



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS
AND BIOMECHANICS

DEFORMAČNÍ A NAPJATOSTNÍ ANALÝZA NÁRAZNÍKOVÉ ČÁSTI AUTOMOBILU PŘI RÁZOVÉM ZATĚŽOVÁNÍ

STRAIN AND STRESS ANALYSIS OF THE CAR BUFFER ZONE UNDER IMPACT LOADING

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. PAVEL NEDĚLKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. RNDr. Ing. JAN VRBKA, Dr.Sc., dr.h.c

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Pavel Nedělka

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Inženýrská mechanika a biomechanika (3901T041)**

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:

Deformační a napjatostní analýza nárazníkové částí automobilu při rázovém zatěžování

v anglickém jazyce:

Strain and stress analysis of the car buffer zone under impact loading

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výpočtová analýza napjatosti a deformace přední nárazníkové části závodního vozu při rázovém namáhání využitím explicitního přístupu metody konečných prvků (MKP) pomocí dostupného systému např. ANSYS. Tvorba adekvátního výpočtového modelu, výběr optimálních parametrů numerického řešení, posouzení přesnosti výpočtu atd.

Cíle diplomové práce:

Posouzení odolnosti přední nárazníkové části závodního vozu při rázovém namáhání využitím metody konečných prvků. Doporučení konstrukčních úprav případně záměny materiálu.

Seznam odborné literatury:

Ondráček, E., Vrbka, J., Janíček, P., Burša, J.: Mechanika těles. Pružnost a pevnost II. CERM, 2006
Madenci, E., Guven, I.: The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS. Springer, 2006
Vlk, F.: Dynamika motorových vozidel. Brno, 2003
Bradáč, A. a kol.: Soudní inženýrství. CERM, 1999

Vedoucí diplomové práce: prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr. h. c.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 15.11.2010

L.S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá výpočtovým modelováním deformačně-napěťových stavů přední deformační zóny závodního auta při podmínkách rázového zatížení užitím metody konečných prvků. Tento typ úlohy se řadí mezi rychlé dynamické děje, a proto byl použit řešič s explicitní formulací metody konečných prvků. Pro výpočet byl použit program LS-DYNA. Cílem práce je posouzení vlivu této deformační struktury na změnu kinetické energie vozu a množství pohlcené energie při čelním nárazu.

Abstract

The master thesis deals with a stress-strain analysis of the front crash structure of a race car by using the finite element method. The structure is loaded by an impact loading. This type of analysis belongs to the transient analysis so the explicit formulation of the finite element method is used. The LS-DYNA software was used for calculations. The goal of this thesis is to express the influence of the crash structure to the change of the car's kinetic energy as well as the amount of absorbed energy in case of frontal impact.

klíčová slova

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

key words

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

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

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci *Deformační a napjatostní analýza nárazníkové části automobilu při rázovém zatěžování* vypracoval samostatně pod vedením vedoucího práce pana prof. Jana Vrbky s použitím materiálů uvedených v seznamu literatury.

Pavel Nedělka

Děkuji svému vedoucím panu prof. Janu Vrbkovi za užitečné rady a připomínky nejen při vedení diplomové práce. Dále bych rád poděkoval Zuzce, rodičům a prarodičům za podporu při studiu i v životě. V neposlední řadě děkuji panu Ing. Martinu Plhalovi a Ing. Michalu Mališovi a závodnímu týmu MICHL MOTORSPORT za poskytnutí zajímavého tématu.

Pavel Nedělka

Věnováno babičce a dědečkovi

Obsah

1	Úvod	19
2	Problémová situace	20
3	Formulace problému	22
4	Formulace cílů	22
5	Popis řešené soustavy	24
5.1	Systém podstatných veličin	24
5.2	Výběr metody řešení	25
5.3	Volba hardwaru a softwaru	26
5.3.1	Software	26
5.3.2	Hardware	26
6	Bezpečnost vozidel	27
6.1	Aktivní bezpečnost	27
6.2	Pasivní bezpečnost	27
6.2.1	Biomechanické limity	28
7	Rešeršní studie za účelem prohloubení znalostí	30
7.1	Nelineární mechanika kontinua	30
7.2	Metoda konečných prvků v oblasti nelineární mechaniky	30
7.3	Program LS-DYNA	30
7.4	Výpočtové simulace nárazových zkoušek	30
8	Teoretické minimum	32
8.1	Nelineární mechanika kontinua	32
8.1.1	Tenzorové veličiny v nelineární mechanice kontinua	33
8.2	Metoda konečných prvků	34
8.2.1	Metoda konečných prvků v dynamice	34
8.2.2	Explicitní integrace pohybových rovnic	36
8.2.3	Velikost časového kroku	37
8.2.4	Hourglassing	38
8.3	Krátký popis programu LS-DYNA	39
9	Výpočtový model	40
9.1	Model geometrie	40
9.2	Model materiálu	42
9.2.1	Kompozitní materiál	42
9.2.2	Výpočet elastických konstant ortotropní laminy	46
9.2.3	Výpočet elastických konstant všesměrového kompozitu	47
9.2.4	Homogenizace kompozitního materiálu	47
9.2.5	Podmínky porušení modelu materiálu	49
9.3	Konečnoprvkový model	50
9.3.1	Dekomponované části	51
9.3.2	Použité prvky	52

9.3.3	Kontakty	53
9.3.4	Okrajové a počáteční podmínky	54
9.3.5	Výpočtový model - shrnutí	56
10	Analýza 1	57
10.1	Výsledky numerické analýzy 1	57
10.1.1	Deformace nárazníku	57
10.1.2	Změna kinetické energie	57
10.1.3	Změna velikosti rychlosti	57
10.1.4	Průběh zrychlení a velikost průměrného zrychlení	58
10.1.5	Dílčí komentář výsledků	64
11	Analýza 2	65
11.1	Výsledky numerické analýzy 2	65
11.1.1	Deformace nárazníku	65
11.1.2	Změna kinetické energie	66
11.1.3	Změna velikosti rychlosti	66
11.1.4	Průběh zrychlení a velikost průměrného zrychlení	66
11.1.5	Dílčí zhodnocení výsledků	72
12	Vyhodnocení výsledků	73
12.1	Hodnocení z pohledu mechaniky	73
12.2	Hodnocení z pohledu biomechaniky	73
13	Závěr	75

Seznam obrázků

1	Situace při nárazu	20
2	Model nárazu	20
3	Závislost zpoždění na maximální deformaci	22
4	Přední deformační zóna	24
5	WSU křivka [1]	29
6	Charakteristické rozměry skořepinových prvků	38
7	Geometrický model a reálný díl	40
8	Vytvoření střednicových ploch	41
9	Střednicové plochy modelu nárazníku	41
10	Vrstvy laminátu	43
11	Modely materiálu vlákna a matrice	44
12	Rozměry měřeného vzorku	44
13	Závislost objemového podílu biaxiální tkaniny na tloušťce	45
14	Schéma tahové zkoušky	48
15	Výsledky simulace tahové zkoušky	49
16	Navržený výpočtový model materiálu	50
17	Volná a mapovaná síť	51
18	Parametrické a neparametrické plochy	52
19	Tuhá deska	53
20	Symetrická okrajová podmínka	55
21	Výpočtový model	56
22	Průběh simulace, Analýza 1	58
23	Průběh deformace, Analýza 1	59
24	Deformace nárazníku $t = 0$ ms, Analýza 1	59
25	Deformace nárazníku $t = 10$ ms, Analýza 1	60
26	Deformace nárazníku $t = 20$ ms, Analýza 1	60
27	Deformace nárazníku $t = 30$ ms, Analýza 1	61
28	Deformace nárazníku $t = 40$ ms, Analýza 1	61
29	Deformace nárazníku $t = 50$ ms, Analýza 1	62
30	Změna kinetické energie, Analýza 1	62
31	Průběh rychlosti, Analýza 1	63
32	Průběh zrychlení, Analýza 1	63
33	Vymazané elementy, Analýza 1	64
34	Deformace nárazníku, Analýza 2	66
35	Průběh deformace, Analýza 2	67
36	Deformace nárazníku $t = 0$ ms, Analýza 2	67
37	Deformace nárazníku $t = 10$ ms, Analýza 2	68
38	Deformace nárazníku $t = 20$ ms, Analýza 2	68
39	Deformace nárazníku $t = 30$ ms, Analýza 2	69
40	Deformace nárazníku $t = 40$ ms, Analýza 2	69
41	Deformace nárazníku $t = 50$ ms, Analýza 2	70
42	Změna kinetické energie, Analýza 2	70
43	Průběh rychlosti, Analýza 2	71
44	Průběh zrychlení, Analýza 2	71
45	Vymazané elementy, Analýza 2	72
46	Závislost zrychlení na čase	74

Seznam tabulek

1	Parametry vozu Opel.Michl	24
2	Materiálové charakteristiky oceli S350J0	42
3	Vlastnosti složek výpočtového modelu kompozitu [3], [18]	43
4	Vztahy mezi objemovým podílem a tloušťkou vrstvy	45
5	Skladba laminátu	48
6	Výsledky tahové zkoušky	48
7	Okrajové podmínky	55
8	Použité jednotky SI	56
9	Materiálové charakteristiky slitiny EN AW 2024	65
10	Souřadnice křivky plasticity materiálu EN AW 2024	65
11	Výsledky analýz	73
12	Severity Index	74
13	Koeficienty polynomů	74

1 Úvod

Pasivní bezpečnost vozů je obecně v automobilech zajišťována především deformovatelnými strukturami, které primárně slouží k pohlcení kinetické energie vozu před nárazem. V minulosti těmito strukturami byly především konstrukce z oceli. V posledních letech se ovšem začaly objevovat i struktury z plastů, nebo různými vlákny vyztužených plastů (kompozity).

Diplomová práce se zabývá výpočtovým modelováním chování přední deformační zóny závodního auta při čelním nárazu do tuhé překážky. Deformační zóna patří mezi prvky pasivní bezpečnosti a jejím úkolem je pohlcení energie nárazu, zejména při čelním střetu. Tato přeměna však nemůže být libovolná a deformační struktury musí být navrženy tak, aby současně při přeměně energie nedocházelo k překročení biomechanických limitů lidského těla. Náraz vozu je dynamický děj, který trvá velice krátký časový okamžik. V současné době je možné výpočtově tyto úlohy řešit pouze numerickými metodami, mezi kterými si v technické praxi vydobyla dominantní postavení zejména metoda konečných prvků. Pro výpočet byl zvolen, vzhledem k dostupnosti, program LS-DYNA.

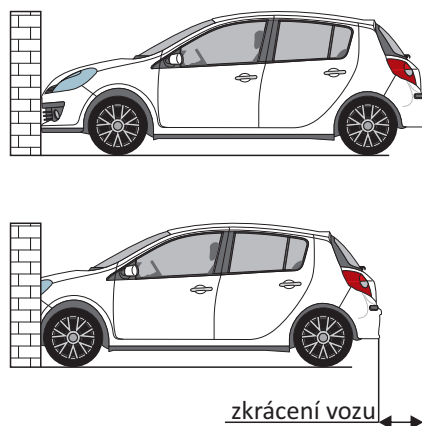
Nárazník je vyroben z kompozitního materiálu, který bylo nutné při tvorbě modelu materiálu značně zjednodušit, zejména proto že nebylo možné zjistit jeho přesné složení, strukturu, stejně tak jako materiálové vlastnosti jednotlivých složek. Z těchto důvodů byl model materiálu navržen na základě teorie dlouhovláknových a krátkovláknových kompozitů a zavedených zjednodušujících předpokladů. Součástí práce je také výpočtová analýza stejné konstrukce ovšem s jiným materiálem.

Práce je členěna do 13 kapitol. V kapitolách 2 až 5 je pojednáno o řešení úloze ve smyslu systémového přístupu. Jsou v nich definovány atributy systémového přístupu: problém, problémová situace, formulace cílů a systém podstatných veličin. Kapitola 6 obsahuje základní informace z problematiky bezpečnosti vozidel. Teoretický základ nelineární mechaniky stejně tak jako použité výpočtové metody je uveden v kapitole 8. V kapitole 9 je provedena rešeršní studie. Způsob tvorby výpočtového modelu je popsán v kapitole 9. Ve stejné kapitole je také popsán způsob nahrazení skutečného materiálu zjednodušeným materiálovým modelem. Práci uzavírají kapitoly 10, 11 a 12, ve kterých jsou prezentovány výsledky jednotlivých výpočtových analýz a jejich vyhodnocení.

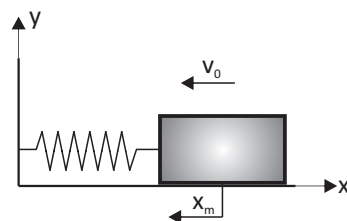
2 Problémová situace

Je-li řešená soustava ve stavu takovém kdy je pouze částí soustavy nadřazené a není důvod k tomu, aby se tento stav změnil, lze tento stav označit jako *standardní* situaci řešené soustavy. Dojde-li však k aktivaci soustavy, např. interakcí s okolím, může soustava začít na tuto interakci reagovat a přejít do situace *nestandardní*. Přejodem ze situace standardní do situace nestandardní vznikne na entitě *problémová situace*.

Řešenou soustavou je přední deformační zóna závodního automobilu. Tento prvek jako součást pasivní bezpečnosti slouží k pohlcení energie zejména při čelním nárazu [Obrázek 1] a přispívá tak k ochraně posádky.



Obrázek 1: Situace při nárazu



Obrázek 2: Model nárazu

Analyzujeme nyní situaci, ke které dochází při nárazu automobilu na pevnou stěnu. Začátek nárazu položíme roven času $t_0 = 0$. Podle zákona akce a reakce začne v tomto okamžiku působit síla F orientována proti směru pohybu automobilu. Velikost této síly je s využitím 2. Newtonova pohybového zákona vyjádřena jako

$$F = -ma = -m\ddot{x}_m. \quad (2.1)$$

Použijeme jednoduchý dynamický model nárazu [Obrázek 2]. Předpokládejme, že velikost této síly je přímo úměrná velikosti stlačení pružiny Δx o tuhosti k , tedy že závisí na konstrukčním uspořádání prvků v přední části vozu. Můžeme pro velikost síly psát

$$F = k\Delta x. \quad (2.2)$$

Pohybovou rovnici této soustavy dostáváme kombinací rovnic (2.1) a (2.2)

$$m\ddot{x}_m + kx = 0. \quad (2.3)$$

Dále předpokládejme, že dochází k nepružnému rázu. Těleso má v čase t_0 kinetickou energii

$$E_{k0} = \frac{1}{2}mv_0^2, \quad (2.4)$$

, kde v_0 je rychlost tělesa. Tato energie se v čase $t > 0$ mění na deformační energii nutnou ke stlačení pružiny o hodnotu Δx

$$E_p = \frac{1}{2}k\Delta x^2. \quad (2.5)$$

Protože dochází k nepružnému rázu veškerá kinetická energie se přemění na deformační energii pružiny, tedy $E_{k0} = E_p$ nebo také

$$\frac{1}{2}mv_0^2 = \frac{1}{2}k\Delta x. \quad (2.6)$$

Při změně počáteční rychlosti v_0 na konečnou rychlost $v = 0$ je posádka vystavena zápornému zrychlení a . Lidské tělo je schopno odolávat bez závažného poškození pouze jisté míře tohoto zpoždění. Kritické hodnoty se stanovují výzkumem dopravních nehod. Z těchto dat se pak stanovují tabulky a křivky pro míru poškození lidského těla např. AIS¹[1]. Označme maximální zrychlení lidského těla jako a_{max} . Touto hodnotou může být např. kritické zpoždění hlavy $a_{max} = 80g$ po dobu 3 ms.

Další důležitou veličinou je maximální stlačení přední části automobilu Δx_{max} , tedy délka deformační zóny, jinými slovy nejvyšší přípustná míra deformace. Na této délce by se měla přeměnit převážná část kinetické energie, kterou má vozidlo před nárazem, v energii deformační.

Pomocí rovnic (2.1) až (2.6) provedeme několik triviálních úprav.

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}mv_0^2 &= \frac{1}{2}kx^2 &\Rightarrow x &= v_0\sqrt{\frac{m}{k}} \\ ma_{max} &= kx &\Rightarrow k &= \frac{a_{max}m}{x} \\ & &x &= \frac{v_0^2}{a_{max}} \end{aligned} \quad (2.7)$$

Z rovnice (2.7) lze určit

- deformaci vozu pro kritickou hodnotu a_{max}

$$x = \frac{v_0^2}{a_{max}}$$

- zpoždění vozu pro maximální povolenou deformaci x_{max}

$$a = \frac{v_0^2}{x_{max}}$$

Jelikož je známa maximální možná velikost deformace, je dána velikostí deformační zóny, zbývá určit zpoždění vozu, kterému je vystavena posádka automobilu při této srážce. Obrázek 3 znázorňuje závislost velikosti zrychlení (zpoždění) na maximální deformaci vozu pro různé počáteční rychlosti.

S pomocí výše uvedeného textu definujeme následující pojmy:

- *standardní situace*

Nárazník je připevněn k rámu vozu, nedochází na něm k procesům, které by vedly k jeho aktivaci. Nic nenasvědčuje tomu, že by se tento stav měl změnit, tedy hodnoty stavových veličin (deformace, napětí, přetvoření, hmotnost, zrychlení, ...) jsou nulové, nebo se nemění.

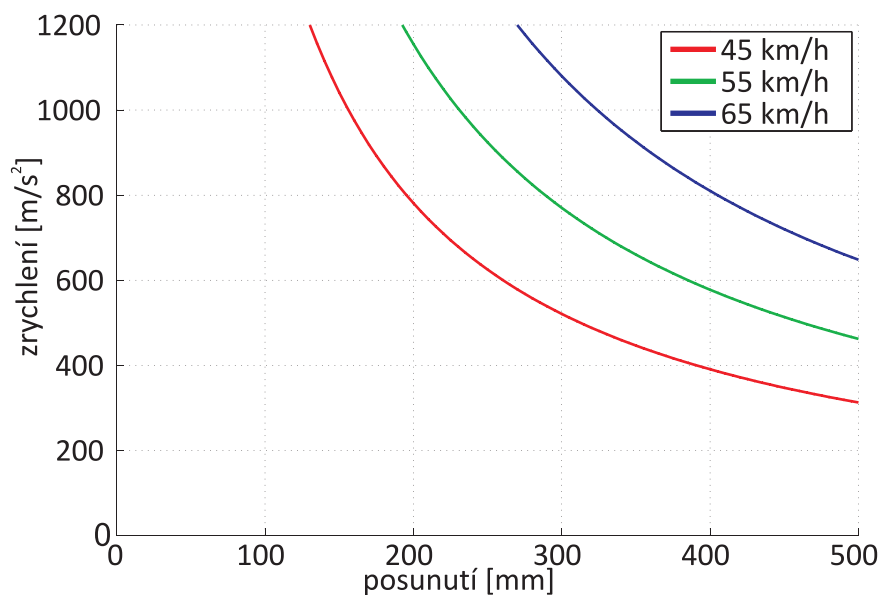
¹Abbreviated Injury Scale

- *nestandardní situace*

Došlo k takové situaci, která způsobila aktivaci nárazníku. Vůz narazil do bariéry, deformační zóna se dostává do kontaktu s bariérou. Tato srážka vyvolá nárůst síly, která mění hodnoty deformace a napětí.

- *problémová situace*

Změnou stavových veličin z přípustných hodnot do oblasti hodnot nepřipustných nastala na nárazníku problémová situace.



Obrázek 3: Závislost zpoždění na maximální deformaci

3 Formulace problému

Riziko zranění posádky uvnitř vozu při nárazu do tuhé překážky závisí na několika faktorech. Jedním z nich jsou hodnoty zrychlení (zpomalení), kterému je lidské tělo vystaveno při náhlé rychlé změně rychlosti. Deformační zóna má za úkol pohltit energii nárazu, zvýšit dobu jeho trvání a snížit zpomalení kabiny resp. přetížení lidského organismu. Problém formulujeme následovně:

Deformačně-napěťová analýza přední deformační zóny závodního vozu při čelním nárazu do tuhé bariéry.

4 Formulace cílů

Formulace cílů vyplývá z výše uvedeného textu:

- vytvoření výpočtového modelu zahrnující
 - model geometrie

- model materiálu
 - model zatížení a vazeb
- provést deformačně-napěťovou analýzu
- zhodnotit vliv této soustavy na pasivní bezpečnost vozu, zejména vliv na zpomalení vozu
- případně navrhnout úpravy konstrukce.

5 Popis řešené soustavy

Řešenou soustavou je přední deformační zóna [Obrázek4] auta Opel.Michl závodního týmu MICHL MOTORSPORT. Vůz byl vytvořen pro závodní účely tohoto týmu. Vznikl z automobilu Opel Speedster ze kterého bylo ponecháno šasi a kolem něj byl postaven závodní vůz. Šasi je lehká lepená hliníková konstrukce, váží zhruba 68 kg a jak uvádí výrobce² má vysokou torzní tuhost. K šasi je přilepena přední deformační zóna³ zajišťující odolnost proti čelnímu nárazu. Základní parametry vozu jsou uvedeny v Tabulce 1.

motor	2,8i, 20V
výkon motoru	213kW
hmotnost	≈ 700 kg
šasi	lepený hliníkový skelet

Tabulka 1: Parametry vozu Opel.Michl

Nárazník je jedním z prvků pasivní bezpečnosti, které mají za úkol zajistit maximální možnou míru bezpečnosti pro posádku v případě havárie. Nárazník sestává z vrchního a spodního dílu. Spojení obou částí, stejně tak jako připevnění ke skeletu vozidla, je realizováno lepeným spojem. Z komunikace s pracovníkem britské firmy Lotus Engineering, která je výrobcem, vyplynulo, že oba díly jsou ze sklolaminátové konstrukce vyrobeny metodou RTM⁴. Tato informace byla jednou z mála, kterou byl výrobce ochoten poskytnout.



Obrázek 4: Přední deformační zóna

5.1 Systém podstatných veličin

Při řešení určitého problému řešitel vědomě či nevědomě rozhoduje o tom, co s problémem souvisí a co je pro daný problém důležité, tedy podstatné. Systémový přístup tuto část řešení problému označuje jako *Vytváření systému podstatných veličin*[4]. Jinými slovy realizace vztahů mezi subjektem S a objektem Ω na kterém je definován systém $\sum(\Omega)$.

²Lotus Cars

³V dalším textu nahradíme toto sousloví slovem nárazník

⁴RTM z angl. Resin Transfer Moulding

Pro řešení problém byl definován následující Systém podstatných veličin:

- Podmnožina **S0**
Nárazník je podsoustavou soustavy závodního vozu. Okolí objektu je šasi automobilu a jeho karoserie.
- Podmnožina **S1**
Nárazník je trojrozměrný objekt sestávající ze dvou dílů. Tyto díly jsou spojeny lepeným spojem. Uspořádání v prostoru je dáno rozměry a konstrukcí jednotlivých dílů.
- Podmnožina **S2**
Lepený spoj mezi nárazníkem a šasim vozu.
- Podmnožina **S3**
Nárazem do tuhé překážky vzniká vazebná síla a dojde k aktivaci nárazníku. Tato síla je ovlivněna zejména rychlostí nárazu a tuhostí soustavy.
- Podmnožina **S4**
Tato podmnožina je prázdná.
- Podmnožina **S5**
Nárazník je lehká sklolaminátová tenkostěnná konstrukce s tloušťkou stěny t .
- Podmnožina **S6**
Strukturní změny nejsou pro daný typ úlohy podstatné, tato podmnožina je opět prázdná.
- Podmnožina **S7**
Vnější projevem působení síly je deformace soustavy a s ní spojen vznik napětových stavů.
- Podmnožina **S8**
V závislosti na deformaci roste velikost deformační energie při současném snižování kinetické energie. Pokles kinetické energie vyvolá změnu rychlosti a nárůst zrychlení, resp. zpomalení.

5.2 Výběr metody řešení

K řešení problému byl zvolen tzv. *nepřímý způsob*. Pro tento způsob řešení, známý též jako *modelování*, je nutné vytvořit modelový objekt a na tomto objektu problém vyřešit. Z různých typů modelování se jako nejvhodnější jeví použít *modelování výpočtové*.

Nárazník je soustava s poměrně složitou geometrií, a proto je zcela zbytečné snažit se řešit problém analyticky. Vzhledem k dostupnosti softwarového a hardwarového byl vybrán *numerický způsob řešení*. Soustava byla řešena metodou konečných prvků v programu LS-DYNA.

5.3 Volba hardwaru a softwaru

5.3.1 Software

Pro vytvoření výpočtového modelu geometrie byl zvolen program CATIA V5 R17. Původním záměrem bylo vytvořit konečnoprvkovou síť a provést nastavení úlohy v programu ANSYS. Problémy s převodem a omezené možnosti pro úpravou geometrického modelu v tomto programu nakonec vedly ke změně programu. Druhá volba padla na program MSC.Patran. Tento program nabízí uživateli širokou škálu možností ve fázi tzv. *pre-processingu*. Pro samotný výpočet byl zvolen program LS-DYNA, neboť je v něm implementován explicitní řešič. Pro vyhodnocení výsledků bylo použito programu MSC.Patran a programu LSTC Pre-Post.

5.3.2 Hardware

Jako výpočetní stanice byly použity počítače Ústavu mechaniky těles, biomechaniky a mechatroniky VUT v Brně s konfigurací:

Procesor:	Intel® Core™ 2 Quad CPU Q9300 2.50 GHz
Operační paměť:	2 GB
Grafický adaptér:	NVIDIA Quadro FX 1700

Procesor:	Intel® Core™ 2 Quad CPU Q9550 2.83 GHz
Operační paměť:	2 GB
Grafický adaptér:	GigaByte VGA NVIDIA GT240

6 Bezpečnost vozidel

Na počátku automobilové revoluce se vozidla konstruovala pouze jako dopravní prostředky, jež měl jediný úkol, a to přepravit náklad nebo osoby rychleji, než to dokázal například koňský povoz, nebo vlak. Dopravní infrastruktura prakticky neexistovala a když, tak ji tvořila prašná cesta, která tak jako tak žádné závratné rychlosti neumožňovala. Dopravní prostředek byl dostupný omezené skupině lidí, a proto byl spíše raritou. Věci však nabraly poměrně rychlý spád. V roce 1886 patentuje Karl Benz svoji čtyřtákní čtyřkolku, o tři roky později vzniká ve Francii první továrna na automobily, za dalších 12 let zakládá Henry Ford svoji továrnu a začíná s výrobou aut značky Ford a přispěje tak k motorizaci Ameriky. Mezitím silnice Rakouska-Uherska již šest let brázdí automobil Präsident.

Rozvoj techniky v minulém staletí umožnil vývoj silnějších a tím pádem i rychlejších dopravních prostředků. Vyšší výkony a rychlosti přinesly a stále přinášejí své stinné stránky - dopravní nehody. V již zmíněných Fordových závodech bylo během 13 let vyrobeno přes 15 milionů automobilů a Amerika se stala automobilovou velmocí. To však mělo i negativní dopad v podobě dopravních nehod na amerických silnicích. Je nasnadě že základy vědního oboru, který se zabývá bezpečností dopravních prostředků, byly položeny právě ve Spojených státech amerických. Konkrétně prací prof. Larryho Patricka, který začal shromažďovat a analyzovat informace z dopravních nehod. Na základě takto získaných údajů vyhodnotil chyby konstrukcí většiny tehdy vyráběných vozidel a stanovil základní kritéria pro ochranu posádky, které jsou platné dodnes. Tato pravidla se rozšířila do Evropy a zbytku světa a byly uzákoněny různé normy a předpisy pro návrh vozidel z pohledu jejich bezpečnosti. Obecně se vozidla posuzují z hlediska aktivní a pasivní bezpečnosti.

6.1 Aktivní bezpečnost

Vše, co může zabránit nehodám, tvoří systém aktivní bezpečnosti. Patří k němu přesné řízení, které zaručuje dostatečný kontakt s vozovkou, dobré vlastnosti podvozku, účinné brzdy, motor s dostatečným výkonem v celém rozsahu otáček, ABS, EPS, aj.

6.2 Pasivní bezpečnost

Pasivní bezpečností se rozumí veškerá opatření, jejichž úkolem je zmírnění následků nehod. V běžných automobilech se objevují tyto prvky pasivní bezpečnosti:

- zádržné systémy
 - bezpečnostní pásy

V běžných automobilech se používají tzv. tříbodové pásy, výjimečně pásy čtyřbodové (šestibodové), které naopak jsou téměř výhradně používány v závodních a sportovních automobilech. Bezpečnostní pás má za úkol zachytit lidské tělo, zabránit nekontrolovatelnému pohybu uvnitř vozu a zabránit střetům s ostatními částmi automobilu. Pásy jsou vybaveny samonavíjecím zařízením, které umožňuje pohyb těla při jízdě a v případě nárazu se aktivuje blokovací zařízení. Právě blokovací zařízení brání pohybu těla pokud překročí jistou hranici zrychlení.

- bezpečnostní vaky (airbagy)

Bezpečnostní vaky se začaly používat zejména z důvodu zvýšení ochrany hlavy a horní poloviny lidského těla, protože samotný bezpečnostní pás nemůže při vyšších rychlostech ($\approx 50 \text{ km/h}$) v případě čelního nárazu zabránit nárazu do volantu. Často totiž docházelo k situacím kdy řidič utrpěl např. nárazem do volantu zranění, přestože byl připoután bezpečnostním pásem. Airbag je konstruován jako vzduchový polštář, který se v případě aktivace nafoukne a šetrným způsobem pohlcuje energii těla, které se do něj boří. Ochranný účinek airbagu je možný pouze v kombinaci se zapnutými a správně seřízenými bezpečnostními pásy, jinak může mít airbag účinek spíše opačný.

Protože u závodních aut je v drtivé většině použita jiná konstrukce a koncepce vozu, airbagy se nepoužívají. Jejich funkci nahrazují šestibodové pásy, které v kombinaci s ergonomickými sedačkami, prakticky znemožňují jakýkoliv pohyb těla jezdce.

- deformační zóny

Deformační zóny slouží k pohlcení energie nárazu a snižují tak rychlost vozidla, před okamžikem než dojde ke styku těch částí vozidla, které mají mnohem vyšší tuhost. Pohlcení této energie lze dosáhnout elasto-plastickou deformací, vnitřním třením v kapalně nebo plynné látce nebo vnějším třením tuhých těles. Podle těchto kritérií je možné použít ke snížení kinetické energie těchto prvků

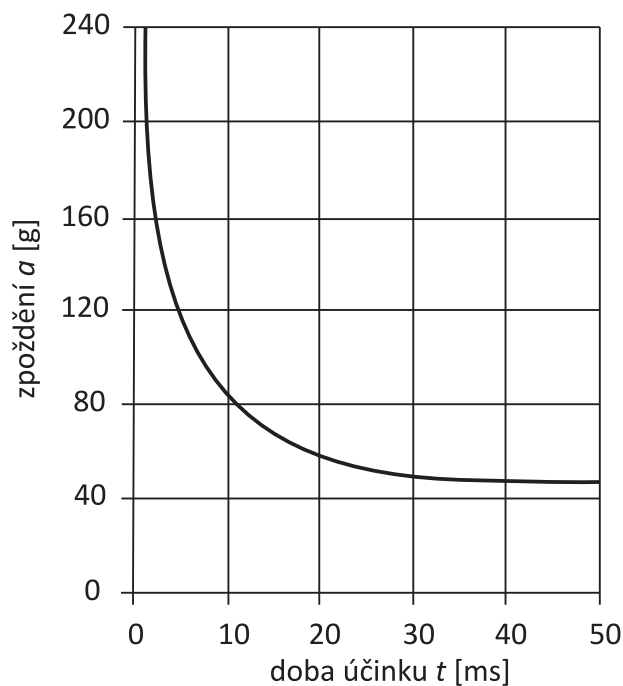
- deformovatelné plechové struktury
- hydraulický tlumič
- pneumatický tlumič
- konstrukční díly z plastů, nebo vyztužených plastů (kompozity)
- vhodnou kombinací uvedených (např. hydropneumatický tlumič)

Výhodou deformovatelných plechů, případně kompozitních konstrukčních prvků může být ta, že mohou sloužit jednak jako absorbéry energie ve všech směrech a jednak jako nosné části. Téměř všechny ostatní prvky jsou účinné pouze v jednom směru. Jejich výhoda tak může být pouze v snadné vyměnitelnosti, případně ceně.

6.2.1 Biomechanické limity

Jak již bylo zmíněno pro lidské tělo jsou definovány biomechanické limity, kterým je schopno odolat bez více či méně vážných poškození. Z pohledu biomechaniky je jednou z nejdůležitější veličinou velikost zrychlení, kterým se tělo pohybuje. Analýzou dopravních nehod a zkouškami byla stanovena různá kritéria pro hodnocení účinků zpoždění na poškození lidského těla. Poranění hlavy je nejčastějším a nejnebezpečnějším důsledkem dopravních nehod. K poranění hlavy dochází v 70% dopravních nehod[1]. Pro špičkové zrychlení hlavy byla stanovena tzv. WSU - křivka⁵, která udává translační zpoždění hlavy v závislosti na době účinku [Obrázek 5]. Hodnoty nad křivkou se považují za životu nebezpečné, pod křivkou pak za únosné. Jako kritické zpoždění se udává zpoždění 80g po dobu 3 ms.

⁵Wayne State University



Obrázek 5: WSU křivka [1]

Z křivky WSU byl experimentálně určen index zatížení SI^6 . Kritická hodnota tohoto indexu je rovna 1000.

$$SI = \int_0^T a_r(t)^{2.5} dt, \quad (6.8)$$

kde $a_r(t)[g]$ je výsledné zpoždění hlavy a T označuje dobu nárazu. Zranění hlavy se dále hodnotí podle indexu zatížení hlavy HIC^7 , který se počítá podle vztahu

$$HIC = \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a_r dt \right]^{2.5} (t_2 - t_1). \quad (6.9)$$

Při nárazových testech se analyzují i ostatní části lidského těla. U testovacích figurín se měří nejen zrychlení, ale také rychlost nebo stlačení. Biomechanické limity jsou předepsány pro šíji, stehenní kost, hrudník, aj. a jejich hodnoty jsou předepsány v předpisu EHK R 94 pro čelní náraz resp. EHK R 95 v případě bočního nárazu[1].

⁶Severity Index

⁷Head Injury Criterion

7 Rešeršní studie za účelem prohloubení znalostí

Předkládaná diplomová práce se týká výpočtového modelování při rázovém zatížení, což je svou povahou velmi rychlý dynamický děj. Je třeba přiznat, že pro autora tato oblast tvořila ze zcela objektivních důvodů jistou bariéru v jeho znalostech, neboť se s ní do té doby setkal pouze okrajově v rámci studia. Tyto znalosti bylo nutné v samém počátku rozšířit. Rešeršní studie spočívala zejména ve vyhledávání informací, které se týkají nelineární mechaniky kontinua, explicitních úloh a softwaru LS-DYNA.

7.1 Nelineární mechanika kontinua

Základní rozdíly mezi lineární a nelineární mechanikou kontinua byly studovány zejména z přednášek prof. Petrušky a prof. Buršy[5], které jsou zpracovány pro kurz Nelineární úlohy mechaniky v MKP na Ústavu mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky VUT v Brně.

7.2 Metoda konečných prvků v oblasti nelineární mechaniky

Literaturu pro studium tohoto tématu je nutné hledat zejména u zahraničních autorů. Během studií na University of Lund se autor setkal s vydáním knihy[2] od dánského profesora Steena Krenka, která obsahuje množství praktických informací týkajících se metody konečných prvků a její využití v nelineární mechanice kontinua, včetně matematické teorie a ilustrativních příkladů.

7.3 Program LS-DYNA

Program LS-DYNA lze považovat za mocný nástroj v oblasti nelineární mechaniky, což má ovšem i jistý *negativní* důsledek. Důsledek je ten, že pro zvládnutí jeho ovládání je nutné opravdu důkladně prostudovat dostupnou literaturu, která v tomto případě sestává hlavně z návodů poskytovaných výrobcem [6]. Výhodou je, že pro začínající uživatele výrobce volně poskytuje ukázky základních úloh, příspěvky z konferencí a tipy jak program ovládat např. [7] a [8]. Nezbytnou nutností však stále zůstávají teoretické znalosti.

7.4 Výpočtové simulace nárazových zkoušek

Explicitní formulace metody konečných prvků přispěla k použití nových, lepších materiálů při návrhu komponent zejména v automobilovém a leteckém průmyslu. V současné době se jedná zejména o nahrazení dílů, které slouží k pohlcování energie, kde jsou konvenční materiály nahrazovány různými typy kompozitních materiálů. Použití těchto materiálů může vést k snižování nákladů na výrobu, hmotnosti nebo zvyšování pasivní bezpečnosti vozů. Přestože jsou tyto materiály již používány, pro výpočtové modelování stále chybí vhodná teorie pro lepší popis jejich porušování, zejména u vláknových kompozitů[9], [10], [11] a [12].

Pro analýzu bylo nutné vytvořit výpočtový model, který bude zahrnovat nejen vlastní řešenou soustavu, ale také ostatní části vozu. Protože explicitní úlohy kladou poměrně vysoké nároky na výpočetní výkon počítačů, je nutné vytvářet výpočtové modely na takové úrovni, aby byly možné je dostupnými prostředky spočítat. Jiným případem může být

situace kdy nejsou k dispozici dostatečné informace pro popis celé soustavy. V důsledku těchto skutečností je nutné výpočtové modely zjednodušovat.

V analýzách nárazových zkoušek se často zanedbávají některé pro analýzu nepodstatné části a jejich vliv je do analýzy zahrnut prostřednictvím zjednodušených geometrických útvarů, soustředěných hmotností nebo hmotných bodů. Jakým způsobem je možné výpočtové modely zjednodušovat je uvedeno v [13] a [14]. Myšlenka uvedená v těchto článcích byla použita i při vytváření výpočtového modelu.

8 Teoretické minimum

V této kapitole budou popsány základní principy použité matematické teorie jako nástroje výpočtového modelování. Dále je uveden obecnější popis metody konečných prvků a řešení pohybových rovnic diskretizovaného tělesa z pohledu nelineární mechaniky kontinua. Závěr kapitoly obsahuje krátký popis použitého řešiče LS-DYNA.

8.1 Nelineární mechanika kontinua

Rozvoj výpočtových metod, zejména prostředků pro jejich řešení, umožnil opustit omezující předpoklady lineárního chování materiálů. Překonání této bariéry položilo základ pro řešení komplexnějších úloh. Mezi tyto úlohy patří např. nelineární chování materiálu, stabilitní úlohy, rychlé přechodové děje atd. Nelinearity vznikají v důsledku výskytu těchto příčin:

- geometrie

- *velké posuvy*

V případě velkých posuvů, které mohou být doprovázeny vznikem velkých přetvoření, je nutné rozlišovat mezi výchozí a deformovanou (aktuální) konfigurací. V MKP má toto rozlišení vliv na sestavení matice tuhosti $\mathbf{K}$, která v případě nelineárních úloh není konstantní, ale stává se funkcí posunutí.

- *velká přetvoření*

Jako hranici mezi malým a velkým přetvoření se v praxi udává hodnota 1%. Pro popis malých přetvoření se používá tzv. *inženýrský* tenzor přetvoření. V různých technických aplikacích však mohou přetvoření dosahovat i několikanásobně větších hodnot a použití uvedeného tenzoru by vedlo k nesprávným výsledkům, proto jsou zaváděny jiné definice míry deformace např. Green-Lagrangeův tenzor přetvoření. Velká přetvoření bývají doprovázeny velkými deformacemi.

- materiál

Nelineární závislost napětí-deformace, tzv. konstitutivních vztahů jsou další příčinou nelineárního chování konstrukcí. Příkladem může být hyperelastický, pružně-plastický, nebo viskoelastický materiál.

- vazby

Nelinearita je způsobena porušením různých předpokladů, např. o dokonale tuhých vazbách. Týká se zejména kontaktních úloh.

- zatížení

Rychlé změny zatížení, např. rázy, jsou dalšími příčinami nelineárního chování konstrukcí.

Hlavní rozdíl mezi lineární a nelineární analýzou je ve způsobu řešení pohybových rovnic. Lineární úlohy je možné řešit v jednom kroku a není nutné znát zatěžovací cestu. Nelineární úlohy, vzhledem k jejich závislosti na zatěžovací cestě, je nutné řešit buď pomocí přírůstků v zatížení a numerickou integrací pohybových rovnic a v každém takovém

roku splnit podmínky rovnováhy. Těmito podmínkami je myšleno dosažení uspokojivého rozdílu mezi vnějšími a vnitřními silami.

Dalším důležitým parametrem je u nelineárních úloh čas. Z tohoto hlediska se tyto úlohy dělí na stacionární a nestacionární. U stacionárních úloh není důležitá doba po kterou působí zatížení. Čas je v tomto případě použit pouze k parametrizaci zatěžovací cesty a jak již bylo uvedeno řešení spočívá v rozdělení zatěžovací cesty určitým počtem přírůstků. Iterativní řešení je zajištěno různými algoritmy např. Newton-Rhapsonovou metodou [2].

8.1.1 Tenzorové veličiny v nelineární mechanice kontinua

Pro popis tvárných těles se v MKP využívá Lagrangeova přístupu, který jako nezávisle proměnou uvažuje výchozí konfiguraci $\mathbf{X}$ a aktuální konfigurace $\mathbf{x}$ je funkcí výchozí konfigurace⁸ a času $\mathbf{x} = \mathbf{x}(\mathbf{X}, t)$ [5].

Jak již bylo naznačeno v předchozím textu je použití inženýrského přetvoření možné pouze v případě, kdy změna rozměrů mezi výchozím a deformovaným tvarem je zanedbatelná. Složka tenzoru inženýrského přetvoření je definována⁹

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u_j}{\partial X_i} \right) \quad (8.10)$$

Není-li možné rozdíl mezi výchozím a deformovaným tvarem zanedbat, je nutné zavést pro měření míry deformace veličiny jiné. V oblasti nelineární mechaniky se z tohoto důvodu zavádí veličiny pro vhodný popis vyšetřovaného tělesa. Jedná se o tenzorové veličiny pro popis složek napětí a přetvoření a vzájemné vztahy mezi nimi. V případě Lagrangeova přístupu se pro popis míry přetvoření zavádí Green-Lagrangeův tenzor $\mathbf{E}^L$

$$\mathbf{E}^L = \begin{bmatrix} E_{11} & E_{12} & E_{13} \\ E_{21} & E_{22} & E_{23} \\ E_{31} & E_{32} & E_{33} \end{bmatrix}, \quad (8.11)$$

kde složka E_{ij}^L je definována vztahem

$$E_{ij}^L = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial u_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u_j}{\partial X_i} + \frac{\partial u_k}{\partial X_j} \frac{\partial u_k}{\partial X_i} \right] \quad (8.12)$$

Zanedbáním kvadratických členů ve vztahu (8.12) dostáváme opět inženýrský tenzor přetvoření.

Další možná definice míry přetvoření je vyjádření infinitezimálního přírůstku vztaženého k okamžité aktuální geometrii. Tento tenzor je označován jako Cauchyho tenzor přetvoření, tenzor logaritmických přetvoření, nebo tenzor pravých přetvoření a označuje se symbolem $\mathbf{E}^C$.

$$E_{ij}^C = \ln(\lambda_{ij}), \quad (8.13)$$

kde λ_{ij} jsou složky tenzoru deformačního gradientu, mající význam poměrných přetvoření. V jednorozměrném případě je Cauchyho přetvoření definováno

$$E^C = \int_{l_0}^l \frac{dl}{l} = \ln l - \ln l_0 = \ln \left(\frac{l}{l_0} \right) = \ln \lambda \quad (8.14)$$

⁸tzv. totální Lagrangeova formulace, v angl. Total Lagrangian formulation, TLF

⁹je použita Einsteinova sčítací symbolika

Tak jako existují různé definice měření deformace materiálu jsou definovány i různé tenzory pro popis napětí, jako projevu této deformace. Definice se liší podle geometrické konfigurace, ve které je vyjádřena plocha, na kterou působí vnitřní síly materiálu.

Je-li tato plocha vyjádřena v aktuální deformované geometrické konfiguraci, zavádí se pro popis napětí tzv. Cauchyho tenzor napětí, někdy též označovaný jako tenzor skutečných napětí σ .

$$\sigma_{ij} = \frac{dF_i}{ds_j} \quad (8.15)$$

V případě kdy je plocha vyjádřena v původní nedeformované geometrické konfiguraci zavádí se pro popis napětí První Piola-Kirchhoffův tenzor napětí τ

$$\tau_{ij} = \frac{dF_i}{dS_j}. \quad (8.16)$$

Uvedené tenzory přetvoření a napětí nelze libovolně kombinovat, protože by mohlo docházet ke kombinacím tenzorů, které nejsou energeticky konjugované (sdružené) a tím pádem i k nesprávným výsledkům. Tenzory jsou energeticky konjugované v případě, že výsledkem jejich skalárního součinu integrovaného přes odpovídající vztažnou geometrickou konfiguraci je virtuální práce vnitřních sil. Energeticky konjugované tenzory jsou např. Green-Lagrangeův tenzor přetvoření a Druhý Piola-Kirchhoffův tenzor napětí.

8.2 Metoda konečných prvků

Metoda konečných prvků je v současné době nejrozšířenější matematická nástroj pro řešení nejrůznějších inženýrských úloh. Metoda konečných prvků je numerická metoda, která umožňuje přibližné řešení variačně formulovaných úloh mechaniky kontinua. Hledaná funkce je nahrazena vhodnou aproximací.

Metoda konečných prvků vychází z Galerkinovy metody, která vznikla na počátku dvacátého století. Galerkinova metoda používá aproximační funkci, na kterou jsou kladeny vysoké nároky na spojitost a integrovatelnost. Z tohoto důvodu je její použití možné pouze v určitých typech úloh kdy se podaří najít vhodnou aproximační funkci.

Hlavní myšlenka metody konečných prvků spočívá ve volbě aproximační funkce tak, aby splňovala požadavky spojitosti a integrovatelnosti pouze na malé podoblasti - prvku. Spojitá oblast je tedy rozdělena na konečný počet prvků a neznámá funkce, např. posuvů, se vyjádří lineární kombinací bazových funkcí všech prvků. Z tohoto důvodu může být řešená oblast jakkoliv složitá a díky tomu se metoda konečných prvků stává naprosto univerzální.

8.2.1 Metoda konečných prvků v dynamice

Pohybovou rovnici MKP v případě dynamické úlohy lze odvodit z vyjádření virtuálních prací. Celková virtuální práce je rozdílem virtuální práce vnitřních δV_{int} a vnějších sil δV_{ext} . Příspěvek od setrvačných sil je zahrnut prostřednictvím virtuální práce setrvačných sil δV_{inert}

$$\delta V = \delta \mathbf{u}^T \mathbf{f} = \delta V_{\text{int}} - \delta V_{\text{ext}} + \delta V_{\text{inert}} \quad (8.17)$$

V případě Lagrangeovy formulace¹⁰ kdy za referenční konfiguraci je považována konfigurace aktuální, je vyjádření jednotlivých členů

$$\delta V_{\text{int}} = \int_V \delta \varepsilon_{ij} \sigma_{ij} dV, \quad (8.18)$$

$$\delta V_{\text{ext}} = \int_S \delta u_i t_i dS + \int_V \delta u_i p_i dV, \quad (8.19)$$

$$\delta V_{\text{intert}} = \int_V \rho \ddot{u}_i \delta u_i dV, \quad (8.20)$$

kde

$t_i dS$	i -tá složka plošných sil
$p_i dV$	i -tá složka objemových sil
δu_i	i -tá složka virtuálního posunutí
$\ddot{u}_i$	i -tá složka zrychlení tělesa
ρ	hustota.

Složky napětí σ_{ij} jsou složky Cauchyho tenzoru napětí

$$\boldsymbol{\sigma} = [\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33}, \sigma_{12}, \sigma_{13}, \sigma_{32}]^T \quad (8.21)$$

a symbolem $\delta \boldsymbol{\varepsilon}$ je označen tenzor lineárních virtuálních přetvoření. Tento tenzor vznikne zanedbáním kvadratických členů v Green-Lagrangeově tenzoru přetvoření

$$\delta \boldsymbol{\varepsilon} = [\delta \varepsilon_{11}, \delta \varepsilon_{22}, \delta \varepsilon_{33}, \delta \varepsilon_{12}, \delta \varepsilon_{13}, \delta \varepsilon_{32}]^T. \quad (8.22)$$

Formulace pomocí metody konečných prvků v případě ULF se provede nahrazením neznámé spojitě funkce posuvů $\mathbf{u}(\mathbf{x}, t)$ ve smyslu posunutí $\mathbf{u}_n$ v jednotlivých uzlech diskretizovaného tělesa $n = 1, 2, \dots$ jako lineární kombinaci bázevých funkcí $N_n(\mathbf{x})$ a posunutí n -tého uzlu $\mathbf{u}_n(t)$.

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}, t) = \sum_n N_n(\mathbf{x}) \mathbf{u}_n(t). \quad (8.23)$$

Pole virtuálních posuvů může být vyjádřeno přímo z (8.23)

$$\delta \mathbf{u}(\mathbf{x}, t) = \sum_n N_n(\mathbf{x}) \delta \mathbf{u}_n(t). \quad (8.24)$$

S využitím (8.24) postupně upravíme vyjádření virtuálních prací

$$\delta V_{\text{int}} = \delta \mathbf{u}_n^T \mathbf{f}_n^{\text{int}} = \delta \mathbf{u}_n^T \int_V \mathbf{B}_n(\mathbf{x})^T \boldsymbol{\sigma} dV, \quad (8.25)$$

kde bylo použito vztahu

$$\delta \boldsymbol{\varepsilon} = \frac{\partial \mathbf{u}(\mathbf{x}, t)}{\partial \mathbf{x}} = \frac{\partial N(\mathbf{x})}{\partial \mathbf{x}} \delta \mathbf{u} = \mathbf{B}(\mathbf{x}) \delta \mathbf{u}, \quad (8.26)$$

¹⁰Updated Lagrange formulation, ULF

protože $\delta\epsilon$ je lineární. Matice $\mathbf{B}(\mathbf{x})$ je matice derivací báзовých funkcí. Zbylé dva členy přejdou po úpravě do tvaru

$$\delta V_{\text{ext}} = \delta \mathbf{u}_n^T \mathbf{f}_n^{\text{ext}} = \delta \mathbf{u}_n^T \left(\int_S N_n(\mathbf{x}) \mathbf{t} \, dS + \int_V N_n(\mathbf{x}) \mathbf{p} \, dV \right), \quad (8.27)$$

$$\delta V_{\text{inert}} = \delta \mathbf{u}_n^T \mathbf{f}_n^{\text{inert}} = \delta \mathbf{u}_n^T \int_V \rho \ddot{\mathbf{u}}_n \, dV \quad (8.28)$$

Rovnici (8.17) můžeme nyní přepsat jako

$$\delta V = \underbrace{\delta \mathbf{u}_n^T \int_V \mathbf{B}_n(\mathbf{x})^T \boldsymbol{\sigma} \, dV}_{\mathbf{f}_n^{\text{int}}} - \underbrace{\delta \mathbf{u}_n^T \left(\int_S N_n(\mathbf{x}) \mathbf{t} \, dS + \int_V N_n(\mathbf{x}) \mathbf{p} \, dV \right)}_{\mathbf{f}_n^{\text{ext}}} + \underbrace{\delta \mathbf{u}_n^T \ddot{\mathbf{u}}_n \int_V \rho \, dV}_{\mathbf{m}_n}, \quad (8.29)$$

která vytknutím členu $\delta \mathbf{u}_n^T$ přejde to tvaru

$$\delta V = \delta \mathbf{u}_n^T (\mathbf{f}_n^{\text{int}} - \mathbf{f}_n^{\text{ext}} + \ddot{\mathbf{u}}_n \mathbf{m}_n). \quad (8.30)$$

Protože v daném časovém okamžiku musí být soustava v rovnováze je rovnice (8.30) rovna nule. Pro netriviální řešení $\delta \mathbf{u}_n^T \neq 0$ rovnice přejde do tvaru

$$\mathbf{m}_n \ddot{\mathbf{u}}_n + \mathbf{f}_n^{\text{int}} = \mathbf{f}_n^{\text{ext}}. \quad (8.31)$$

Rovnice (8.31) představuje rovnici rovnováhy na úrovni prvku. Složením prvkových rovnic rovnováhy přes všechny prvky

$$\sum_n \mathbf{m}_n \ddot{\mathbf{u}}_n + \sum_n \mathbf{f}_n^{\text{int}} = \sum_n \mathbf{f}_n^{\text{ext}}, \quad (8.32)$$

dostáváme globální rovnici rovnováhy dynamiky v maticové podobě diskretizovanou pomocí metody konečných prvků

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{F}^{\text{int}} = \mathbf{F}^{\text{ext}}. \quad (8.33)$$

Význam členu v předchozí rovnici je následující¹¹

$\mathbf{M}$	globální matice tuhosti
$\mathbf{F}^{\text{int}}$	globální vektor vnitřních sil
$\mathbf{F}^{\text{ext}}$	globální vektor vnějších sil.

8.2.2 Explicitní integrace pohybových rovnic

V podkapitole 8.2.1 byla odvozena pohybová rovnice (8.33), která představuje soustavu libovolných nelineárních parciálních diferenciálních rovnic závislých na čase. Tyto rovnice nelze obecně řešit analyticky, a proto je nutné je řešit numericky. Pro rychlé přechodové

¹¹stejný význam mají i malá písmena v rovnici (8.31)

děje se tato rovnice řeší explicitními metodami časové integrace. V programu LS-DYNA se používá k explicitní časové integraci tzv. *metoda centrálních diferencí*. Podstatou explicitních metod je výpočet posuvů, rychlostí a zrychlení v uzlech v čase $t + \Delta t$ pouze ze znalosti velikostí těchto veličin v čase t .

Výpočet začíná v čase $t = 0$ s časovým krokem Δt a počátečními podmínkami

$$\mathbf{u}(0) = \mathbf{u}_0 \quad (8.34)$$

$$\dot{\mathbf{u}}(0) = \dot{\mathbf{u}}_0 \quad (8.35)$$

$$(8.36)$$

Každý krok n začíná s rychlostí $\dot{\mathbf{u}}_n$. Zrychlení $\ddot{\mathbf{u}}_n$ se vypočítá z rovnice (8.33)

$$\ddot{\mathbf{u}}_n = \mathbf{M}^{-1} (\mathbf{F}_n^{\text{ext}} - \mathbf{F}_n^{\text{int}}) . \quad (8.37)$$

Z nově vypočteného zrychlení se spočítá rychlost v časovém okamžiku $n + \frac{1}{2}$

$$\dot{\mathbf{u}}_{n+\frac{1}{2}} = \dot{\mathbf{u}}_{n-\frac{1}{2}} + \Delta t \ddot{\mathbf{u}}_n \quad (8.38)$$

a posunutí v kroku $n + 1$

$$\mathbf{u}_{n+1} = \mathbf{u}_n + \Delta t \dot{\mathbf{u}}_{n+\frac{1}{2}} \quad (8.39)$$

Tato metoda předpokládá, že rozdíl mezi veličinami mezi dvěma časovými úseky je natolik malý, že nemá vliv na přesnost výpočtu. Tento předpoklad lze splnit pouze pro velice malou hodnotu časového kroku Δt , který vede extrémně vysokému počtu kroků. Z tohoto důvodu je vhodná pouze pro velmi krátké děje, např. nárazové zkoušky. Při explicitní integraci není nutné provádět inverzi matice tuhosti prvků a je možné počítat s diagonální maticí hmotností. Jednou z nevýhod této metody je její *podmíněná stabilita*, která se váže k velikosti časového kroku.

8.2.3 Velikost časového kroku

Stabilita explicitních metod je podmíněná velikostí časového kroku. Jak již bylo uvedeno jsou časové kroky velmi malé, a aby byla metoda stabilní, musí být velikost časového kroku menší, případně rovna kritické hodnotě časového kroku[6].

$$\Delta t = \Delta t_{krit} \quad (8.40)$$

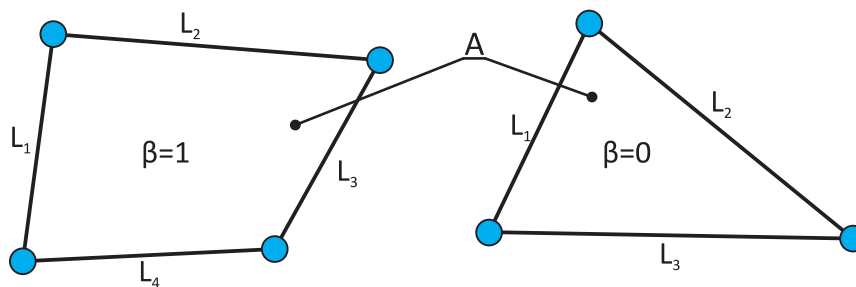
Kritická velikost časového kroku se určuje ze vztahu

$$\Delta t_{krit} = \frac{L}{c}, \quad (8.41)$$

kde L je tzv. *charakteristický rozměr* prvku a c je rychlost šíření napěťové vlny v daném materiálu.

Velikost časového kroku se stanovuje podle různých vztahů a liší se v závislosti na typu elementu. Pro případ skořepin [Obrázek 6], které jsou použity ve výpočtu, je základní vztah pro výpočet charakteristického rozměru

$$L = \frac{(1 + \beta)A}{\max(L_1, L_2, L_3, (1 + \beta)L_4)}. \quad (8.42)$$



Obrázek 6: Charakteristické rozměry skořepinových prvků

V programu LS-DYNA se velikost časového kroku stanovuje tak, že v každém kroku jsou vypočítány hodnoty časového kroku pro každý prvek. Z těchto hodnot je vybrána nejmenší hodnota. Tato hodnota je navíc ještě násobena určitým koeficientem. Maximální hodnota tohoto koeficientu je z numerických důvodů rovna 0.9, tzn. že hodnota časového kroku je rovna 90% nejmenší velikosti časového kroku prvku. Z uvedeného také vyplývá, že pokud se v konečnoprvkové síti objeví, byť jen jediný, výrazně menší prvek dochází k výraznému prodloužení výpočtového času. Proto je nutné u explicitních úloh vytvořit rovnoměrnou síť bez velkých rozdílů ve velikosti prvků.

8.2.4 Hourglassing

U složitějších prvků může být analytická integrace, která se používá např. při výpočtu matice hmotnosti, náročná na výpočet a její použití není v mnoha případech účelné. Z tohoto důvodu se místo analytické integrace používá numerická integrace, konkrétně Gaussova. Gaussova integrace nahrazuje určitý integrál funkce součtem jejich funkčních hodnot v určitých (integračních) bodech. Přesnosti výpočtu se dosahuje násobením těchto hodnot váhovými koeficienty. Poloha těchto bodů je dána geometrií prvku.

V explicitních úlohách se obvykle pro výpočet používají prvky, které obsahují jeden Gaussův integrační bod. V tomto bodě se počítají napětí, přetvoření, energie. Problém nastává v případě kdy deformace je symetrická kolem tohoto integračního bodu. Tato deformace nemá vliv na vnitřní energii prvku, což je však v rozporu s faktem, že pokud se prvek deformuje, mění se poloha jeho i tělesa a tato změna vyvolá změnu vnitřní energie. Tato situace je označována jako *hourglassing* a jedná se o čistě numerický problém.

Hourglassing je označován jako deformační mód s nulovou energií, který kmitá s mnohem vyšší frekvencí, než je celková odezva tělesa. Velký hourglassing může vést až ke zhroucení výpočtu, a proto je nutné ho kontrolovat. Běžná se uvádí, že pokud celková velikost energie hourglassingu dosahuje 10% celkové vnitřní energie je výpočet přesný. Energii hourglassingu lze zabránit

- zjemněním konečnoprvkové sítě
- použitím prvků s více Gaussovy integračními body (plně integrované prvky)
- zvýšení tuhosti, nebo viskozity modelu
- nepoužitím bodových zatížení

8.3 Krátký popis programu LS-DYNA

Program LS-DYNA je multifyzikální řešič pro analýzu silně nelineárních fyzikálních dějů, zahrnujících velké deformace ve velmi krátkém časovém úseku pomocí metody konečných prvků. Primárně je určen pro řešení úloh, které vyžadují explicitní integraci pohybových rovnic, nicméně s jistými omezeními ho lze použít i jako implicitní řešič.

Program je využíván hlavně pro analýzy v automobilovém průmyslu pro simulaci nejruznějších nárazových zkoušek, vývoj bezpečnostních prvků a částí aut. Je možno řešit úlohy technické praxe z oblasti výroby, jako je válcování, kování, lisování atd.

LS-DYNA je produktem firmy LSTC¹² a v současné době patří mezi přední hráče na trhu v oblasti dynamických výpočtů. Je možné ho nalézt jako součást jiných komerčních programů kupříkladu ANSYS nebo DYTRAN.

¹²Livemore Software Technology Corporation

9 Výpočtový model

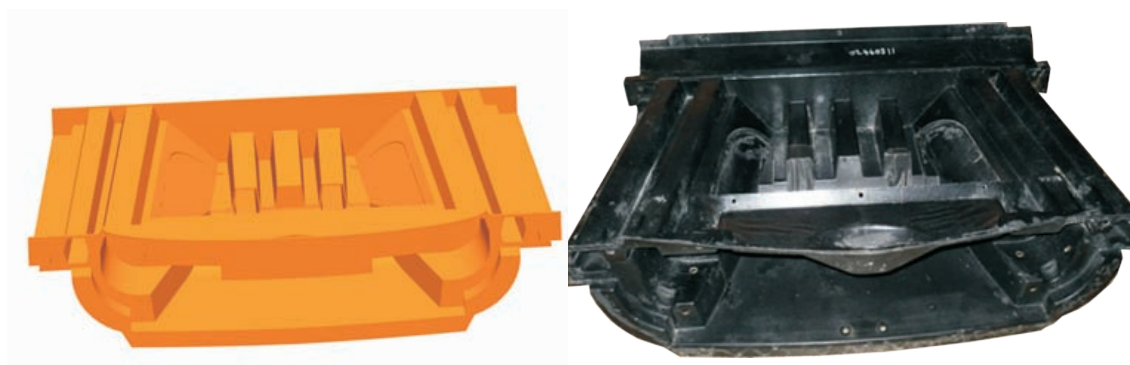
V této kapitole je popsán způsob vytvoření výpočtového modelu. Je zahrnut popis tvorby geometrie, konečnoprvkové sítě, okrajových a počátečních podmínek. Dále jsou probrány některé prvky programu LS-DYNA.

9.1 Model geometrie

Tvorba modelu geometrie na dostatečné rozlišovací úrovni s odpovídající přesností je prvním krokem výpočtového modelování. K dispozici byl pouze jeden reálný kus nárazníku zapůjčený závodním týmem MICHŁ MOTORSPORT. Prvním řešeným problémem bylo, jak tento díl převést do digitální podoby. Nabízely se tři možnosti:

- výkresová dokumentace
- Reverse Engineering
- fyzické odměření modelu

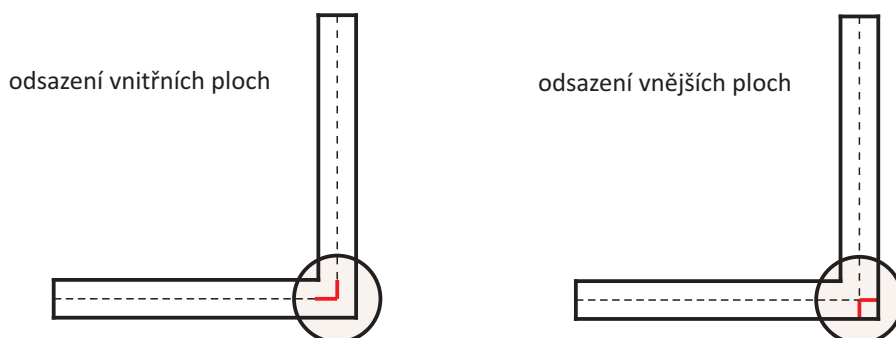
Myšlenka získání výkresové dokumentace nárazníku od výrobce byla velice nepravděpodobná. Zbývaly tedy další dvě možnosti. Metoda Reverse Engineering nebyla použita z několika důvodů: chyběly potřebné zkušenosti a finanční i časové nároky by byly jistě větší než při použití poslední možnosti. Model byl tedy odměřen a pomocí těchto rozměrů modelován jako 3D objekt v programu CATIA. I přes veškerou snahu je zřejmé, že použití poslední možnosti má vliv na přesnost geometrického modelu. Některé složitější konstrukční uzly byly zjednodušeny. Na Obrázku 7 lze vidět srovnání geometrického modelu a reálného dílu.



Obrázek 7: Geometrický model a reálný díl

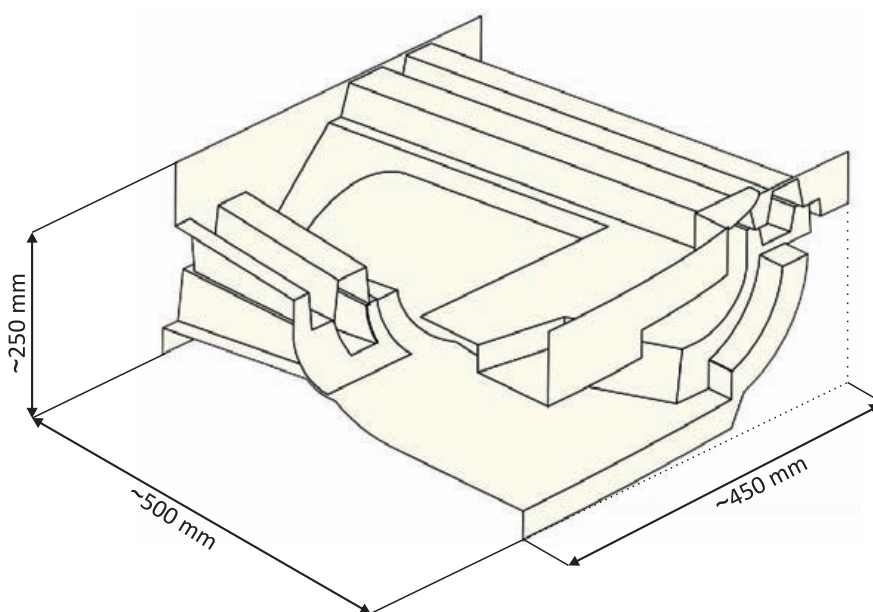
Vzhledem k tloušťce stěny je možné nárazník považovat za tenkostěnnou konstrukci a pro výpočet použít skořepinové prvky. Z tohoto důvodu bylo nutné vytvořit model střednicových ploch. U jednoduchých tenkostěnných těles je vytvoření těchto ploch poměrně jednoduchou záležitostí. Problém nastává u tvarů, které vznikají spojováním těchto tvarů, a to hlavně z důvodu správného spojení průniků jednotlivých střednicových ploch. Program CATIA nemá implementovanou žádnou proceduru, která by uměla extrahovat střednicové plochy přímo z objemového modelu. Jedním ze způsobů je postupné odsazování jednotlivých ploch a jejich následná úprava pomocí Booleovských operací. Tento způsob může být však poměrně zdlouhavý a náročný.

Z výše uvedených důvodů byl v programu CATIA nalezen efektivnější způsob tvorby střednicových ploch. Vybráním většího počtu ploch (*Multiple Extract*) a následným odsazením (*Offset*) o polovinu tloušťky stěny vznikne střednicová plocha s průnikem všech vybraných ploch. Problém tvorby střednicových ploch komplikovanějších tvarů ilustruje Obrázek 8.



Obrázek 8: Vytvoření střednicových ploch

Poloviční model střednicových ploch [Obrázek 9] spodního a vrchního dílu nárazníku byl v programu CATIA exportován do formátu IGES. Tento standartizovaný formát souborů umožňuje přenos CAD dat mezi jednotlivými programy. Konečná úprava plošného



Obrázek 9: Střednicové plochy modelu nárazníku

modelu před tvorbou konečnoprvkové sítě již proběhla v prostředí MSC.Patran. Jednou z nevýhod při převodu dat je ta, že se mohou ztratit některé informace. Například plocha

vytvořena v modeláři jako parametrická se po převodu může vygenerovat jako neparametrická. S tímto jsou spojeny problémy při tvorbě konečnoprvkové sítě. Z tohoto důvodu bylo nutné celý model znovu upravit a vytvořit parametrické plochy. Tento krok se později ukázal jako výhodný, protože ulehčil práci při tvorbě konečnoprvkové sítě.

9.2 Model materiálu

Jednou z největších překážek tvorby výpočtového modelu byla identifikace materiálu a vytvoření materiálového modelu. První výpočty byly provedeny pro pružně-plastický materiál. Důvody jsou zřejmé. Snadná dostupnost materiálových charakteristik a jednoduchost materiálového modelu, plně postačí pro nastavení a odladění výpočtového modelu. Tímto jsou myšleny okrajové a počáteční podmínky, definice a úprava kontaktu, zejména nežádoucích průniků (penetrací), dále pak nastavení řešiče aj. Materiálové charakteristiky pružně-plastického modelu materiálu jsou uvedeny v Tabulce 2.

Modul pružnosti v tahu	E	210000	[MPa]
Poissonovo číslo	μ	0.3	[-]
Modul pružnosti ve smyku	G	80769	[MPa]
Mez kluzu	σ_Y	4350	[MPa]
Mez pevnosti	σ_M	650	[MPa]
Hustota	ρ	7800	[kgm ⁻³]

Tabulka 2: Materiálové charakteristiky oceli S350J0

9.2.1 Kompozitní materiál

Co se týká skutečného materiálu byla situace složitější. K dispozici byla pouze informace, že se jedná o sklolaminátovou konstrukci s blíže neurčenou skladbou vrstev a vyztuženou vlákny E-skla a kus zničeného nárazníku.

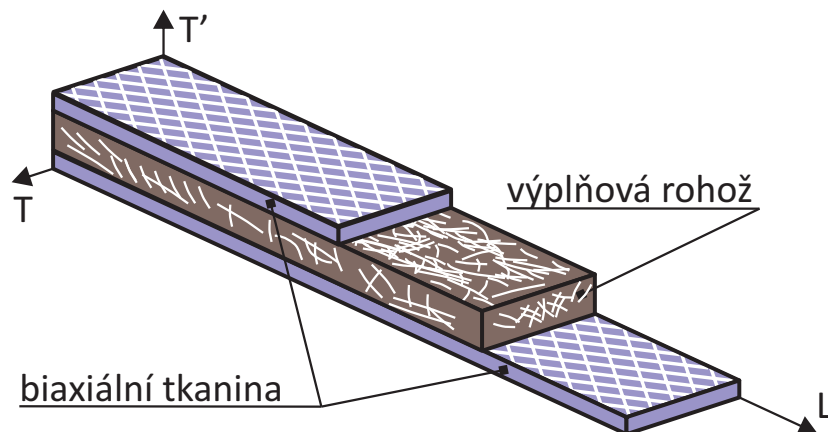
Prvním krokem identifikace materiálu bylo zjištění skladby laminátu. Jednoduchá metoda jak zjistit skladbu neznámého laminátu je tzv. *zkouška vypalováním*. Zkouška je založena na předpokladu, že teplota tavení matrice a skelných vláken se od sebe liší. Z laminátu se připraví vhodný vzorek, který je vystaven vyšší teplotě, např. plynovým hořákem, aby došlo k roztavení matrice. Po vytavení veškeré matrice lze poměrně snadno rozpoznat jednotlivé vrstvy. Zkouškou bylo zjištěna následující struktura sklolaminátové konstrukce [Obrázek 10]:

- 1. a 3.vrstva: biaxiální tkanina $\pm 45^\circ$

Výhodou ve srovnání s netkanou výztuží je větší obsah vláken a tudíž vyšší tuhost a pevnost výsledného kompozitu.

- 2.vrstva: výplňová rohož

Tato netkaná výztuž se vyrábí z nasekaných krátkých vláken. Použití této výztuže má za následek snížení tuhosti a pevnosti výsledného kompozitu. Tyto typy výztuže obecně vykazují kvaziizotropní vlastnosti, a proto se používají v konstrukcích u kterých není předem znám charakter zatížení.



Obrázek 10: Vrstvy laminátu

Z dostupných informací byl navržen výpočtový materiálový model. Biaxiální tkanina byla rozdělena na dvě dílčí vrstvy s vlákny pod úhly $+45^\circ$ a -45° , jež byly modelovány jako ortotropní vrstvy. Vyztužující rohož byla modelována jako krátkovláknový kompozit s náhodnou orientací vláken. Pro výpočty byly použity hodnoty podle Tabulky 3. Předpokládané chování vláken a matrice je na Obrázku 11. Od výrobce se podařilo získat informace o plošné hmotnosti jednotlivých vrstev (bez matrice) m^A :

- biaxiální tkanina - $m_{\text{tkanina}}^A = 310 \text{ g/m}^2$
- rohož - $m_{\text{rohož}}^A = 900 \text{ g/m}^2$

		vlákno E-sklo	matrice epoxid	
Modul pružnosti v tahu	E	$72.40 \cdot 10^3$	$2.82 \cdot 10^3$	[MPa]
Poissonovo číslo	μ	0.18	0.30	[—]
Hustota	ρ	2.54	1.20	$[10^3 \text{ kgm}^{-3}]$
Pevnost v tahu	σ_{Pt}	3500	95	[MPa]
Kritické přetvoření	ε_{krit}	0.025	0.055	[—]

Tabulka 3: Vlastnosti složek výpočtového modelu kompozitu [3], [18]

Z těchto informací lze přibližně stanovit objemové podíly jednotlivých vrstev. Pro stanovení objemových podílů byl použit následující způsob:

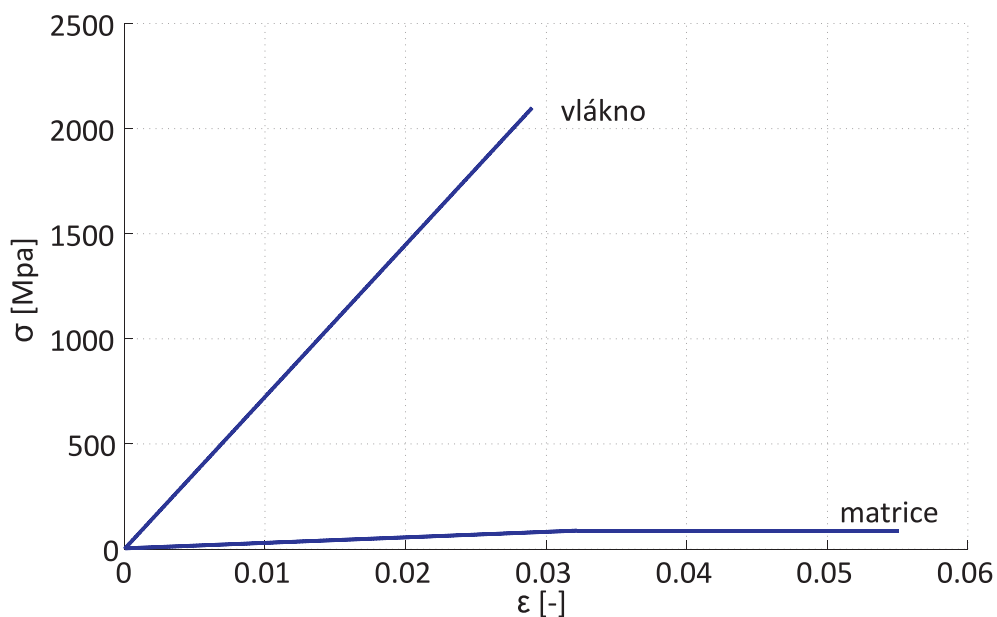
1. vzorek pro měření [Obrázek 12]
2. hmotnost m_{vzorek} , plocha A_{vzorek} , objem V_{vzorek} a hustota ρ_{vzorek} vzorku

$$m_{\text{vzorek}} = 12.60 \text{ g} \quad (9.43)$$

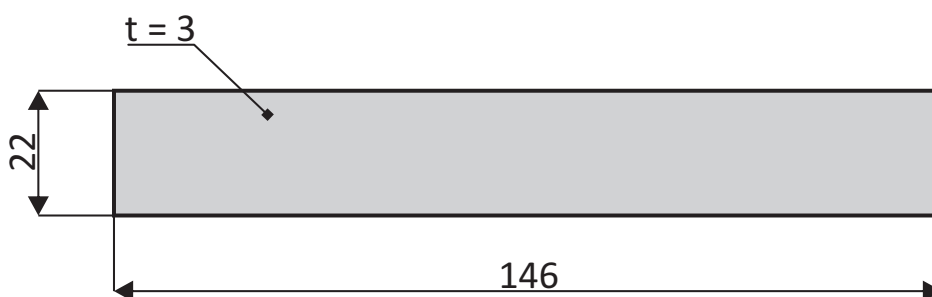
$$A_{\text{vzorek}} = 146 \cdot 22 = 3212 \text{ mm}^2 = 3.21 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (9.44)$$

$$V_{\text{vzorek}} = A \cdot t = 3124 \cdot 3 = 9372 \text{ mm}^3 = 9.37 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (9.45)$$

$$\rho_{\text{vzorek}} = \frac{m}{V} = \frac{12.6 \cdot 10^{-3}}{9.4 \cdot 10^{-6}} = 1344 \text{ kgm}^{-3} \quad (9.46)$$



Obrázek 11: Modely materiálu vlákna a matrice



Obrázek 12: Rozměry měřeného vzorku

3. hmotnost vrstev

$$m_{vrstvy}^A = m_{rohož} + 2 \cdot m_{tkanina} = 900 + 2 \cdot 310 = 1520 \text{ g/m}^2 \quad (9.47)$$

$$m_{vrstvy} = A \cdot m_{vrstvy}^A = 0.0032 \cdot 1520 = 4.86 \text{ g} \quad (9.48)$$

4. hmotnostní podíl vláken m_f

$$m_f = \frac{m_{vrstvy}}{m_{vzorek}} = \frac{4.86}{12.60} = 0.39 \quad (9.49)$$

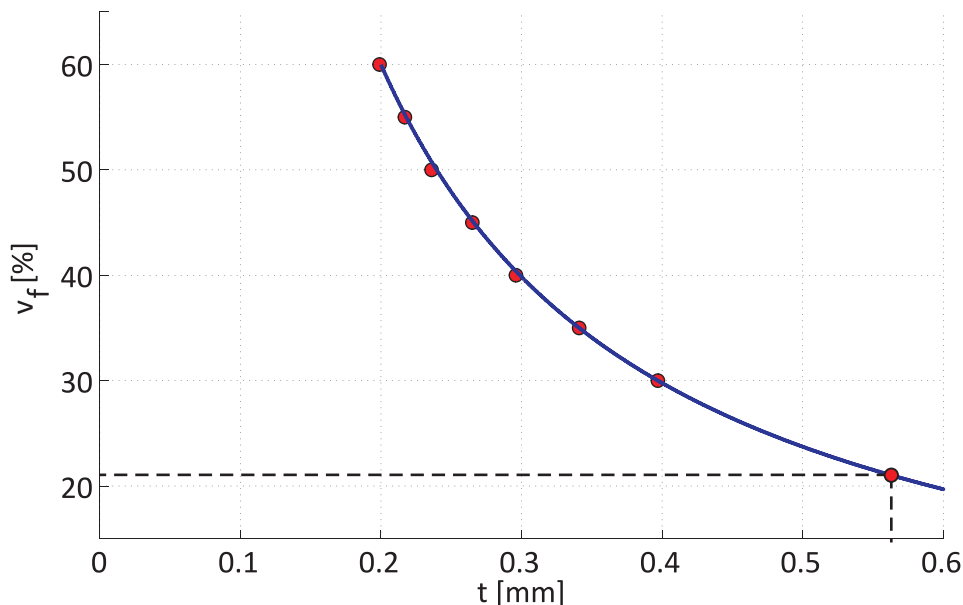
5. objemový podíl vláken v_f

$$v_f = m_f \frac{\rho_{vzorek}}{\rho_f} = 0.39 \frac{1344}{2540} = 0.21 \quad (9.50)$$

Podle vypočteného objemového podílu lze stanovit tloušťku jednotlivých vrstev. Velikost tloušťky odpovídající danému objemovému podílu jsou uvedeny v Tabulce 4. Tato tabulka byla převzata z katalogu firmy R&G [17]. Stanovme nyní tloušťky jednotlivých vrstev

v_f [%]	30	40	50	60	v_f [%]	20	30	40	50
t [mm]	0.397	0.298	0.217	0.199	t [mm]	0.865	0.577	0.433	0.346
biaxiální tkanina 310 g/m ²					rohož 450 g/m ²				

Tabulka 4: Vztahy mezi objemovým podílem a tloušťkou vrstvy



Obrázek 13: Závislost objemového podílu biaxiální tkaniny na tloušťce

laminátu. Přestože v tabulce nejsou uvedeny konkrétní hodnoty pro daný objemový podíl, lze tyto hodnoty dopočítat.

- biaxiální tkanina

Neznámou velikost tloušťky této tkaniny pro objemový podíl $v_f = 0.21$ stanovíme pomocí Tabulky 4. Předpokládejme závislost objemového podílu v_f na tloušťce t podle Obrázku 13. Pro popis této závislosti byla zvolena hyperbola s rovnicí

$$y = \frac{k}{x} + q, \quad (9.51)$$

kde uvažujeme $y = v_f$ a $x = t_{biax}$. Hodnoty konstant k a q lze spočítat z hodnot pro biaxiální tkaniny uvedených v Tabulce 4. Výpočtem byly zjištěny velikosti konstant $k = 12.087$ a $q = -0.446$. Vyjádřením tloušťky t a dosazením hodnot v_f, q a k dostáváme

$$t = \frac{k}{v_f - q} = \frac{12.087}{0.210 + 0.446} = 0.564 \text{ mm}. \quad (9.52)$$

- rohož

$$\begin{aligned}
 450 \text{ g/m}^2 & \dots\dots\dots t_{450} = 0.865 \\
 900 \text{ g/m}^2 & \dots\dots\dots t_{rohož} \\
 \Rightarrow t_{rohož} &= 2 \cdot t_{450} = 2 \cdot 0.865 = 1.730 \text{ mm}
 \end{aligned} \quad (9.53)$$

Sečtením jednotlivých tloušťek dostáváme původní rozměr vzorku

$$t_c = 2 \cdot t_{biax} + t_{rohož} = 0.564 + 1.730 = 2.858 \approx 3 \text{ mm} \quad (9.54)$$

a tato hodnota přibližně odpovídá původní hodnotě tloušťky vzorku. Dalším krokem je výpočet elastických konstant jednotlivých vrstev. Pro výpočet bylo použito teorie odvozené pro chování dlouhovláknových a krátkovláknových kompozitů uvedených v [3].

Poznámka k objemovému podílu vláken Vypočítaná hodnota objemového podílu vláken $v_f = 0.21$ zřejmě není zcela správná, protože nelze obecně předpokládat, že objemový podíl vláken je stejný ve všech vrstvách laminátu. Objemové podíly biaxiálních tkanin, resp. dlouhovláknových kompozitů, se obecně pohybují kolem 40 – 60%, a proto by bylo zřejmě výhodnější tuto hodnotu zvýšit. Tato změna by však byla více či méně spekulativní.

9.2.2 Výpočet elastických konstant ortotropní laminy

Materiálový model použitý pro ortotropní vrstvu vyžaduje zadání čtyř elastických konstant. Za určitých předpokladů lze použít teorii, která byla odvozena pro chování dlouhovláknových kompozitů. Předpokládejme ideální, lineárně elastický výpočetní model dlouhovláknového jednosměrného kompozitu. Dále přepokládejme, že známe typ matrice i vláken stejně tak jako jejich materiálové i fyzikální vlastnosti [Tabulka 3].

- podélný modul pružnosti směru E_a

$$E_a = E_f \cdot v_f + E_m \cdot v_m = 72400 \cdot 0.1 + 2820 \cdot 0.9 = 9778 \text{ MPa} \quad (9.55)$$

- příčný modul pružnosti směru E_b

$$E_b = \frac{1}{\frac{v_f}{E_f} + \frac{v_m}{E_m}} = \frac{1}{\frac{0.1}{72400} + \frac{0.9}{2820}} = 3120 \text{ MPa} \quad (9.56)$$

- Poissonovo číslo μ_{ba}

$$\mu_{ba} = \mu_f \cdot v_f + \mu_m \cdot v_m = 0.18 \cdot 0.1 + 0.3 \cdot 0.9 = 0.29 \quad (9.57)$$

- smykový modul pružnosti G_{ba}

$$G_{ba} = \frac{1}{\frac{v_f}{G_f} + \frac{v_m}{G_m}} = \frac{1}{\frac{0.1}{30678} + \frac{0.9}{1084}} = 1200 \text{ MPa} \quad (9.58)$$

$$G_f = \frac{E_f}{2 \cdot (1 + \mu_f)} = \frac{72400}{2 \cdot (1 + 0.18)} = 30678 \text{ MPa} \quad (9.59)$$

$$G_m = \frac{E_m}{2 \cdot (1 + \mu_m)} = \frac{2820}{2 \cdot (1 + 0.30)} = 1084 \text{ MPa} \quad (9.60)$$

9.2.3 Výpočet elastických konstant všesměrového kompozitu

V případě náhodné směrové orientace vláken krátkovláknového kompozitu v matici dochází k izotropnímu (kvaziizotropnímu) chování kompozitního materiálu a modul pružnosti E je pro všechny směry stejný. Podle [3] lze pro výpočet užít empirický vztah

$$E = \frac{3}{8}E_L + \frac{5}{8}E_T. \quad (9.61)$$

Na základě analýzy mikromechaniky krátkovláknových kompozitů byly Halpinem a Tsaiem odvozeny teoretické vztahy pro podélný a příčný modul pružnosti E_L a E_T usměrněného krátkovláknového kompozitu[3].

- podélný modul pružnosti E_L

$$E_L = \frac{1 + \frac{2l}{d}\eta_L v_f}{1 - \eta_L v_f} E_m \quad (9.62)$$

$$\eta_L = \frac{\frac{E_f}{E_m} - 1}{\frac{E_f}{E_m} + \frac{2l}{d}} \quad (9.63)$$

- příčný modul pružnosti E_T

$$E_T = \frac{1 + 2\eta_L v_f}{1 - \eta_L v_f} E_m \quad (9.64)$$

$$\eta_T = \frac{\frac{E_f}{E_m} - 1}{\frac{E_f}{E_m} + 2} \quad (9.65)$$

Dosazením do předchozích vztahů dostáváme hodnotu modulu pružnosti krátkovláknového kompozitu s náhodnou orientací vláken podle rovnice (9.61). Ve výpočtech byly použito hodnot podle Tabulky 3, $v_f = 0.21$ a $\frac{l}{d} = 100$.

$$E = \frac{3}{8}E_L + \frac{5}{8}E_T = \frac{3}{8}15492 + \frac{5}{8}4656 = 8719 \text{ MPa} \quad (9.66)$$

Poissonovo číslo lze vypočítat stejně jako v rovnici (9.57).

9.2.4 Homogenizace kompozitního materiálu

V případě použití kompozitního materiálu popsaného v předchozím textu, by bylo nutné definovat pro každý prvek jedinečný souřadný systém, který by určoval jeho materiálové osy a způsob navázání na okolní prvky tak, aby byl zachován smysl kladení jednotlivých vrstev. V programu LS-DYNA je několik modelů materiálu, které umožňují definovat směr materiálových os a obecně lze tento postup použít pro jakýkoliv případ. Co se týká praktického využití je potřeba vzít v úvahu, zda je tento postup vhodný vzhledem k typu řešené úlohy. Pro tvarově jednoduché objekty¹³ je možné vypočítat potřebné vektory a tyto směry definovat. V případě složitějších objektů je to bez použití automatizovaných nástrojů¹⁴ prakticky nemožné nebo neúměrně náročné.

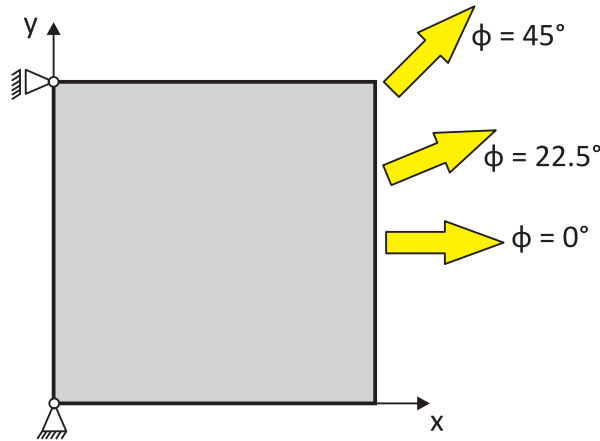
¹³rovinné útvary

¹⁴např. Laminate Modeler v programu MSC.Patran

číslo vrstvy	t [mm]	orientace	typ
1	0.282	+45°	ortotropní vrstva
2	0.282	-45°	ortotropní vrstva
3	1.730	0°	rohož
1	0.282	+45°	ortotropní vrstva
2	0.282	-45°	ortotropní vrstva

Tabulka 5: Skladba laminátu

Z výše uvedených důvodu byly zavedeny zjednodušující předpoklady a kompozitní materiál byl převeden na homogenní izotropní pružně-plastický materiál. Pro výpočet konstant v elastické oblasti byla provedena výpočtová simulace tahové zkoušky a z výsledků této zkoušky byly určeny konstanty E a μ . Schéma tahové zkoušky je na Obrázku 14. Skladba laminátu ve vzorku pro tahovou zkoušku je uvedena v Tabulce 5. U



Obrázek 14: Schéma tahové zkoušky

kompozitního materiálu lze očekávat vlastnosti závislé na směru zatížení, proto byl vzorek tahové zkoušky zatěžován ve třech různých směrech. Výsledky tahové zkoušky v těchto směrech jsou uvedeny v Tabulce 6, resp. na Obrázku 15. Z výsledků tahové zkoušky byly

		$\phi = 0^\circ$	$\phi = 22.5^\circ$	$\phi = 45^\circ$
σ_x	[MPa]	175	175	175
ε_x	[-]	0.0258	0.0248	0.0211
ε_y	[-]	0.0091	0.0073	0.0056
E	[MPa]	6783	7064	8285
μ	[-]	0.28	0.29	0.27

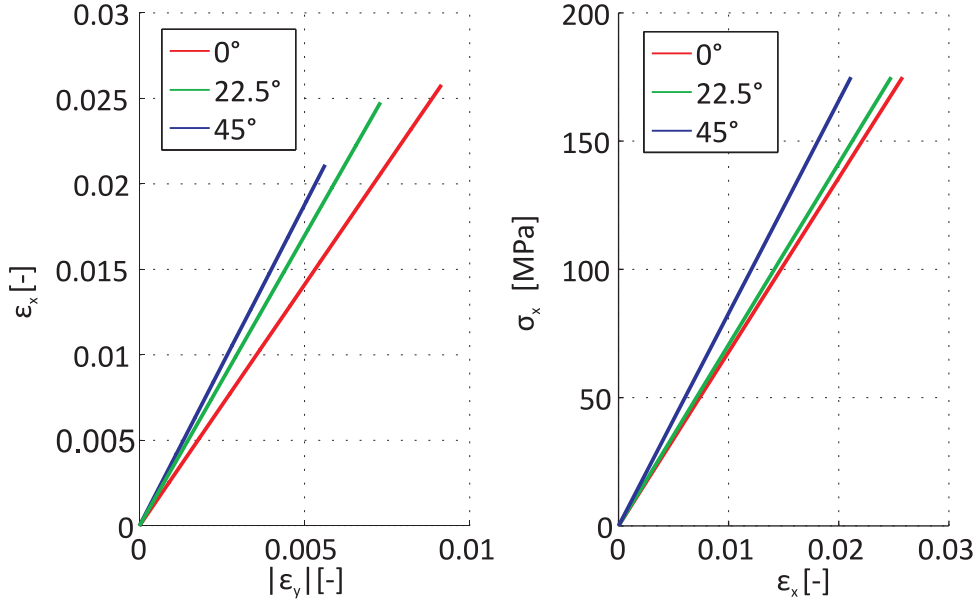
Tabulka 6: Výsledky tahové zkoušky

vypočítány hodnoty elastických konstant ve všech třech případech [Tabulka 6]. Jak je zřejmé ze stejné tabulky, hodnoty těchto konstant se v závislosti na směru významně neliší. Obecně nelze rozhodnout, které z těchto hodnot použít jako náhradu kompozitního materiálu. Zavedme proto předpoklad takový, že budeme uvažovat nejhorší případ. Navíc toto rozhodnutí může být umocněno také faktem, že orientace vláken při čelním nárazu

je víceméně shodná s uvedeným předpokladem. Pro popis chování modelu materiálu byly zvoleny hodnoty elastických konstant

$$E = 6783 \text{ MPa}$$

$$\mu = 0.28.$$



Obrázek 15: Výsledky simulace tahové zkoušky

9.2.5 Podmínky porušení modelu materiálu

Výše uvedené elastické konstanty tvoří výpočtový model materiálu. Dá se předpokládat, že ve výpočtové analýze bude docházet k velkým deformacím v důsledku kterých může dojít k porušení materiálu. U kompozitních materiálů se může vyskytovat několik možných typů porušení. Protože výpočtový model, byl navržen ze simulace tahové zkoušky omezme se při definici kritéria porušení na oblast tahového namáhání.

Chování dvousložkového kompozitu závisí na objemovém poměru vláken a matrice. V závislosti na velikosti této hodnoty se chování kompozitního materiálu blíží buď více k vláknům, nebo k matrici. V druhém případě však použití kompozitu ztrácí význam, neboť pevnost matrice a vláken se od sebe liší o několik řádů. Z tohoto důvodu je definován tzv. *kritický poměr vláken*, který v tomto případě je roven

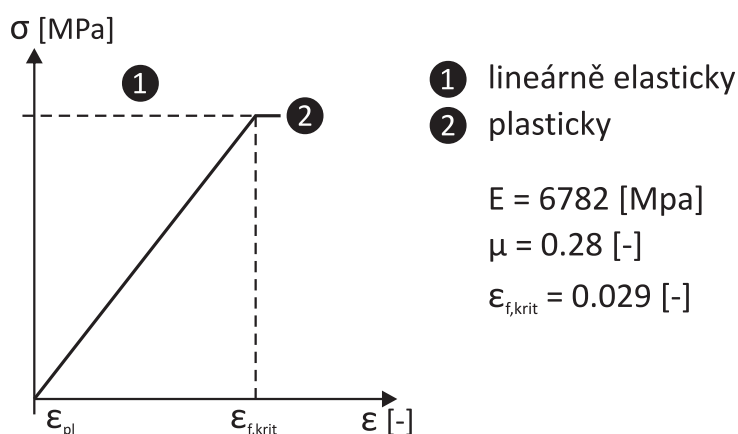
$$v_{f,krit} = \frac{\sigma_{Pm} - \sigma_{m,\varepsilon_f,krit}}{\sigma_{Pf} - \sigma_{m,\varepsilon_f,krit}} = \frac{95.1 - 81.8}{2100 - 81.8} = 0.006 \approx 0.6\%. \quad (9.67)$$

Z rovnice (9.67) vyplývá, že $v_{f,krit} < v_f$ a kompozit lze považovat za *dobře navržený*. Této skutečnosti využijeme v homogenizovaném výpočtovém modelu k definici kritérií porušení. Výsledná tahová pevnost dobře navrženého kompozitu je dána stavem kdy praskají vlákna, tedy pokud přetvoření prvku dosáhne kritické hodnoty $\varepsilon_{f,krit} = 0.029$ [3]. Ve chvíli kdy dle předpokladu praskají vlákna, ale nedochází k porušení matrice, která má dle Tabulky 3 hodnotu kritického přetvoření $\varepsilon_{m,krit} = 0.055$. Podle [3] dojde v tuhle chvíli k

poklesu napětí a chování materiálu se blíží pružně plastickému chování matrice. Protože však nejsou známy skutečné tahové diagramy obou složek předpokládejme, že po prasknutí vláken dochází k porušení celého prvku. Použitím uvedeného předpokladu zanedbáme příspěvek deformační práce od matrice, nicméně odhad chování kompozitu po prasknutí vláken by byl pouhou spekulací. Z výše uvedeného textu byl navržen výpočtový model materiálu uvedený na Obrázku 16. Pro výpočet v programu LS-DYNA byl použit model materiálu

- ***MAT PIECEWISE LINEAR PLASTICITY**

Tento model materiálu je jedním ze základních modelů v programu LS-DYNA. Umožňuje definovat libovolné elasto-plastické chování materiálu. Plastickou oblast lze definovat buď pomocí křivky přetvoření-napětí, nebo jako bilineární materiál se zadanými hodnotami meze kluzu a tečného modulu pružnosti. Kritérium porušení je založeno na velikosti efektivního plastického přetvoření. Když velikost plastického přetvoření překročí stanovenou mez, prvek je považován za *zničený* a je odebrán z výpočtu. Tento materiálový model byl vybrán proto, že základní lineárně elastický model v programu LS-DYNA nedovoluje stanovit podmínky porušení. Zvolením velice malé plastické oblasti lze tento problém spolehlivě vyřešit.



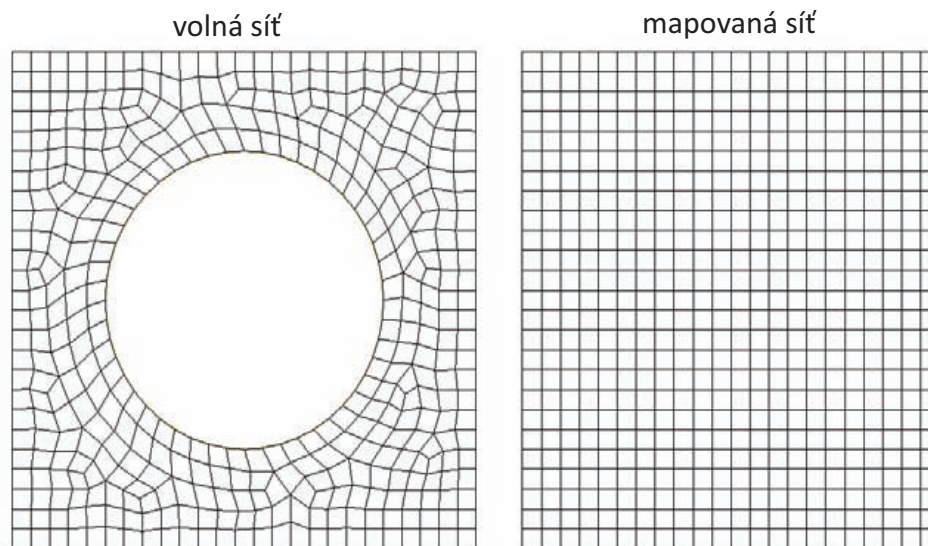
Obrázek 16: Navržený výpočtový model materiálu

Závěrem této podkapitoly je nutné zmínit fakt, že navržený výpočtový model je pouze odhadem skutečného materiálu a vznikl na základě teoretických vztahů a zavedených zjednodušujících předpokladů.

9.3 Konečnoprvkový model

Konečnoprvková síť, zejména u úloh nelineární mechaniky, má podstatný vliv na přesnost, výpočtový čas i konvergenci úlohy. Z tohoto důvodu je nutné věnovat této fázi náležitou pozornost a vytvořit dostatečně jemnou rovnoměrnou síť. Jednou z výhod programu MSC.Patran je nabídka širokých možností při tvorbě konečnoprvkové sítě. Uživatel může prvky i uzly vytvářet, mazat, posunovat, zrcadlit, atd. a to vše nezávisle na referenční geometrii. Získává tak mnohem větší kontrolu nad tvořenou sítí. Pro tvorbu sítě lze zvolit dva dostupné algoritmy [Obrázek 17]:

- IsoMesher: algoritmus pro tvorbu *mapované* sítě, lze jej použít pro parametricky popsané entity: křivky, plochy (3 nebo 4 stranné), jednoduchá objemová tělesa
- Paver: nástroj pro tvorbu *volné* sítě, lze jej použít pro neparametrické obecné plochy i objemová tělesa



Obrázek 17: Volná a mapovaná síť

Původně se zdálo postačující vytvoření volné sítě nástrojem Paver. První výpočty však odhalily, že tento postup vede k dlouhým výpočetním časům a problémům s kontakty. Problémy vznikaly hlavně z důvodů chyb v geometrii, které nebyly na první pohled zřejmé. Z tohoto důvodu, jak bylo uvedeno v podkapitole 8.1, byly některé plochy vytvořeny znovu, některé složitější plochy bylo rozděleny na několik jednodušších. Tyto úpravy umožnily použití nástroje IsoMesh a vytvoření tak sítě s převážně 4 uzlovými prvky typu SHELL. Nástroje Paver bylo použito pouze ve výjimečných případech kdy již nezbývala jiná možnost. Na Obrázku 18 je znázorněn rozdíl v kvalitě sítě, při jejím vytvoření na neparametrické ploše a při rozdělení na plochy parametrické.

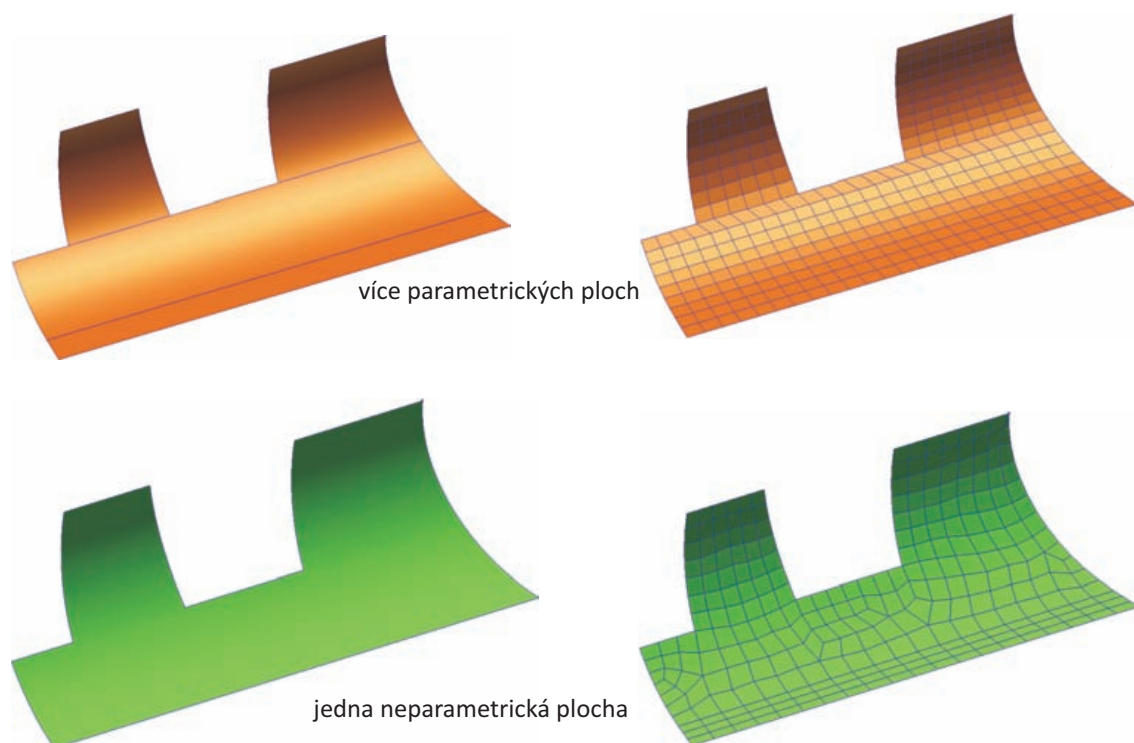
9.3.1 Dekomponované části

V programu MSC.Patran byly dále vytvořeny některé další části pro simulaci nárazu. Dekomponované části vozu jako šasi, motor, palivová soustava, byly nahrazeny tuhou deskou. Hmotnostní účinky dekomponovaných částí byly do výpočtu zahrnuty přiřazením hmotnosti této desce, pomocí klíčového slova:

- ***ELEMENT MASS**

Klíčové slovo umožňuje vytvořit hmotný bod, který je součástí deformovatelného nebo tuhého tělesa. Pokud je místo jednoho uzlu zvolena skupina uzlů, je přiřazena hmotnost rovnoměrně rozložena do každého z uzlů.

Deska [Obrázek 19] byla také použita pro definici spojení nárazníku a šasi vozu. V reálné soustavě je tato deska součástí lepeného hliníkového šasi. Lze tedy předpokládat, že tuhost šasi je oproti skořepinovému nárazníku několikanásobně vyšší. Z tohoto důvodu byla



Obrázek 18: Parametrické a neparаметrické plochy

deska uvažována jako tuhá. Další částí, kterou bylo nutné vytvořit, je model bariéry do které nárazník naráží. Protože se jedná o výpočtové modelování čelního nárazu do nedeformovatelné překážky, byla bariéra uvažována jako tuhá rovinná deska. Pro tuhá tělesa je v programu LS-DYNA vhodné použít materiálový model

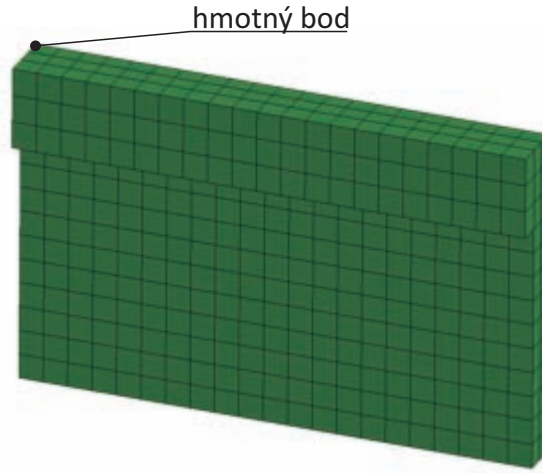
- ***MAT RIGID**

Materiálovému modelu je nutné zadat hodnoty elastických konstant, které jsou sice libovolné, nicméně by měly obsahovat reálné hodnoty, např. oceli.

9.3.2 Použité prvky

Jak již bylo uvedeno v předchozím textu je nárazník považován za tenkostěnnou konstrukci. Z toho důvodu byly použity skořepinové prvky typu SHELL. V programu je k dispozici několik typů skořepinových prvků. Ve výpočtovém modelu bylo použito pro vrchní a spodní díl skořepinového prvku, který je v programu LS-DYNA označen jako Belytschko-Lin-Tsay.

Skořepinový prvek Belytschko-Lin-Tsay je čtyřuzlový izoparametrický prvek, který byl do programu LS-DYNA implementován jako efektivnější výpočetní alternativa k předcho-



Obrázek 19: Tuhá deska

zímu prvku Hughes-Liu. Prvek využívá bilineární báze funkce ve tvaru:

$$N_1 = \frac{1}{4}(1 - \xi)(1 - \eta) \quad (9.68)$$

$$N_2 = \frac{1}{4}(1 + \xi)(1 - \eta) \quad (9.69)$$

$$N_3 = \frac{1}{4}(1 + \xi)(1 + \eta) \quad (9.70)$$

$$N_4 = \frac{1}{4}(1 - \xi)(1 + \eta) \quad (9.71)$$

Výhody tohoto prvku jsou důsledkem některých matematických zjednodušení, díky kterým tento skořepinový prvek potřebuje pouze mnohem méně matematických operací (725), než již zmíněný prvek Hughes-Liu (4125). Z těchto zjednodušení plynou i některá omezení, např. není vhodné tento prvek používat v úlohách, kde hrozí velké pokřivení prvků. V programu LS-DYNA je tento prvek považován za základní prvek pro řešení většiny explicitních úloh. Protože tento prvek obsahuje pouze jeden integrační bod v rovině, může u něj dojít k tzv. *hourglassing*.

9.3.3 Kontakty

Reálný díl i výpočtový model sestávají z několika částí. Spojení jednotlivých kusů na reálném dílu je realizováno lepeným spojem. Ve výpočtovém modelu bylo spojení realizováno definicí kontaktu mezi nimi.

Pro analýzu rychlých fyzikálních dějů, jako jsou nárazové zkoušky, u kterých lze předpokládat velké deformace, nemusí být předem zřejmé, které plochy budou v průběhu výpočtu v interakci. Identifikace míst, ve kterých dojde ke kontaktu může být z tohoto důvodu velmi obtížné, nebo prakticky nemožné. V těchto a podobných typech analýz je vhodnější a doporučené použít algoritmy pro automatické vyhledávání kontaktů. V programu LS-DYNA je použití těchto algoritmů signalizováno slovem **AUTOMATIC** v klíčových slovech pro nastavení kontaktů.

V případě skořepinových prvků, které byly primárně použity ve výpočtovém modelu, je kontaktní plocha nastavena následujícím způsobem. Střednicová plocha skořepinového

prvku je odsazena ve směru normály o tzv. *kontaktní tloušťku*, která je rovna polovině tloušťky skořepinového prvku. V případě, že se potkají normály protilehlých prvků vzniká kontaktní plocha. Z tohoto důvodu je nutné již při přípravě geometrie uvažovat vhodnou mezeru mezi jednotlivými prvky, aby nedošlo k počátečnímu průniku kontaktních ploch. Byly definovány následující kontaktní dvojice:

1. vrchní díl - deska
2. spodní díl - deska
3. spodní díl - vrchní díl
4. spodní díl - bariéra
5. vrchní díl - bariéra

Pro tyto dvojice byly použity kontakty definovány klíčovými slovy:

- ***CONTACT AUTOMATIC SURFACE TO SURFACE TIEBREAK**

Toto nastavení definuje kontakt mezi dvěma plochami, vzniklé promítnutím plochy prvku ve směru normály. Použití slova **TIEBREAK** umožňuje definovat podmínky porušení kontaktu. K porušení kontaktu může dojít buď při překročení povolené hodnoty normálového, nebo smykového napětí. U tohoto typu kontaktu není důležité rozlišovat mezi prvky typu SLAVE a MASTER. Tento kontakt byl použit pro 1. 2. a 3.

- ***CONTACT AUTOMATIC ONE WAY SURFACE TO SURFACE**

Tento typ kontaktu se doporučuje používat při kontaktu mezi deformovatelným a tuhým tělesem. Jsou definovány pouze prvky typu SLAVE, které jsou kontrolovány pro počáteční penetraci s prvky typu MASTER. Kontakt byl předepsán pro 4. a 5.

Jednou z dalších situací ke které může dojít, je průnik tělesa sebou samým. Tato situace je nežádoucí, a proto je nutné definovat kontakt i pro jednotlivá tělesa. V programu LS - DYNA se pro tento typ kontaktu používá klíčové slovo:

- ***CONTACT AUTOMATIC SINGLE SURFACE**

Jsou definovány pouze prvky typu SLAVE, mezi kterými je *a priori* předepsán možný kontakt, který bude aktivován v případě, že prvky začnou do sebe pronikat. Prvky typu MASTER nejsou definovány. Kontakt připadá v úvahu pouze pro deformovatelné části, tedy pro vrchní a spodní díl.

9.3.4 Okrajové a počáteční podmínky

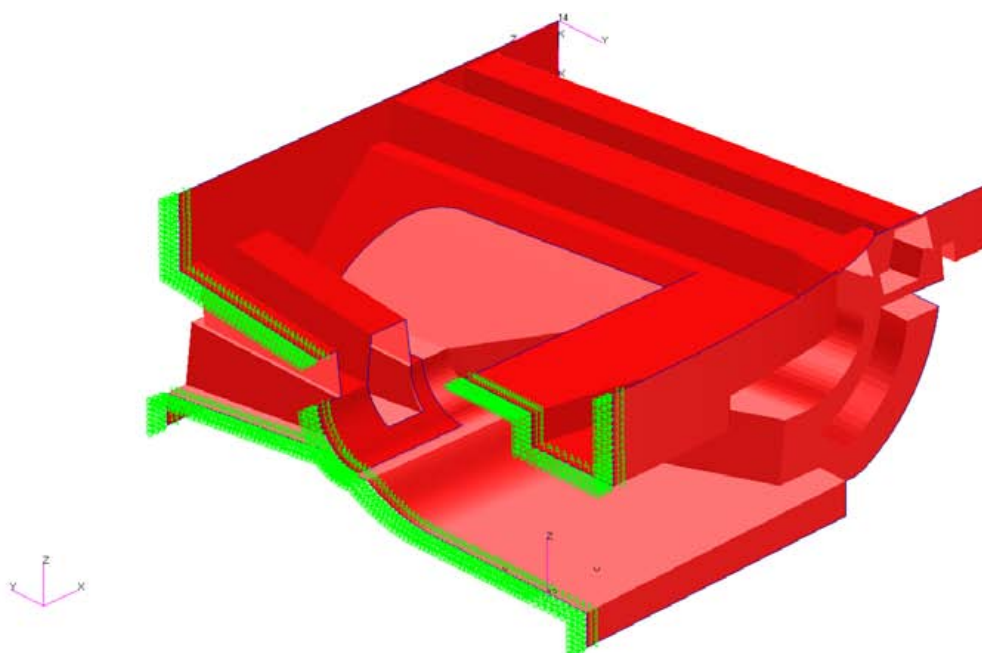
Při výpočtovém modelování je nutné zahrnout stejné, nebo na dané rozlišovací úrovni uspokojující, okrajové a počáteční podmínky, jako v případě reálné situace. Okrajové podmínky výpočtového modelu se týkaly převážně zamezení pohybu v jednotlivých směrech globálního souřadného systému. Okrajové podmínky byly předepsány pro desku a bariéru [Tabulka 7].

Výpočtový model má v globálním souřadném systému jednu rovinu symetrie $y - z$. Proto byla do výpočtu zahrnuta symetrická okrajová podmínka [Obrázek 20] a výpočet byl proveden pouze na polovičním modelu s cílem snížit výpočtové nároky a čas výpočtu.

díl	stupeň volnosti					
	posuv			natočení		
	x	y	z	x	y	z
tuhá deska	1	0	1	1	1	1
bariéra	1	1	1	1	1	1
1- stupeň volnosti odebrán						

Tabulka 7: Okrajové podmínky

Počáteční podmínky jsou dány velikostí počáteční rychlostí v časovém okamžiku t_0 a vzdáleností nárazníku od bariéry. Tato vzdálenost je poměrně malá (cca 3 mm), a to hlavně z důvodu úspory výpočtového času. Velikost počáteční rychlosti byla stanovena na 45 km/h.



Obrázek 20: Symetrická okrajová podmínka

9.3.5 Výpočtový model - shrnutí

Model geometrie sestává ze čtyř dílů. Deformovatelnými částmi jsou díly nárazníku. Nárazník je uvažován jako tenkostěnná konstrukce a pro simulaci byly použity skořepinové prvky. Pro všechny části se předpokládá stejná tloušťka prvků $t = 3$ mm. Zbývající dva díly jsou deska, které nahrazuje dekomponované části vozu a bariéra, do které nárazník narazí počáteční rychlostí. Tyto části jsou uvažovány jako tuhá tělesa. Kompletní geometrický model je zobrazen na Obrázku 21.

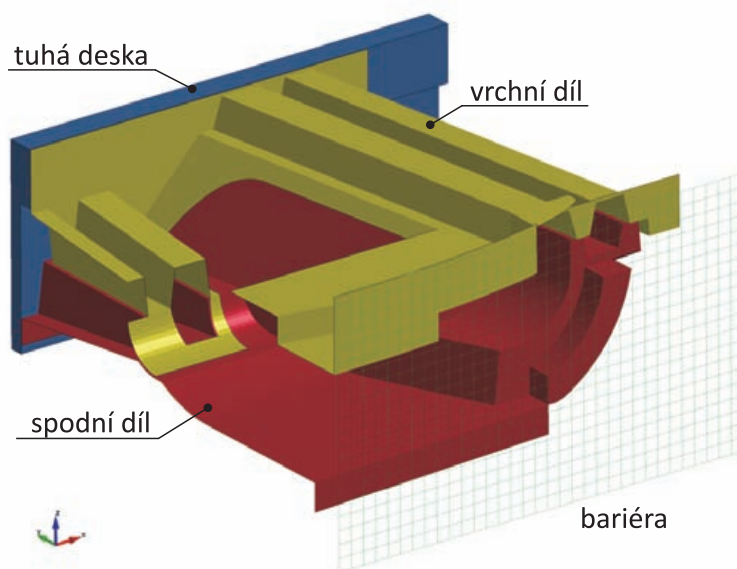
Pro výpočet byl použit homogenní izotropní lineárně elastický materiálový model [Obrázek 16], který byl vznikl na základě zjednodušujících předpokladů původního kompozitního materiálu. Model je popsán elastickými konstantami $E = 6783$ MPa a $\mu = 0.28$. Pro model materiálu byla uvažována podmínka porušení pokud velikost přetvoření ε dosáhne kritické hodnoty $\varepsilon_{f,krit} = 0.025$.

Okrajové podmínky jsou předepsány pro tuhou desku a bariéru. Bariéry jsou odebrány všechny stupně volnosti. Protože se jedná o výpočtovou simulaci čelního nárazu, je pohyb tuhé desky připuštěn pouze ve směru kolmém na model bariéry. Z důvodu snížení nároků na výpočtový čas bylo využito rovinné symetrie a výpočet byl proveden na polovičním modelu. Počáteční podmínky jsou dány počáteční rychlostí $v_0 = 45$ km/h, kterou se před okamžikem nárazu pohybuje nárazník a tuhá deska.

Analýza patří do oblasti nelineární mechaniky kontinua, proto jsou-li vyhodnocována napětí nebo přetvoření, jedná se o skutečné (Cauchyho) napětí, resp. skutečné (logaritmické) přetvoření. Stejně hodnoty jsou použity i v případě zadávání křivek modelu materiálu. Při vytváření výpočetního modelu byl použit systém konzistentních jednotek SI [Tabulka 8].

hmotnost	rozměry	čas	síla	napětí	energie	hustota	rychlost
T	mm	s	N	MPa	N/mm	T/mm ³	mm/s

Tabulka 8: Použité jednotky SI



Obrázek 21: Výpočtový model

10 Analýza 1

Cílem výpočtu je v programu LS-DYNA provést výpočtovou simulaci čelního nárazu nárazníku na tuhou bariéru při dané počáteční rychlosti.

10.1 Výsledky numerické analýzy 1

V této kapitole budou probrány výsledky numerické simulace. Jsou popsány výsledky, které mají vliv na pasivní bezpečnost vozu. Mezi tyto výsledky patří:

- deformace nárazníku
- změna kinetické energie
- průběh zrychlení a velikost průměrného zrychlení
- změna velikosti rychlosti

Vyhodnocení veličin je provedeno na tuhé desce, která reprezentuje dekomponované části vozu.

10.1.1 Deformace nárazníku

Na Obrázku 22 je znázorněn průběh simulace a deformovaný tvar nárazníku. Z obrázku je zřejmé, že v časovém úseku 0 – 50 ms dojde ke kompletní destrukci nárazníku. Dále na Obrázku 33 jsou zobrazeny vymazané prvky, tj. ty prvky u kterých došlo k porušení.

V případě nárazu na tuhou stěnu je velikost okamžité deformace rovna posuvu ne-deformovaných částí, které v tomto případě reprezentuje tuhá deska. Hodnoty okamžité deformace a deformovaný tvar jsou zobrazeny v sekvenci Obrázků 24 až 29.

10.1.2 Změna kinetické energie

Další veličinou, kterou lze pro průběh nárazu vyhodnotit, je pokles kinetické energie. Pokles kinetické energie má přímou spojitost s množstvím energie, která se zmařila deformací nárazníku. Průběh změny kinetické energie v časovém úseku simulace je uveden na Obrázku 30. Pokles kinetické energie vypočítáme z hodnot vyznačených v grafu. Tyto hodnoty označují počáteční kinetickou energii E_{k0} , resp. hodnotu kinetické energie v okamžiku odrazu $E_{k,odraz}$. Záporné znaménko naznačuje, že se jedná o zápornou změnu, tedy pokles.

$$\Delta E_k = E_{k,odraz} - E_{k0} = 23 - 31 = -8 \text{ kJ} \quad (10.72)$$

10.1.3 Změna velikosti rychlosti

Vzhledem k velmi malé změně kinetické energie, lze očekávat i malou změnu rychlosti. Pokles rychlosti určíme z hodnot v_0 a v_{odraz} vyznačených v Obrázku 31.

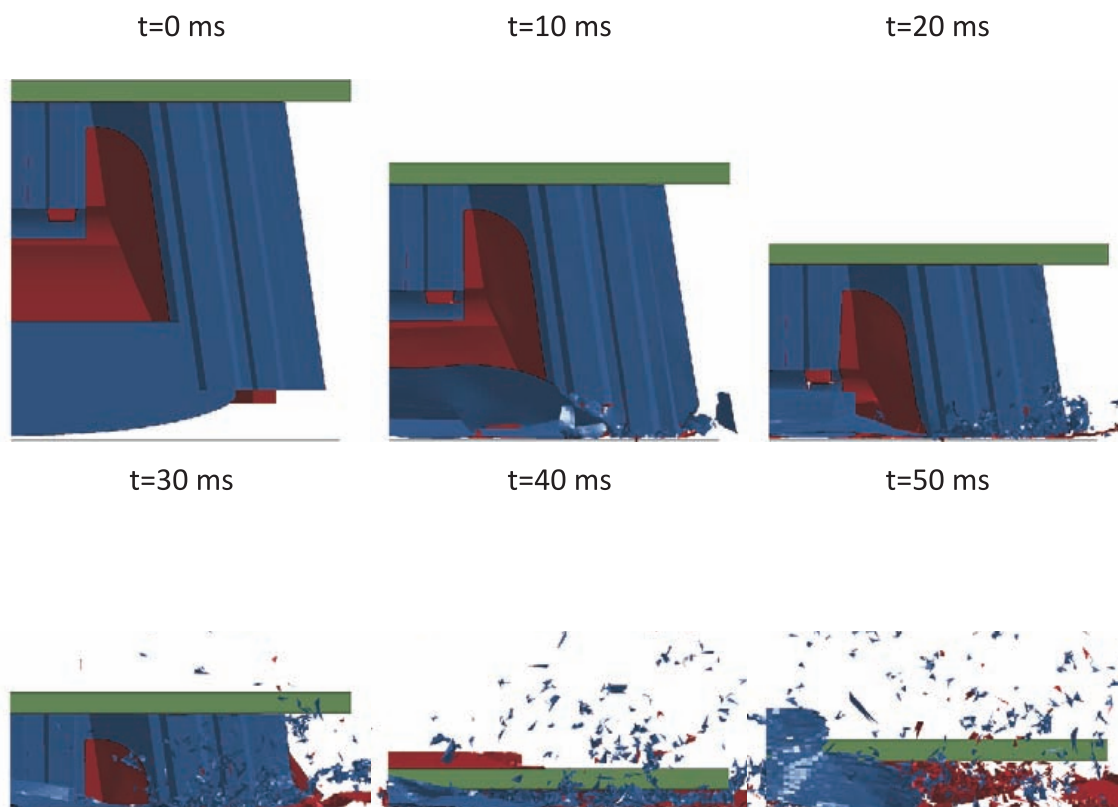
$$\Delta v = v_{odraz} - v_0 = 39 - 45 = -6 \text{ km/h} \quad (10.73)$$

10.1.4 Průběh zrychlení a velikost průměrného zrychlení

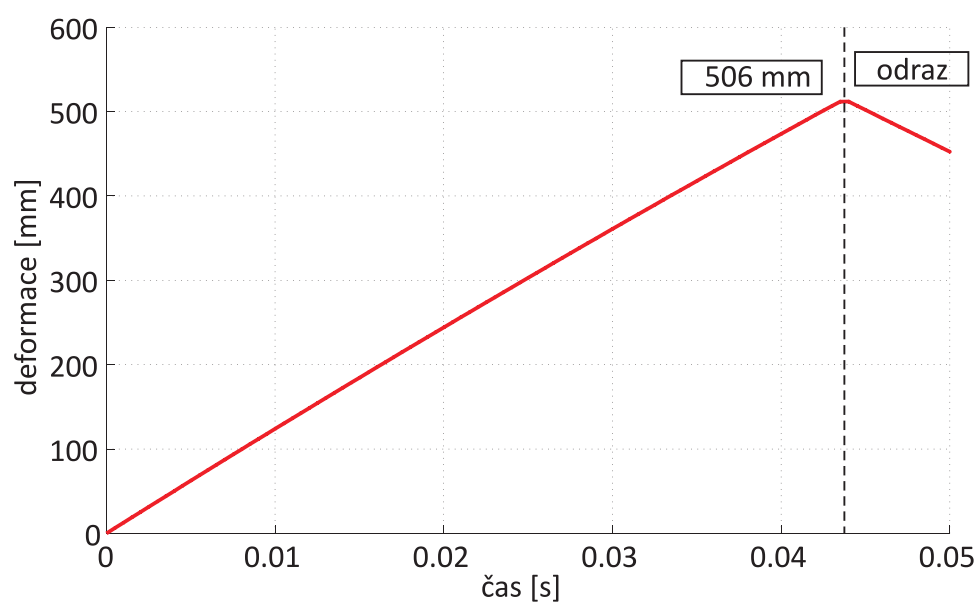
Jednou z nejdůležitějších veličin, které se hodnotí z hlediska pasivní bezpečnosti je zrychlení, resp. zpomalení kabiny vozu. Z výpočtové simulace byl získán průběh zrychlení podle Obrázku 32. Z výsledků je zřejmé, že maximální hodnoty zrychlení se pohybují kolem hodnoty 50 m/s^2 . K velkému nárůstu dochází v časovém okamžiku kdy se traversa dostane do kontaktu s bariérou. Velikost zrychlení v tomto okamžiku dosahuje extrémních hodnot. Tento okamžik je nutno přijmout kriticky, neboť ve výpočtovém modelu jsou tělesa uvažována jako tuhá, tedy nedeformovatelná. V reálné soustavě by se v tomto okamžiku začaly deformovat další části vozu. Tento úsek je pro pozdější úvahy zanedbán. Velikost průměrného zrychlení určíme ze změny rychlosti za čas simulace.

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{-6.000}{0.043} = -139.530 \text{ m/s}^2 \approx -14g \text{ m/s}^2 \quad (10.74)$$

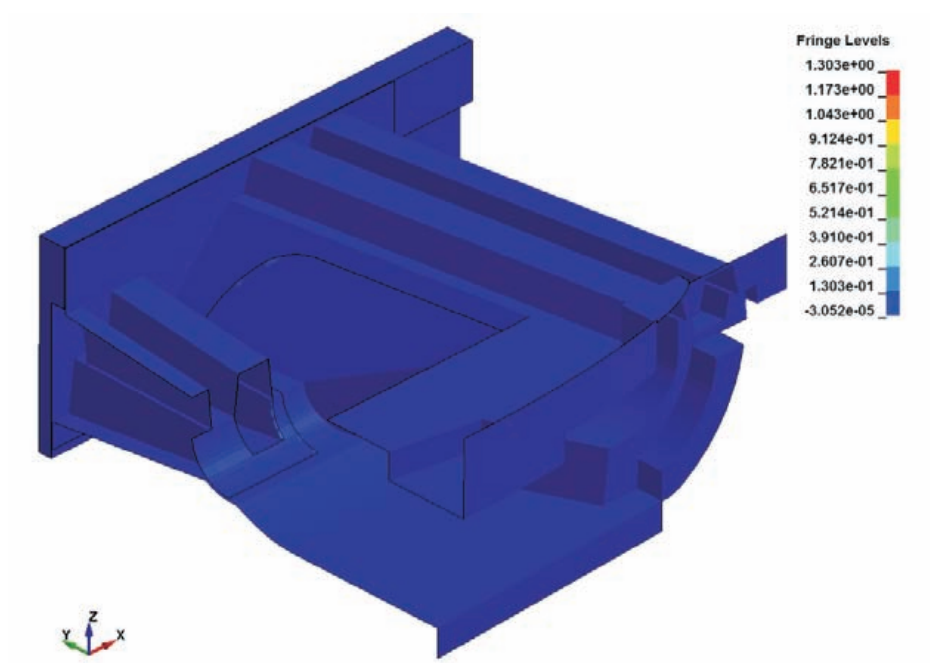
Znaménko mínus naznačuje zápornou změnu a toto zrychlení by mělo být označeno jako záporné zrychlení, neboli zpomalení.



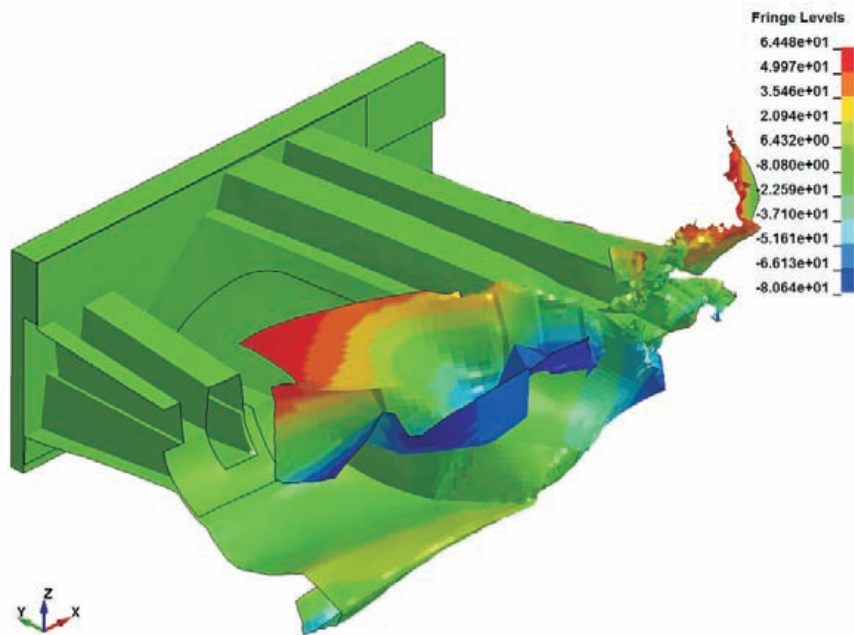
Obrázek 22: Průběh simulace, Analýza 1



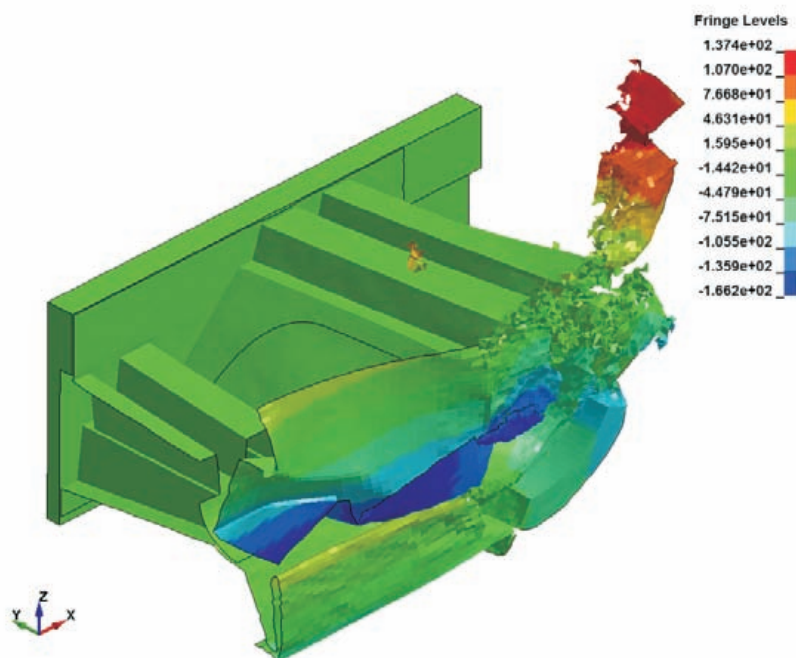
Obrázek 23: Průběh deformace, Analýza 1



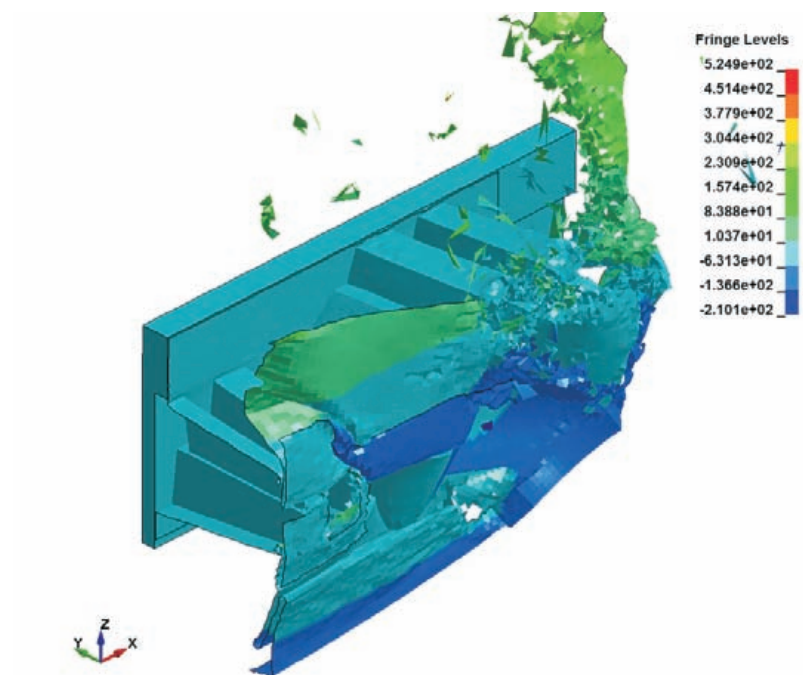
Obrázek 24: Deformace nárazníku $t = 0$ ms, Analýza 1



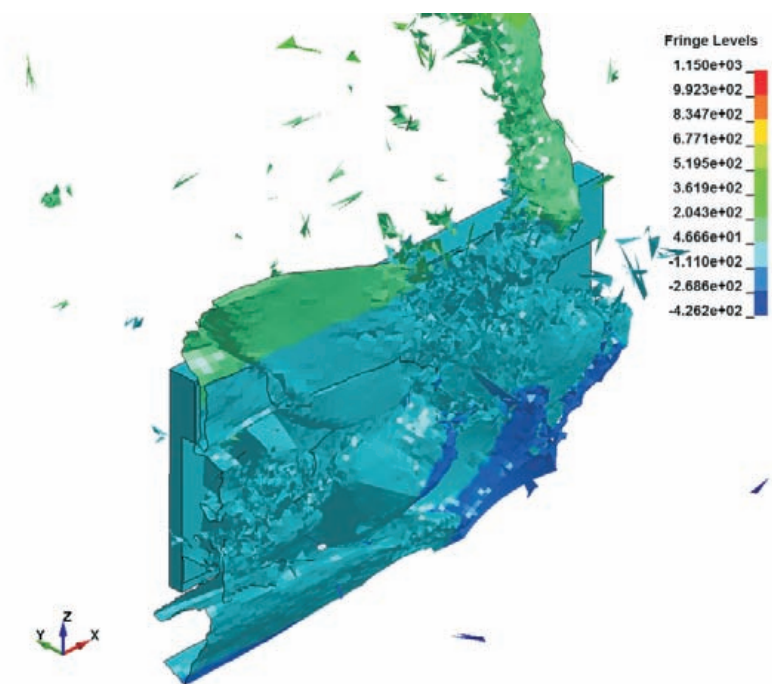
Obrázek 25: Deformace nárazníku $t = 10$ ms, Analýza 1



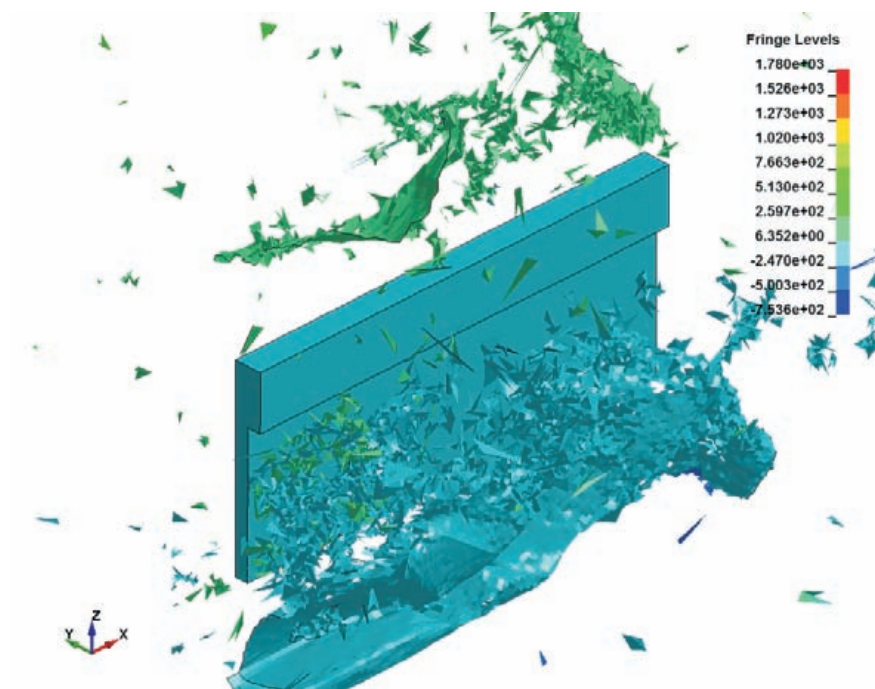
Obrázek 26: Deformace nárazníku $t = 20$ ms, Analýza 1



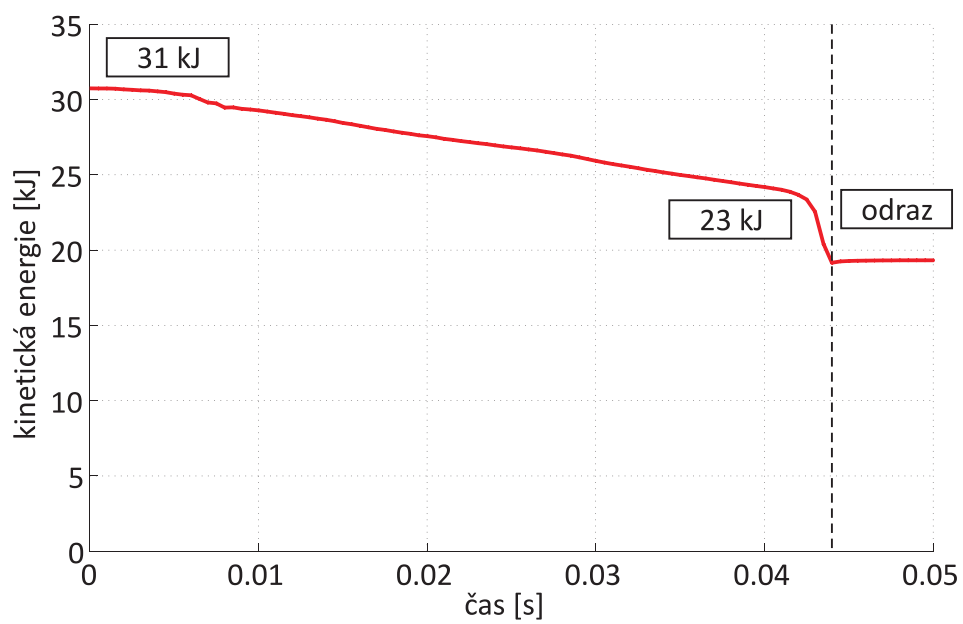
Obrázek 27: Deformace nárazníku $t = 30$ ms, Analýza 1



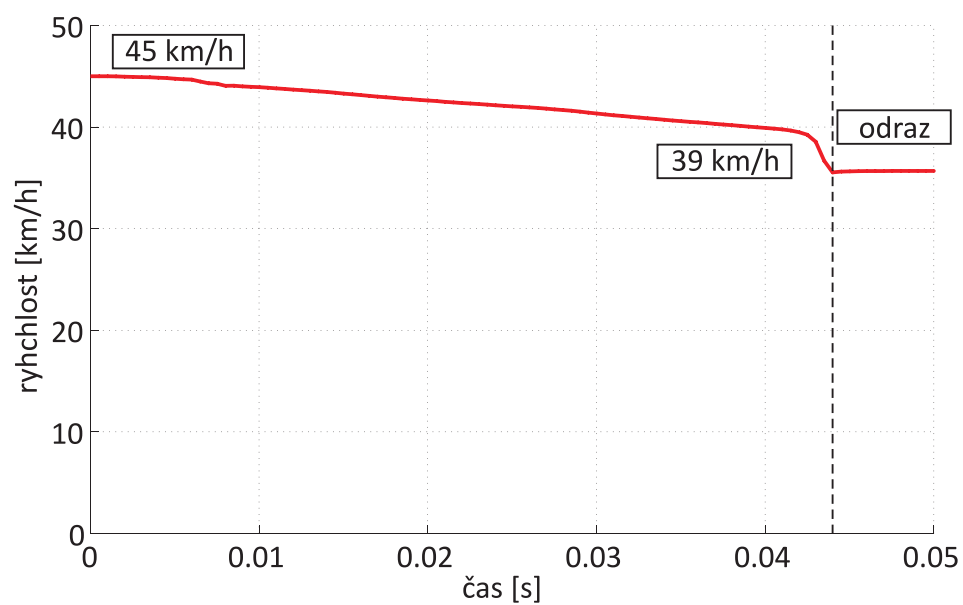
Obrázek 28: Deformace nárazníku $t = 40$ ms, Analýza 1



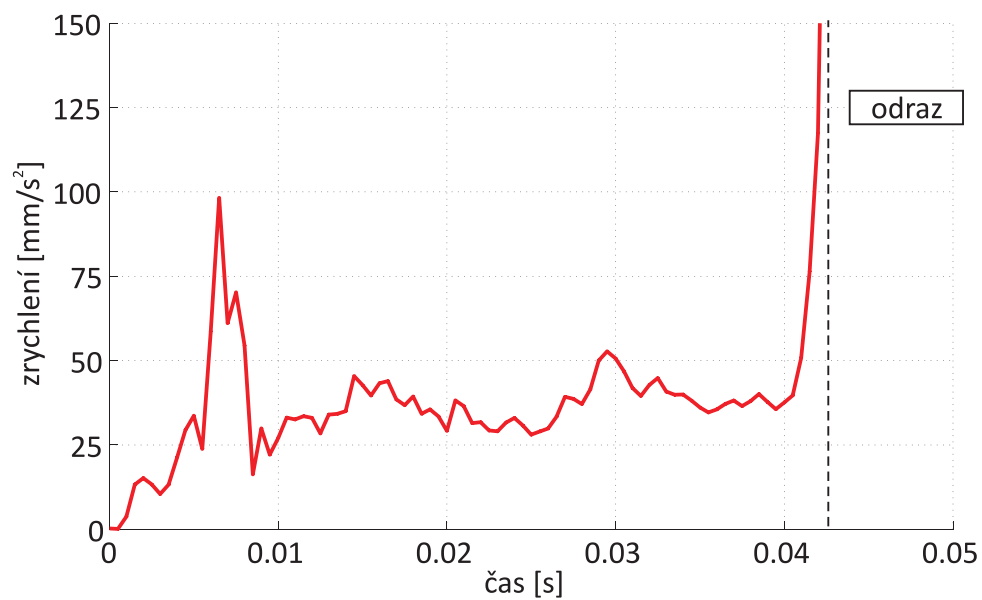
Obrázek 29: Deformace nárazníku $t = 50$ ms, Analýza 1



Obrázek 30: Změna kinetické energie, Analýza 1



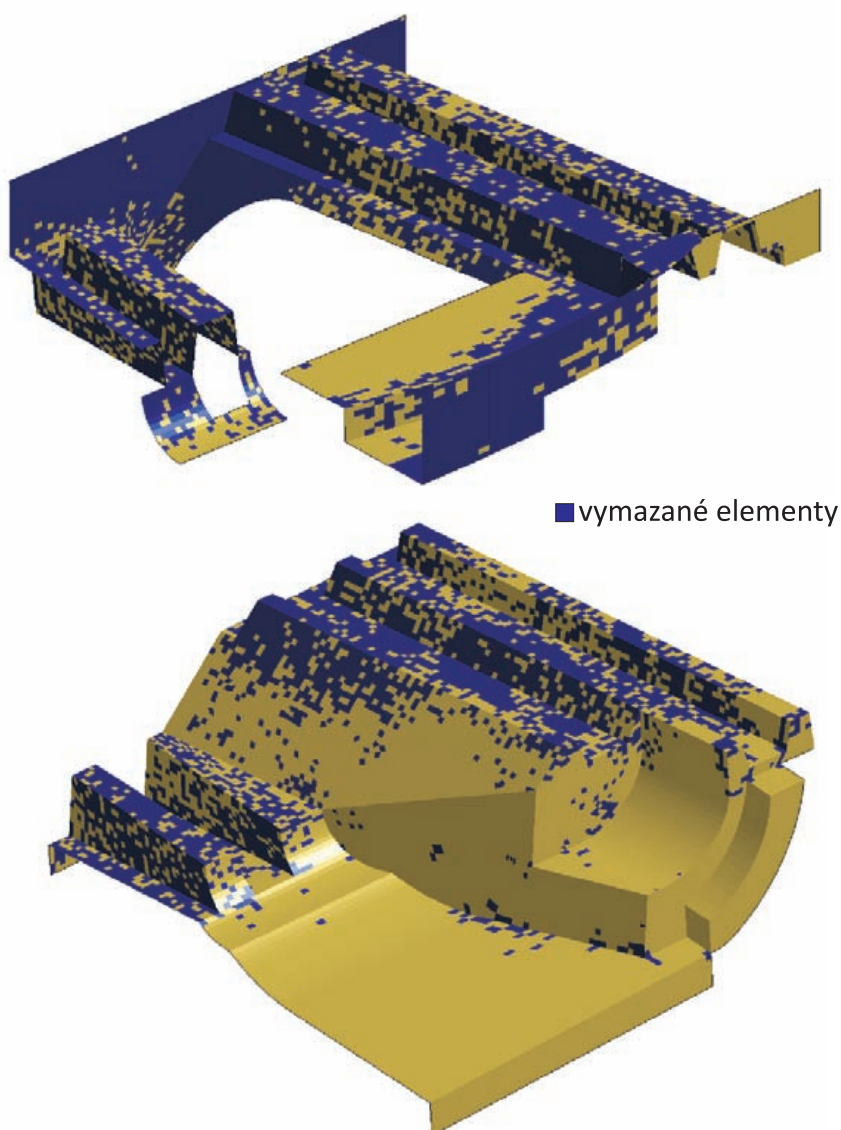
Obrázek 31: Průběh rychlosti, Analýza 1



Obrázek 32: Průběh zrychlení, Analýza 1

10.1.5 Dílčí komentář výsledků

Předložené výsledky ukazují poměrně malý pokles kinetické energie $\Delta E_k = 8 \text{ kJ}$) a rychlosti $\Delta v = 6 \text{ km/h}$). Hodnota průměrného zpoždění $a = 139 \text{ m/s}^2$ naznačuje působení zpomalení na lidský organismus, ale nedosahuje kritických hodnot. V průběhu deformace nedochází k výraznému poklesu kinetické energie, přestože dojde k celkové destrukci nárazníku.



Obrázek 33: Vymazané elementy, Analýza 1

11 Analýza 2

Před druhou analýzou bylo nutné navrhnout konstrukční změny případně vhodný materiál. Konstrukční změny jsou omezeny ostatními částmi vozu, které obklopují řešenou soustavu, a proto byla zvolena druhá možnost. Na materiál jsou kladeny tři požadavky: nízká hustota (aby nedošlo k výraznému zvýšení hmotnosti), dobrá pevnost a schopnost pohlcovat energii (plasticita). Vhodným materiálem pro tyto kritéria se jeví slitiny hliníku, zejména slitiny AlCuMn, známé též jako dural.

Druhá analýza byla provedena pro materiál s označením, podle ČSN EN 1706, EN AW 2024. Materiálová data této slitiny jsou v Tabulce 9 a byla získána z [15].

Modul pružnosti v tahu	E	73084	[MPa]
Poissonovo číslo	μ	0.33	[-]
Smluvní mez kluzu	$R_{p0,2}$	75	[MPa]
Mez pevnosti	R_m	186	[MPa]
Hustota	ρ	2768	[kgm ⁻³]
Tažnost	A	12	[%]

Tabulka 9: Materiálové charakteristiky slitiny EN AW 2024

Plastická oblast materiálu byla definována podle Tabulky 10. Hodnoty se do programu LS-DYNA zadávají v souřadnicích Cauchyho napětí (skutečné)-efektivní plastické přetvoření.

$\varepsilon_{\text{eff,pl}}[-]$	$\sigma^C[\text{MPa}]$
0.000	75.84
0.002	75.90
0.011	108.35
0.026	134.71
0.049	157.04
0.077	176.78
0.113	194.74

Tabulka 10: Souřadnice křivky plasticity materiálu EN AW 2024

11.1 Výsledky numerické analýzy 2

Jsou vyhodnocovány stejné veličiny jako v předešlém výpočtu.

11.1.1 Deformace nárazníku

Průběh deformace v průběhu simulace je zobrazen na Obrázku 34. V uvažovaném časovém okamžiku dojde k téměř totální destrukci nárazníku. Hodnoty okamžité deformace a deformovaný tvar jsou zobrazeny v sekvenci Obrázků 36 až 41.

11.1.2 Změna kinetické energie

Vzhledem k použití elasto - plastického materiálového modelu je podstatná část kinetické energie přeměněna na deformační práci. Průběh kinetické energie je zobrazen na Obrázku 42.

$$\Delta E_k = E_{k,odraz} - E_{k0} = 10 - 31 = -21 \text{ kJ} \quad (11.75)$$

11.1.3 Změna velikosti rychlosti

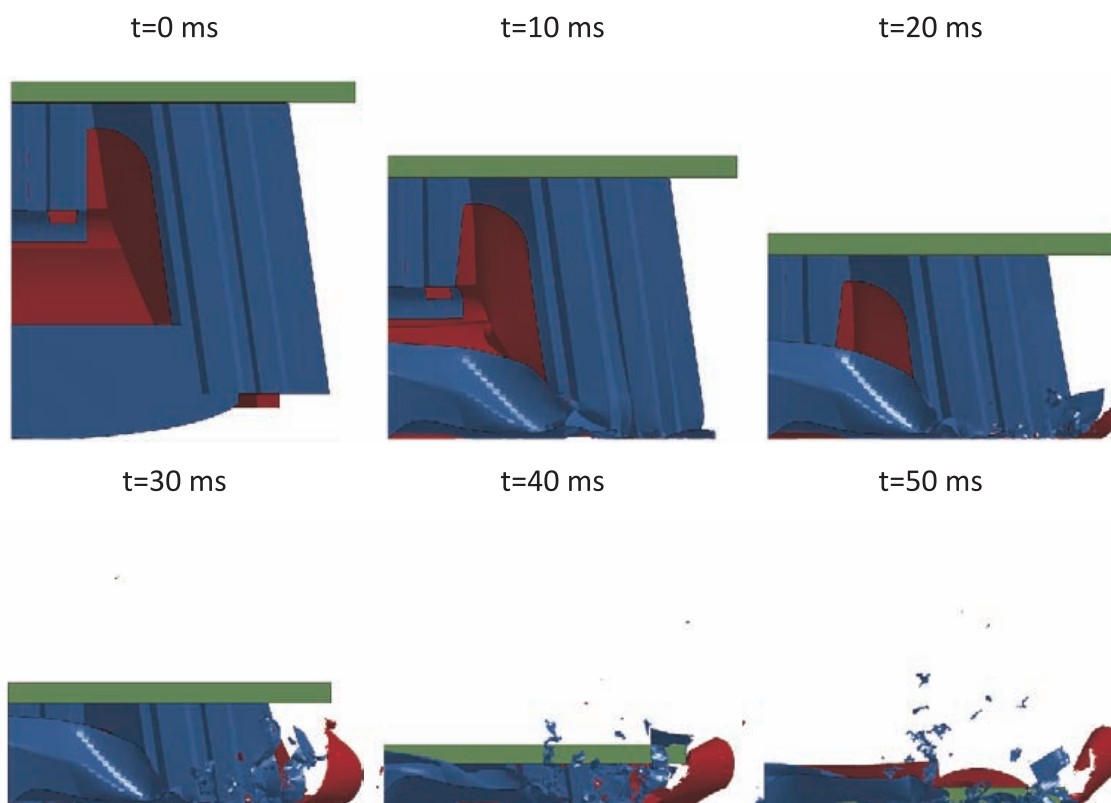
V důsledku výrazné změny ve velikosti kinetické energie dochází k poměrně velkému poklesu rychlosti. Průběh rychlosti je zobrazen na Obrázku 43.

$$\Delta v = v_{odraz} - v_0 = 25 - 45 = -20 \text{ km/h} \quad (11.76)$$

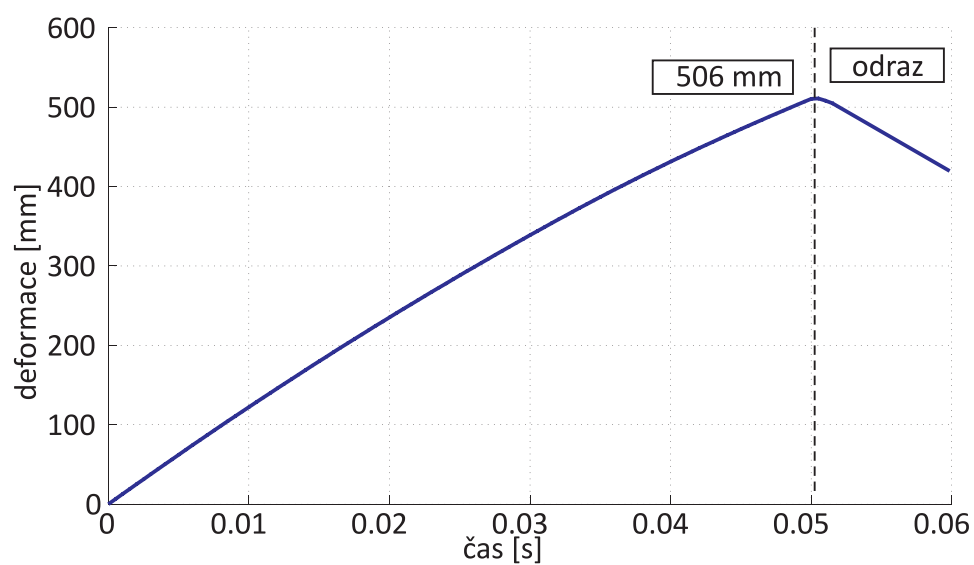
11.1.4 Průběh zrychlení a velikost průměrného zrychlení

Velikost zrychlení v průběhu simulace je na Obrázku 44 Průměrné zrychlení má velikost

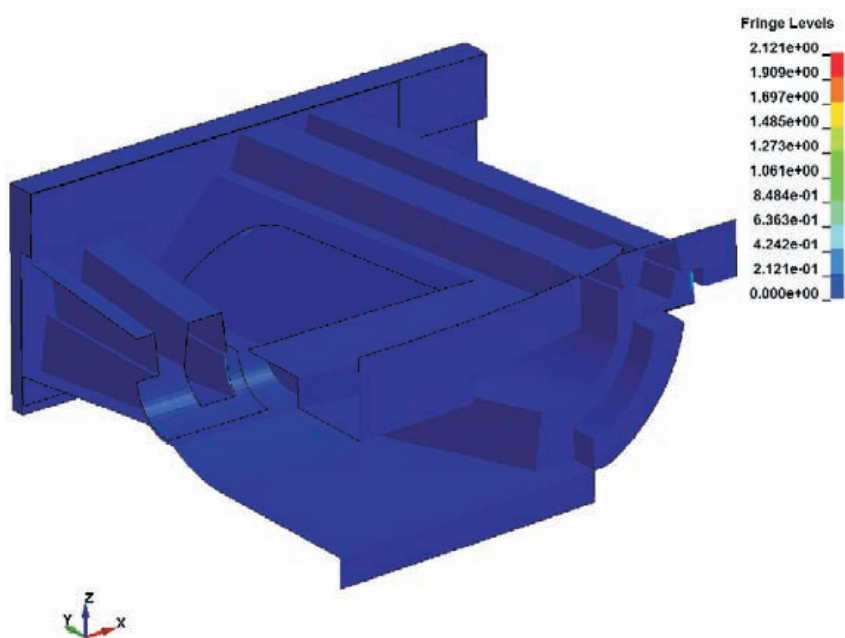
$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{-20.000}{0.050} = -400.00 \text{ m/s}^2 \approx -40g \text{ m/s}^2 \quad (11.77)$$



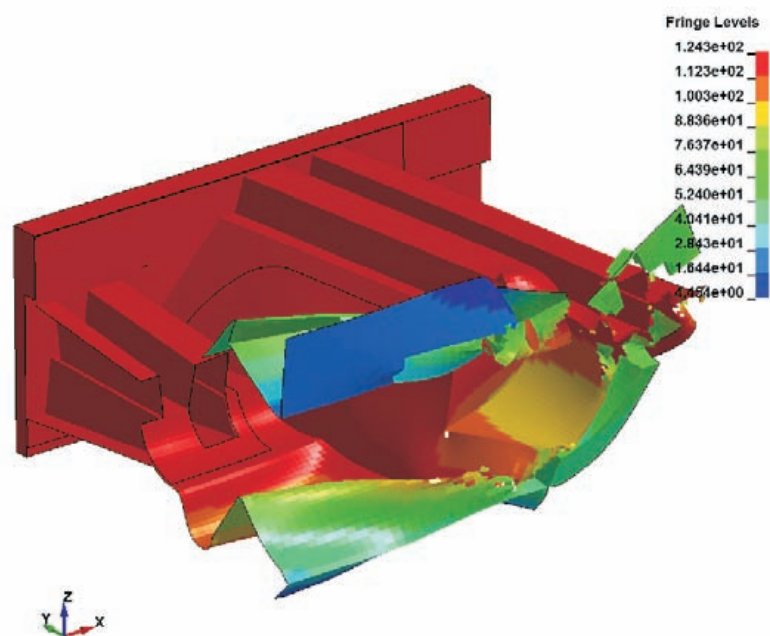
Obrázek 34: Deformace nárazníku, Analýza 2



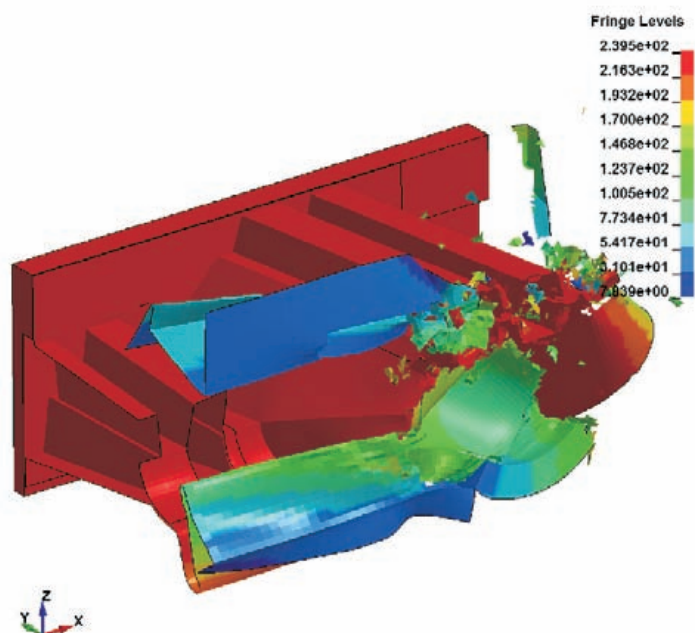
Obrázek 35: Průběh deformace, Analýza 2



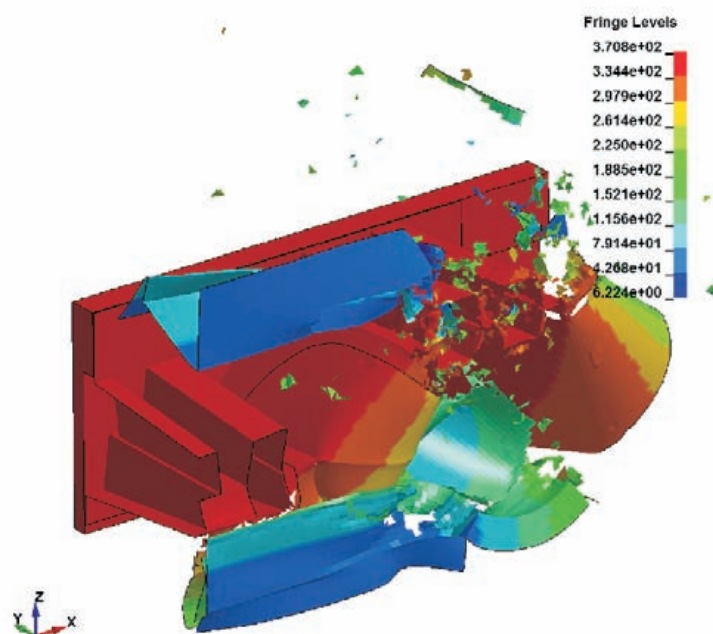
Obrázek 36: Deformace nárazníku $t = 0$ ms, Analýza 2



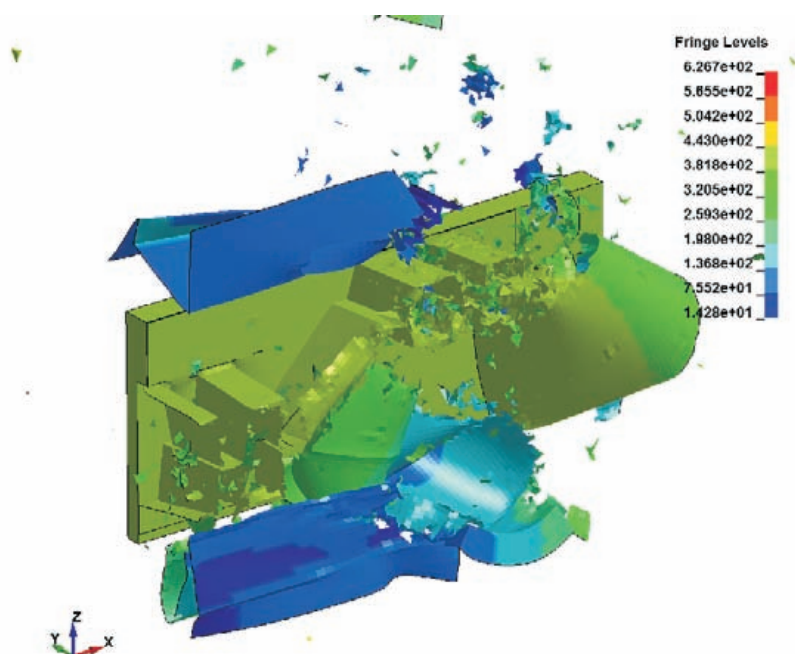
Obrázek 37: Deformace nárazníku $t = 10$ ms, Analýza 2



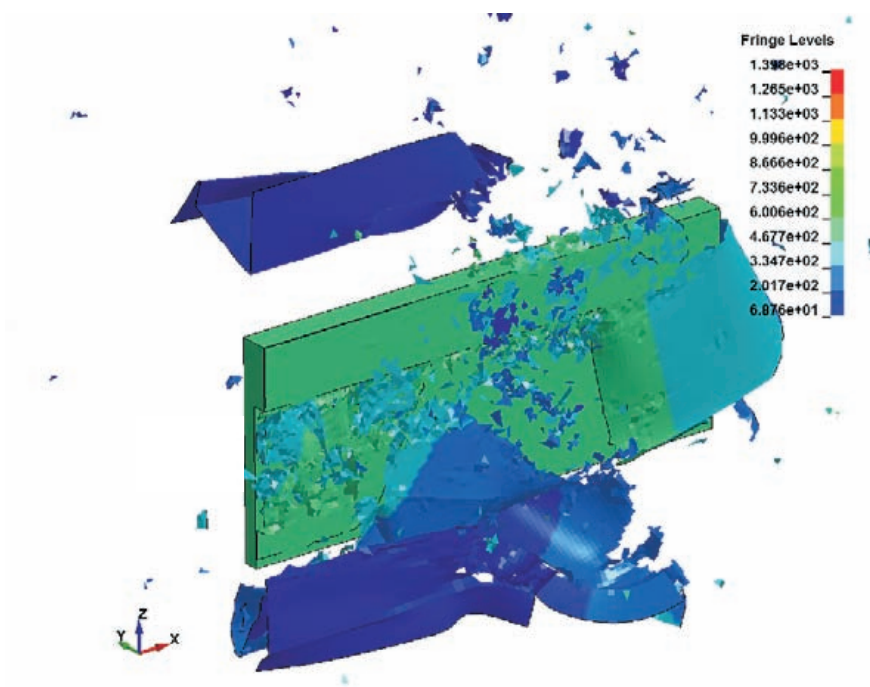
Obrázek 38: Deformace nárazníku $t = 20$ ms, Analýza 2



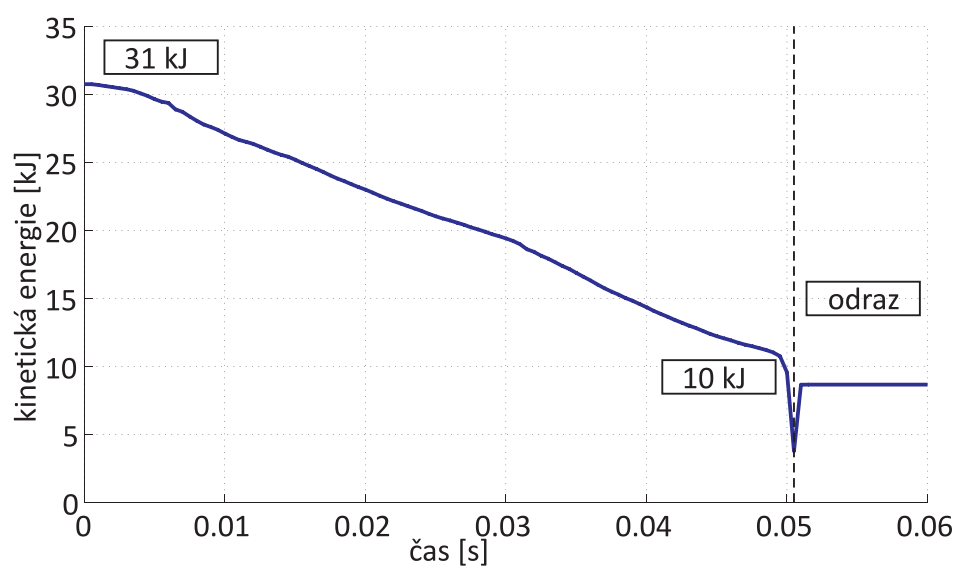
Obrázek 39: Deformace nárazníku $t = 30$ ms, Analýza 2



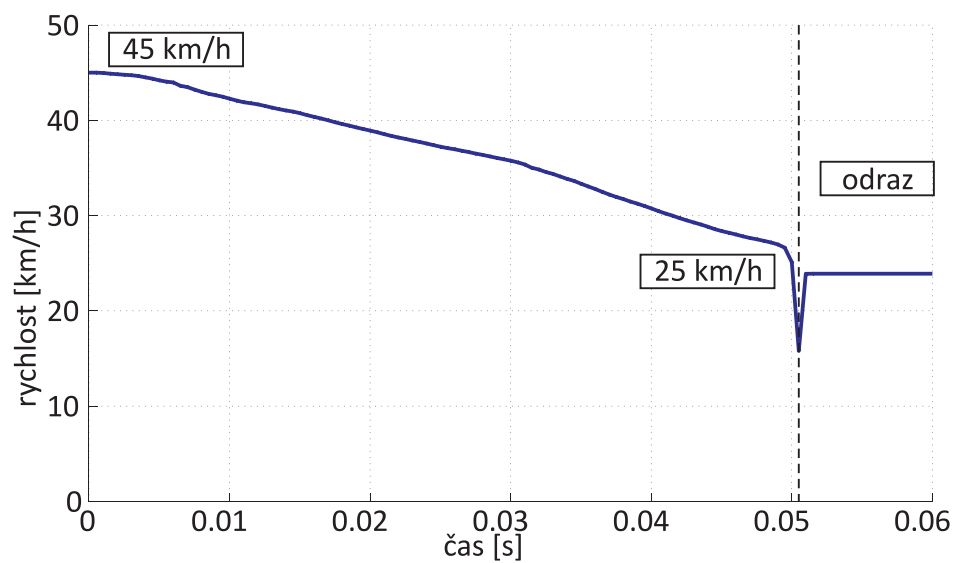
Obrázek 40: Deformace nárazníku $t = 40$ ms, Analýza 2



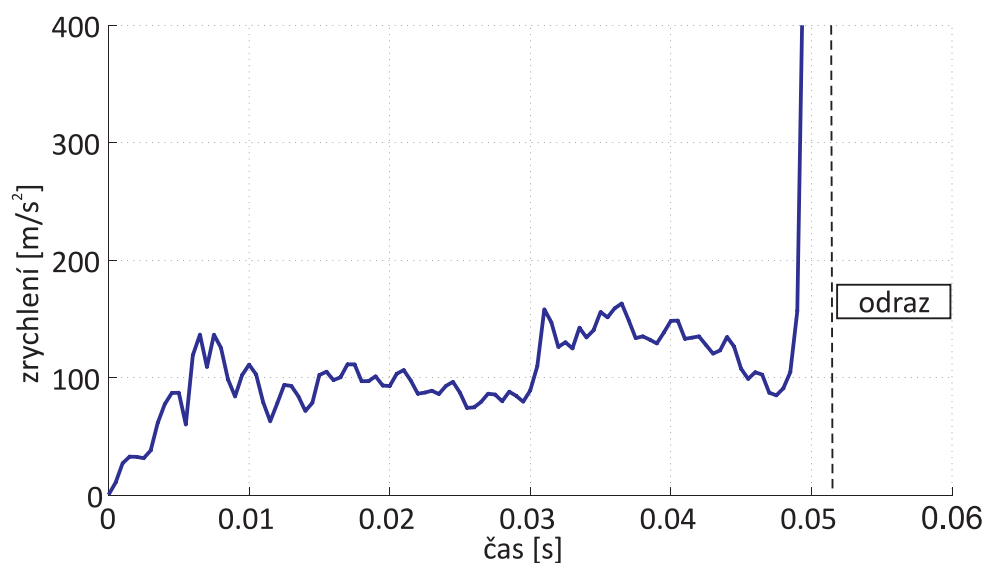
Obrázek 41: Deformace nárazníku $t = 50$ ms, Analýza 2



Obrázek 42: Změna kinetické energie, Analýza 2



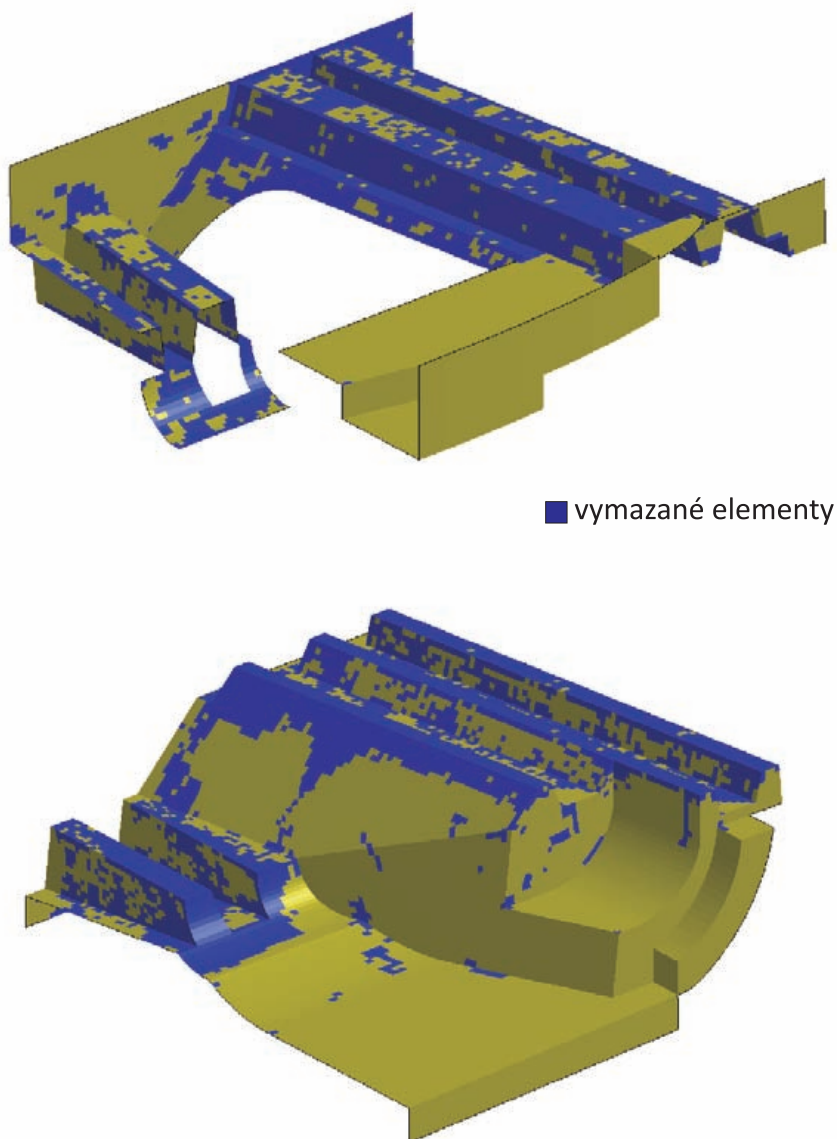
Obrázek 43: Průběh rychlosti, Analýza 2



Obrázek 44: Průběh zrychlení, Analýza 2

11.1.5 Dílčí zhodnocení výsledků

Použití materiálu s elasticko-plastickým chováním vede k výraznějšímu poklesu kinetické energie $\Delta E_k = 21 \text{ kJ}$ i rychlosti $\Delta v = 20 \text{ km/h}$. Pokles ovšem vede k nárůstu průměrného zrychlení $a = 400 \text{ m/s}^2$.



Obrázek 45: Vymazané elementy, Analýza 2

12 Vyhodnocení výsledků

Z pohledu deformačně-napěťové analýzy přichází v úvahu vyhodnocení deformace nárazníku a její souvislost s množstvím energie, kterou je schopná soustava pohltit, vyjádřenou poklesem kinetické energie ΔE_k . Velikost maximální deformace nárazníku ve směru zatížení je dána délkou nárazníku $\Delta y_{max} = 506$ mm. Veličina Δt je doba, za kterou dojde k deformaci nárazníku o Δy . Změna kinetické energie způsobí změnu rychlosti vozidla Δv a soustava se začne pohybovat ze zrychlením. Symbolem a je označena velikost průměrného zrychlení. Následující tabulka [Tabulka 11] shrnuje výsledky obou provedených analýz.

	Δy_{max} [mm]	Δt s	Δy [mm]	ΔE_k [kJ]	Δv [km/h]	a [m/s] ²
Analýza 1	506	0.042	506	6	4	95
Analýza 2	506	0.050	506	21	20	400

Tabulka 11: Výsledky analýz

12.1 Hodnocení z pohledu mechaniky

Z hodnot uvedených v Tabulce 11 plyne, že hliníková slitina je schopna pohltit mnohem větší část počáteční kinetické energie v důsledku plastické deformace a dochází k výraznému snížení rychlosti nárazu.

Na druhou stranu je nutné vzít v úvahu, že výsledky pro homogenizovaný materiálový model reálného materiálu jsou důsledkem jeho zjednodušujících předpokladů a poskytují pouze představu o chování skutečné soustavy. Velkou měrou k tomu přispívá malý objemový podíl vláken, zejména ve vrstvách biaxiální tkaniny.

12.2 Hodnocení z pohledu biomechaniky

Z Analýzy 1 a 2 byl získán průběh zrychlení podle Obrázku 46. V obou případech byl zanedbán časový okamžik kdy dochází ke kontaktu tuhé desky a bariéry, neboť v tento okamžik by se dostaly do interakce ostatní části vozu a průběh zrychlení by byl zřejmě jiný. Z tohoto důvodu se omezíme pouze na časový okamžik deformace nárazníku.

Odhad poranění provedeme se zřetelem k indexu SI (viz. 6.2.1). Pro výpočet je užito vztahu (6.8). V tomto vztahu vystupuje velikost zrychlení jako funkce času. Z tohoto důvodu byl průběhem zrychlení v obou případech proložen polynom. Vhodnou aproximací se bylo dosáhnuto použitím polynomu 4. stupně. Hodnoty koeficientů polynomu jsou uvedeny v Tabulce 13. Hodnoty indexu SI pro oba případy analýzy jsou uvedeny v Tabulce 12.

$$a_r(t) = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3 + a_4 t^4 \quad (12.78)$$

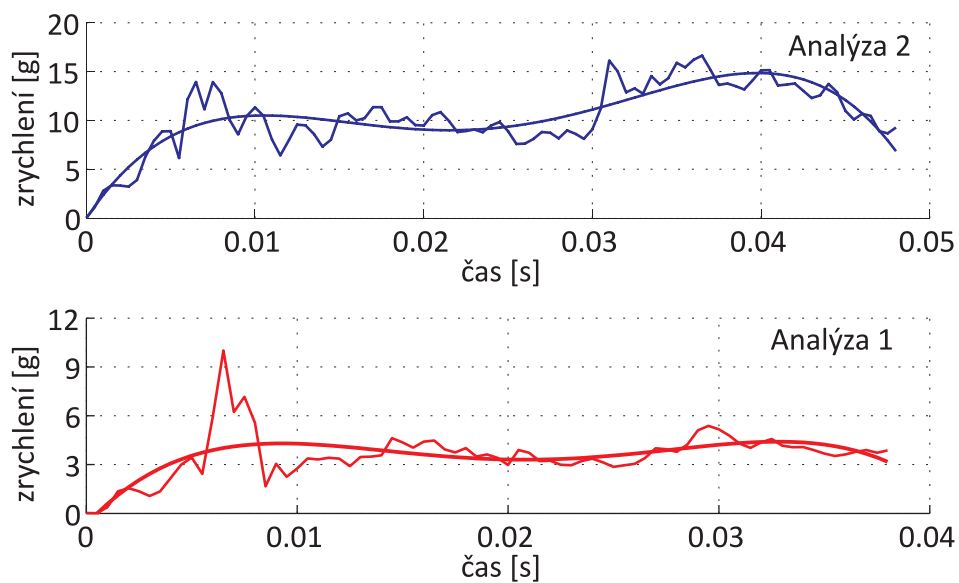
Hodnoty SI-indexu, který slouží k hodnocení špičkového zrychlení hlavy, jsou v obou případech poměrně nízké a nedosahují kritické hodnoty 1000. Výsledky ukazují, že v průběhu deformace nárazníku není lidské tělo, resp. hlava posádky vystavena zrychlení takovému, které by mohlo vést k poškození lidského organismu. Je třeba brát v úvahu, že hodnoty SI-indexů se ve skutečnosti měří na zkušebních figurínách a časový úsek trvání zkoušek je mnohem delší. Proto tyto hodnoty je třeba brát spíše jako orientační.

	SI
Analýza 1	0.136
Analýza 2	0.499

Tabulka 12: Severity Index

	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
Analýza 1	$-5.45 \cdot 10^7$	$4.58 \cdot 10^6$	$-1.29 \cdot 10^5$	$1.38 \cdot 10^3$	-0.67
Analýza 2	$-7.18 \cdot 10^7$	$6.88 \cdot 10^6$	$-2.16 \cdot 10^5$	$2.60 \cdot 10^3$	-0.04

Tabulka 13: Koefficienty polynomů



Obrázek 46: Závislost zrychlení na čase

13 Závěr

Předkládaná diplomová práce se zabývá výpočtovým modelováním nárazu přední deformační zóny závodního automobilu. Náraz je obecně dynamický děj trvající velice krátký časový okamžik. Tyto typy úloh lze v současné době řešit pouze numericky, proto byl vybrán program LS-DYNA, který umožňuje řešit tyto úlohy metodu končených prvků v její explicitní formulaci.

Značnou bariérou práce byla absence v podstatě veškerých vstupních informací. Geometrický model musel být vytvořen odměřením fyzického dílu. Nedostatek informací o materiálu vyústil v nutnost použití homogenního izotropního lineárně-elastického modelu materiálu, který vznikl na základě teorie dlouhovláknových a krátkovláknových kompozitů, a který je značně zjednodušenou variantou skutečného materiálu. Navíc tento model nemohl být ověřen experimentem, neboť nebyly k dispozici žádné vhodné vzorky.

Otevřeně se dá předpokládat, že úroveň výsledků první analýzy je přímo úměrná úrovni použitého materiálového modelu. Použitím izotropního homogenního lineárně-elastického modelu není možné postihnout skutečné chování kompozitního materiálu ze kterého je nárazník vyroben. Nicméně výsledky tohoto jednoduchého modelu naznačují možnost použití kompozitních struktur jako deformační zóny.

Výsledky v případě druhé analýzy, kde bylo použito materiálu s elasto-plastickým chováním naznačují, že soustava, při nižších rychlostech, je schopna plnit svoji funkci, tedy v první fázi nárazu přispět ke snížení kinetické energie.

Případné pokračování této práce spočívá v první řadě ve vylepšení modelu materiálu kompozitu ve smyslu důkladnější identifikace jeho struktury v různých částech nárazníku, experimentálním měřením materiálových charakteristik a použitím modelu materiálu, který umožňuje zahrnout některé z mechanismů porušování kompozitů. Výpočtový model by bylo vhodné rozšířit o některé další části vozu (kola, ochranný rám, šasi).

Reference

- [1] VLK, F. *Stavba motorových vozidel*. 1. vyd. Brno : Prof.Ing.František Vlk, DrSc., 2003. 499 s. ISBN 80-238-8757-2.
- [2] KRENK, S.: *Non-linear Modeling and Analysis of Solids and Structures*. New York : Cambridge University Press, 2009. ISBN 978-0-521-83054-6
- [3] VRBKA, J. *Mechanika kompozitů*. Vyd. 1. Brno : CERM, 2008. 94 s.
- [4] JANÍČEK, P. *Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky : hledání souvislostí : učební texty*. 1. vyd. Brno : CERM, 2007. ISBN 978-80-7204-554-9.
- [5] PETRUŠKA, J.; BURŠA, J. *Nelineární úlohy mechaniky v MKP* [online]. 2011 cit. 2011-05-03. Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky, Studijní materiály. Dostupné z WWW: <http://www.umat-old.fme.vutbr.cz/~jpetruska/nelinearni_mechanika/RNK.zip>.
- [6] LS-DYNA Support [online]. 2011 cit. 2011-05-03. LS-DYNA Support. Dostupné z WWW: <<http://www.dynasupport.com/manuals>>.
- [7] LS-DYNA Past Conferences [online]. 2011 cit. 2011-05-03. Dynamore. Dostupné z WWW:<<http://www.dynamore.de/conferences/past>>.
- [8] LS-DYNA Examples [online]. 2011 [cit. 2011-05-03]. LS-DYNA Examples. Dostupné z WWW: <<http://www.dynaexamples.com>>.
- [9] HÖRMANN, M.; WACKER, M. *Simulation of the Crash Performance of Crash Boxes based on Advanced Thermoplastic Composite*. 5th European LS-DYNA Conference [online]. [s.l.] : DYNAmore, 2005 [cit. 2011-05-03]. Dostupné z WWW: <<http://www.dynalook.com/european-conf-2005/Hormann.pdf>>.
- [10] BROWN, K.; BROOKS, R. *Numerical Simulation of Damage in Thermoplastic Composites*. 5th European LS-DYNA Conference [online]. [s.l.] : DYNAmore, 2005 [cit. 2011-05-03]. Dostupné z WWW: <<http://www.dynalook.com/european-conf-2005/Brown.pdf>>.
- [11] JIANG, W. G. et al. *Modeling of Damage in Composite Materials Using Interface Elements*. 5th European LS-DYNA Conference [online]. [s.l.] : DYNAmore, 2005 [cit. 2011-05-03]. Dostupné z WWW: <<http://www.dynalook.com/european-conf-2005/Jiang.pdf>>.
- [12] NGESWARA, R. J. et al. *Crashworthiness of Composite Structures with Various Fiber Architectures*. 11th International LS-DYNA Conference [online]. [s.l.] : DYNAmore, 2010 [cit. 2011-05-03]. Dostupné z WWW: <<http://www.dynalook.com/international-conf-2010/CrashSafety-1.pdf>>.
- [13] HEIMBS, S. *Crash Simulation of an F1 Racing Car Front Impact Structure*. 7th European LS-DYNA Conference [online]. [s.l.] : DYNAmore, 2009 [cit. 2011-05-03]. Dostupné z WWW: <<http://www.dynamore.de/documents/papers/euro2009/B-I-02.pdf>>.

- [14] MONCUR, R, et al. Livemore Software Technology Corp. [online]. 2011 [cit. 2011-05-03]. F1 Pace Car: Crash Analysis. Dostupné z WWW: <http://www.lstc.com/pdf/a_pace_car.pdf>.
- [15] Varmint Al's [online]. 2011 [cit. 2011-05-04]. Varmint Al's Engineering page. Dostupné z WWW: <<http://www.varminal.com/aengr.htm>>.
- [16] HRUBÝ, J. *Deformačně napěťová analýza rázem zatížené přední části automobilu*. Brno, 2009. 135 s. Diplomová práce. Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně. Dostupné z WWW: <http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=30520>.
- [17] R&G Online [online]. 2011 [cit. 2011-05-03]. R&G Online. Dostupné z WWW: <<http://www.r-g.de/en/>>.
- [18] AGARWAL, B.D.; BROUTMAN, L.J. *Analysis and Performance of Fiber Composites*. Wiley. New York. NY. 2nd edition. 1990.
- [19] <<http://www.scribd.com/doc/17824348/Finite-Elements-for-Nonlinear-Continua-and-Structurespdf>>