na upevnenie. U zadných pružín došlo k poklesu hodnoty absorpcie, čo mohlo byť spôsobené menšou hmotnosťou nákladu. Istý vplyv zohrala aj poloha nákladu v X (pozdĺžny smer), ktorá bola identifikovaná už v analýze konštantnej rýchlosti. Tentokrát pri hodnote COP 82 bol vplyv polohy na úrovni 73.



Obr. 104 Model so škálou priemernej absorbovanej energie pri náraze do steny, konšt. rýchlosti a hmotnosti nákladu – vonkajšia časť vozidla

Vnútorná časť vozidla (Obr. 105) zaznamenala nárast absorpcie energie u časti ventilátoru a filtra. Jej hodnota je mierne vyššia ako u predného nárazníka. Príčina je rovnaká ako u analýzy pri konštantnej rýchlosti, kde boli časti motora pri zrážke tlačené v smere jazdy na ventilátor a ten sa súčasne dostával do kontaktu s predným nárazníkom. Deformačný člen pri náraze do steny stále neprekonal 3 % podielu absorpcie napriek tomu, že časť filtra svoj podiel zvýšila. To by potvrdzovalo úvahu, že tuhá časť motora dodáva väčšiu tuhosť deformačnej časti.



Obr. 105 Model so škálou priemernej absorbovanej energie energie pri náraze do steny, konšt. rýchlosti a hmotnosti nákladu – vnútorná časť vozidla

6.1.2 CITLIVOSŤ PARAMETROV MODELU

Výsledky citlivostnej analýzy pri konštantnej hmotnosti potvrdili trend poklesu celkovej COP u jednotlivých výstupov, čo je vidieť v prílohe 5. Hodnoty u väčšiny výstupov nedosahovali ani minimálnu hranicu 60. Dôvodom môže byť absencia parametru so silným vplyvom na zrážku akým bola rýchlosť a hmotnosť nákladu. Ten síce obmedzoval vplyvy ostatných parametrov, ale na druhú stranu umožnil vytvoriť presný metamodel pri používanom počte návrhov (126). Cestou k zvýšeniu úspešnosti je dopočítanie ďalších návrhov. Časová náročnosť MKP výpočtov je veľká a bolo možné dopočítat len ďalších 25 návrhov, kde nedošlo k žiadnym výrazným zmenám. Zloženie COP matice bolo veľmi podobné a celkové hodnoty COP sa nezlepšili. Pre najpresnejšie výsledky by bolo potrebné dopočítat násobne viac výpočtov, čo je pre časový rámec diplomovej práce nemožné. Na základe všetkých analýz prebehol výber parametrov do COP matice na Obr. 106, ktoré vykazovali vyššie hodnoty vplyvu na zrážku. Predchádzajúce analýzy odhalili vplyv dĺžky vozidla, kondície rámu, polohy nákladu v X (pozdlžny smer) a Y (priečny smer), prídavnej hmotnosti a svetlej výšky. Hodnoty týchto parametrov vo výbere COP matice sa mierne zvýraznili oproti analýzám pri zmene všetkých parametrov a pri konštantnej rýchlosti. Ich stála prítomnosť skrz všetky citlivostné analýzy nasvedčovala ich významný vplyv na zrážku s tuhou stenou. Ďalším parametrom so silným vplyvom je priemer kolesa. V predchádzajúcich analýzách nárazu do steny absentoval vo všetkých hlavných výstupoch. Jeho zaradenie vychádza z vyšších hodnôt v matici u celkovej a kinetickej energie, kde COP je nad požadovanou hranicou. Možným dôvodom mohol byť fakt, že zmenou rozmeru pneumatiky sa ovplyvní celková hmotnosť vozidla, aj keď ten vplyv by nemal byť výrazný.

Vyhodnotenie COP matice pre vybrané parametre a výstupy

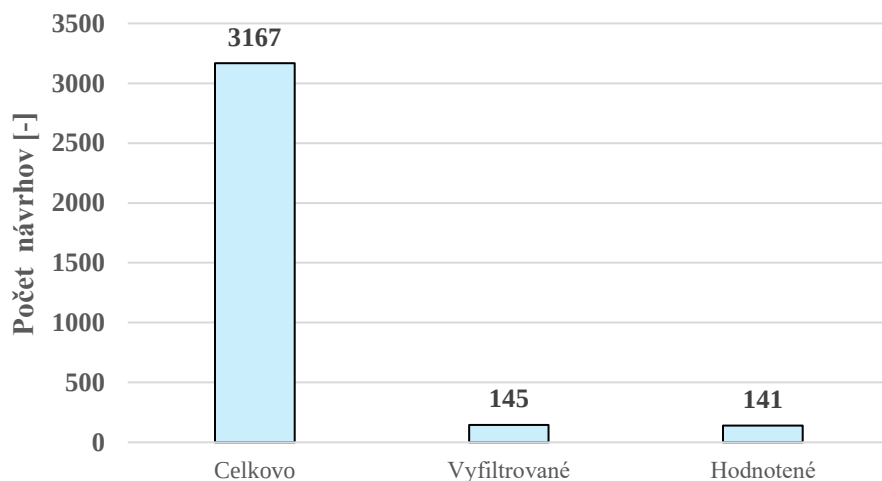
Vybrané výstupy	Energetický pomer			2.1	1.4		15.7	29.2
	Maximálne pretvorenie na zadnej časti rámu	20.9				5.2		44.3
	Celkový impulz sily medzi bariérou a vozidlom	4.0		8.3		3.2		31.2
	Celková sila medzi bariérou a vozidlom [MAX]	5.9					18.2	9.9
	Celkový impulz sily medzi cestou a vozidlom	2.8	8.5					7.9
	Celková sila medzi cestou a vozidlom [MAX]					4.5		8.1
	Celková energia [LAST]	3.4		2.9		41.0	0.6	
	Vnúťomá energia [LAST]	7.2				7.2	3.1	12.9
	Kinetická energia [MAX]	12.5				15.4	5.8	
	Energia pružín a tlmičov [LAST]			19.2		0.0		22.8
	Stlačenie nosného rámu [MAX]		14.6	30.5				
	Penetrácia [MAX]		14.4	38.0	15.9			
								56.7
		Dĺžka vozidla	Kondícia rámu	Poloha nákladu v X	Poloha nákladu v Y	Priemer kolesa	Prídavná hmotnosť do kabíny	Svetlá výška
		Vybrané parametre						

Obr. 106 Vyhodnotenie COP matice – náraz do tuhej steny pri konšt. hmotnosti nákladu a rýchlosti

Vyššie hodnoty sa taktiež našli u veľkosti nákladu v X (pozdlžny smer) a tiež u hmotností jednotlivých boxov. To platilo ale len pre jeden alebo dva dôležité výstupy, ktoré nespĺňali hodnotu 60. U zvyšných parametrov COP matica neodhalila výrazný vplyv. Nízka hodnota úspešnosti odhadu u väčšiny výstupov bránila k vysloveniu jednoznačného záveru, že tieto parametre nie sú podstatné. S istotou bolo možné povedať, že tieto parametre mali omnoho nižší vplyv ako parametre v Obr. 106.

6.2 VYHODNOTENIE NÁRAZU DO DEFORMOVATEĽNÉHO STĽPU

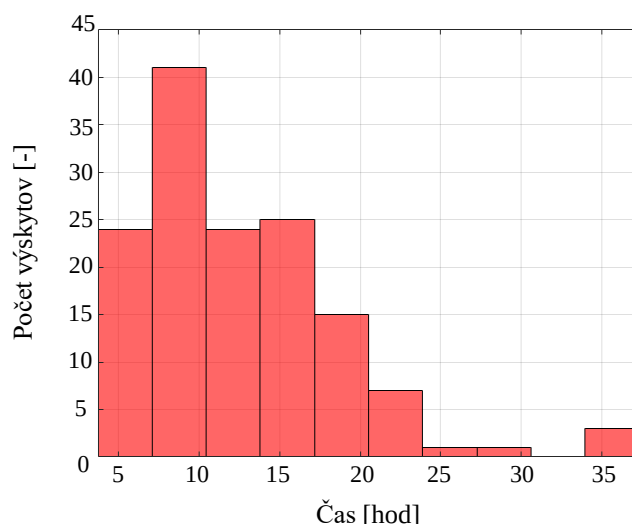
Pre analýzu nárazu do stĺpu Optislang vytvoril 3167 návrhov z ktorých 145 splňovalo zadané podmienky reálnosti. To predstavovalo úspešnosť 4,6 %. Úroveň úspešnosti bola na úrovni analýz pred zmenou rozsahov parametrov pre docielenie takmer konštantnej hmotnosti modelu. Pri skúmaní stability výpočtu absentovala prítomnosť prieniku, ale došlo k výskytu dvoch návrhov s negatívnym objemom prvku a dvoch pri ktorých došlo k ustreleniu uzlu bez jeho vymazania. Stability modelu bola u tejto analýzy na úrovni 97 %.



Obr. 107 Zhodnotenie návrhov pre analýzu – deformovateľný stĺp a konštantná hmotnosť a rýchlosť

Zmenou rozsahov a použitím konštantnej hmotnosti vozidla nedošlo k zmenám u globálneho chovania pri zrážke. Prítomnosť skrútenia rámu bola zistená u niektorých návrhov. Podoba skrútenia vychádzala z polohy a veľkosti nákladu.

Na Obr. 108 je rozloženie času MKP výpočtov pri použití SMP metódy pri piatich jadrách procesoru.

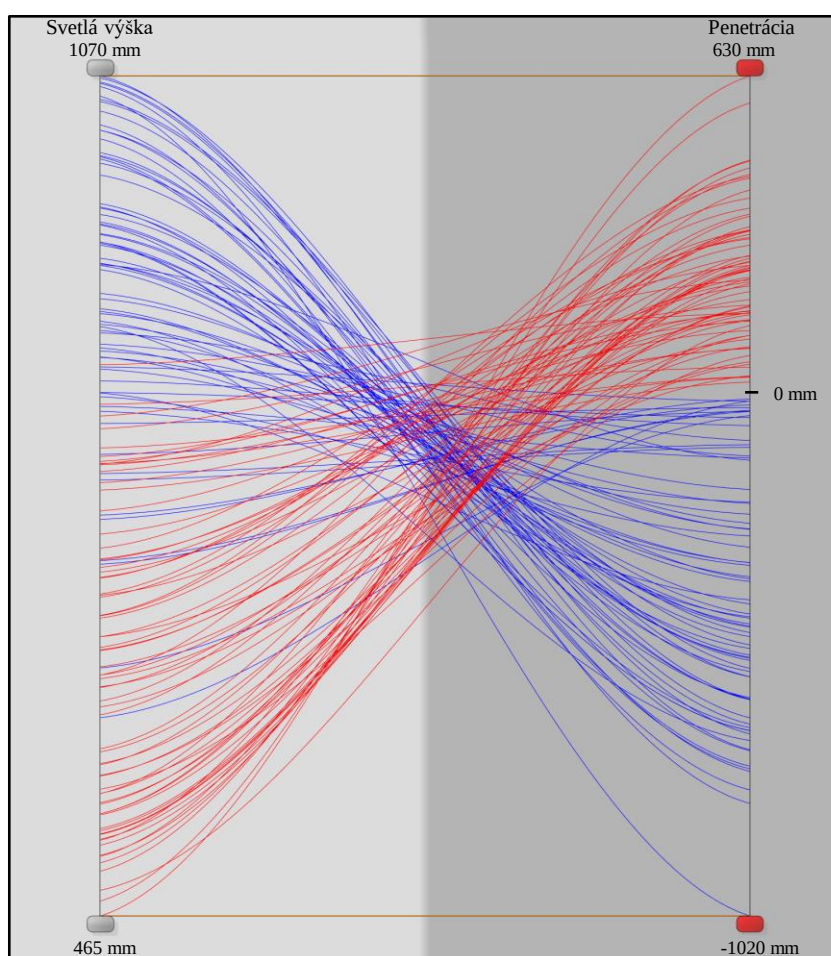


Obr. 108 Rozloženie času výpočtu nárazu do stĺpu o konšt. hmotnosti nákladu a rýchlosti použitím SMP metódy

Väčšina návrhov sa dopočítala v čase medzi 7 až 10 hodinami. Počty návrhov, ktoré sa dopočítali do 7 hodín a od 10 do 17 hodín boli rovnaké. Návrhy nad 20 hodín boli ojedinelé. Pri tejto analýze sa nevyskytoval výpočet, ktorý by trval dlhšie ako 50 hodín

6.2.1 PRERAZENIE

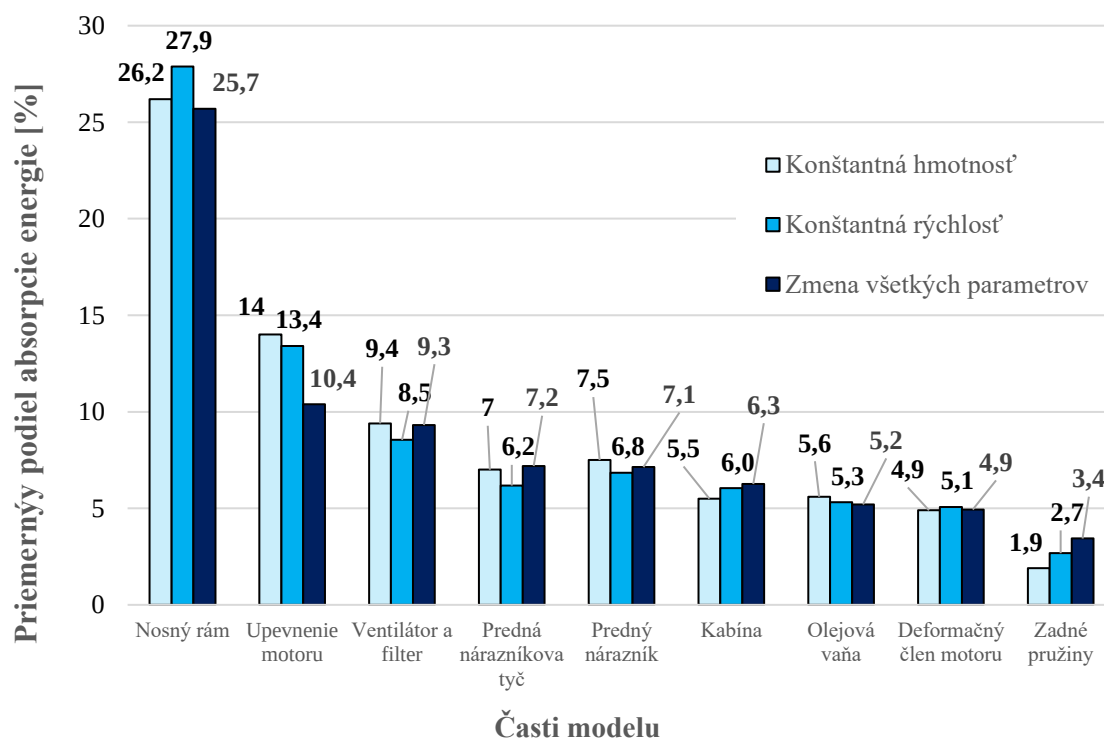
Prerazenie sa pri použití konštantnej hmotnosti a rýchlosti nevyskytovalo v žiadnom návrhu. Výsledky svetlej výšky vozidla a penetrácia (Obr. 109) zodpovedajú výsledkom pri náraze do stĺpu a konštantnej rýchlosti. Model vozidla pri svetlých výškach väčších ako polovica rozsahu takmer vždy skončil za bariérou, ale vozidlo bolo ňou približne v strede zastavené. Pre výšky menšie ako polovica nákladu dochádzalo buď k odrazeniu od bariéry alebo zachytení prednej nápravy na nej. Z toho je evidentné, že vplyv svetlej výšky na tieto situácie je značný. Prerazenie sa kontrolovalo použitím penetrácie a dá sa očakávať, že svetlá výška bude mať vysokú hodnotu citlivosti v COP matici.



Obr. 109 Prerazenie pri konštantnej hmotnosti nákladu a rýchlosti

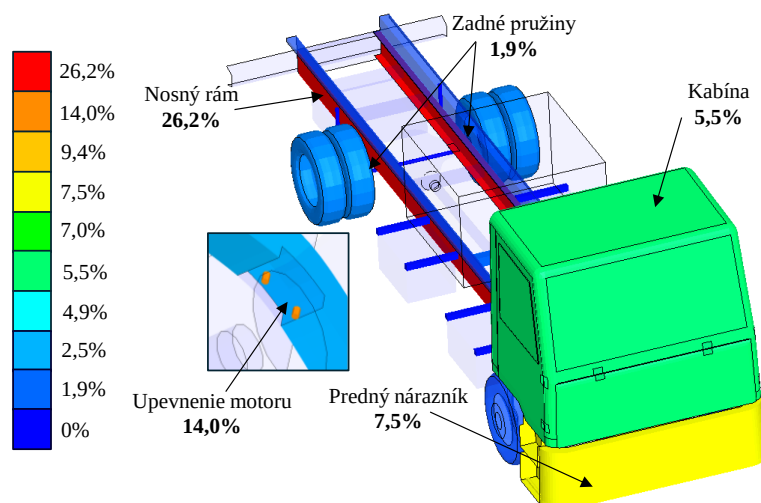
6.2.2 VYHODNOTENIE ENERGIÍ ČASTI VOZIDLA

Rozloženie absorpcie tejto analýzy bolo podobné ako u predchádzajúcich analýz nárazu do stĺpu (Obr. 110). Rozpätie hodnôt celkovej vnútornej energie jednotlivých návrhov bolo malé. To isté platilo aj o kinetickej energii, ktorá v porovnaní s analýzou pri konštantnej rýchlosti klesla o 17 %. Priemerná hmotnosť nákladu bola nižšia ako pri náraze s konštantnou rýchlosťou, kde dosahovala 4200 kg. Na celkovú hmotnosť vozidla mala opätovne veľký vplyv hodnota hmotnosti motoru a tiež dĺžka vozidla.



Obr. 110 Hodnotenie priemernej vnútornej energie častí modelu – deformovateľný stĺp a konštantná hmotnosť a rýchlosť, konštantná rýchlosť, zmena všetkých parametrov

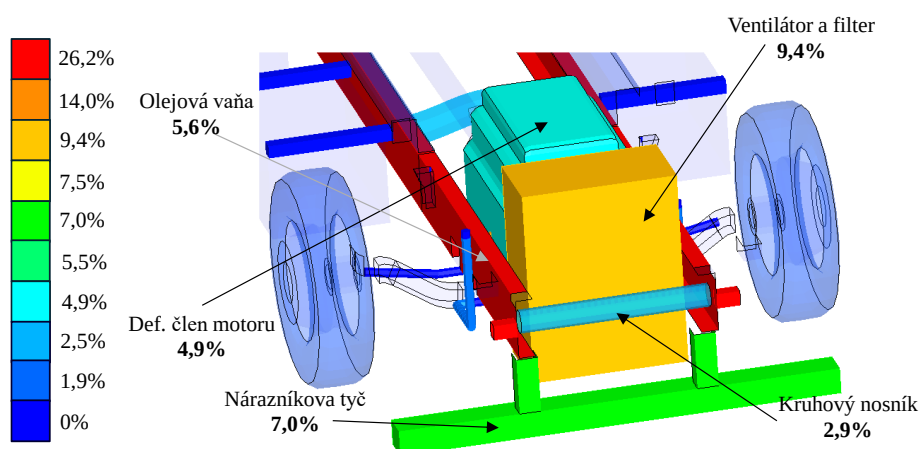
Na vonkajšej časti vozidla (Obr. 111) došlo k poklesu absorpcie na nosnom ráme oproti prípadu s konštantnou rýchlosťou, ale zároveň narástli hodnoty na častiach, ktoré sa dostávajú do priameho kontaktu s bariérou skôr ako rám. Jednalo sa o predný nárazník a jeho tyč (Obr. 112), ktoré dosiahli rovnaké hodnoty absorpcie ako pri analýze so zmenou všetkých parametrov. U analýzy nárazu do stĺpu pri konštantnej rýchlosti bol vyslovený predpoklad, že za nárast absorpcie rámu a pokles predných častí by mohla byť zodpovedná nižšia kinetická rýchlosť alebo absencia prerazenia (oproti analýze so zmenou všetkých parametrov). Rovnako aj v prípade analýzy s konštantnou rýchlosťou a hmotnosťou bola priemerná kinetická energia nižšia ako u analýzy so zmenou všetkých parametrov. Navyše absentovalo aj prerazenie. Napriek tomu priemerné absorbované energie u analýzy s konštantnou hmotnosťou boli približne rovnaké ako pri analýze so zmenou všetkých parametrov. Tým došlo k vyvráteniu vyššie uvedeného predpokladu.



Obr. 111 Model so škálou absorbovanej energie pri náraze do stĺpu a konšt. hmotnosti nákladu a rýchlosti – vonkajšia časť vozidla

Jedinou výraznou zmenou bol nárast absorpcie na upevnení motoru. Ten je v porovnaní s prvou analýzou takmer 4 %. Dôvod takéhoto chovania nie je z výsledkov zrejmý, pretože povaha zrážky je stále totožná. Skúmaním COP matice sa zistilo, že pri COP o hodnote 80 mala najväčší vplyv na vnútornú energiu upevnenia svetlá výška vozidla. Ďalej sa zaznamenal pokles u kabíny za ktorý bola pravdepodobne tiež zodpovedná svetlá výška vozidla, ktorá pri vyššej hodnote znižovala kontaktnú plochu medzi modelom a bariérou. To potvrdilo aj skúmanie COP matice. Taktiež došlo k poklesu absorpcie u zadných pružín, ktoré pravdepodobne zapríčinilo zníženie hmotnosti nákladu a do istej miery aj jeho rozdielne rozloženie na ose X (pozdĺžny smer) valníku.

Zmeny na vnútornej časti vozidla v porovnaní s predošlými analýzami sa takmer nevyskytujú. Rovnaké hodnoty absorpcie energie u deformačného členu a olejovej vane boli naprieč všetkými analýzami nárazu do stĺpu. Ventilátor a filter bol výnimkou, pretože pri použití konštantnej rýchlosti došlo k poklesu absorpcie. Pri použití konštantnej rýchlosti a hmotnosti sa jeho hodnota zvýšila na rovnakú úroveň ako pri zmene všetkých parametrov. To je logické, pretože aj časti v jeho blízkosti ako nárazník a jeho tyč zaznamenali rovnaké správanie.



Obr. 112 Model so škálou priemernej absorbovanej energie pri náraze do stĺpu a konšt. hmotnosti nákladu a rýchlosti – vnútorná časť vozidla

6.2.3 CITLIVOSŤ PARAMETROV

Z hľadiska citlivosti parametrov bol opätovne zaznamenaný pokles celkových hodnôt COP. Vo viacerých prípadoch došlo k získaniu aspoň hodnoty 50, ktorá sa blížila uvažovanej hranici. Z tohto dôvodu by bolo potrebné dopočítať ďalšie návrhy. COP matica na Obr. 113 obsahovala len parametre, ktoré skrz všetky analýzy stĺpu vykazovali vyšší vplyv. V získaných výsledkoch citlivosti dominovala svetla výška vozidla, ktorá mohla do určitej miery prekryť iné parametre. Ďalšími dôležitými parametrami boli kondícia rámu a poloha nákladu v X (pozdĺžny smer), ktoré ukázali vplyv aj v predchádzajúcich analýzach nárazu do stĺpu. Hodnoty u polohy nákladu mierne poklesli oproti analýze s konštantnou rýchlosťou. Zodpovedná bola za to pravdepodobne priemerne menšia hmotnosť nákladu. Parametrom, ktorý doterajšie analýzy neodhalili bol priemer kolesa, ktorý mal väčší vplyv na celkovú a aj kinetickú energiu. To je logické, pretože zmenou priemeru kolesa sa ovplyvní celková hmotnosť vozidla aj keď iba minimálne.

Vyhodnotenie COP matice pre vybrané parametre a výstupy

Vybrané výstupy	Energetický pomer	13.1	9.7		35.5	52.9
	Maximálne pretvorenie na zadnej časti rámu	12.9			9.6	27.5
	Maximálne pretvorenie na prednej časti rámu	16.8	17.3		17.5	38.8
	Celkový impulz sily medzi bariérou a vozidlom				77.9	77.9
	Celková sila medzi bariérou a vozidlom [MAX]		21.6		32.3	52.1
	Celkový impulz sily medzi cestou a vozidlom	13.1	18.7		34.2	56.5
	Celková sila medzi cestou a vozidlom [MAX]				48.6	51.0
	Celková energia [LAST]		4.2	31.2		64.2
	Vnútomá energia [LAST]				61.1	67.5
	Kinetická energia [MAX]			15.5		99.4
	Energia pružín a tlmičov [LAST]		18.7		37.1	61.3
	Stlačenie nosného rámu [MAX]	16.6			54.5	65.2
	Penetrácia [MAX]				87.0	87.0
		Kondícia rámu	Poloha nákladu v X	Priemer kolesa	Svetla výška	Celkovo
		Vybrané parametre				

Obr. 113 Vyhodnotenie COP matice – náraz do def. stĺpu a konšt. hmotnosti a rýchlosti

Istý vplyv sa našiel u hmotnosti motoru vzhľadom na kinetickú energiu. To je logické keďže jeho hodnota významne ovplyvní hmotnosť vozidla. Ostatné parametre, ktoré sú prítomné v prílohe 6 nedosahovali žiadny alebo minimálny vplyv pri analýze s konštantnou hmotnosťou vozidla. Nízke hodnoty COP a výrazný vplyv svetlej výšky neumožňovali s istotou vylúčiť vplyv iných parametrov. Z výsledkov skrz všetky analýzy je zrejmé, že ich vplyv je menší ako u parametrov obsiahnutých na Obr. 113.

6.3 ZHRNUTIE

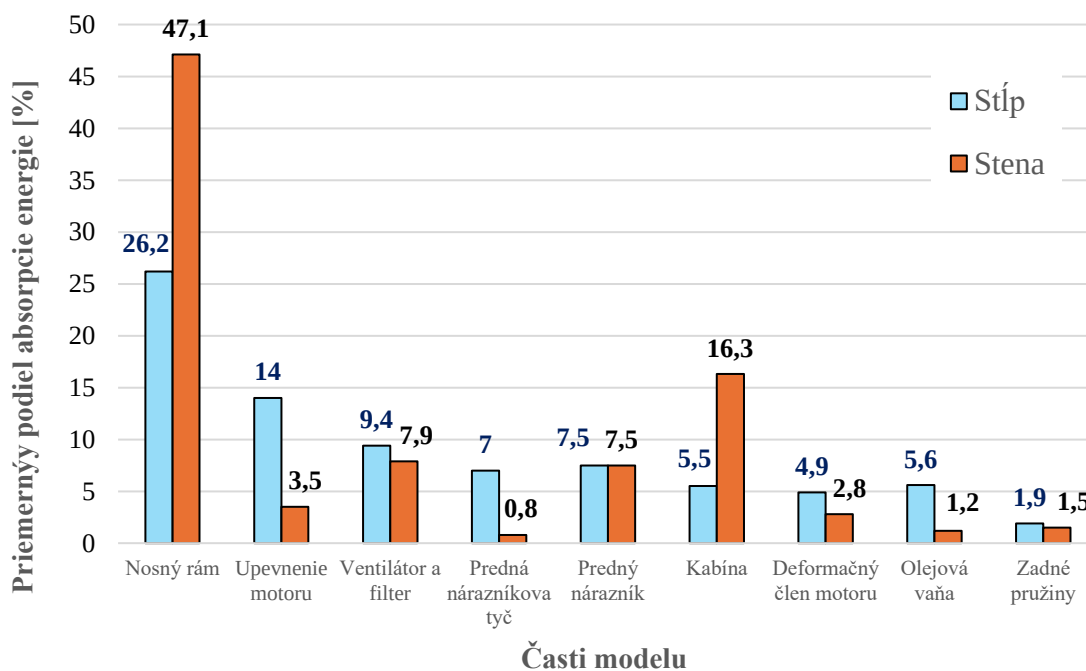
U analýzy nárazu tuhej steny došlo k poklesu úspešnosti priechodnosti návrhov skrz podmienky filtrujúce nerealistické návrhy na 2,6 %. Model aj v posledných citlivostných analýzach dosahoval vysoké hodnoty stability na úrovni 97 %.

Pokles u analýzy steny bol pravdepodobne spôsobený pseudonáhodným určovaním konkrétnych hodnôt parametrov vo fáze tvorby návrhov. Z hľadiska stability výpočtu nedošlo k novým problémom, ale opakovali sa predošlé. Najviac dominoval prienik medzi zadnými kolesami a valníkoviými nosníkmi a menšie zastúpenie malo ustrelenie uzlu a negatívny objem prvku.

Najčastejší výpočetný čas u oboch analýz bol 5 až 10 hodín na jeden návrh. Početné zastúpenie mali aj návrhy, ktoré sa dopočítali do 5 hodín. Došlo k výskytu návrhov, ktoré sa počítali dlhšie ako 50 hodín. Úvaha, že zodpovednosť za predĺženie výpočtu má ustrelenie a následné vymazanie uzlu sa nepotvrdila.

Globálne chovanie sa oproti analýzám pri zmene všetkých parametrov a pri konštantnej rýchlosti nezmenilo. Skrútenie rámu sa naďalej vyskytovalo u niektorých návrhoch, pretože sa rozsahy nemenili pre veľkosť a polohu nákladu, ktoré prítomnosť skrútenia ovplyvňujú. U analýzy stĺpu nedošlo k jeho prerazeniu, ale potvrdil sa vplyv svetlej výšky na rôzne situácie po zrážke.

Rozloženie absorpcie energie jednotlivými časťami zostalo aj po zmene rozsahov rovnaké. Porovnanie medzi analýzami je na Obr. 114. Obe analýzy boli významne ovplyvňované z hľadiska hmotnosti vozidla hmotnosťou motora a dĺžkou vozidla. U nárazu do steny bol zaznamenaný pokles absorpcie u nosného rámu. To mohlo byť spôsobené zistenou väčšou absorpciou u častí, ktoré sú v priamom kontakte s bariérou (kabína, predný nárazník). U nárazu do stĺpu došlo k návratu väčšiny hodnôt podielu absorpcie na úroveň analýzy pri zmene všetkých parametrov. To neplatilo o upevnení motoru, kde nastal nárast. Z COP matice sa zistilo, že vnútornú energiu upevnenia ovplyvňuje primárne svetlá výška vozidla. Obe analýzy spájali pokles absorpcie u zadných pružín. To bolo pravdepodobne spôsobené menšou priemernou hmotnosťou nákladu. Istý vplyv mohla mať aj poloha nákladu v X (pozdĺžny smer).



Obr. 114 Porovnanie priemernej vnútornej energie častí pri zrážke do rozličných bariér pri konšt. hmotnosti a rýchlosti

COP matice zaznamenali pokles hodnôt celkového COP. Ten bol najvýraznejší u nárazu do steny, kde väčšina nedosahovala ani hraničnú hodnotu. U nárazu do stĺpu bola prítomná dominancia svetlej výšky a hodnoty úspešnosti boli vyššie. Z výsledkov je očividné, že pri danom počte návrhov (130-150) je úspešnosť vyššia v prípade prítomnosti parametru so silným vplyvom na zrážku. Elimináciou svetlej výšky z ďalšej analýzy by pravdepodobne došlo k získaniu COP matice s malými hodnotami COP. Riešením by bolo dopočítat násobne viac návrhov, čo je pre časový rámec práce nevykonateľné. Pri skúmaní všetkých analýz sa našli parametre, ktoré jednoznačne ovplyvňujú zrážku mimo rýchlosti a hmotnosti nákladu. Pre náraz do steny to bola dĺžka vozidla, kondícia rámu, poloha nákladu v X (pozdĺžny smer) a Y (pričný smer), priemer kolesa, prídavná hmotnosť do kabíny a svetlá výška. U nárazu do stĺpu absentovala zo zmienených parametrov dĺžka vozidla, prídavná hmotnosť a poloha nákladu v Y . Ostatné parametre a ich hodnoty v COP matici pre konštantnú hmotnosť nenaznačovali ich významný vplyv na sledované výstupy. Tento predpoklad nie je možné vysloviť s istotou, pretože hodnoty COP v matici boli príliš malé.

7 ROBUSTNOSTNÁ ANALÝZA

S rastúcim počtom teroristických útokov typu ramming bude narastať aj dopyt po efektívnych bariérach, ktoré poskytnú dostatočnú bezpečnosť na rizikových miestach. Pre nájdenie ideálneho riešenia je kľúčové brať do úvahy konkrétne vozidlá, ktoré sa v danej oblasti môžu vyskytnúť. Každá krajina je z hľadiska rozloženia vozového parku jedinečná. To platí aj pre skupiny N2A a N3D. Vhodným spôsobom sledovania správania bariéry pri nárazovej skúške so známym vozovým parkom je robustnostná analýza. Táto analýza slúži na posúdenie správania modelu pri miernych zmenách vstupných parametrov, ktorých variabilita je modelovaná pomocou pravdepodobnostného rozdelenia. Robustnostná analýza na báze MKP výpočtu predstavuje efektívny nástroj na hodnotenie kvality ochranných bariér a zároveň prináša viacero významných výhod. Na rozdiel od experimentálnych nárazových skúšok, ktoré overujú odolnosť bariéry spravidla len voči jednému konkrétnemu typu vozidla za presne definovaných podmienok, tento prístup umožňuje posúdiť správanie bariéry voči širokému spektru vozidiel. Ďalšou výhodou je možnosť do budúcnosti zahrnúť do analýzy rôzne nárazové scenáre, ako napríklad odlišné uhly alebo rýchlosti nárazu. Takto je možné vytvoriť komplexné hodnotenie účinnosti danej bariéry v širokom spektre reálnych situácií. Takýto rozsah posúdenia nie je experimentálne realizovateľný, keďže by si vyžadoval neúmerne vysoké časové a finančné náklady. Robustnostná analýza realizovaná prostredníctvom MKP výpočtu tak predstavuje nielen flexibilnejší, ale aj ekonomicky výhodnejší prístup k overovaniu bezpečnosti dopravných prvkov.

Pri nastavovaní robustnostnej analýzy v softvéri Optislang je možné definovať rozloženie vozidiel prostredníctvom pravdepodobnostného rozdelenia vstupných parametrov. Na základe toho je možné posúdiť robustnosť konkrétneho návrhu bariéry voči variabilite parametrov vozidiel. Vďaka citlivostným analýzám predstaveným v predchádzajúcich kapitolách tejto práce je navyše možné zamerať sa výhradne na tie parametre, ktoré boli identifikované ako kľúčové, pričom ostatné môžu byť považované za konštantné, čím sa znižuje výpočtová náročnosť analýzy. V kontexte tejto diplomovej práce sa ako logické javí zamerať sa na vozidlá bežne jazdiace na území Českej republiky. Už počas spracovania citlivostnej analýzy bola snaha nájsť štatistické údaje, ktoré by umožnili relevantnejšie nastavenie rozsahu a rozdelenia vstupných parametrov. Za najreálnejší zdroj sa ukázali rozmery vozidiel evidované vo veľkých technických preukazoch, avšak tieto údaje sú pre verejnosť nedostupné. Z uvedeného dôvodu sa v rámci tejto kapitoly pracovalo s fiktívnym vozidlovým parkom a odhadnutými pravdepodobnostnými rozdeleniami jednotlivých parametrov. Cieľom tejto časti práce preto nie je získanie priamo aplikovateľných výsledkov, ale skôr poskytnutie metodického postupu a praktického návodu pre ďalších riešiteľov tejto problematiky, ktorí môžu disponovať presnejšími vstupnými údajmi. Prvými krokmi v rámci prípravy robustnostnej analýzy sú vytvorenie modelu bariéry a definovanie pravdepodobnostného rozdelenia vstupných parametrov.

7.1 BARIÉRA

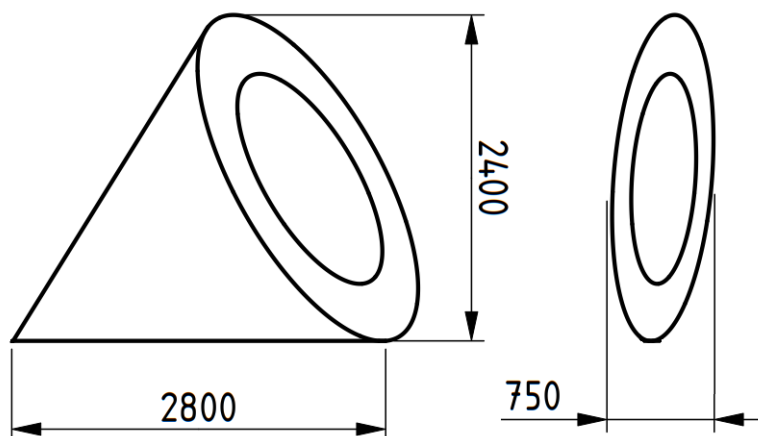
Citlivostná analýza pracovala so základnými verziami bariér, ktorých tvar nebol komplexný. V súčasnosti sa trendom stávajú tvarovo komplexné bariéry, ktoré okrem ochrannej funkcie plnia aj funkciu estetickú. Cieľom je zachovať pôvodný vizuálny charakter danej oblasti, ktorý býva pri použití konvenčných bariér výrazne narušený. Navyše, klasické bariéry môžu u obyvateľov vyvolávať pocit ohrozenia, napríklad hrozbu teroristického útoku. Použitím umeleckého diela ako bariéry tieto problémy odpadajú. Otázkou ostáva ako použitie tvarovo komplexných bariér ovplyvní jej zádržnú funkciu.

Autor diplomovej práce je študentom vysokej školy v Brne. Z tohto dôvodu bola snaha posúdiť robustnosť návrhu bariéry, ktorá by bola vonkajším tvarom založená na už existujúcom umeleckom diele vyskytujúcom sa v Brne. Zvolil sa úzky sploštený kužeľ, ktorý sa nachádza na Dominikánskom námestí pred radnicou a slúži aj ako fontána a zobrazuje ho Obr. 115.



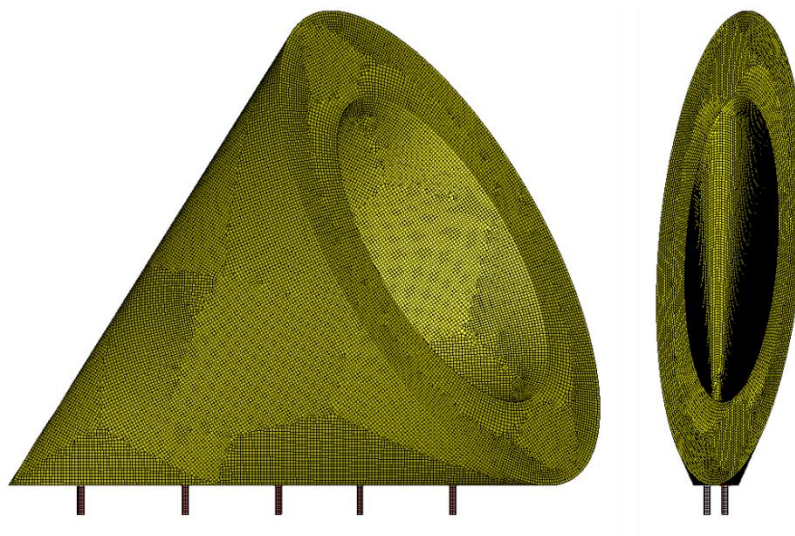
Obr. 115 Kužeľ na Dominikánskom námestí v Brne [27]

Pre použitie tohto diela v MKP výpočte bolo potrebné získať jeho základné rozmery a následne sa použitím Creo Parametric vytvoril jeho približný model. Výsledný model spolu s jeho rozmermi sa nachádza na Obr. 116



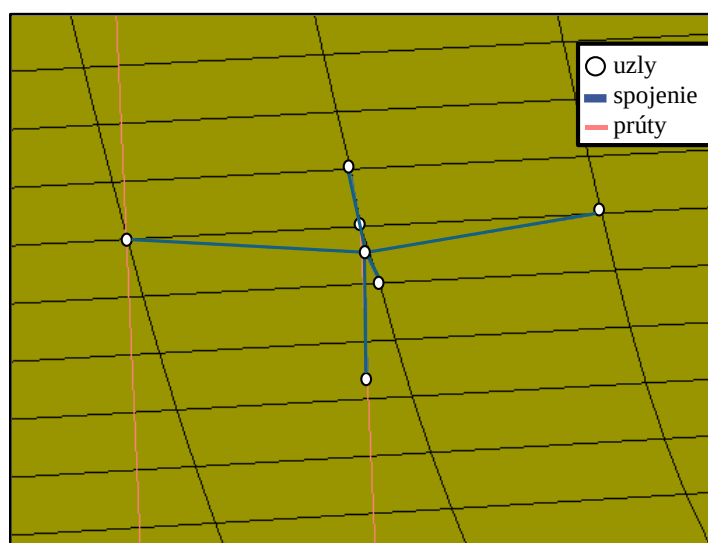
Obr. 116 Rozmery vytvoreného modelu bariéry

Ďalším dôležitým krokom je tvorba konečnoprvkového modelu bariéry tzv. k-súboru. Ten pozostáva z konečnoprvkovej siete umeleckého diela, ktorá bola tvorená škrupinovými prvkami (väčšinou obdĺžnikmi), ktoré mali rozmer 15 mm. Hlavným dôvodom použitia škrupinových prvkov je fakt, že predloha je vo vnútri dutá. Hrúbka prvkov sa nastavila na 5 mm. Sieť je na Obr. 117.



Obr. 117 Sieť bariéry a prúty jej uloženia

Ako materiál bariéry sa použila oceľ S355J2 pre svoje odolnejšie vlastnosti v porovnaní s bronzom. Do k súboru sa použil *MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY a definovali sa hodnoty Youngovho modulu 210 GPa, Poissonovej konštanty 0,3, medze klzu 345 MPa a hustoty $7850 \text{ kg}\cdot\text{m}^3$ [28]. Prvotná úvaha o predlohe upevnenia bariéry počítala s použitím chemickej betónovej kotvy. U chemickej kotvy sa jedná o upevnenie pri ktorom sa na uchycovanom objekte (v tomto prípade bariéra) nachádzajú oceľové tyče so závitom, ktoré sa umiestnia do vytvorenej diery v betóne kde sa nachádza chemická malta. Tá postupom času stvrdne a tým sa vytvorí pevné spojenie medzi bariérou a vozovkou. Pri návrhu tohto uchytania v LS-DYNA sa urobili určité zjednodušenia. Na reprezentáciu kotiev sa použili prúty. Každý prút mal dĺžku 150 mm a bol rozdelený do 15 segmentov. Prúty boli vytvorené zo spodných uzlov bariéry, takže prvý uzol prútu bol zdieľaný s bariérou. Spojenie medzi prútmi a bariérou bolo realizované použitím CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY. Toto spojenie je absolútne tuhé. Pri jeho tvorbe sa použili prvé dva uzly prútu (vrátane zdieľaného), okolité uzly bariéry a LS-DYNA si dotvorila riadiaci uzol (Obr. 118).



Obr. 118 Spojenie CONSTRAINED_NODAL_RIGID_BODY

Na zvyšné uzly jednotlivých prútov sa nastavili okrajové podmienky použitím `BOUNDARY_SPC`. Tieto uzly sa v súradnom systéme zafixovali aby nedošlo k ich translácii alebo rotácii po zrážke. Aby mohlo dôjsť k odtrhnutiu bariéry od zakotvenia použil sa pre prúty dodatočný materiálový model `MAT_ADD_EROSION`, ktorý umožní zlyhanie prútu pri hlavnom pretvorení o hodnote 50 %. Odtrhnutie bariéry nepočítalo s vytrhnutím prútu zo základu, ale len s jeho zlyhaním.

Pri návrhu prútového prvku bol zvolený priemer 20 mm, pričom hlavnou požiadavkou bolo zabezpečenie dostatočnej pevnosti a tuhosti na účinné spomalenie a zastavenie vozidla tak, aby nedošlo k jeho nekontrolovanému pohybu ďaleko za ochrannú bariéru. Stav vozidla po náraze do bariéry je na *Obr. 119*.



Obr. 119 Zastavenie vozidla kužeľom

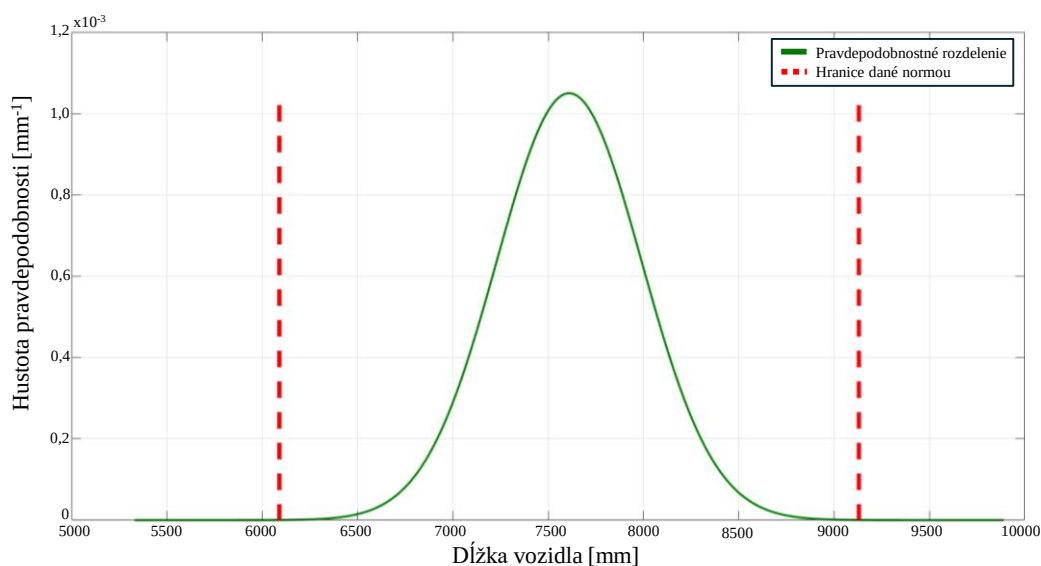
7.2 PARAMETRE

Výsledky citlivostnej analýzy odhalili dôležité parametre. Jednalo sa o pozdĺžnu rýchlosť vozidla, hmotnosť nákladu, svetlú výšku, pozíciu nákladu v X a Y , kondíciu rámu, dĺžku vozidla, priemer kolesa a prídavnú hmotnosť v kabíne. Všetky tieto parametre budú menené v rámci robustnostnej analýzy. Vzhľadom na nedostupnosť reálnych údajov z vozidlového parku boli pre analýzu použité fiktívne hodnoty. Pri stanovení pravdepodobnostného rozdelenia jednotlivých parametrov sa vychádzalo z nárazovej skúšky podľa normy ISO 22343[24] so zameraním na kategóriu vozidiel N2A. Pre všetky uvedené parametre, s výnimkou rýchlosti vozidla, bolo zvolené Gaussovo pravdepodobnostné rozdelenie. Jeho nastavenie je uvedené v *Tab. 11*.

Tab. 11 Pravdepodobnostné rozdelenie vstupných parametrov

	Jednotky	Stredná hodnota	Smerodajná odchýlka
Dĺžka vozidla	[mm]	7610	380
Svetlá výška	[mm]	528	43
Priemer kola	[mm]	910	38
Kondícia rámu	[-]	0,5	0,125
Prídavná hmotnosť	[kg]	300	15
Hmotnosť nákladu	[kg]	2770	12,5
Pozícia nákladu v X	[mm]	2000	502
Pozícia nákladu v Y	[mm]	0	190

Parametre bližšie špecifikované normou (dĺžka, svetlá výška) boli pred samotným MKP výpočtom kontrolované aby nedošlo k ich presiahnutiu. Povolené rozsahy boli rozoberané v kapitole 6. Ukážka pravdepodobnostného rozdelenia je na Obr. 120.



Obr. 120 Gaussovo pravdepodobnostné rozdelenie pre dĺžku vozidla

Rozdielny prístup sa zvolil pri pozdĺžnej rýchlosti vozidla, keďže norma definuje prípustnú rýchlosť na $48 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ s toleranciou -1 až $+3 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Aby sa táto požiadavka rešpektovala, rýchlosť nebola modelovaná pomocou Gaussovho rozdelenia.

Namiesto toho sa vytvoril samostatný parameter, ktorého hodnoty boli generované na základe Weibulloвого pravdepodobnostného rozdelenia s nastavenými parametrami tvaru 1,5 a mierky 1,4 v Optislangu.

Tento doplnkový parameter reprezentoval odchýlku od minimálnej hodnoty $47 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a následne sa k tejto hodnote pripočítaval. Takto definovaný model rýchlosti zabezpečil dodržanie tolerančného rozpätia podľa normy ISO 22343 a zároveň umožnil realistickejšie zachytenie variability v rámci robustnostnej analýzy pričom najvyššia pravdepodobnosť výskytu bola pri hodnote $48 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.

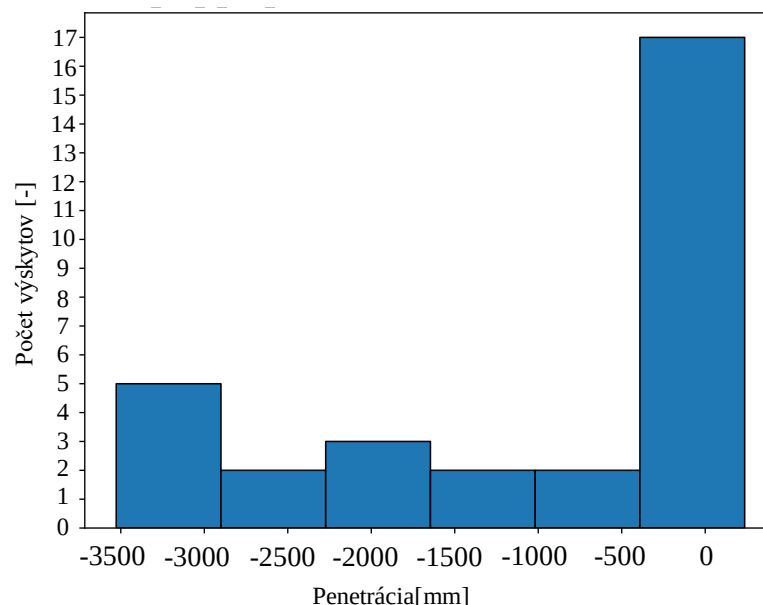
U ostatných vstupných parametrov, ktoré v citlivostnej analýze nevykazovali vysokú citlivosť, bola použitá konštantná hodnota vychádzajúca z referenčného nastavenia modelu. Jedinou výnimkou bola výška zadného nárazníka, ktorá sa pri niektorých návrhoch dostávala do prieniku s rámom vozidla. Z tohto dôvodu bola určená bezpečná hodnota 375 mm, pri ktorej k prieniku nedošlo.

7.3 VYHODNOTENIE ROBUSTNOSTNEJ ANALÝZY

Na úvod vyhodnotenia robustnostnej analýzy je potrebné uviesť, že vzhľadom na obmedzený čas vyhradený na vypracovanie diplomovej práce sa nepodarilo realizovať dostatočný počet MKP simulácií, ktorý by umožnili vykonať komplexné a štatisticky podložené vyhodnotenie výsledkov. V rámci dostupného času a výpočtových kapacít sa podarilo úspešne spracovať 30 návrhov, čo však nepredstavuje dostatočne rozsiahly súbor na vyvodenie úplných záverov. Na základe uvedených obmedzení bol preto navrhnutý metodický postup, ktorý by pri dostatočnom množstve dát mohol slúžiť na vyhodnotenie robustnosti bariéry. Získané výsledky preto plnia najmä úlohu ilustračného príkladu aplikácie metodického postupu na dostupný súbor MKP výpočtov realizovaných pre fiktívny vozový park.

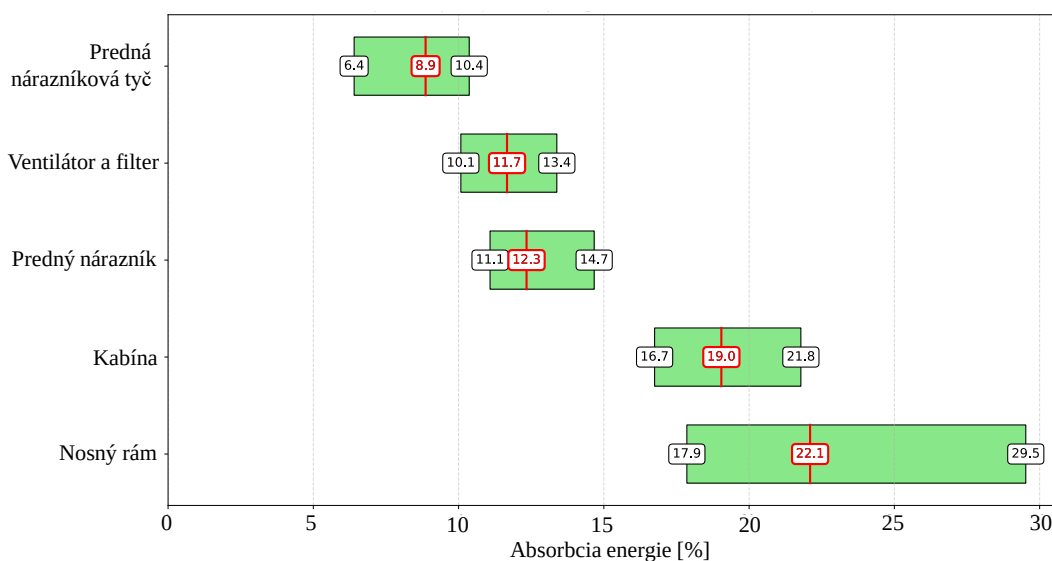
Pri vyhodnotení analýzy je možné zamerať sa na rôzne výstupy simulácií. V prípade hodnotenia účinnosti bariéry pri nárazovej skúške predstavuje kľúčový parameter najmä penetrácia vozidla za referenčnú čiaru bariéry. Táto hranica môže byť rozhodujúca, keďže v určitej vzdialenosti za ňou sa môže nachádzať riziková oblasť s vysokou koncentráciou osôb alebo s prítomnosťou kritickej infraštruktúry. Znalosť rozloženia penetrácie pri veľkom počte rôznych simulácií v rámci robustnostnej analýzy môže byť zásadná pre správny návrh bariéry. Výsledky penetrácie je možné vizualizovať vo forme histogramu. Takáto vizualizácia výsledkov robustnostnej analýzy je znázornená na *Obr. 121*. Zo získaných, hoci ilustračných, výsledkov bolo možné určiť, v koľkých percentách prípadov došlo k preniknutiu vozidla do rizikového priestoru. Ak by sa ako príklad rizikovej hranice zvolila vzdialenosť 2 m za bariérou, na základe výsledkov došlo k preniknutiu vozidla do tejto oblasti približne v 33 % prípadov. Ak by bol k dispozícii dostatočný počet návrhov, bolo by možné na základe aproximácie pravdepodobnostného rozdelenia výsledkov penetrácie stanoviť hodnotu pravdepodobnosti preniknutia do rizikovej oblasti.

V prípade, že by sa do návrhu bariéry nezasahovalo, je možné na základe rozloženia penetrácie stanoviť minimálnu bezpečnú vzdialenosť, v akej by mala byť bariéra umiestnená od kritického miesta. Na základe získaných výsledkov sa ako bezpečná javí vzdialenosť 4 m od kritického miesta, keďže pri žiadnej z analyzovaných simulácií nedošlo k preniknutiu vozidla za túto hranicu.



Obr. 121 Histogram penetrácie sledovaného bodu na vozidle za hranicu bariéry

Ďalším možným využitím výsledkov je analýza absorpcie energie jednotlivými časťami vozidla, ktorá poskytuje cenné informácie o mechanizme deformačného správania počas nárazu a o rozložení zaťaženia medzi štrukturálne prvky vozidla. Z hľadiska návrhu bariéry proti teroristickým útokom môže byť táto znalosť mimoriadne prínosná. Umožňuje identifikovať časti vozidla, ktoré najviac prispievajú k disipácii energie, a tým lepšie porozumieť, ako efektívne vozidlo absorbuje nárazovú energiu. Tieto poznatky môžu napomôcť optimalizácii tvaru a tuhosti bariéry tak, aby účinne zasiahla kľúčové oblasti vozidla, spomalila jeho pohyb a minimalizovala jeho penetráciu. Tým sa zvyšuje ochrana chráneného priestoru a zároveň sa znižuje riziko pre osoby a infraštruktúru. Päť častí, ktoré podľa získaných výsledkov absorbovali najväčšie množstvo energie, je na Obr. 122, ktorý ukazuje okrem priemerných hodnôt zobrazených červenou aj minimálne a maximálne absorpcie jednotlivých dielov zobrazených čiernou.



Obr. 122 Histogram penetrácie sledovaného bodu na vozidle za hranicu bariéry

ZÁVER

Táto diplomová práca sa zaoberala citlivosťou analýzou MKP modelu nárazovej skúšky nákladného vozidla kategórií N2A a N3D. Pred samotnou prípravou analýzy bolo potrebné sa oboznámiť so základnými funkciami modelu vozidla a jeho nastavením. Model umožňuje zmenu rôznych parametrov (rozmerových, hmotnostných a pod.), ktoré mohli výrazne ovplyvniť výsledok simulácie nárazovej skúšky. V rámci simulácií boli použité dva typy bariér (tuhá stena a deformovateľný stĺp) aby sa preskúmalo správanie modelu vozidla pri odlišných podmienkach nárazu a analyzoval sa vplyv jednotlivých bariérových konfigurácií na výsledky citlivostnej analýzy. Obe bariéry boli poskytnuté spoločnosťou SVS FEM.

Na vykonanie citlivostnej analýzy bol použitý softvér Optislang, v ktorom sa vytvoril blokový reťazec pre automatizáciu tvorby hodnôt parametrov, kontrolu okrajových podmienok a vyhodnotenie výsledkov. Rozsahy jednotlivých parametrov sa pôvodne plánovali určiť na základe reálnych údajov vozidlového parku v ČR, avšak tieto informácie (napr. rozmerové parametre z technických preukazov) neboli verejne prístupné. Z tohto dôvodu boli prevzaté hranice parametrov od spoločnosti SVS FEM a pre neurčené parametre sa aplikoval percentuálny rozptyl hodnôt. V prípade budúcej dostupnosti týchto údajov je možné výsledky diplomovej práce overiť a spresniť. Optislang využíval pri tvorbe návrhov pseudonáhodnú stratégiu LHS. Pseudonáhodnosť LHS schémy umožnila vytvárať kombinácie parametrov, ktoré odporovali skutočnosti alebo obsahovali prieniky medzi časťami modelu pred samotným výpočtom. Parametrický model vo svojej základnej podobe nebol schopný na tieto situácie reagovať. Z tohto dôvodu sa vytvorili podmienky, ktoré zabránili tieto návrhy spočítať, čím bol ušetrý výpočetný čas. Definovanie týchto podmienok má význam aj pre budúcich užívateľov tohto modelu. Simulovaná nárazová skúška vychádza z normy IWA 14 [18] a tá pracuje s prípustným rozsahom hmotností vozidla (vrátane nákladu). Pre priblíženie sa k hodnoteniu nárazovej skúšky podľa tejto normy dochádzalo ku kontrole hmotnosti pred výpočtom a v prípade nesplnenia bol tento návrh zahodený a výpočet neprebehol.

K vyhodnoteniu analýzy sa použila COP matica, ktorá sledovala citlivosť definovaných výstupov (napr. energie modelu vozidla, vzniknuté kontaktné sily, atď.) na vstupných parametroch (dĺžka, rázvor, hmotnosť nákladu, atď.). Na zabezpečenie dostatočne reprezentatívnej vzorky rôznych kombinácií parametrov (návrhov) bolo vytvorených aspoň 100 variantov simulácií. Keďže softvér Optislang nedokáže pri výpočte COP pracovať s celou krivkou priebehu, pre jej reprezentáciu bola vybraná charakteristická hodnota – konkrétne posledná hodnota, maximálna hodnota alebo plocha pod krivkou.

Citlivostná analýza pri zmene všetkých parametrov odhalila dominanciu pozdĺžnej rýchlosti vozidla nad ostatnými parametrami pri oboch použitých typoch bariér. Pre zlepšenie kvality výsledkov bol tento parameter následne nastavený ako konštantný. V ďalšej fáze analýzy sa ako významný faktor ovplyvňujúci výsledky ukázala hmotnosť nákladu. Aj tento parameter bol v poslednej sérii analýz fixovaný na konštantnú hodnotu. Okrem týchto úprav sa analýza ďalej zamerala výhradne na skupinu vozidiel kategórie N2A, čím sa minimalizoval vplyv veľkého rozsahu hmotností vozidiel u jednotlivých návrhov na výsledky citlivostnej analýzy. Absenciou dominantného parametra došlo k poklesu celkovej presnosti posudzovaných COP matic. U viacerých výstupov sledovaná hodnota presnosti nedosiahla požadované minimum. To predstavovalo spolu tri rozdielne citlivostné analýzy pre každú použitú bariéru. Na základe výsledkov získaných zo všetkých analýz však bolo možné identifikovať najdôležitejšie parametre ovplyvňujúce výsledky simulácií. Najväčšia citlivosť sa preukázala pri pozdĺžnej rýchlosti vozidla, hmotnosti nákladu a svetlej výške vozidla.

Okrem týchto parametrov bol významný vplyv zaznamenaný aj pri umiestnení nákladu v súradniciach X (pozdĺžny smer) a Y (zvislý), kondícii rámu, priemere kolies, dĺžke vozidla a prídavnej hmotnosti v kabíne. Pre nedostatočnú presnosť COP matice v analýze s konštantnou hmotnosťou nákladu síce nie je možné s úplnou istotou tvrdiť, že ostatné parametre nemajú žiaden vplyv na výsledky simulácií, avšak na základe získaných výsledkov je možné konštatovať, že ich vplyv je v porovnaní s hlavnými identifikovanými parametrami výrazne menší. Na základe výsledkov tejto citlivostnej analýzy by bolo do budúca vhodné zamerať sa na parametre, ktoré nevykazovali výraznú dominanciu. Vylúčením dominantných parametrov by sa otvoril väčší priestor na prepočítanie väčšieho počtu návrhov a tým aj na podrobnejšie posúdenie vplyvu menej výrazných parametrov. Zvýšením počtu simulácií by sa zároveň mohla dosiahnuť vyššia presnosť analýzy a presnejšia identifikácia citlivosti jednotlivých parametrov.

Mimo hodnotenia citlivosti návrhov sa v rámci analýzy skúmali aj ďalšie aspekty. Jedným z nich bola priechodnosť návrhov vzhľadom na stanovené podmienky, ktorá sa vo všetkých analýzach pohybovala na úrovni približne 4,5 %.

Ďalšou sledovanou oblasťou bola stabilita výpočtu. Analýzy odhalili nedostatky v definovaných podmienkach, keďže dochádzalo k problémom v podobe prieniku medzi zadnými pneumatikami a valníkovým nosníkom vozidla. Z tohto dôvodu bola definovaná nová podmienka, ktorá sa však v práci nestihla aplikovať. Tento problém sa vyskytol u menej ako 1 % všetkých vypočítaných návrhov. Aplikovanie tejto podmienky budúcim užívateľom zabezpečí, že nebude dochádzať v rámci modelu k žiadnym prienikom. Ďalším problémom bol výskyt "ustrelenia uzlu" (anglicky shooting nodes), ktorý znehodnotil získané výsledky a opäť sa objavil u menej ako 1 % návrhov. Tento jav sa opakovane vyskytoval len na deformačnej časti motora. U niektorých návrhov došlo k zlyhaniu výpočtu v dôsledku negatívneho objemu na deformačnej časti motora, čo sa prejavilo u 1,5 % všetkých návrhov. Na základe týchto informácií je možné predpokladať, že táto časť modelu je problematická. Celková stabilita modelu bola vo všetkých vykonaných analýzach veľmi dobrá, pričom dosahovala úroveň 98 % úspešne spočítaných návrhov zo všetkých prípadov, ktoré prešli filtráciou z hľadiska reálnosti.

Ďalším sledovaným aspektom bol výpočetný čas. V úvodných fázach vypracovania práce nebol MKP výpočet nastavený optimálne, a preto nebolo možné hodnotiť jeho čas. Posledné tri analýzy využili double precision SMP metódu, ktorá paralelne počítala 10 výpočtov na 5 jadrách procesora v LS-DYNA R13. Rozloženie výpočtového času ukázalo, že väčšina návrhov sa dopočítala do 15 hodín, čo poukazuje na vysokú náročnosť tejto analýzy z hľadiska výpočtového času.

Taktiež sa sledovalo správanie pri zrážke na základe použitých bariér. Hlavný rozdiel medzi použitím tuhej steny a deformovateľného stĺpu ako bariéry spočíval v častiach vozidla, ktoré sa priamo zúčastňovali zrážky. Zatiaľ čo pri tuhej stene sa do kontaktu dostala celá predná vonkajšia časť vozidla, pri stĺpe záležalo na svetlej výške vozidla. Najčastejšie išlo o predný nárazník, v určitých prípadoch aj v kombinácii s kabínou vozidla. Pri skúmaní správania sa odhalili aj jeho odchýlky. Pri použití oboch bariér dochádzalo k skrúteniu rámu. Tento fenomén bol spôsobený nákladom vozidla, ktorý je v MKP modeli pevne spojený s valníkovými nosníkmi. V tomto prípade došlo k uchyteniu nákladu len na jednom z nosníkov, čo spôsobilo, že po zrážke sa náklad mal tendenciu pohybovať a marená kinetická energia vytvorila deformáciu rámu. Ďalšia odchýlka vznikla pri náraze do stĺpu, keď došlo k jeho dostatočne veľkej deformácii, ktorá spôsobila, že sa vozidlo dostalo za bariéru a nekontrolovane sa pohybovalo za ňou. Za túto situáciu bola zodpovedná vysoká pozdĺžna rýchllosť.

Pri použití konštantnej rýchlosti $48 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ sa vozidlo v určitých prípadoch dostalo za bariéru, ale zakaždým sa na nej zastavilo. Skúmanie výsledkov odhalilo, že vplyv na tento jav mala svetlá výška vozidla.

V rámci jednotlivých analýz sa sledovala aj vnútorná energia častí modelu. Ide o energiu, ktorú teleso absorbuje pri zrážke. Na účely hodnotenia sa počítala priemerná absorpcia energie, definovaná ako pomer vnútornej energie danej časti k celkovej vnútornej energii modelu, pričom výsledky sa následne priemerovali naprieč všetkými návrhmi. Náraz do tuhej steny a deformovateľného stĺpu priniesol rozdielne výsledky, čo bolo spôsobené odlišnými priebehmi zrážky. V oboch prípadoch absorboval najviac energie nosný rám vozidla, avšak rozdiel nastal v percentuálnom rozdelení absorpcie. Zatiaľ čo pri náraze do tuhej steny tvorila absorpcia rámom približne 50 %, pri náraze do deformovateľného stĺpu klesla na polovicu tejto hodnoty. Ďalšie významne namáhané časti pri náraze do steny sa nachádzali v prednej časti vozidla, predovšetkým kabína, nárazník a časti ventilátora a filtra. Pri náraze do stĺpu bolo najviac namáhané upevnenie motora k rámu. Príčiny rozdielov v absorpcii energie boli identifikované sledovaním správania vozidla počas zrážky. Zistilo sa, že motor bol pri náraze do bariéry zastavený výrazne skôr ako ostatné časti vozidla. Významná absorpcia energie sa prejavila aj u častí, ktoré sa nachádzali v priamom smere pôsobenia bariéry, ako bol predný nárazník, jeho nosná tyč, ventilátor, filter a podobne. Použitie konštantných parametrov, ako sú pozdĺžna rýchlosť a hmotnosť nákladu, a zameranie sa výhradne na skupinu N2A (kapitola 6), nemalo výrazný vplyv na rozloženie vnútornej energie. Percentuálne rozdelenie absorpcie sa zachovalo naprieč všetkými analýzami, pričom u niektorých častí boli zaznamenané len mierne oscilácie výsledkov.

Finálna fáza diplomovej práce sa zamerala na robustnostnú analýzu, ktorá bola realizovaná nad rámec pôvodne stanovených cieľov práce. Tento typ analýzy umožňuje sledovať vplyv variability vozidlového parku na zádržnú funkciu bariéry. Keďže sa nepodarilo získať reálne údaje o nákladných vozidlách kategórií N2A a N3D v Českej republike, posledná kapitola práce slúžila primárne ako metodický návod pre budúcich užívateľov MKP modelu. Ako predloha bariéry bol zvolený sploštený kužeľ, ktorý sa nachádza na Dominikánskom námestí v Brne. Úvaha o jeho použití nadväzovala na trend využívania bariér s estetickou funkciou v zahraničí. Predlohou upevnenia sa stala chemická kotva, pričom v MKP výpočte bola reprezentovaná prútmi rozmiestnenými po spodnej časti bariéry v dvoch radoch (celkovo 10 prútov). Priemer prútov bol stanovovaný iteratívne s cieľom zabezpečiť, aby vozidlo nepreniklo za bariéru. Pri robustnostnej analýze sa zohľadnili iba parametre, ktoré sa ukázali ako významné pri predchádzajúcej analýze citlivosti. Pre tieto parametre bolo nastavené normálne rozdelenie so strednou hodnotou zhodnou s referenčnou hodnotou intervalu. Na základe obmedzeného počtu realizovaných simulácií nebolo možné vykonať robustnostnú analýzu s dostatočnou spoľahlivosťou záverov. Bol však navrhnutý metodický prístup, ktorý umožní realizáciu takejto analýzy pri dostupnosti väčšieho množstva dát v budúcnosti. Kľúčovým výstupom pre hodnotenie účinnosti bariéry je penetrácia vozidla za referenčnú čiaru, ktorej rozloženie možno využiť na odhad rizika prieniku do chráneného priestoru. Analýza absorpcie energie jednotlivými časťami vozidla zároveň poskytuje cenné informácie o mechanizme deformácie a môže prispieť k optimalizácii tvaru a tuhosti bariéry. Tieto poznatky sú zásadné pre návrh účinnej ochrany osôb a kritickej infraštruktúry.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] HOUSER, Ryan Scott. Democratization of terrorism: an analysis of vehicle-based terrorist events. Online. 2022, roč. 7, č. 1. ISSN 2397-5776. Dostupné z: <https://doi.org/10.1136/tsaco-2022-000964>. [cit. 2025-03-17].
- [2] KIESEL, Stevie. *Driven to Extremes: Vehicle Ramming as a Terrorist Tactic*. Online. The Pandora Report. 2020. Dostupné z: <https://pandorareport.org/2020/11/06/driven-to-extremes-vehicle-ramming-as-a-terrorist-tactic/>. [cit. 2025-03-17].
- [3] *Dozens injured in suspected car-ramming attack in Munich*. Online. BBC. 2025, <https://www.bbc.com/>. Dostupné z: <https://www.bbc.com/news/articles/czdl6594835o>. [cit. 2025-04-15].
- [4] *What we know about the deadly Christmas market attack in Germany*. Online. AP News. 2024. Dostupné z: <https://apnews.com/article/germany-christmas-market-attack-magdeburg-c28c6ed42c7d1692798a28d2aba47514>. [cit. 2025-03-17].
- [5] ŠEBÍK, Marek a Zuzana KODAJKOVÁ. Generic vehicle model N2A & N3D. Ispra [online]. 2023 [cit. 2024-05-22]. ISSN 978-92-68-09590-4. Dostupné z: [doi:10.2760/968550](https://doi.org/10.2760/968550).
- [6] European Commission: Joint Research Centre, Andrae, M., Markovic, D., Schumacher, R., Karlos, V. et al., Methodology for numerical simulations of vehicle impact on security barriers considering soil-barrier interaction, Publications Office of the European Union, 2024, <https://data.europa.eu/doi/10.2760/33565>
- [7] LA TORRE, Francesca; DOMENICHINI, Lorenzo; MEOCCI, Monica; NOCENTINI, Alessandro a MORANO, Salvatore Giacomo. Evaluation of the vehicle/safety barrier/sign support interaction by means of FEM simulations. Online. *International Journal of Crashworthiness*. 2014, roč. 20, č. 2, s. 123-133. ISSN 1358-8265. Dostupné z: <https://doi.org/10.1080/13588265.2014.982272>. [cit. 2025-03-12].
- [8] YUMRUTAS, Halil Ibrahim; OZCANAN, Sedat; APAK, Mustafa Yurdabal a ANWER, Mohammed Jalil. Experimental and numerical comparative crashworthiness analysis of innovative renewable hybrid barrier with conventional roadside barriers. Online. *International Journal of Crashworthiness*. 2023, roč. 28, č. 3, s. 334-350. ISSN 1358-8265. Dostupné z: <https://doi.org/10.1080/13588265.2022.2075124>. [cit. 2025-03-12].
- [9] LS-DYNA® Keyword user's manual: Volume II. Online. LS-DYNA R13. Livermore Software Technology, AN ANSYS COMPANY, 2021. [cit. 2024-11-13].
- [10] SENNAH, Khaled a HEDJAZI, Saman. Structural qualification of a developed GFRP-reinforced TL-5 concrete bridge barrier using vehicle crash testing. Online. *International Journal of Crashworthiness*. 2018, roč. 24, č. 3, s. 296-313. ISSN 1358-8265. Dostupné z: <https://doi.org/10.1080/13588265.2018.1480582>. [cit. 2025-03-12].

- [11] JAŻWIŃSKI, Jarosław. Anti-terrorist protection of public facilities and critical infrastructure against attacks with motor vehicles. Online. *Terroryzm*. 2023, roč. 2023, č. 3 (3), s. 361-409. ISSN 2720-4383. Dostupné z: <https://doi.org/10.4467/27204383TER.23.011.17451>. [cit. 2025-03-12].
- [12] DEKRA. [KURZDOKU] - Wie sicher sind Antiterror Betonsperren? Online. YouTube. 2018. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=3YIvzmdcZ84&t=272s>. [cit. 2025-04-08].
- [13] ZHOU, Yaneng; REESE, Lynsey; QIU, Tong a RADO, Zoltan. Field test and numerical modeling of vehicle impact on a boulder with impact-induced fractures. Online. *International Journal of Protective Structures*. 2016, roč. 7, č. 1, s. 3-17. ISSN 2041-4196. Dostupné z: <https://doi.org/10.1177/2041419615622725>. [cit. 2025-03-16].
- [14] REESE, Lynsey; QIU, Tong; LINZELL, Daniel; O'HARE, Edward a RADO, Zoltan. Field Tests and Numerical Modeling of Vehicle Impacts on a Boulder Embedded in Compacted Fill. Online. *International Journal of Protective Structures*. 2014, roč. 5, č. 4, s. 435-451. ISSN 2041-4196. Dostupné z: <https://doi.org/10.1260/2041-4196.5.4.435>. [cit. 2025-04-11].
- [15] YOO, Tae Kwang; QIU, Tong; REESE, Lynsey a RADO, Zoltan. Field testing and numerical investigation of streetscape vehicular anti-ram barriers under vehicular impact using FEM-only and coupled FEM-SPH simulations. Online. *International Journal of Protective Structures*. 2016, roč. 7, č. 2, s. 213-231. ISSN 2041-4196. Dostupné z: <https://doi.org/10.1177/2041419616652527>. [cit. 2025-03-16].
- [16] BRUNNABEND, Luis; HABTEMARIAM, Abinet K; FISCHER, Kai a STOLZ, Alexander. Hazard area assessment of vehicles running over vehicle security barriers using finite element method combined with stochastic analysis. Online. *International Journal of Protective Structures*. ISSN 2041-4196. Dostupné z: <https://doi.org/10.1177/20414196241271463>. [cit. 2025-03-16].
- [17] AKYÜREK, Turgut. Analysis and simplified modelling of simulation of tests for medium-duty truck collision with twin anti-ram bollards. Online. *International Journal of Crashworthiness*. 2020, roč. 25, č. 5, s. 555-580. ISSN 1358-8265. Dostupné z: <https://doi.org/10.1080/13588265.2019.1626530>. [cit. 2025-03-16].
- [18] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION [ISO]. IWA 14-1:2013, *Vehicle security barriers Part 1: Performance requirement, vehicle impact test method and performance rating*.
- [19] COMITÉE EUROPÉEN DE NORMALISATION [CEN]. TNI CEN/TR 16303-3, *Road restraint systems - Guidelines for computational mechanics of crash testing against vehicle restraint system - Part 3: Test Item Modelling and Verification*.
- [20] LS-DYNA® Keyword user's manual: Volume I. Online. LS-DYNA R13. Livermore Software Technology, AN ANSYS COMPANY, 2021. [cit. 2024-11-13].
- [21] *Methods for multi-disciplinary optimization and robustness analysis*. Online. Dynardo GmbH, 2010. [cit. 2024-11-24].

- [22] *OPTISLANG - THE OPTIMIZING STRUCTURAL LANGUAGE*. Online. Version 3.2.3. DynardoGmbH, 2013. [cit. 2024-11-24].
- [23] *Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments*. 3rd edition. Wiley series in probability and statistics. Hoboken, N.J.: John Wiley, c2009. ISBN 978-0-470-17446-3.
- [24] *B6.7 for Medium-Duty Truck (2021)*. Online. 2021. Dostupné z: <https://www.cummins.com/engines/b67-2021>. [cit. 2025-01-07].
- [25] LS-DYNA® Theory Manual, 2006. California: Livermore Software Technology Corporation. ISBN 0-9778540-0-0.
- [26] TECHNICAL COMMITTEE ISO/TC 292. ISO 22343-1:2023, *Security and resilience — Vehicle security barriers Part 1: Performance requirement, vehicle impact test method and performance rating*.
- [27] *Kužely před Novou radnicí (Tomáš Pavlacký a Michael Gabriel)*. Online. Gotobrnno.cz. 2023. Dostupné z: <https://www.gotobrnno.cz/misto/kuzely-pred-novou-radnici-tomas-pavlacky-a-michael-gabriel/>. [cit. 2025-02-23].
- [28] *Ovako S355J2 S355J2(M) Steel, +AR*. Online. MatWeb. 2025. Dostupné z: <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=3c36b268408a4cc1ae7f789bd605d6c6&ckck=1>. [cit. 2025-03-30].

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

$CGRCLR$	[mm]	Svetlá výška vozidla
COD	[-]	Koeficient determinácie
COP	[-]	Koeficient prognózy
$CRGXPOS$	[mm]	Pozícia nákladu v pozdĺžnom smere
$CRGXSIZ$	[mm]	Rozmer nákladu v pozdĺžnom smere
$CRGYPOS$	[mm]	Pozícia nákladu v priečnom smere
$CRGYSIZ$	[mm]	Rozmer nákladu v priečnom smere
E_{damp}	[J]	Tlmiaca energia MKP modelu
E_{hg}	[J]	Hourglass energia MKP modelu
E_{int}	[J]	Vnútoraná energia MKP modelu
E_{int}^0	[J]	Počiatočná vnútorná energia MKP modelu
E_{kin}	[J]	Kinetická energia MKP modelu
E_{kin}^0	[J]	Počiatočná kinetická energia MKP modelu
e_{ratio}	[-]	Energetický pomer
E_{rw}	[J]	Energia tuhej steny
E_{total}	[J]	Celková energia MKP modelu
E_{total}^0	[J]	Počiatočná celková energia MKP modelu
SS_E	[-]	Nevysvetlená variabilita modelu
SS_E^{pred}	[-]	Súčet štvorcov chýb predikcie
SS_T	[-]	Ekvivalent celkovej variability sledovaného výstupu
$VEHL$	[mm]	Dĺžka vozidla
W_{ext}	[J]	Vonkajšia práca MKP modelu
$WHBASE$	[mm]	Rázvor vozidla
$WHODIA$	[mm]	Priemer kolesa vozidla
$WHTRCK$	[mm]	Rozchod vozidla

ZOZNAM PRÍLOH

Príloha 1 – COP Matica pre náraz do tuhej steny.....	I
Príloha 2 – COP Matica pre náraz do deformovateľného stĺpu.....	II
Príloha 3 – COP Matica pre náraz do tuhej steny – konštantná rýchlosť.....	III
Príloha 4 – COP Matica pre náraz do deformovateľného stĺpu - konštantná rýchlosť.....	IV
Príloha 5 – COP Matica pre náraz do tuhej steny – konštantná hmotnosť.....	V
Príloha 6 – COP Matica pre náraz do deformovateľného stĺpu - konštantná hmotnosť.....	VI

PRÍLOHA 1 – COP MATICA PRE NÁRAZ DO TUHEJ STENY

Vyhodnotenie COP matrice																								
Sledované výstupy	Parametre																							
	Dĺžka vozidla	Hmotnosť boxu 1	Hmotnosť boxu 3	Hmotnosť boxu 4	Hmotnosť boxu 5	Hmotnosť nákladu	Horný doraz prednej pružiny	Kondícia rámu	Poloha nákladu v X	Poloha zadného nárazníka v Y	Prámer koliesa	Pružina prednej napravy	Pridaná hmotnosť do kabíny	Rozchod kolies	Rýchlosť vozidla	Spodný doraz prednej pružiny	Thmele torznej pružiny	Thmele torznej napravy	Tuhosť torznej napravy	Velkosť nákladu v X	Velkosť nákladu v Y	Velkosť nákladu v Z	Celková	
Zrýchlenie v X [MAX]																								63.1
Posunutie v X [MAX]																								31.5
Zrýchlenie v X [MAX]																								99.9
Posunutie v Y [MAX]																								23.6
Zrýchlenie v Y [MAX]																								29.8
Posunutie v Z [MAX]																								50.2
Zrýchlenie v Z [MAX]																								42.6
Posunutie v Z [MAX]																								31.4
Zrýchlenie v Z [MAX]																								96.8
Energetický pomer																								56.5
Maximálne pretvorenie na zadnej časti rámu																								70.2
Maximálne pretvorenie na prednej časti rámu																								81.3
Celkový impulz sily medzi bariér a vozidlom																								99.1
Celková sila medzi bariér a vozidlom [MAX]																								99.3
Impulz sily medzi bariér a vozidlom v X																								99.1
Sila medzi bariér a vozidlom v X [MAX]																								99.3
Impulz sily medzi bariér a vozidlom v Y																								99.1
Sila medzi bariér a vozidlom v Y [MAX]																								99.3
Impulz sily medzi bariér a vozidlom v Z																								62.0
Sila medzi bariér a vozidlom v Z [MAX]																								73.9
Celkový impulz sily medzi cestou a vozidlom																								73.7
Celková sila medzi cestou a vozidlom [MAX]																								91.7
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v X																								54.6
Sila medzi cestou a vozidlom v X [MAX]																								15.8
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v Y																								64.4
Sila medzi cestou a vozidlom v Y [MAX]																								9.1
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v Z																								49.2
Sila medzi cestou a vozidlom v Z [MAX]																								42.0
Timiaca energia [LAST]																								51.4
Celková energia [LAST]																								71.8
Vonkajšia práca [LAST]																								5.7
Vnútna energia [LAST]																								57.8
Kinetická energia [MAX]																								100.0
Kontaktná energia [LAST]																								99.8
Energia pružiny a tlmičov [LAST]																								28.8
Silačenie nosného rámu [MAX]																								99.3
Penetrácia [MAX]																								99.9
																								89.9
																								77.0
																								90.1
																								95.2

PRÍLOHA 2 - COP MATICA PRE NÁRAZ DO DEFORMOVATEĽNÉHO STĽPU

Vyhodnotenie COP matice										Parametre									
Zrýchlenie v X [MAX]	5.2									5.6	8.5								
Posunutie v X [MAX]																			
Rýchlosť v X [MAX]																			
Zrýchlenie v Y [MAX]										4.3									
Posunutie v Y [MAX]																			
Rýchlosť v Y [MAX]																			
Zrýchlenie v Z [MAX]																			
Posunutie v Z [MAX]																			
Rýchlosť v Z [MAX]																			
Energetický pomer																			
Maximálne pretvorenie na zadnej časti rámu																			
Maximálne pretvorenie na prednej časti rámu																			
Celkový impulz sily medzi bariérou a vozidlom																			
Celková sila medzi bariérou a vozidlom [MAX]																			
Impulz sily medzi bariérou a vozidlom v X																			
Sila medzi bariérou a vozidlom v X [MAX]																			
Impulz sily medzi bariérou a vozidlom v Y																			
Sila medzi bariérou a vozidlom v Y [MAX]																			
Impulz sily medzi bariérou a vozidlom v Z																			
Sila medzi bariérou a vozidlom v Z [MAX]																			
Celkový impulz sily medzi cestou a vozidlom																			
Celková sila medzi cestou a vozidlom [MAX]																			
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v X																			
Sila medzi cestou a vozidlom v X [MAX]																			
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v Y																			
Sila medzi cestou a vozidlom v Y [MAX]																			
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v Z																			
Sila medzi cestou a vozidlom v Z [MAX]																			
Titulacia energia [LAST]																			
Celková energia [LAST]																			
Vonkajšia práca [LAST]																			
Vnútorá energia [LAST]																			
Kinetická energia [MAX]																			
Konkinetická energia [LAST]																			
Energia pružín a tlmičov [LAST]																			
Silacenie nosného rámu [MAX]																			
Penetrácia [MAX]																			
Dĺžka vozidla																			
Hmotnosť pri zaobehnutí																			
Hmotnosť boxu 1																			
Hmotnosť boxu 3																			
Hmotnosť boxu 4																			
Hmotnosť boxu 5																			
Hmotnosť motora																			
Hmotnosť prevodovky																			
Hmotnosť nákladu																			
Hmotnosť doraz prednej pružiny																			
Hmotnosť doraz zadnej pružiny																			
Kondícia rámu																			
Pokáža nákladu v X																			
Pokáža nákladu v Y																			
Pokáža nákladu v Z																			
Pružina prednej pružiny																			
Pružina zadnej pružiny																			
Rýchlosť kolies																			
Rýchlosť doraz prednej pružiny																			
Rýchlosť doraz zadnej pružiny																			
Spodný doraz prednej pružiny																			
Spodný doraz zadnej pružiny																			
Skáľka výška																			
Trmite toznej pružiny																			
Trmite prednej pružiny																			
Trmite zadnej pružiny																			
Tlmosť toznej pružiny																			
Tlmosť zadnej pružiny																			
Velkosť nákladu v X																			
Velkosť nákladu v Y																			
Velkosť nákladu v Z																			
Celkovo																			

PRÍLOHA 3 - COP MATICA PRE NÁRAZ DO TUHEJ STENY – KONŠTANTNÁ RÝCHLOSŤ

[illegible]

PRÍLOHA 4 - COP MATICA PRE NÁRAZ DO DEFORMOVATEĽNÉHO STĽPU – KONŠTANTNÁ RÝCHLOSŤ

Sledované výstupy	Vyhodnotenie COP matice										Parametre									
	2.0	3.1	3.9	6.3	3.2	3.2	6.8	13.8	6.3	3.2	6.1	88.0	8.1	4.0	5.8	3.3	27.1	92.1	20.2	
Zrýchlenie v X [MAX]			3.9																	
Posunutie v X [MAX]			4.1																	
Zrýchlenie v X [MAX]			8.2																	
Posunutie v Y [MAX]			14.2																	
Posunutie v Y [MAX]			7.3																	
Zrýchlenie v Y [MAX]			12.9																	
Posunutie v Z [MAX]			9.7																	
Zrýchlenie v Z [MAX]			8.1																	
Posunutie v Z [MAX]			52.7																	
Energetický pomer			47.8																	
Maximálne pretvorenie na zadnej časti rámu			4.7																	
Maximálne pretvorenie na prednej časti rámu			86.4																	
Celkový impulz sily medzi bariérou a vozidlom			3.5																	
Celková sila medzi bariérou a vozidlom v X			21.4																	
Sila medzi bariérou a vozidlom v X [MAX]			8.2																	
Impulz sily medzi bariérou a vozidlom v Y			36.9																	
Sila medzi bariérou a vozidlom v Y [MAX]			9.4																	
Impulz sily medzi bariérou a vozidlom v Z																				
Sila medzi bariérou a vozidlom v Z [MAX]																				
Celkový impulz sily medzi cestou a vozidlom																				
Celková sila medzi cestou a vozidlom [MAX]																				
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v X																				
Sila medzi cestou a vozidlom v X [MAX]																				
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v Y																				
Sila medzi cestou a vozidlom v Y [MAX]																				
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v Z																				
Sila medzi cestou a vozidlom v Z [MAX]																				
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v X																				
Sila medzi cestou a vozidlom v X [MAX]																				
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v Y																				
Sila medzi cestou a vozidlom v Y [MAX]																				
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v Z																				
Sila medzi cestou a vozidlom v Z [MAX]																				
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v X																				
Sila medzi cestou a vozidlom v X [MAX]																				
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v Y																				
Sila medzi cestou a vozidlom v Y [MAX]																				
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v Z																				
Sila medzi cestou a vozidlom v Z [MAX]																				
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v X																				
Sila medzi cestou a vozidlom v X [MAX]																				
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v Y																				
Sila medzi cestou a vozidlom v Y [MAX]																				
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v Z																				
Sila medzi cestou a vozidlom v Z [MAX]																				
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v X																				
Sila medzi cestou a vozidlom v X [MAX]																				
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v Y																				
Sila medzi cestou a vozidlom v Y [MAX]																				
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v Z																				
Sila medzi cestou a vozidlom v Z [MAX]																				
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v X																				
Sila medzi cestou a vozidlom v X [MAX]																				

PRÍLOHA 5 - COP MATICA PRE NÁRAZ DO TUHEJ STENY – KONŠTANTNÁ HMOTNOSŤ

[illegible]

PRÍLOHA 6 - COP MATICA PRE NÁRAZ DO DEFORMOVATEĽNÉHO STĽPU – KONŠTANTNÁ HMOTNOSŤ

Vyhodnotenie COP matice

Zrýchlenie v X [MAX]	8.7	9.3	9.5	9.6	15.9
Posunutie v X [MAX]	88.8				88.8
Rýchlosť v X [MAX]	9.0	6.0			7.6
Zrýchlenie v Y [MAX]	18.3				16.2
Posunutie v Y [MAX]					56.2
Rýchlosť v Y [MAX]		20.4			25.2
Zrýchlenie v Z [MAX]	7.9	15.5			12.2
Posunutie v Z [MAX]	55.6				74.8
Rýchlosť v Z [MAX]	73.4				59.6
Energetický pomer	3.7				74.8
Maximálne pretvorenie na zadnej časti rámu		0.9			52.9
Maximálne pretvorenie na prednej časti rámu		10.7			27.5
Celkový impulz sily medzi barierou a vozidlom		2.8			38.8
Celková sila medzi barierou a vozidlom [MAX]		20			77.9
Impulz sily medzi barierou a vozidlom v X		10.9			52.1
Sila medzi barierou a vozidlom v X [MAX]		16.8			30.4
Impulz sily medzi barierou a vozidlom v Y		0.7			51.7
Sila medzi barierou a vozidlom v Y [MAX]		17.3			32.6
Impulz sily medzi barierou a vozidlom v Z		11.5			40.1
Sila medzi barierou a vozidlom v Z [MAX]		13.0			58.4
Celkový impulz sily medzi cestou a vozidlom		11.7			47.4
Celková sila medzi cestou a vozidlom [MAX]		13.9			56.5
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v X		13.1			51.0
Sila medzi cestou a vozidlom v X [MAX]		18.7			20.9
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v Y		3.0			21.4
Sila medzi cestou a vozidlom v Y [MAX]		7.2			21.0
Impulz sily medzi cestou a vozidlom v Z		10.0			34.9
Sila medzi cestou a vozidlom v Z [MAX]		17.4			88.4
Celková energia [LAST]					42.6
Celková energia [LAST]					100.0
Vonkajšia práca [LAST]					64.2
Vnútorná energia [LAST]					63.5
Kinetická energia [MAX]					67.5
Kontaktná energia [LAST]					99.4
Energia pružín a tlmičov [LAST]					75.0
Skladanie nosného rámu [MAX]					61.3
Penetrácia [MAX]					65.2
Dĺžka vozidla					87.0
Doraz pružiny pri zaistení					
Hmotnosť boxu 1					
Hmotnosť boxu 3					
Hmotnosť boxu 4					
Hmotnosť boxu 5					
Hmotnosť motora					
Horný doraz prevodovky					
Horný doraz zadnej pružiny					
Kondícia rámu					
Pobeh nákladu v X					
Pobeh zadného nárazníka v Z					
Pružina prednej pružiny					
Pružina zadnej pružiny					
Pridaná hmotnosť do kabíny					
Ráčhod kolies					
Rázvor kolies					
Spodný doraz prednej pružiny					
Spodný doraz zadnej pružiny					
Strela výška					
Time zadnej pružiny					
Time prednej pružiny					
Time doraz pružiny					
Velkosť nákladu v X					
Velkosť nákladu v Y					
Velkosť nákladu v Z					
Celkový					

Sledované výstupy