



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



ÚSTAV SOUDNÍHO INŽENÝRSTVÍ
INSTITUT OF FORENSIC ENGINEERING

KOMPATIBILITA VOZIDEL PŘI ČELNÍM STŘETU

COMPATIBILITY OF VEHICLES IN A FROATAL COLLISION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Ing. JIŘÍ VAŠÍČEK

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. TOMÁŠ COUFAL

BRNO 2013

Zadání VŠKP - Zde bude vloženo zadání.

Druhá strana zadání.

Abstrakt (vzor)

Práce jako celek pojednává o kompatibilitě vozidel při čelním střetu. V první části je rozebrána kompatibilita z různých úhlů pohledu. Jsou zde uvedeny fyzikální procesy používané při mechanice čelního nárazu. Druhá část je zaměřena na řešení kompatibility vozidel při čelním nárazu pomocí crash analýzy řešené metodou konečných prvků. Jednak jsou zde popsány nárazy vozidel různých vozidlových tříd (malé automobily, nižší střední třída, Pick up/SUV) do pevné bariéry podle US NCAP. Dále je zde simulován čelní střet vozidel těchto vozidlových tříd. V závěru jsou ukázány možnosti využití dat z cash testů ke stanovení EES.

Abstract

Thesis deals with the compatibility of vehicles in a frontal collision. The first section discusses about compatibility from different views. There are the physical processes used in the mechanics of impact. The second part is focused on solving the compatibility of vehicles in a frontal collision by crash analysis using the finite element method. Firstly there are described collisions of vehicles from different vehicle classes (small cars, lower middle class, Pick up / SUV) into the fixed barrier by the US NCAP. Furthermore there are simulated head-on collisions of vehicles from different vehicle classes. In the end there is shown the possibility of using data from crash tests to determine the EES.

Klíčová slova

Kompatibilita vozidel, čelní náraz, velikostní třídy vozidel, hybnosti vozidel, velikost deformací, ekvivalentní nárazová rychlost, EES, mechanika při čelním nárazu, fyzikální principy při rázu, simulace, MKP.

Keywords

Compatibility of vehicles, frontal collision, vehicle size classes, momentum of vehicles, size of deformations, Energy Equivalent Speed, EES, mechanic in a frontal collision, physical principles during collision, simulation, FEM.

Bibliografická citace

VAŠÍČEK, J. *Kompatibilita vozidel při čelním střetu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2013. 87 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Tomáš Coufal.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci zpracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité informační zdroje.

V Brně dne

.....

podpis diplomanta

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat mému vedoucímu Ing. Tomáši Coufalovi za odborné vedení a cenné rady a upomínky, bez kterých by tato práce nemohla vzniknout. Dále bych chtěl poděkovat svojí rodině, která mě po celou dobu studia podporovala.

OBSAH

SEZNAM ZKRATEK	9
0 ÚVOD	10
1 KOMPATIBILITA VOZIDEL PŘI ČELNÍM STŘETU	11
1.1 Kompatibilita hmotností	12
1.2 Kompatibilita tuhostí	12
1.2.1 Zvýšením tuhosti lehčího vozidla	13
1.2.2 Snížením tuhosti těžšího vozidla	15
1.3 Kompatibilita geometrie	18
1.4 Kompatibilita mezi třídami vozidel	18
2 VYTYČENÍ FYZIKÁLNÍCH PRINCIPŮ POUŽÍVANÝCH PŘI MECHANICE ČELNÍHO NÁRAZU	20
2.1 Základní veličiny mechaniky	20
2.2 Newtonovy pohybové zákony	24
2.2.1 První pohybový zákon – Zákon setrvačnosti	24
2.2.2 Druhý pohybový zákon – Zákon síly	24
2.2.3 Třetí pohybový zákon – Zákon akce a reakce	25
2.3 Zákony zachování	25
2.3.1 Zákon zachování hybnosti	25
2.3.2 Zákon zachování momentu hybnosti	26
2.3.3 Zákon zachování energie	26
2.4 Ráz těles	27
2.4.1 Příčný centrický ráz	29
2.4.2 Excentrický ráz	31
2.5 Mechanismus nárazu vozidla	33
2.5.1 Náraz na tuhou nedeformovatelnou bariéru	33
2.5.2 Čelní střet dvou vozidel	37

3	METODA ŘEŠENÍ A POUŽITÝ SOFTWARE.....	40
3.1	Metoda řešení	40
3.1.1	<i>Explicitní vs. implicitní integrační schéma.....</i>	41
3.2	Software.....	43
3.2.1	<i>HyperWorks.....</i>	43
3.2.2	<i>HyperWorks Desktop.....</i>	44
3.2.3	<i>HyperMesh</i>	44
3.2.4	<i>HyperView</i>	45
3.2.5	<i>RADIOSS.....</i>	46
3.2.6	<i>HyperGraf.....</i>	47
3.2.7	<i>HyperCrash</i>	47
4	ŘEŠENÍ KOMPATIBILITY POMOCÍ MKP	48
4.1	Vznik konečně prvkových modelů	48
4.2	Simulace čelního nárazu vozidel do tuhé bariéry	52
4.2.1	<i>Simulace čelního nárazu vozidla Dodge Neon.....</i>	52
4.2.2	<i>Simulace čelního nárazu vozidla Geo Metro.....</i>	57
4.2.3	<i>Simulace čelního nárazu vozidla Chevrolet C2500.....</i>	59
4.2.4	<i>Srovnání simulací nárazů jednotlivých automobilů</i>	61
4.3	simulace čelního střetu vozidel.....	64
4.3.1	<i>Simulace čelního střetu vozidel Geo Metro a Dodge Neon.....</i>	64
4.3.2	<i>Simulace čelního střetu vozidel Chevrolet C2500 a Geo Metro</i>	70
4.3.3	<i>Simulace čelního střetu vozidel Neon a Chevrolet C2500</i>	74
4.3.4	<i>Simulace čelního střetu vozidel Neon a Neon</i>	78
4.4	stanovení deformační energie z reálných nehod.....	82
5	ZÁVĚR	85
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ,.....	86

SEZNAM ZKRATEK

FEM/MKP	Final Element Method	Metoda Konečných Prvků
OBD	Offset Deformace Barrier	Odsazená Deformovatelná Bariéra
SUV	Sport Utility Vehicle	Sportovní Užitkové Vozidlo
MPV	Multi Purpose Vehicle	více účelové vozidlo
KP		Konečně Prvková
EES	Energy Equivalent Spead	Energeticky Ekvivalentní rychlost

0 ÚVOD

V minulých letech automobiloví výrobci ve snaze splnit legislativní podmínky pro pasivní bezpečnost a za účelem obstát v různých hodnotících programech (př. EURO NCAP) podstatně zlepšili ochranu svých vlastních pasažérů, která je nazývána jako vlastní ochrana vozidel proti nárazu. Pro budoucí zvýšení bezpečnosti vozidel v silničním provozu je třeba se také zabývat ochranou pasažérů ve vozidle spoluúčastnicím se střetu, což je partnerská ochrana. Tento přístup je obecně nazýván kompatibilitou.

V posledních letech byl zaznamenán značný nárůst prodeje vozů SUV a MPV. Vzhledem k jejich velikosti, vyšší hmotnosti a tuhosti byl také zaznamenán nárůst smrtelných nehod při střetech s vozidly s hodně rozdílnou velikostí, hmotností i tuhostí. Z tohoto důvodu nabývá problematika kompatibility vozidel na významu.

Tato práce reaguje na současnou problematiku kompatibility čelních střetů vozidel. Pro hlubší porozumění problému je zpracována kapitola o kompatibilitě, která dává ucelený pohled na věc. Jsou zde uvedena reálná řešení problému různých tuhostí mezi vozidly různých velikostních tříd.

Dále je zpracována kapitola zabývající se fyzikálními principy vyskytujícími se během střetu vozidel. Jsou zde uvedeny principy zjišťování EES, která je pro znaleckou praxi neodmyslitelná.

Samotná kompatibility je řešena pomocí crash analýzy metodou konečných prvků. V práci je provedeno několik simulací čelních střetů, prostřednictvím kterých je objasněna daná problematika.

1 KOMPATIBILITA VOZIDEL PŘI ČELNÍM STŘETU

Při střetech vozidel by měla být v první řadě brána na zřetel bezpečnost všech pasažérů, tedy jak ochrana pasažérů v předmětném vozidle označená jako vlastní ochrana tak ochrana pasažérů v partnerském vozidle označená jako partnerská ochrana. Tento přístup je obecně nazýván kompatibilitou. Problém kompatibility vozidel byl poprvé řešen v roce 1970 a nebyl doposud vyřešen.

Kompatibilita znamená, že pasažérům velikostně neslučitelných vozidel je poskytován stejný stupeň ochrany během střetu. Tedy že při střetu dochází u obou vozidel k poškození ve stejném rozsahu. Lze říci, že vozidla jsou k sobě přívětivá. Naproti tomu stojí nekompatibilita, při které předmětné vozidlo v případě srážky způsobí partnerskému vozidlu větší poškození než sobě. Je tedy vůči spoluúčastníkovi nehody nepřívětivé.

Průzkumy ukazují, že existuje mnoho nekompatibilních vozidel, jejich nekompatibilita je vyvolána rozdílem hmotností, tuhostí, a geometrií. Nekompatibilní hmotnosti zapříčiňují vysoké hodnoty zrychlení lehčích vozidel při kolizi. Nekompatibilita tuhosti vozidel dovoluje velké deformace méně tuhých vozidel, při kterých hrozí proniknutí tuhých struktur karoserie do prostoru pro cestující. Geometrická nekompatibilita umožňuje částečné najetí resp. podjetí vozidel. Nekompatibilní vozidla zapříčiňují vysoké riziko poranění pro cestující v partnerských vozidlech, jsou k nim tedy agresivní.

Mnoho studií v minulosti určilo zásadní problém kompatibility při čelním nárazu jako zvýšení vzájemné interakce konstrukčních částí kolidujících vozidel. Tuto interakci lze hlavně ovlivnit kompatibilitou geometrie a tuhostí.

Celosvětové výzkumy ukazují v posledních letech nárůst vozidel kategorie SUV (Sport Utility Vehicle) a MPV (Multi Purpose Vehicle). Tento nárůst má hlavní vliv na bezpečnost pasažérů během střetů vozidel s velmi rozdílnou velikostí, hmotností a tuhostí. Díky většímu počtu těchto vozidel vzrostl počet smrtelných nehod a problém kompatibility nabývá vážného významu.

Kompatibilita vozidel při čelním střetu je dána: kompatibilitou hmotností, tuhostí a geometrie. Ve skutečných střetech jsou všechny typy kompatibility kombinovány. Kombinovaný efekt kompatibility se dá nejlépe sledovat pomocí jednotlivých tříd vozidel, protože každá třída má rozdílné rozložení těchto parametrů.

Účel kompatibility vozidel při čelním střetu je minimalizovat počet smrtelných nehod zatímco úroveň ochrany vlastních cestujících zůstane zachována.

1.1 KOMPATIBILITA HMOTNOSTÍ

Kompatibilita hmotností je jedním z nejvýznamnějších faktorů ovlivňujících poranění posádek při čelních střetech. Je dobře známé, že pravděpodobnost úmrtí klesá se zvyšující se hmotností. Poměr poranění posádky lehčího vozidla k těžšímu může být odvozen přímo z poměru hmotností pomocí vztahu:

$$R_1 = a \left(\frac{m_2}{m_1 + m_2} \right)^k,$$

kde R_1 je poměr poranění řidiče vozidla 1 a a a k jsou koeficienty počítané ze závažnosti zranění a skutečnosti jestli řidič byl nebo nebyl připoután. Pomocí těchto výpočtů bylo zjištěno, že jsou-li hmotnosti vozidel v rozsahu 750–1350 kg je počet úmrtí malý. Naopak jestli jsou hmotnosti menší než 750 kg resp. větší než 1350 kg počet poranění se zvyšuje.

Tedy pro snížení počtu úmrtí je nezbytné navrhovat lehké automobily tak, aby ochránily vlastní posádku a těžší automobily je potřeba navrhovat tak, aby byly bezpečné pro posádky ostatních vozidel.

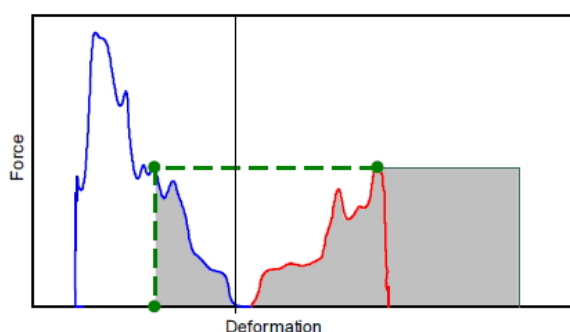
1.2 KOMPATIBILITA TUHOSTÍ

Vozidla vyskytující se v silničním provozu mají rozdílné tuhosti karoserií, které vycházejí z rozdílných hmotností. Toto je dáno legislativními požadavky pro pasivní bezpečnost, které vyžadují určitý stupeň ochrany vlastních posádek během nárazových testů. Aby těžká vozidla obstála v hodnocení, musí mít pro zachování určité deformace vyšší tuhost než vozidla s nízkou hmotností. Tímto při vzájemném střetu tuhého – těžkého vozidla, které dále v práci bude označeno jako **SUV** a běžného vozidla střední třídy, dále v práci označeného jako **auto**, které je oproti SUV lehčí a méně tuhé, dochází k značným nepoměům velikostí deformací a s tím souvisejícím nepoměrem velikostí poranění posádek obou automobilů. Pro dosažení dobré kompatibility je nezbytné srovnat tuhosti vozidel a tím zvýšit vzájemnou interakci jejich konstrukcí.

Wantanabe a spol. [15] provedli studii srovnání tuhostí SUV a auta (automobil střední třídy) za účelem dosažení kompatibility vozidel při čelním střetu. Studie byla provedena za

použití multi-body a MKP programu MADYMO. Modely pro tuto studii byly vytvořeny pouze multi-body přístupem, tedy modelováním za pomoci tuhých těles a pružin.

Porovná-li se tuhosti resp. závislosti deformační síly na posuvu obou vozidel, získané ze simulace 50% odsazeného čelního nárazu vozidel v rychlosti 64 km/h na deformovatelnou bariéru (ODB) v programu MADYMO, viz obrázek 1, je viditelný velký rozdíl závislostí síl na deformaci, a tedy rozdíl mezi tuhostmi obou vozidel. Horní mez kontaktní síly je dána tuhostí karoserie auta. Následkem toho je možné stanovit, že deformace SUV při vzájemném střetu klesne na 56% v porovnání s ODB. Naproti tomu deformace auta vzroste na 196%. Tyto výsledky nemůžou být považovány za kompatibilní.



Obrázek 1 Křivka závislosti síly na posuvu pro střet SUV a auta

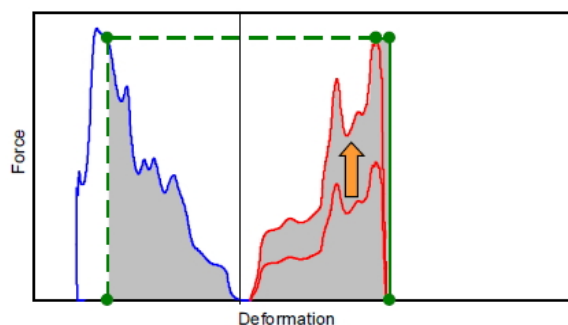
Obecně se pro zlepšení kompatibility dají použít dva přístupy:

- Snížení tuhosti těžšího resp. tužšího vozidla (SUV). To vede k větší deformaci SUV a tím k vyššímu množství pohlcené energie vozidlem SUV při střetu.
- Zvýšením tuhosti lehčího resp. měkčího vozidla (auta). Tím se také dosáhne zvětšení deformace SUV a tím se také zvýší absorbovaná energie vozidlem SUV při vzájemném střetu.

Je obtížné přijmout přístup A, neboť je přímo spojen s poklesem vlastní ochrany při nárazech. Naopak přístup B se jeví jako poměrně snadný. V dalších kapitolách budou oba přístupy popsány na reálných příkladech SUV a auta, které provedli Watanabe a Hirayama, literatura 15, 16.

1.2.1 Zvýšením tuhosti lehčího vozidla

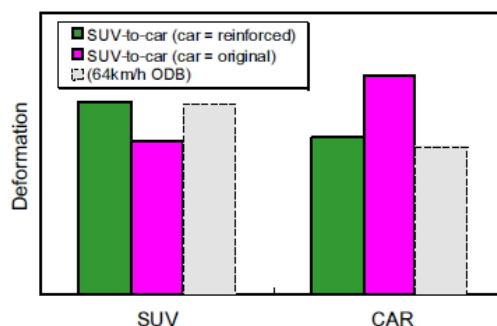
Pro tento případ se vycházelo z úvahy zvýšit tuhost auta, aby bylo dosaženo kompatibilních podmínek tuhosti a tím klesla velikost deformace auta při vzájemném střetu na velikost totožnou s velikostí deformace auta při crash testu. To by odpovídalo zvýšení tuhost auta téměř na dvounásobnou hodnotu, viz obrázek níže.



Obrázek 2 Zvýšení tuhosti auta resp. zvýšení závislosti síla - deformace

Pro případ zvýšení tuhosti byla použita následující úvaha. Celková tuhost vozidla při nárazu je dána tuhostí karoserie (cca 75%) a tuhostí agregátu pro přenos výkonu (cca 25%). Jelikož bylo velmi obtížné upravovat tuhosti agregátů, bylo nezbytné provést zvýšení tuhosti karoserie. Ve studii Research on stiffness matching between vehicles for frontal impact compatibility [15] jsou podrobně uvedeny jednotlivé díly karoserie, kterých se vyztužení týká. Následně se provedla simulace pomoci střetu vozidel v programu MADYMO.

Ze studie vyplývá, že pro zajištění dobré kompatibility mezi autem a SUV z pohledu tuhostí je nezbytné zvýšit tuhost automobilu dvakrát, přitom se zvýší také hmotnost auta. Vyztužením auta pak při čelním střetu auto - SUV dochází k menší deformaci auta resp. kratší deformační dráze, která odpovídá nárazu auta na tuhou bariéru, viz obrázek níže.



Obrázek 3 Srovnání velikosti deformace pro střety SUV s vyztuženým a nevyztuženým autem a ODB

Vlivem menší deformace a nárůstu hmotnosti se však zvýší hodnoty zpomalení při bariérových testech, které vyvolají zvýšení hodnot kritérií poranění. Proto je nezbytné pro zachování úrovně bezpečnosti posádky vylepši funkci zádržných systémů vozidla.

Z výše uvedeného vyplývá, že je velmi obtížné dosáhnout dobré kompatibility při čelním nárazu SUV a auta a zároveň zachovat nízké hodnoty kritérií poranění pro posádku auta při bariérových testech pasivní bezpečnosti, neboť ve snaze vyrovnat tuhosti vozidel

zvýšením tuhosti lehčích vozidel, nesmí být snížena ochrana vlastních pasažérů během nárazových zkoušek.

1.2.2 Snížení tuhosti těžšího vozidla

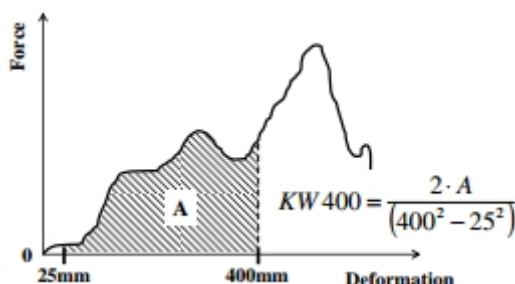
Předešlá kapitola se věnovala variantě, která pro vylepšení interakce mezi vozidly použila přístup zvýšení tuhosti lehčího vozidla. Výsledkem této studie bylo, že dosažení dobré interakce mezi kolidujícími vozidly pouze za zvýšení tuhosti je nereálný zásluhou zvýšení zpomalení a tím i velikostí kritérií poranění vlivem navýšení hmotnosti nezbytnému pro vyztužení části karoserie.

Tato kapitola popisuje druhou variantu tedy snížení tuhosti těžšího vozidla (SUV). Kapitola vychází z práce [16], která se zabývá zvýšením interakce vozidel při střetu pouze snížením tuhosti SUV. Snížení tuhosti SUV bylo provedeno za pomoci zmenšení velikosti deformační práce metodou KW400.

KW400 neboli Crush-Work stiffness je metoda pro měření deformační práce deformačních zón během nárazu. Stanoví se podle vzorce:

$$\int_{25}^{400} F dx = \frac{1}{2} KW400(400^2 - 25^2),$$

kde integrační meze 25-400 znamenají rozmezí velikosti deformace od 25mm do 400 mm. Grafická definice KW400 je zobrazena na obrázku níže.



Obrázek 4 Definice KW400 [16]

Na základě hodnoty KW400 se dá určit tuhost vozidla. Vysoká hodnota KW400 znamená, že vozidlo je tuhé a naopak nízká hodnota KW400 určuje, že vozidlo tuhé není. Podle definice KW400 se očekává, že snížení tuhosti přední části vozidla pro deformace v rozmezí 25 mm až 400 mm povede k vhodnější hodnotě KW400.

Přestože se snížení tuhosti týká převážně motorového prostoru, je předpokládáno, že vzrůstá pravděpodobnost vniknutí deformovaných struktur do prostoru pro posádku. Proto

musí být redukce tuhosti prostřednictvím snížení KW400 doprovázena následujícími opatřeními pro zvýšení bezpečnosti posádky.

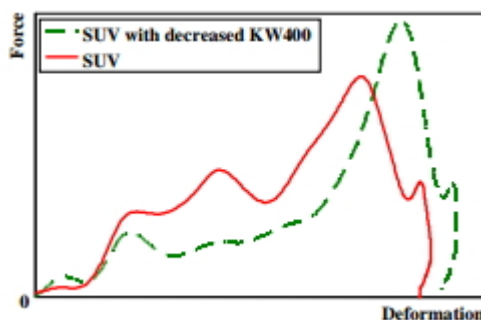
- Ochrana proti vniknutí do prostoru pro posádku,
 - zabránění snižování deformační energie v prostoru motoru pomocí zvýšení předního převisu vozidla,
 - zvýšením tuhosti karoserie po deformaci o velikosti 400mm,
- Zabránění nárůstu relativního posuvu pasažérů vůči vozidlu, pomocí zlepšení funkce zádržných systémů.

Výrobci automobilů vezmou nejprve v úvahu následující hlediska, než rozhodnou, která opatření budou přijata:

- minimalizovat prodloužení předního převisu vozidla pro zachování vnějšího designu a ovladatelnosti,
- udržet pevnost karoserie pod určitou hodnotou, pro vyhnutí se vysokému zpomalení a růstu relativního posuvu mezi vozidlem a pasažéry,
- technické limity spojené se zlepšením zádržných systémů.

Na základě výše uvedených faktorů byl pomocí metody konečných prvků určen soubor opatření ke snížení hodnoty KW400 pro čelní náraz v rychlosti 56 km/h pro SUV pod mezní hodnotu 1700 N/mm. Tato mez je dána ze statistického průzkumu, při kterém bylo zjištěno, že při čelním střetu vozidel jejich KW400 je 1300-1700 N/mm.

Snížení KW400 bylo provedeno: prodloužením předního převisu a vylepšením zádržných systémů. Výsledek snížení KW400 znázorněný pomocí křivky síla – deformace je na obrázku níže.



Obrázek 5 Výsledek snížení hodnoty KW400, (zelená křivka ukazuje sníženou hodnotu KW400)

Ověření tohoto přístupu bylo provedeno pomocí simulací čelního střetu SUV a auta metodou konečných prvků. Z výsledků simulací bylo zjištěno, že velmi závisí, jak vypadá průběhu křivky síla-deformace po snížení KW400 pro SUV, viz obrázek 5.

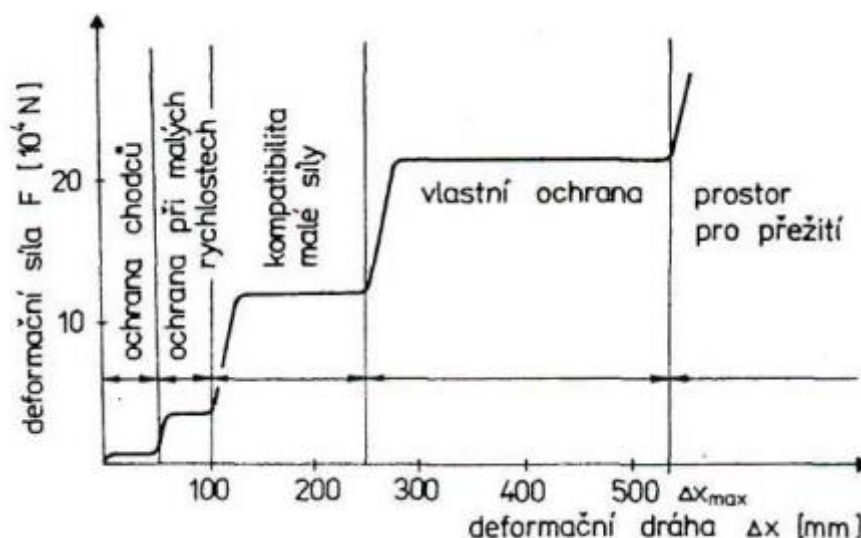
Ukázalo se, že pro rychlosti kolem 30 km/h se díky snížení KW400 kompatibilita při střetu výrazně zlepšila. Naopak pro vysoké rychlosti okolo 60 km/h se kompatibilita zhoršila. Příčinou byl pokles absorpce kinetické energie vozidla SUV v motorovém prostoru, který zvýšil velikost deformace obou vozidel, což mělo pro posádku auta fatální následky. Z výše uvedeného lze říci, že existuje určitá kritická rychlost, pro jejíž překročení se vylepšená kompatibilita zase zhoršuje.

Zvýšení kompatibility pomocí snížení tuhosti pod KW400 bez nárůstu hrozby poranění pasažérů skýtá řadu problémů. Je potřeba nalézt správné vyvážení mezi bezpečnostní a dalšími požadavky konstrukce automobilu, které neobsahují pouze snížení tuhosti, ale také prodloužení předního převisu, vylepšení zádržných systémů a mnoho dalších.

Vlastní vývoj a konstrukce je založena na splnění legislativních zkoušek na ochranu pasažérů při nárazových zkouškách. Aby vozidla obstála, musí jejich tuhost přímo souviset s jejich hmotností. Nicméně čistě z pohledu kompatibility při čelním střetu je nezbytné vyrovnat tuhosti kolidujících vozidel ať snížením tuhosti těžších tak zvýšením tuhosti lehčích vozidel, přitom nesmí být snížena ochrana vlastních pasažérů.

Na základě těchto a dalších výzkumů po celém světě, mají dnešní vozidla stupňovitý progresivní průběh deformační charakteristiky přední části, který obvykle bývá složený z pěti stupňů:

- ochrana chodců,
- ochrana při malých rychlostech,
- ochrana spoluúčastníka střetu = kompatibilita,
- ochrana vlastní posádky,
- ochrana prostoru pro přežití.



Obrázek 6 Progresivní deformační charakteristika příďe vozidla [19]

1.3 KOMPATIBILITA GEOMETRIE

Geometrická kompatibilita se týká tvarů karoserie, především výšky nárazníku, rámu a deformačních struktur vozidel nad vozovkou. Geometrická kompatibilita mezi vozidly se porovnává poměrem hloubky deformace obou vozidel. Vinou rozdílných výšek deformačních struktur dochází při čelním střetu k reakci mezi relativně tuhous deformační strukturou jednoho automobilu s relativně měkkou částí karoserie nad deformační strukturou druhého automobilu. Tím se stává, že jedno vozidlo „najede“ na druhé, přičemž sobě způsobí jen malou deformaci a spoluúčastníkovi střetu poměrně velkou.

1.4 KOMPATIBILITA MEZI TŘÍDAMI VOZIDEL

Mizuno a Kajzer publikovali vědecký článek *Compatibility problems in frontal, side, single car collisions and car-to-pedestrian accidents in Japan* [17], který se zabýval studií kompatibility vozidel při čelním střetu napříč jednotlivými vozidlovými třídami. V práci ohodnotili kompatibilitu resp. agresivitu jednotlivých vozidlových tříd při čelním nárazu, přičemž vycházeli ze statistických údajů z dopravních nehod. Pro určení kompatibility resp. agresivity vozidel použili tyto metody:

- počet smrtelných nehod v partnerském vozidle/počet smrtelných nehod ve zkoumaném vozidle,
- procento smrtelných nehod v partnerském vozidle,
- počet smrtelných nehod v partnerském vozidle na milion registrovaných zkoumaných vozidel.

Aplikací těchto metod na čelní střety vozidel z různých tříd, bylo zjištěno, že sportovní vozidla, SUV a MPV způsobují nejvíce smrtelných nehod. U sportovních vozidel to bylo dáno častou jízdou ve vysokých rychlostech, a tedy i vysokou střetovou rychlostí. Pro správné posouzení kompatibility vozidel bylo však nezbytné vyjmout z hodnocení všechny jevy, které nejsou spojeny s konstrukcí automobilů jako: chování řidiče, způsob jízdy, rychlost vozidla nebo počet nehod. Na základě tohoto předpokladu byly jako nejvíce nekompatibilní vyhodnoceny vozidlové třídy SUV a MPV. Třída mini vozidel sice nezpůsobila jiné třídě žádné smrtelné zranění, ale počty smrtelných zranění byly největší při střetu s vozidly z jakékoli jiné třídy. Z tohoto důvodu se mini vozidla také nemůžou považovat za kompatibilní. Jako nejkompatibilnější vozidla se jevila vozidla střední třídy s hmotností okolo 1150 kg, protože množství smrtelných zranění, které způsobili a které jim byly způsobeny, je téměř stejné. A také měly malý poměr smrtelných nehod k počtu nehod celkem.

2 VYTYČENÍ FYZIKÁLNÍCH PRINCIPŮ POUŽÍVANÝCH PŘI MECHANICE ČELNÍHO NÁRAZU

Mechanika je částí fyziky, která zkoumá mechanický pohyb, tedy přemísťování v prostoru a v čase. Mechanika čelního nárazu, jak název napovídá, se zabývá zkoumáním pohybu vozidla při čelním nárazu. Tento fyzikální děj se řídí určitými fyzikálními principy, které jsou uvedeny a popsány v následujících kapitolách.

2.1 ZÁKLADNÍ VELIČINY MECHANIKY

Mezi základní a nejčastěji používané veličiny mechaniky patří poloha, rychlost, zrychlení, síla, impulz síly, hybnost a energie. Až na výjimku energie, která je skalární veličina, se jedná o vektorové veličiny, jež jsou charakterizované tím, že kromě velikosti mají také směr.

Poloha (dráha)

Poloha je fyzikální veličinou, která určuje umístění a orientaci tělesa v prostoru a čase. Je dána polohovým vektorem $\vec{r}(x, y, z)$. Jestliže je známa poloha, lze určit dráhu $\vec{s}(t)$, kterou těleso urazilo za určitý čas. Základní jednotky pro polohu jsou metry, [m].

Ze znalosti polohy (dráhy) v čase je možné časovou derivací určit okamžitou rychlost a okamžité zrychlení tělesa. A naopak ze znalosti rychlosti lze její integrací určit dráhu.

$$\vec{s} = \int_0^t \vec{v} dt$$

Rychlost

Okamžitá rychlost tělesa $\vec{v}(t)$ je dána časovou derivací polohy. Základní jednotky pro rychlost jsou metry za sekundu, [ms⁻¹]. Rychlost je možné vypočítat pomocí vztahu:

$$\vec{v} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{s}}{\Delta t} = \frac{d\vec{s}}{dt} = \dot{\vec{s}}$$

Dále je možné rychlost získat pomocí integrace zrychlení. Viz dále.

Zrychlení

Okamžité zrychlení $\vec{a}(t)$ je časovou derivací rychlosti nebo druhou časovou derivací polohy. Pomocí velikosti zrychlení lze rozeznat tyto druhy pohybů rovnoměrný pro $a=0$

a rovnoměrně zrychlený pro $a = \text{konst.}$ Základní jednotky pro zrychlení jsou metry za sekundu na druhou, $[\text{ms}^{-2}]$. Zrychlení je možné vypočítat ze vztahu:

$$\vec{a} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{v}}{\Delta t} = \frac{d\vec{v}}{dt} = \frac{d^2 \vec{s}}{dt^2} = \ddot{\vec{s}}.$$

Na základě znalosti zrychlení je možné určit rychlost resp. polohu v závislosti na čase. Pomocí první resp. druhé integrace zrychlení:

$$\vec{v} = \int_0^t \vec{a} dt$$

$$\vec{s} = \int_0^t \int_0^t \vec{a} dt dt.$$

Síla

Síla jako fyzikální veličina je popsána v kapitole Newtonovy pohybové zákony.

Impuls síly a impuls momentu síly

„Impuls síly je vektorová veličina, která vyjadřuje časový účinek síly. Znamená to tedy, že čím déle síla působí, tím je větší její účinek. Impuls síly se ve výpočtech dopravních nehod užívá zejména při výpočtech rázu. Jednotkou impulzu síly je newton sekunda $[\text{Ns}]$. Obecně se vypočítá podle vztahu:

$$\vec{I} = \int_0^t \vec{F} dt.$$

Je-li F konstantní a $t_0 = 0$, pak platí $I = F \cdot t$, kde t je doba po kterou síla působí. Impuls síly je též možné charakterizovat tak, že jde o změnu hybnosti. Platí tedy:

$$\vec{I} = \vec{F} \Delta t = \Delta \vec{H} = m\vec{v}_2 - m\vec{v}_1$$

K impulsu síly je pro rotační pohyb analogická veličina impuls momentu síly L definovaný jako časový účinek momentu síly.

$$\vec{L} = \int_0^t \vec{M} dt$$

Jednotkou impulzu síly je newton metr sekunda $[\text{Nms}]$. Podobně jako u impulzu síly jde o změnu točivosti.“ [Citováno z 14 str. 12]

Hybnost

Hybnost je vektorová veličina, jež vyjadřuje míru setrvačnosti tělesa. Hybnost je dána vztahem: $\vec{p} = m\vec{v}$, tedy je přímo úměrná hmotnosti a rychlosti tělesa a má s rychlostí stejný směr. Základní jednotkou hybnost je kilogrammetr za sekundu, $[\text{kgms}^{-1}]$.

Energie

Energie je skalární veličina, jejíž velikost udává schopnost hmoty konat práci. Název je odvozen z řeckého *energia* – činnost, aktivita. Energii nelze vyrobit ani spotřebovat, lze ji jen přeměňovat. Základní jednotkou energie je joule [J].

„Při mechanice nárazu vozidla se rozlišují tři druhy energií:

potenciální E_p $E_p = m \cdot g \cdot h$

kinetická translační E_{KT} , rotační E_{KR}

$$E_{K_r} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$$

$$E_{K_r} = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2$$

deformační energie E_D , která je dána vykonáním deformační práce W_D

$$E_D = W_D = \frac{1}{2} \cdot m \cdot EES^2$$

kde: - m [kg]	– hmotnost vozidla
- g [m/s^2]	– hodnota tíhového zrychlení
- h [m]	– výška těžiště vozidla
- v [m/s]	– rychlost vozidla
- ω [rad/s]	– úhlová rychlost vozidla
- I [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]	– moment setrvačnosti vozidla
- EES [m/s]	– energetická ekvivalentní rychlost (Energy Equivalent Speed)”

[Citováno z 9 str. 106]

Energetická ekvivalentní rychlost – EES

Energetická ekvivalentní rychlost je nástroj, který slouží k odhadu velikosti deformační energie zmařené při deformaci vozidla z celkové kinetické energie při nárazu do překážky. Vyjadřuje rychlost, která odpovídá celkové kinetické energii vozidla, jež se rovná práci potřebné k dosažení daného stupně deformace vozidla.

- Metody stanovení EES
- Komparační metoda

- Metoda energetického rastru
- Výpočet hodnot EES z nárazových zkoušek

Komparační metoda spočívá v porovnání poškození vozidla 1 o neznámé hodnotě EES s vozidlem 2 o známé hodnotě EES. Musí však platit, že obě vozidla jsou shodné nebo alespoň mají navzájem si odpovídající konstrukci a charakter poškození. [6]

Metoda energetického rastru spočívá v rozdělení karoserie na pravoúhlou síť a každé políčku se přiřadí určitá hodnota energie. Tato hodnota představuje velikost deformační energie spotřebované při deformaci tohoto políčka. Pro určení celkové deformační energie se vykreslí v daném měřítku skutečné poškození vozidla a sečtou se velikosti energií jednotlivých políček, která odpovídají deformaci vozidla. EES se následně vypočte podle vztahu:

$$E_D = \sum_{i,j=1}^n E_{i,j}$$

$$EES = \sqrt{\frac{2E_D}{m}}$$

Výpočet hodnoty EES z nárazových zkoušek spočívá ve využití naměřených hodnot při cash testech a odvození koeficientů z toho vyplývajících. Pro různé nárazové rychlosti na tuhounedeformovatelnou bariéru s přibližně lineární závislostí mezi nárazovou rychlostí a trvalou deformací lze odvodit vztah pro výpočet EES,

$$EES = \sqrt{\frac{l}{m} \left(\frac{m_{test} v_{test}}{s_{test}} \left[v_0 + (v_{test} - v_0) \frac{l}{l_{test}} \right] \right)},$$

kde l , l_{test} je plastická deformace vozidla, s_{test} je elastická deformace vozidla, m je hmotnost vozidla, v_0 je nárazová rychlost vozidla, při které nevzniká trvalá deformace (obvykle má rozpětí 4-6 km/h), v_{test} je nárazová rychlost při testu. [6]

Existují také další metody jak určit energii zmařenou při deformaci vozidla:

- Poškození okolí vozidla
- Rozsah a způsob zranění posádky
- Metoda využívající korelační diagram
- Trojúhelníková metoda“ k vyhodnocení ztráty energie při kolizích vozidel
- Numerické analýzy pomocí metod konečných prvků, hraničních prvků, konečných diferencí apod.

Numerická analýza např. metodou konečných prvků nabízí poměrně přesnou možnost zjištění deformační energie. Tento přístup má svá omezení v podobě náročnosti sestavení vhodných matematických modelů (především se jedná o složitost modelů automobilů), časové náročnosti výpočtů a nákladnosti softwaru a hardwaru. Z těchto důvodů metoda konečných prvků není vhodná pro každodenní znaleckou činnost a v soudním inženýrství se prozatím nepoužívá.

2.2 NEWTONOVY POHYBOVÉ ZÁKONY

Pohybové zákony formuloval anglický fyzik Isaac Newton (1643 - 1727) ve svém díle: *Philosophiae Naturalis Principia Mathematica* z roku 1687, odtud Newtonovy pohybové zákony. Newton definoval základní principy pohybu těles a sil, které na těleso působí, do třech pohybových zákonů.

2.2.1 První pohybový zákon – Zákon setrvačnosti

Těleso setrvává v klidu nebo pohybu rovnoměrně přímočarém, jestliže na něj nepůsobí žádná vnější síla nebo výslednice součtu vnějších sil je nulová.

2.2.2 Druhý pohybový zákon – Zákon síly

Změna pohybu je úměrná působící síle a nastává ve směru, v němž síla působí.

Newton definoval množství pohybu jako součin hmotnosti a rychlosti: $\vec{p} = m\vec{v}$, dnes se tato vektorová veličina nazývá hybnost. Je-li změna pohybu úměrná působící síle, je možné psát zákon síly ve tvaru:

$$\frac{d\vec{p}}{dt} = \frac{d(m\vec{v})}{dt} = k\vec{F}.$$

Za předpokladu, že hmotnost m je konstantní a konstanta úměrnosti $k=1$, je možné napsat známou pohybovou rovnici:

$$m \frac{d\vec{v}}{dt} = m\vec{a} = \vec{F}.$$

Pro určení jednoznačného řešení této rovnice je nutno znát počáteční podmínky, polohu a rychlost v nějakém okamžiku. Je třeba nalézt řešení rovnice:

$$m \frac{d^2\vec{r}}{dt^2} = \vec{F}, \quad \vec{r}(t_0) = \vec{r}_0, \quad \vec{v}(t_0) = \vec{v}_0,$$

kde $\vec{r}$ je polohový vektor. Základní jednotkou síly je newton [N].

2.2.3 Třetí pohybový zákon – Zákon akce a reakce

Proti každé akci vždy působí stejná reakce; jinak: vzájemná působení dvou těles jsou vždy stejně velká a míří na opačné strany.

Matematický zápis může být takovýto: $\vec{F}_{12} = -\vec{F}_{21}$, kde $\vec{F}_{12}$ je síla, kterou působí těleso 1 na těleso 2 a $\vec{F}_{21}$ je odpovídající síla, kterou působí těleso 2 na těleso 1

Tyto tři pohybové zákony platí stejně ve všech inerciálních vztažných soustavách.

2.3 ZÁKONY ZACHOVÁNÍ

Jedny z nejdůležitějších fyzikálních principů platících při analýzách nárazů, jsou 3 zákony zachování, které jsou detailněji popsány níže.

2.3.1 Zákon zachování hybnosti

Pro celkovou hybnost soustavy platí, že časová změna celkové hybnosti soustavy je rovna výslednici vnějších sil a platí vztah:

$$\frac{d\vec{p}}{dt} = F_{\text{vně}},$$

tento matematický zápis je vyjádřením I. věty impulsové neboli věty o hybnosti soustav.

Na dopravní nehody a tedy střety vozidel lze nahlížet jako na izolované soustavy, neboť vnější síly působící na soustavu při střetu jsou velmi malé v porovnání se silami, kterými na sebe během střetu působí vozidla. Proto můžeme vnější síly zanedbat. Platí tedy vztah: $\frac{d\vec{p}}{dt} = 0$ a odtud lze napsat vztah pro celkovou hybnost izolované soustavy jako: $\vec{p} = \text{konst}$, tedy že celková hybnost izolované soustavy se zachovává.

Z výše uvedeného vyplývá, že součet hybností jednotlivých vozidel před střetem je rovný součtu hybností vozidel po střetu. Pro čelní náraz dvou vozidel platí následující vztah:

$$\vec{p}_1 + \vec{p}_2 = \vec{p}'_1 + \vec{p}'_2 \text{ neboli}$$

$$m_1 \vec{v}_1 + m_2 \vec{v}_2 = m_1 \vec{v}'_1 + m_2 \vec{v}'_2,$$

kde m je hmotnost vozidel, v je rychlost před střetem a v' je rychlost vozidel po střetu.

Obecně je možné výše uvedené vztahy zapsat ve tvaru:

$$\sum_{i=1}^n \vec{p}_i = \sum_{i=1}^n \vec{p}_i' \text{ neboli}$$

$$\sum_{i=1}^n m_i \cdot \vec{v}_i = \sum_{i=1}^n m_i \cdot \vec{v}_i'$$

2.3.2 Zákon zachování momentu hybnosti

Časová změna celkového momentu hybnosti je rovna výslednému momentu vnějších sil a je dána vztahem:

$$\frac{d\vec{L}}{dt} = \vec{M}_{vně},$$

který je matematickým zápisem II. věty impulsové neboli věty o hybnosti soustavy. Moment hybnosti a moment sil se vztahují ke stejnému bodu souřadného systému. Je-li soustava izolovaná $\frac{d\vec{L}}{dt} = 0$, potom platí: $\vec{L} = konst$, a tudíž celkový moment izolované soustavy se zachovává.

Obecně lze psát zákon zachování momentu hybnosti pro izolované soustavy takto:

$$\sum_{i=1}^n \vec{L}_i = \sum_{i=1}^n \vec{L}_i'$$

$$\sum_{i=1}^n I_i \cdot \omega_i = \sum_{i=1}^n I_i \cdot \omega_i',$$

kde I je moment setrvačnosti, ω je úhlová rychlost před střetem a ω' je úhlová rychlost po střetu.

2.3.3 Zákon zachování energie

Časová změna celkové energie soustavy je rovna celkovému výkonu vnějších sil:

$$\frac{dE}{dt} = P_{vně}$$

Jestliže je soustava izolovaná, je výkon vnějších sil nulový, tak platí zákon zachování celkové energie izolované soustavy: $E = konst$, tedy že: Při všech dějích v soustavě těles se mění jedna forma energie v jinou nebo přechází energie z jednoho tělesa na druhé; celková energie soustavy těles se však zachovává.

Z výše uvedeného platí pro náraz vozidel následující: Při rázu dochází přeměně počáteční kinetické energie na plastickou deformaci (nevratný proces), elastickou deformaci (vratný proces), hluk, práci vykonanou třecími silami a teplo v důsledku deformace.

Energetická bilance pro ráz vozidel je popsána vztahem:

$$\sum_{i=1}^n E = \sum_{i=1}^n E'$$

$$\sum_{i=1}^n (E_{K_{Ti}} + E_{K_{Ri}} + E_{Pi}) = \sum_{i=1}^n (E'_{K_{Ti}} + E'_{K_{Ri}} + E'_{Pi}) + \sum_{i=1}^n E_{Di},$$

kde $E_{K_{Ti}}$, $E_{K_{Ri}}$, E_{Pi} jsou jednotlivé složky energie i-tého vozidla před nárazem, $E'_{K_{Ti}}$, $E'_{K_{Ri}}$, E'_{Pi} jsou jednotlivé složky energie i-tého vozidla po nárazu a E_{Di} je deformační energie i-tého vozidla [9].

2.4 RÁZ TĚLES

Při vzájemném kontaktu pohybujících se těles je možné v krátkém čase pozorovat významnou změnu jejich rychlostí. V mechanice se tento jev nazývá ráz těles. Typickým příkladem rázu těles je střet automobilů. Typickým jevem při rázu je deformace těles vyvolaná působením rázové síly. [6]

„Při jakémkoliv rázu mají obě tělesa ve společném rázovém bodě M také společnou rázovou normálu n kolmou ke společné tečné ploše τ . Jestliže rychlosti obou těles v rázovém bodě M v okamžiku rázu leží v rázové normále, leží v ní též rázová síla F_r a ráz je přímý. Jestliže při tom rázová síla prochází těžištěm tělesa, je pro toto těleso zároveň centrický, jinak je excentrický. V obecném případě rychlosti obou těles v bodě rázu M v okamžiku rázu neleží v rázové normále, takže někdy dojde ke vzájemnému prokluzu v rovině τ . Rázová síla má v takovém případě dvě složky tečnou a normálovou, kde tečná složka je síla smykového tření. Výsledná rázová síla tedy neleží v rázové normále a ráz je šikmý. Může být opět centrický nebo excentrický“ [Citováno z 12 str. 131]

Z výše uvedeného vyplývá dělení rázů na:

- přímý - centrický
- excentrický
- šikmý - centrický
- excentrický

Rázy lze počítat pomocí Newtonovy teorie rázu, kdy je výpočet založen na koeficientu restituce. V rámci Newtonovy teorie rázu se ráz rozdělí na dvě etapy. První je etapa deformace, která začíná bodem dotyku, kdy je kontaktní síla nejmenší a končí maximální deformací, při které je rázová síla největší a relativní rychlost obou těles nulová, to znamená, že tělesa mají stejnou rychlost. Druhá je etapa restituce, která začíná v okamžiku maximální deformace a končí v okamžiku posledního dotyku. V této fázi se tělesa za pomoci svých vnitřních snází dosáhnout původní tvar. Deformace i rázová síla se zmenšují.

Reálná tělesa mají různě pružné vlastnosti, které ovlivňují dynamiku rázu. Tento vliv je možné vyjádřit pomocí součinitele restituce k , který lze vyjádřit jako poměr velikosti impulzu rázové síly v druhé etapě I_{R2} k velikosti impulzu rázové síly v první etapě I_{R1} :

$$k = \frac{I_{R2}}{I_{R1}} = \frac{\int_{t_1}^{\tau} F_R dt}{\int_0^{t_1} F_R dt}.$$

Součet impulzů rázových sil určuje míru účinku rázové síly na těleso při rázu.

$$I_R = \int_0^{\tau} F_R dt = \int_0^{t_1} F_R dt + \int_{t_1}^{\tau} F_R dt = I_{R1} + I_{R2},$$

kde F_R je rázová síla působící na těleso, t_1 čas trvání první etapy rázu, τ je čas trvání rázu, I_{R1} a I_{R2} jsou impulzy rázových sil působících v první a druhé etapě rázu. [6]

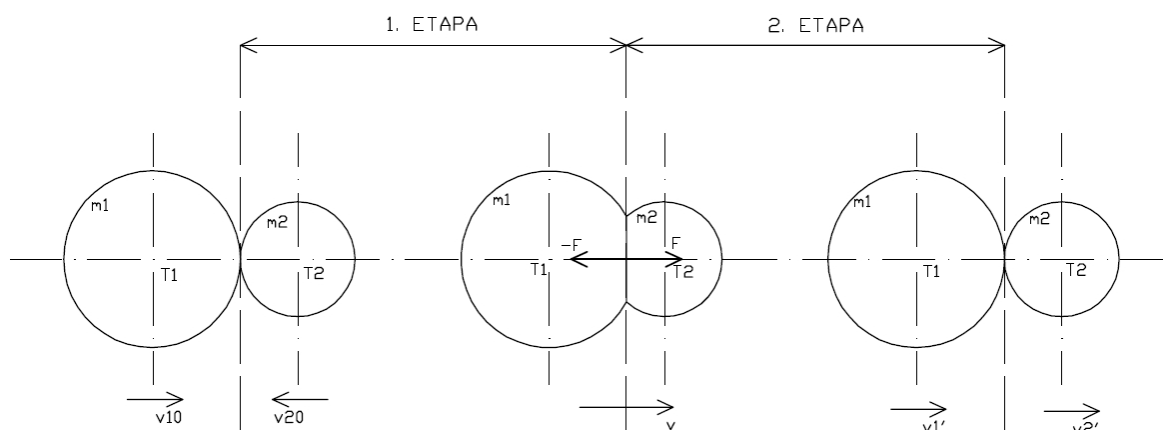
V závislosti na velikosti koeficientu restituce lze rozeznat tři typy těles:

- dokonale pružná: $k = 1$, vzniká dokonale pružný ráz, tělesa se po rázu oddělí,
- dokonale plastická: $k = 0$, dokonale elastický ráz, tělesa se po rázu neoddělí a budou se pohybovat stejnou rychlostí
- nedokonale pružná: $0 < k < 1$, nedokonale pružný ráz, platí pro všechny reálné tělesa. Velikost koeficientu restituce závisí od druhu materiálu a tvaru těles.

2.4.1 Přímý centrický ráz

V této kapitole je podrobně popsán přímý centrický ráz nedokonale pružných těles se součinitelem restituce $0 < k < 1$, který má pro tuto práci zásadní význam. Výpočet rázu je proveden pomocí Newtonovy teorie rázu, tedy na základě koeficientu restituce.

Jedná-li se o přímý centrický ráz dvou těles, rázová síla prochází těžištěm těles a tělesa se při rázu pouze posouvají, viz obrázek XY.



Obrázek 7 Přímý centrický ráz dvou nedokonale pružných těles [10]

Pohybové rovnice popisující první etapu rázu:

$$\begin{aligned}
 -F &= m_1 \frac{dv_1}{dt} \\
 \int_0^{\tau} -F_R dt &= m_1 \int_0^{t_1} dv_1 = m_1(v - v_{10}) \\
 F &= m_2 \frac{dv_2}{dt} \\
 \int_0^{\tau} F_R dt &= m_2 \int_0^{t_1} dv_2 = m_2(v + v_{20}) \\
 I_{R1} &= m_1(v - v_{10}) + m_2(v + v_{20}) \\
 (m_1 + m_2)v &= m_1 v_{10} - m_2 v_{20},
 \end{aligned}$$

kde v_{10} a v_{20} jsou rychlosti těles 1 a 2 před rázem, v je společná rychlost obou těles na konci první etapy. Impulzy rázových sil jsou stejné velké, ale mají opačný směr. Rychlost na konci první etapy se vypočte pomocí vztahu:

$$v = \frac{m_1 v_{10} - m_2 v_{20}}{m_1 + m_2}.$$

Kinetická energie obou těles se během střetu mění. Část se jí přemění na deformační práci, která se skládá z plastické a elastické deformace. Ztrátu kinetické energie v první etapě lze získat z rozdílu kinetické energie před rázem a energie na konci první etapy podle vztahu:

$$E_{Z1} = E_0 - E_1 = m_1 + m_2$$

$$E_{Z1} = \frac{1}{2} m_1 v_{10}^2 - \frac{1}{2} m_2 v_{20}^2 - \frac{1}{2} (m_1 + m_2) v^2$$

$$E_{Z1} = \frac{m_1 m_2 (v_{10} + v_{20})^2}{2(m_1 + m_2)}$$

Pro druhý časový interval platí stejné pohybové rovnice jako pro první etapu, jen se změní integrační meze.

$$\int_0^{\tau} -F_R dt = m_1 \int_{t_1}^{t_2} dv_1 = m_1 (v'_1 - v)$$

$$\int_0^{\tau} F_R dt = m_2 \int_{t_1}^{t_2} dv_2 = m_2 (v'_2 + v)$$

$$I_{R2} = m_1 (v'_1 - v) + m_2 (v'_2 + v)$$

$$(m_1 + m_2)v = m_1 v'_1 + m_2 v'_2,$$

Porovná-li se rovnice vyjadřující hybnost v první a druhé etapě získá se rovnice:

$$m_1 v_{10} - m_2 v_{20} = m_1 v'_1 + m_2 v'_2,$$

kteřá vyjadřuje, že součet hybností před a po rázu je konstantní. Úpravou rovnice se získá:

$$m_1 (v_{10} - v'_1) = m_2 (v_{20} + v'_2),$$

což je vztah vyjadřující, že celkové změny hybností obou těles jsou si rovny.

Pro rázy nedokonale tuhých těles platí, že impuls rázové síly v první etapě je vždy větší než v etapě druhé. Tento jev je dán skutečností, kdy vlivem nedokonalé pružnosti tělesa jsou síly působící při restituci vždy menší než síly působící při deformaci. Poměr impulsů v druhé a první etapě vyjadřuje právě koeficient restituce:

$$k = \frac{I_2}{I_1} = \frac{v'_1 - v}{v - v_{10}} = \frac{v'_2 - v}{v + v_{20}} < 1.$$

Díky tomuto vztahu lze odvodit rovnice pro rychlosti obou těles po nedokonale pružném rázu:

$$v'_1 = v + k(v - v_{10})$$

$$v'_2 = v + k(v + v_{20})$$

Pomocí koeficientu restituce lze vyjádřit celkovou ztrátu kinetické energie vztahem:

$$E_Z = (1 - k^2) \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \frac{(v_{10} + v_{20})^2}{2},$$

Jestliže se nahradí těleso č. 2 tuhou nedeformovatelnou bariérou, pak $v_{20} = 0$ a $m_2 \rightarrow \infty$ a pro ztrátu kinetické energie platí vztah:

$$E_Z = \frac{1 - k^2}{2} m_1 v_{10}^2.$$

Pro tento případ, kdy je jedno těleso tuhé, lze vyjádřit koeficient restituce vztahem:

$$k = \frac{v'}{v_0},$$

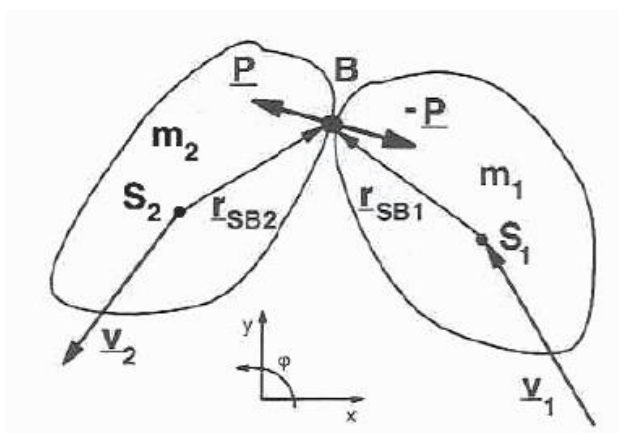
kde v' je rychlost po nárazu a v_0 je rychlost nárazu. Nebo lze použít i energetického přístupu pro stanovení koeficientu restituce pomocí kinetické energie, který vychází z výše uvedeného vzorce:

$$k = \sqrt{\frac{v'^2}{v_0^2}} = \sqrt{\frac{E_K'}{E_K}},$$

kde E_K' je kinetická energie tělesa po nárazu a E_K je kinetické energie tělesa před nárazem.

2.4.2 Excentrický ráz

Pro úplnost je v této kapitole stručně uvedena problematika výpočtu excentrického rázu. Dále se práce na tento druh rázu nebude zaměřovat. Obecně je možné excentrický ráz definovat jako ráz, při kterém těžiště těles neleží na rázové normále, viz obrázek níže.



Obrázek 8 Excentrický ráz dvou těles [6]

Oproti centrickému rázu vstupují do výpočtu excentrického rázu další vstupní veličiny, jako jsou: momenty setrvačnosti, úhlové rychlosti a úhel střetu. Tím je dáno, že výpočet excentrického rázu je značně složitý, proto se zavádí určitá zjednodušení:

- náraz je ve výšce těžišť obou vozidel,
- všechny síly leží v rovině rovnoběžné s rovinou vozovky a všechny momenty působí kolem svislých os obou vozidel,
- v průběhu rázu se uvažuje pouze největší síla tedy rázová síla a ostatní se zanedbávají,
- vozidla jsou uvažována jako tuhá,
- doba rázu t je uvažována jako velmi malá.

Výpočet excentrického rázu vychází z těchto příčin. Během rázu rázové síly se mění rychlost těžišť a tedy i hybnost obou vozidel

$$\int_0^t \vec{F} dt = m_1 \vec{v}_1' + m_1 \vec{v}_{10} = \Delta \vec{H}$$

$$\int_0^t -\vec{F} dt = m_2 \vec{v}_2' + m_2 \vec{v}_{20} = -\Delta \vec{H}.$$

Rázové síly F , $-F$ působí po dobu rázu t k osám vozidel točivými momenty a změni momenty hybností obou vozidel k těmto osám

$$\vec{r}_1 \times \int_0^t \vec{F} dt = (J_1 \vec{\omega}_1' + J_1 \vec{\omega}_{10}) = \vec{r}_1 \Delta \vec{H}$$

$$\vec{r}_2 \times \int_0^t \vec{F} dt = (J_2 \vec{\omega}_2' + J_2 \vec{\omega}_{20}) = \vec{r}_2 \Delta \vec{H},$$

kde J_1 a J_2 jsou momenty setrvačnosti k jednotlivým těžištním osám, ω_1 a ω_2 jsou úhlové rychlosti vozidel. V těchto rovnicích se vyskytuje pět neznámých: $\vec{v}_1'$, $\vec{v}_2'$, $\vec{\omega}_1'$, $\vec{\omega}_2'$, $\Delta \vec{H}$, je proto potřeba najít další rovnici. Za předpokladu, že se obě vozidla v místě nárazu do sebe zaklíní, a tedy nedochází k prokluzu mezi vozidly, jsou rychlosti v bodu rázu M po celý průběh rázu stejné. Vyjde-li se z rovnice pro rychlost obecného pohybu $\vec{v} = \vec{v}_{trans} + \vec{\omega} \times \vec{r}$ může se pro rychlosti na konci deformace psát vztah:

$$\vec{v}_1'^M = \vec{v}_2'^M$$

$$\vec{v}_1' + \vec{\omega}_1' \times \vec{r}_1 = \vec{v}_2' + \vec{\omega}_2' \times \vec{r}_2$$

Toto je pátá hledaná rovnice pro výpočet excentrické rázu. Dále se tato práce excentrickým rázem nebude zabývat. Řešení těchto rovnic je dále popsáno v literatuře č. 1 a 12. [12]

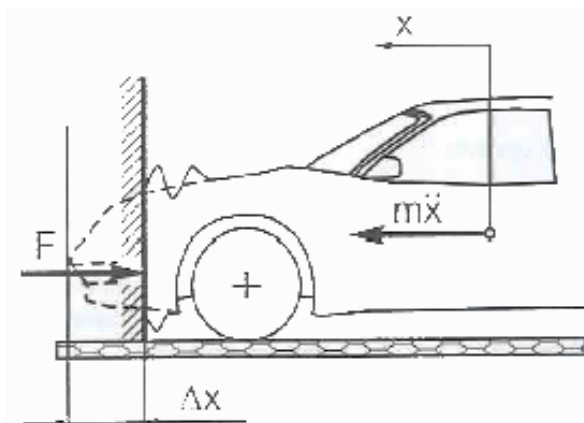
Ve znalecké praxi se pro řešení excentrických nárazů s výhodami používá řešení pomocí grafické analýzy střetu. Grafické řešení vychází ze zákona zachování hybnosti (I věta impulsová) a pro kontrolu se používá zákon zachování momentu hybnosti (II věta impulsová) a zákon zachování energie. Grafické řešení se pak provádí pomocí konstrukce diagramu rovnováhy hybností a impulzů (DRHI) nebo modifikovaného diagramu rovnováhy hybností a impulzů (MDRHI).

2.5 MECHNISMUS NÁRAZU VOZIDLA

„Rozbor mechaniky nárazu má hlavní význam v definici požadovaných deformačních charakteristik tak, aby byla kinetická energie vozidla změněna v deformační práci nosných částí karoserie při dodržení jistých limitů na velikost zrychlení na karoserii.“ [citováno z 11 str. 11] Zrychlení nedeformované části karoserie a také deformační síla F jsou nejen dány vlastnostmi nosných částí karoserie ale i agregáty. Proto platí, že pro dosažení ideálních deformačních charakteristik průběh zrychlení vozidla není jednoduchou funkcí a musí docházet k nárůstům zrychlení pro různé stupně deformace.

2.5.1 Náraz na tuhou nedeformovatelnou bariéru

Mechanika nárazu vozidla na tuhou nedeformovatelnou bariéru zkoumá vliv deformační charakteristiky přední části vozidla na jeho pohyb. V tomto případě je provedeno řešení nárazu pomocí tuhosti vozidla. Na obrázku níže je ukázán jednoduchý fyzikální model pro náraz vozidla na tuhou nedeformovatelnou bariéru.



Obrázek 9 Model nárazu vozidla na tuhou nedeformovatelnou bariéru [6]

Rovnice energetické rovnováhy, která popisuje rovnost kinetické energie v okamžiku nárazu a deformační energie při maximální deformaci, má tvar:

$$E_K = E_D$$

$$\frac{1}{2}mv_0^2 = \int_0^{\Delta x_{\max}} F(\Delta x, \Delta v) d\Delta x,$$

kde m je hmotnost vozidla, v_0 je nárazová rychlost, F je okamžitá deformační síla, Δx je okamžitá deformace vozidla a $\Delta x_{\max}$ maximální deformace vozidla. Deformační zóny vozidel se při nárazu deformují jak elasticky, tak plasticky. Pro větší rychlosti nárazu, kdy $v_0 > 70$ km/h je koeficient restituce menší než 0,1.

Při náraze vozidla na tuhou nedeformovatelnou bariéru je velikost jeho okamžité deformace rovna posuvu nedeformované části karoserie vozidla: $\Delta x = x$. Pohybová rovnice vozidla od okamžiku nárazu na bariéru je tedy ve tvaru:

$$m\ddot{x} = F$$

Pro průběh deformační síly během nárazu se nabízejí tři významné charakteristiky:

- deformační síla konstantní během celé deformace,
- deformační síla úměrná deformaci,
- deformační síla úměrná rychlosti deformace.

V následující části budou popsány jednotlivé průběhy deformační síly. Deformační síla bude uvažována jako lineárně závislá na deformaci a rychlosti deformace.

Deformační síla konstantní během celé deformace

Deformační síla je konstantní $F = konst.$ Z pohybové rovnice plyne: $F = ma_{\max}$, pro rovnici energetické rovnováhy platí $F\Delta x_{\max} = 1/2mv_0^2$, odtud pro maximální deformaci plyne

$$\Delta x_{\max} = \frac{1}{2} \frac{mv_0^2}{F} = \frac{v_0^2}{2a_{\max}}.$$

Deformační síla úměrná deformaci

Deformační síla je lineární funkcí deformace a je vyjádřena vztahem $F = c\Delta x$, kde konstanta c vyjadřuje tuhost přední části vozidla. Z pohybové rovnice zároveň platí, že maximální deformační síla je: $F_{\max} = ma_{\max} = c\Delta x_{\max}$. Po dosazení do rovnice energetické rovnováhy platí vztah:

$$\frac{1}{2}mv_0^2 = \int_0^{\Delta x_{\max}} c\Delta x d\Delta x = \frac{1}{2}c\Delta x_{\max}^2,$$

odtud po jednoduše úpravě lze získat vztah pro maximální deformaci:

$$\Delta x_{\max} = v_0 \sqrt{\frac{m}{c}},$$

Tuhost c se dá z energetické rovnováhy vyjádřit jako:

$$c = \frac{ma_{\max}^2}{v_0^2}.$$

Dosazením do rovnice pro maximální deformační sílu lze získat další vztah po maximální deformaci:

$$\Delta x_{\max} = \frac{ma_{\max}}{c} = \frac{v_0^2}{a_{\max}}$$

Z této rovnice vyplývá, že při lineární závislosti deformační síly na deformaci je pro stejné hodnoty $a_{\max}$ a v_0 maximální deformace dvakrát větší než v případě, kdy deformační síla je konstantní po celou deformaci. [6, 11]

Deformační síla úměrná rychlosti deformace

Deformační síla je lineární funkcí rychlosti deformace, lze vyjádřit vztahem $F = k\Delta\dot{x}$, kde konstanta k je koeficient útlumu přední části. Pohybová rovnice má tvar:

$$m\ddot{x} + k\dot{x} = 0$$

Řešení pohybové rovnice pro posuv nedeformované části vozidla má tvar:

$$x = v_0 \frac{m}{k} (1 - e^{-\frac{k}{m}t}).$$

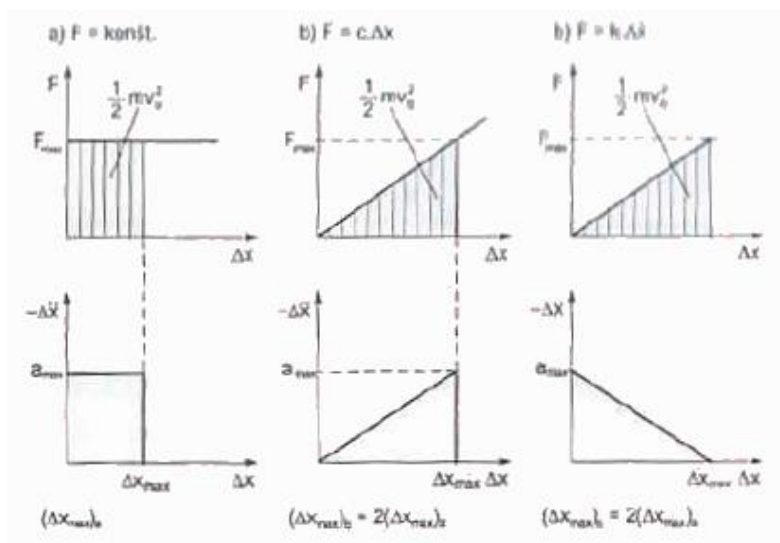
Derivací výše uvedené rovnice se získá řešení pro rychlost

$$\dot{x} = v_0 e^{-\frac{k}{m}t}.$$

Svého maxima dosahuje deformační rychlost v okamžiku prvního kontaktu $t = 0$, kdy $\Delta\dot{x}_{\max} = v_0$. Pro splnění podmínky $\ddot{x}_{\max} = a_{\max}$ musí platit $k = ma_{\max}/v_0$. Maximální deformace $\Delta x_{\max} = x_{\max}$ je dosažena na konci kontaktu vozidla s touhou nedeformovatelnou bariérou

$$\Delta x_{\max} = v_0 \frac{m}{k} = \frac{v_0^2}{a_{\max}}.$$

Maximální deformace přední části je shodná s případem, kdy deformační síla je závislá na deformaci. Na obrázku níže jsou porovnány všechny charakteristiky deformační síly. [11]



Obrázek 10 Průběh deformační síly a zpomalení vozidla v závislosti na deformačních charakteristikách přední části vozidla (a = deformační síla konstantní během celé deformace, b = deformační síla úměrná deformaci, c = deformační síla úměrná rychlosti deformace). [6]

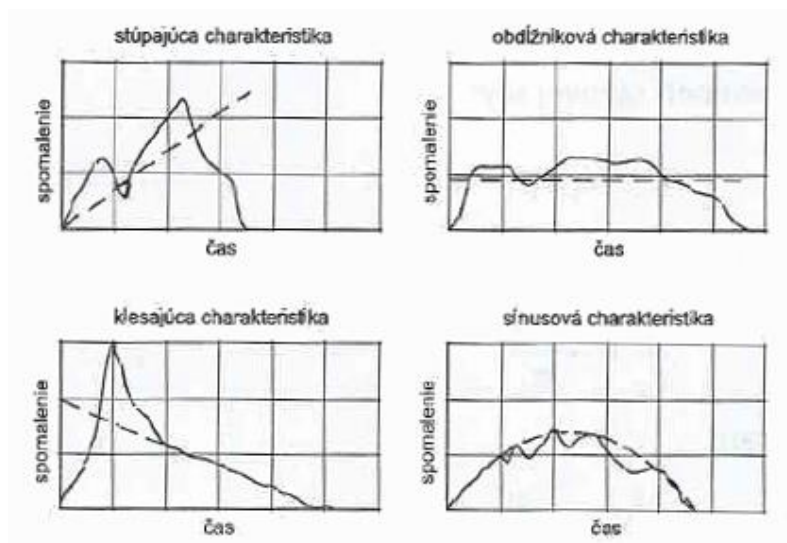
Z výpočtů pro dané limitní zpomalení a nárazovou rychlost při zvolených průbězích deformační síly jsou zřejmé nároky na velikost deformační zóny v jednotlivých případech. V případě závislosti deformační síly na deformaci nebo rychlosti deformace je maximální deformace dvojnásobná, a tedy pro pohlcení shodné energie je potřebná dvojnásobná deformační zóna dvojnásobná s porovnáním s konstantní deformační silou. Nevýhoda konstantní deformační síly je ve velikosti zpomalení, které dosahuje maxima v prvním okamžiku nárazu. K maximálnímu zpomalení v době nárazu dochází také u závislosti deformační síly na rychlosti deformace. [11]

Vliv konstrukce vozidla na průběh zpomalení při nárazu

Kinetická energie vozidel je během nárazu přeměněna především na deformační práci nosných struktur karoserie. Dnešní vozidla mají při čelních nárazech čtyři různé závislosti zpomalení na čase, které jsou dány konstrukcí vozidla. Rozlišují se následující závislosti:

- stoupající,
- obdélníková,
- klesající,
- sinusová.

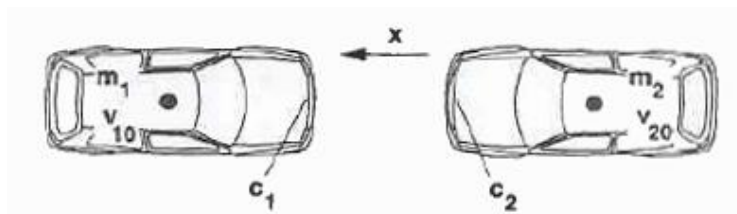
Na obrázku níže jsou uvedeny jednotlivé závislosti zpomalení – čas pro vozidla s hmotností cca 1000 kg při náraze na tuhou nedeformovatelnou bariéru rychlostí 50 km/h.



Obrázek 11 Charakteristiky zpomalení v závislosti na čase [6]

2.5.2 Čelní střet dvou vozidel

Tato kapitola popisuje vliv deformační charakteristiky vozidel na mechanismus čelního nárazu dvou vozidel. Na obrázku níže je ukázán model čelního střetu dvou vozidel.



Obrázek 12 Model čelního střetu dvou vozidel [6]

První vozidlo má hmotnost m_1 a rychlost před střetem v_{10} , hmotnost druhého vozidla je m_2 a jeho rychlost před střetem je v_{20} , která je opačná k v_{10} . Po plně plastickém čelním rázu se budou obě vozidla pohybovat po přímé dráze stejnou rychlostí, kterou lze určit ze zákona zachování hybnosti jako:

$$v = \frac{m_1 v_{10} - m_2 v_{20}}{m_1 + m_2}.$$

Velikost deformační energie obou vozidel při plně plastickém rázu je:

$$E_D = \frac{m_1 m_2}{2(m_1 + m_2)} (v_{10} + v_{20})^2$$

Konstantní deformační síly obou vozidel $F = \text{konst.}$

„Aby byly splněny požadavky předpisů z hlediska bezpečnosti posádky, lze ze zkušenosti tvrdit, že zrychlení na karoserii při nárazu na pevnou bariéru nesmí překročit jisté meze a musí se pohybovat v intervalu obvyklých hodnot. To znamená, že čím je vozidlo hmotnější, tím větší musí být „nakonstruovaná“ síla pro deformaci přední části.“ [Citováno z 11 str. 15] Lze předpokládat, že obecně je síla kvůli konstrukci karoserie úměrná hmotnosti vozidla. Potom pro konstrukční charakteristiky dvou vozidel při čelním nárazu platí, že:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{m_1}{m_2},$$

kde F_1 a F_2 jsou deformační síly karoserií prvního a druhého vozidla. Za předpokladu, že $m_2 < m_1$, je reakční síla mezi vozidly v každém okamžiku rovna velikosti deformační síly F_2 . Veškerou nárazovou energii tedy přebere lehčí vozidlo, které se zdeformuje o hodnotu

$$\Delta x_{2\max} = \frac{F_D}{F_2},$$

těžší vozidlo je vůči lehčímu značně agresivní. [11]

Deformační síla úměrná deformaci

Nechť závislost mezi deformační silou a deformací je lineární podle vztahu $F = c\Delta x$, potom deformační síly rostou s deformacemi. Jestliže platí zavedený konstrukční předpoklad, že vyšší hmotnosti vozidla odpovídá také vyšší tuhost přední části vozidla, pak platí vztah:

$$\frac{c_1}{c_2} = \frac{m_1}{m_2},$$

potom pro deformaci platí:

$$\frac{\Delta x_1}{\Delta x_2} = \frac{m_2}{m_1} \text{ resp. } \frac{\Delta x_{1\max}}{\Delta x_{2\max}} = \frac{m_2}{m_1},$$

neboť deformační síly působící na vozidla jsou v každém okamžiku stejné.

V poslední rovnici je zachycen vztah, který říká, že poměr maximální deformace lehčího vozidla a maximální deformace těžšího vozidla je v opačném poměru k poměru jejich hmotností. Těžší vozidlo je tedy k lehčímu méně agresivní než v případě konstantních deformačních sil obou vozidel. [11]

Deformační síla úměrná rychlosti deformace

Uvažována je opět lineární závislost mezi deformační silou a rychlostí deformace vyjádřená vztahem: $F = k\Delta\dot{x}$, deformační tedy síly rostou s rychlostí deformace. Stále platí zavedený konstrukční předpoklad, že koeficient útlumu k je opět úměrný hmotnosti vozidla

$$\frac{k_1}{k_2} = \frac{m_1}{m_2},$$

potom lze odvodit z pohybových rovnic následující vztah pro poměr deformace lehčího a těžšího vozidla k poměru jejich hmotností:

$$\frac{\Delta x_1}{\Delta x_2} = \frac{m_1}{m_2},$$

Agresivita těžšího vozidla vůči lehčímu vozidlu roste úměrně s poměrem hmotností. Stejně jako v případě, kdy je deformační síla úměrná deformaci. [11]

3 METODA ŘEŠENÍ A POUŽITÝ SOFTWARE

3.1 METODA ŘEŠENÍ

Pro účely řešení praktické části této práce, jejíž náplní je crash analýza byla vybrána metoda konečných prvků, konkrétně její řešení pomocí explicitního integračního schématu.

MKP je přibližnou metodou řešení diferenciálních rovnic. Slouží k určení průběhu napětí, deformací, vlastních frekvencí, proudění, tepla, jevů elektromagnetismu atd. Využívá diskretizace spojitého kontinua na geometricky jednoduché části – konečné prvky. Zjišťované parametry jsou určovány v jednotlivých uzlových bodech. Vlivem vnějšího zatížení je těleso deformováno a tím dochází k posunu jednotlivých uzlových bodů. Soustava podmínek rovnováhy je stanovena například pomocí principu minima potenciální energie

M= Metoda – Jsou tři metody (analytická, numerická, experimentální), jak vyřešit každý inženýrský/technický problém. Analýza konečných prvků patří do kategorie numerických metod.

K = Konečných - Všechny kontinuální objekty mají nekonečné množství stupňů volnosti, a proto není možné řešit problém v tomto zadání. MKP redukuje stupně volnosti z nekonečné na konečnou pomocí diskretizace nebo síťování - vytvoření uzlů a elementů.

P = Prvků – Všechny výpočty jsou prováděny na omezeném počtu bodů známém jako uzly. Jednotka spojených uzlů formovaných do specifických tvarů je známá jako prvek (element). K získání hodnoty proměnné kdekoliv mezi vypočtenými body je použita funkce interpolace.

V diplomové práci je metoda konečných prvků použita při řešení crash analýzy. Crash analýza se zabývá řešením strukturální odolnosti vozidel proti nárazu a plně dynamickými nebo nárazovými simulacemi. Pomocí MKP crash analýzy lze najít deformace, napětí a absorbovanou energii různých částí vozidla při nárazu do pevné či pohyblivé bariéry. Crash analýza je aplikována při čelních, bočních nárazech, nárazech na kůl, převrácení automobilů, atd.

Crash analýza, se jako nelineární úloha řeší podle rovnice:

$$[M]\ddot{\vec{x}} + [C]\dot{\vec{x}} + [K]\vec{x} = \vec{F}(t),$$

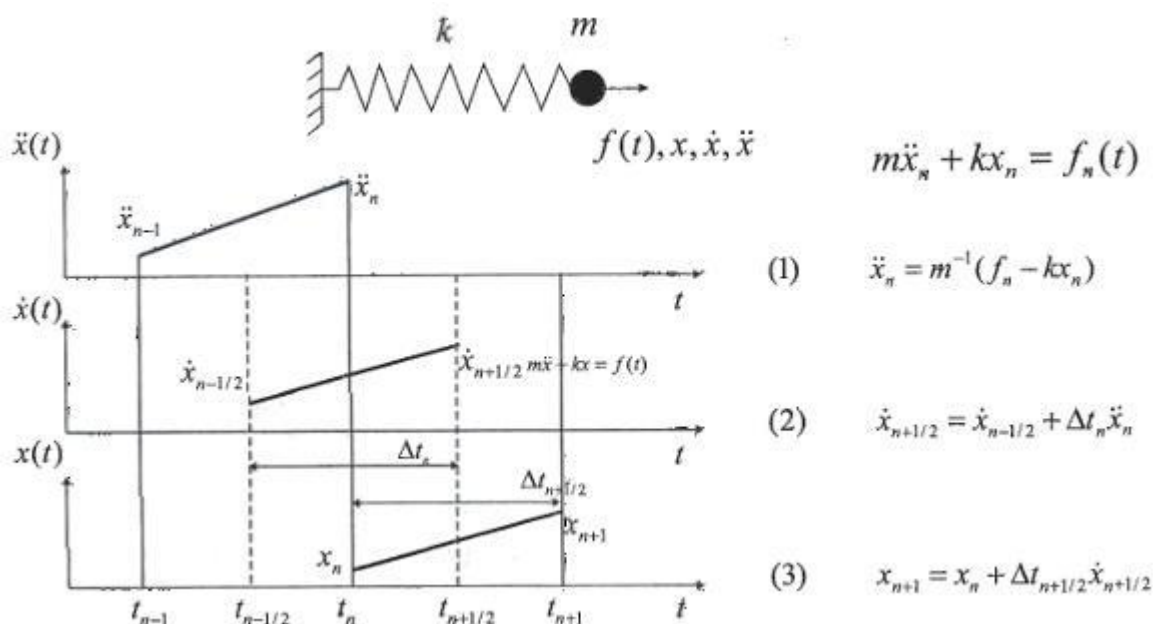
kde M je matice hmotností prvků, C je matice útlumu prvků, K je matice tuhosti prvků, $\vec{x}$ je vektor posuvů a $\vec{F}$ je vektor sil.

3.1.1 Explicitní vs. implicitní integrační schéma

Některé následující kapitoly se odvolávají na Explicitní a Implicitní integrační schémata pro řešení základních rovnic MKP. Proto autor považuje za vhodné tyto schémata popsat a vymezit vhodnost jejího použití.

Explicitní integrační schéma

„V explicitním integračním schématu jsou posuvy a rychlosti získány přímou integrací zrychlení uzlů. Aby tento přístup byl stabilní, je často volen malý časový krok, což při statických nebo pomalých dynamických analýzách vede k provedení velkého počtu nezbytných cyklů pro výsledek simulace.



Obrázek 13 Explicitní schéma [21]

Časový krok

Časový krok používaný v integračním schématu může být vypočítán dvěma způsoby: jako elementární nebo nodální časový krok.

Elementární časový krok

$$\Delta t = \min_{Elements} \left(\frac{l}{c} \right),$$

kde l je charakteristická délka elementu a c je rychlost zvuku v daném materiálu. Časový krok je počítán ve stejném okamžiku jako vnitřní síly. Charakteristická délka a rychlost zvuku je počítána pro každý element v každém cyklu.

Nodální časový krok

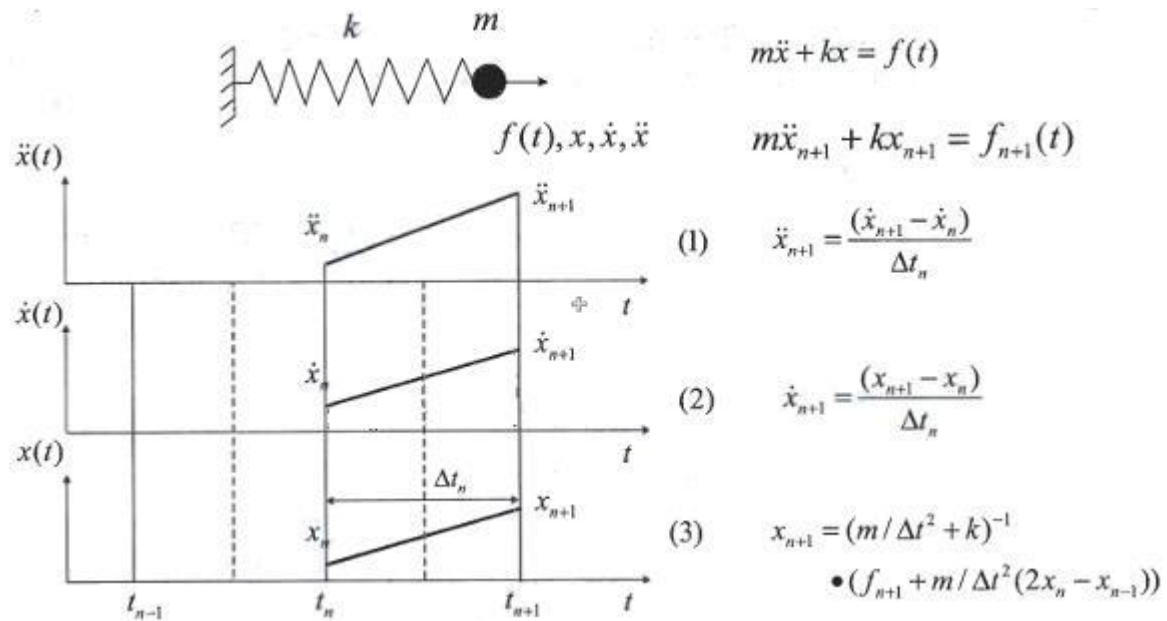
$$\Delta t = \min_{nodes} \sqrt{\frac{2m}{k}},$$

kde m je hmotnost uzlu a k je ekvivalentní tuhost v daném uzlu. Nodální časový krok je počítán pro každý uzel až po vypočtení všech vnitřních sil. Tuhost uzlu odpovídá poloviční hodnotě matice tuhosti pro vlastní element.

Pro pravidelnou síť jsou hodnoty elementárního a nodálního časového kroku identické.

Implicitní integrační schéma

Alternativou k explicitnímu schématu je schéma implicitní, které je bezpodmínečně stabilní, což umožňuje větší časový krok v porovnání s explicitním integračním schématem. Nicméně v implicitním schématu by měla být vytvořena a invertována globální matice tuhosti, což vyžaduje iterativní metodu, která vede k větším nákladům, zejména požadavkům na paměť.



Obrázek 14 Implicitní schéma [24]

Explicitní přístup je nejvíce používaný pro rychlé dynamické děje s nelineárním geometrickým a materiálovým chováním. Množství cyklů pro dosažení výsledku simulace může být poměrně vysoké, avšak s nízkými nároky na paměť, neboť není potřeba počítání inverzních matic tuhostí. Globálně je tato metoda velmi účinná. Na druhé straně implicitní metoda je spíše vhodná pro statické a dlouho trvající simulace.

Optimálním řešením je možnost použití obou přístupů pod jedním vstupním kódem. Tuto možnost nabízí řešič RADIOSS, který v kódu Block Data umožňuje provádět výpočet podle Implicitního nebo explicitního integračního schématu.

Přestože je lineární schéma bezpodmínečně stabilní, nemusí pro nelineární úlohy konvergovat. Obecně je implicitní přístup méně robustní než explicitní.“ [Citováno z 23 strana 39-41]

3.2 SOFTWARE

Pro účely diplomové práce byly z řady programů MKP (jak už volných tak komerčních) vybrány programy ze systému programů HyperWorks od americké softwarové firmy Altair Engineering, Inc. V příštích kapitolách budou popsány použité programy.

3.2.1 HyperWorks

Tento systém je postavený na možnosti programovatelnosti a interoperabilitě s většinou hlavních komerčních systémů, jako jsou CAD a CAE. Není to jen soubor high-endových aplikací, jde o komplexní technický systém, který si zakládá na maximálním možném výkonu, automatizování procesů a na co nejlepším využití bez nutnosti proměnného prostředí. Dále poskytuje také nástroje pro modelování, analýzu, optimalizaci, vizualizace, reporting, a údaje o výkonu správy.

HyperWorks obsahuje tyto aplikace:

- | Modelování a vizualizace | Analýza a optimalizace |
|--------------------------|-------------------------|
| • HyperMesh | • RADIOSS |
| • HyperView | • AcuSolve |
| • HyperView Player | • OptiStruct |
| • HyperCrash | • HyperStudy |
| • HyperGraph 2D, 3D | • MotionSolve |
| • MotionView | • HyperShape/CATIA |
| • HyperMath | • HyperForm |
| • SimLab | • HyperXtrude |
| • solidThinking Evolve | • solidThinking Inspire |
| | • ComputeManager |

3.2.2 HyperWorks Desktop

HyperWorks Desktop je integrované uživatelské prostředí pro modelování a vizualizaci. Je využíván k pre- a post-procesu konečně prvkových a multi-body simulací, dále také pro správu a vizualizaci samotných dat získaných ze simulací a testů. Součástí struktury HyperWorks Desktop jsou následující aplikace:

- HyperMesh - Univerzální pre-a post-processor pro analýzu konečných prvků.
- MotionView - Pre-a post-processor pro Multi-Body (tuhých těles) simulace.
- HyperView - Vysoce výkonný konečně prvkový a multi-body post-processor, který umožňuje snadné vykreslení a analýzu dat.
- HyperGraph (2D a 3D) – Nástroj pro tvorbu grafů.
- MediaView – Video prohlížeč.
- TextView – HTML – textový editor.
- ScriptView – HyperWorks vývojové prostředí (IDE = Integrated Development Environment) pro vývoj a ladění TCL a HyperMath Language(HML) skriptů.
- CollaborationTools - Řešení, které organizuje, řídí a ukládá CAE a testové data v průběhu životního cyklu simulace.

Aplikace v tomto prostředí mohou být vzájemně provázané, v jednom okně je možné synchronizovat pohyby rotace a přiblížení modelů dvou rozdílných aplikací: HyperMesh a HyperView nebo synchronizovat časy animací pro aplikace HyperView, MediaView a HyperGraph.

Prostředí je otevřené a tím umožňuje přizpůsobení uživatelského rozhraní, správu a automatizaci procesů přáním uživatelů. Dále podporuje také aplikaci ScriptView, nové vývojové prostředí, které dramaticky zvyšuje produktivitu programování v HyperWorks. [20]

3.2.3 HyperMesh

Jedná se o program, v němž je možné analyzovat návrh produktu ve vysoce interaktivním a vizuálním prostředí. HyperMesh nabízí uživatelům možnost snadno a efektivně vytvořit velmi věrnou síť modelu. Program obsahuje a umožňuje využít kritéria kvality sítě a techniku tvarování, které byly uživatelem definovány pro úpravu existujících sítí. Má automatizované moduly automesh, tetra-mesh a hexa-mesh minimalizující čas síťování. HyperMesh podporuje různé formáty souborů CAD, čímž usnadňuje vytváření konečně prvkových modelů. Obsahuje velmi schopný nástroj k úpravám a „vyhlazení“

importované geometrie, díky kterému je pak snadné vytvářet kvalitní konečně prvkové sítě i pro velmi rozsáhlé modely. [20]

Podpora:

- | | |
|----------------|-------------|
| • CATIA V4/V5 | • ACIS |
| • I-DEAS | • IGES |
| • PRO-ENGINEER | • PARASOLID |
| • UNIGRAPHICS | • STEP |

HyperMesh poskytuje prostředí pro vytváření a úpravu modelů. Je zde k dispozici mnoho panelů pod modulem Automesh pro práci s 2D a 3D modely. Jedná se o interaktivní nástroj pro vytváření sítí, který umožňuje nastavení parametrů sítě, jako například velikost elementu, hustota, „dispozice“ (biasing), typ algoritmu, pro každý povrch či hranu zvlášť. HyperMesh obsahuje také funkci morphing, která umožňuje uživatelům snadno a rychle modifikovat existující síť pro nové konstrukční návrhy. [20]

Podporuje celou řadu řešičů:

- | | |
|-------------------|------------|
| • OptiStruct | • RADIOSS |
| • ABAQUS | • PAMCRASH |
| • NASTRAN | • MADYMO |
| • ANSYS | • MARC |
| • MOLDFLOW/C-MOLD | • I-DEAS |
| • LS-DYNA | • další |

Úprava 3D geometrie snižuje množství vstupů uživatele při vytváření sítě, proto mohou být využity automatizované moduly, které snižují celkový modelovací čas

3.2.4 HyperView

HyperView je kompletní post-procesor a vizuální prostředí, které je využíváno pro KP analýzu, multi-body simulace, video, a technické data. Načteny mohou být výstupy z mnoha řešičů, proto je možné říct, že svým rozsahem je nejlepší ve své kategorii. V HyperView je možné načíst více oken v jednom prostředí, což umožňuje kombinaci animace v jednom okně a zároveň znázornění grafem XY v okně druhém. HyperView nabízí pokročilé animační funkce jako dělicí roviny, překrytí videí, synchronizování grafů XY se simulací, ISO kontury atd. Jedná se o nejrychlejší nástroj na trhu, což je důležité pro velké modely. Jeho součástí jsou nástroje pro automatický proces generování reportů.

HyperView ukládá výsledky 3D animace v kompaktním H3D formátu, proto je možné zobrazit a sdílet CAE výsledky v 3D prostředí webu pomocí Altair HyperView Player. HyperView Player je nástroj, který je volně dostupný a umožňuje interaktivně prohlížet výsledky analýz. [20]

3.2.5 RADIOSS

RADIOSS je nová generace KP řešiče, pomocí kterého je možné provádět výpočty podle implicitního a explicitního schématu pod jedním kódem. Je využíván pro nejrozumnější řešení technických problémů od lineární statické analýzy až po nelineární dynamické simulace. Dále je ho možné využít také k simulaci struktur, kapalin, interakcí struktur a kapalin a mechanických systémů. Využíván je také automobilovým a leteckým průmyslem pro pochopení a předpovídání chování konstrukcí ve složitých situacích, jako jsou automobilové „crash“ simulace. RADIOSS je mocným nástrojem pro navrhování zvláště pro svou těsnou integraci s prostředím HyperWorks. Kromě modelování a vizualizace jsou RADIOSS modely připraveny pro optimalizaci, která se může provádět v řešičích OptiStruct a HyperStudy. [21]

RADIOSS umožňuje komplexní analýzy metodou konečných prvků pro lineární a nelineární úlohy, simulace lisování plechů a multi-mody dynamické systémy pomocí dvou vstupních formátů - Bulk data, Block data.

Bulk data: vstupní data typu Nastran, které se používají pro výpočet malých posuvů.

Block data: vstupní formát pro RADIOSS, který se používá pro výpočet velkých posuvů, umožňuje využití implicitního a explicitního integračního schématu, podrobný popis je v kapitole 3.2 *Explicitní vs. Implicitní integrační schéma*.

Malé posuvy

Teorie malých posuvů vychází z předpokladu, že deformace a ohyby konstrukce jsou mnohem menší než rozměry konstrukce a zatížení přímo nevede k deformaci. Pro tento přístup se používají lineární materiálová data. Vstupní data pro tuto analýzu jsou pro řešič RADIOSS generovány ve formátu Bulk. [21]

Velké posuvy

Vstupní data pro řešení úloh velkých deformací v řešiči RADIOSS jsou generovány ve formátu Block. V těchto úlohách dochází k velkým posuvům v porovnání s velikostmi

konstrukcí, které mohou vést přímo ke vzniku deformací, poškození a prasknutí. Prasknutí je v tomto případě představováno vymazáním elementu. [21]

3.2.6 HyperGraf

HyperGraf je silný nástroj využívaný k analýze a vyhodnocování dat, který umožňuje zpracování výstupních dat z velkého počtu programů. Jeho sofistikovaný matematický motor je schopen zpracovat i ty nejsložitější matematické výrazy. HyperGraph kombinuje tyto vlastnosti s vysoce kvalitní prezentací výstupu, kterou lze upravit do jakékoli podoby za minimální čas. Umí eliminovat opakující se úkony pomocí maker, které dokážou automatizovat matematické procesy. Dále dokáže pomocí šablon automatizovat celý proces vytváření prezentací dat. [20]

Je schopen načíst CAE datové soubory z programů: OptiStruct, LS-DYNA HyperForm, NHTSA ABE, MADYMO, PAMCRASH, Radioss, NASTRAN, Abaqus, ADAMS, DADS, SIMPACK atd.

3.2.7 HyperCrash

HyperCrash je ryze explicitním pre-procesorem speciálně navrženým pro vytváření vysoce přesných modelů pro crash analýzy. Byl vyvinut ve spolupráci s předními výrobci automobilového průmyslu. HyperCrash zvyšuje efektivitu a přesnost výsledků prostřednictvím řízení projektu a nabízí možnosti pro kontrolu a automatickou opravu modelů.

HyperCrash obsahuje velkou sadu nástrojů pro ty nejsložitější nárazy a úkoly bezpečnostního modelování včetně možnosti výměny částí nebo polohy, modelování soustav, správy spojení modelů, pozicování figurín a nastavení bezpečnostních pásů.

HyperCrash plně podporuje řešiče RADIOSS a Ls – Dyna. Kombinuje sílu intuitivního uživatelského rozhraní s automatickou sadou ověřených nástrojů pro crash a bezpečnostní modelování. HyperCrash svým uživatelům šetří čas a zároveň poskytuje vysoce kvalitní a přesné výsledky. [22]

4 ŘEŠENÍ KOMPATIBILITY POMOCÍ MKP

V práci je řešena kompatibilita vozidel při čelním střetu pomocí crash analýzy metodou konečných prvků. Práce je zaměřena na kompatibilitu vozidel rozdílných velikostních tříd, kdy pro každou třídu je vybrán typický zástupce. Jednotlivé třídy vozidel a jejich zástupci jsou uvedeny v tabulce níže

Tabulka 1 Třídy vozidel a jejich zástupci

Třída vozidel	Zástupce
Malé automobily	Geo Metro (1997)
Nižší střední třída	Dodge Neon (1996)
Pick up/SUV	Chevrolet C2500 (1994)

Konečně prvkové modely jednotlivých typických zástupců tříd vozidel jsou získané od National Crash Analysis Center (NCAC), které má volně přístupný archiv konečně prvkových modelů automobilů.

Řešení compatibility je rozděleno do dvou částí. První část se zabývá simulací nárazu jednotlivých vozidel na tuhou nedeformovatelnou bariéru. Scénář pro tuto simulaci vychází z čelního nárazu do tuhé nedeformovatelné bariéry v plném překrytí vyvinutém NHTSA pro US-NCAP, předlohou byla americká norma FMVSS No. 208. Tato část práce je provedena za účelem sběru dat, na jejichž základě je určena vzájemná kompatibilita těchto vozidel. Ve druhé části jsou provedeny simulace čelního střetu jednotlivých vozidel. Díky těmto simulacím je možné určit přesné chování jednotlivých vozidel při střetu a tím určit vzájemnou kompatibilitu vozidel při čelním střetu.

4.1 VZNIK KONEČNĚ PRVKOVÝCH MODELŮ

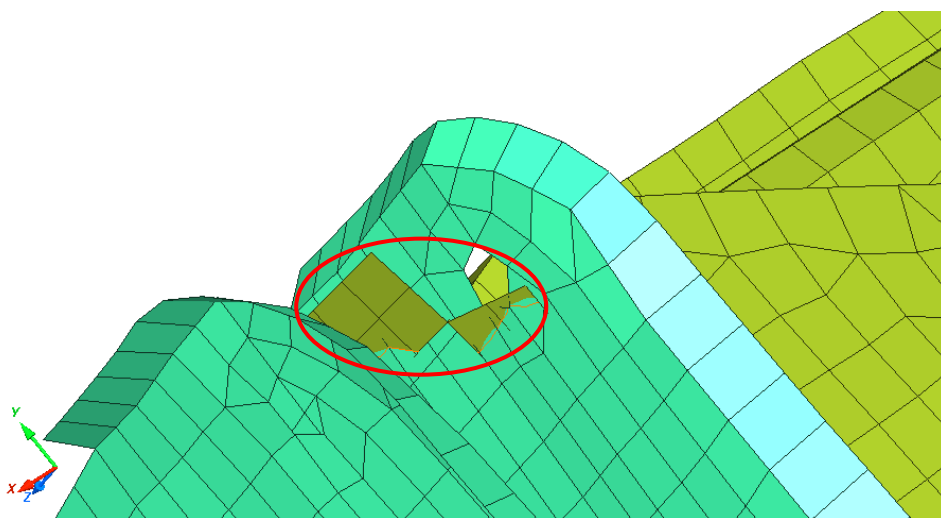
V této kapitole je popsán vznik matematických modelů jednotlivých vozidel. Jak je uvedeno v předešlé kapitole, konečně prvkové modely, dále označeny jako KP modely, pochází z archivu National Crash Analysis Center (NCAC) na George Washington University (GWU), které tyto modely vytvořilo. Modely byly vytvořeny pro řešič LS-DYNA. Pro tento řešič byly také modely validovány prostřednictvím výzkumného programu New Car Assessment Program (NCAP). Validace proběhla na základě čelních crash testů s příslušnými vozidly. Charakteristiky jednotlivých KP modelů vozidel jsou uvedeny v tabulce 2.

Tabulka 2 Charakteristiky KP modelů

Vozidlo	Geo Metro	Dodge Neon	Chevrolet C2500
Počet částí	230	336	248
Počet uzlů	200348	288856	66050
Počet 1D elementů	2	122	153
Počet 2D elementů	19180	2852	54028
Počet 3D elementů	1209	267786	33695
Počet elementů	193200	270768	57850
Hmotnost [Kg]	867	1333	2011

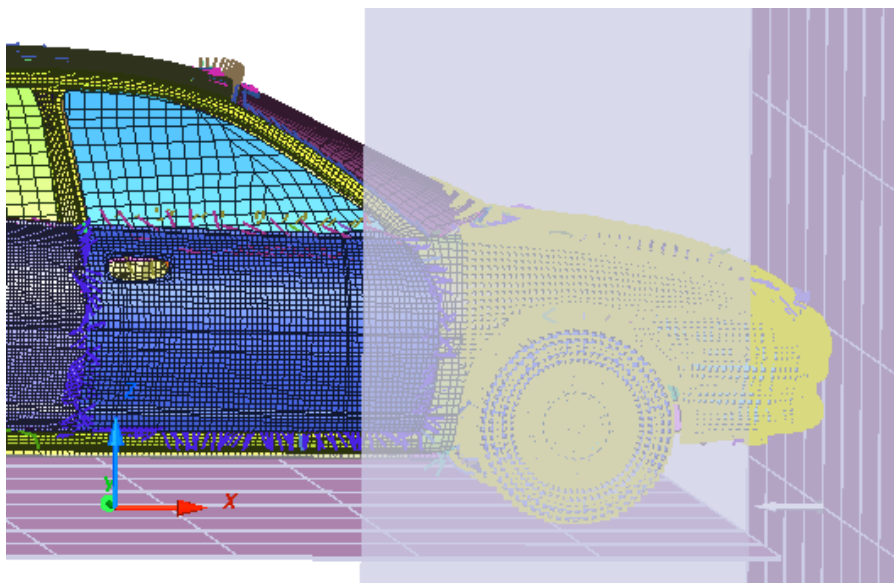
Jak je napsáno výše modely byly vytvořeny pro řešič LS-DYNA proto v prvním kroku bylo potřeba modely přeložit pro řešič RADIOSS. Tento překlad byl proveden v programu HyperCrash, který je univerzálním pre-procesorem využívaným pro oba řešiče. Během překladu v ojedinělých případech došlo k duplicitnímu vytvoření komponent nebo k špatnému přiřazení lokálních koordinačních systémů. Tyto problémy byly ihned odstraněny pomocí automatického modulu pro kontrolu správnosti modelu nazvaného Model Checker.

V dalším kroku bylo nutné odstranit z kontaktů jednotlivých částí všechny penetrace a intersekcce, které modely obsahovaly. Řešič RADIOSS vždy před výpočtem provedl kontrolu modelu a jestliže narazil na nějaké chyby, nezačal výpočet analýzy. V tomto případě našel penetrace a intersekcce v kontaktu. Pro tuto úpravu bylo využito automatického modulu na odstranění penetrací a intersekcí, ten si však poradí pouze s drobnými nedostatky. Ve většině případů bylo nutné provést úpravu manuálně, neboť docházelo k penetracím a intersekcím několika elementů, viz obrázek 15.



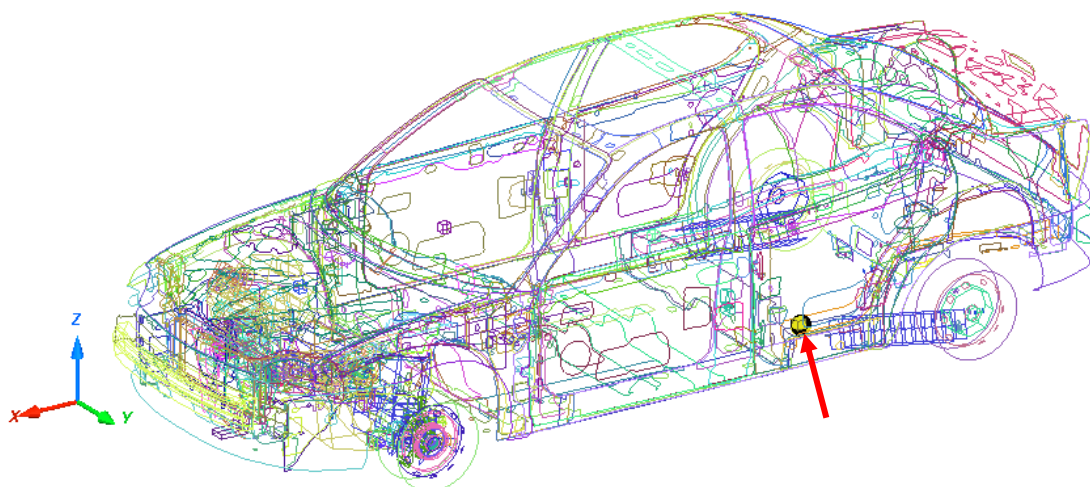
Obrázek 15 Ukázka intersekcce v modelu Neon

Následně byly modely doplněny o tuhé těleso v podobě nekonečné roviny, která reprezentuje tuhou nedeformovatelnou bariéru. Bariéry byly umístěny těsně před vozidla, tím se eliminoval čas před nárazem a tedy i celkový čas výpočtu. Následně byl pro bariéry nadefinován kontakt, který umožňuje vzájemné silové působení s uzly narážejícího automobilu, viz obrázek 16 níže. Fialová barva představuje bariéru, šedá barva reprezentuje oblast, ve které jsou hledány uzly pro kontakt a žlutou barvu mají vybrané uzly, pro které bude kontakt počítán.



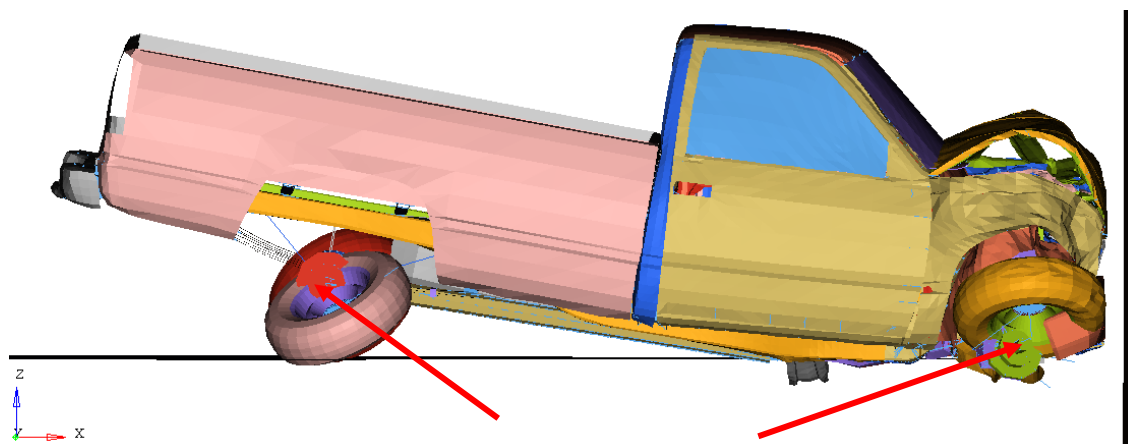
Obrázek 16 Kontakt mezi uzly vozidla Neon a tuhé nedeformovatelné bariéry

Poté byla jednotlivým modelům přiřazena gravitace a počáteční rychlost. Takto připravené modely byly opatřeny o akcelerometry umístěné na stejné pozici jako levý zadní akcelerometr při NHTSA NCAP crash testu.



Obrázek 17 Umístění akcelerometru v modelu Neon

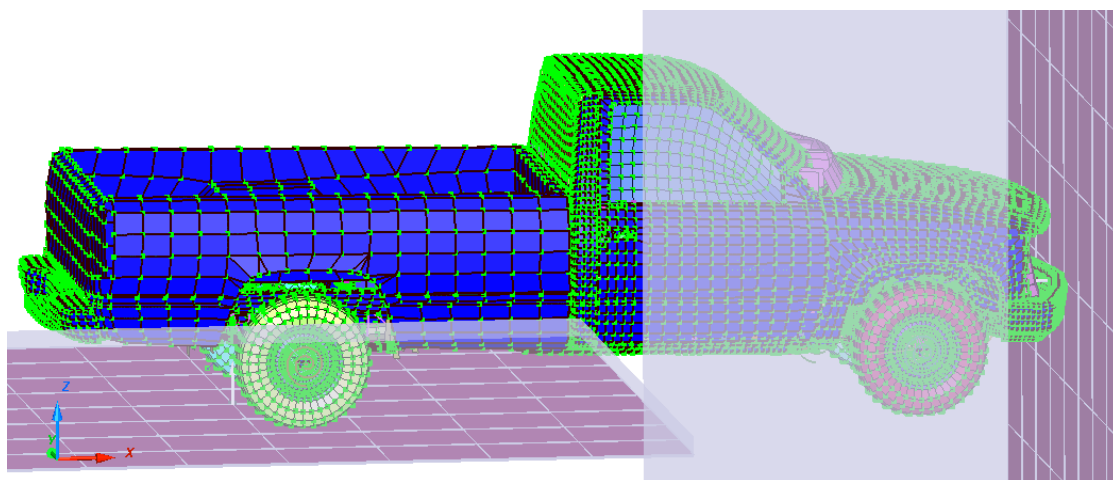
Modely Geo Metro a Chevrolet C2500, dále označené jako **Geo** a **Pick up**, bylo nutné navíc doplnit o kontakt mezi koly a nápravami. Vytvořen byl univerzální kontakt typu 7, který symetricky propojil nápravy a kola.



Obrázek 18 Odpojení kol během simulace v důsledku chybějícího kontaktu kola a nápravy

V posledním kroku byly nastaveny vstupní data pro řešič RADIOSS, bez kterých by crash analýza nemohla proběhnout. Nastaveno bylo měření požadovaných veličin, frekvence vypisování vypočtených veličin a animačních souborů, délka simulace a časový krok pro simulaci.

Na obrázku 19 je možné vidět konečnou definici modelu čelního nárazu vozidla Pick up do tuhé nedeformovatelné bariéry. Fialovou barvou je znázorněna bariéra, šedou barvu má oblast hledaných uzlů pro kontakt. Modrá barva elementů představuje vzájemný kontakt mezi jednotlivými díly. Zelená barva uzlů reprezentuje přiřazenou počáteční rychlost jednotlivým uzlům.



Obrázek 19 Nastavení modelu Pick up pro náraz v rychlosti 56 km/h do tuhé bariéry

Jednotlivé modely čelního nárazu a modely střetů vozidel se nacházejí v příloze A.

4.2 SIMULACE ČELNÍHO NÁRAZU VOZIDEL DO TUHÉ BARIÉRY

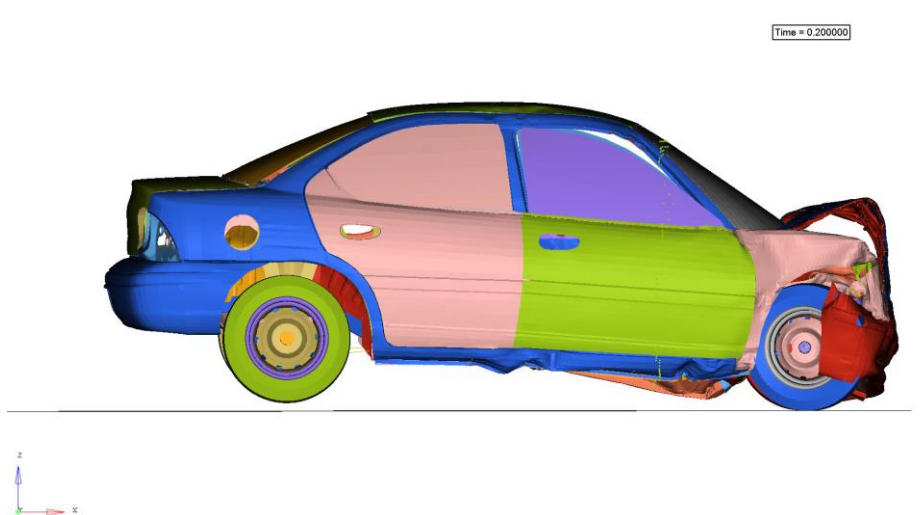
Simulace čelního nárazu jsou provedeny v rychlosti 56 km/h do tuhé nedeformovatelné bariéry a náraz je proveden s plným překryvem. Tento scénář vychází z crash testu, který byl vyvinutý v NHTSA pro US-NCAP, jehož předlohou byla americká norma FMVSS No. 208 zabývající se pasivní bezpečností vozidel při čelním nárazu.

V této části jsou prezentovány výsledky jednotlivých simulací čelního nárazu všech tří automobilů z různých tříd. Výsledky jsou zobrazeny ve formě grafů, ve kterých jsou zachyceny zjišťované veličiny:

- posuv, rychlost a zrychlení uzlu, ve kterém je umístěný akcelerometr,
- deformační síla,
- závislost deformační síly na posuvu,
- energetická bilance.

4.2.1 Simulace čelního nárazu vozidla Dodge Neon

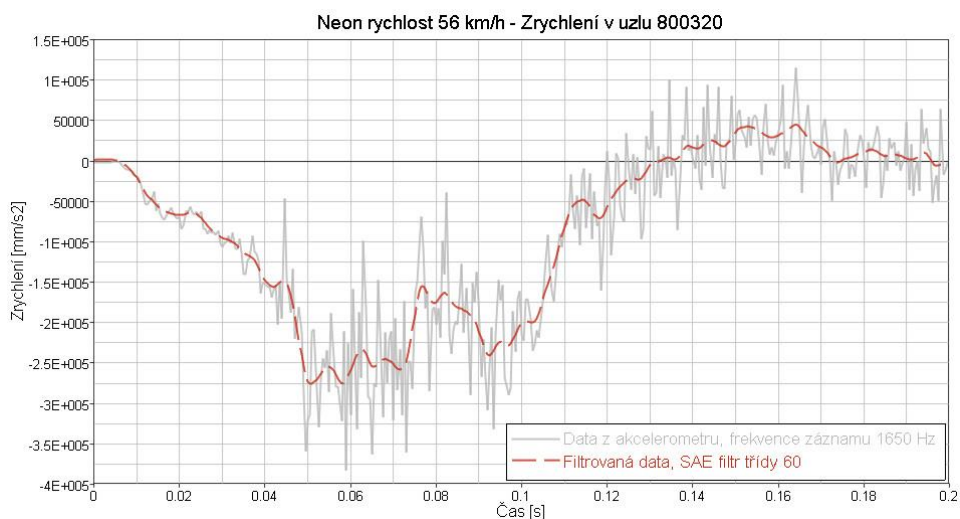
Na úvod k jednotlivým simulacím čelního nárazu je uveden obrázek automobilu v poloze po nárazu, lze tak pozorovat konečnou tedy plastickou deformaci. Ze simulací jsou pořízeny také animace, které jsou zaznamenány ve formátu *.avi a nalézají v příloze B.



Obrázek 20 Plastická deformace vozidla Neon při simulaci nárazu

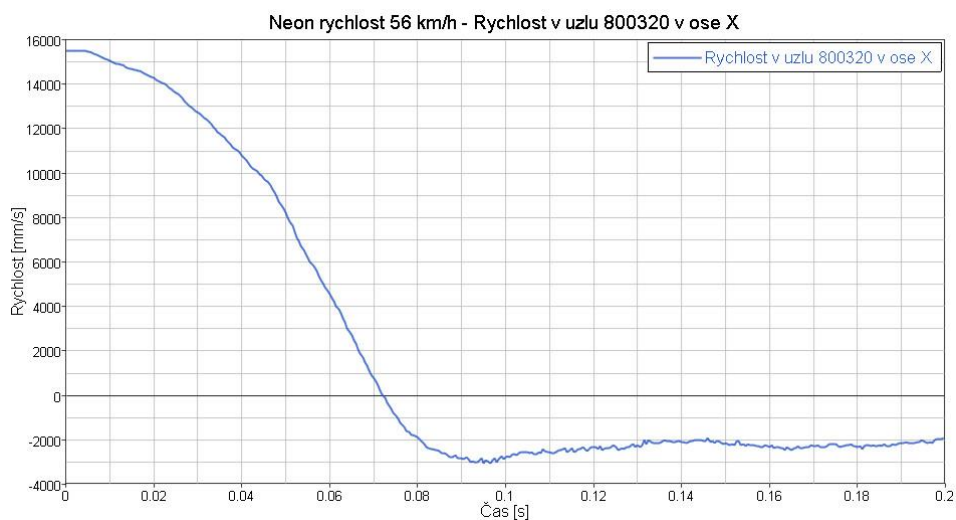
V grafu 1 je zobrazeno zrychlení resp. zpomalení snímané akcelerometrem na levém podélníku v místě uložení akcelerometru při crash testu reálného vozidla. Zrychlení je snímané v ose pohybu tedy v ose X. Údaje jsou zaznamenávány s frekvencí 1650 Hz (šedá křivka). Tento signál, jak je patrné z grafu 1, obsahuje šum, který je potřeba pro budoucí práci vyfiltrovat. Proto je signál filtrovaný CFC 60 SAE J211 (ISO6487) filtrem, který se používá

v oblasti crash testů. Filtrovaný signál je zobrazen červenou barvou. Integrací tohoto signálu se získá průběh rychlosti v čase, viz graf 2.



Graf 1 Neon rychlost 56 km/h – Zrychlení uzlu 800320 v ose X

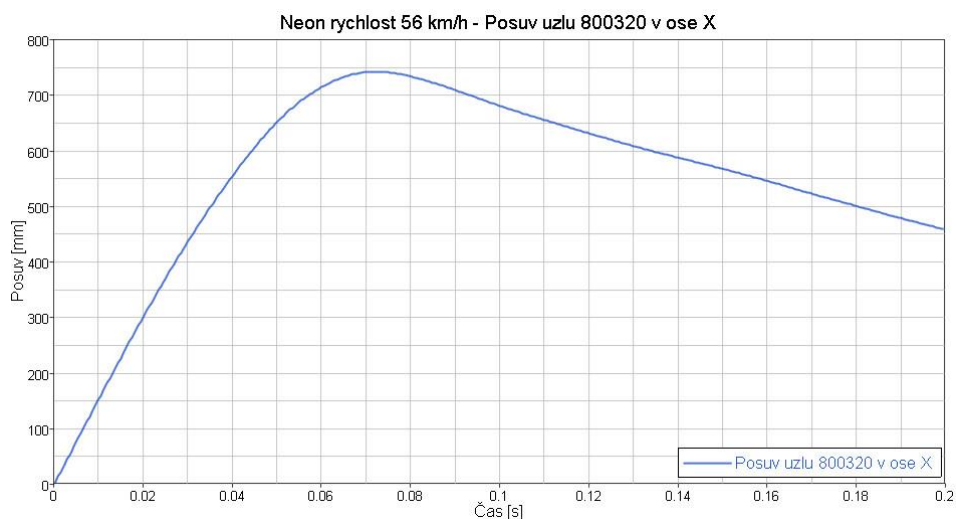
Průběh rychlosti má klesající charakter daný vlastnostmi konstrukce, který se zastaví až na hodnotě výběhové rychlosti. Výběhová rychlost má zápornou hodnotu, což představuje opačný směr oproti počáteční rychlosti. Další integrací křivky se získá hodnota posuvu v čase, viz graf níže.



Graf 2 Neon rychlost 56 km/h – Rychlost uzlu 800320 v ose X

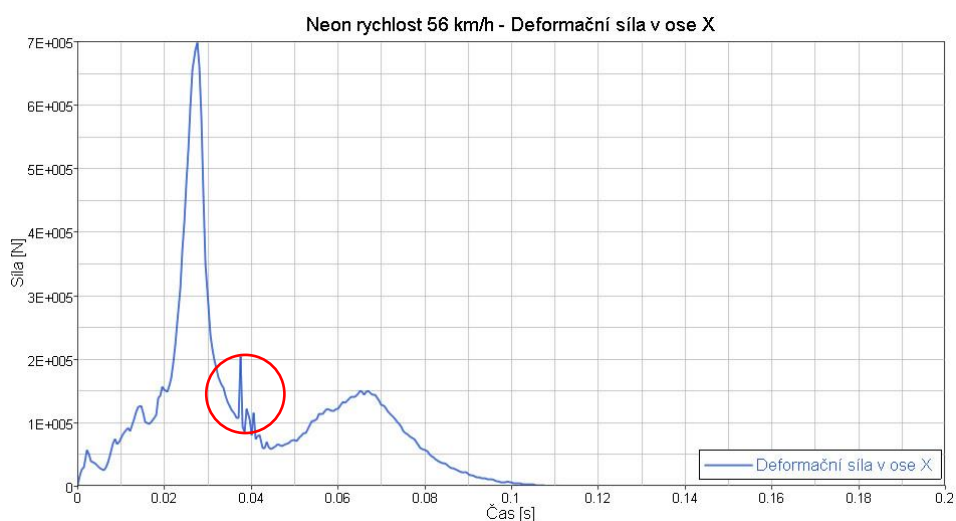
V grafu 3 je zobrazen posuv uzlu s akcelerometrem v čase. Z grafu 3 lze vyčíst, že nejprve dochází k fázi deformace karosérie a následně k fázi restituce, kdy vlivem pružení materiálu dochází k odrazu vozidla od bariéry. Vlivem elastické deformace se však vozidlo od bariéry neoddělí při dosáhnutí maximálního posuvu, ale až v okamžiku posuvu zpět, kdy dosáhne hodnoty větší než je právě hodnota elastické deformace. V tomto okamžiku na sebe

přestanou silově působit bariéra a automobil a kontaktní síla klesne na hodnotu nula, viz graf 4. Tuto skutečnost je třeba zohlednit při stanovení deformační energie.



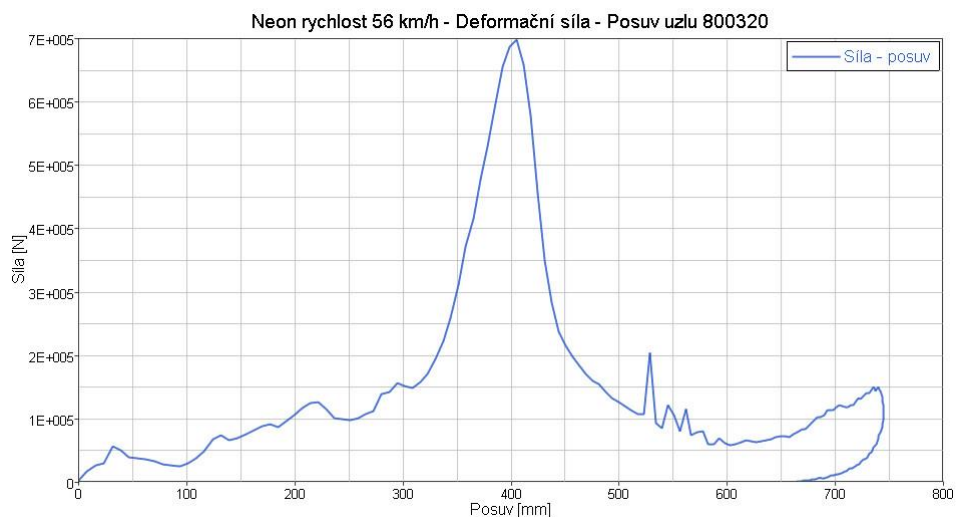
Graf 3 Neon rychlost 56 km/h – Posuv uzlu 80032 v ose X

V grafu 4 je v červené kružnici zobrazen šum ve výpočtu, jež je dán velkým časovým krokem v kontaktu mezi vozidlem a bariérou. V této části se má nacházet malý nárůst síly, který je však vinou nestability rozkmitán.



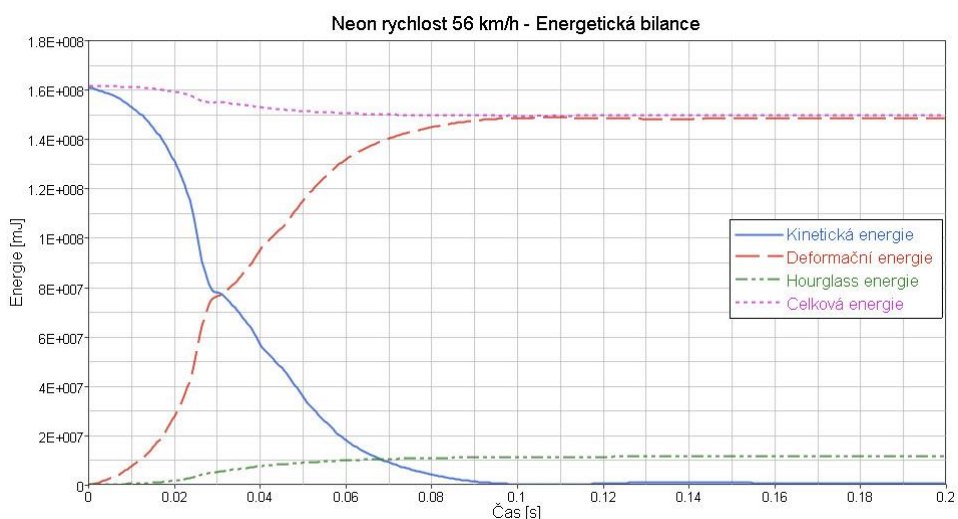
Graf 4 Neon rychlost 56 km/h – Deformační síla v ose X

Na grafu 5 je zobrazena závislost deformační síly na posuvu. Závislost má v první fázi schodovitý průběh daný deformací jednotlivých struktur karoserie, který v době nárazu pevné konstrukce motoru prudce roste. Závislost síly na posuvu se používá pro stanovení deformační energie, která je rovna obsahu plochy pod křivkou. Obsah plochy lze získat integrací křivky.



Graf 5 Neon rychlost 56 km/h – Deformační síla – Posuv uzlu 800320

V grafu 6 je zobrazena energetická bilance v závislosti na čase. Jsou zde zobrazeny časové průběhy kinetické, deformační, hourglass a celkové energie.

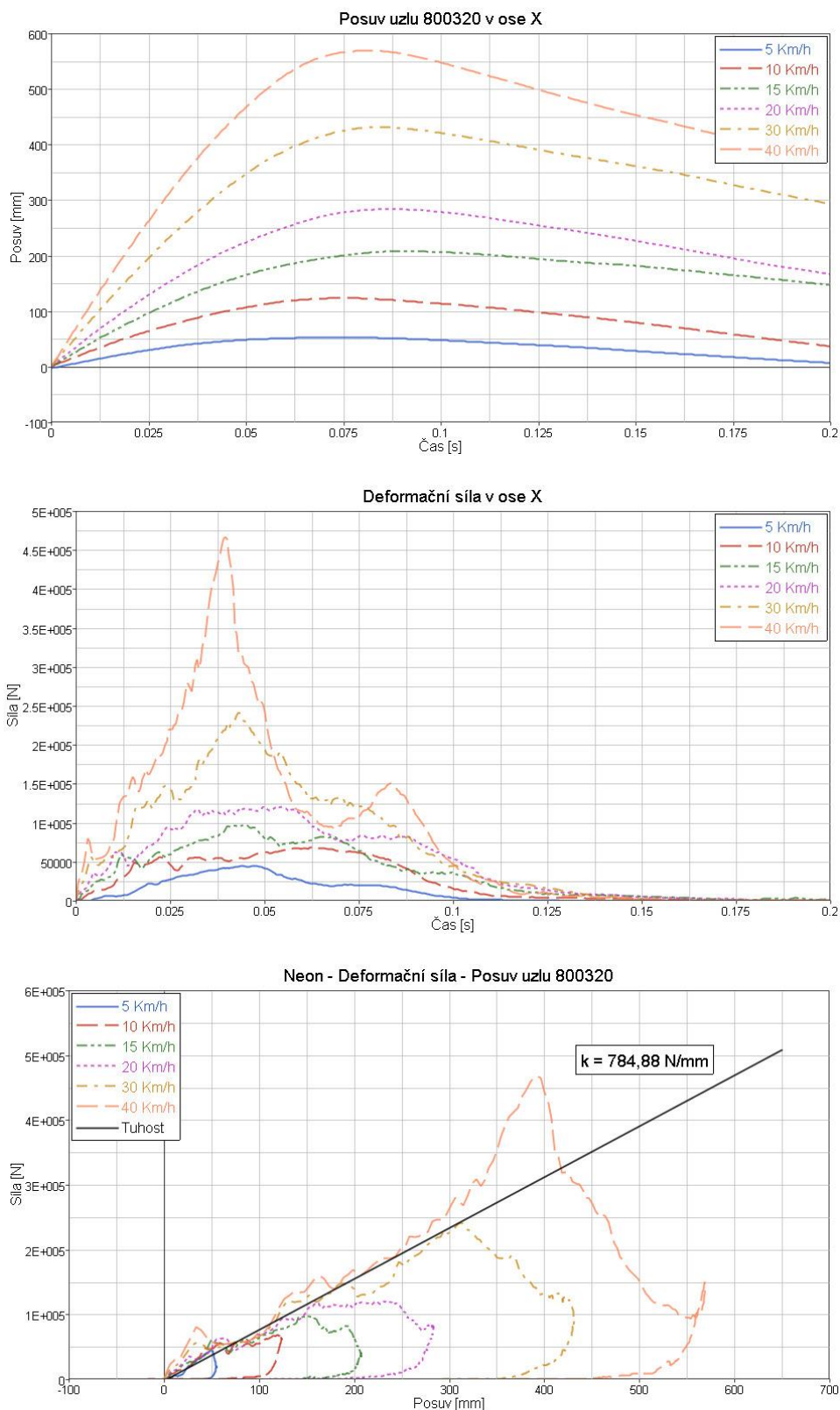


Graf 6 Neon rychlost 56 km/h – Energetická bilance

Pro model Neon jsou navíc vytvořeny simulace pro různé nárazové rychlosti. Výsledky jsou zachyceny na obrázku níže. Za povšimnutí stojí zjištěný lineární nárůst deformační síly, tento jev dovoluje v soudně inženýrské praxi nahradit složité a hlavně těžko zjistitelné deformační charakteristiky přídi automobilů za jednoduché lineární modely dané pouze jedním parametrem a to koeficientem tuhosti k , který lze získat ze vztahu

$$k = \frac{\bar{F}}{x_{plast}},$$

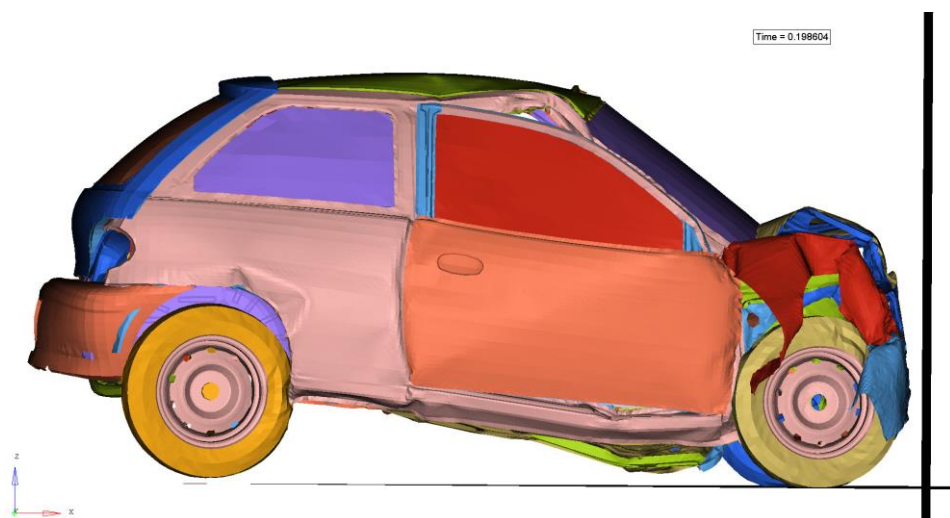
kde F je vektor nárazové síly vozidla a x_{plas} je plastická deformace.



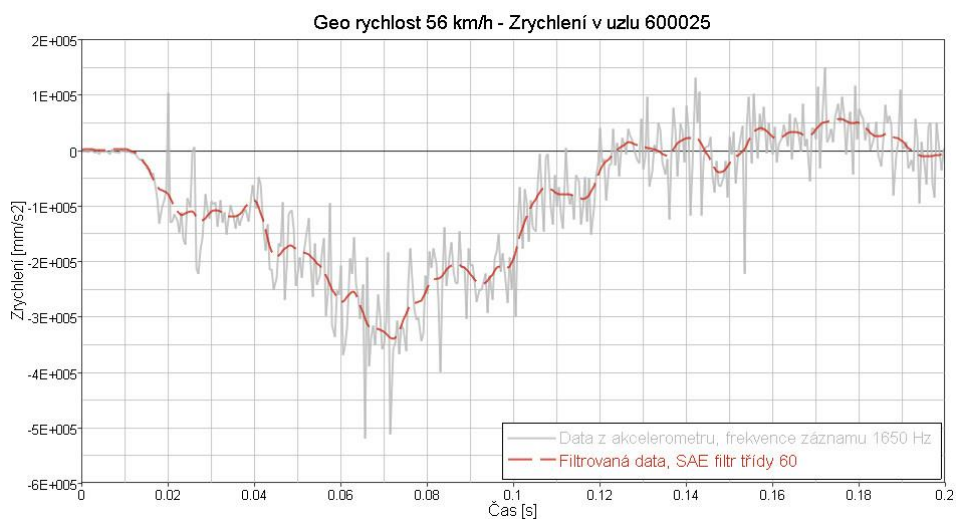
Obrázek 21 Zachycení změny parametrů pro rozdílné rychlosti nárazu

Níže jsou zobrazena výstupní data z dalších simulací čelního nárazu resp. z nárazu vozidel Geo Metro a Chevrolet C2500 označený jako Pick up. Jednotlivé grafy jsou dále uváděny bez popisu, neboť pro ně platí ty samé podmínky.

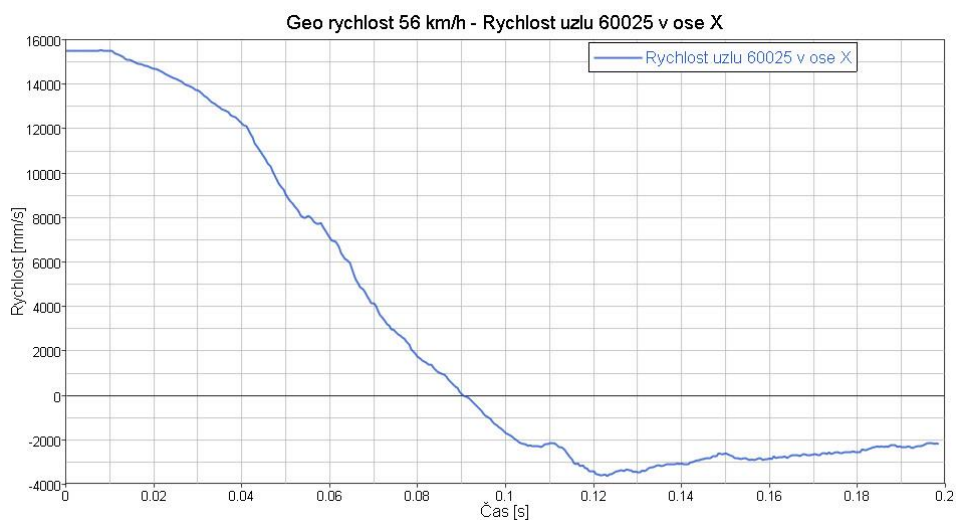
4.2.2 Simulace čelního nárazu vozidla Geo Metro



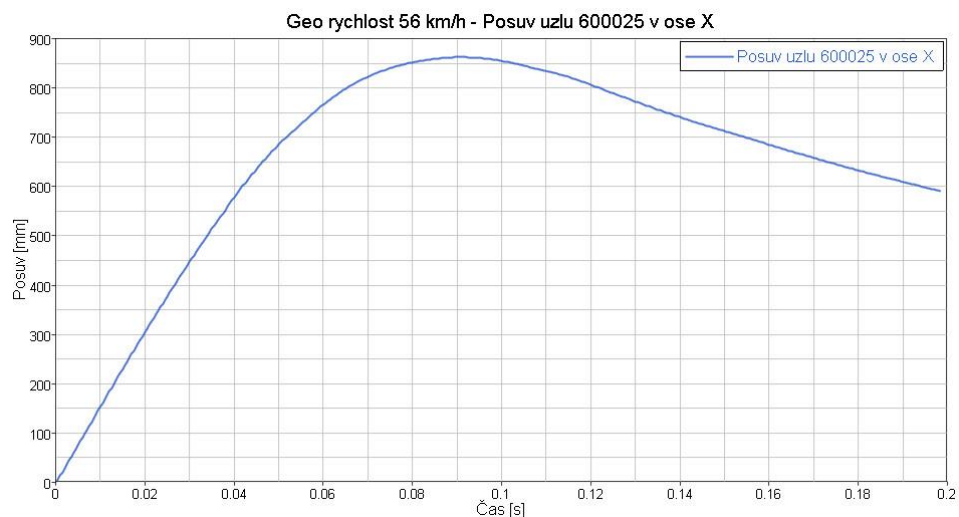
Obrázek 22 Plastická deformace vozidla Geo při simulaci nárazu



Graf 7 Geo rychlost 56 km/h – Zrychlení uzlu 60025 v ose X



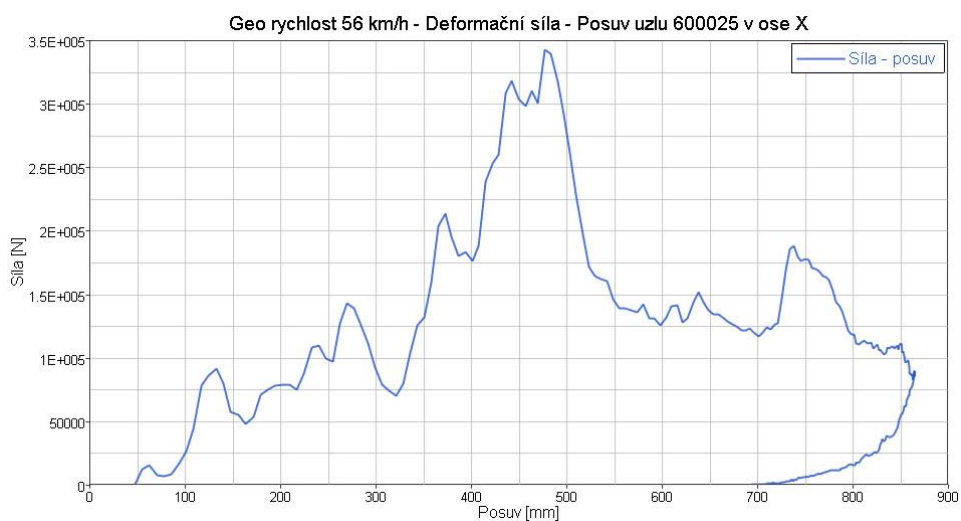
Graf 8 Geo rychlost 56 km/h – Rychlost uzlu 60025 v ose X



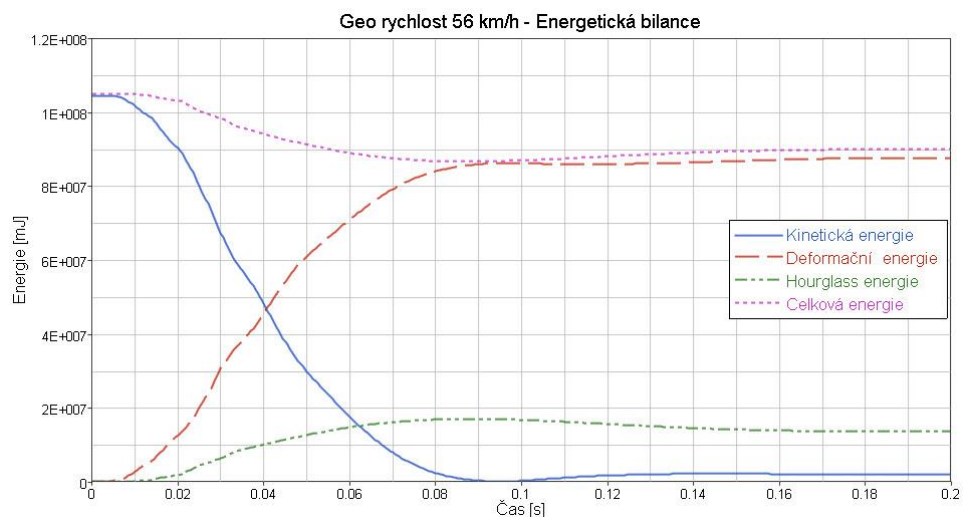
Graf 9 Geo rychlost 56 km/h – Posuv uzlu 60025 v ose X



Graf 10 Geo rychlost 56 km/h – Deformační síla v ose X

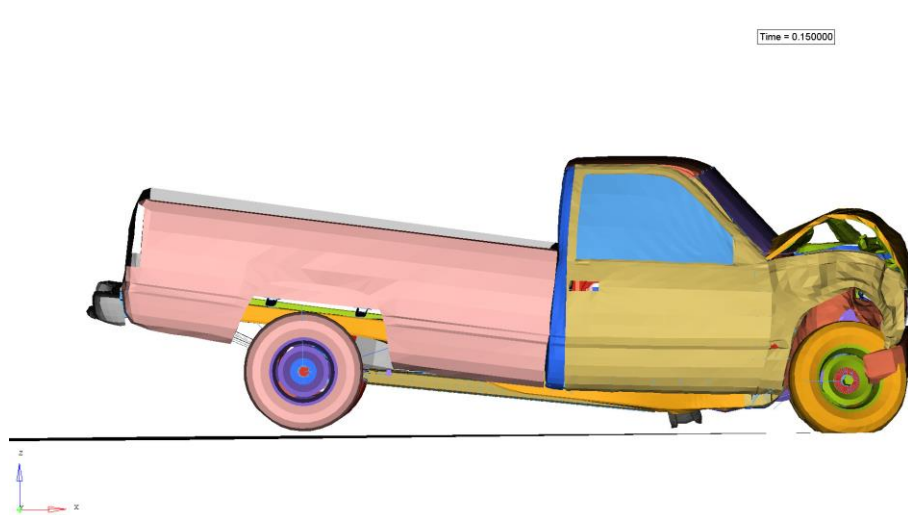


Graf 11 Geo rychlost 56 km/h – Deformační síla Posuv uzlu 60025 v ose X

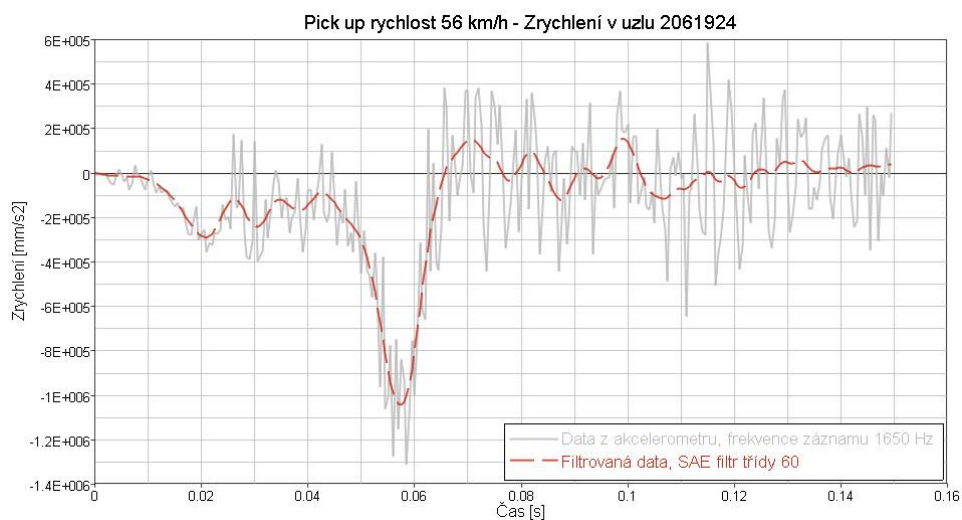


Graf 12 Geo rychlost 56 km/h – Energetická bilance

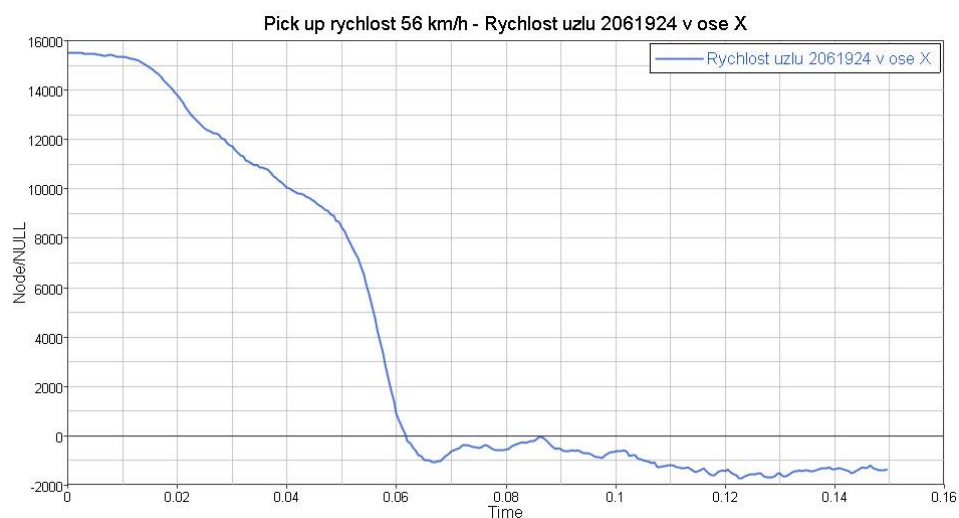
4.2.3 Simulace čelního nárazu vozidla Chevrolet C2500



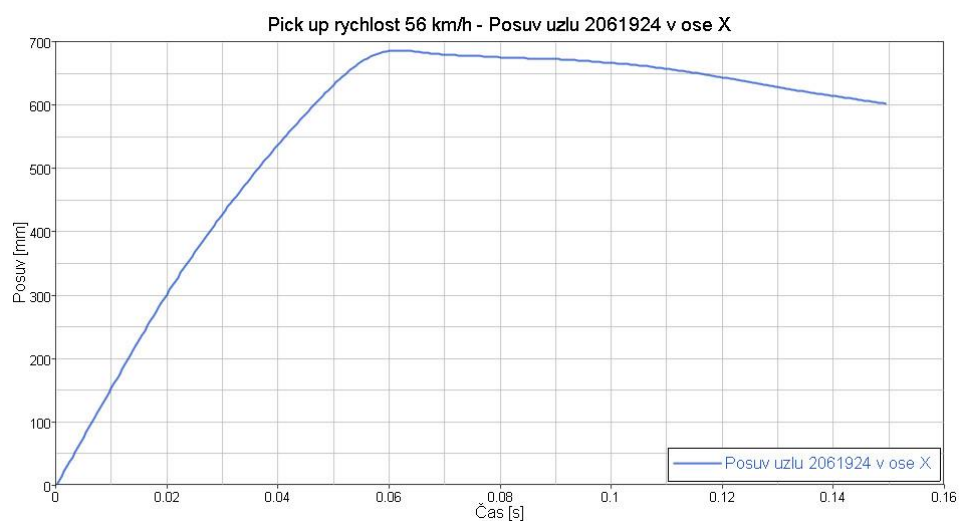
Obrázek 23 Plastická deformace vozidla Chevrolet C2500 při simulaci nárazu



Graf 13 Pick up rychlost 56 km/h – Zrychlení uzlu 2061924 v ose X



Graf 14 Pick up rychlost 56 km/h – Rychlost uzlu 2061924 v ose X



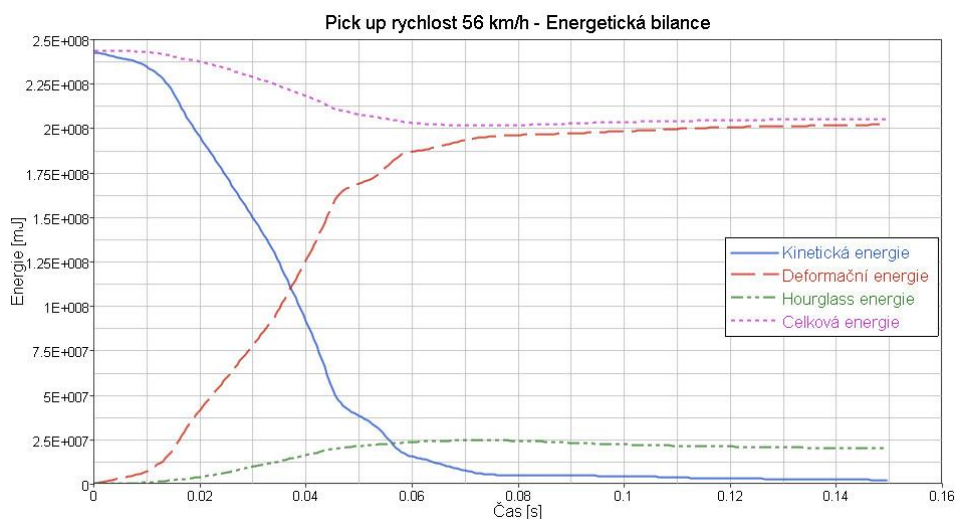
Graf 15 Pick up rychlost 56 km/h – Posuv uzlu 2061924 v ose X



Graf 16 Pick up rychlost 56 km/h – Deformační síla v ose X



Graf 17 Pick up rychlost 56 km/h – Deformační síla - Posuv uzlu 2061924 v ose X



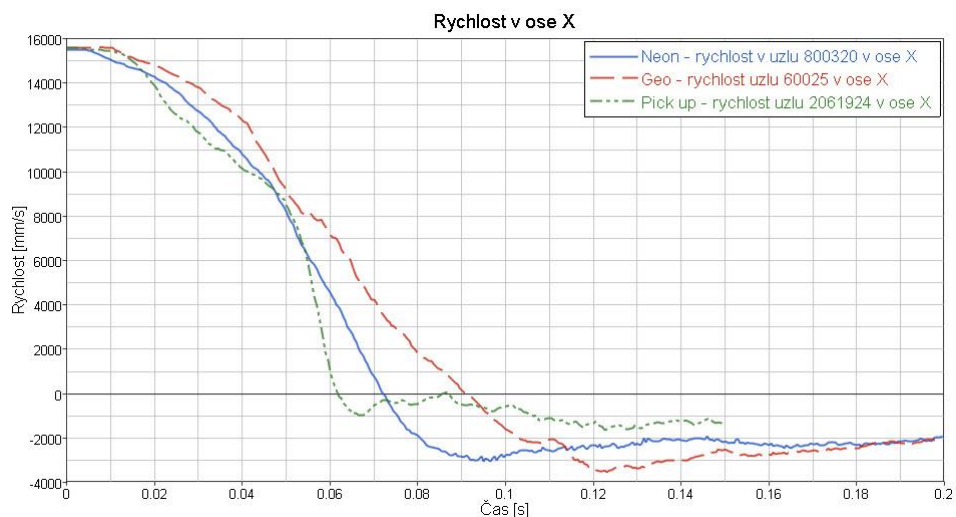
Graf 18 Pick up rychlost 56 km/h – Energetická bilance

4.2.4 Srovnání simulací nárazů jednotlivých automobilů

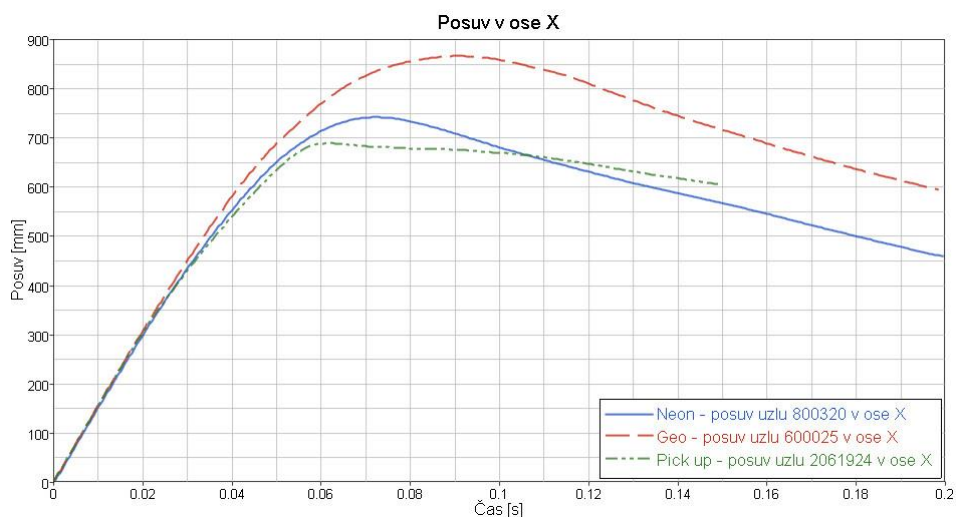
V této části bude uvedeno srovnání vypočtených veličin prostřednictvím grafů pro všechny řešené vozidla.

Porovnání rychlostí deformace ukazuje na to, že čím je vozidlo hmotnější, tím pro zajištění vlastní ochrany posádky je i tužší a tím má náraz rychlejší průběh, viz graf 19.

Z vlastní konstrukce vozidel lze předpokládat, že lehčí vozidla jsou méně tuhá a budou se tedy deformovat více, což lze vyčíst z grafu 20, kde maximální deformace dosahuje vozidlo Geo. Naproti tomu Chevrolet C2500 se deformuje nejméně z celé trojice.



Graf 19 Srovnání simulací nárazů jednotlivých automobilů – Rychlost v ose X



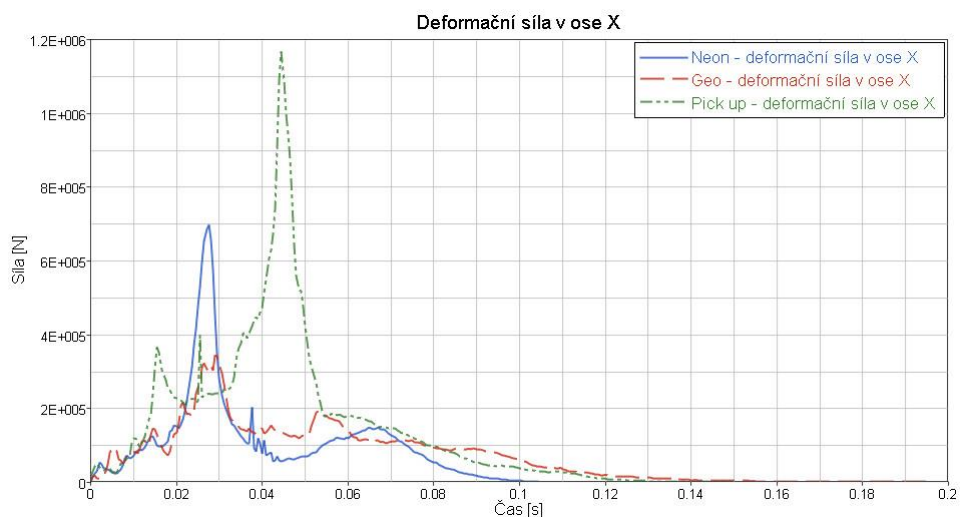
Graf 20 Srovnání simulací nárazů jednotlivých automobilů – Posuv v ose X

Graf 21 jenom dokazuje dřívější tvrzení o tuhosti a hmotnosti vozidel. Největší síla je naměřena na vozidle Pick up. Na průběhu deformační síly vozidla Pick up je k vidění také relativně strmý náběh síly, který vytvoří v 250 mm pík, jež značí zvýšenou tuhost. Tento jev jistě pomáhá snížit riziko zranění vlastní posádky, ale pro posádky kolidujících vozidel je agresivní. Představuje totiž zvýšené nebezpečí, neboť jejich karoserie se deformuje pod působením menší síly. A proto v tomto okamžiku přebírá celou deformaci vozidlo s menší silou, dokud se zase vzájemné silové působení nevyrovná. V ideálním případě by měl být náběh síly stejný nebo alespoň s podobnou tendencí, viz srovnání průběhu síly vozů Neon a Geo.

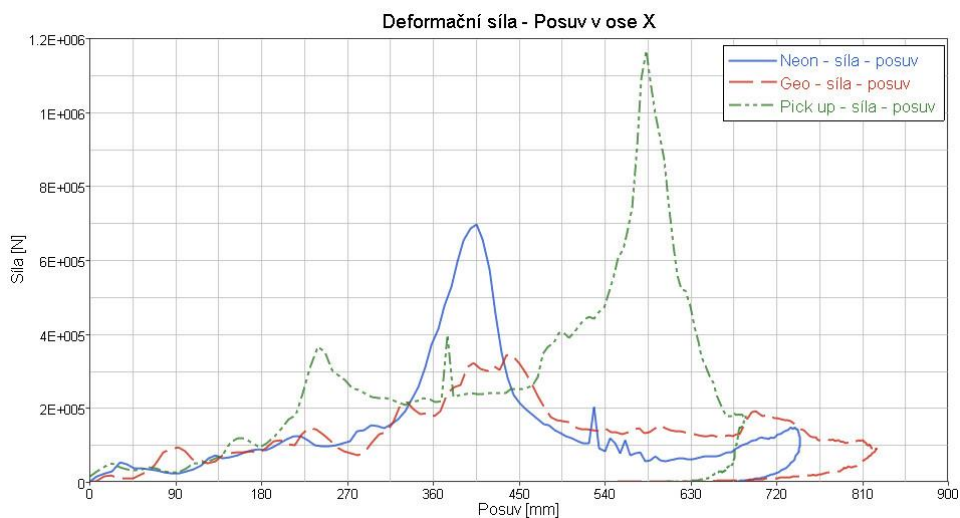
Srovná-li se průběh závislosti kontaktní síly na posuvu, jež značí tuhost, lze pozorovat u vozidla Pick up jistou snahu o vzájemnou přívětivost tuhosti pro ostatní. Jeho tuhost má schodový průběh, který pomáhá zvyšovat kompatibilitu pro méně tuhá vozidla nebo pro nízké

rychlosti střetu. Nebýt tuhého píku dalo by se říci, že vozidlo Pick up je dobře kompatibilní s ostatními zkoumanými vozidly.

Průběh závislosti síly na posuvu pro vozidla Neon a Geo je podobný do cca 300 mm deformace, pak se začíná projevovat větší tuhost spojená s potřebou při stejné rychlosti pohltit větší množství kinetické energie, která vyplývá z větší hybnosti vozidel resp. z větší hmotností.



Graf 21 Srovnání simulací nárazů jednotlivých automobilů – Deformační síla v ose X



Graf 22 Srovnání simulací nárazů jednotlivých automobilů – Deformační síla - Posuv

V této kapitole je provedeno srovnání deformačních charakteristik jednotlivých vozidel zjištěných při čelním nárazu do tuhé nedeformovatelné bariéry. V další části je simulován vzájemný střet jednotlivých automobilů pro ověření vzájemné kompatibility vozidel.

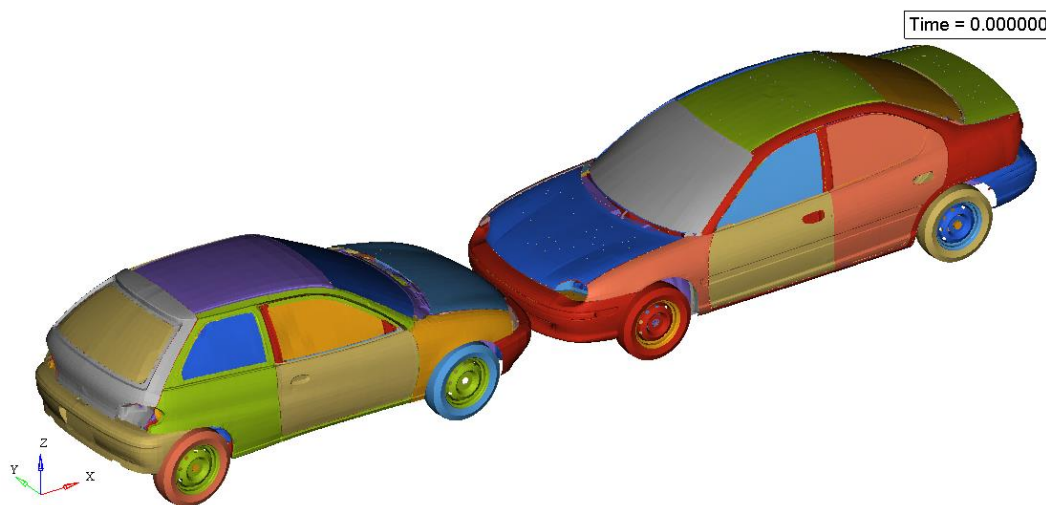
4.3 SIMULACE ČELNÍHO STŘETU VOZIDEL

V této kapitole je řešen čelní centrický střet vozidel pomocí simulace metodou konečných prvků. Pro tento účel jsou použity modely vytvořené pro čelní náraz, které jsou modifikovány díky odstranění deformačních bariér, sloučení gravitace a kontaktů s podložkou a přidání vzájemných kontaktů mezi jednotlivá vozidla. Modely vozidel jsou importovány do jednoho modelu střetu, kde je jejich poloha čelně proti sobě tak, že těžiště obou vozidel leží v jedné rovině shodné se směrem pohybu. Počáteční rychlost obou vozidel je rovněž 56 km/h jako při simulaci nárazu, pouze rychlosti mají opačný směr.

Simulace jsou vyhodnocené stejně jako v minulé kapitole pomocí grafických průběhů zjišťovaných veličin. V dalších kapitolách jsou prezentovány výsledky.

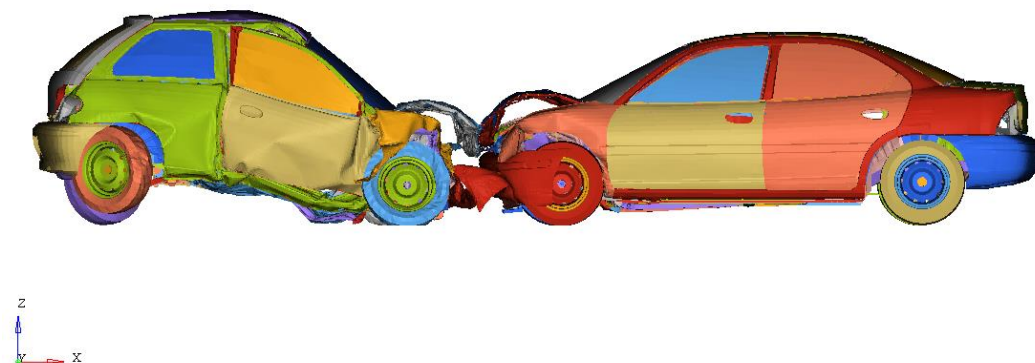
4.3.1 Simulace čelního střetu vozidel Geo Metro a Dodge Neon

Nastavení počáteční polohy střetu je zobrazeno na obrázku 23 a na obrázku 24 je zobrazena poloha vozidel v koncovém čase simulace.



Obrázek 24 Simulace čelního střetu vozidel Geo Metro a Dodge Neon v čase 0 s

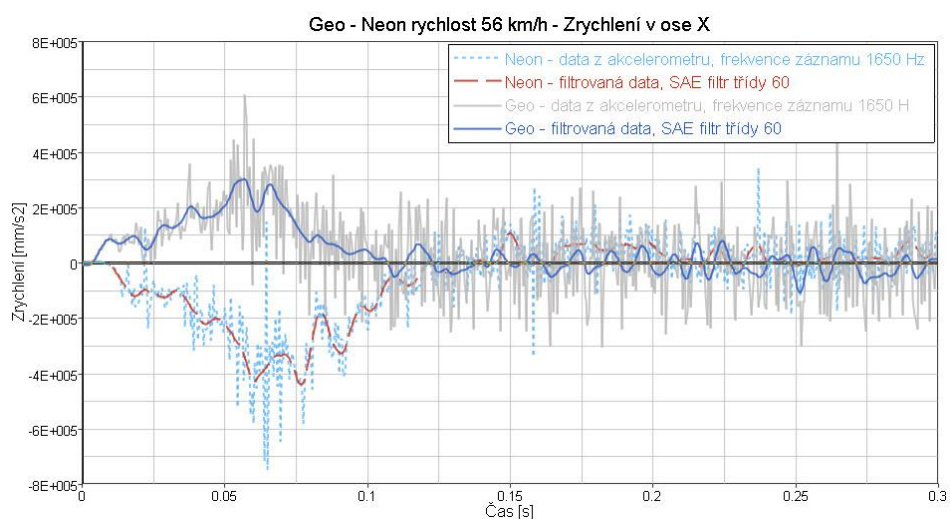
Time = 0.300000



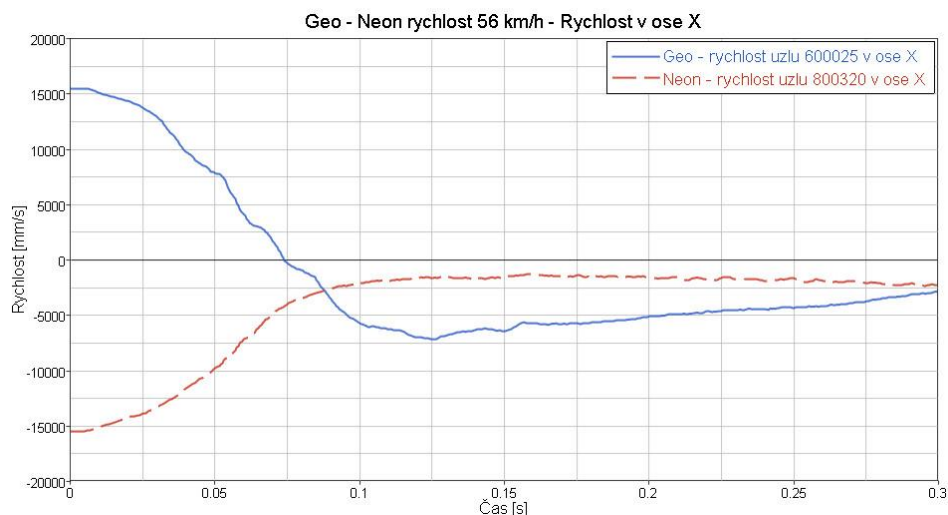
Obrázek 25 Simulace čelního střetu vozidel Geo Metro a Dodge Neon v čase 0.3 s

Při pohledu na obrázek 24 je patrné, že při střetu došlo k zaklínění nárazníků a krytů motorů. To mělo za následek další silové působení mezi vozidly, které sníží výběhovou rychlost vozidla Geo.

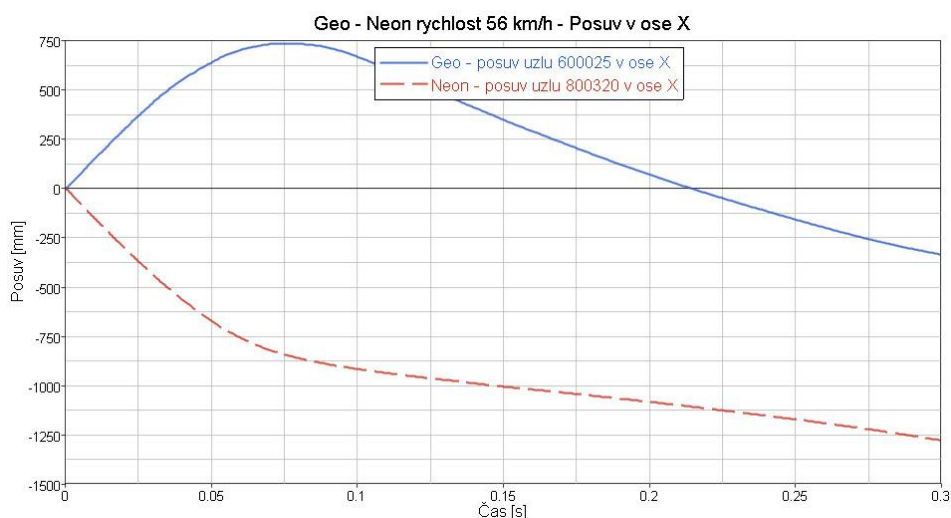
Dále budou uvedeny vypočtená změřená zrychlení a vypočtené rychlosti a posuvy.



Graf 23 Geo – Neon rychlost 56 km/h – zrychlení v ose X



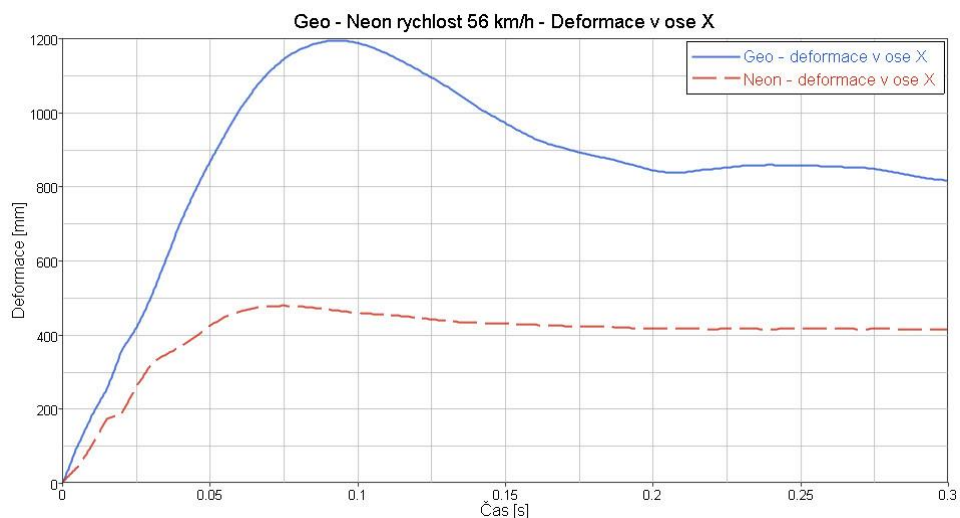
Graf 24 Geo – Neon rychlost 56 km/h – Rychlost v ose X



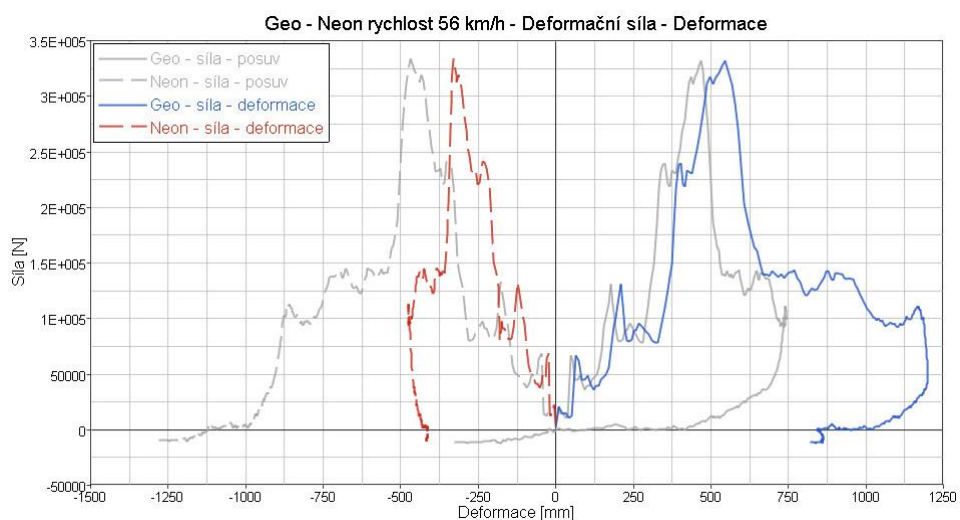
Graf 25 Geo – Neon rychlost 56 km/h – Posuv v ose X

Pro případ stanovení deformační síly pro náraz vozidel do bariéry by stačili spočítat posuvy nodů a tím by byla určena velikost deformace. Problematika střetů je však složitější o vzájemný pohyb obou vozidel. Z tohoto důvodu je potřeba měřit deformaci přímo na vozidle a ne jako pohyb jednoho bodu v prostoru. Odměřená deformace je v grafu 25. V grafu 26 jsou porovnány rozdíly závislosti síly na posuvu a síly na deformaci. Je zde dobře patrné jak jedno vozidlo působí na druhé, přesněji řečeno jak těžší vozidlo „přetlačuje“ vozidlo lehčí. Je dobře vidět jak se deformují oba vozy až do okamžiku, kdy jedno vozidlo přemění veškerou svojí kinetickou energii na deformační práci a pak je zbylou energii druhého vozidla unášeno proti původnímu směru pohybu. Šedou barvu mají křivky vytvořené z absolutní závislosti posuvu uzlu s akcelerometrem. Jestliže je plocha pod křivkou síla-posuv rovna deformační energii jako v případě nárazu na tuhou bariéru, znamenalo by to, že mnohem více energie by pohltilo těžší a tužší vozidlo, což je v rozporu se zákony fyziky. Proto je potřeba stanovit energii ze

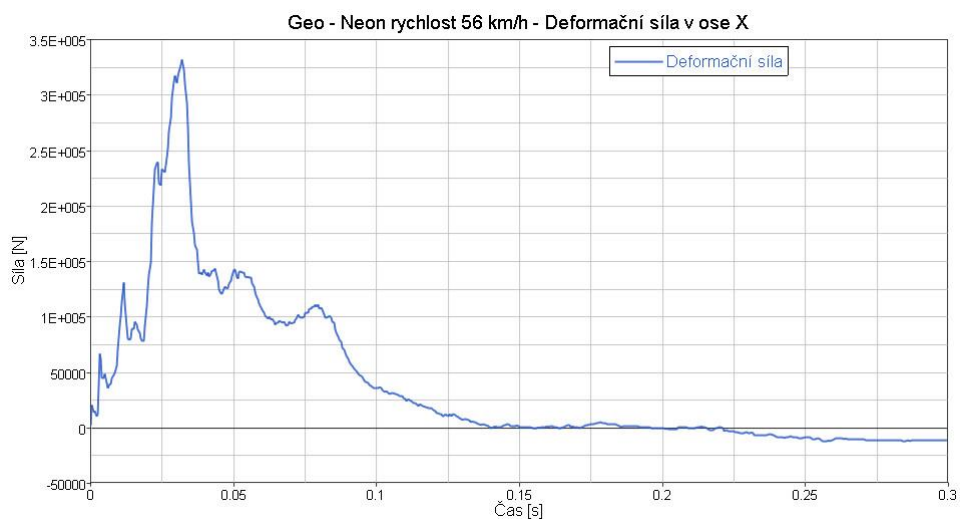
závislosti kontaktní síly na relativním posuvu čelní a zadní části automobilu tedy skutečné deformace.



Graf 26 Geo – Neon rychlost 56 km/h – Deformace v ose X



Graf 27 Geo – Neon rychlost 56 km/h – Deformační síla - Deformace

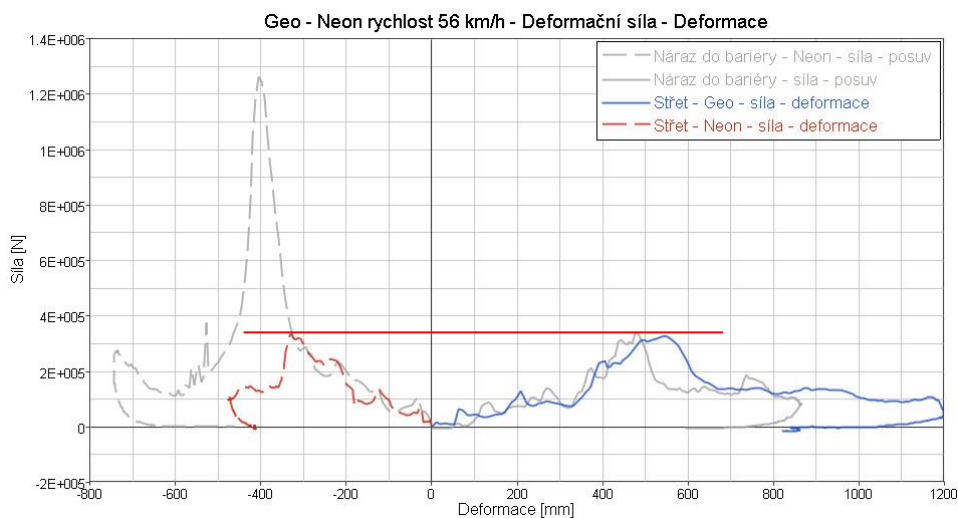


Graf 28 Geo – Neon rychlost 56 km/h – Deformační síla v ose X

V grafu 28 je znázorněna deformační síla. Při střetu dochází k vzájemnému silovému působení mezi vozidly, které se řídí třetím Newtonovým pohybovým zákonem – zákonem akce a reakce. Z toho vyplývá, že deformační síla je stejná pro obě vozidla.

Postaví-li se naproti sobě deformační charakteristiky obou vozidel vypočítané ze simulace nárazu do tuhé bariéry, pak je možné predikovat deformační chování při vzájemném střetu. V grafu 29 jsou šedými křivkami znázorněny tuhostní charakteristiky vozidel při čelním nárazu do bariéry. Z těchto dat je patrné, že existuje jistá hladina resp. velikost kontaktní síly, která je úměrná nejtužšímu prvku karoserie, pro niž platí, že je maximální silou, které ještě karoserie dokáže řízeně odolat. Při jejím dosažení dochází k svévolné deformaci karoserie, je to okamžik, kdy se začnou deformovat A sloupky, střecha, podvozek a dochází k narůstání velikosti deformace s tím rozdílem, že pro další deformaci je potřeba menší síly.

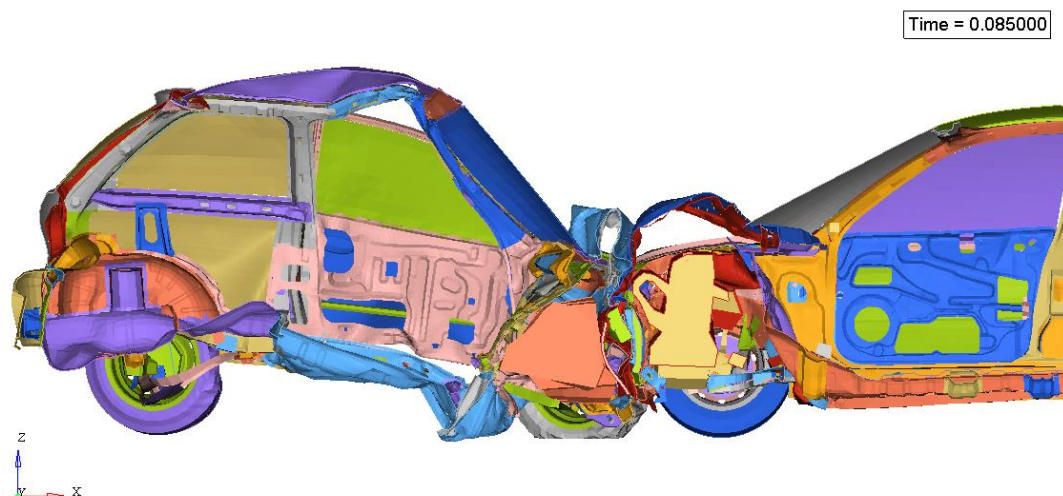
Průběh a velikost deformace vozidel při čelním střetu je odvíjen podle charakteristiky méně tuhého vozidla, v tomto konkrétním případě podle vozidla Geo. Proto výsledek maximální kontaktní síly je limitován možnostmi struktury vozidla Geo. Jestliže by se zvýšila tuhost vozidla, zvýšila by se i hladina maximální kontaktní síly (průběh jako charakteristika vozidla Neon) a nedošlo by k tak velké deformaci jako v tomto případě.



Graf 29 Geo – Neon rychlost 56 km/h Deformační síla - Deformace

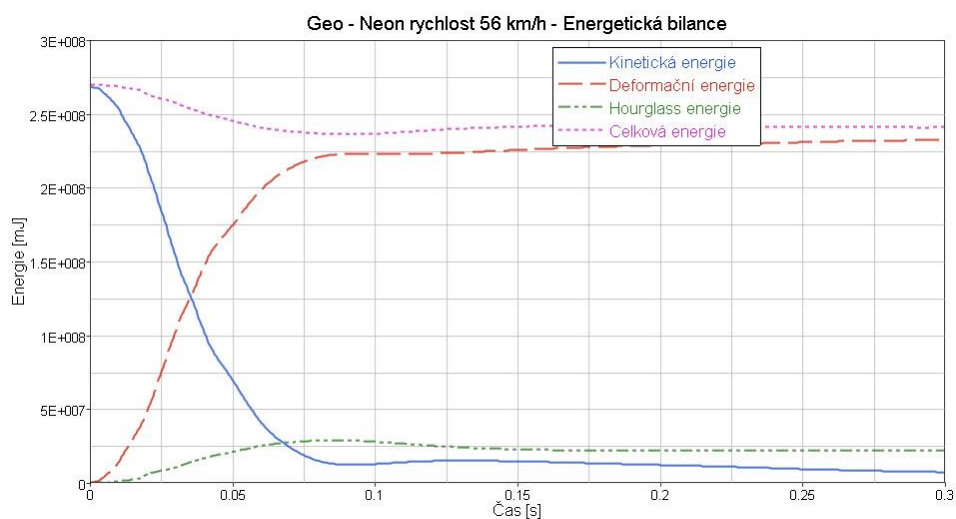
Na obrázku níže je zobrazena maximální deformace vozidla Geo v řezu, aby bylo možné vidět i strukturu motorového prostoru. Na obrázku jde vidět, jak velký je nepoměr mezi deformací vozidla Neon a Geo, kde v případě Gea deformace zasahuje až do prostoru pro cestující, což rozhodně není záměrem konstruktérů. Z toho důvodu lze usuzovat, že Neon

je vůči Geo značně agresivní. Jak vyplívá z průzkumů uvedených v kapitole Kompatibilita vozidla, třídy malých automobilů jsou nekompatibilní s většinou dalších účastníků provozu.



Obrázek 26 Čelní střet Geo – Neon v řezu

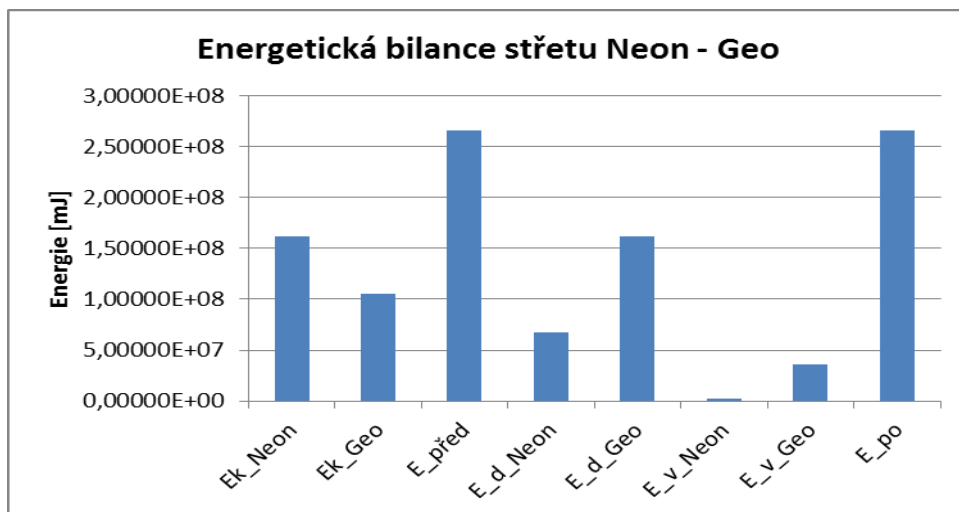
V dalším grafu je znázorněna energetická charakteristika celé soustavy. Z těchto dat nejsou rozpoznatelné velikosti deformačních energií jednotlivých vozidel. Proto je dopočtena ze zákona zachování energie energetická bilance pro jednotlivá vozidla. Vstupními data jsou: rychlosti a hmotnosti vozidel, deformační energie získaná integrací závislosti deformační síly na deformaci a výběhových rychlostí po střetu.



Obrázek 27 Geo – Neon rychlost 56 km/h – Energetická bilance

Tabulka 3 Energetická bilance střetu Neon - Geo

Energie [mJ]							
Ek_Neon	Ek_Geo	E_před	E_d_Neon	E_d_Geo	E_v_Neon	E_v_Geo	E_po
1,6128E+08	1,0490E+08	2,6617E+08	6,7412E+07	1,6129E+08	1,8851E+06	3,5590E+07	2,6617E+08
Hmotnost [t]			Počáteční rychlost [mm/s]		Výběhová rychlost [mm/s]		
Neon	Geo		Neon	Geo	Neon	Geo	
1,333	0,867		15555,6	15555,6	1681,75	9060,90	
		[Km/h]	56	56	6	33	

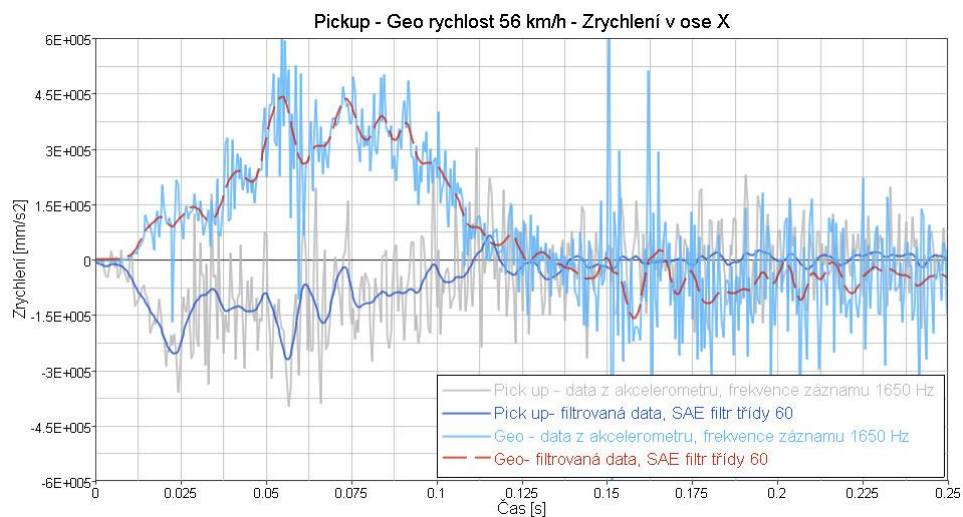


Graf 30 Energetická bilance střetu Neon – Geo

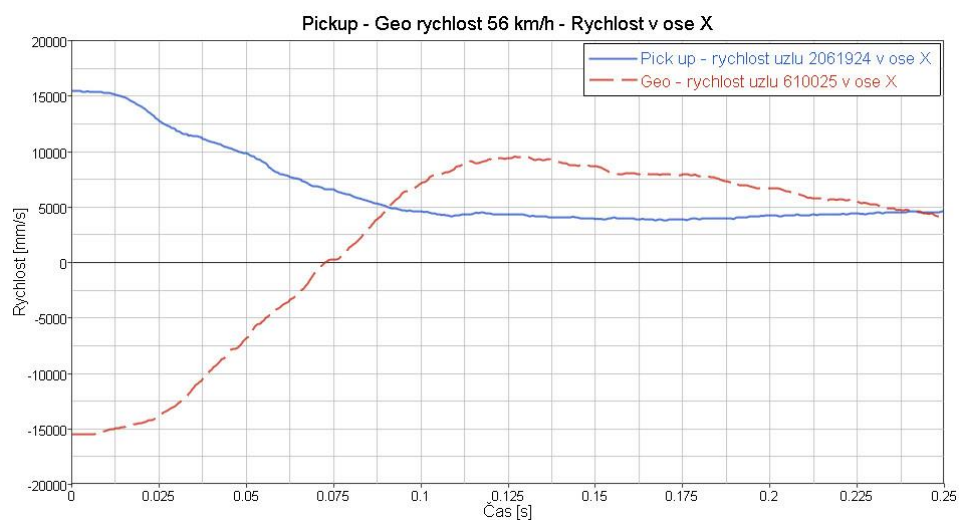
4.3.2 Simulace čelního střetu vozidel Chevrolet C2500 a Geo Metro



Obrázek 28 Simulace čelního střetu Geo – Pick up



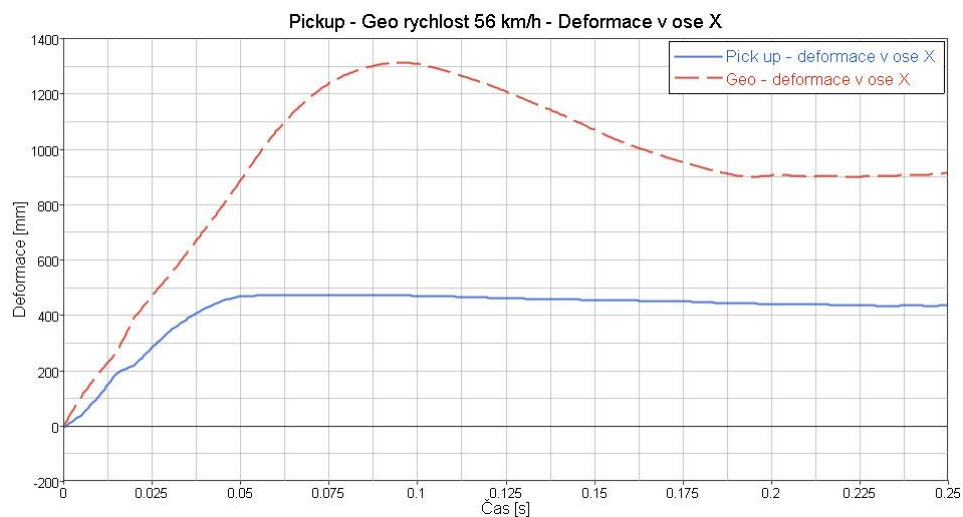
Graf 31 Pick up – Geo rychlost 56 km/h – Zrychlení v ose X



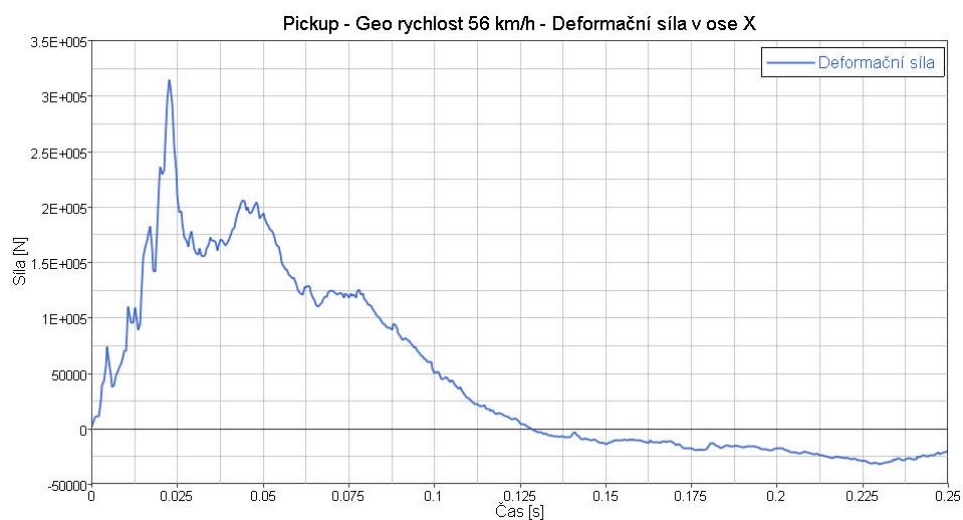
Graf 32 Pick up – Geo rychlost 56 km/h – Rychlost v ose X



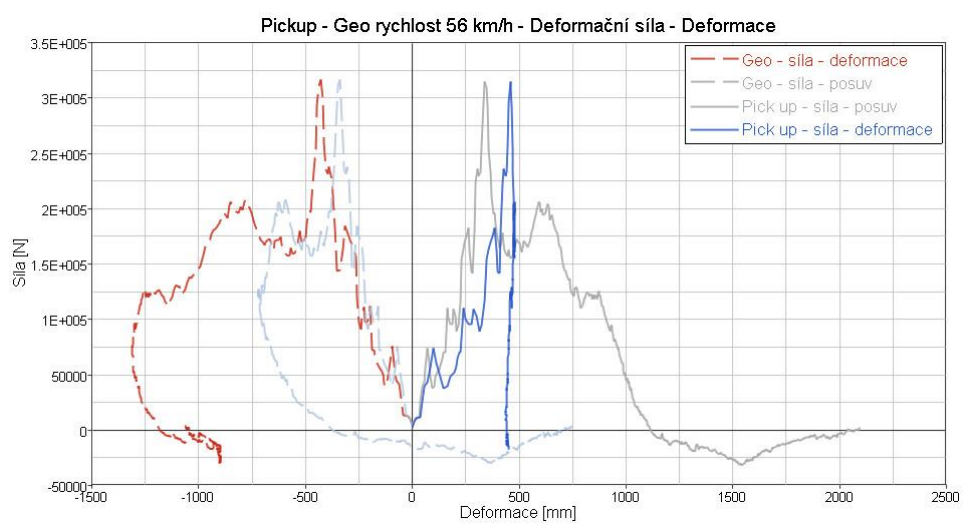
Graf 33 Pick up – Geo rychlost 56 km/h – Posuv v ose X



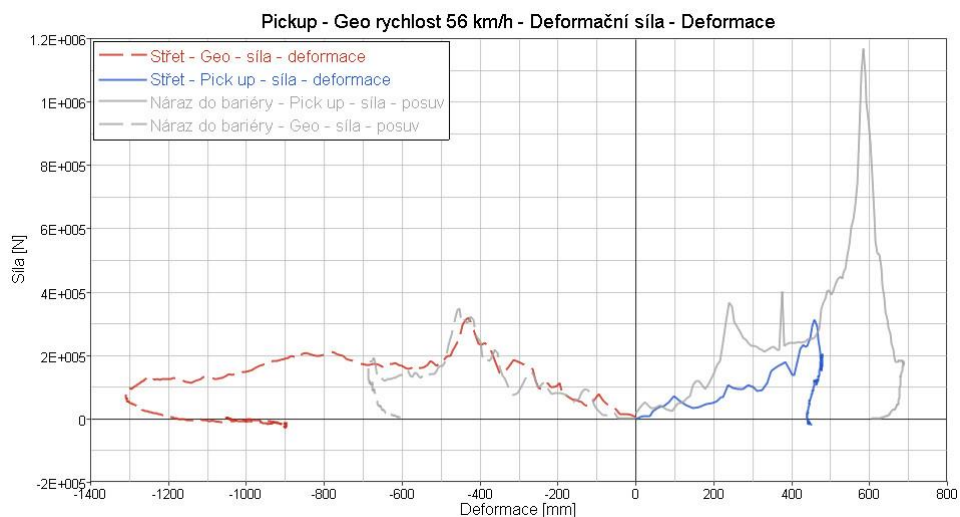
Graf 34 Pick up – Geo rychlost 56 km/h – Deformace v ose X



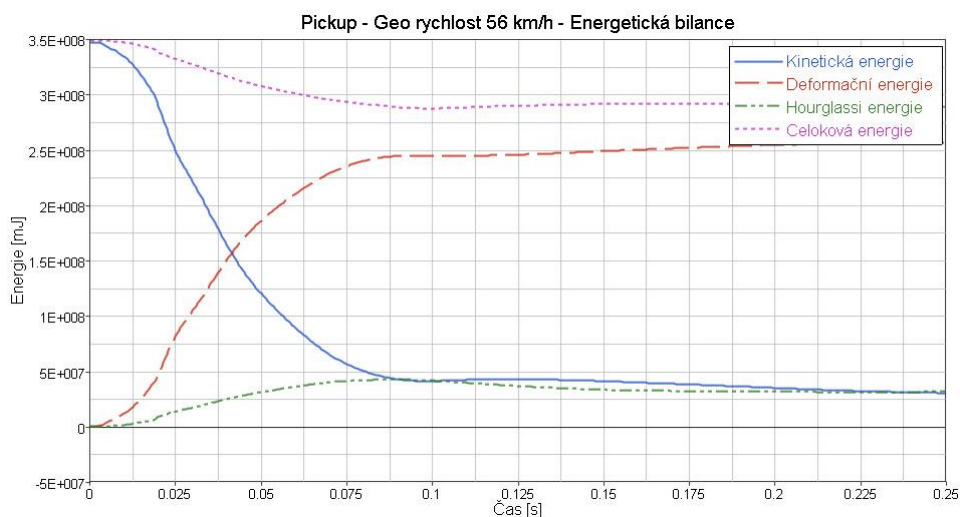
Graf 35 Pick up – Geo rychlost 56 km/h – Deformační síla v ose X



Graf 36 Pick up – Geo rychlost 56 km/h – Deformační síla - Deformace



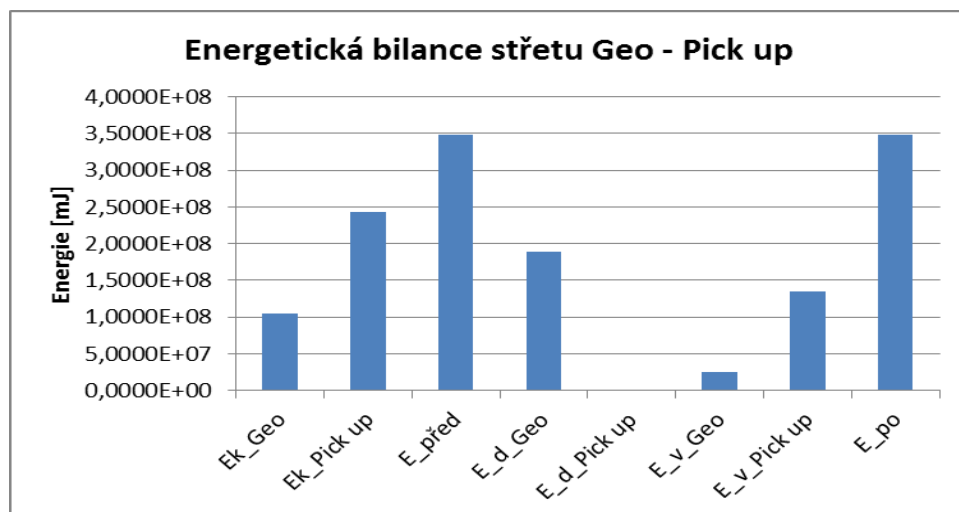
Graf 37 Pick up – Geo rychlost 56 km/h – Deformační síla - Deformace



Graf 38 Pick up – Geo rychlost 56 km/h – Energetická bilance

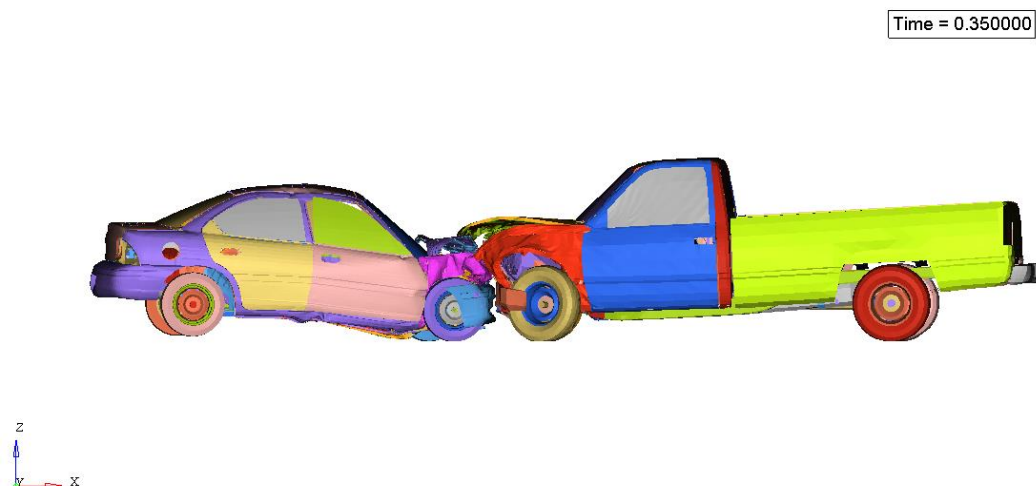
Tabulka 4 Energetická bilance střetu vozidel Pick up - Geo

Energie [mJ]							
Ek_Geo	Ek_Pick up	E_před	E_d_Geo	E_d_Pick up	E_v_Geo	E_v_Pick up	E_po
1,0490E+08	2,4331E+08	3,4820E+08	1,8880E+08	4,4981E+00	2,4888E+07	1,3452E+08	3,4820E+08
Hmotnost [t]			Počáteční rychlost [mm/s]		Výběhová rychlost [mm/s]		
Geo	Pick up		Geo	Pick up	Geo	Pick up	
0,867	2,011		15555,6	15555,6	7577,06	11566,57	
			[Km/h]	56	56	27	

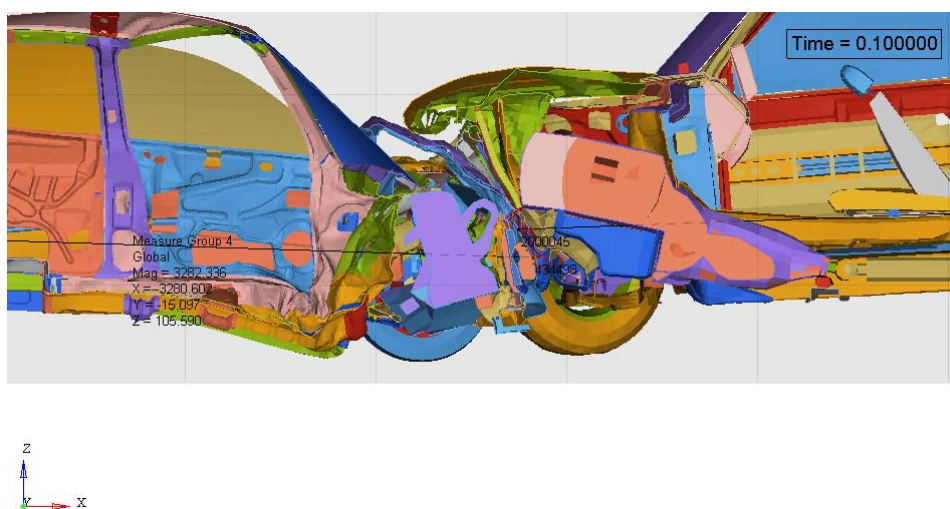


Graf 39 Energetická bilance střetu Geo – Pick up

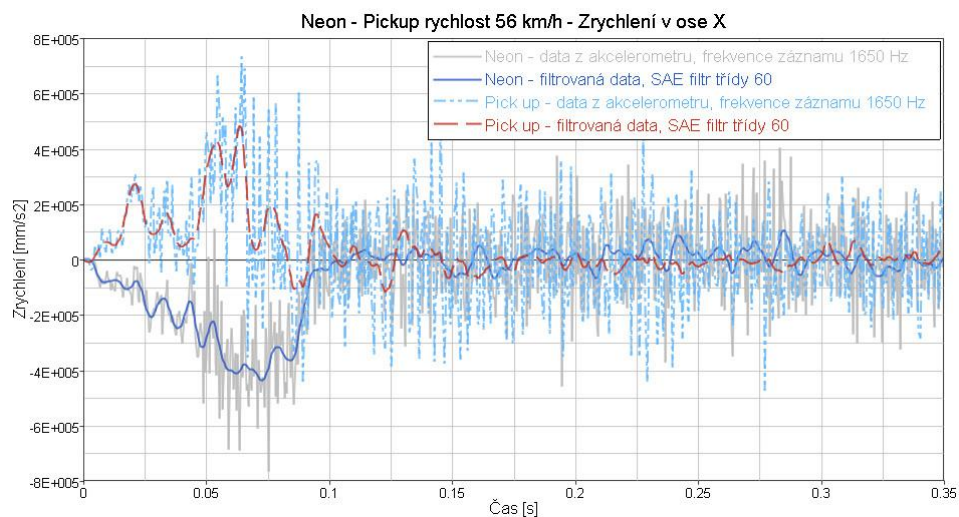
4.3.3 Simulace čelního střetu vozidel Neon a Chevrolet C2500



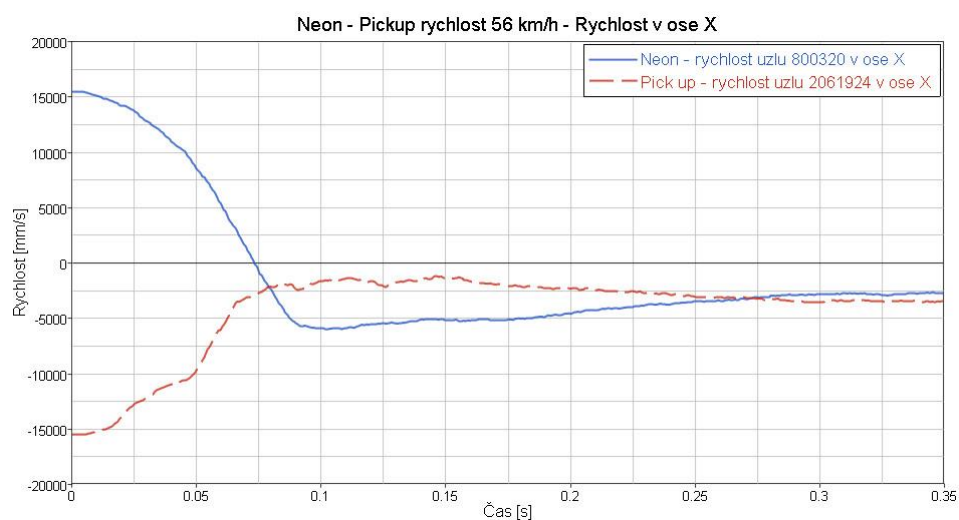
Obrázek 29 Simulace čelního střetu vozidel Neon – Pick up



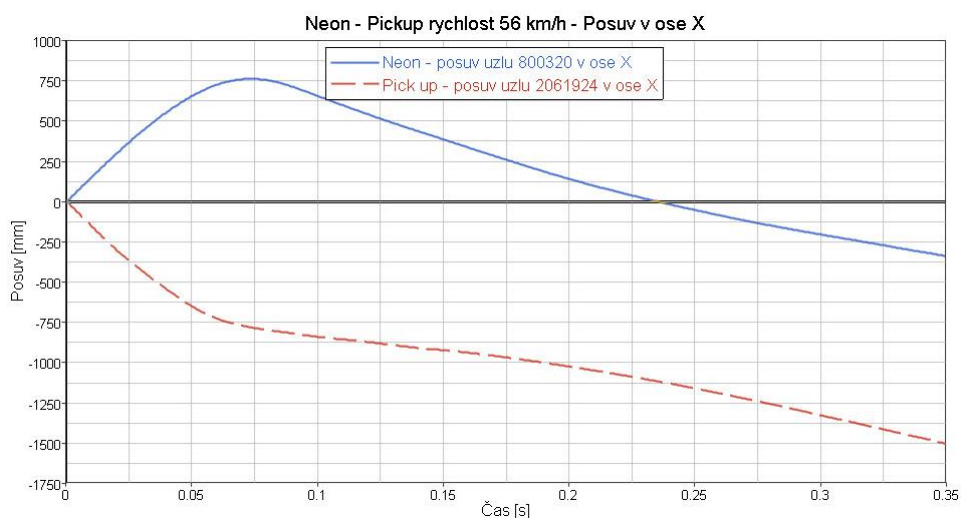
Obrázek 30 Simulace čelního střetu vozidel Neon – Pick up v řezu



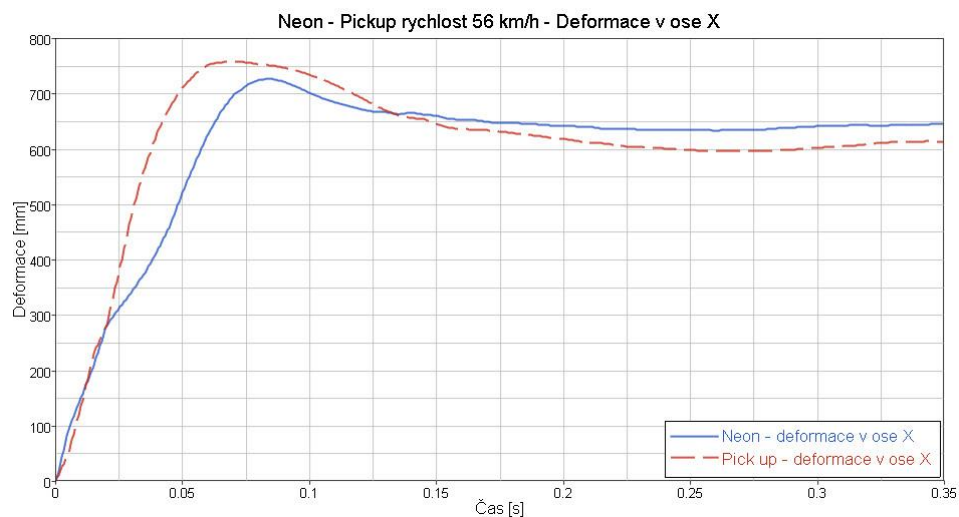
Graf 40 Neon – Pickup rychlost 56 km/h – Zrychlení v ose X



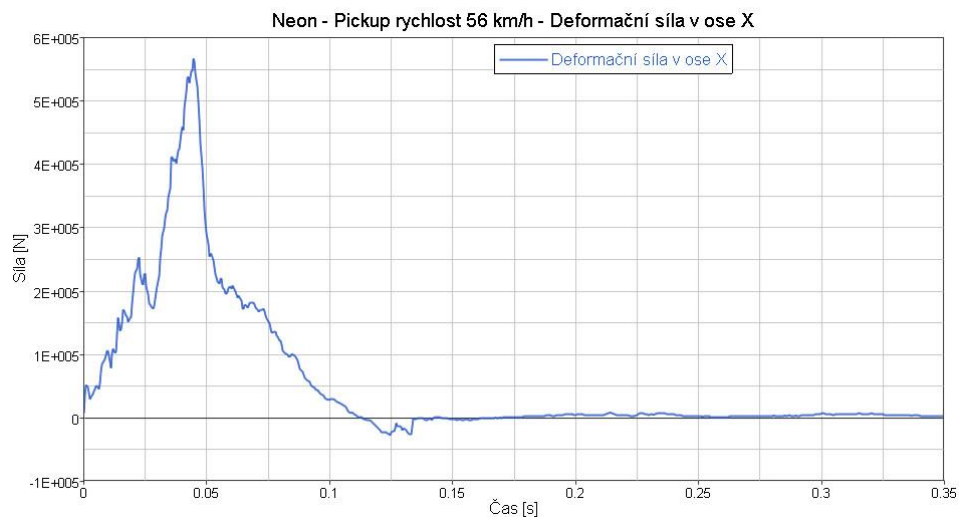
Graf 41 Neon – Pickup rychlost 56 km/h – Rychlost v ose X



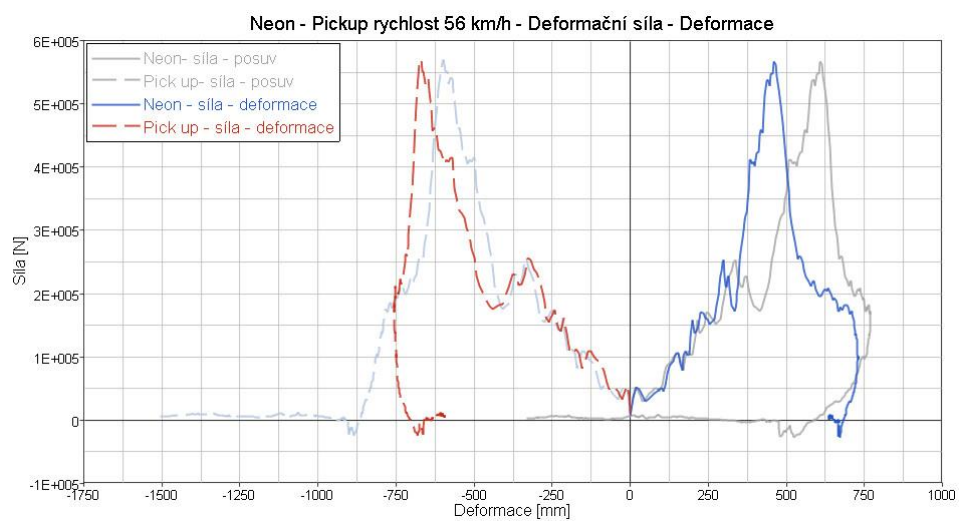
Graf 42 Neon – Pickup rychlost 56 km/h – Posuv v ose X



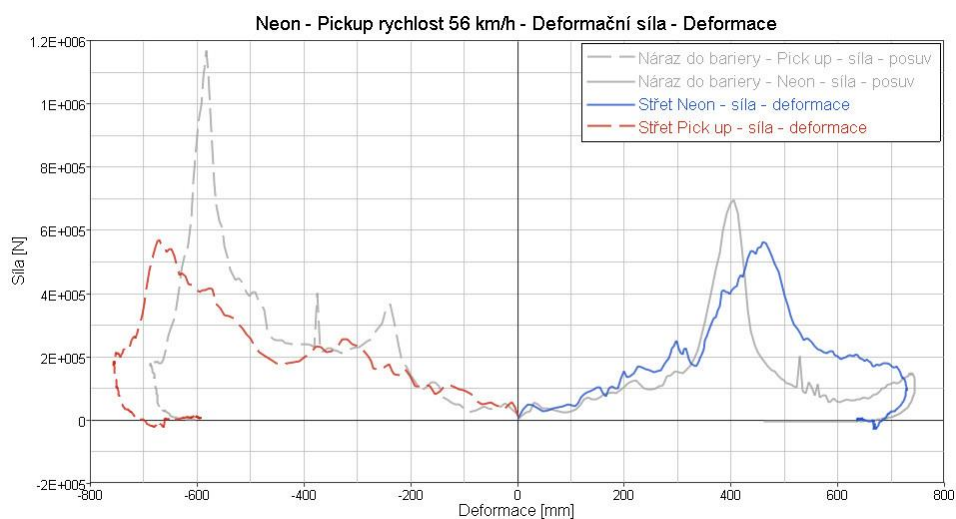
Graf 43 Neon – Pickup rychlost 56 km/h – Deformace v ose X



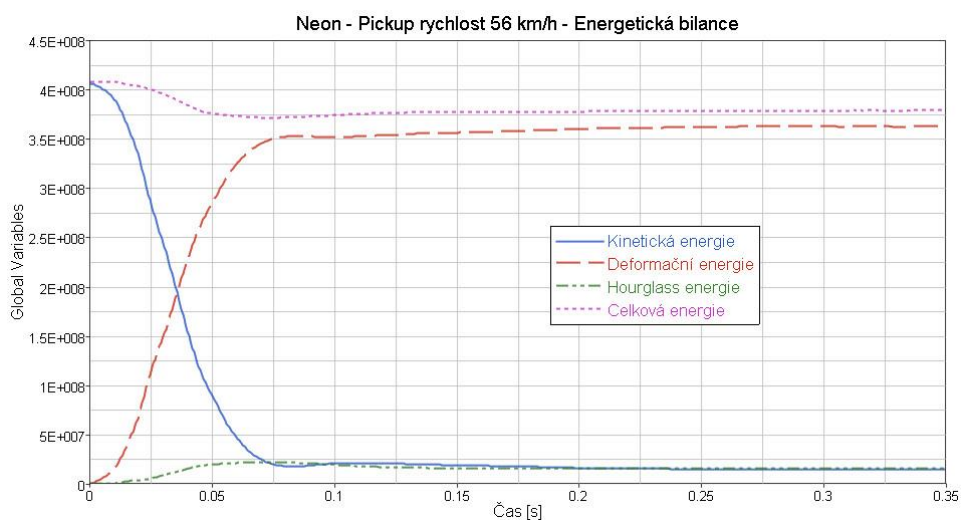
Graf 44 Neon – Pickup rychlost 56 km/h – Deformační síla v ose X



Graf 45 Neon – Pickup rychlost 56 km/h – Deformační síla - Deformace



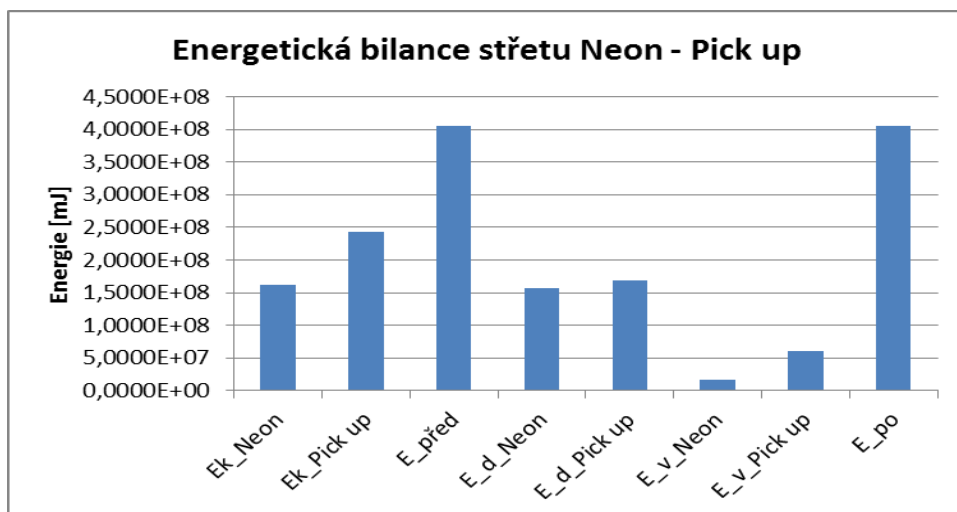
Graf 46 Neon – Pickup rychlost 56 km/h – Deformační síla - Deformace



Graf 47 Neon – Pickup rychlost 56 km/h – Energetická bilance

Tabulka 5 Energetická bilance střetu Neon – Pickup

Energie [mJ]							
Ek_Neon	Ek_Pick up	E_před	E_d_Neon	E_d_Pick up	E_v_Neon	E_v_Pick up	E_po
1,6128E+08	2,4331E+08	4,0459E+08	1,5674E+08	1,6949E+08	1,7239E+07	6,1118E+07	4,0459E+08
Hmotnost [t]			Počáteční rychlost [mm/s]		Výběhová rychlost [mm/s]		
Neon	Pick up		Neon	Pick up	Neon	Pick up	
1,333	2,011		15555,6	15555,6	5085,75	7796,40	
			[Km/h]	56	56	18	



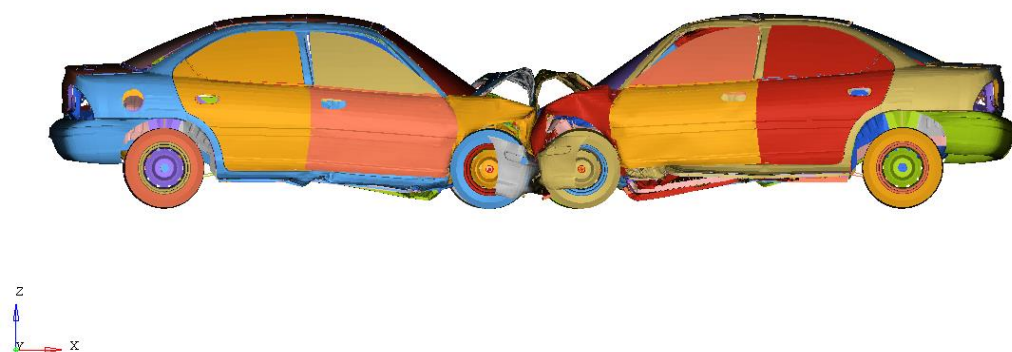
Graf 48 Energetická bilance střetu Neon – Pick up

4.3.4 Simulace čelního střetu vozidel Neon a Neon

Jestliže se čelně-centricky střetnou dvě identická vozidla tj. vozidla se stejnou tuhostí a obě budou mít stejnou velikost rychlosti opačného směru, nastávají totožně střetové podmínky, jako by jedno vozidlo narazilo do tuhé bariéry. Touto problematikou se zabývali autoři Coufal a Vémola v práci Mechanika čelního nárazu, kde je podrobně vysvětlena fyzikální podstata.

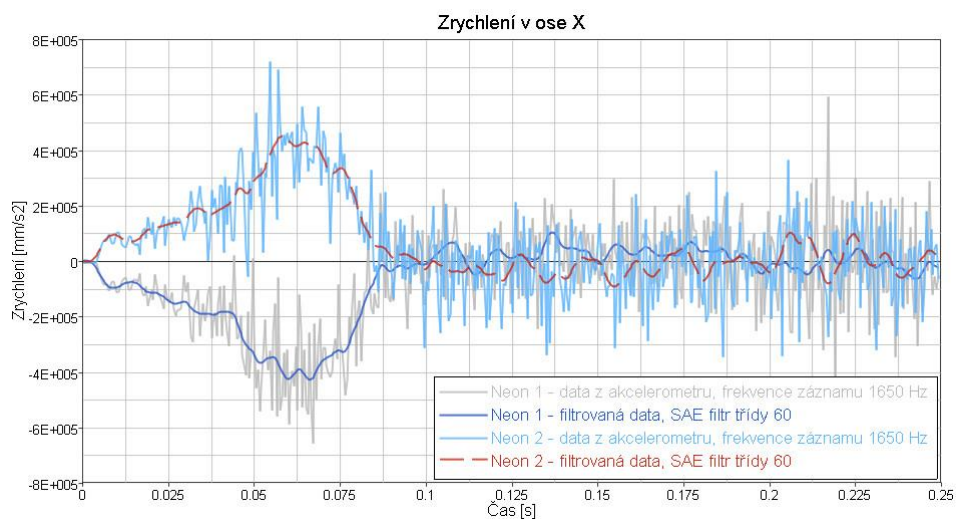
V této práci je provedena simulace nárazu identických automobilů metodou konečných prvků pro model Dodge Neon. Rychlost střetu pro každé vozidlo byla pro porovnání zvolena 56 km/h. Výsledky jsou zobrazeny v grafické podobě níže a jsou porovnány s nárazem vozidla Neon do bariéry. V grafech lze vyčíst, že nárazy mají stejný průběh, ale ne totožný, což je dáno okrajovými podmínkami řešené úlohy, konkrétně rozdílným kontaktem mezi vozidly a mezi vozidlem a bariérou. Při srovnání velikostí deformační energie vypočtené z průběhu deformační síly a deformace je možné stanovit odchylku mezi výpočty, která je 2,7%.

Time = 0.085000

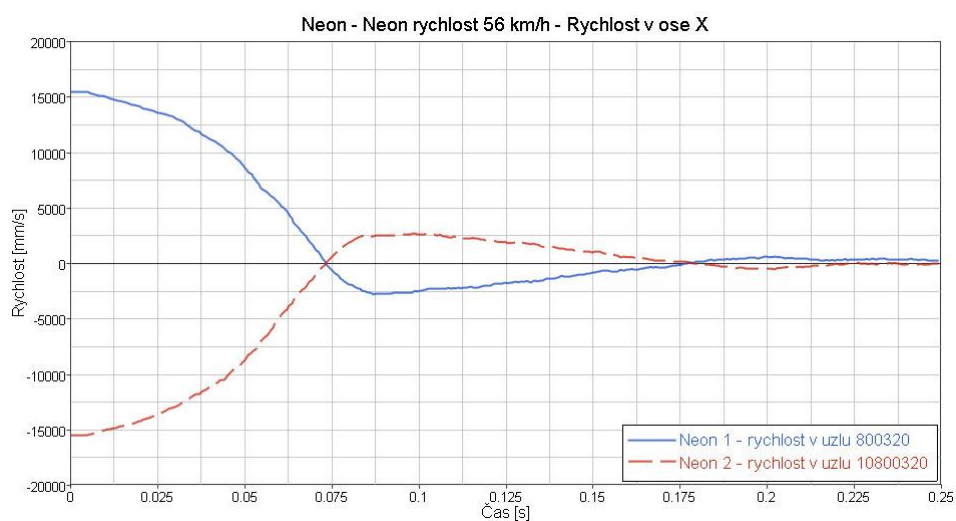


Obrázek 31 Simulace čelního střetu vozidel Neon – Neon

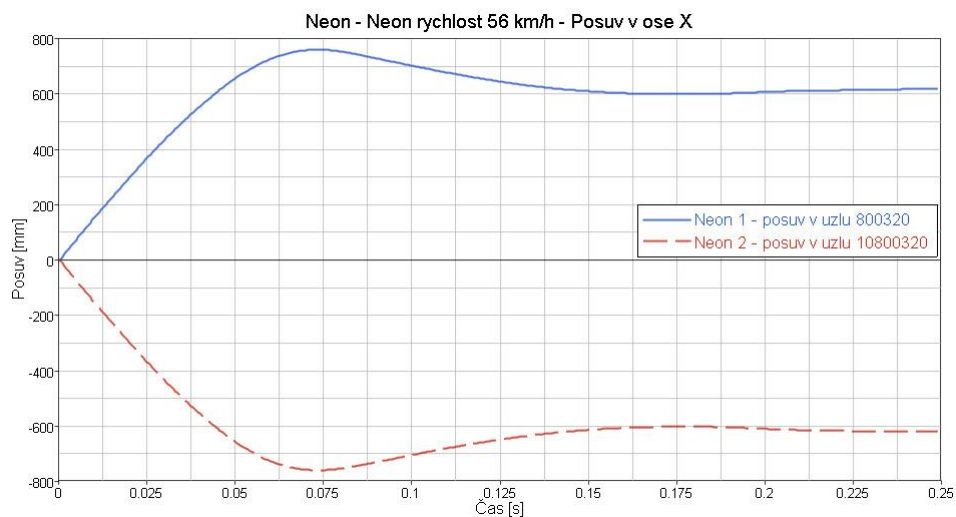
V grafech níže lze pozorovat symetrické chování průběhů zrychlení, rychlosti a posuvu a tím i symetrické chování síly na posuvu.



Graf 49 Neon – Neon rychlost 56 km/h – Zrychlení v ose X

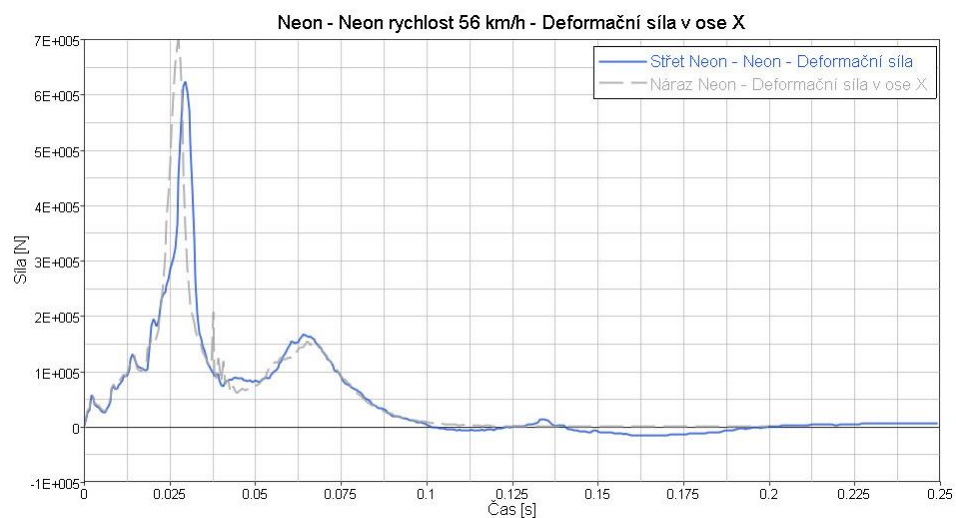


Graf 50 Neon – Neon rychlost 56 km/h – Rychlost v ose X

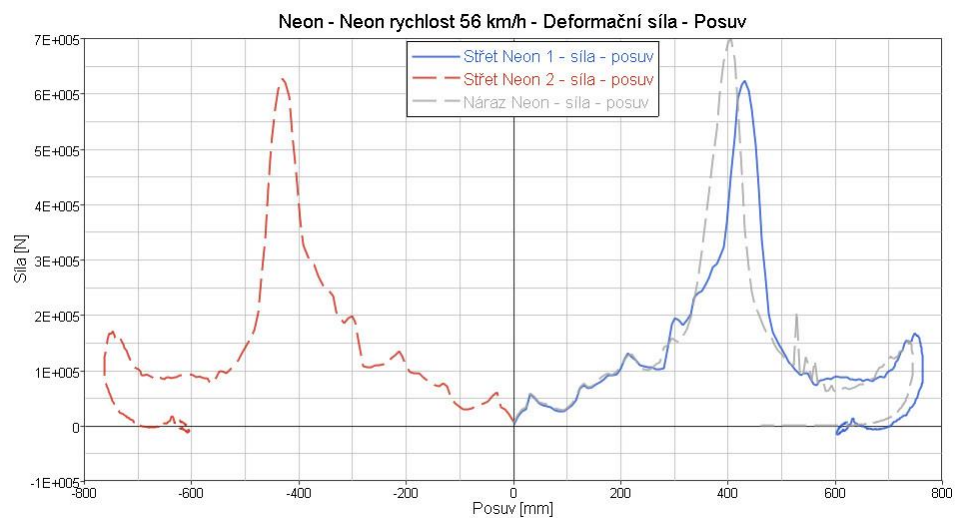


Graf 51 Neon – Neon rychlost 56 km/h – Posuv v ose X

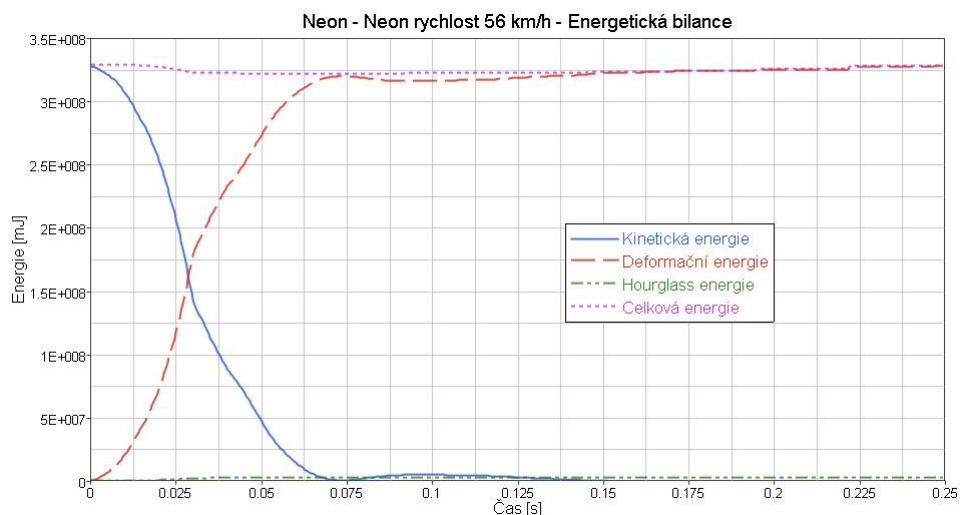
V grafu 52 a 53 je možné vidět srovnání čelního střetu dvou vozidel barevné křivky a nárazu jednoho vozidla do tuhé bariéry šedá křivka.



Graf 52 Neon rychlost 56 km/h – Deformační síla v ose X

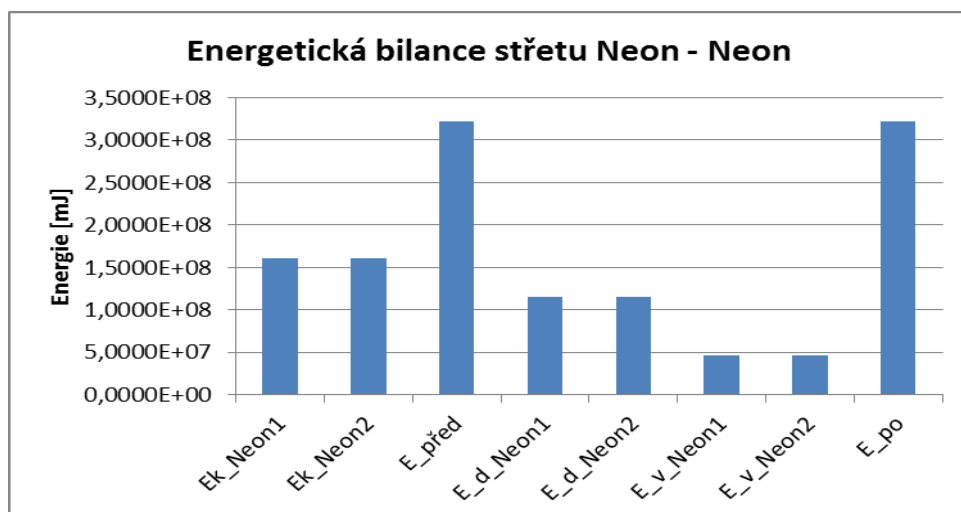


Graf 53 Neon – Neon rychlost 56 km/h – Deformační síla - Posuv



Tabulka 6 Energetická bilance střetu Neon - Neon

Energie [mJ]							
Ek_Neon1	Ek_Neon2	E_před	E_d_Neon1	E_d_Neon2	E_v_Neon1	E_v_Neon2	E_po
1,6128E+08	1,6128E+08	3,2255E+08	1,1524E+08	1,1524E+08	4,6039E+07	4,6039E+07	3,2255E+08
Hmotnost [t]			Počáteční rychlost [mm/s]		Výběhová rychlost [mm/s]		
Neon	Neon		Neon	Neon	Neon	Neon	
1,333	1,333		15555,6	15555,6	8311,23	8311,23	
			[Km/h]	56	30	30	



4.4 STANOVENÍ DEFORMAČNÍ ENERGIE Z REÁLNÝCH NEHOD

V této kapitole je prezentována metoda pro stanovení hodnoty deformační energie z dat získaných při crash testu. Pro úspěšné šetření analýzy dopravních nehod je nezbytné správné určení poměrů při nehodách, tedy korektně stanovit rychlosti nárazu. Pro použití zpětného odvíjení nehodového děje je potřeba znát velikosti deformačních energií, které při nehodě působí.

V soudním inženýrství se zavádí pojem EES, jež představuje rychlost, při které dojde k totožné deformaci vozidla jako při nárazu do tuhé bariéry. V dnešní době existuje řada metod pro stanovení hodnoty EES. V této části práce je stanovena EES z reálné deformační charakteristiky získané při simulaci nárazu vozidla Geo Metro do tuhé bariéry. Tato deformační charakteristika umožňuje stanovit velikost deformační energie vozidla ze znalosti velikosti deformace. U reálných nehod však často dochází k situaci, kde vzniklá deformace je větší než deformace zjištěná nárazovou zkouškou. Například simulovaný střet Neon-Geo.

Pro tyto účely bylo rozhodnuto nahradit reálnou deformační charakteristiku, charakteristikou lineární. V kapitole Simulace čelního nárazu vozidla Dodge Neon bylo ukázáno, že existuje jistá lineární závislost mezi nárazovou rychlostí a velikostí deformační energie, viz simulace nárazu neonu pro různé rychlosti.

Lineární charakteristika je pak závislá pouze od jednoho parametru a tím je koeficient tuhosti, který lze získat ze vztahu

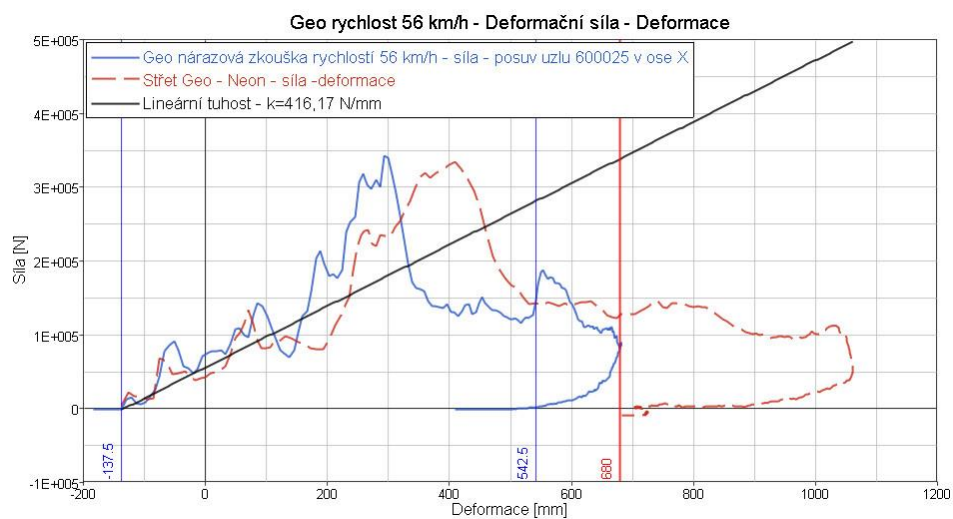
$$k = \frac{\bar{F}}{x_{plast}},$$

kde $\bar{F}$ je vektor nárazové síly vozidla a x_{plas} je plastická deformace. Díky tomuto vztahu je stanovena velikost koeficientu tuhosti pro vozidlo Geo $k=416,17$ N/mm. Porovnání reálné a lineární tuhosti je v grafu 56.

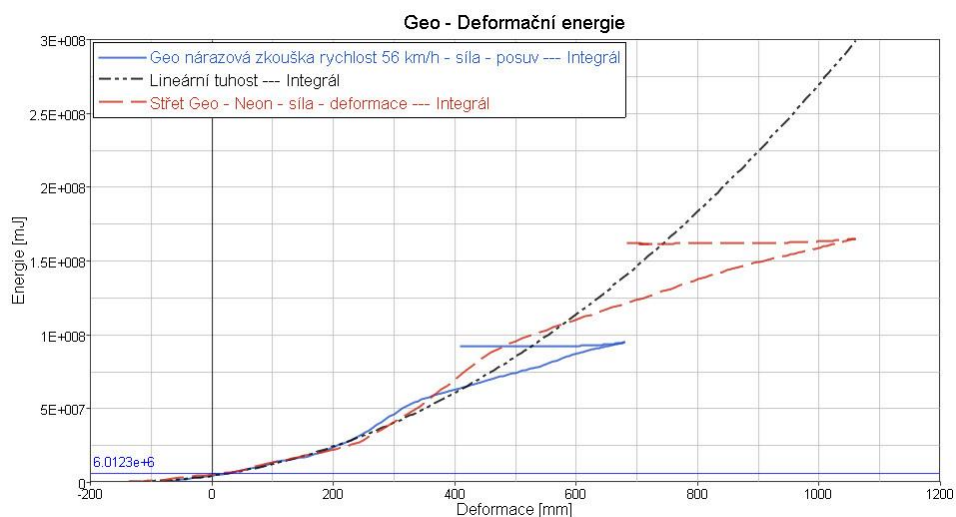
Na základě postupu stanoveného v literatuře [25] je provedena modifikace deformační charakteristiky posunem o velikost plastické deformace v záporném smyslu osy X, konkrétně o 137,5 mm. V tuto chvíli plocha pod křivkou představuje pouze deformační energii, ze které lze získat jednoduchým přepočtem hodnotu EES. Proto jsou všechny křivky integrovány, viz graf 57. Následným přepočtem podle vzorce

$$EES = \sqrt{\frac{2E_{def}}{m}},$$

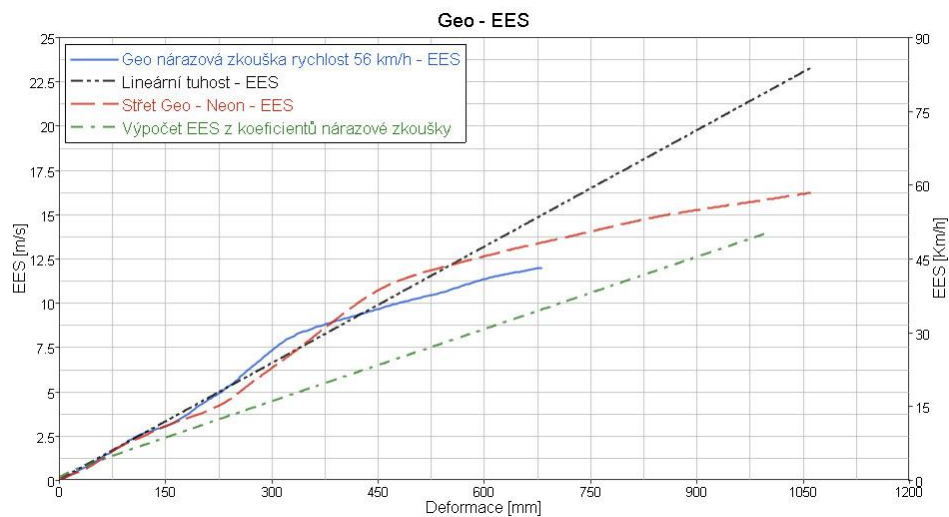
kde E_{def} je deformační energie a m je hmotnost vozidla, je stanovena velikost EES, viz obrázek 58.



Graf 56 Geo rychlost 56 km/h – Deformační síla - Deformace



Graf 57 Geo rychlost 56 km/h – Deformační energie



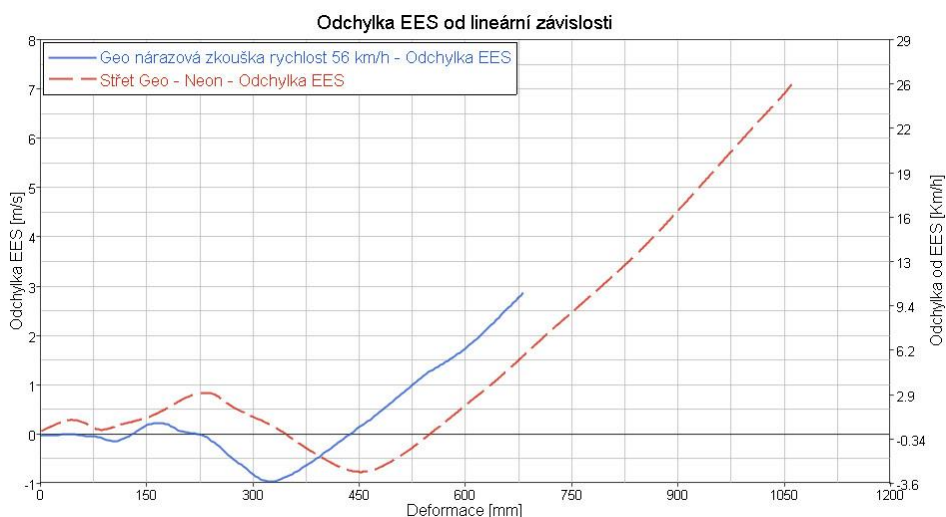
Graf 58 Geo rychlost 56 km/h – EES

Pro stanovení EES byla také použita Metoda výpočtu EES z deformačních zkoušek, popsaná výše, kde EES se stanoví podle vzorce

$$EES = \sqrt{\frac{l}{m} \left(\frac{m_{test} v_{test}}{s_{test}} \left[v_0 + (v_{test} - v_0) \frac{l}{l_{test}} \right] \right)}$$

Již prvním pohledem je patrné, že takhle vypočtená EES má velkou odchylku od skutečných dat vypočtených přímo z tuhostní charakteristiky nebo koeficientu tuhosti, proto v další části nebude uvažována.

V dalším kroku je potřeba stanovit odchylku pro EES vypočtených z tuhostní charakteristiky a lineární tuhosti. Vypočtené odchylky jsou v grafu 59. Z grafu je patrné, že pro deformace do 650 mm je odchylka menší než 1 m/s. Pro větší deformace již odchylka roste a pro hodnotu deformace kolem 900 mm je 4,5 m/s tedy cca 16 m/h.



Graf 59 Geo rychlost 56 km/h – Odchylka EES od lineární závislosti

Pro větší deformace je vhodné použít Metodu výpočtu EES z deformačních zkoušek. Nebo dalším přístupem je ze známých dat získaných z KP analýzy upravit směrnici tuhosti, tak aby byla použitelná i pro vyšší střetové rychlosti.

5 ZÁVĚR

Práce řeší problematiku kompatibility vozidel při čelním nárazu, stanovuje a vysvětluje problémy pomocí praktických příkladů simulací střetů vozidel různých velikostních tříd modelovaných metodou konečných prvků.

MKP je dobrým řešením pro získání podrobných tuhostních charakteristik vozidel z jejich pomocí je možné snáze řešit obvyklé znalecké problémy při hledání střetové rychlosti. Pro tyto účely je na druhou stranu nutné mít k dispozici korektní modely automobilů, ta si ale vývojáři pečlivě střeží, neboť je stáli mnoho peněz času a je v nich podepsáno Know How automobilek. Dále je potřeba zhodnotit finanční nároky na pořízení MKP softwaru a časovou náročnost výpočtu jednotlivých simulací. Z těchto důvodů se MKP simulace neusadili ve znalecké praxi a je tak potřeba hledat další možná řešení.

Z toho důvodu je v práci také ukázáno řešení, jak lze stanovit EES pomocí dat získaných z crash testů vozidel. Tato cesta je již vhodná pro každodenní potřeby znalců naproti MKP simulacím.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ,

- [1] BRADÁČ, A. a kol. Soudní inženýrství. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o., 1999. 725 s. ISBN 80-7204-133-9.
- [2] BURG, H. Handbuch der Verkehrsunfall-Rekonstruktion. Wiesbaden 2007. 952 s. ISBN 3-8348-0172-0.
- [3] BURG, H.; RAU, H. Handbuch der Verkehrsunfall-Rekonstruktion. Kippenheim 1981. 838 s. ISBN 3-88550-020-5.
- [4] HIRAYAMA, S; et al. Second report of research on stiffness matching between vehicle for frontal impact compability. Nissan Motor Co., Ltd.. Japan 2007, 07-0261, s. 1-7.
- [5] KALTHOFF W., Die Stosszahl bei Heckauffahrkollisionen, Neue Erkenntnisse. Sborník příspěvků, konference EVU 2008, s. 303 at 309, Nice (FR).
- [6] KASANICKÝ, G. Teória pohybu a rázu při analýze a simulácii nehodového děja. Žilina : EDIS – vydavateľstvo ŽU, 2001. 350 s. ISBN 80-7100-597-5.
- [7] STEFFAN H.: PC CRASH - Simulation program for Vehicle Accidents, Technical manual, DATENTECHNIK, 2001.
- [8] VANGI, D; BEGANI, F. The Triangle Method for Evaluation. 19th EVU Congress. 2010, 19, 1, s. 265-299. ISBN 978-80-7399-128-9.
- [9] COUFAL, T.; VÉMOLA, A. Mechanika čelního nárazu. *Soudní inženýrství*, 2011, roč. 22-2011, č. 2- 3, s. 104-112. ISSN: 1211- 443X.
- [10] vlastní zdroje
- [11] KOVANDA, Jan a Vladimír ŠATOCHIN. *Pasivní bezpečnost vozidel*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000, 69 s. ISBN 80-010-2235-8.
- [12] BRADÁČ, Albert. *Analytika silničních nehod: příručka znalce I*. Vyd. 1. Ostrava: Dům techniky ČSVTS, 1985, 299 s.
- [13] BRADÁČ, Albert. *Analytika silničních nehod: příručka znalce II*. Vyd. 1. Ostrava: Dům techniky ČSVTS, 1985, 245 s.
- [14] KŘIŽÁK, M. Využití počítačové podpory při řešení předstřetového pohybu vozidel. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2012. 52 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Stanislav Tokař.

- [15] WATANABE, Taisuke, Kazuhiro OBAYASHI, Shigeru HIRAYAMA a Tomosaburo OKABE. Research on stiffness matching between vehicles for frontal impact compatibility. [online]. 2005 [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/esv/esv19/05-0302-O.pdf>
- [16] WATANABE, Taisuke, Kazuhiro OBAYASHI, Shigeru HIRAYAMA a Tomosaburo OKABE. Second report of research on stiffness matching between vehicles for frontal impact compatibility. [online]. 2007 [cit. 2013-03-25]. Dostupné z: <http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/esv/esv20/07-0261-O.pdf>
- [17] MIZUNO, Koji a Janusz KAJZER. Compatibility problems in frontal, side, single car collisions and car-to-pedestrian accidents in Japan. 1998, s. 11.
- [18] JERINSKY, Matthew a William T. HOLLOWELL. Nhtsa's review of a vehicle compatibility performance metric through computer simulation. In: [online]. Washington, D.C., USA, 2003 [cit. 2013-04-09]. Dostupné z: http://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CC0QFjAA&url=http%3A%2F%2Fwww.nhtsa.gov%2FDOT%2FNHTSA%2FNRD%2FMultimedia%2FPDFs%2FCrashworthiness%2FAggressivity%2520%26%2520Fleet%2520Compatibility%2Fimece2003-44045-mjerinsky.pdf&ei=QuSYUaGBC4HcOujCgfAC&usq=AFQjCNF4B_EFGpw9kmaq7d_RzisirMtG96sg&sig2=s7IV8j6pLwoa5VDH2vaR3w&bvm=bv.46751780,d.ZWU
- [19] Bezpečnost posádky vozidla. In: *Bezpečnost vozidel silničního provozu* [online]. 2012 [cit. 2013-04-20]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/usi/dokumenty/dokumenty-ke-stazeni-f23776/bezpecnost-vozidel-silnicniho-provozu-materialy-k-predmetu-d75943/08-bezpecnost-posadky-vozidla-pdf-p67169?aid_redir=1
- [20] ALTAIR ENGINEERING, Inc. *HyperWorks Desktop User's Guide*. 2011.
- [21] ALTAIR ENGINEERING, Inc. *RADIOSS 11 User's Guide*. 2011.
- [22] ALTAIR ENGINEERING, Inc. *HyperCrash User's Guide*. 2011
- [23] VAŠÍČEK, Jiří. *Kompatibilita silničního a kolejového vozidla při nárazu*. Praha, 2013. DIP 616.001/12. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta dopravní.
- [24] ALTAIR ENGINEERING, Inc. *RADIOSS Theory Manual: Large Displacement Finite Element Analysis Part 1 and Part 2*. 2010
- [25] COUFAL, Tomáš. Výpočet energetické ekvivalentní rychlosti EES s využitím dat z čelní nárazové zkoušky. *Soudní inženýrství*. 2012.