



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

# PARAMETRICKÁ STUDIE ABSORPČNÍHO PRVKU PŘEDNÍ ČÁSTI VOZIDLA Z HLEDISKA BEZPEČNOSTI POSÁDKY VOZIDLA PŘI ČELNÍ KOLIZI

PARAMETRIC STUDY OF THE ABSORPTION ELEMENT OF THE FRONTAL VEHICLE PART FROM THE  
PASSANGERS SAFETY POINT OF VIEW DURING THE FRONTAL CAR COLLISION

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Radim Stráník**

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr. h. c.**

**BRNO 2016**

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student:	<b>Bc. Radim Stráník</b>
Studijní program:	Aplikované vědy v inženýrství
Studijní obor:	Inženýrská mechanika a biomechanika
Vedoucí práce:	<b>prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr. h. c.</b>
Akademický rok:	2015/16

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

## **Parametrická studie absorpčního prvku přední části vozidla z hlediska bezpečnosti posádky vozidla při čelní kolizi**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Výpočtové modelování průběhu zpomalení a stanovení OLC faktoru v referenčním místě karoserie při nárazu vozidla na pevnou překážku využitím explicitní varianty metody konečných prvků (MKP). Návrh vhodných parametrů absorpčního prvku karoserie z pohledu OLC faktoru a deformační dráhy. Deformační a napěťová analýza přední části karoserie v průběhu kolize..

### **Cíle diplomové práce:**

Posouzení vlivu signifikantních geometrických a případně materiálových parametrů absorpčního prvku přední části automobilové karoserie na bezpečnost posádky na základě OLC kritéria v referenčním místě karoserie. Případný návrh konstrukčních úprav..

### **Seznam literatury:**

Brepta, R., Prokopec, M.: Šíření napěťových vln a rázy v tělesech. Academia, Praha, 1972

Goldsmith, W.: Impact. The theory and physical behaviour of colliding solids. London, 1960

Cook at all.: Concept and application of finite element analysis. Hamilton Printing Company, 2002.

Firemní podklady společnosti Evektor

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

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.  
ředitel ústavu

---

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





## **Abstrakt**

Diplomová práce se zabývá výpočtovým modelováním deformačně-napěťových stavů zatížené přední části automobilu Toyota Yaris z roku 2010 s využitím explicitního přístupu metody konečných prvků (MKP). Cílem této práce je posouzení odolnosti přední části vozu konkrétně podélníků při tomto rázovém namáhání. Práce popisuje výběr, úpravu a tvorbu výpočtového modelu podélníků a simulaci nárazu na bariéru. Smyslem bylo využít reálné vozidlo, navrhnout do něj modifikované podélníky, vyzkoušet různé tvarové a materiálové provedení a vzájemně dané varianty srovnat.

## **Abstract**

The main subject of this master thesis is the computational modeling of stress-strain analysis of the loaded front part of Toyota Yaris from the year 2010 using an explicit finite element method (FEM). The aim of this thesis is the assessment of resistance of the front part of the car (longeron) at the impact stress. This thesis describes the selection, editing, and creation of the computational model of longeron and simulation of the barrier collision. The objective of the thesis is to use a real vehicle, suggest modified longerons to be implemented in it, test various shape and material versions of the longeron and make their comparison.

## **Klíčová slova**

Napětí, deformace, explicitní metoda, MKP, ráz, deformační zóna, LS-DYNA, podélník

## **Key words**

Stress, strain, explicit method, FEM, impact, crash structure, LS-DYNA, longeron

### **Bibliografická citace mé práce:**

STRÁNÍK, R. *Parametrická studie absorpčního prvku přední části vozidla z hlediska bezpečnosti posádky vozidla při čelní kolizi*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 94 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr. h. c..

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Parametrická studie absorpčního prvku přední části vozidla z hlediska bezpečnosti posádky vozidla při čelní kolizi“ vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne: .....

Bc. Radim Stráník



## **Poděkování**

Rád bych tímto poděkoval všem, kteří mi byli při vypracování této diplomové práce nápomocni. Zvláštní poděkování patří panu prof. RNDr. Ing. Janu Vrbkovi, DrSc., dr. h. c. za cenné připomínky, rady a odborné vedení této diplomové práce. A v neposlední řadě bych chtěl poděkovat inženýrskému kolektivu společnosti Evektor s.r.o. obzvláště mému vedoucímu Ing. Ivu Grácovi.

## Obsah

1. Úvod.....	9
2. Formulace problému .....	10
3. Formulace cílů .....	10
3.1 Systém podstatných veličin .....	11
4. Historie karoserií.....	12
4.1 Body-on-frame koncept .....	12
4.2 Monocoque .....	12
5. Bezpečnost vozidel .....	14
5.1 Aktivní prvky bezpečnosti.....	14
5.2 Pasivní prvky bezpečnosti.....	14
5.2.1 Bezpečnostní pásy .....	14
5.2.2 Airbagy.....	14
5.2.3 Deformační zóny.....	15
5.3 Biomechanické limity .....	15
5.4 Occupant Load Criterion (OLC).....	16
5.5 Základní požadavky při nárazu .....	17
5.6 Deformační charakteristika vozidla .....	18
5.7 Crash testy.....	21
5.7.1 Čelní náraz .....	22
5.7.2 Boční náraz .....	23
5.7.3 Boční náraz na kůl.....	24
5.7.4 Ochrana chodců.....	25
5.7.5 Ochrana dětí v autosedačce .....	26
5.7.6 Whiplash.....	26
5.7.7 Testy při nízké rychlosti .....	27
6. Teoretický základ .....	28
6.1 Nelineární mechanika kontinua .....	28
6.2 MKP .....	28
6.2.1 Explicitní přístup .....	28
6.2.2 Časový krok.....	29
6.2.3 Hourglassing .....	30
6.2.4 Zaokrouhlovací chyby .....	31
6.2.5 Vhodné typy úloh .....	31
6.3 Nelinearity .....	32
6.3.1 Materiál .....	32

6.3.2 Geometrie.....	34
6.3.3 Kontakt .....	37
7. Výběr výpočtového softwaru .....	38
7.1 Pre a Postprocessing – ANSA a META .....	38
7.2 Solver - LS-DYNA.....	38
8. Výpočtový model .....	39
8.1 Model geometrie.....	40
8.2 Materiálové modely .....	41
8.3 Okrajové podmínky .....	43
8.4 Kontakty .....	43
9. Analýza geometrických a materiálových úprav.....	44
9.1 Materiálový rozbor.....	44
9.2 Prolisy .....	47
9.2.1 Příčné.....	47
9.2.2 Podélné.....	48
9.2.3 Cross section.....	51
9.2.4 Tailored blanks .....	54
10. Porovnání variant .....	55
10.1 Přehled úprav .....	55
10.1.1 Podélné a příčné prolisy .....	55
10.1.2 Cross section.....	56
10.1.3 Kombinace cross section a tailored blanks .....	57
10.2 Srovnání variant.....	58
10.2.1 Přehled změn.....	59
10.2.2 Sledované hodnoty.....	59
10.2.3 Porovnání parametrů .....	60
11. Komplexní srovnání – Rigid Wall 100% offset 51 km/h.....	65
11.1 Síla auto vs. bariéra .....	66
11.2 Síla na bariéře / Dráha na tunelu .....	67
11.3 OLC .....	68
11.4 Akcelerace na tunelu.....	69
11.5 Energie.....	70
11.6 Silové toky .....	71
11.7 Boční a horní řezy podélníky .....	73
11.8 Vnitřní energie podélníků.....	75
11.9 Silové rozvětvení za podélníky .....	76

11.10 Silové toky v řezech celým vozidlem .....	78
11.11 Intruze na montážní stěně.....	79
11.12 Plastické přetvoření na podlaze .....	80
11.13 Vnitřní energie na podlaze .....	81
12. Závěr.....	82
Seznam použité literatury .....	84
Seznam obrázků a grafů .....	85
Seznam tabulek .....	88
Přílohy .....	89

## 1. Úvod

Bezpečnost cestujících na silnicích je zajišťována z větší části pomocí deformačních zón, které dokážou zastavit vozidlo a zároveň nedosáhnou hodnot, které by překročily biomechanické limity. Neustálý proces zdokonalování těchto oblastí vede k stále menšímu počtu závažných zranění a úmrtí na vozovkách.

Tato diplomová práce se zabývá úpravou, zlepšením a návrhem přední deformační oblasti, konkrétně hlavních absorpčních prvků této konstrukce, podélníků. Tento prvek při čelním nárazu pohlcuje nejvíce kinetické energie a má hlavní podíl na zastavení vozidla. Pomocí modelování a numerických simulací budou provedena postupná vylepšování a optimalizace příslušného podélníku. Náraz jako časový děj můžeme považovat za velmi rychlý dynamický a v krátkém časovém intervalu, řádově milisekund. Z tohoto důvodu byl využit explicitní přístup metody konečných prvků. Jako výpočetní systém byl zvolen program LS-DYNA.

Samotná práce je členěna do 12 kapitol, kde se na začátku věnuje obecné problematice nárazu automobilů a jejím rozdělení. Dále popisuje způsob, jakým bude problém řešen a to explicitní metodou konečných prvků, která je obecně popsán spolu s problémem nelinearit. Poté je přistoupeno k výběru nového materiálu a volbě vhodných geometrických úprav. Na konec je originální varianta spolu s nejvýhodnější modifikovanou variantou komplexně srovnána podle parametrů, které jsou běžné v inženýrské praxi.

## 2. Formulace problému

Mezi nejdůležitější úkoly patří zajistit při nárazu bezpečnost cestujících. Jedněmi z hlavních parametrů jsou hodnoty zpomalení (přetížení), které na pasažéry působí během velmi rychlé změny rychlosti vozidla. Oblast, která se hlavně podílí na zastavení vozidla a pohltí nejvíce kinetické energie je deformační zóna. Dále je potřeba prodloužit čas deformace a tím snížit zpomalení, které působí na kabinu. Problém je formulován následovně:

*Parametrická studie absorpčního prvku přední části vozidla z hlediska bezpečnosti posádky vozidla při čelní kolizi*

## 3. Formulace cílů

Hlavním cílem této práce je naučit se využívat explicitní formou metody konečných prvků v praxi, dále navrhovat a optimalizovat deformační prvky. Z toho vyplývá navrhnout model geometrie, model materiálu a model okrajových podmínek (zatížení a vazeb). Dále provést deformačně-napětovou analýzu, zhodnotit jednotlivé konstrukční úpravy a analyzovat vliv na pasivní bezpečnost vozidla, hlavně na přetížení působící na cestující. V poslední řadě je pak nutné provést návrh optimálního absorpčního členu, podélníku.

### 3.1 Systém podstatných veličin

Pro řešení každého problému ne jen v inženýrské praxi je vhodné volit systémový přístup. Je tedy nutné předem si určit co je pro danou problematiku podstatné a co už méně. Takto zvolený postup označujeme jako *Vytváření systému podstatných veličin*.

- Podmnožina **S0** (prvky v okolí entity)

Podélník je podsestavou celého vozidla. Okolí objektu je karoserie a motorová soustava.

- Podmnožina **S1** (struktura a topologie entity)

Podélník je trojrozměrný objekt, který je složen ze dvou plechů. Tyto plechy jsou k sobě vzájemně svařeny. Konstrukce a rozměry jednotlivých plechů jsou ovlivněny uspořádáním v prostoru.

- Podmnožina **S2** (podstatné vazby entity)

Svařené spoje mezi podélníkem a okolními částmi vozidla.

- Podmnožina **S3** (aktivace entity)

Při nárazu do bariéry dojde k aktivaci podélníku a působení kontaktní síly na strukturu. Tato síla je závislá zejména na rychlosti a hmotnosti vozidla.

- Podmnožina **S4** (vliv okolí)

Vliv okolních dílců na chování podélníku je zcela zásadní. Ať už použitými vazbami nebo geometrickými či materiálovými změnami.

- Podmnožina **S5** (oborové vlastnosti prvků struktury)

Podélník je tvořen dvěma plechy o určitých tloušťkách, které mají svou materiálovou charakteristiku danou křivkou naměřenou z experimentů.

- Podmnožina **S6** (probíhající procesy)

Deformační a napěťové procesy probíhající ve struktuře materiálu, které vyvolávají deformační a napěťové stavy ve struktuře materiálu.

- Podmnožina **S7** (projev entity)

Deformace podélníku a absorpce kinetické energie.

- Podmnožina **S8** (důsledky projevů)

Bezpečné zastavení vozidla, způsobené přeměnou kinetické energie na deformační energii. Tato přeměna způsobená snížením rychlosti sebou nese i nárůst zrychlení resp. zpomalení.

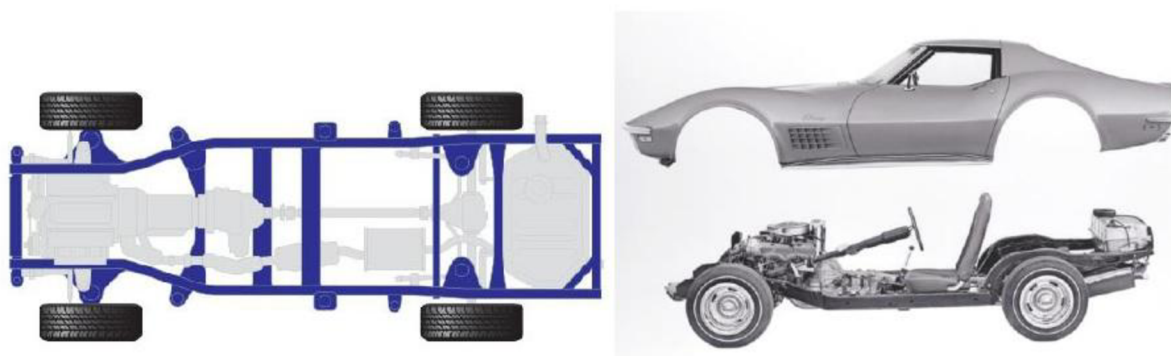
## 4. Historie karoserií

Už od prvních automobilů, které byly vyrobeny doslova na kolena, až po současnou sériovou výrobu, se lidé zabývali strukturou automobilů jako takových. Spojit do sebe všechny potřebné vlastnosti, aby plnily svůj účel a byly zároveň co nejvíce efektivní, nebylo nikdy jednoduché. Přeprava osob, nákladu a jejich ochrana představovala vždy konstruktérskou výzvu, kde navržené struktury musely unést požadované zatížení a pokud možno rozložit celkové napětí do celého vozidla.

V následujících odstavcích jsou představeny ty nejdůležitější milníky v této oblasti.

### 4.1 Body-on-frame koncept

Jedna z nejstarších struktur osobních vozidel byla body-on-frame. Typicky se jednalo o dva hlavní podélné rámy, které byly spojeny několika příčnými. Tyto rámy tvořily jakousi kostru vozidla a na ní bylo položeno vše ostatní jak je vidět na obr. 4.1. Od motoru přes převodovku sedačky, řízení až po samotné opláštění celého vozidla. Většinou se jednalo o těžké ocelové rámy, i když je pravda, že některé byly vyrobeny dokonce i ze dřeva.



Obr. 4.1 Body-on-frame [1]

Torzní tuhost těchto uložení nenabývala žádných velkých hodnot a v podstatě celé zatížení nesly samotné rámy a to byl jeden z důvodů, proč tento typ struktury začínal být postupem času nevyhovující. Rámy byly natolik tuhé, že při nárazu se skoro nedeformovaly a měly malou absorpční schopnost. Téměř veškerá energie byla pohlcena kabinou, což bylo velmi nepraktické ať už na pohodlí, tak i na bezpečnost pasažérů. Body-on-frame byly postupně nahrazovány novými typy struktur a poslední sériově vyráběným osobním autem byl v roce 2011 Ford Crown Victoria [1].

### 4.2 Monocoque

Jako nový koncept byla vyvinuta struktura monocoque, na který postupně začala přecházet většina výrobců osobních automobilů. Šlo o stavební konstrukci, jak je vidět na obr. 4.2, kde je rozloženo zatížení a napětí do celé struktury i s vnějším obložení (oproti body-on-frame, kde vše přenášely samotné rámy a vnější opláštění plnilo pouze vzhledovou úlohu). Trend odklonění se od body-on-frame začal v šedesátých letech, avšak první vlnou byla už ve třicátých letech Opel Olympia.



S nástupem monocoque vzrostla bezpečnost i torzní tuhost. Struktura již byla deformovatelná a byla schopna pohlcovat dostatečné množství energie, aby vše neodnášeli pouze cestující [1].



Obr. 4.2 Monocoque [1]

## 5. Bezpečnost vozidel

První automobily plnily funkci pouze přepravní a jejich jediným úkolem bylo dostat osoby nebo náklad z bodu A do bodu B. V počátcích automobilismu se paradoxně nikdo nevěnoval bezpečnosti cestujících a chodců. Tato problematika se začala řešit až s masivním nástupem automobilů do cest a ulic. Přibývalo dopravních nehod a bylo nasnadě tento problém řešit. První kdo si takovou věc připustil, byl americký profesor Larry Patrick, který začal sbírat data o dopravních nehodách a vyvozovat z nich závěry pro zlepšení konstrukcí automobilů. Díky těmto datům dokázal zjistit nedostatky ve strukturách vozidel a definovat první obecná kritéria pro ochranu cestujících, která jsou v podstatě platná dodnes [4].

Samotná bezpečnost se obecně rozděluje podle dvou hledisek a to na aktivní a pasivní.

### 5.1 Aktivní prvky bezpečnosti

Mezi aktivní prvky bezpečnosti řadíme vše, co by mohlo nehodám zabránit. Těmito prvky zajišťujeme prevenci před nehodou. Řadíme mezi ně např. ABS, EPS, brzdový a stabilizační mechanismus, motorové vybavení automobilu v celém rozsahu otáček a také i přesné řízení, které nám zaručí dostatečný kontakt s vozovkou. Mezi kondiční bezpečnost řadíme i ergonomii, která poskytuje řidiči dostatek pohodlí k tomu, aby se plně věnoval řízení. Mezi ovládací prvky bezpečnosti patří vše potřebné, aby řidič mohl bezpečně a pohodlně manipulovat se všemi ovládacími prvky. Do pozorovací bezpečnosti spadá osvětlení vozu a vozovky [4].

### 5.2 Pasivní prvky bezpečnosti

Mezi pasivní bezpečnostní prvky řadíme vše, co má nehodu zmírnit. Snažíme se pomocí nich řešit až důsledky. V dnešní praxi jsou běžně používány tyto prvky:

#### 5.2.1 Bezpečnostní pásy

Pásy se většinou rozdělují na druhy podle počtu bodů, jimiž je cestující spojen s autem. Od 2bodových až po 7bodové, kdy nejčastěji se setkáváme s 3bodovými. 4 a více bodové pásy můžeme sledovat u sportovních automobilů. Bezpečnostní pás má za úkol zajistit, aby pasažéři při nehodě zůstali co možná nejvíce ve své původní pozici a znemožnit jim nekontrolovaný pohyb po kabině a tím pádem i zranění o ostatní části vozidla. Dále má systém bezpečnostních pásů v sobě zabudováno samonavíjecí zařízení, které se při překročení mezní hodnoty zablokuje a znemožní další pohyb pásu. Právě tento systém znemožňuje, aby pasažér přesáhl mezního zrychlení. Díky předepínačům, které přitáhnou pasažéra do sedačky (vymezí vůli) a pak omezovače povolí zablokovaný systém pásu, aby nedošlo k nadměrnému stlačení hrudníku [4].

#### 5.2.2 Airbagy

Airbag je v podstatě vzduchový vak, který při nehodě vystřelí, nafoukne se a šetrně zbrzdí náraz hlavy nebo horní části těla. Pasažér by se jinak mohl zranit o volant, sklo nebo jinou blízkou část automobilu. Samotný airbag však nemůže absorbovat všechnu energii, ale pouze zpomalit, proto je potřebné jej využívat v kombinaci s bezpečnostními pásy (v opačném případě situaci spíše zhoršuje). V momentě, kdy pásy povolí (kvůli stlačení

hrudníku), tak airbasy doplní funkci pásů, ne opačně. Systém airbasy se skládá ze tří hlavních částí – vzduchový vak, vyvíječ plynu a řídicí elektronika se senzory nárazu. Mimo čelních, na volantu a u spolujezdce se dnes již používají také boční (na boční straně vozu), hlavové (na horní straně oken, chrání hlavy pasažérů v případě bočního nárazu), kolenní (u kolen řidiče), případně i další. Nové typy airbagů jsou schopny přizpůsobit nafukování podle intenzity nárazu (tzv. adaptabilní airbasy). Je statisticky dokázáno, že přítomnost airbasy snižuje riziko smrti či vážného zranění.

### 5.2.3 Deformační zóny

Všechnu energii, která působila na pasažéry v body-on-frame, dokázala konstrukce monocoque pohltit a zajistit jim pohodlí a bezpečnost.

Deformační zóny jsou konstruovány k pohlcení nárazové energie vozidla a tím i k snížení rychlosti požadovaným zpomalením. Pomocí elasto-plastické deformace, vnitřního tření v kapalině nebo plynné látce, anebo třením tuhých těles můžeme pohltit nárazovou energii a zastavit vozidlo. Můžeme je rozdělit do několika skupin:

- Deformovatelné plechové struktury
- Hydraulické nebo pneumatické tlumiče
- Kompozitními struktury
- Vhodnou kombinací výše uvedených

## 5.3 Biomechanické limity

Biomechanika jako taková vznikla propojením zdánlivě neslučitelných oborů mechaniky a medicíny. Biomechanické limity byly definovány, protože i lidský organismus má své meze. Ač se to na venek nemusí zdát, tak při velkých přetíženích nastávají vnitřní poranění. Byly zdokumentovány případy, kdy po nehodě její účastník odešel po svých bez viditelných zranění a po několika hodinách zemřel na následky vnitřního krvácení. V těchto případech došlo k překročení biomechanických limitů.

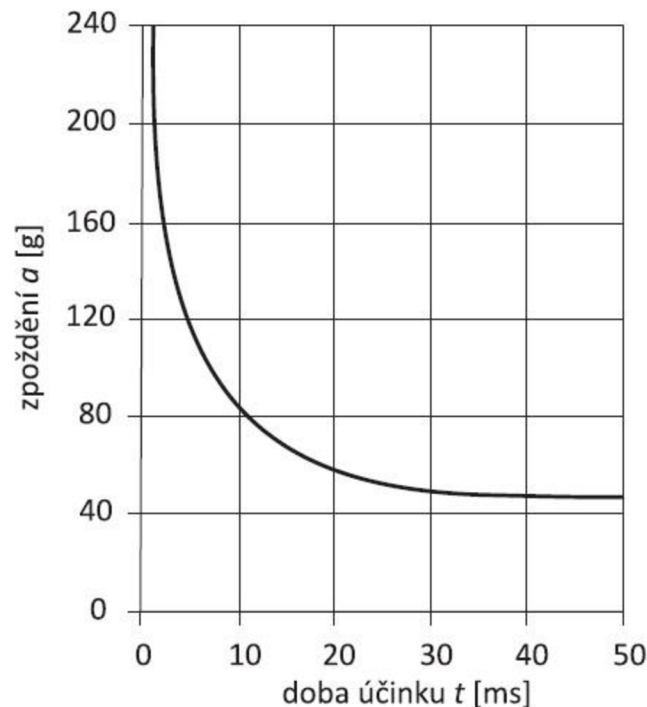
V souvislosti s těmito případy byly experimentálně určeny mezní hodnoty, aby splňovaly bezpečnostní limity pro cestující. Většina testovaných subjektů byly buď neživá těla, zvířata pod anestezií, nebo vysoce trénovaní dobrovolníci (většinou vojáci). Později byly hodnoty doplněny o mechanické modely, takzvané „crash test dummies“, a numerické simulace.

Mezi nejdůležitější biomechanické kritéria řadíme:

- Maximální zatížení člověka při zpoždění
- Poranění hlavy s průměrnými a kritickými hodnotami pevnosti lebky a odolnosti mozku vůči poranění
- Poranění hrudníku a některých vnitro hrudních orgánů
- Poranění vnitrobřišních orgánů
- Hraniční hodnoty pevnosti obratlů, páteře a pánve, rozsah kritické hodnoty pevnosti kostí pánve [5]

Nejčastější zranění, které se vykytuje při autonehodách, je zranění hlavy. To má za následek i největší procento úmrtí. Bylo stanoveno kritické špičkové zrychlení hlavy HIC (Head Injury Criterium) ve výši 80g po dobu 3 ms, které určuje po jakou dobu a při jakém přetížení nastává mezní hodnota. Tato hodnota vychází z křivky WSU (Wayne State

University), kdy hodnoty pod křivkou značí únosné zpoždění a ty nad jako nebezpečné [5].



Obr. 5.1 Závislost přetížení na čase [2]

Při experimentálních testech se analyzují i jiné části lidského těla. U figurín je mimo zrychlení měřena i rychlost nebo stlačení. Pro většinu kritických oblastí jsou předepsány biomechanické limity, na které se při testech dává pozor.

## 5.4 Occupant Load Criterion (OLC)

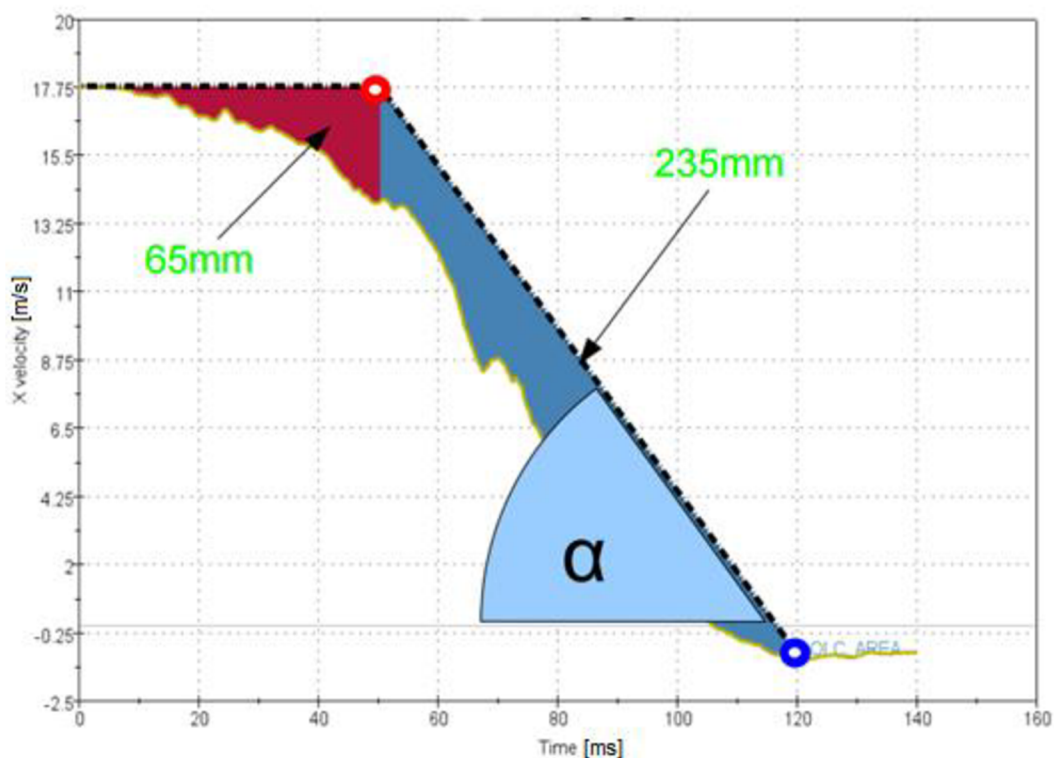
OLC kritérium udává agresivitu zatížení (zpomalení) figuríny. Čím větší sklon je druhé části OLC křivky tím je OLC kritérium větší a zatížení figuríny je agresivnější.

Plochy na obr. 5.2 jsou rozdíly integrálů OLC křivky a rychlosti sledovaného uzlu. Velikost ploch udávají změny polohy figuríny vůči autu (z pohledu auta). Červená plocha může být chápána jako relativní vzdálenost mezi figurínou a zpomalujícím se autem v jeho souřadném systému.

První část (**červená oblast**), kdy zádržné systémy ještě nefungují (slabý impulz) a figurína se pohybuje počáteční rychlostí  $v_0$ , tak se hledá čas, kdy rozdíl v pohybu mezi autem a figurínou je 65 mm. V tento moment se již figurína vůči autu nepohybuje. V druhé části (**modrá oblast**) již fungují zádržné systémy a hledá se bod, kdy figurína urazí vůči autu dráhu 300 mm [7].

Směrnice této nově vzniklé úsečky udává míru agresivity zpomalení figuríny. Tato hodnota po vydělení tíhovým zrychlením udává OLC [g].

$$OLC = \frac{tg(\alpha)}{g} \quad (5.1)$$



Obr. 5.2 Konstrukce OLC [7]

## 5.5 Základní požadavky při nárazu

Mezi podmínky, které požadujeme po karoserii, řadíme:

- zařídit, aby zpoždění vozidla po jeho nárazu bylo co nejmenší
- docílit, aby zpoždění osob ve vozidle po nárazu bylo stejné nebo nižší než zpoždění narážející části vozidla
- zabezpečit, aby byl zachován pro každého cestujícího v karoserii dostatečný prostor (prostor pro přežití)
- zamezit roztržení nebo průrazu kteréhokoliv místa v prostoru pro cestující
- zamezit průniku agregátů do prostoru pro cestující, resp. zamezit posuvu ovladačů v prostoru pro cestující
- zabezpečit malé zpoždění části těl cestujících osob, které narážejí do okolních ploch, zajistit dostatečnou velikost nárazových ploch
- zamezit takovému poškození, které by mohlo způsobit únik pohonné látky, dále také zamezit takovému poškození elektrické soustavy vozidla, při němž by mohl vzniknout zkrat spojený s přeskokem jiskry
- zmírnit následky při střetu vozidla s chodcem nebo cyklistou [8]

Crash test je vždy spojen s plastickou deformací buď celé struktury, nebo pouze jejích částí. Podstatou co největší ochrany osob ve vozidle je požadavek, na pokud možno plné převedení kinetické energie v okamžiku nárazu na energii tepelnou, a to plastickou

deformací příslušných dílů. To znamená, že podíl elastické vratné deformace, která mění kinetickou energii na energii potenciální, by měl být co nejmenší [8].

## 5.6 Deformační charakteristika vozidla

S využitím jednoduchého dynamického modelu, kdy při nárazu začne působit na vozidlo síla orientovaná proti směru pohybu vozidla, dostáváme rovnici podle zákona akce a reakce.

$$F = -ma = -m\ddot{x}_m \quad (5.2)$$

Zde můžeme předpokládat, že tato síla se rovná síle, která působí na pružinu s určitou tuhostí stlačenou o stejnou vzdálenost.

$$F = k\Delta x \quad (5.3)$$

Po kombinaci dvou výše zmíněných rovnic dostáváme pohybovou rovnici

$$m\ddot{x}_m + kx = 0 \quad (5.4)$$

Dále budeme předpokládat čelní náraz do tuhé nedeformovatelné bariéry, kdy nedojde k odražení vozidla od bariéry. V tomto případě tedy jde o plně plastický ráz, kde koeficient restituce ( $\delta = \left| \frac{v}{v_0} \right|$ ) se rovná nule. Těleso v čase  $t_0$ , kdy rychlost nárazu se tedy rovná  $v_0$ , má kinetickou energii

$$E_{k0} = \frac{1}{2}mv_0^2 \quad (5.5)$$

Při plastickém rázu se tato energie mění na deformační energii nutnou ke stlačení pružiny

$$E_p = \frac{1}{2}k\Delta x^2 \quad (5.6)$$

Za pomoci několika úprav nám vyjde následující rovnice

$$x = v_0\sqrt{\frac{m}{k}}, \quad k = \frac{a_{max}m}{x} \quad (5.7)$$

Z těchto rovnic lze vyvodit dvě základní hodnoty:

- deformaci pro kritickou hodnotu  $a_{max}$

$$a_{max} = \frac{v_0^2}{x_{max}} \quad (5.8)$$

- zpomalení vozidla pro maximální deformaci  $x_{max}$

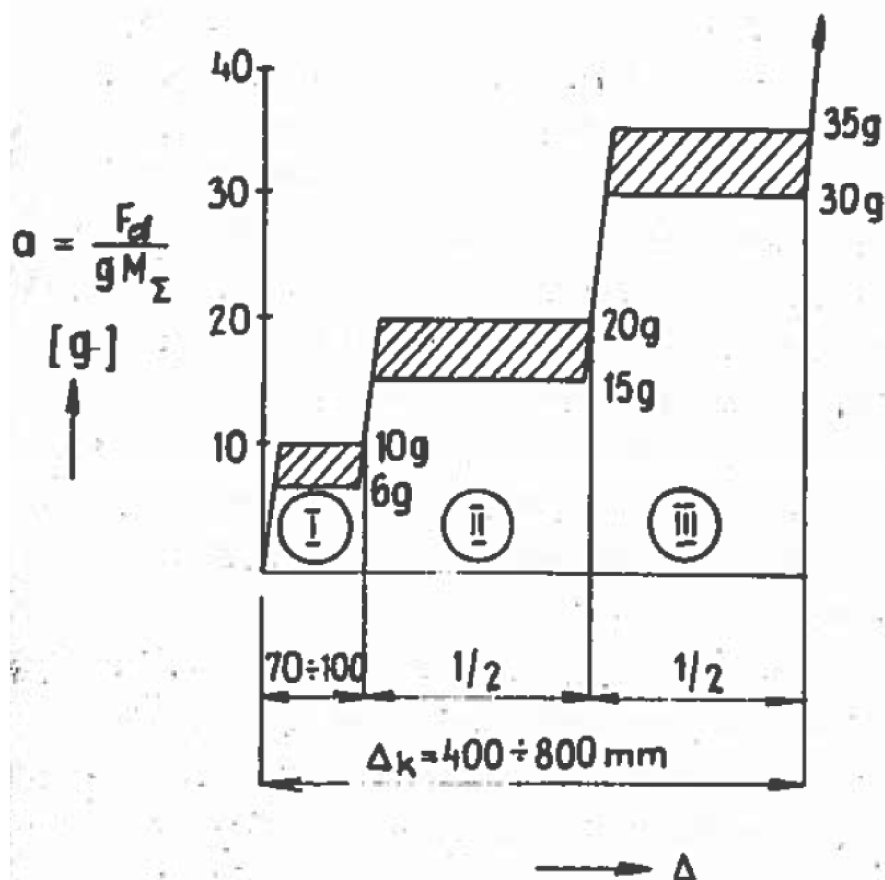
$$x_{max} = \frac{v_0^2}{a_{max}} \quad (5.9)$$

Samotná karosérie má při nárazu dvě hlavní povinnosti:

- zajistit bezpečí osobám ve vozidle před účinky nárazu
- snížit nepříznivé účinky na ostatní účastníky silničního provozu

Vozidlo by mělo mít při čelním nárazu tři deformační (silové) úrovně. Za optimální se považuje deformační charakteristika dle obr. 5.3. Mezní deformace by v těchto silových hladinách měla být co největší. Tyto tři úrovně jsou:

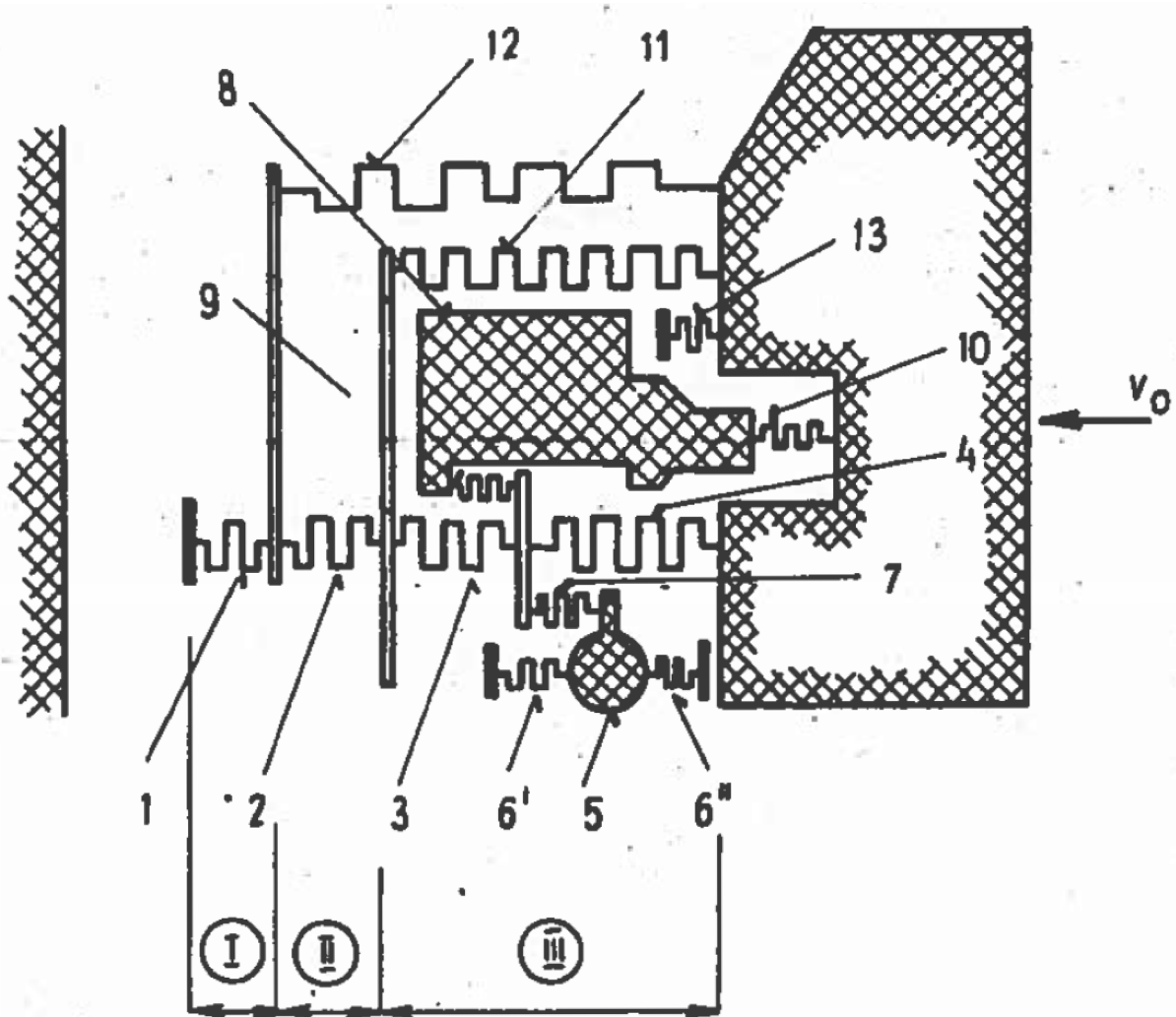
- I. zóna – měla by chránit vozidlo před účinky malého čelního nárazu
- II. zóna – měla by mít tuhost odpovídající průměrné tuhosti boční stěny a dveří osobních vozidel a chrání posádku druhého vozidla před účinkem bočního nárazu
- III. zóna – měla by chránit vlastní vozidlo před účinkem velkého čelního nárazu [8]



Obr. 5.3 Optimální deformační charakteristika [8]

kde  $a$  je zrychlení,  $M$  je celková hmotnost vozidla,  $k$  je deformační dráha a  $Fd$  je průměrná síla v zónách působící na bariéru.

Při postupné deformaci se může stát, že se některý agregát vozidla opře o samotnou karosérie. Takovýto agregát můžeme vůči okolním entitám za nedeformovatelné těleso. Tímto procesem se může měnit deformační charakteristika, protože se deformační zatížení přesune na jiné místa karosérie.

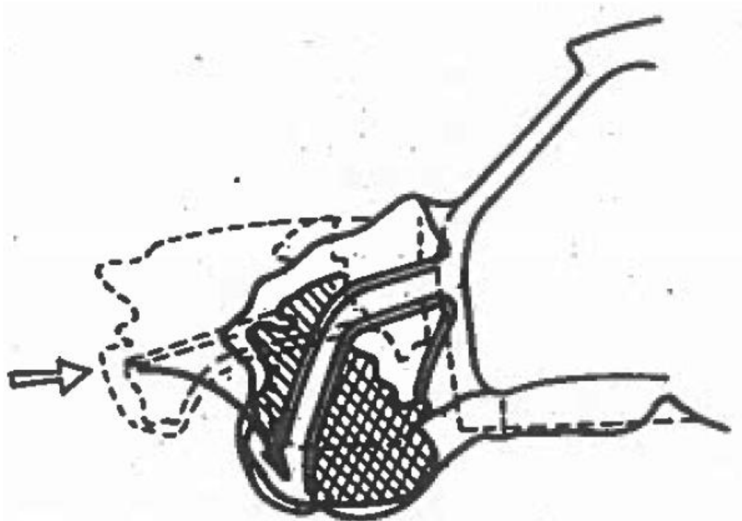


Obr. 5.4 Schéma deformace při čelním nárazu [8]

1. přední část nárazníku
2. nárazník s deformačními členy
3. přední část podélníku k nápravnici
4. zadní část podélníku za nápravnicí
5. disk kola (tuhý)
6. pneumatika
- 6'. pneumatika
- 6''. pneumatika
7. připojení kola ke karosérii
8. hnací agregát, motor (tuhý)
9. přední uložení hnacího agregátu
10. zadní uložení
11. podběh
12. kapota
13. přední stěna karosérie, montážní stěna



Tuhé části soustavy nesmí proniknout do prostoru pro posádku. Pokud není dostatek prostoru k jejich podélnému posuvu, musí být zajištěno, že se tyto entity budou přesouvat pod vozidlo. Podélníky proto musí jít při nárazu směrem dolů, jak jde vidět na obr. 5.5 [8].



Obr. 5.5 Přesouvání motoru pod vozidlo [8]

## 5.7 Crash testy

Samotné experimentální testování nazývané též jako crash testy zaštiťuje vícero organizací, které testují nové automobily a udělují jim hodnocení. A tak si spotřebitelé můžou snáze vybírat, pokud chtějí dostatečně bezpečné vozy. Mezi tyto organizace patří zejména:

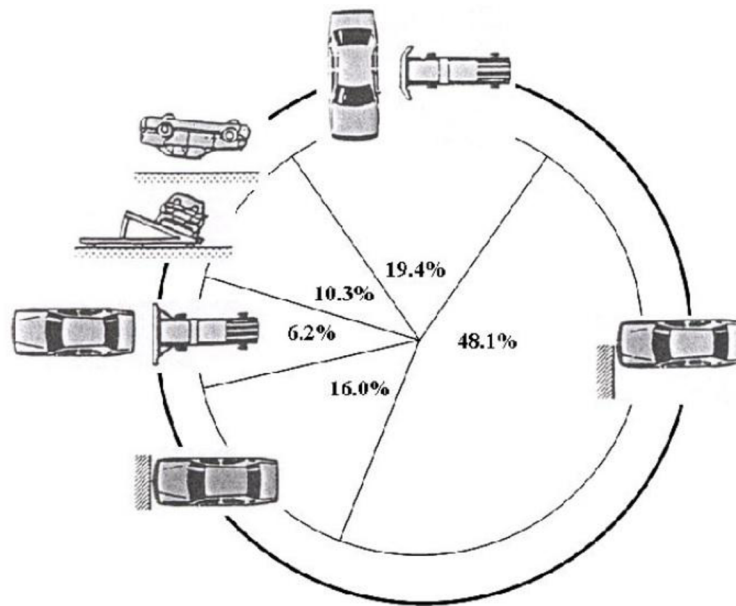
- Euro NCAP (European New Car Assessment Programme) – Evropa
- NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) – Amerika
- IIHSA (Insurance Institute for Highway Safety) – Amerika
- ANCAP (Australasian New Car Assessment Programme) – Austrálie
- C-NCAP (China New Car Assessment Programme) – Čína
- JNCAP (Japan New Car Assessment Programme) – Japonsko

A pro nestandardní crash testy:

- ADAC (Allgemeiner Deutscher Automobil-Club) – Německo
- DEKRA – nestandardní typy nárazů

Samotné automobilky provádí i své interní zkoušky. Dále se budu zabývat už pouze testy EuroNCAP, jelikož jsou pro nás tyto zkoušky směrodatné.

Při testech je jedním z hlavních kritérií ochrana cestujících, kde se měří přetížení působící na posádku. Tyto hodnoty jsou získávány ze snímačů a senzorů, které jsou umístěny na jednotlivých částech těla testovacích figurín. Vše je dáno biomechanickými limity, které říkají jaké maximální hodnoty zrychlení a po jakou dobu můžou na jednotlivé části těla působit [2].



Obr. 5.6 Procentuální rozložení typů nehod [1]

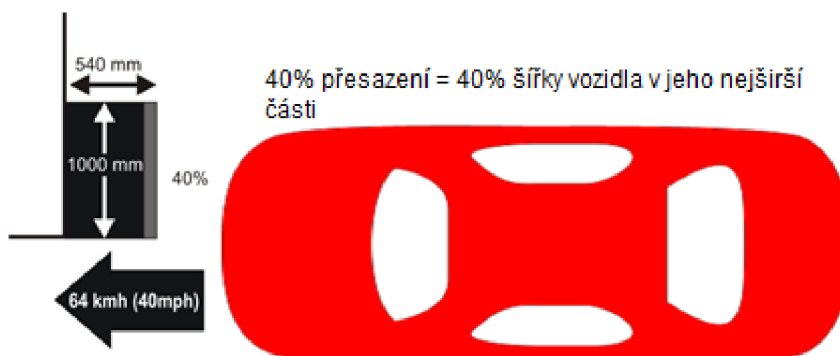
Na obr. 5.6 je vidět, že převažují čelní nárazy a až poté zadní, boční nárazy a samotné převrácení vozidla. Z obrázku však není patrné, že každý náraz vyžaduje specifický způsob řešení zlepšování struktur vozidel. Podíváme se tedy na ně podrobněji.

### 5.7.1 Čelní náraz

Čelní náraz podle EuroNCAP:

- ODB (Offset Deformable Barrier) 40% 64km/h - deformovatelná bariéra s přesazením 40%
- RW Full (Rigid Wall) 50km/h – tuhá bariéra bez přesazení

40% přesah znamená, že bariéra překrývá automobil při nárazu 40% šířky vozu v nejširším místě. Právě ODB 40% je nejčastějším typem srážky a simuluje v podstatě srážku dvou automobilů s přesazením 40% přídě. Rychlosti se pohybují od 50 do 64km/h, protože je statisticky dáno, že většina případů se odehrává právě v těchto rychlostech [2].



Obr. 5.7 Přesazený čelní náraz [9]

Hlavní kritérium, které se analyzuje, je zrychlení působící na cestující. V autě jsou instalovány dvě dospělé figuríny, 18 měsíční dítě na přední sedačce upevněné proti směru jízdy a tříleté dítě na zadním sedadle v autosedačce. Na těchto figurínách jsou senzory, zrychlení, posuv, z kterých se pak vyhodnocují kritéria zatížení jednotlivých partií těla (hlava – zrychlení, krk-síly, momenty, hrudník- stlačení, zrychlení, pánev – zrychlení, stehna – osová síla, kolena- posuv, tibie – síly momenty) [2].

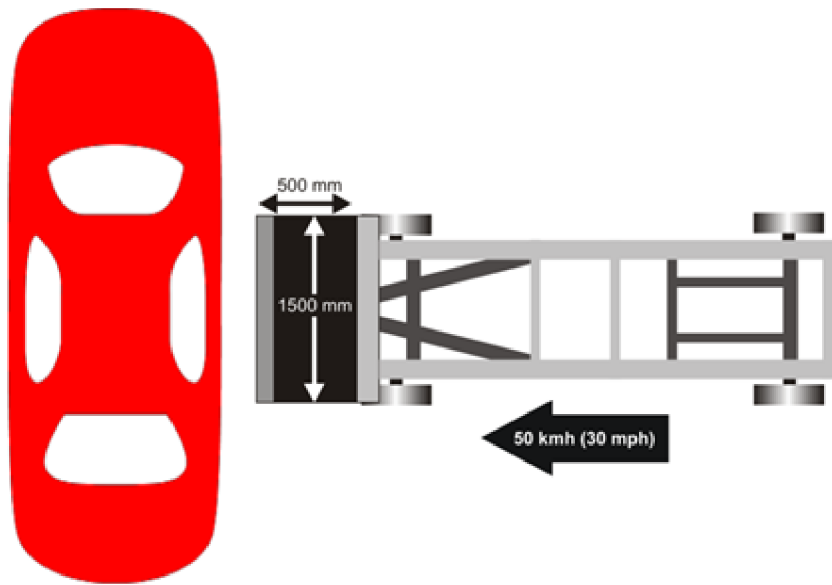


Obr. 5.8 Hodnocení přetížení figurín [9]

Získané výsledky jsou zpracovány do grafické podoby v barevné variantě, kde ve škále od červené (nejhorší) až po zelenou (nejlepší) značí zatížení působící na jednotlivé části pasažéra.

### 5.7.2 Boční náraz

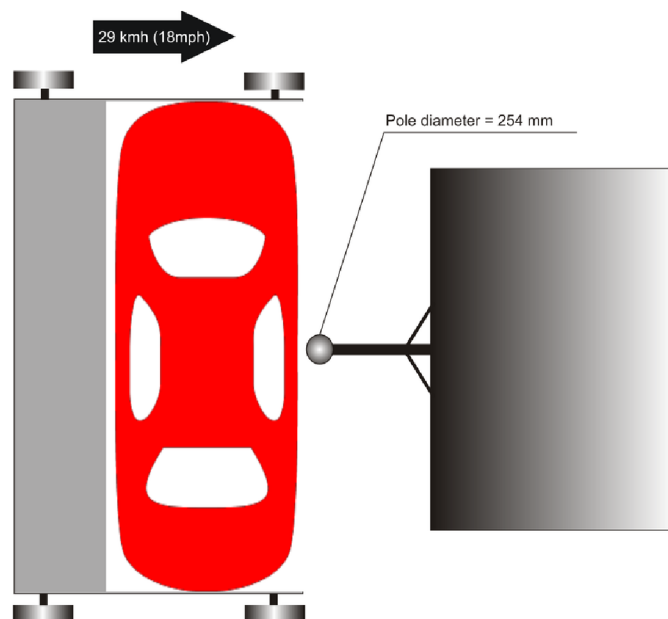
Při simulaci bočního testu deformovatelná pohyblivá bariéra naráží do boku vozidla rychlostí 50km/h. Což představuje srážku stojícího automobilu a z boku bourajícího vozidla. Jako i při ostatních vyhodnocení se zde nejvíce lpí na zrychlení na figuríně a na ni vzniklých zraněních. Hmotnost pohyblivé bariéry je 950kg. V případě bočního nárazu je velmi malá deformační zóna na rozdíl od čelního nárazu. Což znamená poměrně obtížný inženýrský problém.



Obr. 5.9 Boční náraz [9]

### 5.7.3 Boční náraz na kůl

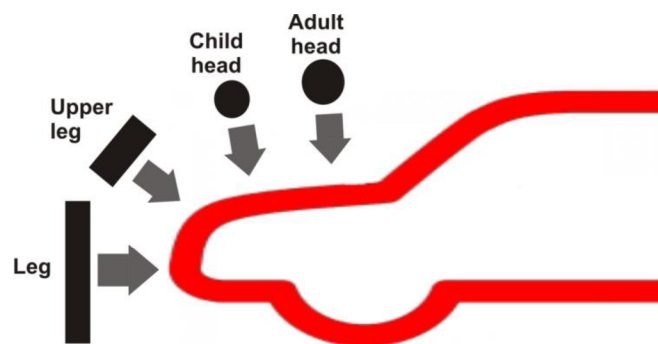
V případě této srážky kůl simuluje strom nebo sloup při rychlosti 29km/h. Při nárazu vznikají velmi závažná zranění hlavně v oblasti hlavy. Veškerá energie je pohlcena bočními výztuhami ve dveřích, prahy a bumerangem (rám střechy). Hodně důležitým prvkem je boční hlavový airbag, který pomáhá zabránit větším zranění hlavy, která hrozí od pronikajícího kůlu. Byla stanovena kritéria, která určují maximální možné působící zrychlení na hlavu označována jako HIC (Head Injury Criterion) [2].



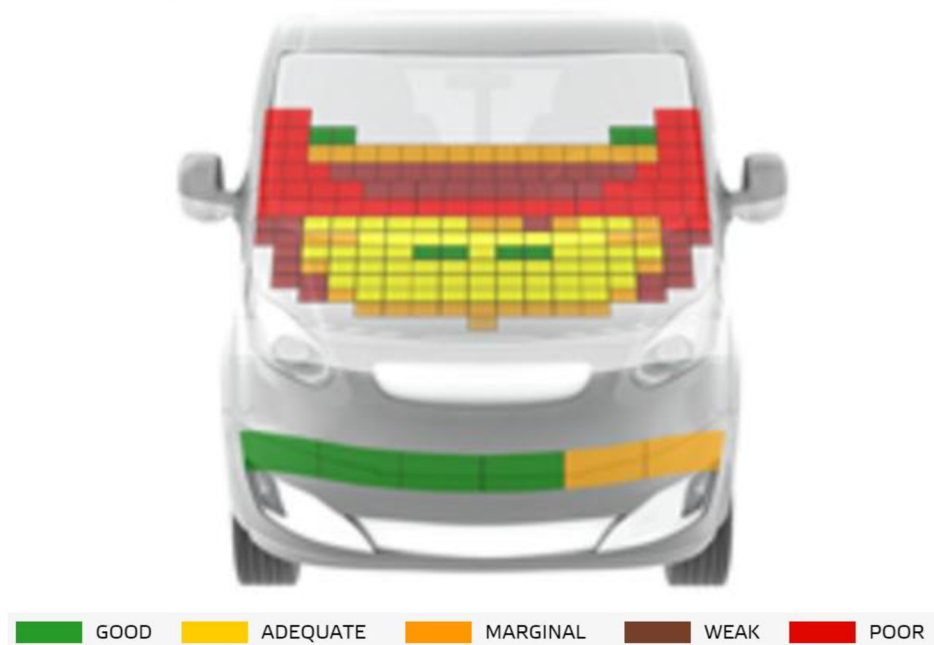
Obr. 5.10 Náraz na kůl [9]

#### 5.7.4 Ochrana chodců

Dříve ne tolik rozšířené téma se začalo dostávat do povědomí až s masivním nástupem motorismu. Stále častěji byli chodci i při menších rychlostech vážně zraněni, což dalo podnět ke změně konstrukce přední části vozidla. Postupem času vznikaly i směrnice EEVC a na jejich základě vznikaly parametry zkoušky. Zkoušky jsou rozděleny pro několik základních lidských částí. Na náraz spodní končetiny, chránící lýtko a koleno, ochranu kyčelních kostí výš na nárazníku a poté rozdělujeme střety hlavy s kapotou na náraz dětské a dospělé hlavy. Nárazy jsou simulovány vymodelovanými impaktory při rychlosti 40km/h [2].



Obr. 5.11 Pedestrian (Ochrana chodců) [9]



Obr. 5.12 Hodnocení bezpečnosti přední části vozidla [9]

### 5.7.5 Ochrana dětí v autosedačce

Dětské autosedačky jsou zkoušeny ve dvou variantách. První je umístěna na předním sedadle pro opravdu malé děti (0-1 roky) proti směru jízdy a druhá na zadním sedadle pro děti odrostlejší (1-12 roků) po směru jízdy. Testy se provádí v případě čelního přesazeného nárazu. Testují se systémy uchycení sedaček a jednotlivé typy sedaček.



Obr. 5.13 Figuríny při experimentu [9]

### 5.7.6 Whiplash

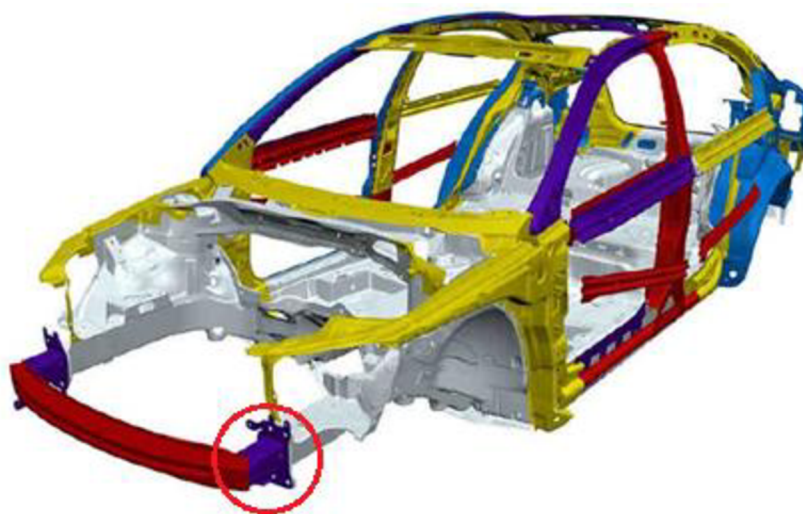
Jedno z neméně důležitých typu testů se nazývá whiplash a jedná se o simulaci nárazu zezadu, kde se analyzuje sedadlo pasažéra a zejména hlavová opěrka. Tento test vznikl z důvodu bolestí v oblasti krku po nárazech v menších rychlostech. Na figurínách se sleduje zejména poranění v oblasti krku a krční páteře.



Obr. 5.14 Whiplash [9]

### 5.7.7 Testy při nízké rychlosti

Nárazy v nízkých rychlostech jsou specifickou kapitolou samy o sobě. Automobily jsou vybaveny takzvanými deformačními zónami, které se deformují při rychlostech do 15km/h a není nutno velkých oprav na celých karoseriích, ale pouze výměny deformačních členů. Hlavní výhodou je zabránění poškození motoru, chladiče a dalších nákladných součástí automobilu. Po výměně deformačních členů je stále zajištěna bezpečnost vozidla, díky neporušení hlavních podélníků, které přenáší hlavní zatížení při větších rychlostech. Přední části vozidel jsou taky vybaveny speciální pěnou pro ochranu chodců, která je umístěna před nárazníkem.



Obr. 5.15 Vyměnitelný deformační člen [9]

## 6. Teoretický základ

V této kapitole bude uvedeno teoretické minimum pro výpočty metodou konečných prvků pomocí explicitního přístupu. Od matematické teorie přes MKP, až po problémy nelinearity.

### 6.1 Nelineární mechanika kontinua

Významný vývoj výpočetních metod a technologií nám dovoluje odpoutat se od lineárních úloh, které v realitě v podstatě nenastávají, ale my si jimi pouze zjednodušujeme problémy. Nelineární výpočetní modely nám dovolují řešit komplexní, složitější a reálnější problematiku. Můžeme mezi ně zařadit např. nelineární chování materiálu, rychlé přechodové děje, kontaktní úlohy, velké deformace atd. Důležitým rozdílem v řešení lineárních a nelineárních úloh je přístup k řešení pohybových rovnic. Lineární problémy jsme schopni spočítat bez znalosti zatěžovací cesty, tedy v jednom kroku. U nelineárních úloh je pro nás znalost zatěžovací cesty důležitá. Poté můžeme jednotlivé zátěžné stavy řešit postupně pomocí numerické integrace pohybových rovnic a v každém stavu splnit podmínky rovnováhy. Dále rozdělujeme nelineární problémy na stacionární a nestacionární. Pokud není důležité, po jakou dobu zatížení působí, nazýváme tyto úlohy stacionárními a využíváme čas pouze k parametrizaci zatěžovací cesty. K řešení se běžně používají iterační metody jako např. Newton-Raphson.

### 6.2 MKP

Jelikož se jedná o rychlý dynamický děj, tak se využívá explicitní přístup k metodě konečných prvků. Samotný vývoj explicitní metody MKP začal na univerzitách již v šedesátých letech, kde bylo naprogramováno mnoho kódů. V dnešní době jsou uživatelsky nejrozšířenější programy LS-DYNA, PAMCRASH a ABAQUS/Explicit.

#### 6.2.1 Explicitní přístup

Explicitní podoba metody konečných prvků je v podstatě druhý Newtonův zákon zapsaný v maticové podobě v určitém časovém intervalu. Dynamická rovnováha nastane, pokud platí tento vztah

$$\{a_t\} = [M]^{-1}(\{F_t^{ext}\} - \{F_t^{int}\}) \quad (6.1)$$

kde platí, že  $\{a_t\}$  značí vektor zrychlení v čase  $t$ ,  $[M]$  je matice hmotnosti,  $\{F_t^{ext}\}$  udává vektor aplikovaných sil v čase  $t$  a výraz  $\{F_t^{int}\}$  značí vektor vnitřních sil v čase  $t$  definovaný jako

$$\{F_t^{int}\} = \sum \left( \int_{\Omega} [B]^T \{\sigma_n\} d\Omega + \{F^{hg}\} \right) + \{F^{cont}\} \quad (6.2)$$

kde platí, že  $\{F^{cont}\}$  je vektor kontaktních sil, dále  $\{F^{hg}\}$  značí vektor tlumících sil hourglassingu,  $[B]$  značí prvkovou matici tvarových funkcí přetvoření a  $\{\sigma_n\}$  značí prvkovou matici vnitřních napětí. Rychlosti a posuvy můžeme poté vyčíslit z rovnic jako



$$\left\{v_{t+\frac{\Delta t}{2}}\right\} = \left\{v_{t-\frac{\Delta t}{2}}\right\} + \frac{\{a_t\}(\Delta t_t + \Delta t_{t+\Delta t})}{2} \quad (6.3)$$

$$\{u_{t+\Delta t}\} = \{u_t\} + \left\{v_{t+\frac{\Delta t}{2}}\right\} \Delta t_{t+\Delta t} \quad (6.4)$$

Původní geometrická konfigurace se v dalším časovém kroku přidáním posuvů změní.

$$\{x_{t+\Delta t}\} = \{x_0\} + \{u_{t+\Delta t}\} \quad (6.5)$$

Vztahy výše uvedené vyjadřují rovnováhu v uzlech a definují jejich posuvy, rychlosti a zrychlení. Dále se v následujících krocích přepočítá změna přetvoření prvků  $d\varepsilon$  z rychlosti deformace a díky konstitutivním vztahům se určí napětí  $\sigma$

$$\sigma_{t+\Delta t} = f(\sigma_t, d\varepsilon) \quad (6.6)$$

kde se dopočítá nový vektor vnitřních sil v uzlech. Hodnota  $t + \Delta t$  je přeepsána na  $t$  a vše se poté opakuje v dalším kroku.

Jedna z hlavních vlastností explicitního přístupu je to, že se nikdy nepočítá s maticí tuhosti. Ta se vyskytuje pouze v implicitních kódech, protože její sestavení a následná inverze jsou velmi časově náročné. Proto je v explicitním přístupu pouze matice hmotnosti  $[M]$ , kde se nenulové hodnoty vyskytují nejčastěji na diagonále a její inverze je tedy časově mnohem méně náročná. Nelinearity včetně kontaktních obsažené ve výpočtu jsou obsaženy ve vektoru vnitřních sil [6].

OPERACE	CPU [%]
Inicializace	0,1
Vnitřní síly	74
Uzlové operace	13
Kontakty	12
Okrajové podmínky	0,9

Obr. 6.1 Rozložení výpočetního času [6]

### 6.2.2 Časový krok

Explicitní časová integrace je definována jako podmíněně stabilní. Pokud chceme získávat stabilní výsledky, časový krok nesmí přesáhnout svoji kritickou hodnotu. Tuto hodnotu definujeme jako čas, který je potřebný, aby čelo napěťové vlny prošlo přes element.

$$\Delta t \leq \Delta t^{crit} = \frac{2}{\omega_{max}} \quad (6.7)$$

v němž  $\omega_{max}$  udává nejvyšší vlastní frekvenci prvku, který je definován jako

$$\omega_{max} = \frac{2c}{l} \quad (6.8)$$

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (6.9)$$

v němž  $c$  udává rychlost šíření vlnění materiálu,  $l$  udává charakteristický rozměr prvku  $E$  jako modul pružnosti a  $\rho$  je hustota materiálu. Kritický časový krok můžeme definovat jako

$$\Delta t^{crit} = l \sqrt{\frac{\rho}{E}} \quad (6.10)$$

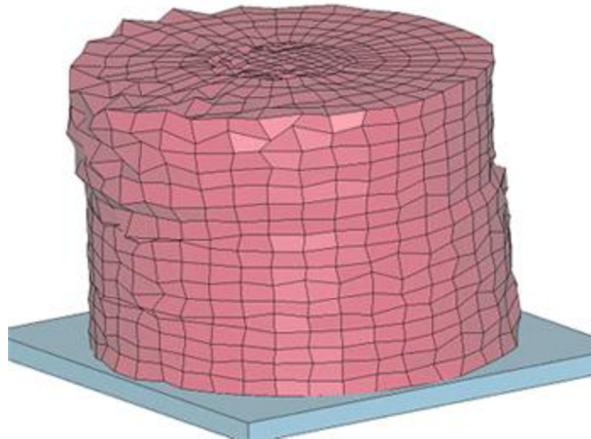
Z tohoto vztahu můžeme vyvozovat, že výpočetní čas je přímo úměrný velikosti prvků, je závislý na druhé odmocnině hustoty a nepřímo úměrný druhé odmocnině materiálové tuhosti.

Samotný řešič si automaticky navolí velikost časového kroku, se kterým začne. Jako první se zanalyzují všechny elementy, z jejich materiálových hodnot a velikosti se nadefinují jednotlivé kritické časové kroky. K výpočtu se poté zvolí ta nejmenší hodnota, která se z důvodu zvětšení stability výpočtu ještě zmenší o 10%. Z toho vyplývá, že pokud se v modelu vyskytuje pouze jeden výrazně menší element, tak se výpočetní čas výrazně navyšuje. Z tohoto důvodu se při tvorbě sítě velmi dbá na rovnoměrnou síť a je dodržováno kritérium “crash time step“. Při výpočtu si řešič dopomáhá dodržením časového kroku pro menší prvky, umělým navážením elementu tím, že zvýší hustotu materiálového modelu příslušného prvku [6,7].

### 6.2.3 Hourglassing

U problémů řešených explicitním přístupem je obvyklé aplikovat pro elementy pouze jeden Gaussův (integrační) bod, ve kterém se vyhodnocují energie a napětí. Výhodou jednoho integračního bodu je úspora výpočetního času a vhodnost při výpočtech problémů s velkými deformacemi. Avšak nevýhoda plynoucí z tohoto zjednodušení je numerická nestabilita, která nastává v okamžiku, kdy se prvek deformuje symetricky kolem tohoto integračního bodu. Na samotnou vnitřní energii elementu to nemá vliv, avšak problém vyvstává u geometrie jednotlivých elementů a tím pádem i celé struktury, která se mění. O tomto problému deformace struktury mluvíme jako o hourglassingu.

Hourglassing je ve výpočtu vždy nežádoucí. Jedná se o deformační mód s nulovou energií, který kmitá s mnohonásobně větší frekvencí, než je frekvence celé struktury. Projevy hourglassingu lze poznat dle „roztřepané“ konečno-prvkové sítě. Tyto podintegrované prvky mají vlastní tvary kmitů a k těmto tvarům (deformacím) se váže energie. Tyto módy mají nulovou tuhost, avšak velká hodnota hourglassingu může způsobit spadnutí celého výpočtu. Jako kritickou hodnotu, kdy ještě můžeme říct, že nám hourglassing neovlivňuje výsledky, považujeme, pokud jeho energie nepřesáhne 5 % celkové vnitřní energie struktury [6].



Obr. 6.2 Hourglassing [6]

Jako doporučení zamezující tomuto jevu se uvádějí níže uvedené faktory:

- omezit používání bodových zatížení (lépe rozložit do několika okolních elementů)
- zjemnit síť
- použít plně integrované prvky (při tomto využití se hourglassing nemůže objevit)
- při vysokých rychlostech deformací kontrolovat viskozitu
- zvýšit tuhost modelu

#### 6.2.4 Zaokrouhlovací chyby

Při velkém množství kroků, které jsou typické pro explicitní metodu (desítky až stovky tisíc cyklů) může zaokrouhlovací chyba, která se nasčítá, ovlivnit přesnost výsledku. Proto se většina řešičů dodává ve dvou verzích a to jako single precision a double precision. Úlohy, které mají problém s konvergencí kvůli zaokrouhlovacím chybám, se spustí v řešiči s dvojitou přesností a tento problém odpadá. Nevýhodou je, že samozřejmě narůstá výpočetní čas [6].

#### 6.2.5 Vhodné typy úloh

Díky svým unikátním vlastnostem je explicitní přístup MKP vhodný k řešení určitých typů úloh oproti implicitnímu přístupu. Značnou výhodou je velká stabilita při velkých nelinearitách, ať už geometrických, kontaktních nebo materiálových. Vhodné typy úloh jsou následující:

- rychlé dynamické děje
- složité kontaktní úlohy
- post-stabilní úlohy (ztráta stability)
- silně nelineární kvazi-statické úlohy (kování, válcování)
- materiály s degradací a porušováním (řezání, obrábění) [6]

## 6.3 Nonlinearity

Jelikož v reálném světě se jen málo často setkáváme s lineárním chováním materiálu, musíme tento předpoklad opustit a začít řešit komplexnější nelineární úlohy. Pro lineární příklady zde máme základní rovnici MKP ve tvaru:

$$K \cdot U = F \quad (6.11)$$

Zatímco u nelineárního problému vypadá rovnice MKP takto:

$$K(u) \cdot U = F \quad (6.12)$$

kde matice tuhosti  $K(u)$  přestává být konstantní a  $U$  představuje odezvu na zatížení  $F$ .

Nejčastějšími metodami řešení nelineárních úloh jsou:

- Metoda přímé iterace (metoda sečen)
- Metoda Newton-Rhapon (metoda tečen) - podstatou je zmenšení rezidua
- Modifikovaná metoda Newton-Rhapon

Mezi hlavní tři nelineární problémy řadíme materiálové a geometrické (velké posuvy a velké přetvoření) nelinearity a kontakt.

### 6.3.1 Materiál

Hlavním problémem u materiálů je nelineární závislost napětí na přetvoření. Tyto vztahy jsou označovány jako konstitutivní závislosti. Konstitutivní modely jsou do značné míry zjednodušeny a popisují závislosti mezi tenzory přetvoření a napětí. V praxi nepoužívanější konstitutivní modely jsou:

- Lineárně elastický materiál
- Elasto-plastický materiál se zpevněním nebo bez zpevnění
- Tuhoplastický materiál
- Viskoelastický materiál
- Hyperelastický materiál
- Ideálně tuhá látka
  - má nekonečně velký odpor proti změně tvaru
- Ideální kapalina
  - má nulový odpor proti změně tvaru
  - má nekonečně velký odpor proti změně objemu (nestlačitelný)
- Ideální plyn
  - má nulový odpor proti změně tvaru
  - má malý odpor proti změně objemu (stlačitelnost)

V této chvíli je potřeba rozdělit tvarovou a objemovou část deformace, kde (tvarová část) deviator tenzoru napětí je schopný vyvolat trvalou plastickou deformaci a (objemová) kulová část tenzoru ne.

- Tenzor přetvoření

$$T_{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x & \frac{\gamma_{xy}}{2} & \frac{\gamma_{xz}}{2} \\ \frac{\gamma_{yx}}{2} & \varepsilon_y & \frac{\gamma_{yz}}{2} \\ \frac{\gamma_{zx}}{2} & \frac{\gamma_{yz}}{2} & \varepsilon_z \end{bmatrix} \quad (6.13)$$

- Deviátor (tvarová část) tenzoru přetvoření

$$D_{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x - \varepsilon_s & \frac{\gamma_{xy}}{2} & \frac{\gamma_{xz}}{2} \\ \frac{\gamma_{yx}}{2} & \varepsilon_y - \varepsilon_s & \frac{\gamma_{yz}}{2} \\ \frac{\gamma_{zx}}{2} & \frac{\gamma_{yz}}{2} & \varepsilon_z - \varepsilon_s \end{bmatrix} \quad (6.14)$$

- Kulová (objemová) část tenzoru přetvoření

$$K_{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_s & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_s & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_s \end{bmatrix}, \text{ kde } \varepsilon_s = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z}{3} \quad (6.15)$$

- Tenzor napětí

$$T_{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} \quad (6.16)$$

- Deviátor tenzoru napětí

$$D_{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_x - \sigma_s & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \sigma_s & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - \sigma_s \end{bmatrix} \quad (6.17)$$

- Kulová část tenzoru napětí

$$K_{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_s & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_s & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_s \end{bmatrix}, \text{ kde } \sigma_s = \frac{\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z}{3} \quad (6.18)$$

### 6.3.2 Geometrie

#### *Velké posuvy*

U úloh s velkými posuvy, u kterých se často vyskytují i velká přetvoření je důležité umět rozlišit výchozí a deformovanou konfiguraci. Toto rozlišení má vliv právě na matici tuhosti  $K$ , která se stává funkcí posunutí  $K(u)$ . Právě správná rozhodnutí, kdy jsou výsledky přípustné v případě, že posuv  $u$ , je zanedbatelný vůči změně geometrie, jsou zásadní. Například u tenkostěnných konstrukcí je doporučeno, aby průhyb nebyl větší než tloušťka stěny.

#### *Velké přetvoření*

U velkých přetvoření se uvádí jako mez mezi malými a velkými přetvořeními 1%. K popisu malých přetvoření využíváme tzv. inženýrský tenzor přetvoření.

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u_j}{\partial X_i} \right) \quad (6.19)$$

Avšak v praxi se setkáváme s mnohonásobně většími hodnotami, kde tento tenzor již přestává dostačovat. Nelineární členy už jsou natolik velké, že si je nemůžeme dovolit zanedbávat a zavádíme jiné definice míry deformace. Velká přetvoření se často vyskytují v inženýrských úlohách spolu s velkými deformacemi. Známe dva obecné přístupy, které popisují velké deformace.

#### *Lagrangeův přístup*

Tento přístup má nezávislou proměnnou nedeformovanou geometrii  $X$  a samotný pohyb je popsán jako funkce:

$$x_i = x_i(X_i, t) \quad (6.20)$$

Takovýto popis je běžně využíván k popisu pohybu tvárných těles, kdy potřebujeme sledovat v čase trajektorii jednotlivých materiálových bodů, které jsou vztaženy k počáteční geometrii. Jsou vhodné také k popisu deformačně napěťové historie každého bodu kontinua, které využíváme u mnoha konstitutivních modelů. Nejpoužívanějším tenzorem přetvoření s Lagrangeovým přístupem je *Green-Lagrangeův tenzor přetvoření*:

$$E_{ij}^L = \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right] \quad (6.21)$$

Pro tyto úlohy je typická síť prvků, která je svázána s materiálem a při deformaci se pohybuje ve vymezeném prostoru.

### Eulerův přístup

Tento přístup má nezávislou proměnnou deformovanou geometrii  $x$  a samotný pohyb je popsán jako funkce:

$$X_i = X_i(x_i, t) \quad (6.22)$$

Tento přístup je hojně využíván v hydromechanice k popisu toku kapalin a plynů, kde je vztažený souřadný systém svázán s prostorem (pomocí imaginární „mřížky“) a tok materiálu teče skrz tuto mřížku, kterou sledujeme. Při tomto Eulerovu popisu je nejvíce využíván *Almansiho-Hamelův tenzor přetvoření*:

$$E_{ij}^L = \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial u_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u_j}{\partial X_i} + \frac{\partial u_k}{\partial X_j} \frac{\partial u_k}{\partial X_i} \right] \quad (6.23)$$

Pro tyto úlohy je typická síť prvků, která je pevně svázána s body v prostoru, a přes kterou pozorovaný tok protéká.

### **Další druhy tenzorů přetvoření:**

- *Cauchyho (logaritmický) tenzor přetvoření*

Každý přírůstek přetvoření se vztahuje k aktuální geometrické konfiguraci. Souřadnice tenzoru se rovnají přirozeným logaritmům odpovídajících souřadnic tenzoru deformačního gradientu:

$$E_i^C = \int_{X_{i0}}^{x_{ik}} \frac{dx_i}{x_i} = \ln x_{ik} - \ln X_{i0} = \ln \left( \frac{x_{ik}}{X_{i0}} \right) = \ln \lambda_i \quad (6.24)$$

- *Tenzor deformačního gradientu*

Popisuje změnu mezi počáteční a aktuální geometrickou konfigurací. Složkami tenzoru deformačního gradientu  $F$  jsou poměrná protažení:

$$\lambda_{ij} = \frac{\partial x_i}{\partial X_j} \quad (6.25)$$

Úplný maticový zápis:

$$F = \begin{bmatrix} \frac{\partial x_1}{\partial X_1} & \frac{\partial x_1}{\partial X_2} & \frac{\partial x_1}{\partial X_3} \\ \frac{\partial x_2}{\partial X_1} & \frac{\partial x_2}{\partial X_2} & \frac{\partial x_2}{\partial X_3} \\ \frac{\partial x_3}{\partial X_1} & \frac{\partial x_3}{\partial X_2} & \frac{\partial x_3}{\partial X_3} \end{bmatrix} \quad (6.26)$$

- *Cauchy-Greenův tenzor deformace*

Tento tenzor je tvořen poměrnými protaženími, stejně jako tenzor deformačního gradientu  $F$ .

- Pravý Cauchy-Greenův tenzor deformace  $C_R = F^T \cdot F$   
(6.28)
- Levý Cauchy-Greenův tenzor deformace  $C_L = F \cdot F^T$   
(6.29)

Jako hlavní souřadnice se používají kvadráty poměrných protažení v hlavních směrech:

$$C = \begin{bmatrix} \lambda_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_2^2 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_3^2 \end{bmatrix} \quad (6.27)$$

### Druhy tenzorů napětí:

- *Cauchyho tenzor napětí*

Skutečná elementární síla je vztažena na skutečnou, tj. deformovanou plochu elementu:

$$\sigma_i = \frac{dF_i}{dx_j \cdot dx_k} \quad (6.28)$$

- *Piola-Kirchhoffův tenzor napětí 1. druhu*

Skutečná elementární síla je vztažena na původní, tj. nedeformovanou plochu elementu:

$$\tau_i = \frac{dF_i}{dX_j \cdot dX_k} \quad (6.29)$$

- *Piola-Kirchhoffův tenzor napětí 2. druhu*

Stejně jako u 1. druhu je síla vztažena na nedeformovanou plochu, avšak tato síla  $dF_{0i}$  je při přenášení na původní element změněna oproti skutečné síle  $dF_i$  stejným poměrem jako elementární rozměr v odpovídajícím směru a ten se mění při zatížení:



$$dx_i = \frac{\partial x_i}{\partial X_i} dX_i \quad dX_i = \frac{\partial X_i}{\partial x_i} dx_i \quad (6.30)$$

$$dF_{0i} = \frac{\partial F_{0i}}{\partial x_i} dx_i$$

Takže výsledné napětí je ve tvaru:

$$S_i = \frac{dF_{0i}}{dX \cdot dX_k} \quad (6.31)$$

Tento tenzor avšak nemá jasný fyzikální význam. V praxi je využíván proto, že je i při velkých přetvořeních symetrický.

K jednoznačnému určení energie napjatosti je potřeba pracovat se vzájemně odpovídajícími tenzory napětí a přetvoření. Takovéto dvojice tenzorů nazýváme energeticky konjugované. Mezi tyto konjugované dvojice patří např. Green-Lagrangeův tenzor přetvoření a 2. Piola-Kirchhoffův tenzor napětí. Dále budou využívány Cauchyho tenzor napětí a Cauchyho tenzor přetvoření.

### 6.3.3 Kontakt

Při úlohách, kde se vyskytují kontakty, se nelinearity objevují v podobě změn stykových ploch v průběhu zatěžování, kde jde v podstatě o změnu okrajových podmínek. Mezi nejběžnější přístupy řešení kontaktních úloh patří:

- *Pokutový přístup (penalty algorithm)*

Podstatou pokutového přístupu jsou skokové změny kontaktní tuhosti při penetraci povrchů. Jako nevýhodu bych uvedl, že je vždy nutná určitá míra penetrace stykových povrchů, což neodpovídá kinematice reálných kontaktů.

- *Lagrangeovy multiplikátory*

Tyto multiplikátory popisují kontaktní tlaky v místě styku mezi jednotlivými uzly. Tato metoda řešení kontaktních algoritmů je založena na přesném splnění podmínky nepronikání kontaktních povrchů.

- *Augmented Lagrangeon method*

Jedná se o kombinaci pokutového přístupu a Lagrangeových multiplikátorů. Zadává se jak kontaktní tuhost, tak povolená velikost penetrace.

Dále rozlišujeme druhy kontaktů:

- Tuhý – poddajný (rigid - flexible)
- Poddajný – poddajný (flexible - flexible)
- Uzel na uzel – (node to node)
- Uzel na povrch – (node to surface)
- Povrch na povrch - (surface to surface)

## 7. Výběr výpočtového softwaru

Samotná geometrie pro výpočetní model byla vytvořena v programu společnosti Autodesk Inventor. Pro pre a postprocessing jsou poměrně rozšířené a hojně využívány programy ANSA a META. Jelikož se jedná explicitní výpočet, byl zvolen jako solver program LS-DYNA.

### 7.1 Pre a Postprocessing – ANSA a META

Programy ANSA a META od řecké společnosti Beta CAE Systems S.A. jsou jedny z nejoblíbenějších a uživatelsky nejpříjemnějších softwarů využívaných v automobilním průmyslu. V programu ANSA probíhá příprava konečné prvkové sítě, nastavení okrajových podmínek, nastavení kontaktů atd. V programu META lze vyhodnotit data, která získáme z řešení LS-DYNA od grafických animací, grafů, tabulek až po zhodnocení určení splnění kritérií.

### 7.2 Solver - LS-DYNA

Program LS-DYNA od společností Livermore Software je velmi oblíbený díky své široké využitelnosti. Jako výpočetní systém je používán v řadě odvětví od automobilového, leteckého, vojenského až po bioinženýrství. Typicky se objevuje u crash testů, simulací výbuchů a simulací obrábění.

## 8. Výpočtový model

Pro potřeby této diplomové práce byl vybrán výpočetní model celého vozidla, který je volně dostupný na stránkách Národního centra analýz nehod NCAC (National Crash Analysis Center) <http://www.ncac.gwu.edu/vml/models.html>. Tyto modely jsou volně k dispozici ke studijním účelům. Je zde na výběr velká škála vozidel od menších osobních, přes terénní až po nákladní.

K modifikaci podélníků a případných menších úprav na karoserii byl vybrán pro dostatečnou přesnost a kvalitu model Toyota Yaris z roku 2010, který byl ještě modifikován v roce 2014. Model obsahuje kompletní materiálovou databázi a je ve formátu pro solver LS-DYNA. Dále je tento model srovnán s experimentem a je k němu příslušná zpráva.



Obr. 8.1 FEM model vozidla

Parametry vozu:

- Typ karoserie: sedan, 5 dveřový
- Délka [mm]: 3785
- Výška [mm]: 1530
- Šířka [mm]: 1695
- Rozvor [mm]: 2460
- Rozchod [mm]: 1480
- Hmotnost [kg]: 1263

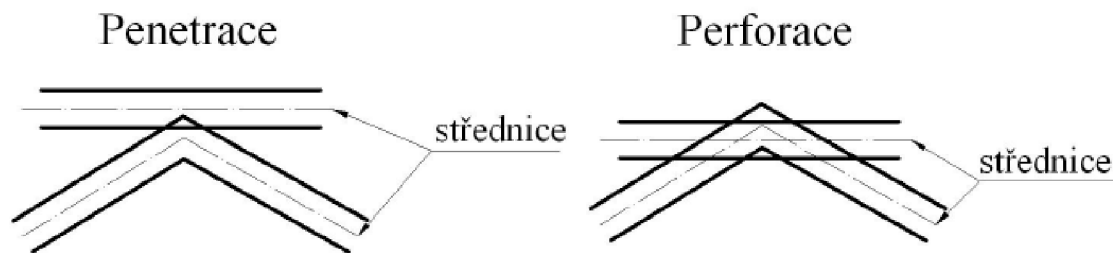
## 8.1 Model geometrie

Výpočetní model celého vozidla obsahuje následující prvky:

- Shell (1 045 980)
- Solid (19 853)
- Beam (4437) – použity jako svary
- Discrete (19) – nahrazuje tlumiče a pružiny
- Mass (155) – nahrazuje chybějící hmotnost

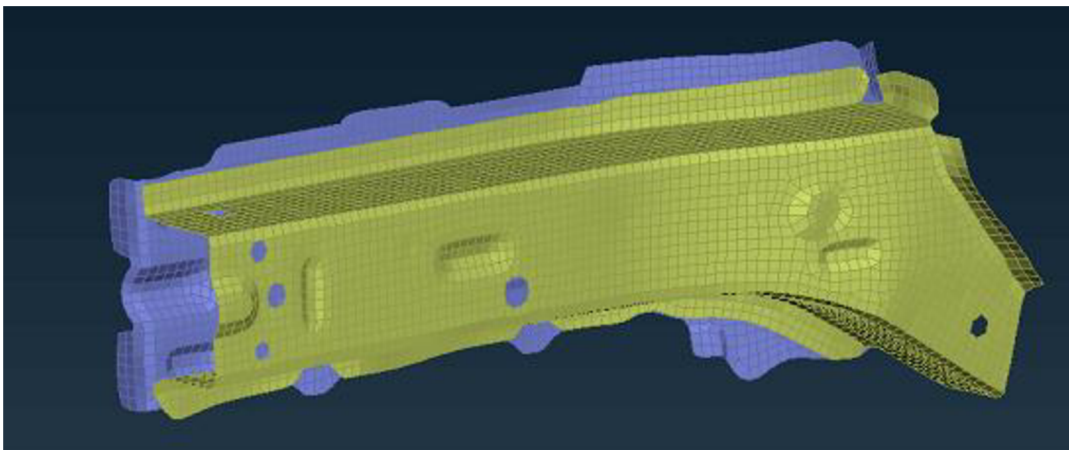
Z důvodu stability a snížení výpočetního času bylo z modelu odstraněno plastové obložení dveří a sedačky (velké množství objemových prvků = zbytečný výpočetní čas). Důležitým aspektem, který má vliv na délku výpočtu je i kvalita sítě. Tento model by si určitě zasloužil větší pozornost při síťování a výběru síťovacích kritérií. Jak již bylo zmíněno výše, velikost elementu má zásadní vliv při nastavení délky časového kroku, které si solver volí samostatně nebo lze nastavit manuálně na pevno.

Před výpočtem je ještě nutno zkontrolovat, jestli se v modelu nevyskytují penetrace a perforace. Tyto nepřesnosti přidávají počáteční energie ve formě sliding interface energy, jež není příliš vhodná. Pokud je nalezneme, je potřeba provést opravy.

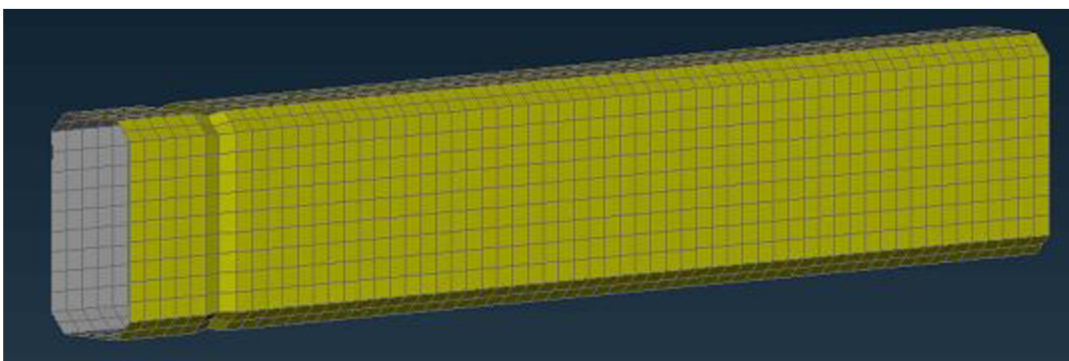


Obr. 8.2 Rozdíl mezi penetrací a perforací [2]

Pro samotný návrh podélníku byly vyselektovány z celého modelu pouze dva plechy, z kterých se podélník skládá a odměřeny jejich rozměry. Na základě těchto měření byl vytvořen zjednodušený model podélníku. Původní podélník nemohl být použit pro optimalizační a odladovací výpočty kvůli vazbám, kterými byl uchycen ke zbytku struktury, a které se v průběhu celého crash testu měnily. V momentě, kdy byl použit v samostatném výpočtu, tak se jeho struktura chovala zcela jinak než při nárazu celého vozidla.



Obr. 8.3 Původní podélník



Obr. 8.4 Zjednodušený podélník s prolisem pro iniciaci ztráty stability

Tento zjednodušený podélník je tvořen z 2040 skořepinových prvků.

Při analýze tohoto zjednodušeného modelu nám ani tak nejde o co nejpřesnější kopii chování reálného podélníku, jako spíš o trendy vlivu změn geometrie a materiálu na chování struktury při rázovém zatížení. Jako náhradu hmotnosti, která chyběla při výpočtu pouze zjednodušeného modelu, byl použit prvek ELEMENT\_MASS. Z důvodu úspory výpočetního času byl počítán pouze jeden ze dvou podélníků, na konec podélníku byla přidána hmotnost poloviny vozidla, což se později ukázalo jako velmi nadhodnocené a přidaná hmotnost byla snížena o třetinu po porovnání kontaktních sil mezi modelem a bariérou.

## 8.2 Materiálové modely

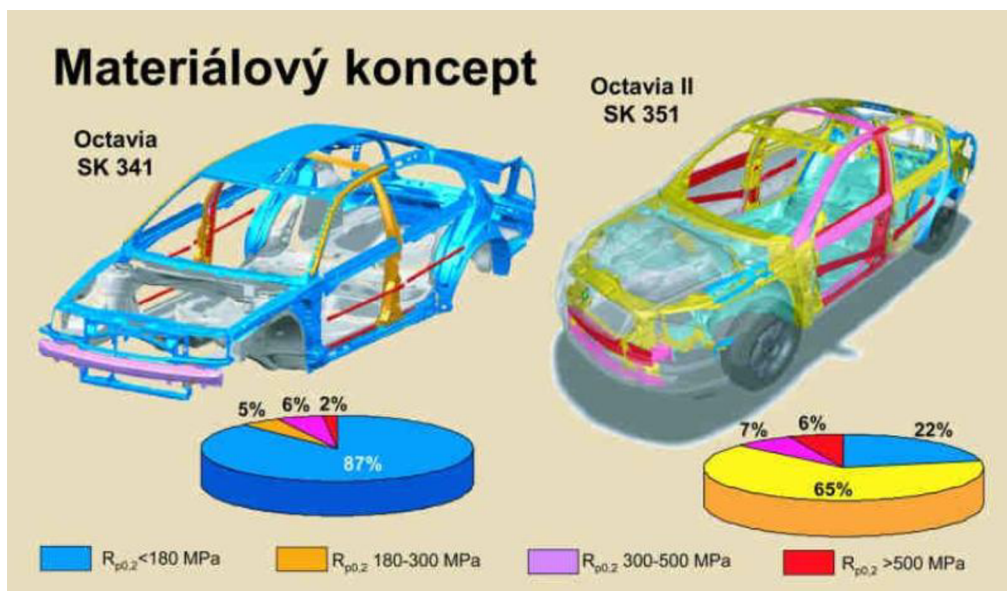
Celý model Toyota Yaris obsahoval rozsáhlou materiálovou knihovnu s více než 900 materiály, o několika následujících typech:

- MAT1 MAT\_ELASTIC – definován pomocí hustoty, Poissonova čísla a Youngova modulu pružnosti
- MAT7 MAT\_BLATZ-KO\_RUBBER – definován pomocí hustoty a smykového modulu

- MAT20 MAT\_RIGID – definován pomocí hustoty, Possionova čísla a Youngova modulu pružnosti
- MAT24 MAT\_PIECEWISE\_LINEAR\_PLASTICITY - definován pomocí hustoty, Possionova čísla, parametru rychlosti deformace C a P, Youngova modulu pružnosti a křivky, která definuje chování materiálu od meze kluzu až do meze pevnosti
- MAT57 MAT\_LOW\_DENSITY\_FOAM - definován pomocí hustoty, Youngova modulu pružnosti, hodnoty porušení z tahové zkoušky, tuhostního koeficientu při kontaktu a křivky, která definuje chování materiálu hyperelastického materiálu
- MAT100 MAT\_SPOTWELD - definován pomocí hustoty, Possionova čísla, meze kluzu, modulu zpevnění, hodnoty přetvoření při porušení a Youngova modulu pružnosti
- MAT123 MAT\_MODIFIED\_PIECEWISE\_LINEAR\_PLASTICITY - definován pomocí hustoty, Possionova čísla, tangentského modulu a Youngova modulu pružnosti
- MAT200 MAT\_SPRING\_ELASTIC - definován pomocí elastické tuhosti
- MAT201 MAT\_DAMPER\_VISCOUS - definován pomocí tlumící konstanty
- MAT203 MAT\_SPRING\_NONLINEAR\_ELASTIC - definován pomocí křivky popisující chování materiálu nelineární pružiny

Nás bude nejvíce zajímat MAT24 MAT\_PIECEWISE\_LINEAR\_PLASTICITY, tento typ materiálu je jedním ze základních modelů vhodný pro popis elasto-plastického chování materiálu, který lze definovat křivkou napětí - přetvoření. Obsahuje i kritérium porušení, které je definováno pomocí velikosti efektivního plastického přetvoření. Pokud je tato mez překročena, element je smazán a odebrán z výpočtu.

Dnešní trend v automobilovém průmyslu je snižování hmotnosti vozidel a zvyšování bezpečnosti, což nejde jinak než použitím vysoko pevnostních materiálů, u kterých si můžeme dovolit zmenšovat tloušťky plechů při zachování potřebných vlastností.



Obr. 8.5 Trend používání vysoko pevnostních ocelí [2]

Vybraný model k modifikaci je z roku 2010, kdy tento trend byl teprve na vzestupu a ve vozidle je vysoko-pevnostní oceli velmi málo.

V této práci jsou použity materiály od švédské firmy SSAB, která se zabývá výrobou ocelí pro automobilový průmysl. Jako vhodnější materiály pro modifikovaný podélník byly vybrány 4 vysoko pevnostní, u kterých byl později udělán rozbor a výběr nejvhodnějšího. Tento typ materiálu je charakteristický tím, že má poměrně nízkou mez kluzu, ale poté začne výrazně deformačně zpevňovat.

Materiál	Mez kluzu [MPa]	Mez pevnosti [MPa]
Původní Yaris 380	350 - 380	590 - 650
DOCOL UHS 1000DL	360 - 390	1180 - 1220
DOCOL UHS 1000DP	330 - 380	1120 - 1150
DOCOL UHS 1200DP	480 - 520	1320 - 1360
DOCOL UHS 1400DP	470 - 550	1470 - 1540

Tab. 8.1 Přehled materiálů [7]

Další důležitá vlastnost, kterou je nutno vzít v potaz u výpočtů s velkou rychlostí deformace, je strain – rate zadání materiálu. Jedná se o změnu chování materiálu v závislosti na rozdílné rychlosti zatěžování, kdy při rychlejší deformaci materiál mnohem více zpevňuje a roste jeho tuhost.

### 8.3 Okrajové podmínky

Okrajové a počáteční podmínky by měli zajistit, aby se počítaný model choval jako ve skutečnosti. A díky přiblížení se tomuto stavu jsme zjistili chování a vlastnosti struktury, kterou analyzujeme. Do těchto podmínek zahrnujeme:

- Počáteční rychlost [INITIAL] – 14,166 m/s = 51 km/h, aplikovaná na celý model kromě bariéry
- Gravitační zrychlení [LOAD] – 9,81 m/s<sup>2</sup>, aplikované na celý model

Bylo též zamezeno posuvům a rotacím všech uzlů na bariéře.

### 8.4 Kontakty

Ve výpočetním modelu bylo potřeba nadefinovat velké množství možných kontaktů. Mezi vůbec ty nejdůležitější patří následující tři:

- \*CONTACT\_AUTOMATIC\_SURFACE\_TO\_SURFACE – kontakt mezi vozidlem a bariérou
- \*CONTACT\_AUTOMATIC\_SINGLE\_SURFACE – kontakt mezi koly a vozovkou, která byla definována jako dokonale tuhá (RIGIDWALL)
- \*CONTACT\_AUTOMATIC\_SINGLE\_SURFACE – kontakt, který řeší pronikání jednotlivých dílů vozidla mezi sebou

Jako další kontakt, který je dobré zmínit je ten, který řeší vztah mezi svarem a součástí. Svar je možno řešit několika způsoby a několika speciálními prvky. V této práci jsou svary vyřešeny pomocí dvou uzlových nosíkových prvků, které mají za úkol nahradit v konkrétním místě svar. Každý takovýto nosíkový prvek má nadefinovaný materiál, a je mu možno přidat i kritérium porušení.

- \*CONTACT\_TIED\_SHELL\_EDGE\_TO\_SURFACE – kontakt mezi jednotlivými částmi vozidla a svary

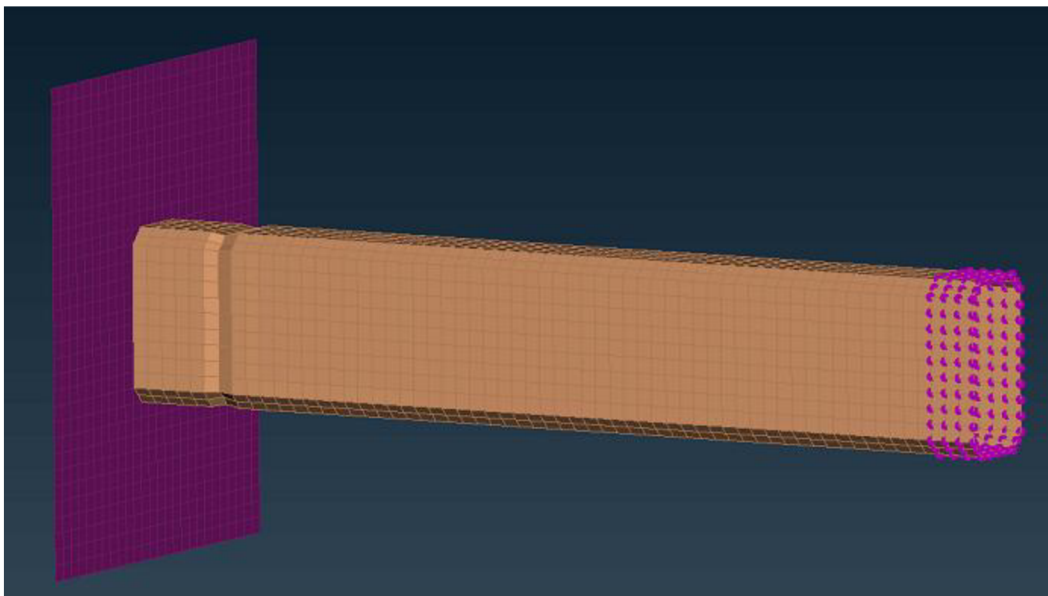
## 9. Analýza geometrických a materiálových úprav

Samotný návrh zlepšení a optimalizace podélníku jsem začal výběrem materiálu, volbou prolisů a volbou tloušťky plechu.

### 9.1 Materiálový rozbor

Jako nové materiály jsem pro rozbor vybral 4 druhy vysoko pevnostní oceli. Tento trend za tepla tvářených ocelí se pomalu dostává do všech automobilů a v budoucnu bude udávat směr, kam by se měl tento průmysl posouvat. Jde o celkové odlehčování vozidel z důvodů jak ekologických, tak i bezpečnostních.

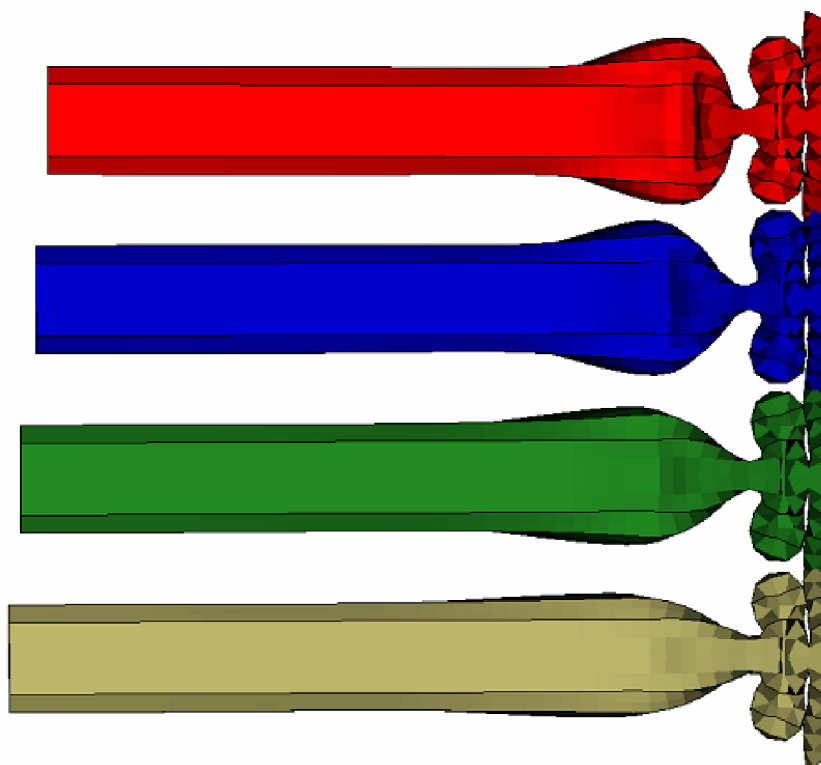
Jako vzorový výpočetní model pro rozbor byl vybrán zjednodušený podélník s příčným prolisem pro iniciaci ztráty vzpěrné stability.



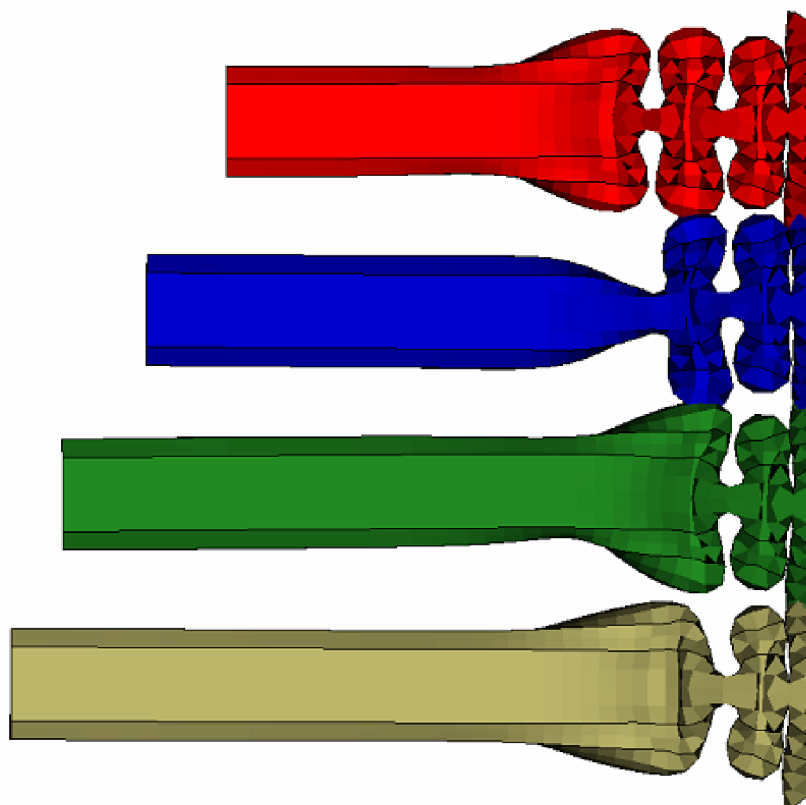
Obr. 9.1 Výpočetní model pro materiálový rozbor

- DOCOL UHS 1000DL - červená
- DOCOL UHS 1000DP - modrá
- DOCOL UHS 1200DP - zelená
- DOCOL UHS 1400DP - béžová





Obr. 9.2 Deformace v čase 1,4 ms



Obr. 9.3 Konečná deformace v čase 5 ms

Jak se dalo předpokládat, materiály s vyšší mezí kluzu a pevnosti jsou tužší a deformují se méně. Což ale pro nás není to nejpodstatnější. Důležité pro nás je to, aby materiál byl schopný pohltit co nejvíce nárazové energie. Hodnotu vykonané práce získáme odečtením plochy pod křivkou, která určuje závislost působící síly na bariéru a vykonané dráhy.

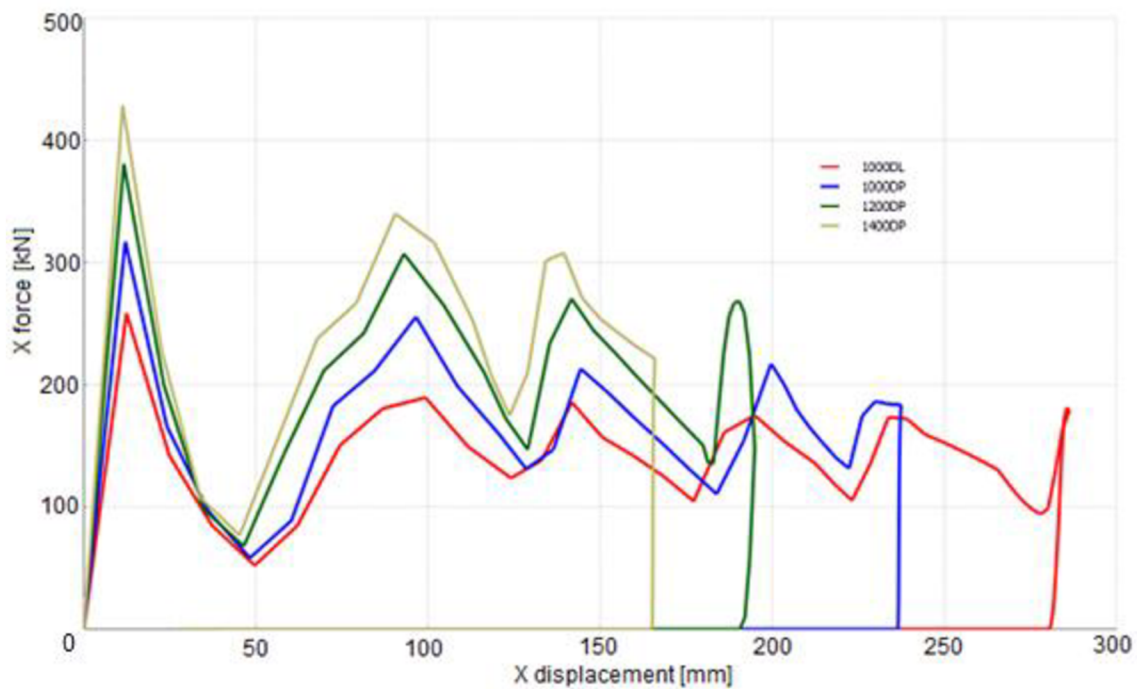
$$W = F(s) \cdot ds \quad (8.1)$$

kde  $W$  je vykonaná práce,  $F(s)$  je působící síla a je funkcí dráhy  $s$  a  $ds$  vykonaná dráha.

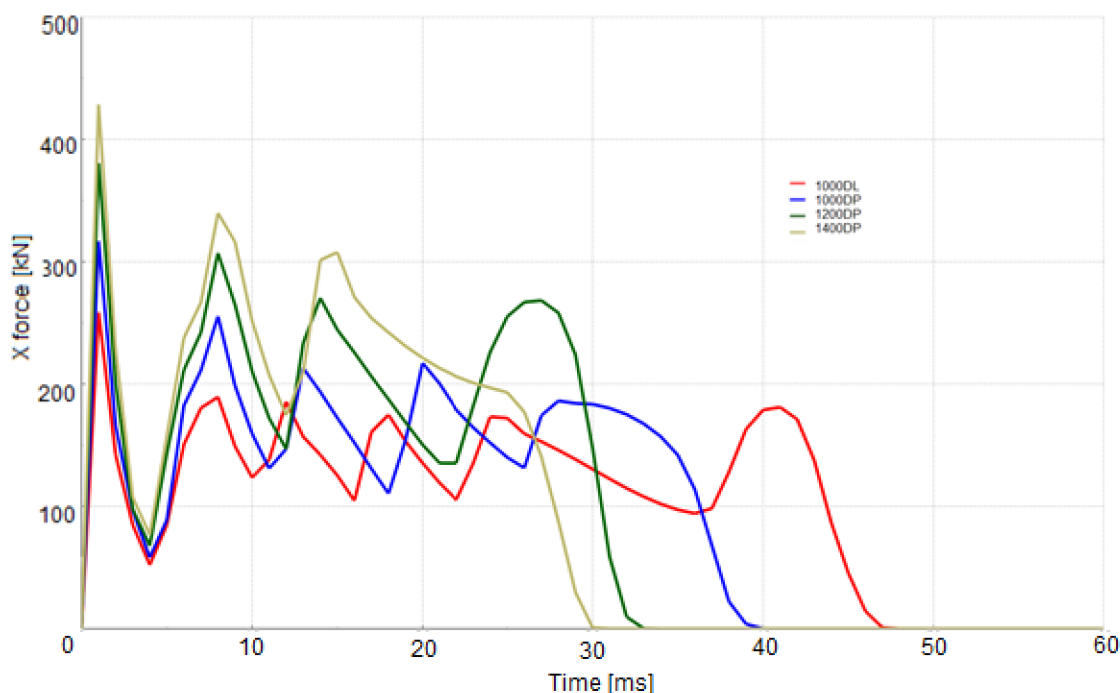
Dalším vhodným parametrem, na který je důležité se při výběru materiálu zaměřit je hodnota impulsu síly. Impuls síly je fyzikální veličina, která vyjadřuje časový účinek působící síly.

$$I = F(t) \cdot dt \quad (8.2)$$

kde  $I$  je impuls síly,  $F(t)$  je působící síla a je funkcí času  $t$  a  $dt$  je čas.



Obr. 9.4 Závislost síly působící na bariéru vůči vykonané dráze



Obr. 9.5 Závislost působící síly na čase

	Práce [kJ]	Impuls síly [kNs]
DOCOL UHS 1000DL	39,287	6,168
DOCOL UHS 1000DP	38,898	6,080
DOCOL UHS 1200DP	<b>39,383</b>	<b>6,298</b>
DOCOL UHS 1400DP	38,561	6,275

Tab. 9.1 Srovnání materiálů

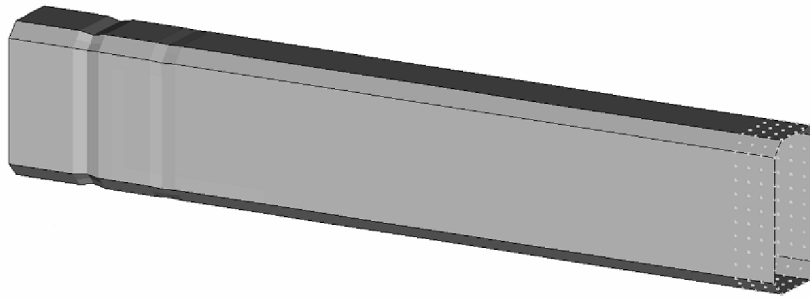
Z tohoto rozboru nám nejlépe vychází materiál s označením **DOCOL UHS 1200DP**. Tato ocel bude použita jako výchozí materiál pro nově navržený podélník.

## 9.2 Prolisy

U našeho problému se dá prolis definovat jako geometrický prvek sloužící k vyztužení nebo iniciaci místa ztráty stability struktury. Důležité je v tomto případě charakter a směr zatěžování. Při tlakovém namáhání podélný prolis, který je rovnoběžný se směrem zatěžování, strukturu zpevňuje a naopak prolis příčný, který je kolmý na směr zatěžování, iniciuje místo ztráty stability.

### 9.2.1 Příčné

Tento druh prolisu je vhodné aplikovat na místa, kde potřebujeme, aby se struktura lámala a ztrácela stabilitu, takzvaně „harvánkovala“. Když chceme, aby podélník harvánkoval rovnoměrně od začátku, vkládáme prolisy odstupňované hloubkově. Od nejvíce hlubokých po méně hluboké jako na obr. 9.6.



Obr. 9.6 Odstupňované příčné prolisy

Jak je vidět na obr. 9.7 ztráta stability se dá podle příčných prolisů rozumně řídit.



Obr. 9.7 Předdefinované místa ztráty stability

Tento typ prolisu se pro náš problém příliš nehodí. Větší poddajnost struktury a „harvánek“ styl deformace je vhodnější pro deformační člen (obr. 5.12), který je před podélníkem a pohlcuje deformace při nižších rychlostech.

### 9.2.2 Podélné

Podélný typ prolisu, který strukturu zpevňuje, nám dovolí zachovat stejnou míru deformace. Což při zachování stejné geometrie dosáhneme pouze pomocí zmenšení tloušťky plechu.

Byly vytvořeny 3 varianty, ze kterých byl udělán výstup, a na jeho základě byly upraveny podélníky ve vozidle. Jedná se o následující varianty:

- **1. varianta:** 1 vnitřní prolis z obou stran (obr. 9.8)
- **2. varianta:** 2 vnitřní prolisy z obou stran (obr. 9.9)
- **3. varianta:** 2 vnitřní prolisy s mezerou z obou stran (obr. 9.10)



Obr. 9.8 1 prolis z obou stran

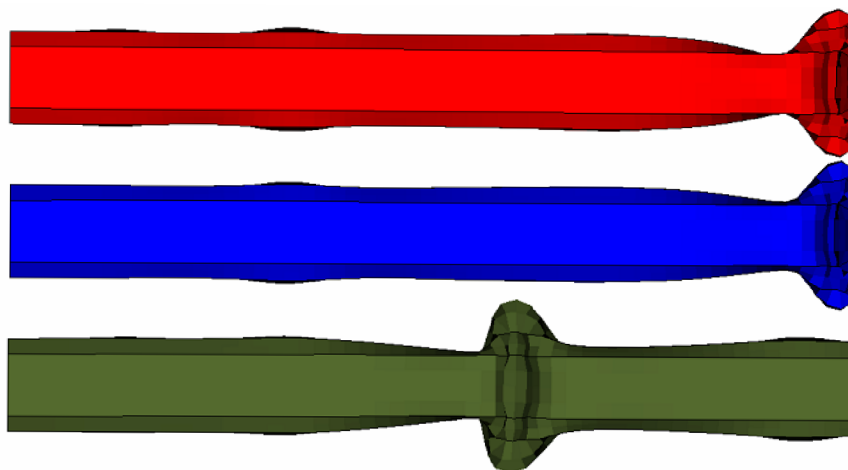


Obr. 9.9 2 prolisy z obou stran

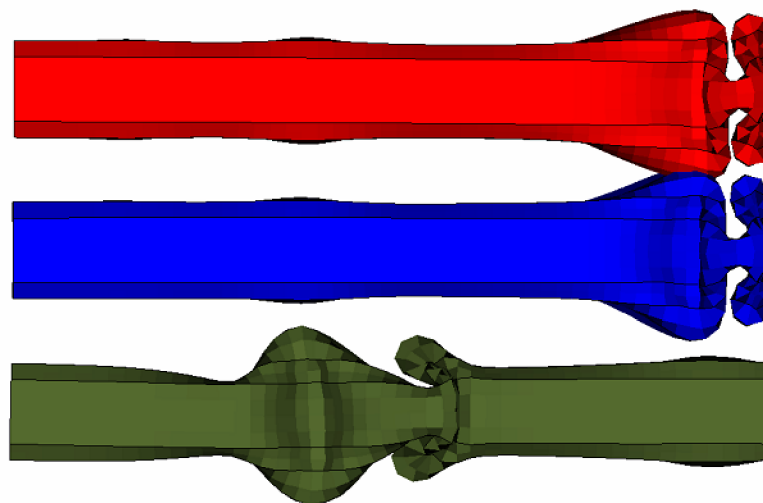


Obr. 9.10 2 prolisy z obou stran s mezerou

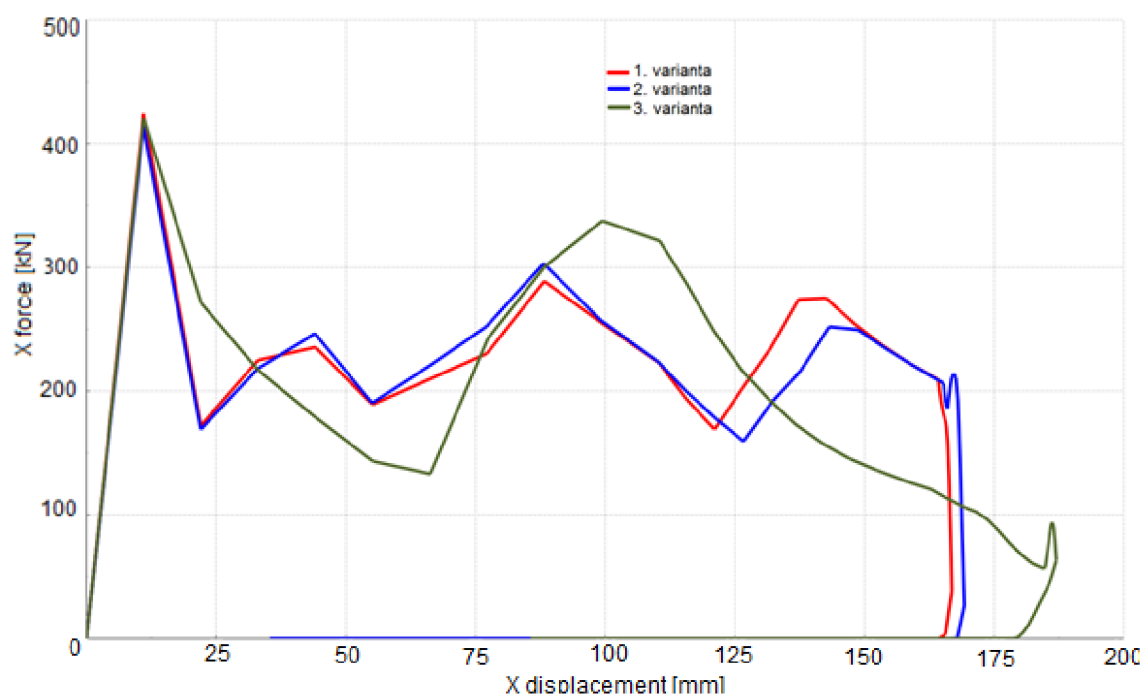
Tak jako u materiálové analýzy je výhodné sledovat vykonanou práci a impuls síly. Samozřejmě také hrají roli maximální deformace a charakter deformace. Je výhodné sledovat též silovou hladinu jednotlivých variant, které získáme podělením energie vykonanou dráhou.



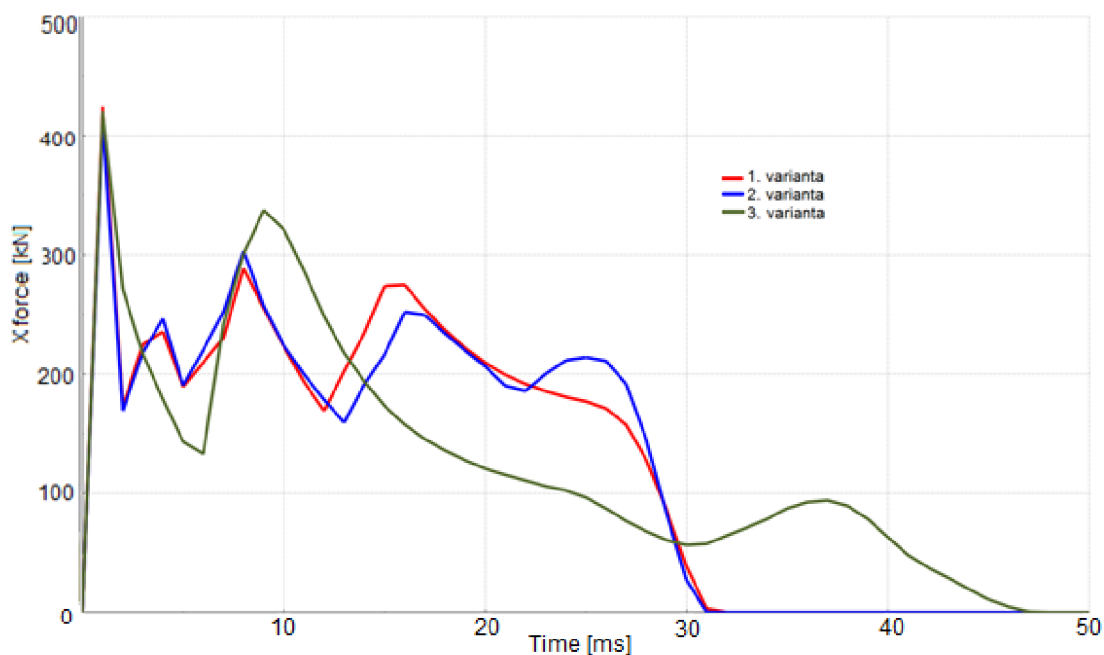
Obr. 9.11 Deformace v čase 4 ms



Obr. 9.12 Deformace v čase 14 ms



Obr. 9.13 Závislost síly působící na bariéru vůči vykonané dráze



Obr. 9.14 Závislost působící síly na čase

	Práce [kJ]	Impuls síly [kNs]	Silová hladina [kN]
1. varianta	38,505	6,242	231,957
2. varianta	38,576	6,260	228,260
3. varianta	38,532	6,177	207,161

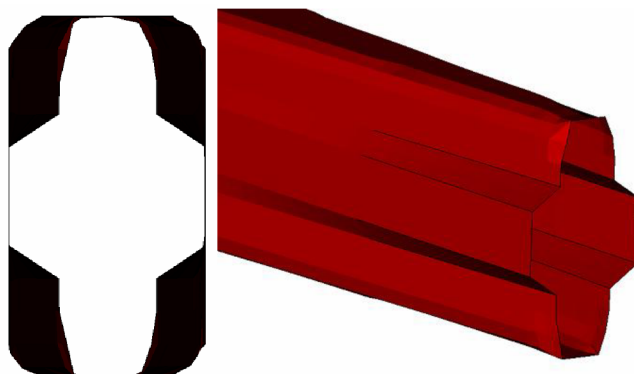
Tab. 9.2 Srovnání variant

Na tomto rozboru můžeme vidět, že mírné zlepšení vlastností sebou nese zvýšení počtu prolisů. Avšak iniciace místa ztráty stability ve formě přerušení prolisů nám přináší mírné zhoršení v oblasti práce a impulsu síly, ale dovoluje nám mít kontrolu nad místem zlomu, což může být v některých případech výhodné. Zajímavé je snížení silové hladiny při přidání druhého prolisu. Musíme si uvědomit, že toto shrnutí nemůžeme brát jako obecný trend, ale pouze pro námi vybraný materiál (DOCOL UHS 1200DP). U i zdánlivě podobných materiálů se výsledky mohou výrazně lišit.

### 9.2.3 Cross section

Typ prolisu „cross section“ je velmi podobný podélnému. Jedná se o stejné tuhostní vyztužení, což nám opět dovoluje odlehčit samotný díl snížením tloušťky plechu.

V tomto srovnání figuruje zjednodušený podélník typu „cross section“ v **červeném** provedení a podélník bez jakýchkoli prolisů v **modrém**.

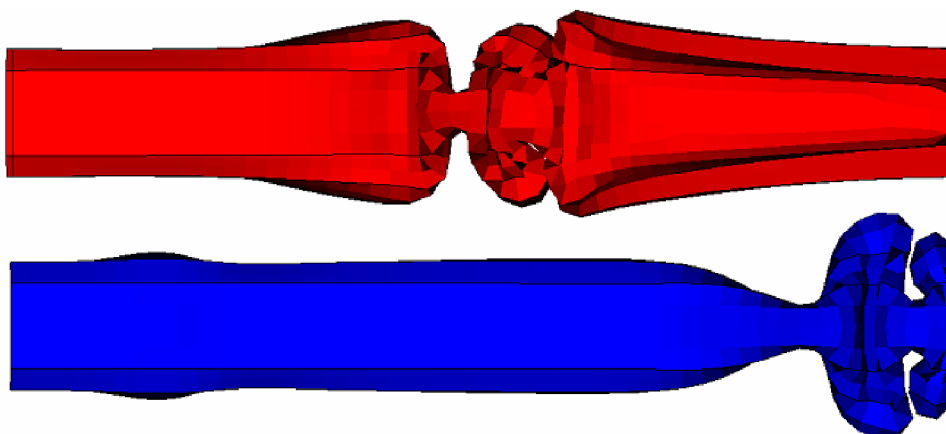


Obr. 9.15 Průřez „Cross section“

Toto provedení nám nejenže dovolí ztenčit plech, ale i ono samotné je lehčí než varianta bez prolisů.

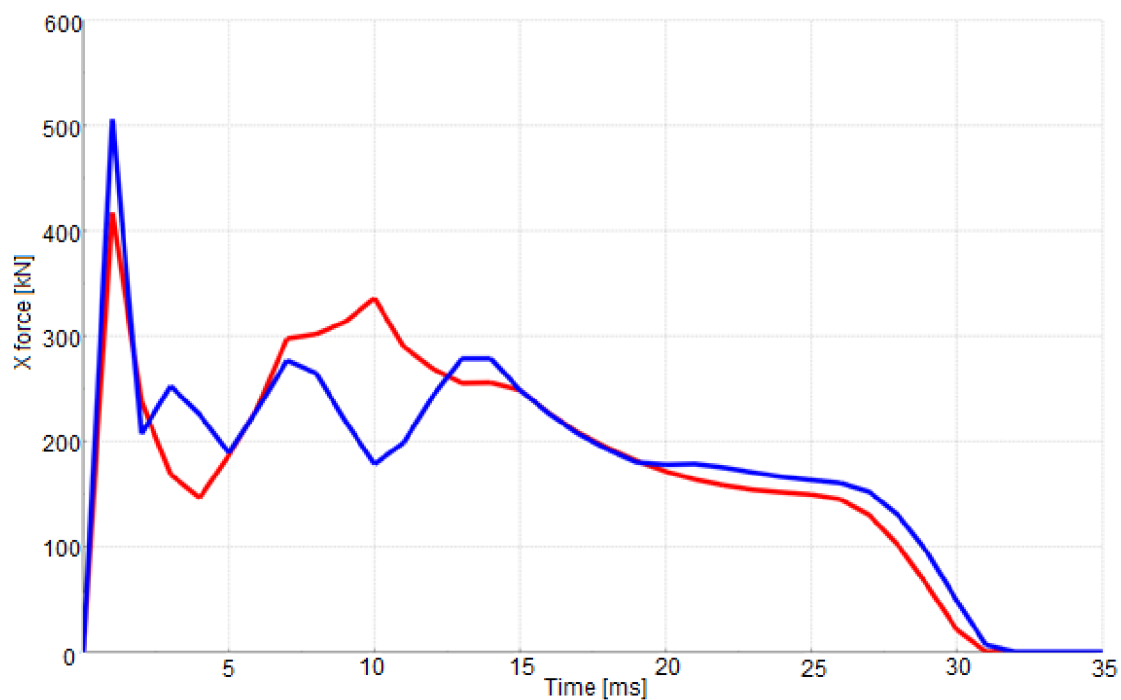
	Hmotnost [g]
Cross section	3646
Bez prolisů	3727

Tab. 9.3 Srovnání hmotností

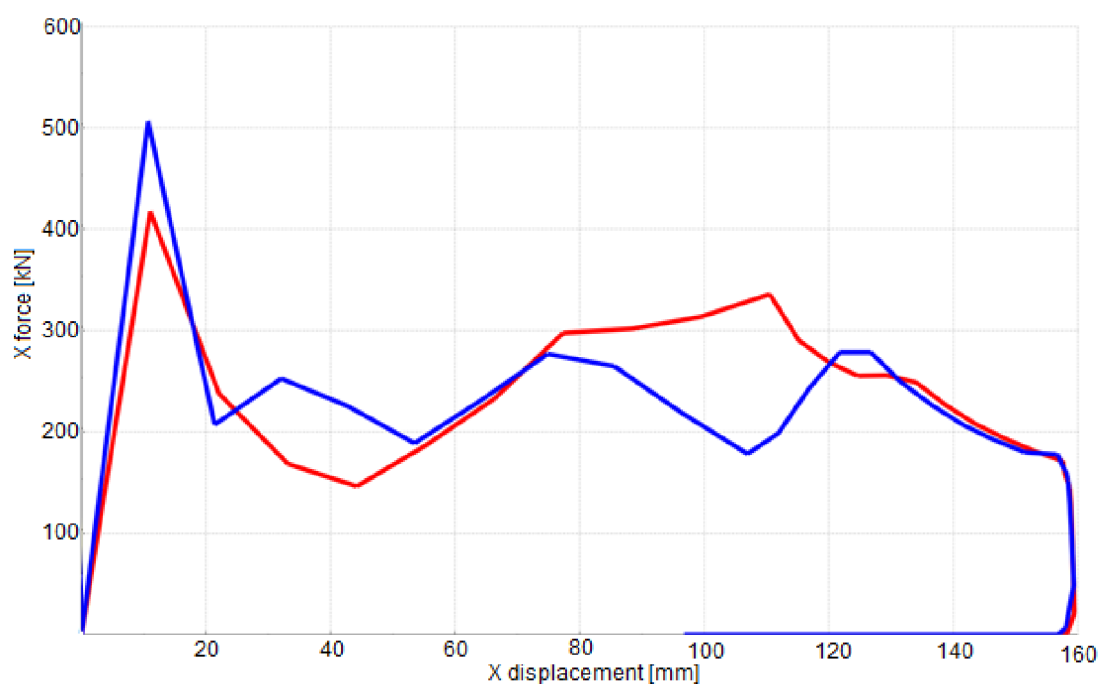


Obr. 9.16 Deformace v čase 20 ms





Obr. 9.17 Závislost působící síly na čase



Obr. 9.18 Závislost síly působící na bariéru vůči vykonané dráze

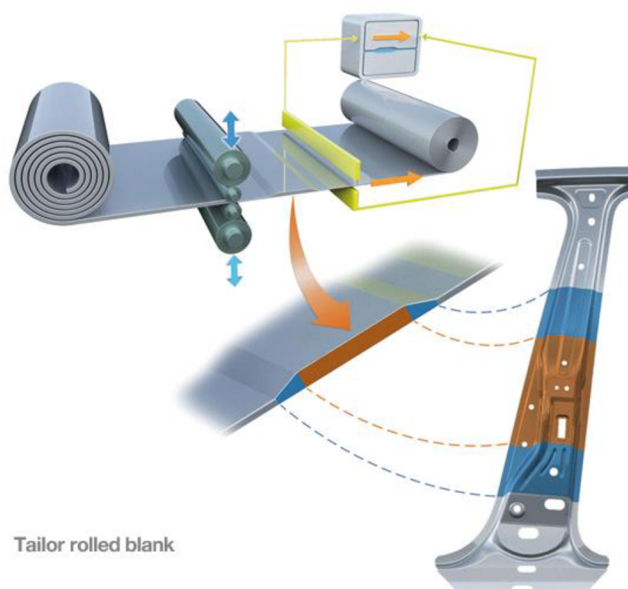
	Práce [kJ]	Impuls síly [kNs]
Cross section	38,729	6,173
Bez prolisů	37,751	6,224

Tab. 9.4 Srovnání variant

Z výsledků výše plyne, že tento typ vyztužení je pro naši problematiku výhodný a můžeme jej využít. Jelikož hodnota práce nese větší váhu než impuls síly. I při snížení hmotnosti se nám hodnota práce zvýšila, přestože hodnota impulsu síly nám mírně klesla.

### 9.2.4 Tailored blanks

Tailored blanks je technologie, která využívá lisování polotovarů svařených ze dvou nebo více materiálů z rozdílných vlastností. Rozdělit jej můžeme jednoduše na dílce rozdílných materiálů nebo pouze odlišných tloušťek. Při kombinaci různých materiálů je spojení provedeno ve většině případů laserovým svařením. Avšak pokud chceme díl s rozdílnou tloušťkou plechů, využívá se válcování jako na obr. 9.19



Obr. 9.19 Technologie tailored blanks na B-sloupku [7]

Mezi hlavní výhody technologie tailored blanks uvádíme:

- Snížení nákladů na materiál
- Snížení hmotnosti finálního dílce
- Možnost kombinování výhodných vlastností několika materiálů

Tato technologie sebou samozřejmě nese i nějaké nevýhody:

- Vysoká cena speciálních nástrojů
- Náročnost procesu na technologické znalosti
- Vysoké náklady na provoz svařovacích laserů
- Vyšší nároky na používané stroje

## 10. Porovnání variant

Návrh optimální geometrie podélníku provázel postupný vývoj a analýza vlivu změn na chování celé struktury vozidla. Celá historie úprav čítá několik desítek variant nárazů celého vozidla. V této kapitole však budou představeny pouze stěžejní případy, které vývoj posunuly dále.

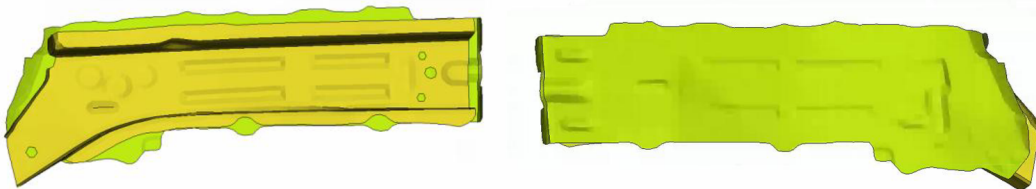
### 10.1 Přehled úprav

Některé varianty vykazovaly již od pohledu charakter deformace, který nebyl vhodný pro náš typ problému. Po postupných úpravách byl tento problém částečně eliminován.

#### 10.1.1 Podélné a příčné prolisy

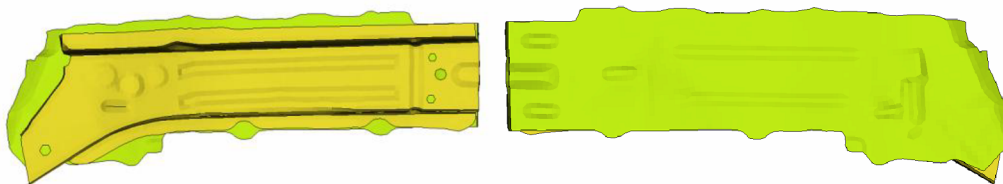
Zde dvě varianty:

- 1. 2 podélné prolisy s mezerou, tloušťka plechů: žlutý 1,5 mm, zelený 1,3 mm



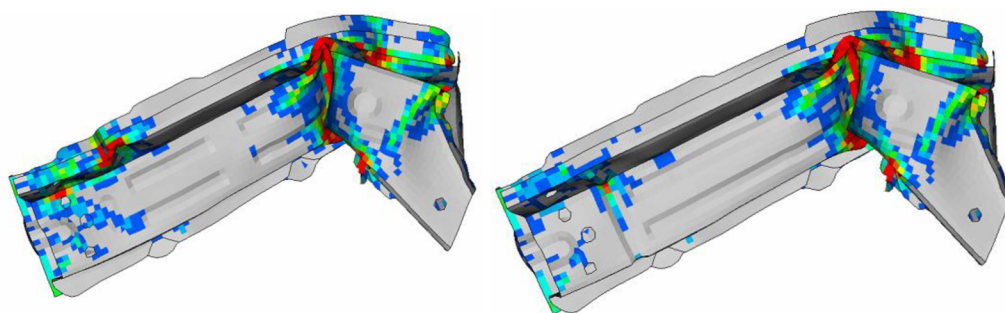
Obr. 10.1 Dva podélné prolisy s mezerou

- 2. 2 podélné prolisy a jeden příčný, tloušťka plechů: žlutý 1,5 mm, zelený 1,3 mm



Obr. 10.2 Dva podélné a jeden příčný prolis

Tato kombinace tloušťky plechů a velikosti prolisů se projevila jako nevhodná deformace. Charakterem tohoto typu deformace bylo vzepření podélníku a nedostatečná absorpce energie nárazu, což se neblaze projevilo na velikosti intruze montážní stěny, která vzrostla.

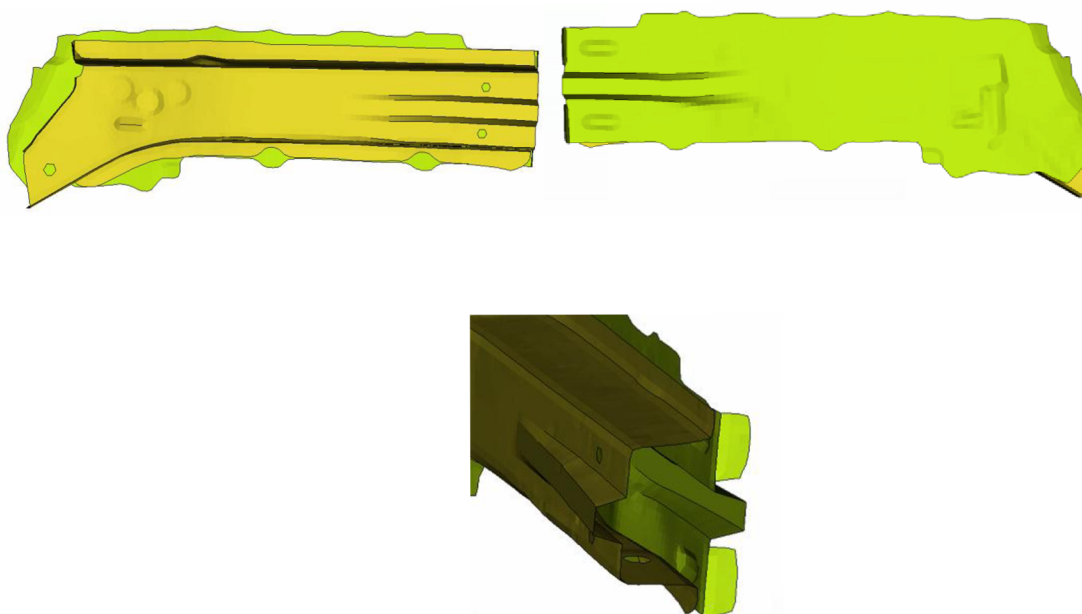


Obr. 10.3 Deformace v čase 40 ms varianty 1. (vlevo) a 2. (vpravo)

Tato deformace se nepodařila eliminovat ani při změně tloušťek plechů ani změnou geometrie prolisů.

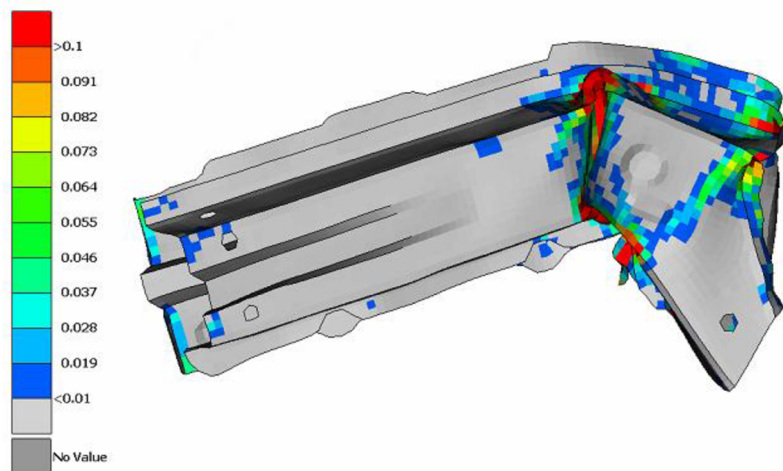
### 10.1.2 Cross section

Jako další ve vývojovém stromu byla ve vozidle využita varianta podélníku typu cross section. O tloušťkách plechů 1,5 mm (žlutý) a 1,3 mm (zelený).



Obr. 10.4 Podélník typu cross section

Tato varianta vykazovala velmi obdobné výsledky jako předchozí dvě. Podélník byl poměrně tuhý a opět se vzpíral. Energie, kterou měl samotný podélník pohltit, se opět přenesla do montážní stěny.



Obr. 10.5 Deformace v čase 40 ms

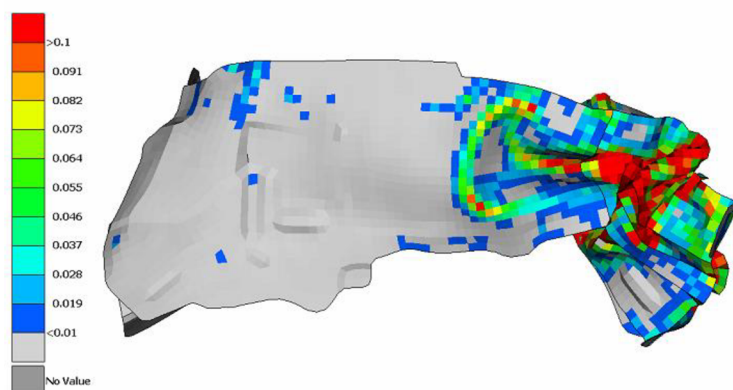
### 10.1.3 Kombinace cross section a tailored blanks

Pro eliminaci vzpírání podélníků byla zvolena varianta, která využívá typ cross section a kombinaci plechů tailored blanks. Právě technologie tailored blanks dovolí změkčit tu část podélníku, kde má dojít ke ztrátě stability. Proto byl plech v části, kde se vyskytuje cross section, ztenčen na 0,7 mm, jak je vidět na obr. 10.6. Ostatní plechy měly tloušťky 1,4 mm (žlutý) a 1,3 mm (zelený).



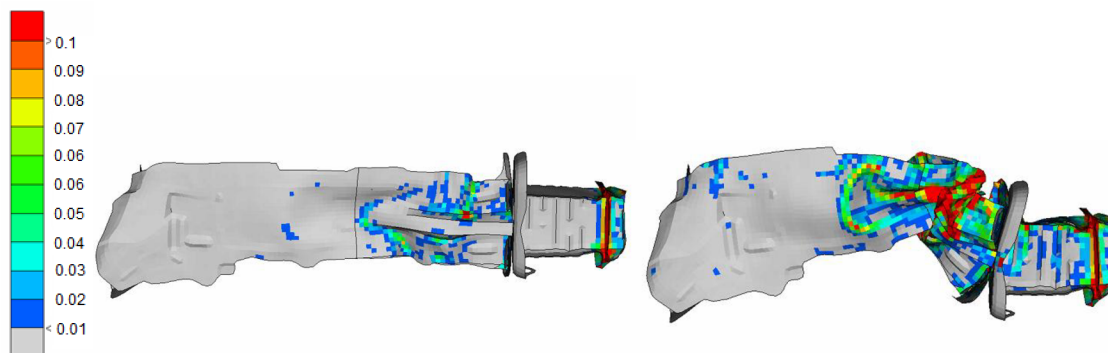
Obr. 10.6 Kombinace cross section a tailored blanks

U této kombinace tlouštěk a tvarů jsme již dokázali řídit deformaci tak, aby podélník ztrácel stabilitu od svého začátku ve směru nárazu.



Obr. 10.7 Deformace v čase 36 ms

Avšak s touto kompozicí vyvstal jeden zásadní problém. S takto razantním snížením tloušťky plechů klesá silová hladina, kterou je podélník schopen vydržet, než ztratí stabilitu. Pokud je však využita celá deformační dráha deformačního členu, který je usazen před podélníkem a jehož úkolem je pohltit nárazovou energii při nižších rychlostech, než se objeví první plastické deformace na podélníku, lze tuto kompozici využít.



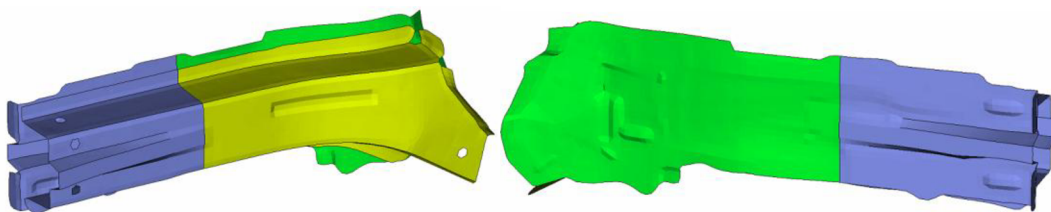
Obr. 10.8 Deformace v čase 15 ms (vlevo) a 32 ms (vpravo)

Jak je vidět na obr. 10.8 první plastická deformace na podélníku se objevuje již v 15 ms, kdy není využit ani zdaleka celý deformační člen. V čase 32 ms je podélník poměrně dost zdeformován a deformační člen stále nevyužit.

Tato kombinace byla zachována, ale dále optimalizována s ohledem na tuto skutečnost.

## 10.2 Srovnání variant

Jako optimální geometrická varianta byl zvolen typ podélníku cross section se zmenšenou tloušťkou v přední části ve směru nárazu a s podélným prolisem v místě ztráty zlomu. Z postupných analýz bylo zjištěno, že pravý podélník vyžaduje větší tuhost než levý. Tento rozdíl byl řešen rozdílnou tloušťkou plechů.



Obr. 10.9 Finální geometrie podélníku

Problém s nevyužitým deformačním členem byl odstraněn zvýšenými hodnotami tloušťek plechů a vyhlazením ploch v oblasti cross section. V níže zmíněných variantách se již tento problém nevyskytoval. Naopak při přílišném zvednutí hodnot tloušťek plechů vykazovaly podélníky opět tendence vzpírání se. Tento charakter deformace je nevhodný.

### 10.2.1 Přehled změn

Ačkoli se geometrická kompozice dále neměnila, deformace stále závisela na tloušťkách plechů. Zelený a žlutý plech dle obr. 10.9 má stejnou tloušťku napravo a stejnou nalevo. Zde je přehled změn tloušťek vybraných variant.

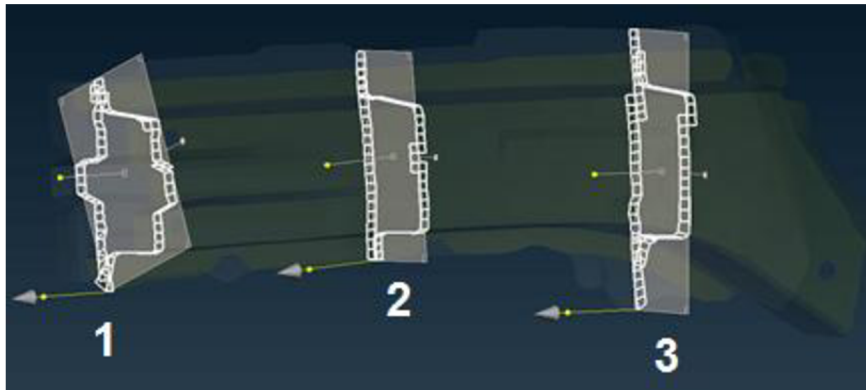
varianta	Levý [mm]	Pravý [mm]	Modrá část [mm]
1.	1,45	1,50	1,00
2.	1,35	1,40	0,95
3.	1,35	1,40	0,90
4.	1,30	1,35	0,90
5.	1,35	1,40	0,85
6.	1,25	1,30	0,90
7.	1,30	1,35	1,00

Tab. 10.1 Přehled tloušťek

### 10.2.2 Sledované hodnoty

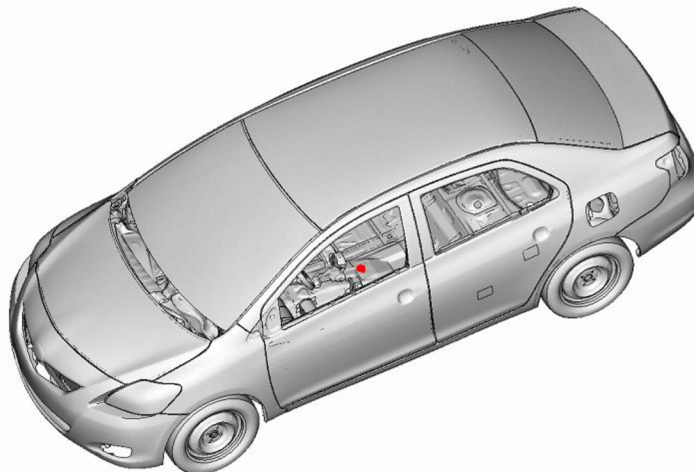
Mezi hlavní parametry při výběru optimálních tloušťek patří charakter deformace, hodnoty práce, vnitřní energie, impulsu síly, OLC a velikost intruzí ve směru nárazu na montážní stěně.

Při práci s hodnotami silových toků procházejícími skrz podélníky, již nestačily odečíst pouze hodnoty ze začátku podélníku, jak to bylo provedeno u analýz výše se zjednodušeným podélníkem. K podélníku ve vozidle je vázáno několik dalších struktur, do kterých se tyto silové toky mohou rozvětvit. K odečtení silových toků z jednotlivých částí podélníku je možno použít tzv. \*DATABASE\_CROSS\_SECTION\_PLANE, které byly rozmístěny po podélníku dle obr. 10.10.



Obr. 10.10 Umístění \*DATABASE\_CROSS\_SECTION\_PLANE

K vyhodnocení podle OLC bylo potřeba zajistit \*DATABASE\_HISTORY\_NODE, z kterého můžeme odečíst rychlost zpomalování celého vozidla. Tento bod se umísťuje ve vozidle na konec tunelu dle obr. 10.11.

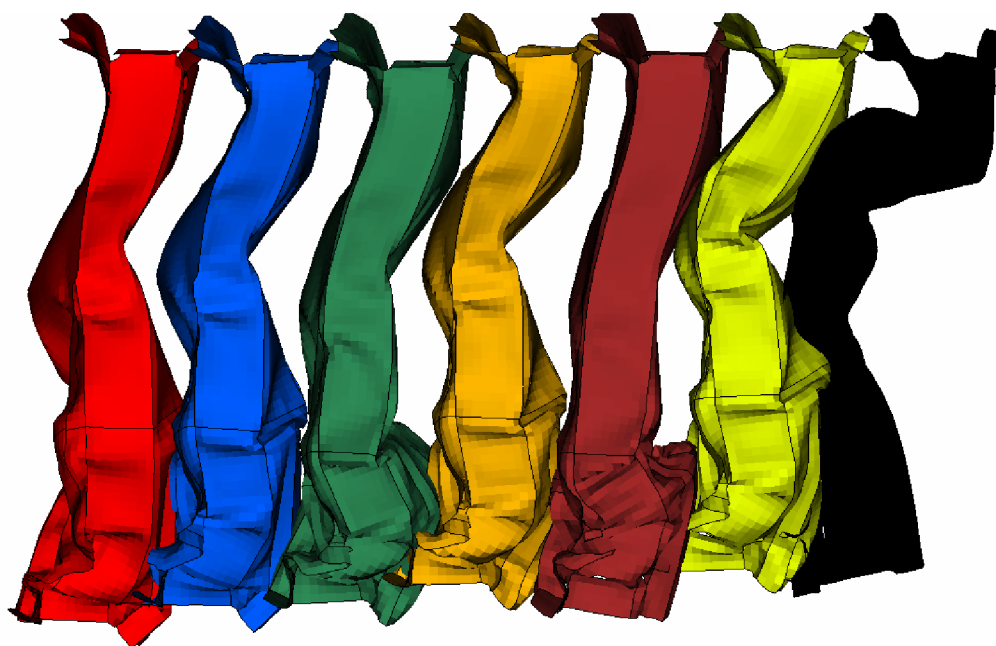


Obr. 10.11 Umístění \*DATABASE\_HISTORY\_NODE pro OLC

### 10.2.3 Porovnání parametrů

Charakter deformace byl u všech zmíněných variant takový, jaký požadujeme pro naši problematiku. Až na variantu 7, kde je zřejmé velké vybočení do strany. Toto vychýlení logicky přestává být silově výhodné a nemůže pohltit dostatek energie. Ideální charakter deformace je takový, kdy se podélník přestává vzpírat a začíná se skládat. Konečnou deformaci můžeme vidět na obr. 10.12.





Obr. 10.12 Konečná deformace všech variant

Nejdůležitějším parametrem při výběru však zůstává vykonaná práce samotného podélníku, která je odečtena ze třech řezů na podélníku jako na obr. 10.10 a dráhy z uzlů na konci podélníku. L značí levý a R pravý podélník a číslo dle obr. 10.10 představuje, z kterého řezu byl odečten silový tok.

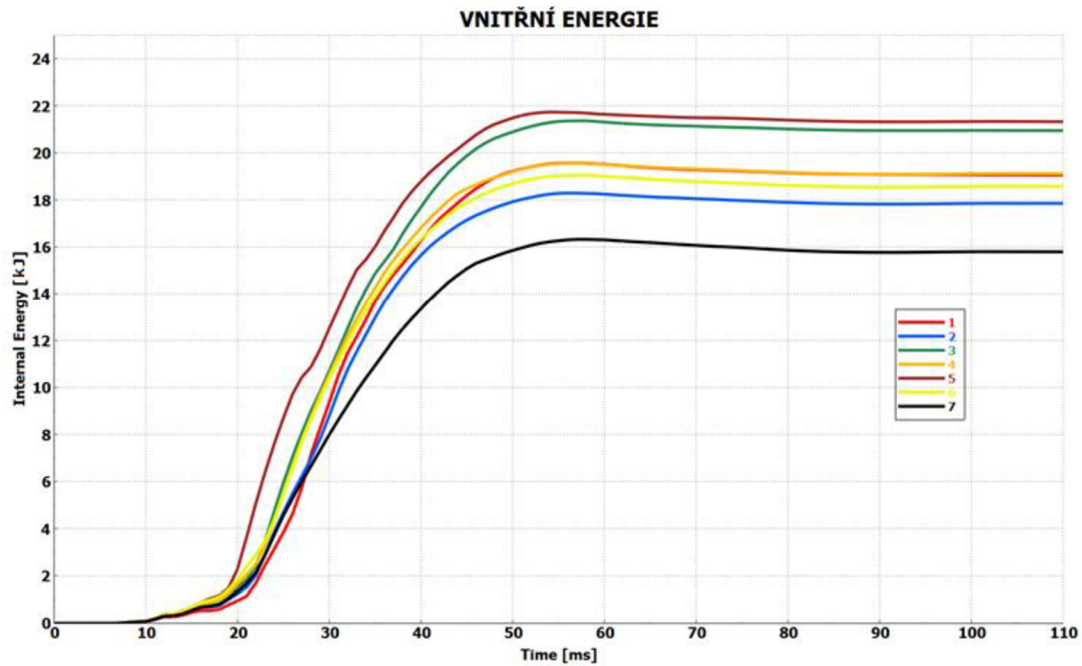
Grafy prací v jednotlivých řezech viz Příloha 1-6.

Varianty [kJ]	L1	L2	L3	Ø L	R1	R2	R3	Ø R
1.	25,36	27,52	24,57	25,81	21,34	22,89	19,91	21,38
2.	24,09	22,72	22,26	23,02	20,89	22,51	19,83	21,07
3.	23,96	25,78	23,37	24,37	21,78	23,98	20,82	22,19
4.	23,33	21,63	21,33	22,72	20,61	22,05	19,75	20,80
5.	25,74	27,10	24,34	25,72	23,11	24,48	20,97	22,85
6.	22,65	20,78	20,62	21,35	20,49	21,67	19,03	20,39
7.	23,16	22,26	20,94	22,12	22,59	20,82	15,30	19,57

Tab. 10.2 Hodnoty prací v jednotlivých řezech

Jak jde vidět z tab. 10.2 nejlepší hodnoty vykonané práce vykazuje varianta číslo 5.

Hodnoty vnitřní energie popisují kolik, která entita absorbuje energie. V následujícím grafu na obr. 10.13 vidíme hodnoty vnitřní energie sečtené z obou podélníků v závislosti na čase.



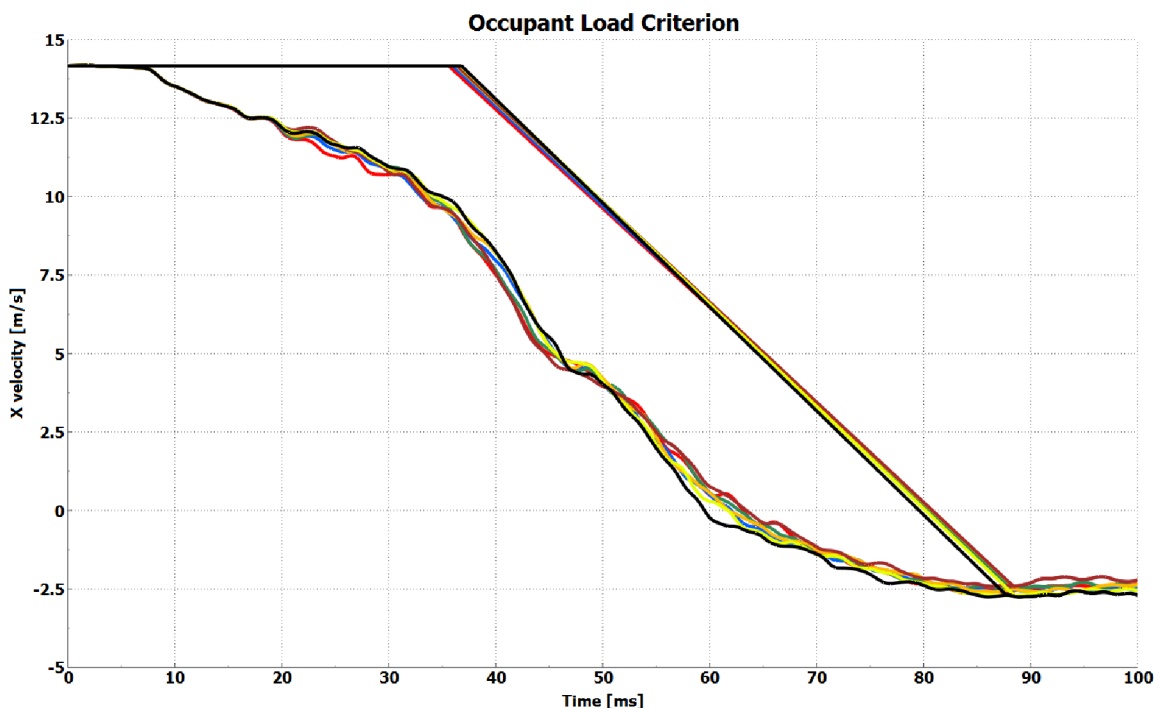
Obr. 10.13 Vnitřní energie z obou podélníků

Dalším parametrem je impuls síly, který nám dá přehled o délce působení síly. Vše je názorně vidět na následujících grafech viz Příloha 7-12.

Varianty [kNs]	L1	L2	L3	Ø L	R1	R2	R3	Ø R
1.	3,69	4,24	5,00	4,31	3,80	4,91	4,15	4,28
2.	4,54	4,20	4,49	4,41	3,34	3,96	3,67	3,65
3.	3,32	4,19	4,67	4,06	3,25	4,77	4,08	4,03
4.	4,15	3,67	4,24	4,02	3,02	3,91	3,69	3,54
5.	4,24	5,03	5,17	4,81	4,21	4,97	4,41	4,53
6.	3,87	3,66	4,16	3,89	3,02	3,66	3,27	3,31
7.	4,47	4,26	4,31	4,34	3,77	3,45	2,10	3,10

Tab. 10.3 Hodnoty impulsu síly v jednotlivých řezech

Důležitým parametrem je OLC (Occupant Load Criterion), které udává agresivitu zatížení působící na figurínu během zpomalování.



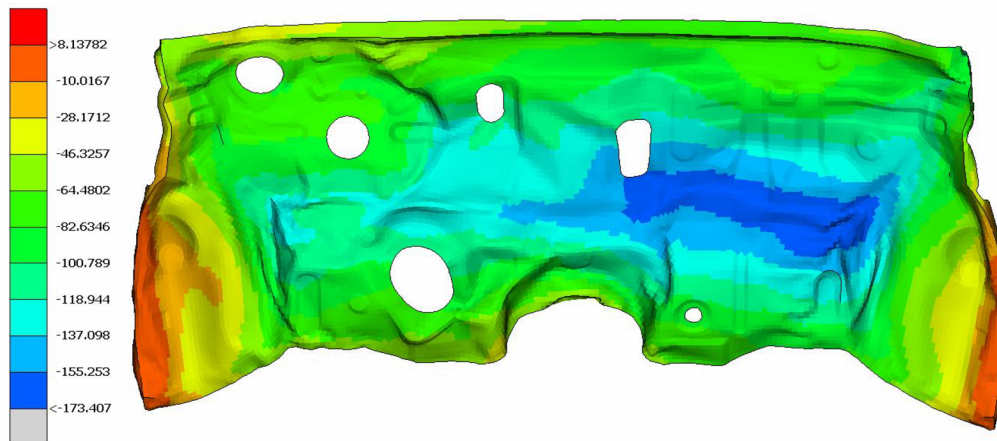
Obr. 10.13 OLC všech variant

Varianty	OLC [g]
1.	32,1
2.	32,5
3.	32,8
4.	32,5
5.	32,5
6.	33,2
7.	33,8

Tab. 10.4 Srovnání hodnot OLC

Hodnoty OLC jsou velmi podobné a tyto rozdíly jsou nepatrné. Pokud by byla nějaká hodnota výrazně vyšší, tak by tato varianta byla nevhodná. Všechny výše uvedené hodnoty OLC jsou vůči biomechanickým limitům v normě a hodnota tohoto přetížení na figurínu je pro tento typ vozidla a nárazu obvyklá.

Velikost intruzí na montážní stěně nám dává přehled, o tom kolik kinetické energie pohltily entity před montážní stěnou. Samotná intruze na montážní stěně je nežádoucí a sama o sobě velmi nebezpečná pro pasažéry.



Obr. 10.14 Intruze na montážní stěně u varianty 5

Varianty	X intruze [mm]
1.	184
2.	179
3.	170
4.	180
5.	173
6.	176
7.	171

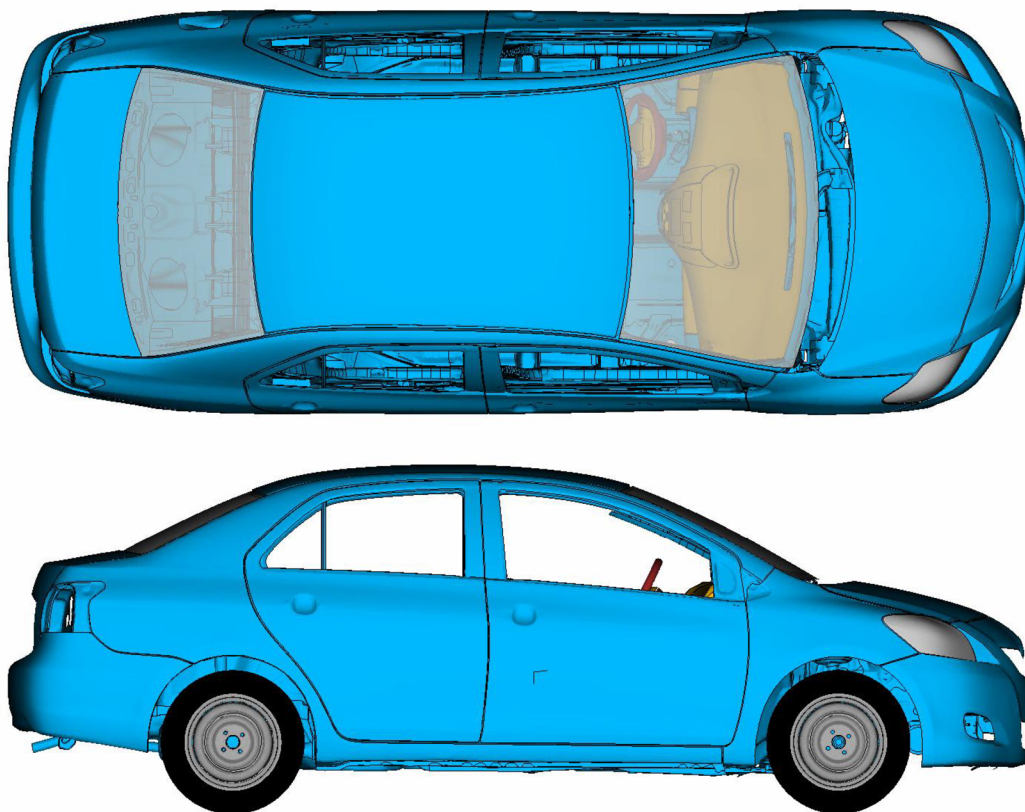
Tab. 10.5 Velikost intruzí na montážní stěně

Dalo by se možná očekávat, že velikosti intruzí budou ekvivalentní k hodnotám pohlcených energií. Tento předpoklad však není potvrzen, jelikož každá varianta rozvádí silové toky do sousedních entit jinak a ty pohlcují kinetickou energii odlišně. Z analýzy pohlcené energie byla varianta 1 na velmi podobné úrovni jako varianta 5, avšak zde vidíme, že varianta 1 přenáší více silových toků do montážní stěny což je nevhodné.

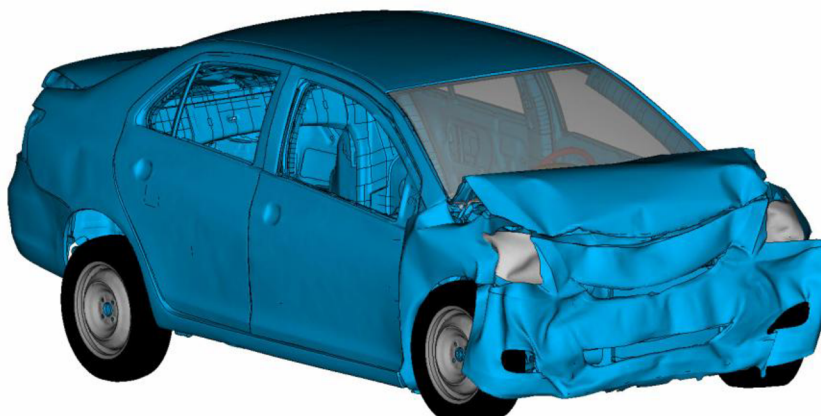
Po analýze všech hodnotících parametrů můžeme považovat za nejoptimálnější variantu číslo 5, která vykazuje ve všech ohledech své přednosti.

## 11. Komplexní srovnání – Rigid Wall 100% offset 51 km/h

Níže popsané parametry jsou nejčastějšími hodnotami, které se využívají při porovnání dvou a více variant. Simulace byla provedena bez figurín. Do srovnání jsou zahrnuty originální a varianta číslo 5. Jediné rozdíly mezi těmito dvěma variantami jsou modifikované podélníky. Díky vysoko-pevnostním materiálům a ztenčení tloušťek plechů byly podélníky odlehčeny ve vybrané variantě o 2,2 kg.



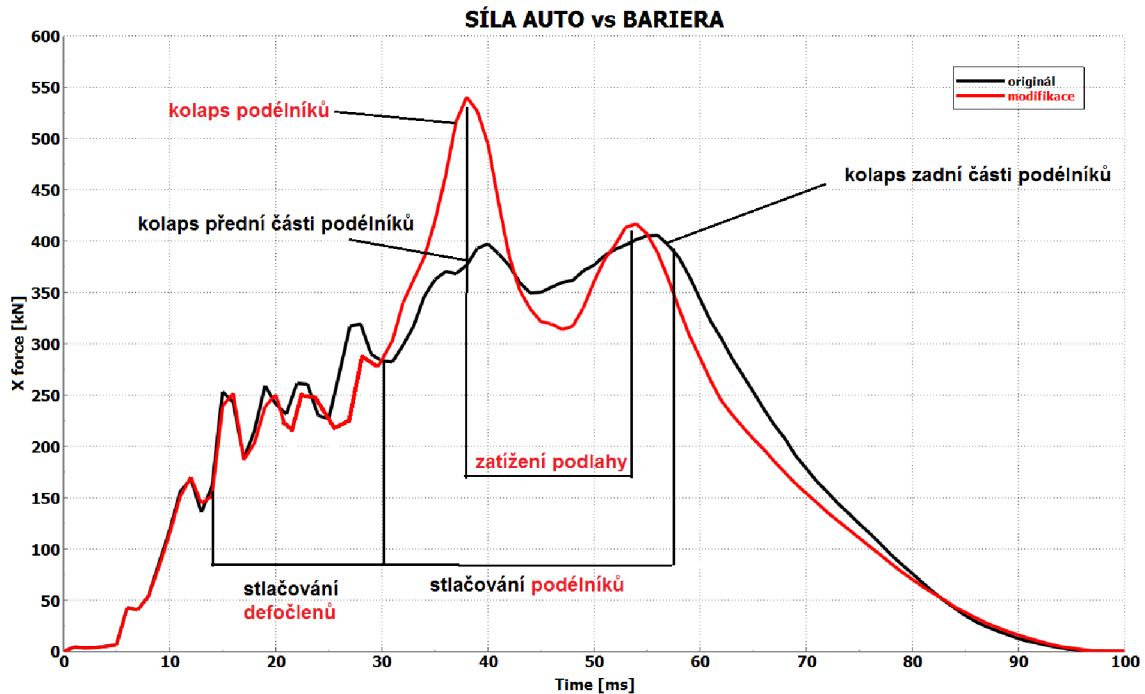
Obr. 11.1 Horní a boční pohled před nárazem



Obr. 11.2 Původní varianta při konečné deformaci

## 11.1 Síla auto vs. bariéra

Graf je výsledkem sil působících na bariéru a jejich reakcí na vozidlo v závislosti na čase.

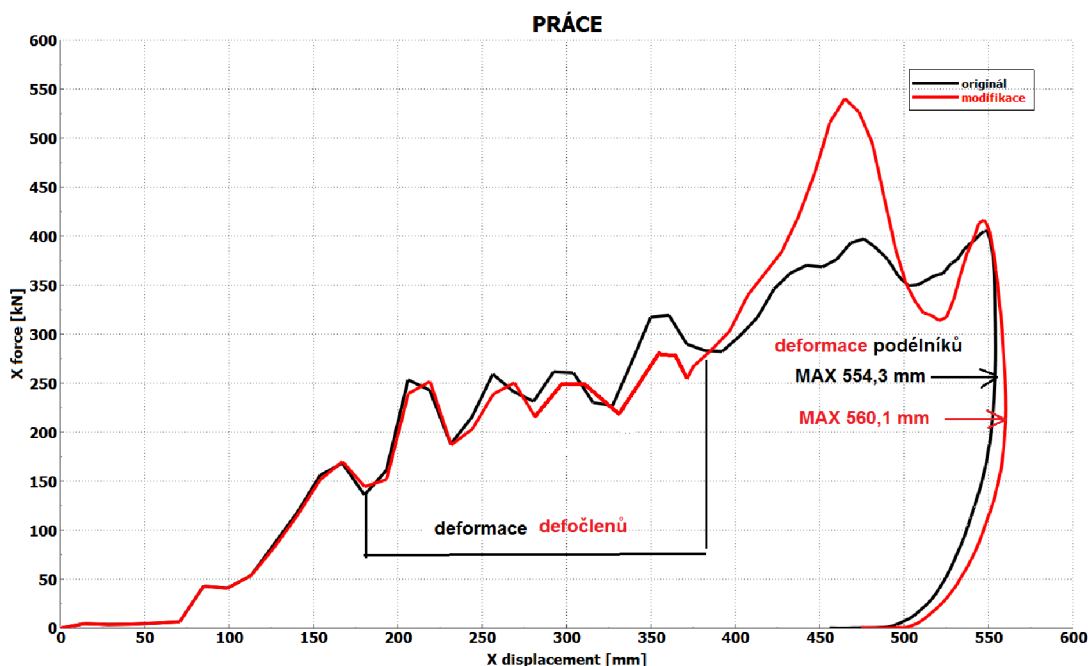


Obr. 11.3 Závislost síly na čase

Vidíme podobné zatížení deformačních členů, které se začíná rozcházet při nástupu zatěžování podélníků. Dále můžeme sledovat větší silové zatížení modifikované varianty samotných podélníků.

## 11.2 Síla na bariéře / Dráha na tunelu

Graf je výsledkem sil působících na bariéru a jejich reakcí na vozidlo v závislosti na vykonané dráze odečtené z bodu umístěného na konci tunelu.



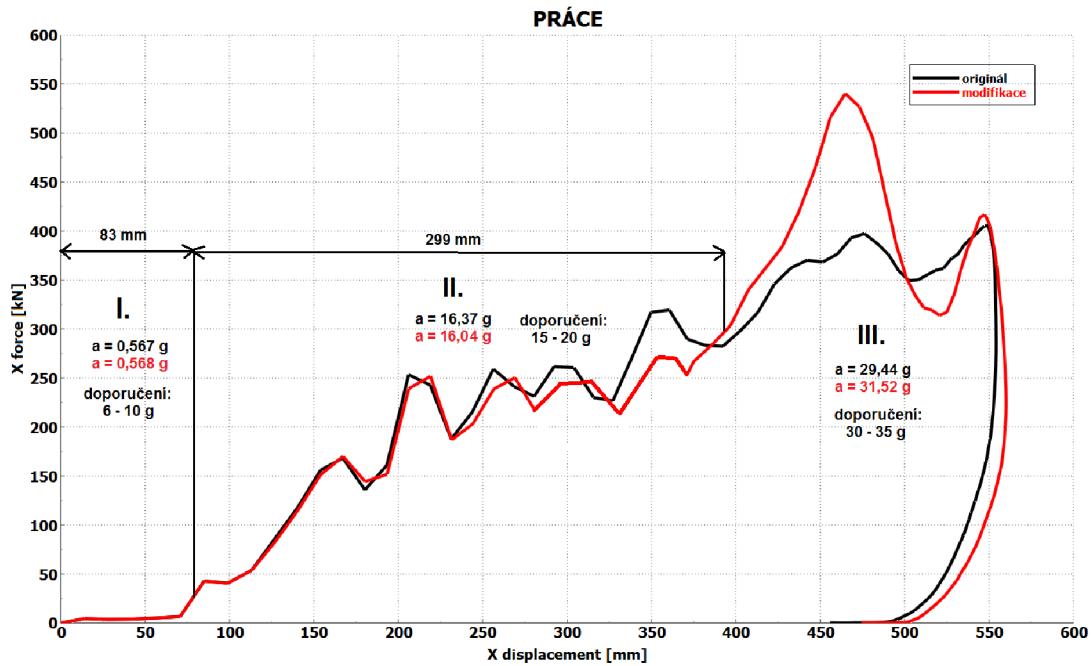
Obr. 11.4 Závislost síly na dráze

Modifikovaná varianta vykazuje mírné zlepšení v hodnotách vykonané práce.

varianta	Práce [kJ]
originál	116,556
modifikace	118,988

Tab. 11.1 Porovnání hodnot vykonaných prací

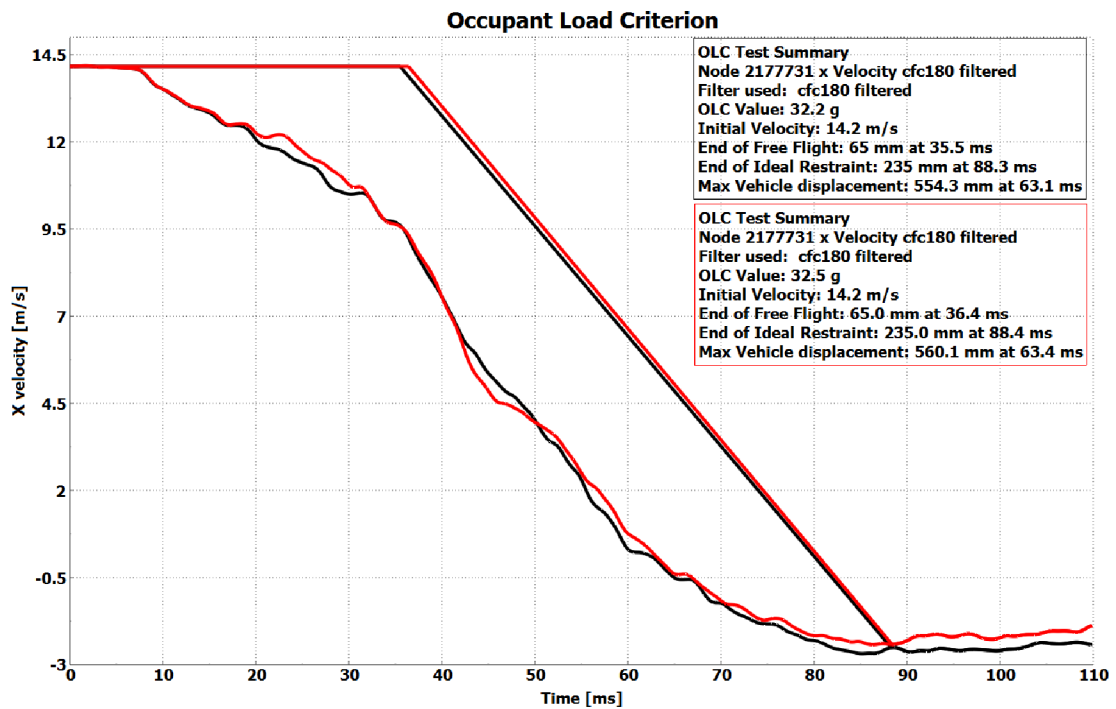
Dle obr. 5.3 byla následně rozdělena čelní deformační zóna na tři a byly u nich určeny silové hladiny vyjádřené pomocí zrychlení. První zóna je definována jako vzdálenost nárazníku od bariéry. Druhá zóna jako vzdálenost od začátku nárazníku ke konci deformačního členu. Třetí zóna jako vzdálenost od konce deformačního členu po konečnou deformaci.



Obr. 11.5 Rozdělení na deformační zóny

### 11.3 OLC

Hodnoty pro výpočet OLC jsou počítány z bodu na konci tunelu. Hodnota OLC vyjadřuje agresivitu zpomalení na figurínu.



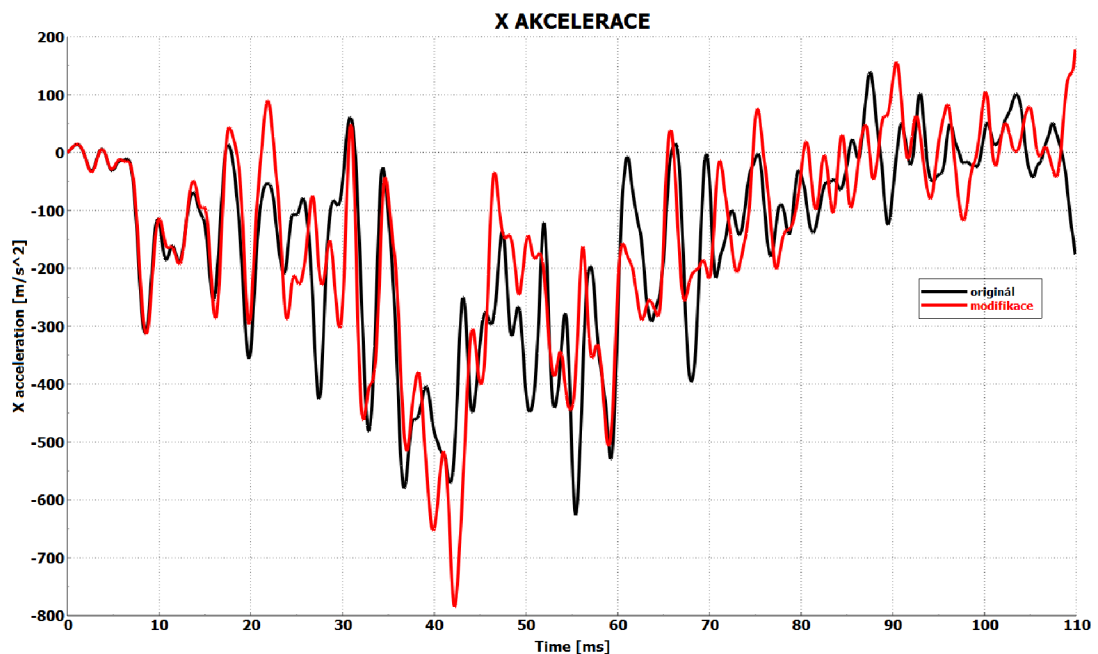
Obr. 11.6 OLC



Hodnota OLC mírně vzrostla což je dáno menšími intruzemi na montážní stěně. Samotné intruze jsou mnohem nebezpečnějším faktorem vzhledem k jisté možnosti proniknutí tuhého tělesa do kabiny osádky než mírné zvýšení přetížení. Avšak samotná hodnota 32,5 g je stále v normě a vůči figuríně nepředstavuje žádné výrazné přiblížení k biomechanickým limitům, které byly experimentálně předdefinovány.

## 11.4 Akcelerace na tunelu

Hodnoty pro zrychlení se počítají ze stejného místa jako pro OLC.

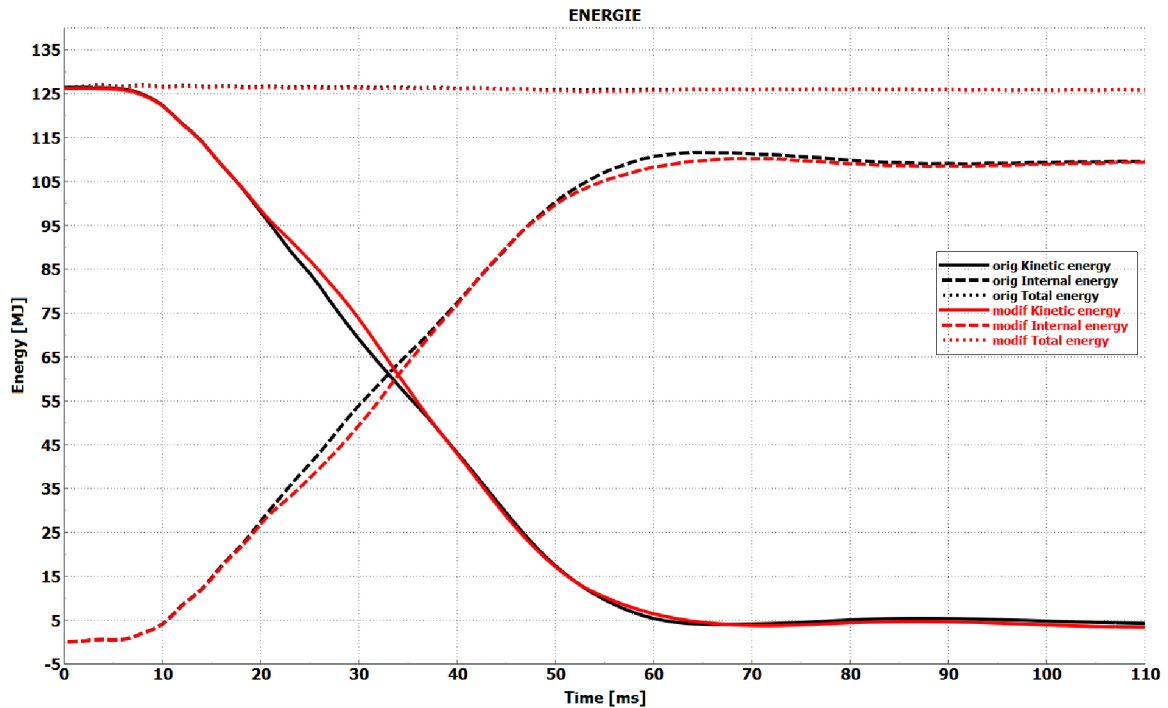


Obr. 11.7 X akcelerace na tunelu

Impulsy u obou variant jsou podobné. Avšak hodnota integrálu u modifikované varianty je mírně nižší, což značí menší celkové změny zrychlení.

## 11.5 Energie

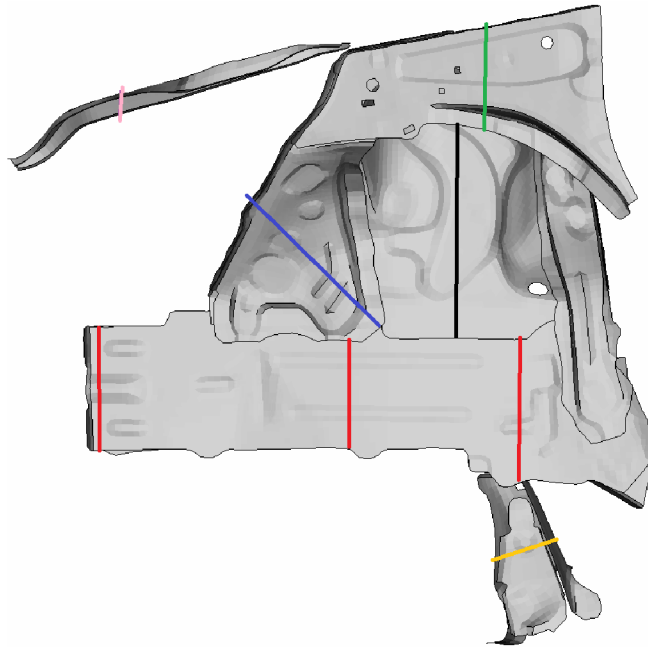
Tyto hodnoty energií slouží jako kontrolní parametry stability a korektnosti výpočtu. Při numerické nestabilitě a nadměrném navážení elementů se objeví na hladkých křivkách výrazné skoky. K dovažování prvků a tedy i k numerické nestabilitě dochází ve chvíli, kdy se ve struktuře nachází nějaký výrazně menší nebo špatně nadefinovaný prvek, který se vlivem deformace nadměrně uměle dováží. Toto dovážení je popsáno výše v kapitole 6.2.2 o časovém kroku.



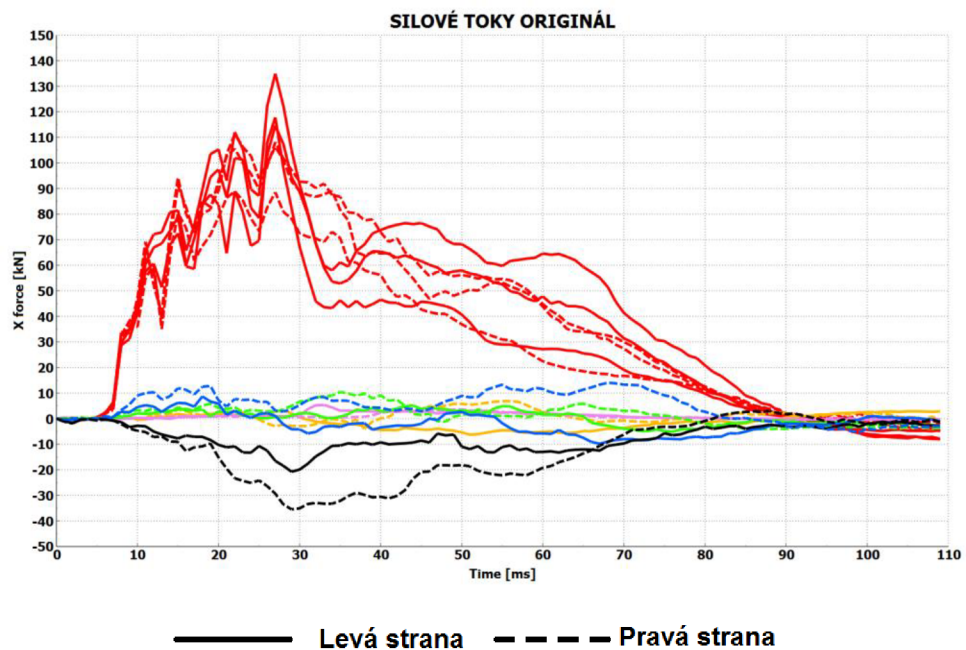
Obr. 11.8 Kinetická, vnitřní a celková energie

## 11.6 Silové toky

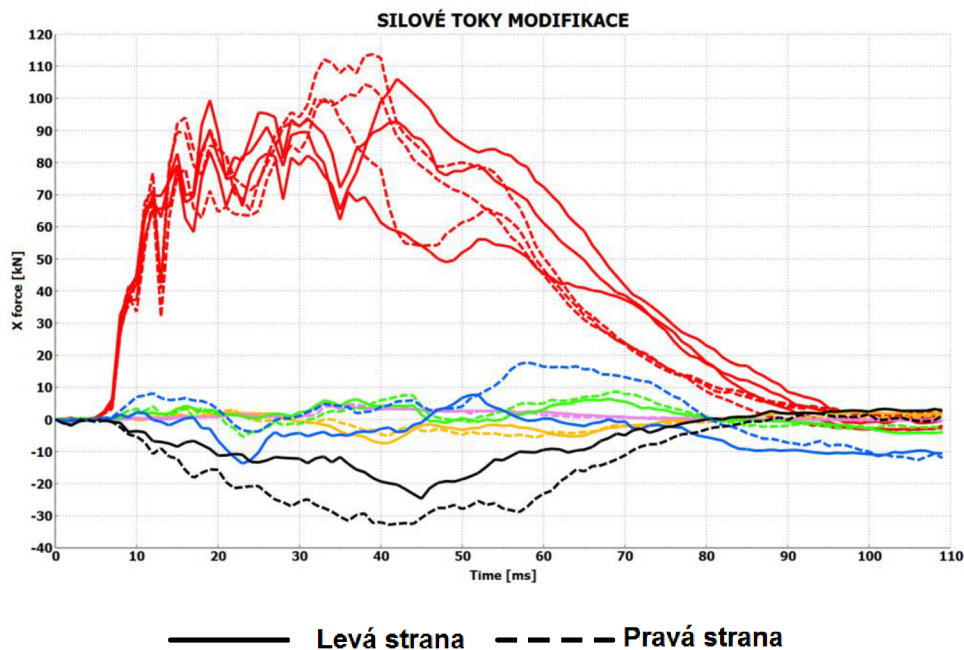
Zde sledujeme rozvětvení silových toků do okolních entit. Na obr. 11.6 jsou zakresleny kontrolní řezy, z kterých byly silové toky odečteny.



Obr. 11.9 Kontrolní řezy na okolních entitách



Obr. 11.10 Rozložení silových toků v originální variantě



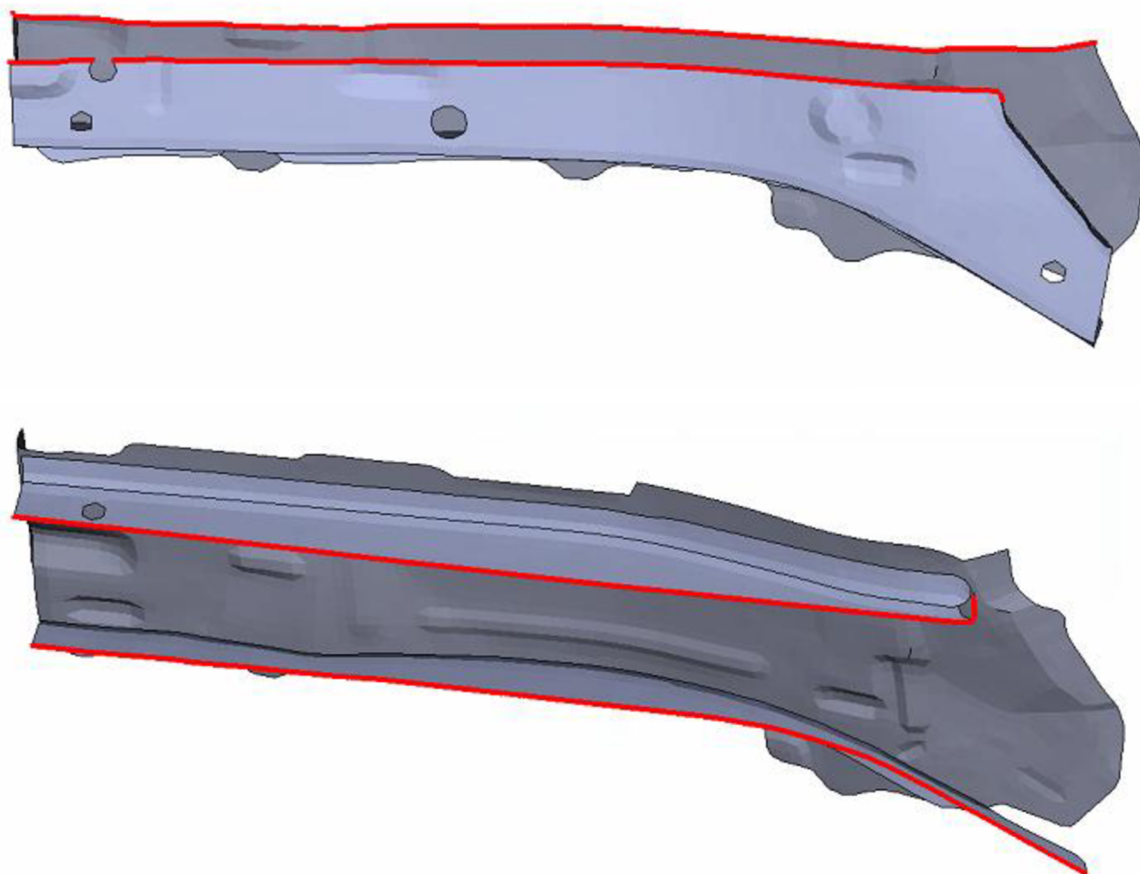
Obr. 11.11 Rozložení silových toků v modifikované variantě

Z grafů 11.7 a 11.8 lze pozorovat rozdílné chování podélníků. Originální varianta dosahuje vyšších hodnot, jelikož se podélník začíná vzpírat a klást větší odpor dokud se nezlomí. Oproti tomu modifikovaná varianta vykazuje konstantnější chování, které je zapříčiněno postupným skládáním podélníku.

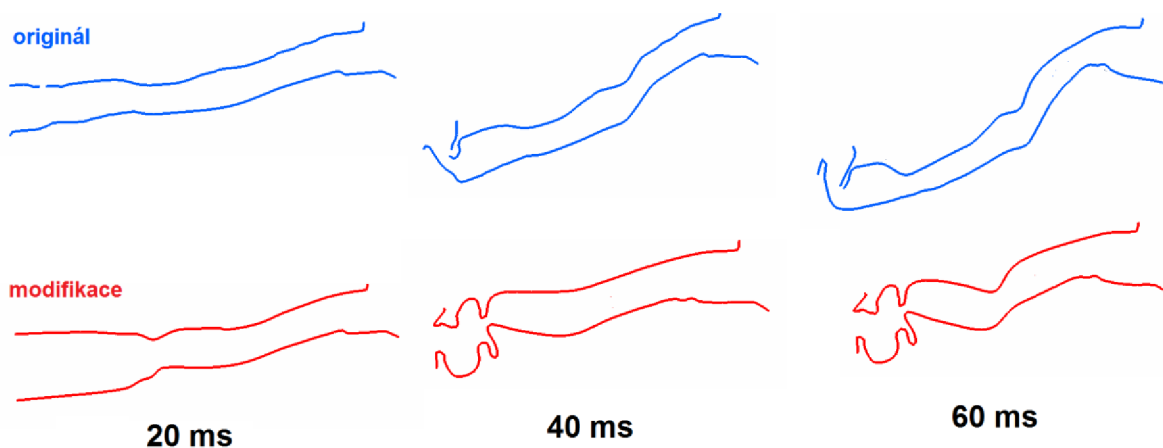
Celkově lze vidět enormní podíl podélníků na zastavení vozidla. Vliv okolních entit je zanedbatelný.

## 11.7 Boční a horní řezy podélníky

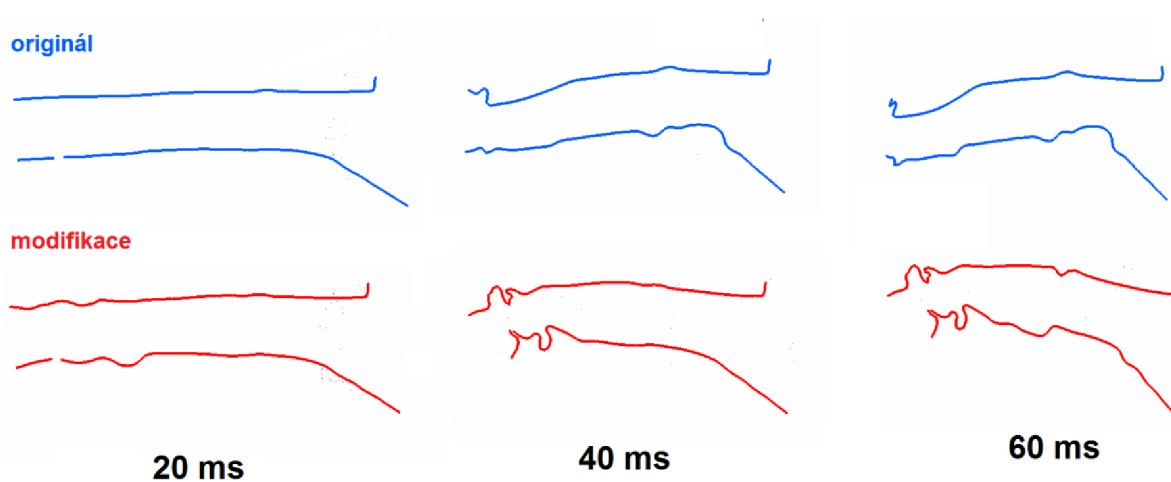
Zde uvidíme řezy napříč podélníky z bočního a horního pohledu v průběhu deformace dle obr. 11.12. Červená barva reprezentuje modifikovaný podélník a modrá ten originální.



Obr. 11.12 Řez z horního (nahore) a bočního (níže) pohledu

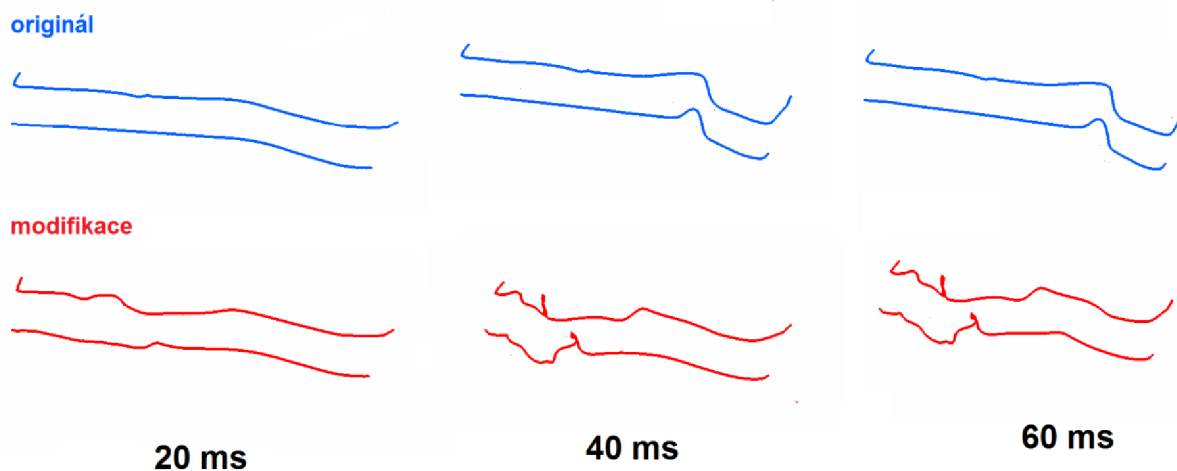


Obr. 11.13 Levý podélník z horního řezu

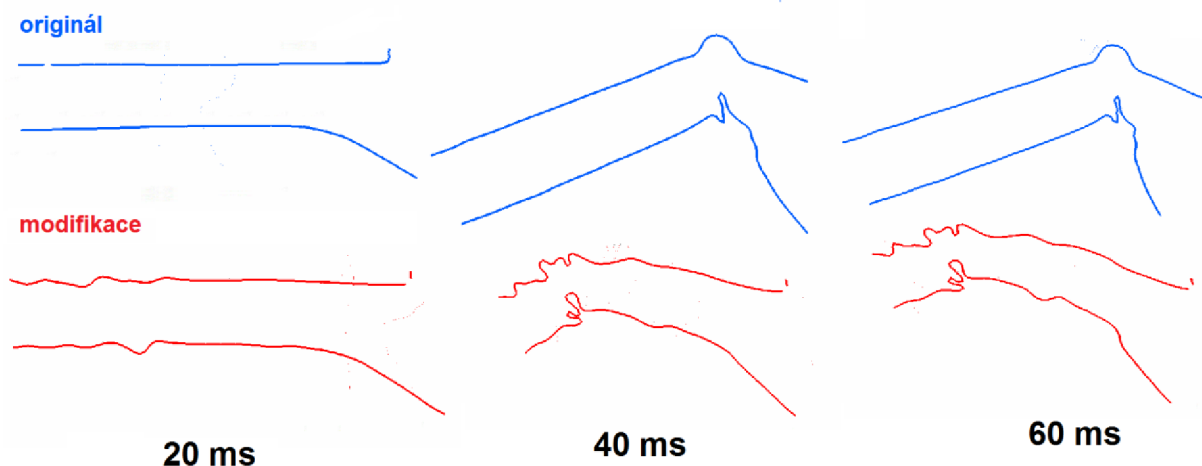


Obr. 11.14 Levý podélník z bočního řezu

Na originálním podélníku můžeme sledovat mírné vybočení do boku, což je nevhodné. U modifikovaného můžeme sledovat skládání od začátku podélníku.



Obr. 11.15 Pravý podélník z horního řezu

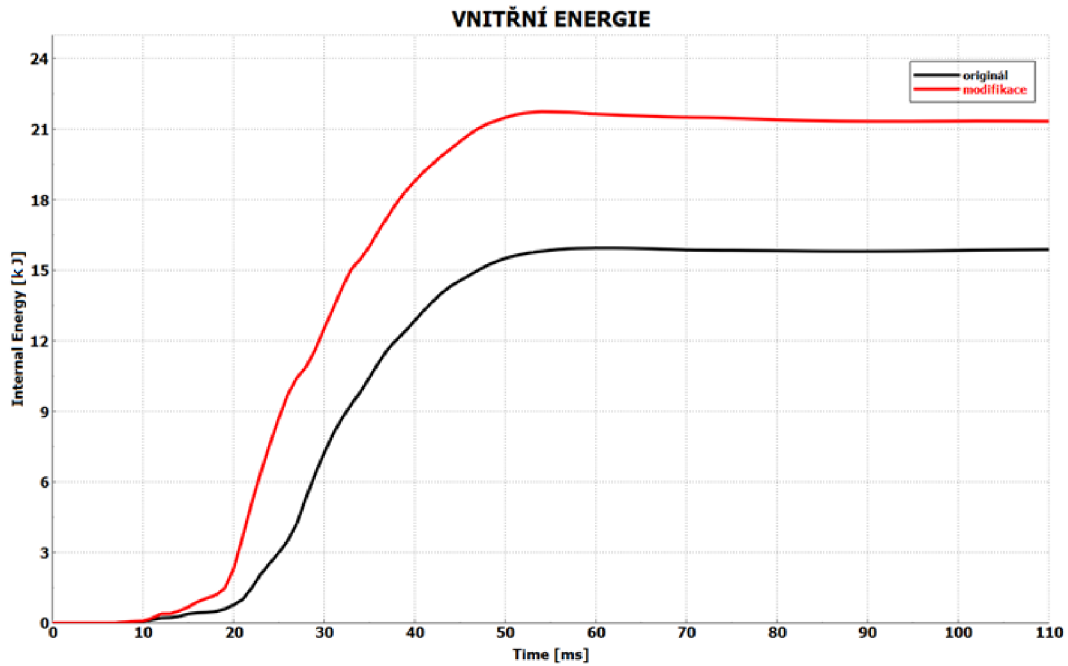


Obr. 11.16 Pravý podélník z bočního řezu

Na originální variantě lze sledovat vzepření podélníku a nedostatečné využití svých absorpčních schopností. U modifikované lze opět sledovat skládání od začátku podélníků.

## 11.8 Vnitřní energie podélníků

Hodnoty na grafu 11.13 jsou závislosti vnitřních energií na čase. Tyto hodnoty jsou sečteny z obou podélníků a vyjadřují, kolik tyto části absorbovali energie v průběhu nárazu.

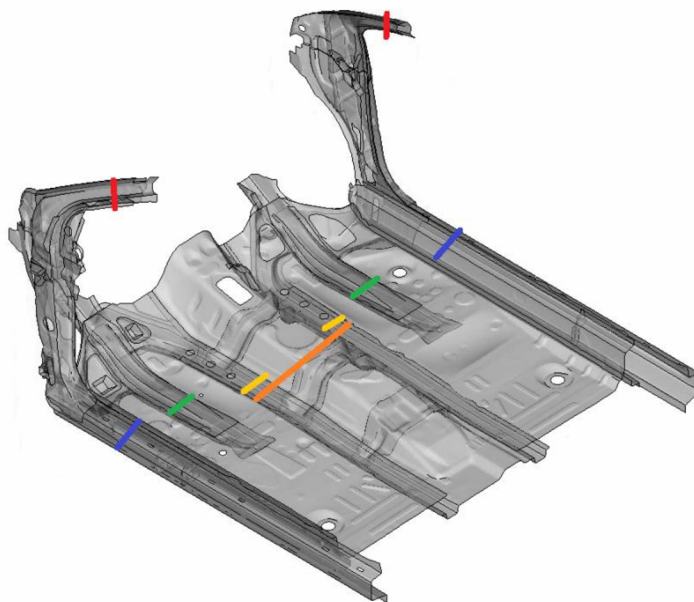


Obr. 11.17 Hodnoty vnitřních energií

Z grafu lze pozorovat, že modifikované podélníky přijmuly mnohem více počáteční kinetické energie a plní tedy mnohem lépe svou funkci.

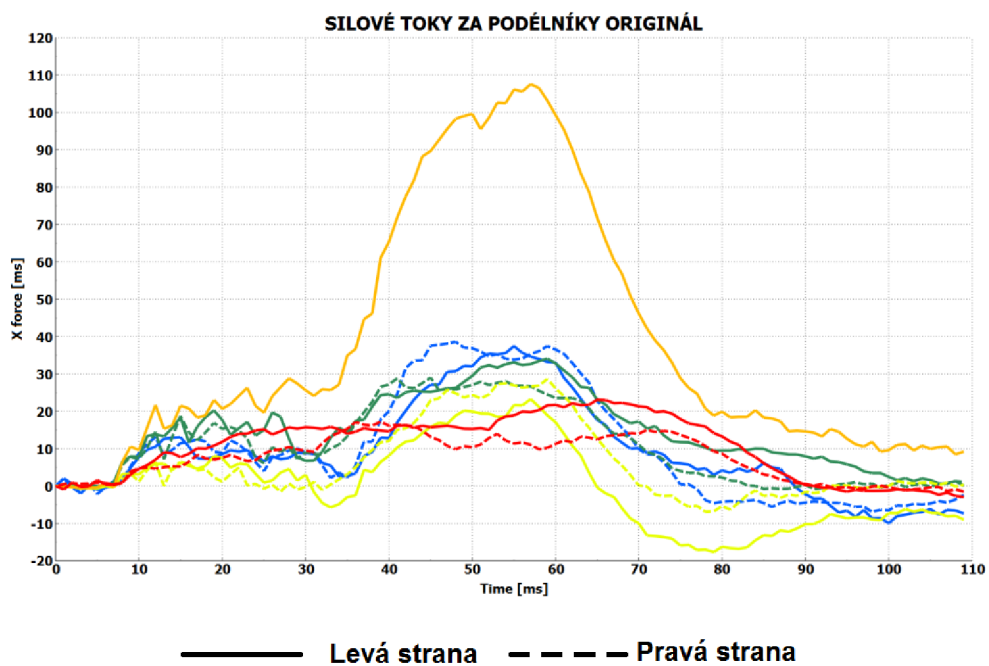
## 11.9 Silové rozvětvení za podélníky

Toto zobrazení nám dává přehled jaké je přerozdělení silových toků dále do struktury za podélníky.

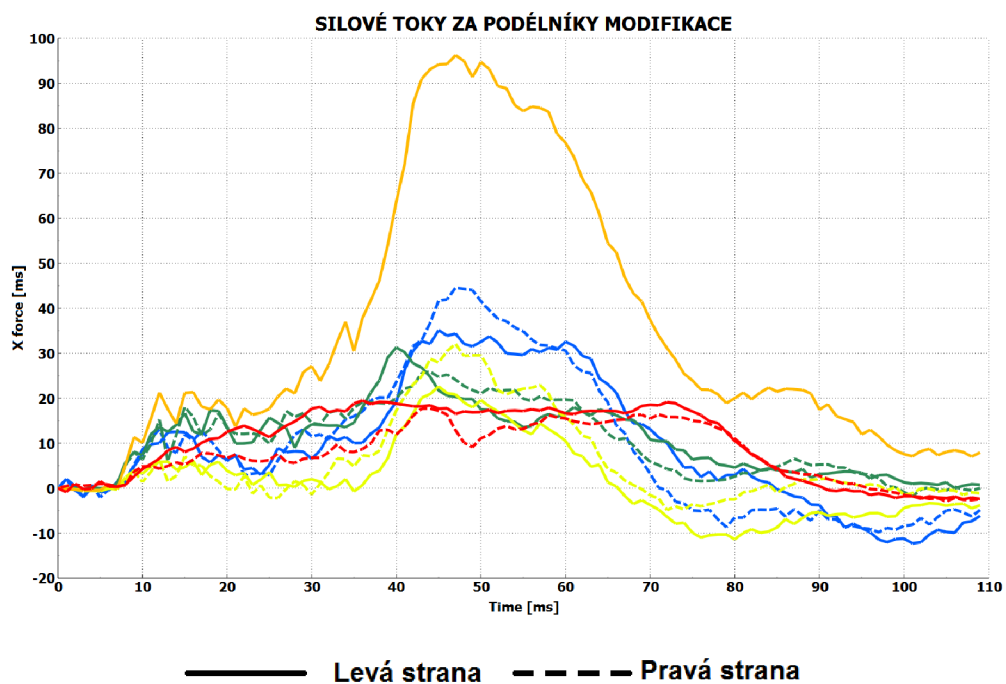


Obr. 11.18 Jednotlivé řezy na struktuře za podélníky





Obr. 11.19 Silové toky originální varianty



Obr. 11.20 Silové toky modifikované varianty

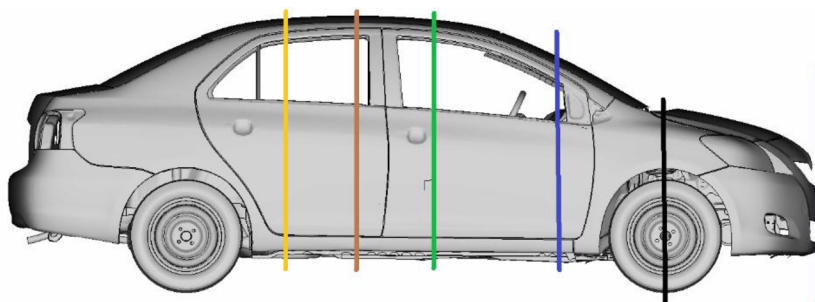
Řezy [kN]	originál		modifikace	
	levá	pravá	levá	pravá
Prah	37,45	38,61	35,13	44,56
Výztuha - podélník	34,07	29,01	31,28	28,88
Výztuha – tunel	23,26	28,65	22,63	32,04
Bumerang	23,12	17,25	19,49	17,72
Tunel	107,55		96,22	

Tab. 11.2 Maxima silových toků

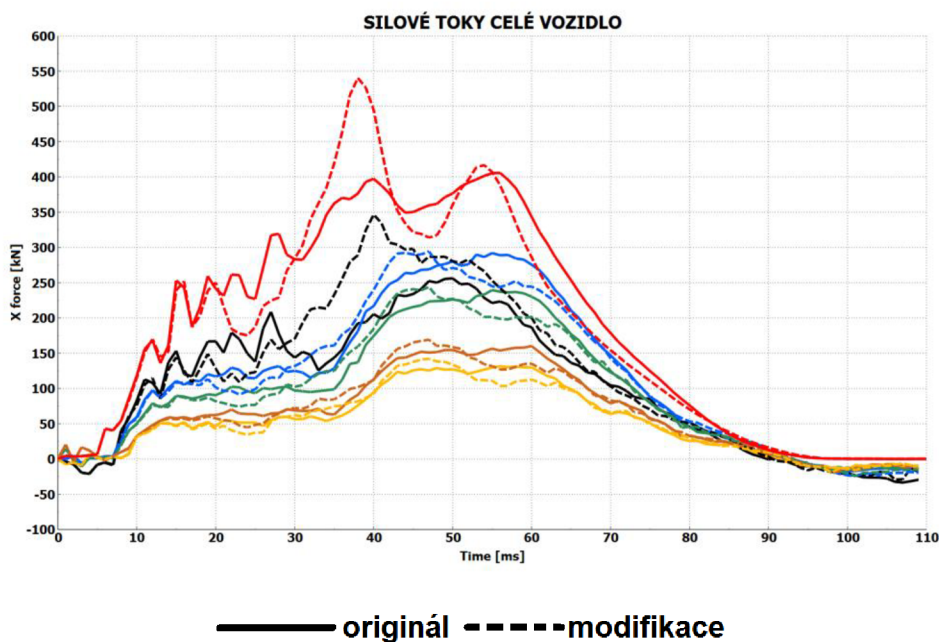
Z tabulky a grafů výše můžeme sledovat mírný pokles silových toků v modifikované variantě kromě pravého prahu. Nejvíce znatelný pokles je na tunelu což značí menší zatížení tím pádem i deformaci.

### 11.10 Silové toky v řezech celým vozidlem

Silové toky, které vykreslujeme přes celé vozidlo, nám dávají přehled, jak se rozvětvují dále do vozidla.



Obr. 11.21 Řezy skrz celé vozidlo

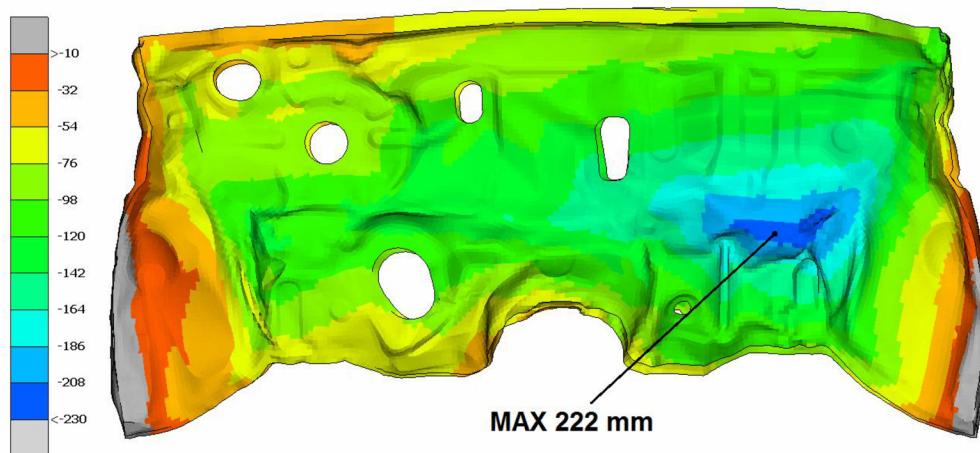


Obr. 11.22 Silové toky přes celé vozidlo

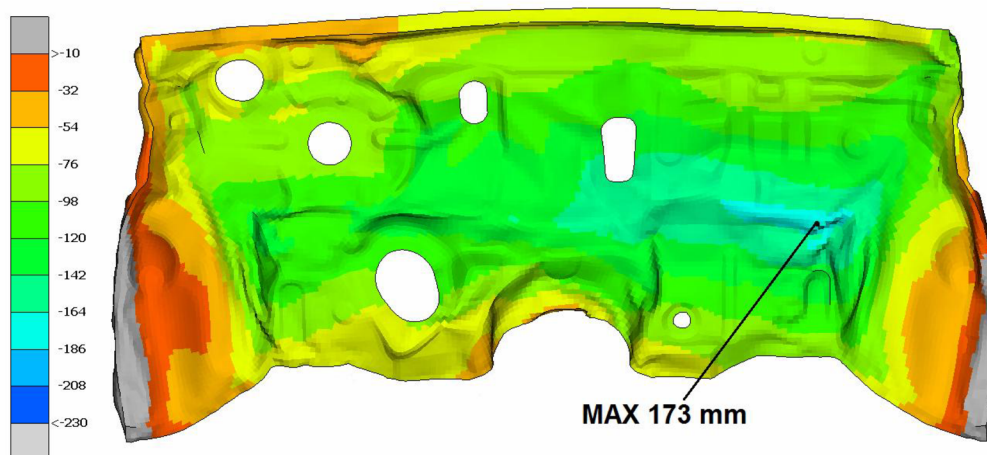
Silové toky, které sledujeme na obr. 11.22, jsou takové, jaké bychom očekávali. Celkové zatížení v řezech mezi A-B sloupkem a B-C sloupkem je srovnatelné. U modifikované varianty lze vidět, že i přestože vykazuje na bariéře větší silové zatížení, tak v modrém řezu jsou tyto toky už srovnatelné, což dokazuje správné naladění podélníků na pohlcení energie.

### 11.11 Intruze na montážní stěně

Samotné intruze na montážní stěně jsou nežádoucí a je potřeba je maximálně eliminovat.



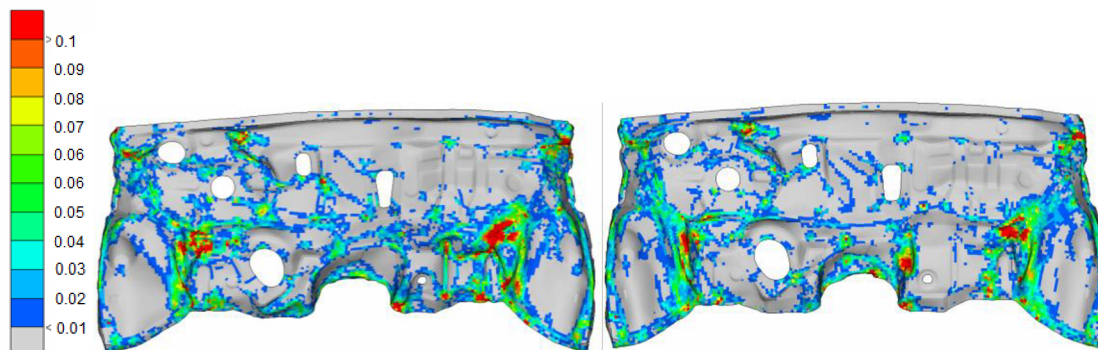
Obr. 11.23 Intruze na montážní stěně originální varianty



Obr. 11.24 Intruze na montážní stěně modifikované varianty

Intruze u modifikované varianty jsou nižší díky lepší schopnosti podélníků absorbovat nárazovou energii. Samozřejmě, že i hodnota těchto intruzí je za hranicí kritérií EuroNCAP. Pro dosažení akceptovatelných výsledků je potřeba mnohem více modifikací a nejenom na podélnících.

Zde ještě můžeme porovnat hodnoty plastických přetvoření.

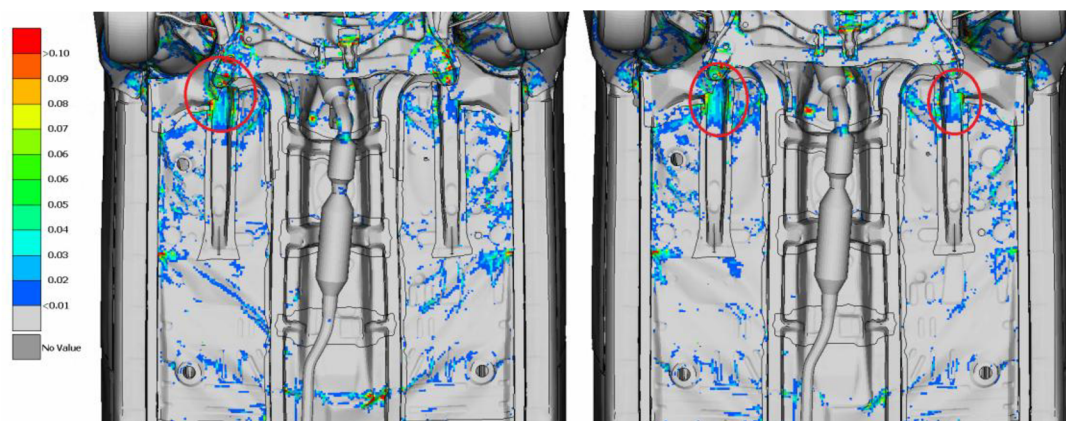


Obr. 11 25 Plastické přetvoření na montážní stěně originální (vlevo) a modifikované (vpravo) varianty

Na originální variantě vidíme celkově větší plastické přetvoření v místech zavedení levého i pravého podélníku. Celkově lze sledovat u modifikované varianty menší zatížení montážní stěny, které by mělo být co možná nejmenší.

## 11.12 Plastické přetvoření na podlaze

Toto srovnání nám ukáže, jak výrazně byla zatížena podlaha a její kritické přetížené místa.

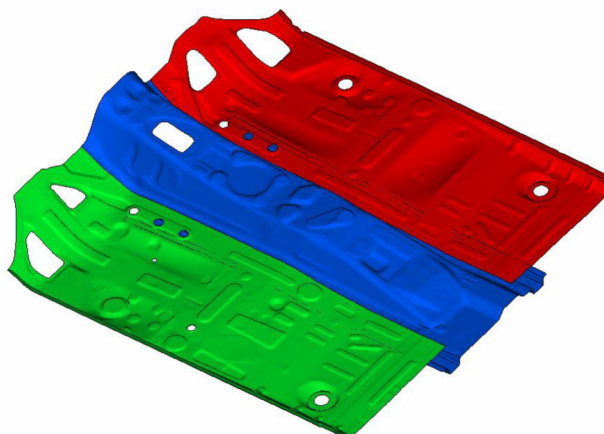


Obr. 11.26 Srovnání plastických přetvoření na podlahách originální (vlevo) a modifikované (vpravo) varianty

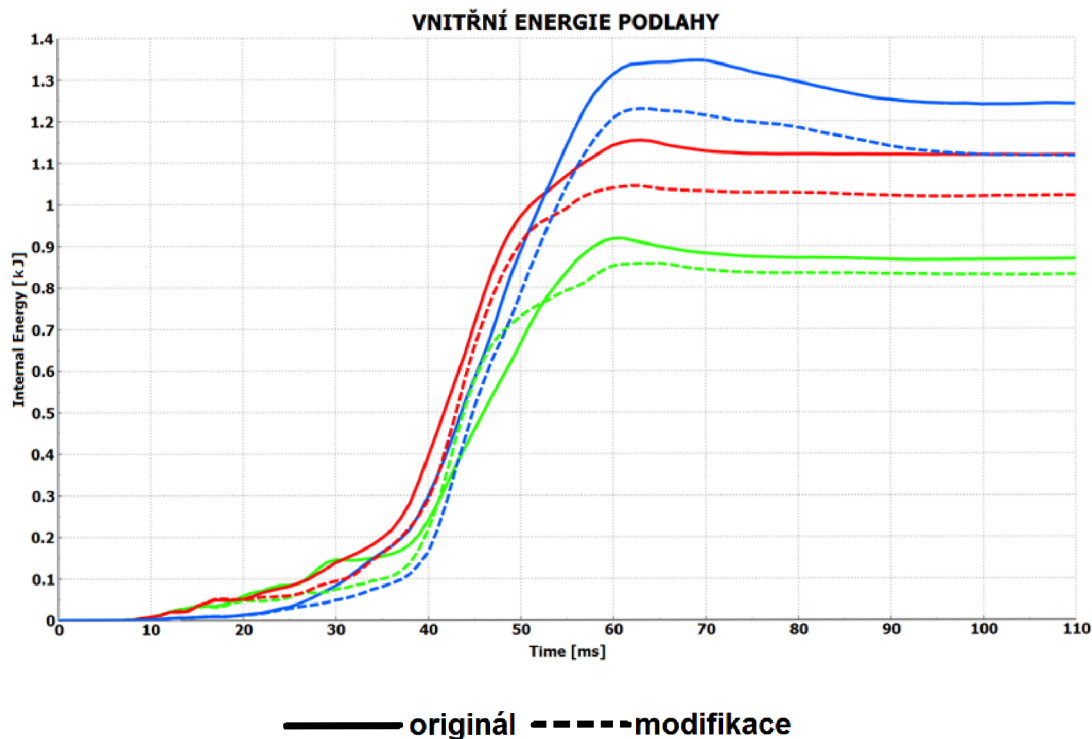
U obou variant je patrné, že kritické oblasti jsou v místech zavedení podélníků. U originální varianty je to patrnější na pravé straně, kde byly velké intruze i na montážní stěně.

### 11.13 Vnitřní energie na podlaze

Zde uvidíme, kolik která část podlahy absorbovala nárazové energie.



Obr. 11.27 Barevné rozdělení podlahy



Obr. 11.28 Vnitřní energie podlahy

Jak se dalo předpokládat, nejvíce energie pohltil tunel a poté pravá strana podlahy, což se očekávalo vzhledem k rozložení intruzí na montážní stěně.

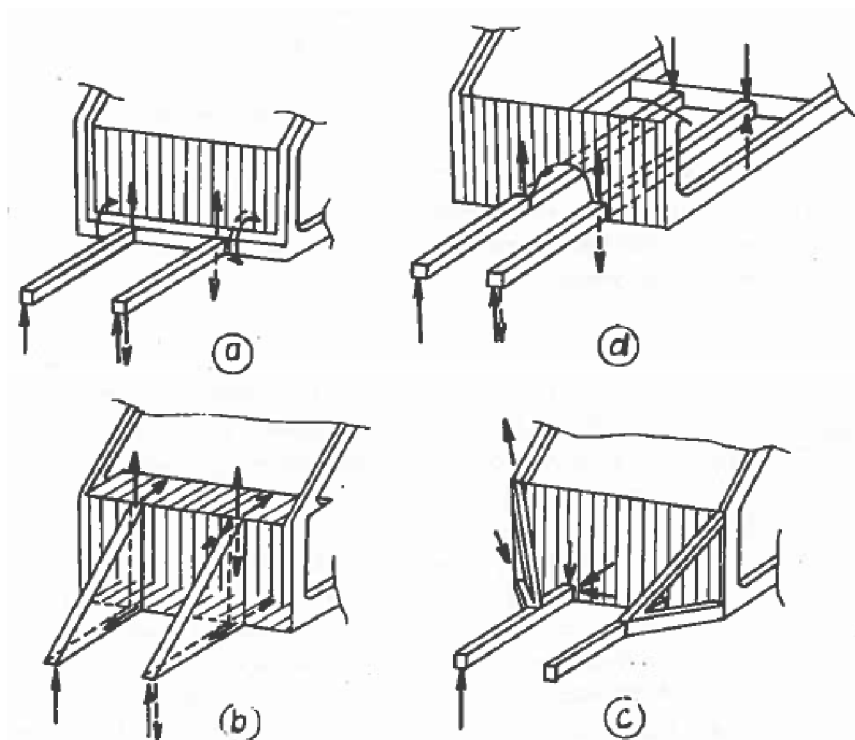
## 12. Závěr

Pro uvedení do problému byla na začátku práce popsána problematika nárazů osobních vozidel, teorie potřebná k výpočetní numerické simulaci, jako nelinearity a explicitní přístup k metodě konečných prvků. Poté byl vybrán nejvhodnější vůz k modifikaci podélníků, který byl zároveň dostatečně detailní. Z původních podélníků byla vytvořena zjednodušená varianta podélníku, na kterém byly provedeny srovnávací analýzy. Jako první bylo potřeba vybrat vhodný materiál z vysoko-pevnostní oceli. K dispozici byla materiálová databáze od švédské ocelářské firmy SSAB. Jako nejvhodnější k materiálové analýze byly vybrány 4 typy ocelí s různou mezí kluzu a mezí pevnosti. Výběr probíhal pomocí několika parametrů, kde se jako nejpodstatnější ukázala hodnota vykonané práce samotného podélníku. Byl vybrán materiál DOCOL 1200DP, který byl použit následně k výběru vhodných geometrických úprav. Mezi nepoužívanější geometrické úpravy, které se běžně objevují na podélnících, jsou prolisy a to ať už příčné nebo podélné. Na těchto úpravách byla provedena analýza, která ale vykazovala nevhodný charakter deformace. Dalším analyzovaným prvkem byl podélník typu cross section, který ale vykazoval obdobné chování jako podélné prolisy. Vhodný charakter deformace, tedy postupné skládání podélníku bylo dosaženo teprve při použití technologie tailored blanks, která využívá možnost spojení dvou a více rozdílných plechů a to ať už různými druhy materiálů nebo rozdílnou tloušťkou plechů. Problém, který se při využití technologie tailored blanks vyskytl, byl, že se nedostatečně využíval deformační člen, který je usazen před podélníkem. Tento problém byl vyřešen dostatečným naddimenzováním plechů podélníku. Jako poslední část ladění podélníku bylo srovnání variant s rozdílnými tloušťkami plechů. Jako parametry k výběru sloužily hlavně hodnoty vykonané práce, ale také vnitřních energií, impulsu síly, OLC a velikosti intruzí na montážní stěně. Na závěr bylo provedeno srovnání originální varianty s variantou, která vyšla jako nejvhodnější při závěrečné analýze. Toto komplexní srovnání dvou variant obsahovalo mnoho parametrů k analyzování od vykonaných prací, přes velikosti intruzí na montážních stěnách, až po sledované silové toky v celé struktuře.

Celkově se dá říct, že modifikovaná varianta vykazuje lepší výsledky. Hlavně podélníky začaly mnohem více plnit svou funkci. To se kladně projevilo na velikosti intruzí na montážní stěně a velikosti plastických deformací na podlaze, které je dáno menším silovým zatížením. Projevil se též nevhodný charakter deformace originální varianty, kde podélníky neúplně plnily svou úlohu. Vzpírání podélníků neabsorbuje tolik nárazové energie jako postupné skládání. Charakter deformace u modifikované varianty se ukázal jako více vhodný a podélníky přijaly mnohem více nárazové energie.

Jako doporučení v dalším a komplexnějším vývoji karosérie bych tyto modifikace analyzoval při odlišných typech nárazů jako např. čelní 40% offset ODB, small overlap (25% offset ODB) nebo boční náraz.

U ODB nárazů bych očekával mnohem větší intruze na montážní stěně, takže bych doporučil zaměřit se na lepší zavedení podélníků do střední části karosérie a lepší rozvedení silových toků do vozidla. Na obr. 12.1 je ukázáno několik variant, kde podle mého je nejvhodnější varianta c).



Obr. 12.1 Zavedení čelní části do střední [8]

Celkově bych uvažoval i o mnohem větším využití vysoko-pevnostních materiálů, které s sebou nesou značné snížení hmotnosti.

## Seznam použité literatury

[1] The Aluminium Automotive Manual: Applications – Car body –Body structures, 2013

[2] RYDLO, T. *Návrh deformačního členu pro simulaci pojišťovacího nárazu vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 123 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.

[3] HRUBÝ, J. *Deformačně napěťová analýza rázem zatížené přední části automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 135 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr. h. c.

[4] NEDĚLKA, P.: *Deformačně a napjatostní analýza nárazníkové části automobilu při rázovém zatěžování*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010 (77 stran). Vedoucí bakalářské práce prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr.h.c.

[5] KUČERA, J. *Normativní požadavky na činnost zádržných systémů vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2010. 86 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Tomáš Rochla.

[6] Bořkovec, J., Suchánek, M.: *Výpočtové modely tvárného porušování kovů v simulaci technologických procesů*. Závěrečná zpráva projektu FRVŠ 2842/2006/G1, ÚMTMB, prosinec 2006

[7] Dokumenty společnosti Evektor s.r.o.

[8] Apetaur, M., Hanke, M., Rost, M., Kejval, Z. - *Karosérie*. 2. vydání. Vydavatelství ČVUT, 1993. 150 str. ISBN 80-01-00955-6.

[9] Euro NCAP Online Documentation [online], 2010, [citováno 2011-02-15].

Dostupné z:

<<http://www.euroncap.com>>



---

## Seznam obrázků a grafů

- Obr. 4.1 Body on frame [1]
- Obr. 4.2 Monocoque [1]
- Obr. 5.1 Závislost přetížení na čase [2]
- Obr. 5.2 Konstrukce OLC [7]
- Obr. 5.3 Optimální deformační charakteristika [8]
- Obr. 5.4 Schéma deformace při čelním nárazu [8]
- Obr. 5.5 Přesouvání motoru pod vozidlo [8]
- Obr. 5.6 Procentuální rozložení typů nehod [1]
- Obr. 5.7 Přesazený čelní náraz [9]
- Obr. 5.8 Hodnocení přetížení figurín [9]
- Obr. 5.9 Boční náraz [9]
- Obr. 5.10 Náraz na kůl [9]
- Obr. 5.11 Pedestrian (Ochrana chodců) [9]
- Obr. 5.12 Hodnocení bezpečnosti přední části vozidla [9]
- Obr. 5.13 Figuríny při experimentu [9]
- Obr. 5.14 Whiplash [9]
- Obr. 5.15 Vyměnitelný deformační člen [9]
- Obr. 6.1 Rozložení výpočetního času [6]
- Obr. 6.2 Hourglassing [6]
- Obr. 8.1 FEM model vozidla
- Obr. 8.2 Rozdíl mezi penetrací a perforací [2]
- Obr. 8.3 Původní podélník
- Obr. 8.4 Zjednodušený podélník s prolisem pro iniciaci ztráty stability
- Obr. 8.5 Trend používání vysoko pevnostních ocelí [2]
- Obr. 9.1 Výpočetní model pro materiálový rozbor
- Obr. 9.2 Deformace v čase 1,4 ms
- Obr. 9.3 Konečná deformace v čase 5 ms
- Obr. 9.4 Závislost síly působící na bariéru vůči vykonané dráze
- Obr. 9.5 Závislost působící síly na čase
- Obr. 9.6 Odstupňované příčné prolisy
- Obr. 9.7 Předdefinované místa ztráty stability
- Obr. 9.8 1 prolis z obou stran

- Obr. 9.9 2 prolisy z obou stran
- Obr. 9.10 2 prolisy z obou stran s mezerou
- Obr. 9.11 Deformace v čase 4 ms
- Obr. 9.12 Deformace v čase 14 ms
- Obr. 9.13 Závislost síly působící na bariéru vůči vykonané dráze
- Obr. 9.14 Závislost působící síly na čase
- Obr. 9.15 Průřez „Cross section“
- Obr. 9.16 Deformace v čase 20 ms
- Obr. 9.17 Závislost působící síly na čase
- Obr. 9.18 Závislost síly působící na bariéru vůči vykonané dráze
- Obr. 9.19 Technologie tailored blanks na B-sloupku
- Obr. 10.1 Dva podélné prolisy s mezerou
- Obr. 10.2 Dva podélné a jeden příčný prolis
- Obr. 10.3 Deformace v čase 40 ms varianty 1. (vlevo) a 2. (vpravo)
- Obr. 10.4 Podélník typu cross section
- Obr. 10.5 Deformace v čase 40 ms
- Obr. 10.6 Kombinace cross section a tailored blanks
- Obr. 10.7 Deformace v čase 36 ms
- Obr. 10.8 Deformace v čase 15 ms (vlevo) a 32 ms (vpravo)
- Obr. 10.9 Finální geometrie podélníku
- Obr. 10.10 Umístění \*DATABASE\_CROSS\_SECTION\_PLANE
- Obr. 10.11 Umístění \*DATABASE\_HISTORY\_NODE pro OLC
- Obr. 10.12 Konečná deformace všech variant
- Obr. 10.13 Vnitřní energie z obou podélníků
- Obr. 10.13 OLC všech variant
- Obr. 10.14 Intruze na montážní stěně u varianty 5
- Obr. 11.1 Horní a boční pohled před nárazem
- Obr. 11.2 Původní varianta při konečné deformaci
- Obr. 11.3 Závislost síly na čase
- Obr. 11.4 Závislost síly na dráze
- Obr. 11.5 Rozdělení na deformační zóny
- Obr. 11.6 OLC
- Obr. 11.7 X akcelerace na tunelu

- Obr. 11.8 Kinetická, vnitřní a celková energie
- Obr. 11.9 Kontrolní řezy na okolních entitách
- Obr. 11.10 Rozložení silových toků v originální variantě
- Obr. 11.11 Rozložení silových toků v modifikované variantě
- Obr. 11.12 Řez z horního (nahore) a bočního (níže) pohledu
- Obr. 11.13 Levý podélník z horního řezu
- Obr. 11.14 Levý podélník z bočního řezu
- Obr. 11.15 Pravý podélník z horního řezu
- Obr. 11.16 Pravý podélník z bočního řezu
- Obr. 11.17 Hodnoty vnitřních energií
- Obr. 11.18 Jednotlivé řezy na struktuře za podélníky
- Obr. 11.19 Silové toky originální varianty
- Obr. 11.20 Silové toky modifikované varianty
- Obr. 11.21 Řezy skrz celé vozidlo
- Obr. 11.22 Silové toky přes celé vozidlo
- Obr. 11.23 Intruze na montážní stěně originální varianty
- Obr. 11.24 Intruze na montážní stěně modifikované varianty
- Obr. 11.25 Plastické přetvoření na montážní stěně originální (vlevo) a modifikované (vpravo) varianty
- Obr. 11.26 Srovnání plastických přetvoření na podlahách originální (vlevo) a modifikované (vpravo) varianty
- Obr. 11.27 Barevné rozdělení podlahy
- Obr. 11.28 Vnitřní energie podlahy
- Obr. 12.1 Zavedení čelní části do střední [8]

## Seznam tabulek

Tab. 8.1 Přehled materiálů [7]

Tab. 9.1 Srovnání materiálů

Tab. 9.2 Srovnání variant

Tab. 9.3 Srovnání hmotností

Tab. 9.4 Srovnání variant

Tab. 10.1 Přehled tloušťek

Tab. 10.2 Hodnoty prací v jednotlivých řezech

Tab. 10.3 Hodnoty impulsu síly v jednotlivých řezech

Tab. 10.4 Srovnání hodnot OLC

Tab. 10.5 Velikost intruzí na montážní stěně

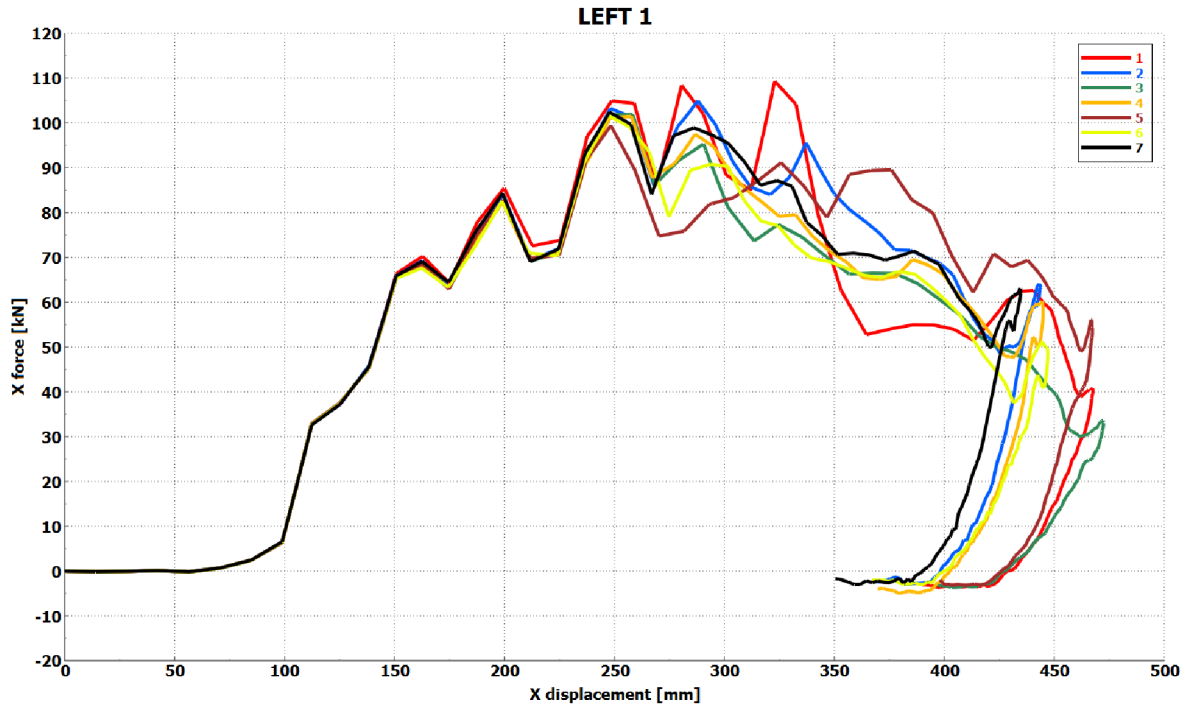
Tab. 11.1 Porovnání hodnot vykonaných prací

Tab. 11.2 Maxima silových toků

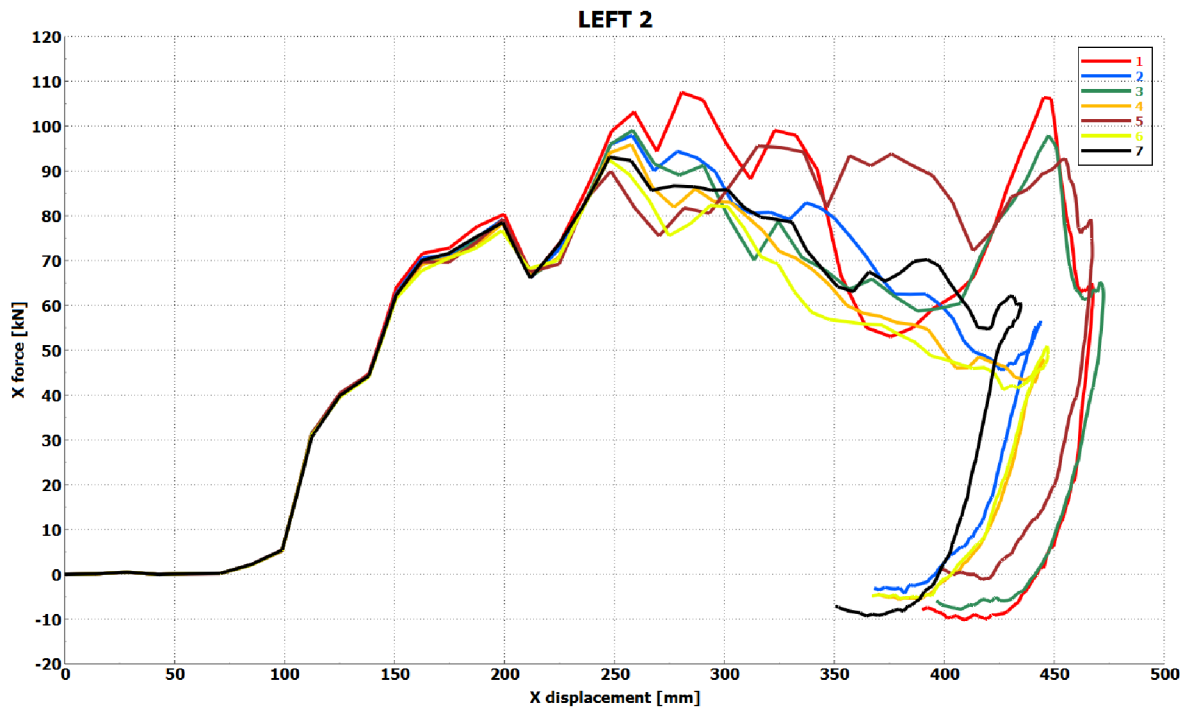
## Přílohy

Zde jsou zobrazeny závislosti síly na čase a síly na vykonané dráze podélníků z kapitoly 10.2.3.

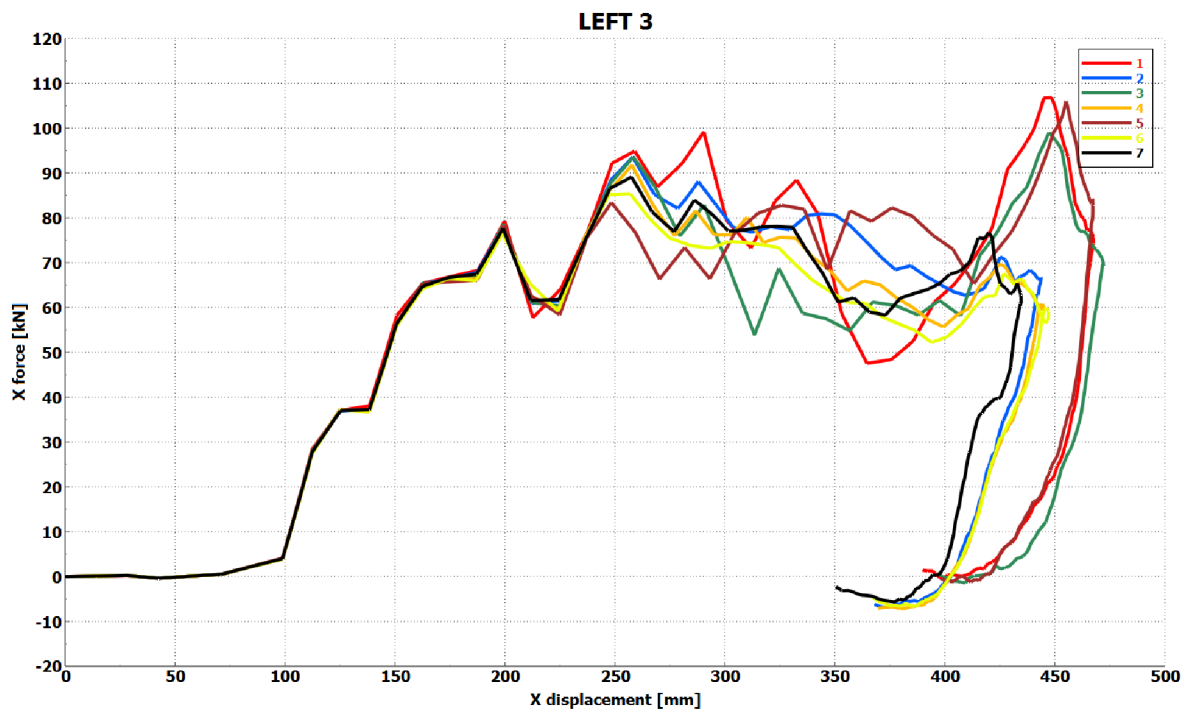
Příloha 1



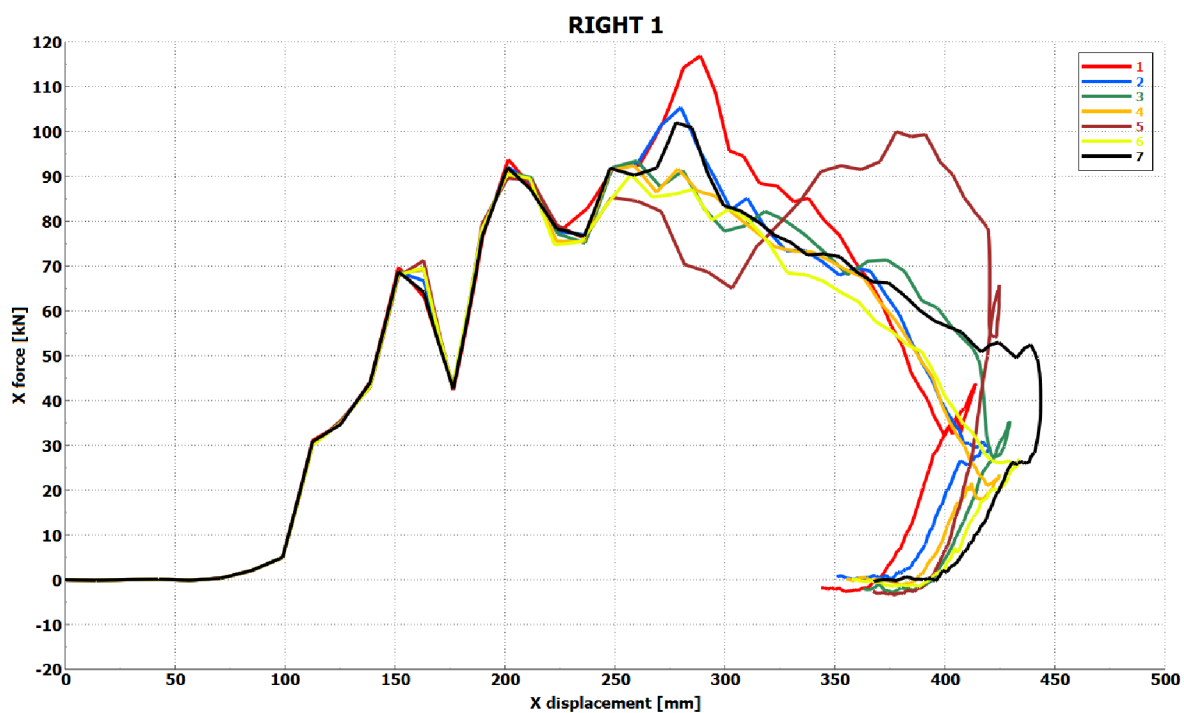
Příloha 2



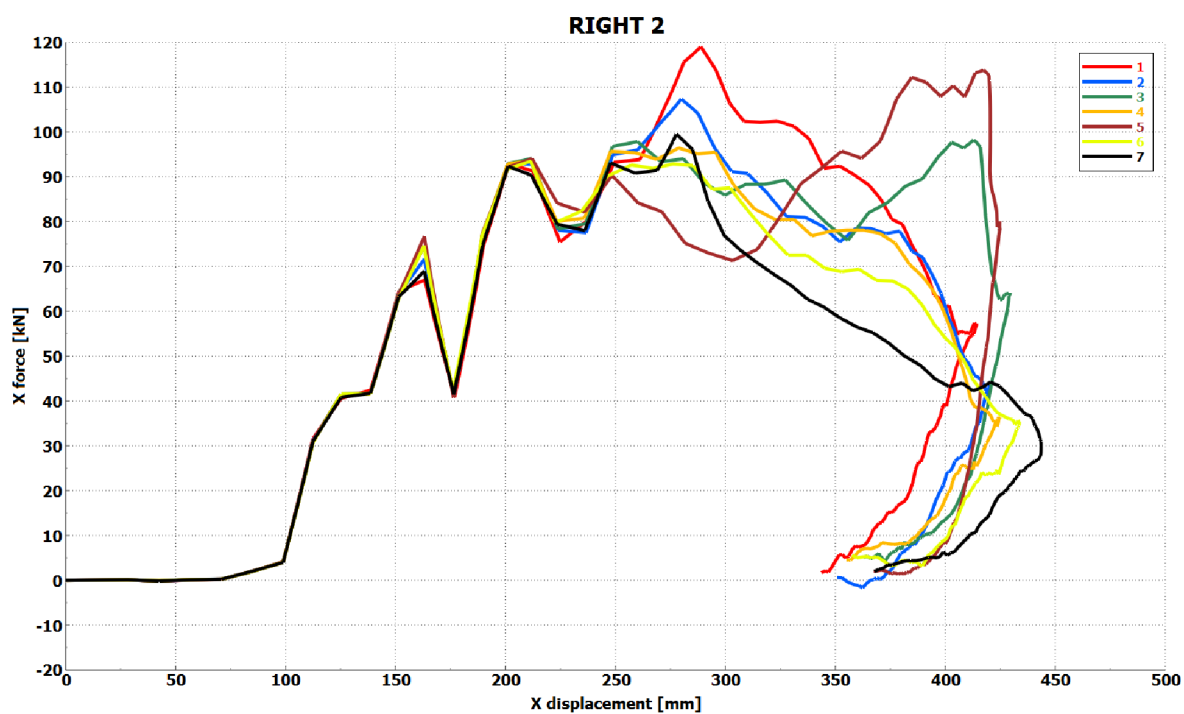
Příloha 3



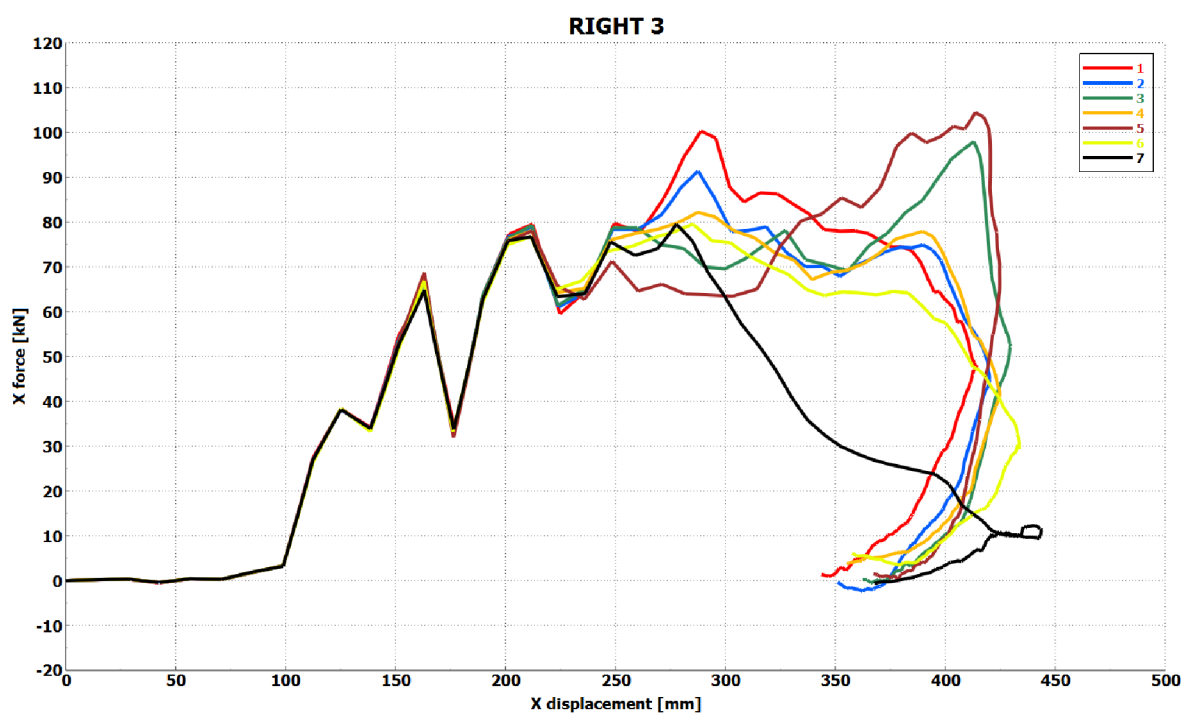
Příloha 4



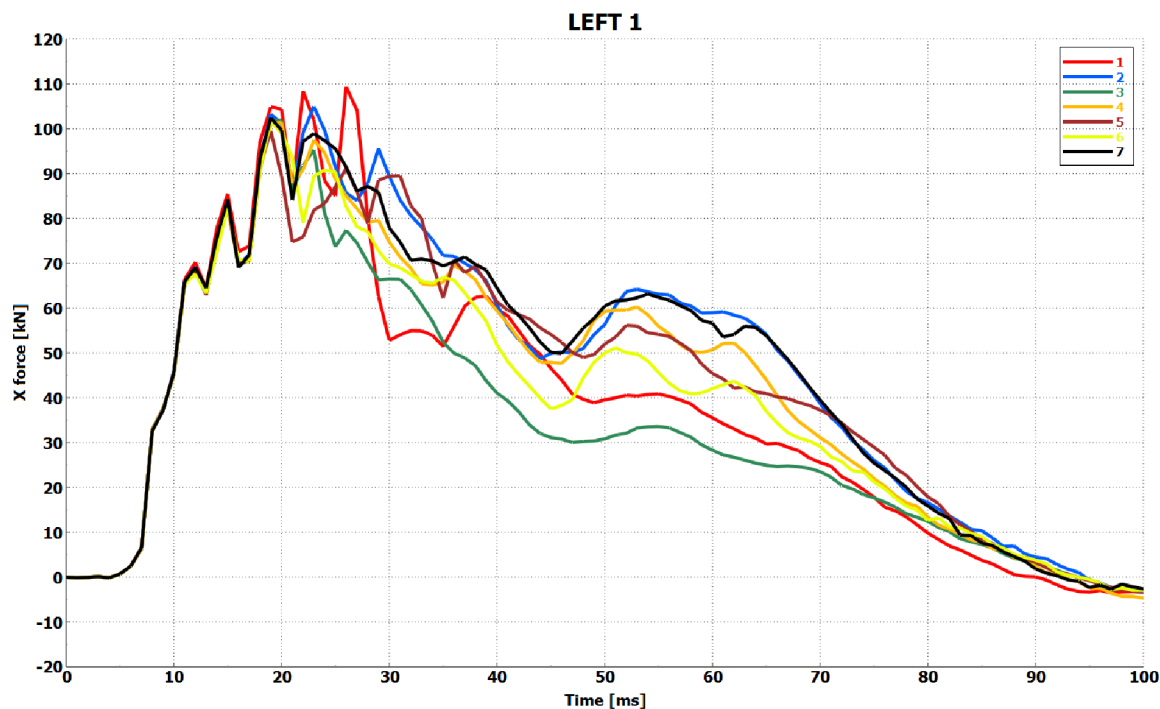
Příloha 5



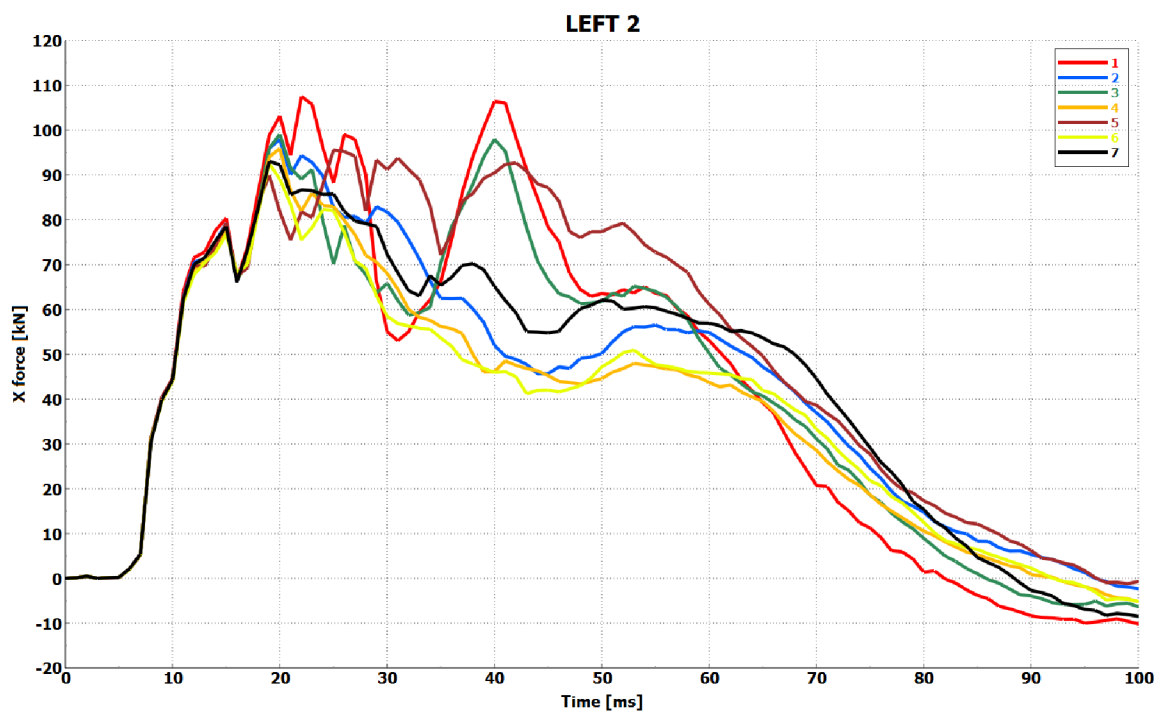
Příloha 6



Příloha 7

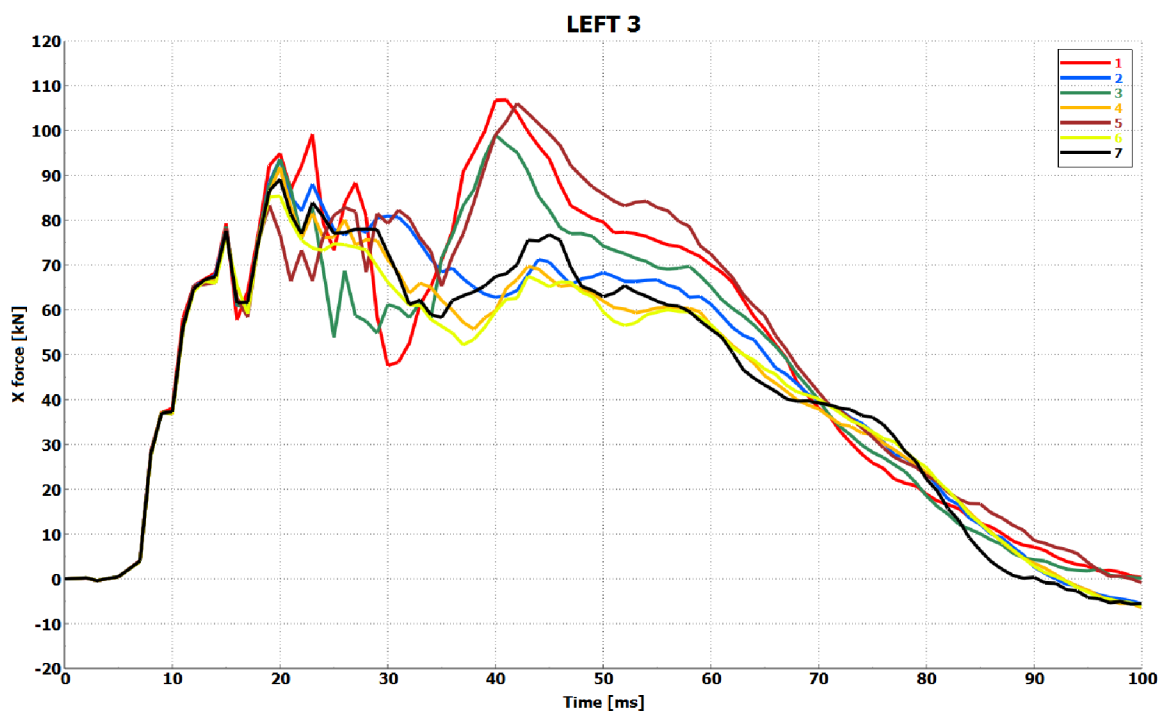


Příloha 8

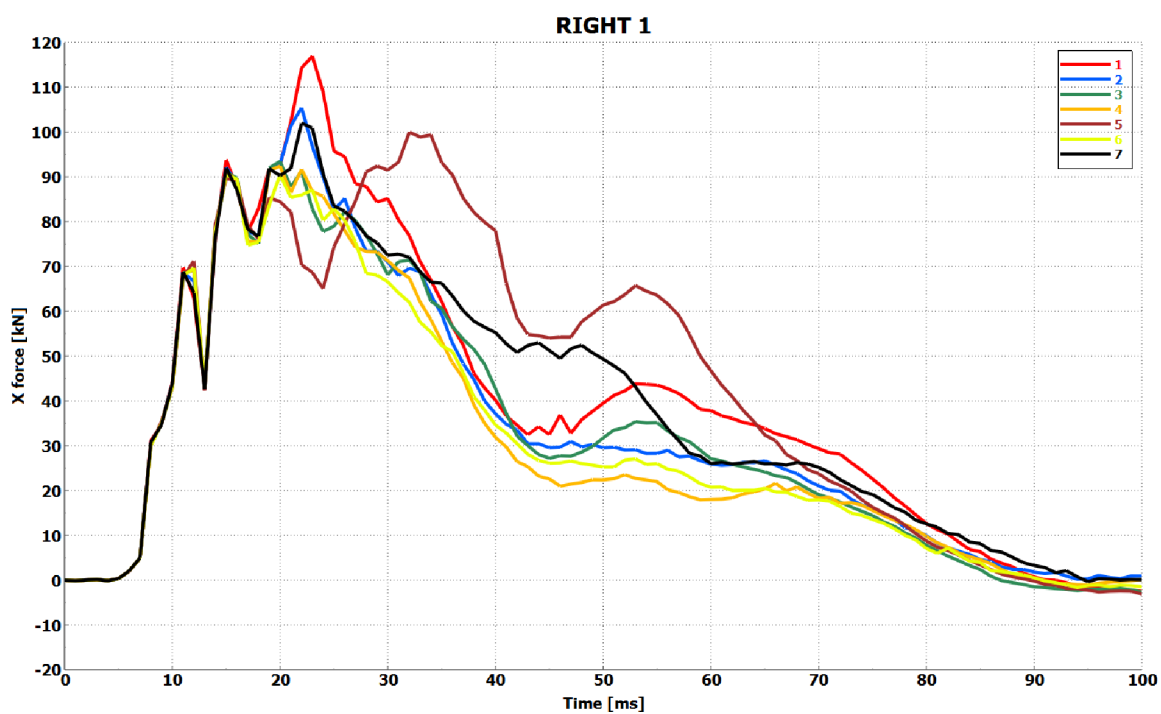




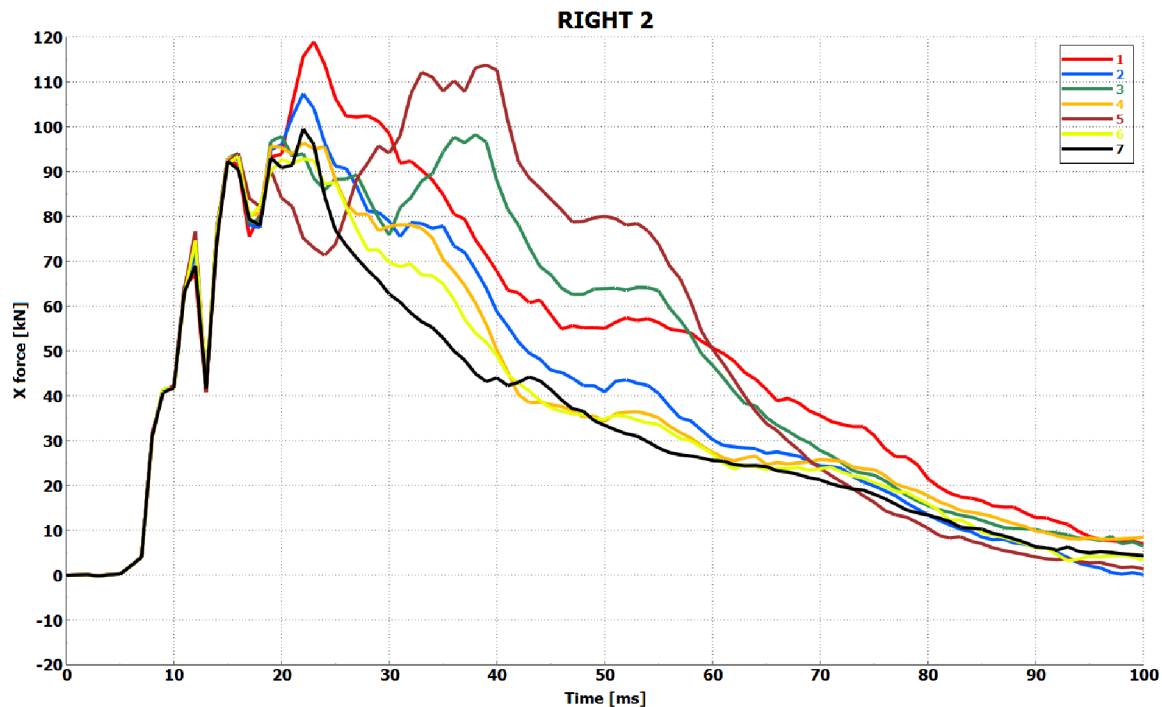
Příloha 9



Příloha 10



Příloha 11



Příloha 12

