



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND
BIOMECHANICS

PARAMETRICKÁ STUDIE ABSORPČNÍHO PRVKU ZADNÍ ČÁSTI VOZIDLA

PARAMETRIC STUDY OF THE ABSORPTION ELEMENT OF THE REAR
PART OF THE VEHICLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. Lukáš Vražina

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. František Šebek

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student: **Bc. Lukáš Vražina**
Studijní program: Aplikované vědy v inženýrství
Studijní obor: Inženýrská mechanika a biomechanika
Vedoucí práce: **Ing. František Šebek**
Akademický rok: 2015/16

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

Parametrická studie absorpčního prvku zadní části vozidla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výpočtové modelování průběhu zpomalení v referenčním místě karoserie při nárazu pohybující se překážky do stojícího vozidla s využitím explicitní formulace metody konečných prvků. Návrh vhodných parametrů absorpčního prvku karoserie automobilu pomocí deformačně-napětové analýzy zadní části karoserie při kolizi.

Cíle diplomové práce:

1. Posouzení vlivu parametrů geometrie a materiálu absorpčního prvku.
2. Návrh vhodných úprav zadní části karoserie automobilu.

Seznam literatury:

Hiermaier S. J. (2008): Structures Under Crash and Impact: Continuum Mechanics, Discretization and Experimental Characterization. Springer, New York.

Stein, M., Friedemann, D., Eisenach, A., Zimmer, H. a Johannsen H. (2011): Parametric Modelling of Simplified Car Models for Assessment of Frontal Impact Compatibility. 8th European LS-DYNA Users Conference, Štrasburk, Francie, str. 1-10.

Wu, S. R. a Gu, L. (2012): Introduction to the explicit finite element method for nonlinear transient dynamics. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken.

Lemaitre, J. a Desmorat R. (2005): Engineering Damage Mechanics: Ductile, Creep, Fatigue and Brittle Failures. Springer, Heidelberg.

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

V Brně, dne 16. 11. 2015



prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Roku 1995 byl organizací RCAR vydán předpis stanovující pravidla pro nárazové zkoušky při nízkých rychlostech maximálně do 15 km/h na vozidlech do hmotnosti 2,5 tun. Účelem bylo snížení nákladů na opravy vozidel, pokud dojde k nárazu vozidla v nízké rychlosti. V závislosti na této problematice vznikla tato diplomová práce zaměřená na úpravy deformačního členu neboli absorpčního prvku vozidla.

V první části diplomové práce je vytvořena rešeršní studie organizací provádějící základní nárazové testy, dále zahrnuje téma nelineární mechaniky kontinua a popis explicitní metody konečných prvků. V druhé části o výpočtovém modelování jsou nastaveny podmínky pro simulaci nárazu bariéry do vozidla a je provedeno vyhodnocení kritické síly působící na podélník. Poté je výpočtová simulace zjednodušena na zatěžování absorpčního prvku a jsou provedeny materiálové a tvarové úpravy. V závěrečné fázi práce je provedeno srovnání výsledků a vývoje absorpčního prvku.

KLÍČOVÁ SLOVA

Explicitní metoda konečných prvků, RCAR, LS-Dyna, deformační člen, nelineární mechanika

ABSTRACT

In 1995 was published a regulation from RCAR company which determines rules for crash tests in maximum speed of 15 km/h on vehicles lighter than 2,5 ton. The main reason was to reduce costs for car reparation in case of crash in low speed. My diploma thesis is focused on the modifications of deformation part in the car alias absorption part of the vehicle.

In the first part of my diploma thesis has been done a research about organisations doing basic car crashes as well as topic focused on nonlinear mechanics and description of explicit FEM. In the second part of my work are settled conditions for crash simulation of a barrier into the car. There is an evaluation of critical force on the stringer. Afterwards the calculating simulation simplified on loading of absorption part and there are some material and form adjustments. In the final part of my diploma thesis is done a result comparison and development of the absorption part.

KEYWORDS

Explicit FEM, RCAR, LS-Dyna, deformation part, nonlinear mechanics

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VRAŽINA, L. *Parametrická studie absorpčního prvku zadní části vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 81 s. Vedoucí diplomové práce: Ing. František Šebek

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Já, Lukáš Vražina, prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Parametrická studie absorpčního prvku zadní části vozidla* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Františka Šebka, a že jsem uvedl všechny použité prameny a literaturu.

V Brně, dne 26. 05. 2016

.....
Lukáš Vražina

PODĚKOVÁNÍ

Tato práce vznikla za podpory a na přístrojovém vybavení NETME Centre, regionálního výzkumného a vývojového centra vybudovaného z finančních prostředků Operačního programu Výzkum a vývoj pro inovace v rámci projektu NETME Centre (Nové technologie pro strojírenství), reg. č. CZ.1.05/2.1.00/01.0002 a podporovaného v navazující fázi udržitelnosti prostřednictvím projektu NETME CENTRE PLUS (LO1202) za finančního přispění Ministerstva školství mládeže a tělovýchovy v rámci účelové podpory programu “Národní program udržitelnosti I”.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych chtěl především poděkovat svému vedoucímu Ing. Františku Šebkovi za odborné vedení a poskytnutí cenných rad. Dále bych chtěl poděkovat své rodině, která mě během studia a psaní této práce podporovala.

1. ÚVOD.....	13
2. BEZPEČNOSTNÍ PRVKY AUTOMOBILU	15
2.1 PRVKY AKTIVNÍ BEZPEČNOSTI	15
2.2 PRVKY PASIVNÍ BEZPEČNOSTI.....	16
3. NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY.....	18
3.1 EURO NCAP (EUROPEAN NEW CAR ASSESSMENT PROGRAMME)	18
3.1.1 Ochrana dospělých	18
3.1.2 Ochrana dětí	21
3.1.3 Ochrana chodců.....	22
3.1.4 Aktivní bezpečnost (asistenční systémy).....	23
3.2 IIHS (INSURANCE INSTITUTE FOR HIGHWAY SAFETY)	24
3.2.1 Čelní náraz.....	24
3.2.2 Boční náraz	26
3.2.3 Zkouška pevnosti střechy	26
3.2.4 Testování sedadel a opěrek hlavy	27
3.2.5 Automatický brzdňý systém	27
3.3 DALŠÍ INSTITUTE PROVÁDĚJÍCÍ NÁRAZOVÉ TESTY	27
4. RCAR (RESEARCH COUNCIL FOR AUTOMOBILE REPAIRS)	29
4.1 POJIŠŤOVACÍ NÁRAZ.....	29
4.2 USPOŘÁDÁNÍ ZKOUŠKY	30
4.3 BARIÉRA A JEJÍ NASTAVENÍ	30
4.4 VOZIDLO A JEHO NASTAVENÍ.....	30
5. NELINEARNÍ MECHNIKA KONTINUA	31
5.1 SROVNÁNÍ LINEARNÍCH A NELINEARNÍCH ÚLOH	31
5.2 ŘEŠENÍ NELINEÁRNÍ SOUSTAVY ROVNIC	31
5.2.1 Newtonova - Raphsonova metoda.....	31
5.2.2 Metoda délky oblouku.....	34
5.3 GEOMETRICKÉ NELINEARITY	34
5.4 POPIS KINEMATIKY PŘI VELKÝCH DEFORMACÍCH	35
5.5 MATERIÁLOVÉ NELINEARITY.....	35
5.6 KONTAKT	37
6. EXPLICITNÍ MKP	40
6.1 ZÁKLADNÍ PRINCIP EXPLICITNÍ MKP	40
6.2 KRITICKÁ HODNOTA ČASOVÉHO KROKU	41
6.3 JEDNOBODOVÁ INTEGRACE PRVKU	42
6.4 HOURGLASSING	43

6.5 LS-DYNA.....	43
7. VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ	46
7.1 MODEL VOZIDLA	46
7.2 MODEL BARIÉRY.....	48
7.3 PŘÍPRAVA VÝPOČTU	49
7.4 VÝPOČTY.....	51
7.4.1 První simulace nárazu	51
7.4.2 Kritická síla podélníku.....	54
7.4.3 Volba materiálu a nastavení sítě deformačního členu	58
7.4.4 Volba profilu.....	60
7.4.5 Volba tloušťky stěn.....	63
7.4.6. Tvarová zúžení	65
7.4.7 Příčné prolisy.....	67
8. VÝSLEDNÝ VÝPOČET.....	71
9. DALŠÍ MOŽNÉ ÚPRAVY A VARIANTY	75
10. ZÁVĚR.....	77
11. POUŽITÉ ZDROJE.....	79

1. Úvod

V souvislosti s dlouhodobým trendem hospodářského rozvoje společnosti, který dopadá i do oblasti výroby automobilové techniky, je patrný i vzrůstající trend nehodovosti. Automobiloví historici pamatují 90. léta 20. století jako renesanční desetiletí automobilové bezpečnosti. Během tohoto desetiletí se bezpečnost cestujících stala hlavním marketingovým tahákem všech prodejců motorových vozidel. Zatímco v západních zemích se stala bezpečnost cestujících jedním z hlavních kritérií při nákupu nových vozidel, v České republice tomu bylo jinak.

V první polovině 90. let zažívala Česká republika první euforické roky svobody, které byly spojeny s možností cestovat do západních zemí a nákupu do té doby nedostupného západního zboží. Současně vznikaly organizované skupiny dovozců ojetých vozidel západních výrobců. V době, kdy v západních zemích již měl zákazník možnost vybírat si automobil i s ohledem na svou bezpečnost, byl český trh zaplaven ojetými vozidly právě ze západu. Zájem o tato vozidla byl zapříčiněn zejména do té doby neuspokojivou nabídkou, respektive neuspokojenou poptávkou po nových vozidlech a současně i nižší kupní silou českého spotřebitele. Příčinou byla v té době i neexistence leasingových společností a překážky v získání spotřebitelských úvěrů u bankovních domů. Jen v období od roku 1991 do roku 1997 bylo v České republice zaregistrováno více než 1 milion motorových vozidel, čímž se počet registrovaných motorových vozidel zvýšil z 2,5 milionu na 3,5 milionu vozidel. O jak velký skok se v poměrně krátkém období jednalo, lze doložit tím, že v roce 2015 bylo v České republice registrováno 5,1 milionu motorových vozidel. Tedy za 18 let následujících po roce 1997 přibýlo „pouze“ dalších 1,6 milionu registrovaných vozidel [1].

Prudký nárůst počtu motorových vozidel na českých silnicích zapříčinil i nárůst nehodovosti a s tím spojených následků. Tento nárůst kulminoval právě ve druhé polovině devadesátých let. I přesto, že statistika počtu dopravních nehod je ovlivněna legislativními změnami upravujícími povinnost oznamování nehody policii České republiky (od 1. 1. 2001 povinnost hlásit policii nehodu při škodě převyšující 20 000 Kč, od 1. 7. 2006 při škodě převyšující 50 000 Kč a od 1. 1. 2009 při škodě převyšující 100 000 Kč), je od roku 2001 zřejmý dlouhodobý pokles těžkých a smrtelných následků dopravních nehod v České republice [2]. Na tomto poklesu má výrazný podíl zvyšující se počet motorových vozidel se zabudovanými prvky aktivní a pasivní bezpečnosti.

Právě prvky aktivní a pasivní bezpečnosti zabudované v motorových vozidlech se stávají významným hlediskem ovlivňujícím bezpečnost silničního provozu. Současně se zvyšující se hustotou dopravy jsou totiž kladeny stále vyšší nároky na pozornost a reakci řidiče. Přitom v určitých hraničních situacích již není řidič schopen adekvátně reagovat na vnější okolnosti, které mohou zapříčinit dopravní nehodu.

Moderní prvky aktivní bezpečnosti výrazným způsobem napomáhají k předcházení nebezpečných situací a současně zvyšují komfort jízdy. Avšak ani při neustálé modernizaci nejsou aktivní prvky bezpečnosti v současné době schopny zabránit dopravním nehodám. Proto je nutné do konstrukce vozidel začlenit také prvky pasivní bezpečnosti, abychom eliminovali následky těchto nehod a v co nejvyšší míře zachraňovali životy účastníků silničního provozu.

Pro zjištění, zda jsou teoretické návrhy bezpečnostních prvků použitelné v praxi, jsou prováděny nárazové testy a zkoušky. Nárazové zkoušky pasivní bezpečnosti je obor, který se dotýká každého z nás. Tedy každého, kdo se alespoň jednou posadil do automobilu. Testování nárazů a výpočtové modelování se dělá z toho důvodu, abychom zjistili, jak dochází ke zranění cestujících, jaké konstrukční novinky mohou zvýšit naději nehodu přežít a také, abychom se přesvědčili, že automobily splňují bezpečnostní normy stanovené zákonem.

Tato diplomová práce se zabývá výpočtovým modelováním nárazu pohybující se bariéry v nízké rychlosti do automobilu Ford Taurus využitím explicitní metody konečných prvků (dále jen MKP). První polovina práce je založena na informacích získaných studiem na Fakultě strojního inženýrství Vysokého učení technického a na poznacích získaných z dostupné literatury. V praktické části práce bych chtěl zúročit své znalosti a zkušenosti získané na desetiměsíční pracovní stáži v technologickém pracovišti společnosti EDAG Engineering GmbH v německém Wolfsburgu, které jsem při studiu dále rozšiřoval ve vývojovém pracovišti společnosti EVEKTOR, spol. s r.o. Tato společnost se kromě letecké techniky zabývá i aktivitami v automobilovém a strojírenském průmyslu.

2. Bezpečnostní prvky automobilu

Bezpečnost silničního provozu je ovlivněna řadou faktorů. Mezi ně patří dopravně-technický stav pozemní komunikace, povětrnostní podmínky, odborná, fyzická a psychická způsobilost nejen řidiče motorového vozidla, ale i ostatních účastníků silničního provozu. To jsou faktory, které výrobce motorového vozidla nemůže přes veškerou snahu o zajištění bezpečnosti posádky motorového vozidla a ostatních účastníků silničního provozu zcela eliminovat. Může však omezit jejich vliv integrací prvků aktivní bezpečnosti a případné následky osazením prvky pasivní bezpečnosti.

Nejdůležitější součástí bezpečnosti vozidla je karosérie, která svým způsobem spojuje prvky aktivní a pasivní bezpečnosti. Z pohledu pasivní bezpečnosti je hlavním úkolem karosérie zachování prostoru pro přežití osob. Z pohledu aktivní bezpečnosti není úloha karosérie tolik prezentována. I když se dostupná literatura v této oblasti zaměřuje zejména na brzdné vlastnosti a stabilitu řízení, je nutno jako významnou součást aktivní bezpečnosti zařadit vnitřní uspořádání karosérie vozidla. Zde je možno vzpomenout zajištění výhledu z místa řidiče, který je ovlivněn neprůhlednými částmi karosérie - sloupky, rámy, přední kapotou. Dalším činitelem ovlivňujícím aktivní bezpečnost, který má i vztah k zajištění výhledu, je výška, tvar a pohodlnost sedadla řidiče. Stejně tak lze mezi tyto činitele zařadit uspořádání ovládacích prvků a jejich dosažitelnost z místa řidiče. Lze jen konstatovat, že jakýkoliv prvek zvyšující komfort řízení vozidla a s tím související „pohodu“ řidiče, je to být označen jako prvek, který předchází nebo snižuje možnost vzniku dopravní nehody. Proto je možno mezi tyto prvky zařadit též funkční a účinné stěrače, vytápění vozu, správně nastavenou klimatizaci ale i odhlučnění ve vozidle. O dalších prvcích aktivní bezpečnosti bude v krátkosti pohovořeno v následující podkapitole.

2.1 Prvky aktivní bezpečnosti

Prvky aktivní bezpečnosti mají za úkol pomáhat předcházet dopravním nehodám. Řada prvků aktivní bezpečnosti je již součástí standardní výbavy osobních motorových vozidel všech kategorií. Některé z nich jsou součástí celkového hodnocení nárazových testů prováděných nezávislou organizací Euro NCAP. Mezi ty základní patří:

Protiblokovací systém ABS (Anti-lock Braking System) – systém jehož úkolem je zabránit zablokování kola, mající za následek ztrátu adheze mezi kolem a vozovkou.

Elektronický stabilizační systém ESP (Electronic Stability Program) - pomáhá řidiči udržet si kontrolu nad vozidlem v případě náhlých manévrů a zlepšuje stabilitu vozidla za všech jízdních situací. Od listopadu 2014 musí být všechny nově vyrobené automobily vybaveny tímto systémem.

Autonomní nouzový brzdový systém AEB (Auto Emergency Braking) - systém, který dokáže včas odhalit hrozící kolizi i překážku před autem a na základě zjištěných údajů automaticky přibrzdí, popřípadě zastaví, pokud řidič nereaguje. Od roku 2016 je tento systém začleněn do celkového hodnocení nárazových zkoušek nezávislého konsorcia Euro NCAP.

Lane Assist - rozpozná nezamýšlené opuštění jízdního pruhu, zobrazí vizuální informaci na přístrojovém panelu a zahájí korekci řízení.

Adaptivní světlomety AFL (Adaptive Forward Lighting) – systém, který dokáže nastavit světlomety podle toho, zda jede vůz ve městě či mimo město, přizpůsobit je klimatickým podmínkám, směru natočení kol a rychlosti tak, aby viditelnost při jízdě v noci či v dešti byla co možná největší.

2.2 Prvky pasivní bezpečnosti

Pro snížení následků dopravních nehod slouží prvky pasivní bezpečnosti. Ty mají za úkol pohlcovat a přeměrovat energii nárazu a současně zabránit střetu cestujících s pevnými částmi vozidla. Cílem je minimalizovat riziko zranění osob uvnitř vozidla, ale i osob vně vozidla (chodců, cyklistů). Zatímco moderní prvky aktivní bezpečnosti se stávají součástí hodnocení při nárazových testech až v posledních několika letech, prvky pasivní bezpečnosti jsou již od počátku nedílnou součástí prováděných nárazových testů. Jejich účinnost a funkčnost má významný vliv na závěrečné hodnocení vozidla. Mezi ty základní patří:

Bezpečnostní pásy - mají za úkol zachytit tělo sedící osoby tak, aby se bezprostředně po nárazu pohybovalo se stejným zpožděním jako vozidlo. Klasický samonavíjecí mechanismus s blokovací funkcí byl v 80. letech poprvé doplněn předpínači a později i omezovačem síly. Technickou novinkou 21. století jsou nafukovací bezpečnostní pásy, které se instalují výhradně na zadní sedadla a jejich účelem je zmírnit poranění hlavy, krku a hrudníku.

Airbagy - Jedním ze základních a velice důležitých prvků pasivní bezpečnosti. V případě bočních airbagů jde ve skutečnosti o jedinou účinnou ochranu při bočním nárazu. Jedná se o látkový vak, který se při srážce vozu během několika milisekund naplní plynem. Bezpečnostní efekt airbagů je možné využít pouze za současného použití bezpečnostních pásů. V opačném případě může vystřelený airbag ohrozit zdraví nepřipoutaných osob.

Dětské autosedačky - Bezpečnostní pásy nemohou být spolehlivou ochranou pro ty nejmenší. Proto výrobci vyvíjeli a i nadále vyvíjí dětské autosedačky, jejichž účelem je maximalizovat ochranu dětí s ohledem na jejich věk, váhu a výšku.

Ochrana chodců - Mezi řešení, která mají snížit následky nehod vozidel s chodci a cyklisty, je možné zařadit airbag chránící chodce a aktivní kapota.

Absorpční prvky karosérie - Jedním z nejdůležitějších prvků bezpečnosti posádky vozidla je jeho karosérie. Z hlediska pasivní bezpečnosti musí struktura karosérie splňovat dvě důležité funkce. Nosná struktura musí mít při kolizi dostatečnou schopnost absorpce energie, která zaručuje, že zpoždění člověka sedícího ve vozidle nepřekročí mezní hodnoty. Na druhé straně nesmí být deformace nosné struktury tak velká, aby byl narušen prostor pro přežití posádky. Velikost kinetické energie nárazu, která musí být přeměněna v deformační práci strukturou obklopující prostor pro cestující, závisí na intenzitě a směru srážky. K absorpci nárazové energie jsou vhodné přední a zadní části vozidla, vzhledem k dostatečným délkám deformačních zón. Boční struktura umožňuje jen malé množství absorpce energie, neboť potřebné deformační délky jsou velmi malé.

Při drobných kolizích slouží k ochraně karosérie, funkčních orgánů i osvětlení vozidla nárazník. V Evropě musí v současné době nárazníky nebo jiná ochranná zařízení splňovat požadavky předpisu EHK-R 42. Snížení následků kolize při vyšších rychlostech záleží na tom, jak účinně je pohlcována energie nárazu [3].

Čím více se síly vznikající při nárazu přibližují prostoru pro cestující, tím méně se materiál deformuje. Aby bylo zajištěno, že každá zóna bude mít odpovídající vlastnosti, jsou v různých konstrukcích použity různé druhy oceli. Čelní struktura osobního automobilu je tvořena tuhým příčným, který síly vznikající při nárazu rozděluje do podélných nosníků. Ty jsou při čelním nárazu zatěžovány převážně ve směru podélné osy vozidla a to tak, aby odvedly energii mimo prostor pro posádku. Nejproblematictější prvkem při čelním nárazu se zdá být motor, na němž jsou namontovány další nezbytné součásti. Celý blok je nejtěžší částí vozidla, která je schopna ohrozit jeho posádku. Proto se u bloku motoru používá speciální zavěšení tak, aby v případě intenzivního nárazu byl celý blok sveden pod podlahu vozu.

K ověření bezpečnosti jednotlivých vozidel se provádí nárazové testy. Jde o destruktivní zkoušky skládající se s předem definovaných testů. V další kapitole o nich bude pohovořeno.

3. Nárazové zkoušky

Výsledky nárazových testů jsou v současnosti jedním z hlavních kritérií určujících bezpečnost motorových vozidel. V případě těchto testů jde o schválený a uznávaný způsob posuzování bezpečnosti vozidel. Ve světě existuje několik nezávislých organizací provádějících nárazové testy. Nejvýznamnější z nich je evropská Euro NCAP a IIHS (Insurance Institute for Highway Safety) v USA. Ta je poslední dobou odbornou veřejností hodnocena lépe jak Euro NCAP, neboť její inovované testy údajně více zohledňují reálné situace z běžného provozu.

3.1 Euro NCAP (European New Car Assessment Programme)

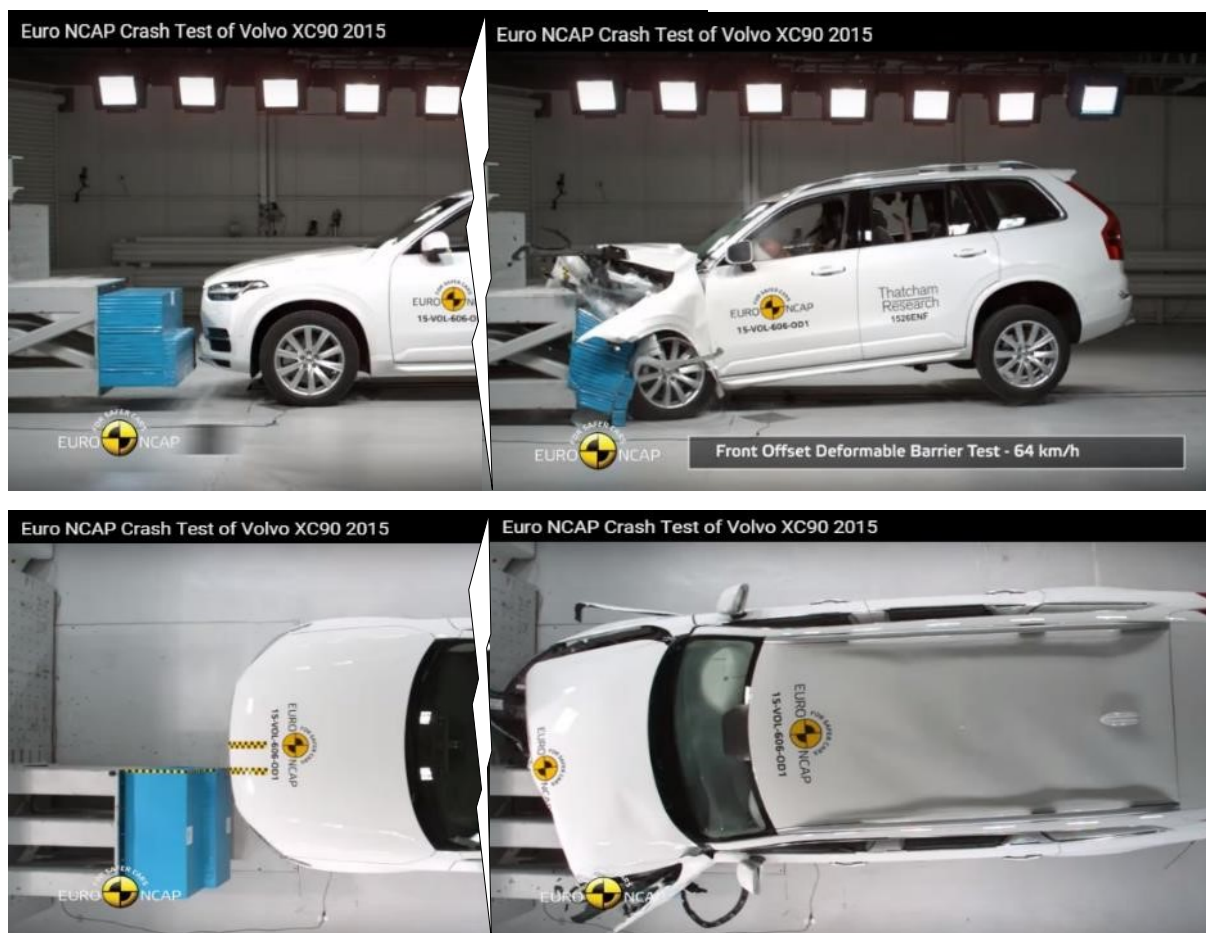
Jde o program na ochranu spotřebitele, kterým je hodnocena bezpečnost automobilů. Na program se od roku 1997 podílí konsorcium evropských ministerstev dopravy, automobilové kluby, skupina pojišťoven a výzkumných ústavů ve spolupráci s různými zkušebními laboratořemi. Nová vozidla jsou pravidelně hodnocena podle jejich pasivní i aktivní bezpečnosti. Výsledky jsou publikovány. Tak jak jde vývoj dopředu a stoupají požadavky na bezpečnost motorových vozidel, tak i testy Euro NCAP v průběhu let měnily své podmínky. V současnosti je sledován obecný trend v oblasti bezpečnosti vozidel, kterým je integrace nových aktivních systémů s cílem chránit cestující a chodce. Celkové hodnocení je složeno z výsledků testů ve čtyřech kategoriích: ochrana dospělých cestujících, bezpečnost pro děti, ochrana chodců, asistenční a bezpečnostní funkce. Od počátku roku 2016 byl dosavadní systém pětihvězdičkového hodnocení nově doplněn o druhé pětihvězdičkové hodnocení pro totéž vozidlo. Druhé hodnocení se bude provádět pouze na přání výrobce a bude ověřovat bezpečnostní prvky, které nejsou ve standardní výbavě motorového vozidla [4].

3.1.1 Ochrana dospělých

Vychází z nejčastějších scénářů dopravních nehod osobních automobilů se smrtelnými nebo vážnými následky. Mezi tyto nehody patří čelní náraz plný, čelní náraz s částečným přesahem, boční náraz způsobený jiným vozidlem a boční náraz do stromu či sloupu. Proto je do testů Euro NCAP zařazen test čelním nárazem s nárazovou plochou 40 %, čelním nárazem s nárazovou plochou 100 %, bočním nárazem deformovatelnou bariérou simulující náraz jiným motorovým vozidlem a boční náraz do pevného sloupku malého průměru simulující boční náraz do stromu.

Čelní náraz (40 %) - Podle statistik se 80 % dopravních nehod odehraje v rychlosti do 60 km/h. Euro NCAP testuje čelní náraz při rychlosti 64 km/h, přičemž zkouška simuluje čelní střet vozu s dalším vozem podobné hmotnosti. Jelikož se čelních srážek ne vždy účastní celý předek vozidla, nárazová plocha při prvním z testů činí pouze 40 % přední části. Pro hodnocení se použije figurína muže průměrného vzrůstu a figurína dítěte sedícího v dětském zádržném systému na zadních sedadlech. Při nárazu se hodnotí míra ochrany jednotlivých částí těla (hlavy, krku, hrudníku a nohou), funkčnost airbagů a také stabilita vnitřního prostoru kabiny.

Zabrání-li se totiž při nehodě deformaci interiéru, například posunutí volantu nebo pedálů směrem k řidiči, případně vniknutí jiných částí vozu do prostoru pro pasažéry, je minimalizována šance, že se člověk o něco poraní a zadržné systémy dostanou dostatek prostoru, aby účinně zasáhly [5].



Obr. 1 Čelní náraz (40 %) [6]

Čelní náraz (100 %) – Poměrně nedávno, tedy až od roku 2015, začala Euro NCAP provádět nárazové zkoušky do pevné bariéry s úplným překrytím při zkušební rychlosti 50 km/h. Tento test klade vysoké nároky na zadržné systémy předních a zadních míst k sezení. Pro výrobce to znamená snahu o nalezení ideální rovnováhy mezi silami působícími na lidské tělo, které je upnuté v zadržném systému a tuhostí deformovatelné karosérie, kdy vlastně deformovatelnost karosérie významným způsobem přispívá k velikosti síly působící na lidské tělo. Figurína ženy sedí na předním sedadle řidiče a stejná figurína na zadním sedadle na straně spolujezdce.

Automobily, které jsou vybaveny sofistikovanými zadržnými systémy, dosahují v ochraně dospělé posádky dobrých výsledků. Pro vyšší efektivitu bezpečnostních pásů jsou vybaveny speciálními předpínači, které v případě nárazu pásy utáhnou, aby odstranily volnost mezi tělem a pásem. Omezovače napínací síly naopak od určitého okamžiku snižují působení síly pásů na cestující, čímž redukuje riziko zranění horní části těla.

Tyto dva systémy spolupracují nejen navzájem, ale také společně s airbagem tak, aby byl dopad těla do airbagu správně načasovaný. K lepší ochraně posádky také přispívají moderní dvoufázové airbagy aktivující se v závislosti na síle nárazu, díky čemuž snižují zátěž působící na řidiče. To znamená, že v nižších rychlostech se nafouknou méně, aby dopad do airbagu nebyl tak tvrdý [7].



Obr. 2 Čelní náraz 100 % [8]

Boční nárazy způsobují velmi vysoký počet úmrtí a vážných zranění. Je to dáno zejména mnohem menším prostorem schopným pohltit energii nárazu. Navíc ve srovnání s čelním nárazem, při kterém posádku chrání i zádržný systém, je při bočním nárazu zádržný systém neúčinný. Jedinou skutečnou ochranou se tak zdá být soustava bočních airbagů. Z pohledu bezpečnosti posádky je až neuvěřitelné, že ještě v nedávné době nebyly boční airbagy ve standardní výbavě řady automobilů, zejména nižších tříd.



Obr. 3 Boční náraz deformovatelnou bariérou [9]

V testu Euro NCAP jde vlastně o dva testy bočního nárazu. Jedním z nich je náraz deformovatelné bariéry namontované na vozíku, který naráží rychlostí 50 km/h do boku stojícího zkušebního vozidla, a to v pravém úhlu. Hodnotí se na figurině představující řidiče a dalších figurínách umístěných v dětských zádržných systémech. Tento test ověřuje existenci přiměřené ochrany kritických oblastí těla. Nasazení airbagů musí být velmi pečlivě načasováno, aby bylo zajištěno, že poskytují nejvyšší možnou ochranu před bočním nárazem.



Náraz deformovatelné bariéry má simulovat náraz jiného vozidla do boku kontrolovaného vozidla. Nicméně v reálných situacích je velmi často boční náraz způsoben nárazem do stromu nebo sloupku a to z důvodu ztráty kontroly ze strany řidiče, v důsledku překročení povolené rychlosti nebo v důsledku smyku na klzkém povrchu. V testu Euro NCAP je vozidlo upevněno na speciální plošině a posláno rychlostí 32 km/h proti pevnému sloupku.

Obr. 4 Boční náraz do sloupku [10]

Vůz je proti sloupku poslán v mírném úhlu od kolmice. Jde o zkoušku ke zjištění, jak je ve vnitřním prostoru karosérie chráněna hlava řidiče při bočním nárazu. Vzhledem k tomu, že zatížení při takto lokalizované deformaci může být velmi vysoké a sloupek může proniknout hluboko do prostoru pro cestující, je bez účinné ochrany právě hlava řidiče, popřípadě za řidičem sedícího spolujezdce, nejohroženější a vzniklá zranění jsou považována za nejvážnější.

3.1.2 Ochrana dětí

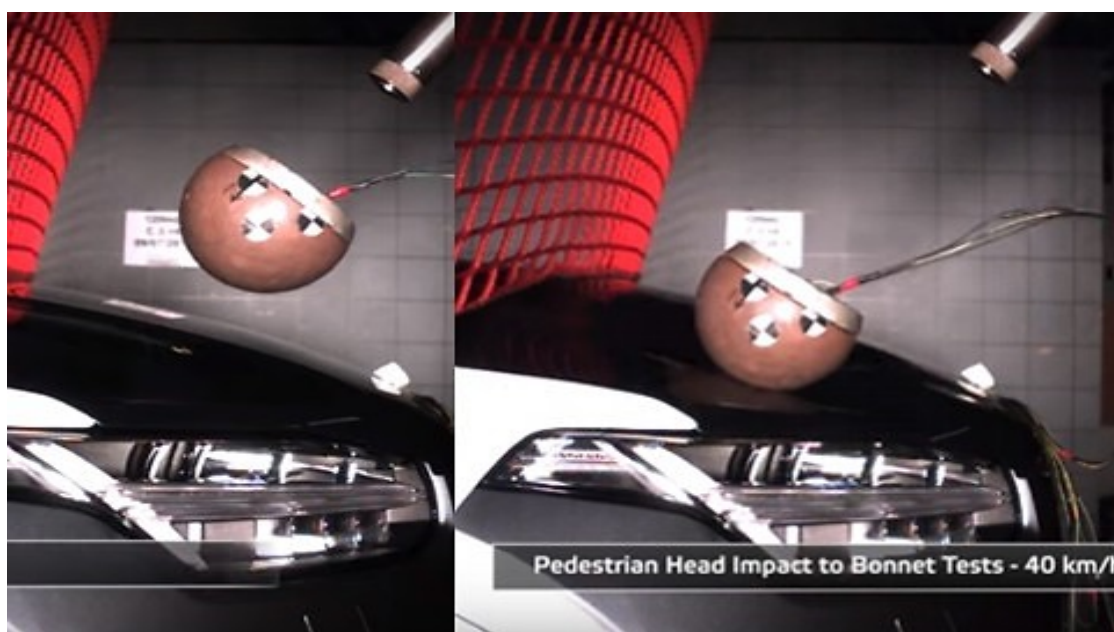
Každý rok umírá při dopravních nehodách na evropských silnicích více než 1000 dětí. Téměř polovina těchto úmrtí nastává u dětí cestujících v motorových vozidlech. Výrobce vozidla je ze zákona povinen poskytnout informace o způsobu používání dětských zádržných systémů na místech k sezení ve vozidle. Testem Euro NCAP je kontrolována možnost upevnění různých dětských zádržných systémů a ověřována poskytovaná ochrana v případě čelních nebo bočních havárií. Od roku 2016 mají dětské figuríny podstupující testy představovat děti ve věku 6 a 10 let sedící v sedačce [11].

Všechny dětské zádržné systémy musí projít zkouškami dříve, než jdou do prodeje. Nejnovější evropská norma pro dětské zádržné systémy je známá jako i-Size. Všechny i-Size dětské zádržné systémy používají systém ISOFIX, tedy systém upevnění přímo k rámu vozu. Další kladné body získá vůz, u něhož je upevnění dětské zádržného systému snadné a možné na všech vhodných místech k sezení. V příručce k vozidlu by mělo být uvedeno, na kterých místech může být dětská autosedačka upevněna.

3.1.3 Ochrana chodců

Asi 14 % všech úmrtí na silnicích v Evropě jsou úmrtí chodců. Tvoří jednu z hlavních kategorií zranitelných účastníků silničního provozu, do které lze dále zahrnout cyklisty a motocyklisty. K většině nehod, jejichž účastníky jsou chodci, dochází v městských oblastech, kde jsou nastaveny nízké rychlosti pro motorová vozidla. Největší vliv na zranění při srážce vozidla s chodcem má přední část vozu, tedy nárazník, náběžná hrana kapoty, kapota a čelní sklo. Při testech se hodnotí potenciální riziko zranění chodců - zejména hlavy, pánve, horní a dolní části nohy.

První test se zaměřuje na možné poranění hlavy, kdy se používá maketa hlavy dospělého nebo dítěte, a to simulováním nárazu při rychlosti 40 km/h. Přitom se hodnotí, jakým způsobem pohlcuje přední část karoserie energii nárazu a zda je vozidlo vybaveno některým z externích ochranných systémů, jako jsou například externí airbagy či aktivní kapota. Některá moderní vozidla jsou vybavena takzvanou aktivní kapotou (pop-up), která se při srážce s chodcem nadzvedne, zvětší deformační zónu a zmírní tak následky nárazu hlavy.



Obr. 5 Simulace nárazu hlavy do kapoty [12]

Další testy jsou zaměřeny na možná zranění dolních končetin a to samostatný test zranění poškozující část dolní končetiny od pánevní kosti po kolenní kloub a test zranění dolní končetiny mezi kolenním a hlezenním kloubem. Typická zranění vyplývající z kontaktu přední části vozidla s dolní končetinou jsou zlomeniny nohy či poškození kolen a vazů. Tato zranění jsou zřídka fatální, ale jsou často spojována s trvalým zdravotním postižením.

Jedním z hlavních faktorů, který ovlivňuje výsledek zranění chodce při srážce, je rychlost vozidla v okamžiku nárazu. Zvyšující se počet výrobců automobilů nabízí systém, který je schopen zastavit vůz ve chvíli nebezpečí srážky s chodcem, nebo alespoň snížit jeho rychlost.

Jde o systém autonomního nouzového brzdění (AEB). Euro NCAP testuje tři možné scénáře, z nichž všechny by mohly mít za následek fatální kolizi mezi automobilem a chodcem, pokud by systém AEB nezasáhl - dospělá osoba vběhne před vozidlo ze strany řidiče vozidla, dospělý vejde do vozovky ze strany spolujezdce a dítě vběhne z prostoru mezi zaparkovanými auty na straně spolujezdce. Tyto testy představují kritické situace, které často vedou k obětem dopravních nehod v reálném světě. Z tohoto důvodu se Euro NCAP rozhodlo zavést od roku 2016 do svého hodnocení i použití tohoto systému, který může mít významný vliv na bezpečnost chodců a silničního provozu obecně [13].

3.1.4 Aktivní bezpečnost (asistenční systémy)

Podle organizace Euro NCAP je více než 90 % dopravních nehod způsobeno lidskou chybou. Mezi nejčastější patří porušení pravidel silničního provozu, konkrétně překročení maximální povolené rychlosti a usednutí za volant pod vlivem alkoholu nebo drog. Dále jde o selhání lidského faktoru v podobě nepozornosti nebo únavy a také nezkušenost řidiče, která je příčinou nesprávného zhodnocení situace. Proto je kladen stále větší důraz na přítomnost bezpečnostních elektronických systémů, které například upozorňují řidiče na překročení maximální povolené rychlosti nebo dokážou aktivně předcházet dopravní nehodě.

Mezi posledně jmenované patří například systém autonomního nouzového brzdění, který při detekci blížící se srážky začne vozidlo sám brzdit, nebo systémy pro udržení vozidla v jízdním pruhu, které buď aktivně zasáhnou do řízení při opouštění jízdního pruhu, nebo řidiče varují. Euro NCAP uděluje body také za přítomnost vizuálního či zvukového upozornění na nepřipoutání se bezpečnostními pásy. Nepoužití bezpečnostních pásů je totiž příčinou vážných zranění nebo úmrtí posádky při nehodě. Bez těchto elektronických systémů není možné v hodnocení aktivní bezpečnosti dosáhnout dobrých výsledků.

Testy Euro NCAP se postupem let stále zdokonalují a svým způsobem „nutí“ automobilky k vývoji a zavádění moderních bezpečnostních prvků do svých automobilů a tímto způsobem přispívají ke zvyšování bezpečnosti na silnicích. Tak jako tomu bylo každým rokem, i od roku 2016 byla do hodnocení vozidel zavedena novinka. Jak jsem již zmínil výše, jde o nový test, který bude kontrolovat, jak jsou jednotlivá vozidla schopna samostatně detekovat a zabránit kolizím s chodci. Generální sekretář Euro NCAP Dr. Michiel van Ratingen uvádí, že řada nových vozů nabízí v současnosti nějaký systém autonomního nouzového brzdění, který má zabránit především kolizím mezi automobily, avšak jen některé z těchto vozů jsou schopné detekovat chodce. Od nynějška již mohou spotřebitelé na webových stránkách Euro NCAP ověřit tvrzení výrobců o bezpečnosti jejich automobilů vůči chodcům. Chce-li automobilka získat dobré ohodnocení v testu, musí být vozidlo schopno zabránit kolizi s chodcem při rychlosti 40 km/h a při rychlosti až 60 km/h zpomalit na takovou úroveň, která zabezpečí přežití chodce [14]. Tomu byl upraven i systém hodnocení.

Podle nejnovějšího systému hodnocení (od roku 2016) získává vozidlo se základní úroveň pasivní ochrany v hodnocení Euro NCAP pouze jednu hvězdičku. Pokud má vozidlo dobrou úroveň pasivní ochrany, k získání čtyřhvězdičkového ohodnocení musí mít zabudovanou funkční technologii aktivní ochrany. K získání maximálního pětihvězdičkového hodnocení je třeba, aby vozidlo prošlo úspěšnými nárazovými zkouškami a bylo vybaveno moderními účinnými prvky aktivní bezpečnosti.

Současně je ale nutno uvést, že v případě aktivních prvků ochrany jde o nejvíce kritizovanou oblast hodnocení, a to zejména proto, že automobil s lepšími výsledky v nárazových testech získá nakonec méně hvězdiček v případě, že je vybaven nižší úrovní technologie aktivní bezpečnosti. Prvky aktivní bezpečnosti, jako jsou autonomní řízení a přednarázové bezpečnostní systémy, jsou kritiky považovány za důležité, avšak úroveň těchto systémů by dle jejich názoru nemělo být spojováno s hodnocením deformačních zón, osazení nosníků v karosérii a celkové schopnosti obstát při nárazových testech, ale mělo by být výsledkem samostatného hodnocení. Podle kritiků postupné přidávání zcela podružných záležitostí do finálního hvězdičkového hodnocení každé zkoušky zcela zdevalvovalo výpovědní hodnotu tohoto vyjádření výsledku a pohřbilo i křížovou srovnatelnost nových a starších výsledků. Pět hvězdiček v roce 2016 tak bude znamenat zcela něco jiného než totéž hodnocení v roce 2015 a letech předchozích [15]. Nicméně Euro NCAP není jedinou organizací provádějící nárazové zkoušky.

3.2 IIHS (Insurance Institute for Highway Safety)

IIHS je nezávislá, nezisková, vědecká a vzdělávací organizace zabývající se dopravní bezpečností. Vznikla v roce 1959, kdy tři průmyslové pojišťovací skupiny zastupující více než 500 pojišťoven, založily za plné podpory akademických a dalších organizací působících v oblasti bezpečnosti silničního provozu své vědecké centrum – IIHS. Od roku 1969 začaly v IIHS probíhat nárazové testy. Nutno upřesnit, že ve skutečnosti jde o dvě spolupracující organizace, kdy druhou organizací je Highway Loss Data Institute (HLDI).

HLDI je nezisková výzkumná organizace se zaměřením na sběr statistických údajů o ztrátách způsobených dopravními nehodami, o škodách vzniklých na majetku, o zranění a trvalých následcích způsobených dopravními nehodami. Vede i evidenci odcizených vozidel. HLDI sbírá data od společností, které představují 80 % celého pojišťovacího trhu v USA a její databáze je největším úložištěm takových informací na světě.

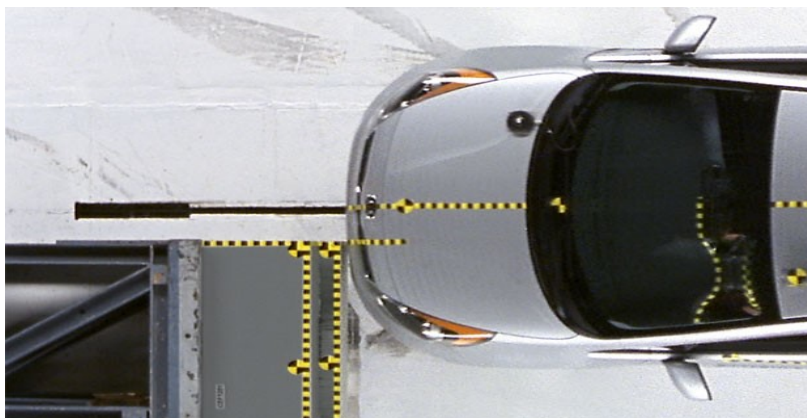
Obě organizace spolu úzce spolupracují a spolupodílí se na veškerém vývoji a výzkumu v oblasti dopravní bezpečnosti. Jsou přitom ekonomicky podporovány sdružením pojišťoven. Nárazové testy instituce IIHS se částečně liší od testů evropské organizace Euro NCAP stejně jako hodnocení. IIHS nehodnotí počtem hvězdiček, ale hodnocení vychází z kombinace výsledků v jednotlivých kategoriích, kdy výstupem je čtyřstupňové hodnocení: good - acceptable - marginal – poor.

3.2.1 Čelní náraz

Čelní náraz je nejběžnějším typem srážky mající za následek těžká zranění a úmrtí. Pracovníci institutu postupem let dospěli k názoru, že většina čelních srážek není vedena celou šíří vozidla, ale že ve většině případů nehod byla poškozena (zasažena) jen část předku karosérie. Šlo o nárazy do stromů, elektrických sloupů nebo sloupů veřejného osvětlení. Ostatně ani náraz do jiného vozidla není vždy veden přímo čelně. Ve většině případů se řidiči snaží předejít nehodě prudkou změnou směru jízdy v poslední chvíli a v takovém případě dochází také

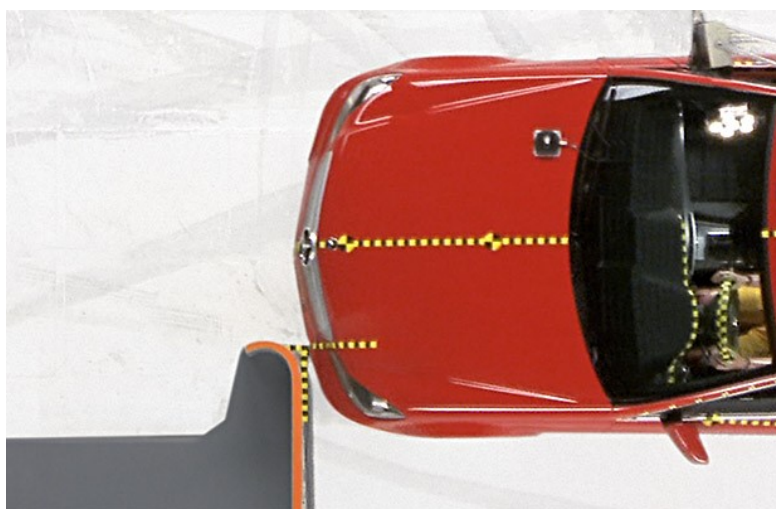
k zasažení pouze části předku. Proto institut vytvořil dva testy čelních srážek - test mírného přesahu a test malého překrytí.

Test mírného přesahu – v tomto testu se vozidlo pohybuje rychlostí 40 mph (64 km/h) směrem k deformovatelné stěně z hliníkových voštin, která tvoří 40 % z celkové šířky vozidla a nachází se ze strany řidiče.



Obr. 6 Test mírného přesahu [16]

Test malého překrytí - Tato zkouška má simulovat náraz krajní částí čelní plochy do jiného vozidla nebo náraz do stromu či sloupu. Je také zátěží pro pásy a airbagy, protože cestující se při tomto nárazu pohybují dopředu a současně k boku vozidla. Vozidlo se pohybuje rychlostí 40 mph (64 km/h) směrem k 5 stop (cca 1,5 m) vysoké bariéře, která zasáhne 25 % z celkové šířky vozidla a nachází se ze strany řidiče [16].



Obr. 7 Test malého překrytí [16]

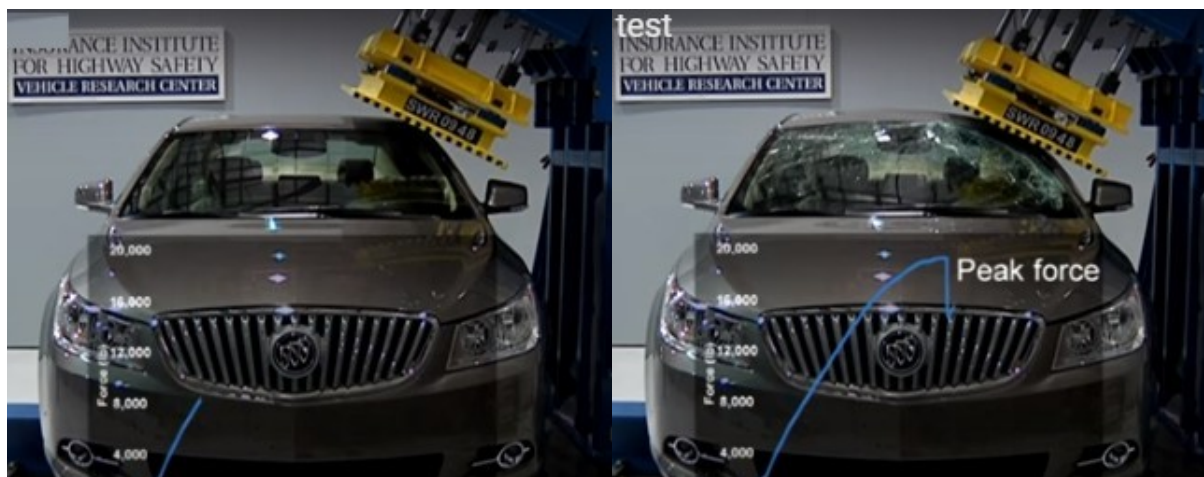
3.2.2 Boční náraz

Boční nárazy způsobují asi čtvrtinu úmrtí cestujících osobních vozidel ve Spojených státech. Ochrana lidí při bočních srážkách je náročná, protože dveře vozidla mají relativně malý prostor k pohlcování energie a ochraně cestujících. Boční airbasy, které jsou dnes standardem u většiny nových osobních automobilů, samy o sobě nestačí. Výztuhy ve dveřích jsou také velmi důležité.

Při samotném testu narazí na straně řidiče do testovaného vozidla bariéra rychlostí 31 mph (50 km/h). Zajímavostí je, že při tomto testu představuje figurína řidiče ženu (menšího vzrůstu) a spolucestující figurína na zadním sedadle za řidičem představuje dítě ve věku do 12 let. Důvodem je zjištění, že právě ženám a dětem určitého vzrůstu jsou při bočním nárazu mnohem častěji způsobena těžká zranění hlavy.

3.2.3 Zkouška pevnosti střechy

Pracovníci institutu jsou přesvědčeni, že počty mrtvých na silnicích způsobených převrácením vozidla odůvodňují zařazení testu pevnosti střechy. Pevnost střechy se ověřuje tlakem kovové desky proti jedné straně střechy. Tlak působí na desku, která pomalou, ale konstantní rychlostí tlačí na okraj střechy. Síla působící ve vztahu k hmotnosti vozidla se počítá jako poměr pevnosti k hmotnosti vozidla a je ukončena poté, co kovová deska promáčkne rám střechy o 5 palců (12,7 cm). Na níže uvedených fotografiích je testován Buick LaCrosse 2010, jehož střecha odolala tlaku bezmála 20 000 liber (9 000 kg). Poměr pevnosti střechy k hmotnosti vozidla činil 4,6, a tedy v tomto testu vyšel vůz s hodnocením „Good“.



Obr. 8 Test pevnosti střechy [17]

Aby bylo dosaženo hodnocení "dobrý", je vyžadováno, aby poměr pevnosti střechy k hmotnosti vozidla dosáhl hodnoty nejméně 4. Jinými slovy, střecha vozu musí odolat síle rovnající se alespoň čtyřnásobku hmotnosti vozidla předtím, než kovová deska promáčkne rám střechy o 5 palců [18].

3.2.4 Testování sedadel a opěrek hlavy

Podle IIHS je dobrá geometrie opěrky nezbytná pro efektivní oporu hlavy. Proto je v první fázi testu provedeno zhodnocení geometrie sedadel a opěrek hlavy. Sedadla a opěrky hlavy, které projdou testem ohodnocená jako „good“ nebo „acceptable“, postupují do další fáze testu, kde jsou testována v nárazu zezadu a to nárazem při rychlosti 20 mph (32 km/h) vozem stejné hmotnosti. Tento test zhodnotí, jak dobře sedadla podporují trup, krk a hlavu řidiče.

3.2.5 Automatický brzdný systém

Podobně jako Euro NCAP hodnotí schopnost systémů automaticky zpomalit za určitých situací vozidlo a zabránit tak kolizi, má obdobnou kategorii i institut IIHS. Pracovníci IIHS hodnotí brzdné schopnosti vozidla vybavené automatickým brzdným systémem ve dvou testech - a to při rychlosti 12 a 25 mph (19 a 40 km/h) na zkušební dráze výzkumného centra. V každém testu se řidič rozjede přímo k cíli, který simuluje zadní část jedoucího automobilu. Systém GPS a další senzory sledují pozici testovacího vozidla, rychlost, čas do kolize, brzdění a další data. Palubní kamery zachytí test z pohledu řidiče a současně je jejich úlohou monitorovat všechna varování, která se v souvislosti s blížící překážkou zobrazí v zorném úhlu řidiče. I pouhá signalizace blížící se překážky je ohodnocena jedním bodem ze šesti možných. Tento jeden bod je také minimum pro zvládnutí tohoto testu. Znamená to, že každý automobil dokončí testy IIHS pouze pokud má zabudován alespoň systém včasného varování před blížící se překážkou.

Institut udělí zbylých pět bodů podle toho, o kolik dokáže systém zpomalit vozidlo, aby se zabránilo kolizi.

3.3 Další instituce provádějící nárazové testy

V USA působí ještě jeden významný orgán, do jehož činnosti spadá provádění nárazových testů. Jedná se o:

National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), tedy Národní úřad pro bezpečnost silničního provozu. Zatímco IIHS je nevládní nezisková organizace, která je financována sdružením pojišťoven, NHTSA je orgánem federální vlády. NHTSA byl zřízen zákonem o bezpečnosti silničního provozu z roku 1970 a je určen pro dosažení nejvyšších standardů bezpečnosti silničního provozu v USA. Na rozdíl od sdružení IIHS se NHTSA zabývá bezpečností silničního provozu globálně, a to ve všech možných kategoriích. Nezaměřuje se pouze na osobní motorová vozidla, ale i nákladní vozy včetně těžkých trucků. Z dalších oblastí lze vzpomenout výzkum, který je směřován ke zvýšení bezpečnosti cyklistů, motocyklistů, autobusové přepravy, traktorů a jiné zemědělské techniky. Stranou nezůstává ani bezpečnost při manipulaci s pohonnými látkami. V této oblasti je v současné době výzkum zaměřen na alternativní paliva – umístění vodíkových palivových článků ve vozidle s ohledem na možná rizika při dopravních nehodách apod.

NHTSA se významným způsobem podílí na zavedení systému Advanced Automatic Collision Notification (AACN). Jde o rozšíření stávajícího systému automatického hlášení nehod do centra tísňového volání. Zatímco nynější systém zaznamenává pouze dopravní nehodu vozidla, kdy automaticky vyše tísňové volání s identifikací vozidla a jeho aktuální polohu, nově bude software palubního počítače vyhodnocovat vážnost dopravní nehody. Na základě těchto informací bude moci záchranný tým odhadnout rozsah zranění posádky vozidla.

Mezi další významné orgány ve světě, do jejichž činnosti spadá provádění nárazových testů, patří:

Australasian New Car Assessment Program (ANCAP), společný projekt australských a novozélandských autoklubů.

Japan New Car Assessment Program (JNCAP), japonská národní agentura pro automobilovou bezpečnost.

New Car Assessment Program for Southeast Asia (ASEAN NCAP), jehož členy jsou národní asociace Malajsie, Filipín a Singapuru.

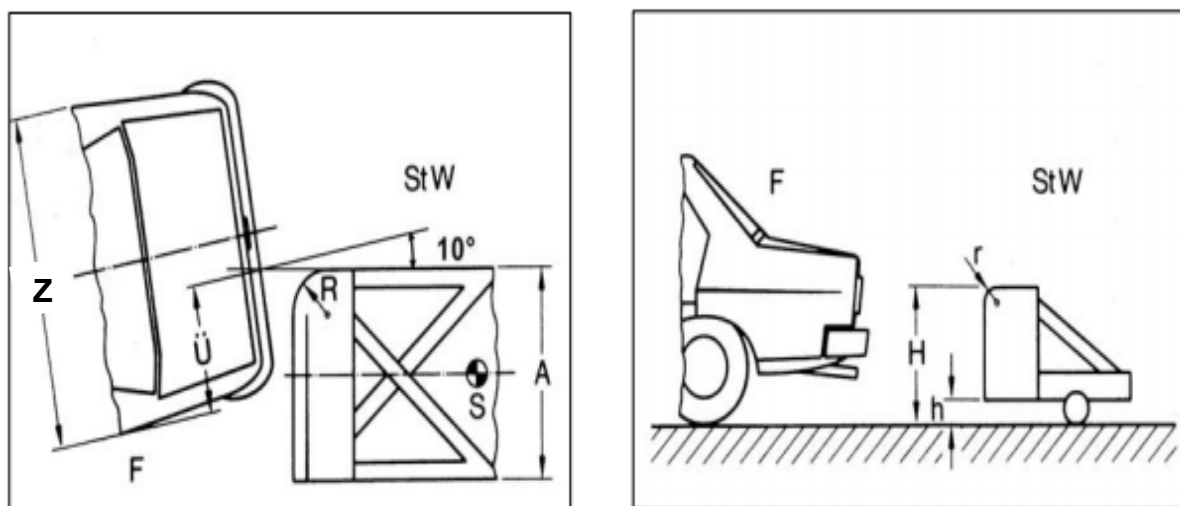
Latin NCAP, která zastřešuje automobilové kluby některých zemí Střední Ameriky a převážné většiny Jižní Ameriky.

4. RCAR (Research Council for Automobile Repairs)

Předpisy Euro NCAP jsou zaměřeny především na bezpečnost posádky vozidla a chodců. Jak již bylo uvedeno v předchozích kapitolách, Euro NCAP provádí testy bočního a čelního nárazu. Zadní náraz je simulován ve formě testu Whiplash. V tomto testu dochází k simulaci zadního nárazu, který může způsobit závažná zranění krční páteře. Přitom se zohledňuje pozice sedadla ve vozidle a nastavení opěrky hlavy. Cílem mezinárodní organizace automobilových výzkumných center RCAR je snížení lidské a ekonomické ztráty spojené s provozem motorových vozidel, a to výzkumem odolnosti vozidel proti poškození, jejich opravitelnosti a zabezpečení proti krádeži. Proto organizace RCAR vydala v roce 1995 předpis „*The Procedure for Conducting a Low Speed 15 km/h Offset Insurance Crash Test to Determine the Damageability and Repairability Features of Motor Vehicles*“, tedy Postup pro provádění pojišťovacího nárazu při rychlosti 15 km/h s přesazením ke zjištění poškození a opravitelnosti motorových vozidel [19].

4.1 Pojišťovací náraz

Jedná se o předpis stanovící pravidla pro nárazové zkoušky při nízkých rychlostech maximálně do 15 km/h a na vozidlech do hmotnosti 2,5 tuny, který byl vydán roku 1995 organizací RCAR. Účelem tohoto předpisu je snížení nákladů oprav na vozidlech pokud dojde k nárazu vozidla v nízké rychlosti. V následujících letech byla provedena úprava předpisu, která měla za následek změnu polohy bariéry vůči vozidlu z původních 0° na 10° (viz obr. 9). Tento předpis vešel v platnost v roce 2006. Nárazová zkouška má například za úkol modelovat situace kolize vozidel při nedobrzdnění v koloně nebo na parkovištích [20].



Obr. 9 Pojišťovací náraz [20]

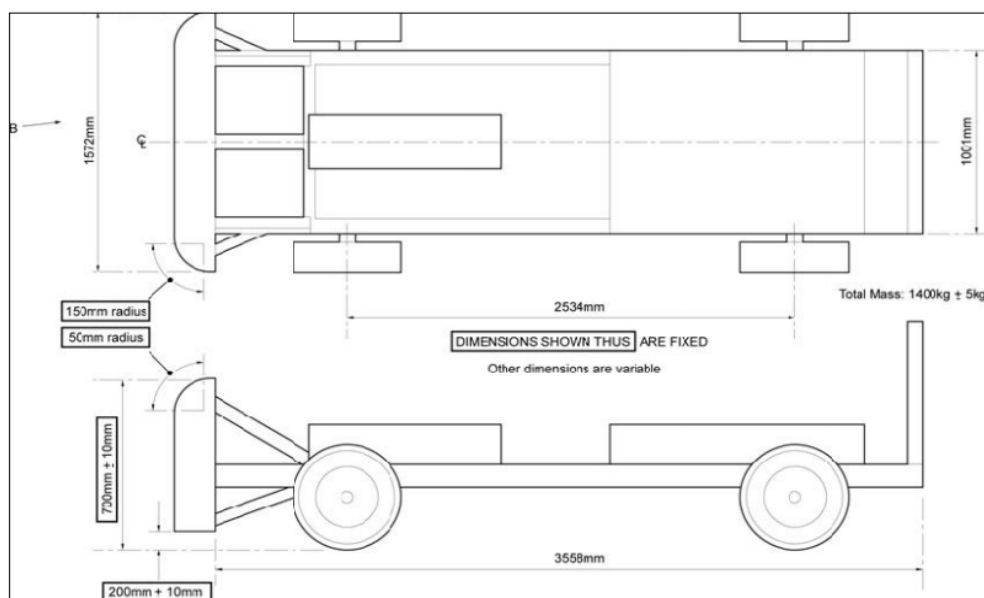
4.2 Uspořádání zkoušky

Podmínky pro provedení zkoušky pojišťovacího nárazu musí splňovat následující kritéria:

- Mobilní bariéra je na straně řidiče a naráží do zadní části vozidla s přesazením 40 %.
- Šířka vozidla B je měřena v nejširší části vozidla bez zrcátek.
- Pro přesazení platí $\ddot{U} = 0,40 \times Z$ s tolerancí ± 25 mm.

4.3 Bariéra a její nastavení

Jedná se o nedeformovatelnou mobilní bariéru s rozměry uvedenými na obr. 10. Rozměry uvedené v rámečku jsou pevně dané, ostatní jsou pouze doporučené. Její hmotnost se rovná $1400 \text{ kg} \pm 5 \text{ kg}$ a rychlost nejméně 1 metr před vozidlem je rovna 15 km/h .



Obr. 10 Náčes mobilní bariéry [19]

4.4 Vozidlo a jeho nastavení

K testování může být využito vozidlo, které se již účastnilo v testech čelního nárazu za podmínky, že míra jeho poškození nebude mít vliv na výsledek tohoto testu. Tato skutečnost je zjišťována již v průběhu testu čelního nárazu. Platí, že zkušební vozidlo musí být ve zkušebních prostorech umístěno takovým způsobem, aby byla část zkoušeného vozidla na vhodné straně mobilní bariéry, jak stanoví výrobce nebo zkušební laboratoř. Testovaná část vozidla nesmí být poškozená a musí obsahovat všechny prvky, jež jsou součástí dané modelové řady.

5. Nelineární mechanika kontinua

5.1 Srovnání lineárních a nelineárních úloh

Lineární úlohy

- Rovnováha je vyjádřena v nedeformovaném referenčním stavu
- Použití lineárně elastického materiálu (platí Hookeův zákon)
- Lineární vztahy mezi posuvy a deformacemi
- Reprezentace vazeb lineárními rovnicemi

Nelineární úlohy

- Stav rovnováhy mechanické soustavy je ve zdeformovaném stavu, který předem neznáme
- Neplatí Hookeův zákon, tzv. chování materiálů je obecné. Závislost mezi napětím a deformací je nelineární
- Nelineární vztahy mezi posuvy a deformacemi
- Reprezentace vazeb obecnými vztahy (kontakt)

Problematiku nelineárních úloh nelze řešit jednoznačně a je velmi obtížné je posuzovat. Jsou k dispozici pouze omezené prostředky, kterými jsou nejčastěji numerické metody (Například Newtonova-Raphsonova metoda).

Lze identifikovat tři příčiny nelineárního chování:

- Geometrie
 - Velké posuvy
 - Velká přetvoření
- Materiál
- Kontakt

5.2 Řešení nelineární soustavy rovnic

5.2.1 Newtonova - Raphsonova metoda

V mnoha komerčních MKP systémech je pro řešení nelineárních problémů využíván algoritmus Newtonovy - Raphsonovy metody. Existují i další varianty této metody a její modifikace. U základního algoritmu se jedná o využití tangenciálního modulu získaného z předchozího kroku (iterace) k získání výsledků.

$$[K(\{Q\})]\{Q\} = \{F\} \quad (1.1)$$

kde je $[K(\{Q\})]$ matice tuhosti celého řešeného systému. Předpokládá se, že je jen funkcí posuvů. Dále bude zavedena tato funkce:

$$[K(\{Q\})]\{Q\} = \{I\} = \{I(\{Q\})\}. \quad (1.2)$$

Rovnice (1.1) bude přepsána do tvaru:

$$\{I\} = \{F\}. \quad (1.3)$$

Bude proveden rozvoj funkce $\{I\}$ do Taylorovy řady v okolí bodu $\{Q_0\}$, který se od hledaného řešení $\{Q_1\}$ liší o $\{\Delta Q\}$ a platí:

$$\{Q_1\} = \{Q_0\} + \{\Delta Q\} \quad (1.4)$$

Získá se:

$$\{I\{Q_1\}\} = \{I\{Q_0\}\} + [J_0]\{\Delta Q\} + \dots \quad (1.5)$$

kde $[J_0]$ je tzv. Jacobiho matice, která je definována:

$$[J_0] = \frac{\partial \{I\}}{\partial \{Q\}_T} \quad (1.6)$$

Zbylé nelineární členy Taylorovy řady se zanedbávají. Prvky Jacobiho matice určíme z 1.6, pokud známe funkce 1.2. Pro i -tý řádek vztahu 1.3 platí:

$$F_i = I(Q_k) = K_{ij}Q_j. \quad (1.7)$$

Derivace obecného prvku vektoru $\{F\}$ podle j -té proměnné je:

$$\frac{\partial F_i}{\partial Q_j} = \frac{\partial K_{il}}{\partial Q_j}Q_l + K_{ij} \quad (1.8)$$

Dále obecný prvek v Jacobiho matici je:

$$\frac{\partial F_i}{\partial Q_j} = \frac{\partial K_{il}}{\partial Q_j}Q_l + K_{ij} = H_{ij} = H_{ij} + K_{ij} \quad (1.9)$$

Lze tedy napsat:

$$[J_0] = [H(\{Q_0\})] + [K(\{Q_0\})] \quad (1.10)$$

Z důvodu náročného vyčíslování a nesymetrické matice se při řešení úloh nepočítá s maticí $[H(\{Q_0\})]$. Lze to zanedbat i díky řešení iteračního postupu. Po zjednodušení lze napsat:

$$[J_0] \doteq [K(\{Q_0\})] \quad (1.11)$$

Dosazením 1.11 do 1.1 získáme:

$$\{I\{Q_1\}\} = \{I\{Q_0\}\} + [K(\{Q_0\})]\{\Delta Q\} \quad (1.12)$$

Za podmínky

$$\{I\{Q_1\}\} = \{Q_1\} \quad (1.13)$$

a

$$\{I\{Q_0\}\} = [K(\{Q_0\})]\{Q_0\} \quad (1.14)$$

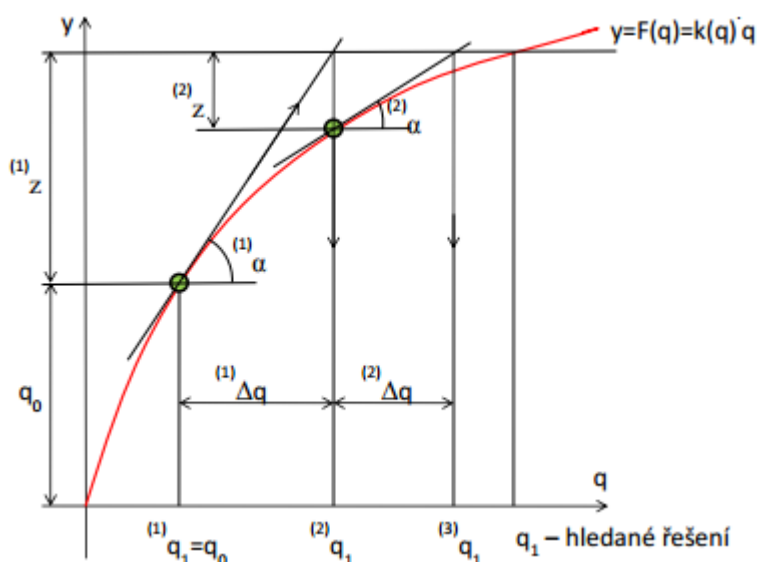
1.13 lze přepsat do

$$K(\{Q_0\})\{\Delta Q\} = \{R\} \quad (1.15)$$

kde $\{R\}$ je tzv. zbytková nevyvážená (nerovnovážná) síla:

$$\{R\} = \{F_1\} - [K(\{Q_0\})]\{Q_0\} \quad (1.16)$$

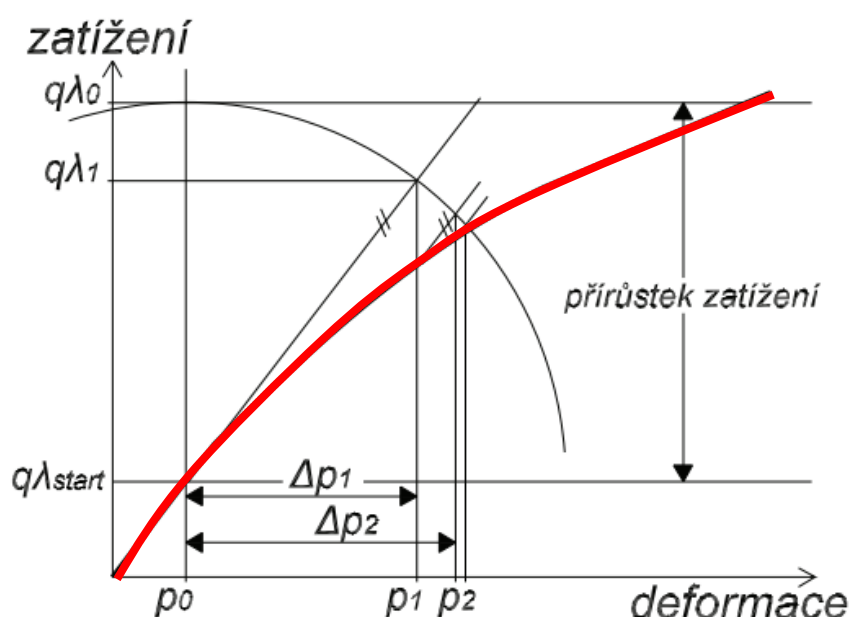
Rovnice 1.15 s pravou stranou 1.16 je soustava lineárních algebraických rovnic, ze které se dá vypočítat přírůstek $\{\Delta Q\}$. Pak hodnota $\{Q_1\}$ je přibližná a v iteračním procesu je potřeba tuto hodnotu upřesnit [21].



Obr. 11 Geometrická interpretace Newtonovy - Raphsonovy metody [21]

5.2.2 Metoda délky oblouku

U některých typů úloh může Newtonova-Raphsonova metoda selhat. Tečná matice tuhosti se může stát singulární a to vede k divergenci. Pomocí metody délky oblouku lze řešit odezvy konstrukce zatěžováním přírůstkem síly i přetvoření. Na základě přírůstku přetvoření můžeme získat celý průběh diagramu zatížení - deformace. Kombinací metody délky oblouku a Newtonovy-Raphsonovy metody lze využít další metodu Line Search pro urychlení konvergence.



Obr. 12 Metoda délky oblouku [21]

5.3 Geometrické nelinearity

Jedná se tedy o změnu geometrické konfigurace v průběhu zatěžování (například ztráta stability). Je zapříčiněna velkými posuvy, které mohou být doprovázeny velkým přetvořením. Existují dva typy geometrických nelinearit:

1. Velké posuvy (posuvy a rotace)

Zatěžováním tělesa dochází k velkému posunutí případně rotaci, ale přetvoření (deformace) zůstávají malá. Při popisu se mohou použít Cauchyho geometrické rovnice. Nelze použít původních rozměrů tělesa při stanovení podmínek rovnováhy.

2. Velká přetvoření (deformace), zahrnují velké posuvy

Základním předpokladem je, že složky tenzoru přetvoření jsou malé (řádově 10^{-3}), a pak lze zanedbat kvadratické členy geometrických vztahů a používat inženýrský (infinitesimální) tenzor přetvoření:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.1)$$

Mezi použitelnosti inženýrského tenzoru přetvoření bývá obvykle vyjádřena hodnota přetvoření 1 %. (to s řádem 10^{-2} výše moc neseď). V situacích jako například simulace toku materiálu při tváření, simulace deformace součástí z plastu, pryže a dalších materiálů netradičního charakteru mohou složky přetvoření dosahovat až stovek procent. V těchto případech nelze zanedbat a je potřeba použít obecnější tenzory přetvoření. Ty lze formulovat odlišně v závislosti na tom, kterou geometrickou konfiguraci budeme považovat za základní.

5.4 Popis kinematiky při velkých deformacích

Při popisu kontinua je nutné vyšetřovat pohyb každého bodu vzhledem k nepohyblivému souřadnému systému v závislosti na čase. Existují dva hlavní přístupy pro popis kinematiky kontinua:

Lagrangeův přístup: nedeformovaná geometrie X je nezávisle proměnnou a pohyb je popsán funkcí $x_i = x_i(X_j, t)$. Je charakteristický popisem pohybu tvárných těles, kdy sleduje trajektorii jednotlivých materiálových částic při pohybu prostorem. Tenzor přetvoření svázaný s Lagrangeovým popisem se nazývá Green-Lagrangeův:

$$E_{ij}^L = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial u_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u_j}{\partial X_i} + \frac{\partial u_k}{\partial X_j} \frac{\partial u_k}{\partial X_i} \right] \quad (2.2)$$

Eulerův přístup: deformovaná geometrie x je nezávisle proměnnou a pohyb je popsán funkcí $X_i = X_i(x_j, t)$. Je charakteristický popisem pohybu kapalin a plynů a vztažený systém je svázaný s fixovanou oblastí prostoru (průtokový profil potrubí, lopatková mříž). Tenzor přetvoření svázaný s Eulerovým přístupem se nazývá Almansiho tenzor přetvoření:

$$E_{ij}^A = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right] \quad (2.3)$$

5.5 Materiálové nelinearity

Jsou charakteristické nelineárními závislostmi mezi napětím a přetvořením. Tyto závislosti jsou dány především vlastnostmi materiálů a jsou označovány jako konstitutivní. Modely a vztahy jsou nazývány „konstitutivní“ z důvodu zjednodušení jejich matematického popisu. Konstitutivním modelem označujeme matematický popis konstitutivní závislosti (příčinná závislost mezi tenzorem napětí a přetvoření).

Rozdělení konstitutivních modelů dle složitosti:

- Základní
 - Ideální tuhá látka
 - Ideální kapalina
 - Ideální plyn
- Jednoduché
 - Ideálně elastická látka
 - Ideálně plastická látka
- Kombinované
 - Viskoelastické
 - Elasto-plastické
 - Viskoplastické
 - ...

Příklady nejčastějších konstitutivních modelů:

- Lineárně elastický materiál - izotropní nebo anizotropní
- Elasticko-plastický materiál - bez zpevnění, se zpevněním
- Tuhoplastický materiál - elastické deformace jsou zanedbatelné vzhledem k plastickým
- Viskoelastický materiál - napětí a deformace jsou funkcí času
- Hyperelastický materiál - vykazuje velká elastická přetvoření

Existují i modely, které předpokládají určitou souvislost mezi napětím a rychlosti tvarových změn (přetvoření) a lze je tak pojmout mezi konstitutivní. Jsou to:

- Ideální kapalina
- Newtonská kapalina
- Ideální plyn
- Viskózní plyn

Pro rozlišení látek v různých skupenstvích je potřeba rozlišovat tvarovou a objemovou složku deformace. Například u problémů plasticity je podle podmínek plasticity trvalá deformace dána pouze deviatorem tenzoru napětí a kulová část tenzoru napětí nevyvolává trvalou deformaci.

Tedy tenzor související se změnou tvaru je tzv. deviator tenzoru napětí resp. přetvoření označovaný jako $\mathbf{T}_{\sigma D}$, resp. $\mathbf{T}_{\epsilon D}$. Tenzor související se změnou objemu tělesa se nazývá kulový tenzor napětí označovaný $\mathbf{T}_{\sigma v}$, resp. $\mathbf{T}_{\epsilon v}$. Postup rozkladu tenzoru napětí a přetvoření na kulový tenzor a deviator tenzoru je:

Pro tenzor napětí:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_x - \sigma_s & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \sigma_s & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - \sigma_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \sigma_s & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_s & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_s \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

kde $\begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}$ je tenzor napětí \mathbf{T}_σ

$\begin{bmatrix} \sigma_x - \sigma_s & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \sigma_s & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - \sigma_s \end{bmatrix}$ je deviator tenzoru napětí $\mathbf{T}_{\sigma D}$

$\begin{bmatrix} \sigma_s & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_s & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_s \end{bmatrix}$ je kulový tenzor napětí $\mathbf{T}_{\sigma V}$

Pro tenzor přetvoření platí:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_x & \frac{\gamma_{xy}}{2} & \frac{\gamma_{xz}}{2} \\ \tau_{yx} & \varepsilon_y & \frac{\gamma_{yz}}{2} \\ \frac{\gamma_{zx}}{2} & \frac{\gamma_{zy}}{2} & \varepsilon_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x - \varepsilon_s & \frac{\gamma_{xy}}{2} & \frac{\gamma_{xz}}{2} \\ \tau_{yx} & \varepsilon_y - \varepsilon_s & \frac{\gamma_{yz}}{2} \\ \frac{\gamma_{zx}}{2} & \frac{\gamma_{zy}}{2} & \varepsilon_z - \varepsilon_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \varepsilon_s & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_s & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_s \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

kde $\begin{bmatrix} \varepsilon_x & \frac{\gamma_{xy}}{2} & \frac{\gamma_{xz}}{2} \\ \tau_{yx} & \varepsilon_y & \frac{\gamma_{yz}}{2} \\ \frac{\gamma_{zx}}{2} & \frac{\gamma_{zy}}{2} & \varepsilon_z \end{bmatrix}$ je tenzor přetvoření \mathbf{T}_ε

$\begin{bmatrix} \varepsilon_x - \varepsilon_s & \frac{\gamma_{xy}}{2} & \frac{\gamma_{xz}}{2} \\ \tau_{yx} & \varepsilon_y - \varepsilon_s & \frac{\gamma_{yz}}{2} \\ \frac{\gamma_{zx}}{2} & \frac{\gamma_{zy}}{2} & \varepsilon_z - \varepsilon_s \end{bmatrix}$ je deviator tenzoru přetvoření $\mathbf{T}_{\varepsilon D}$

$\begin{bmatrix} \varepsilon_s & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_s & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_s \end{bmatrix}$ je kulový tenzor přetvoření $\mathbf{T}_{\varepsilon V}$

a dále platí:

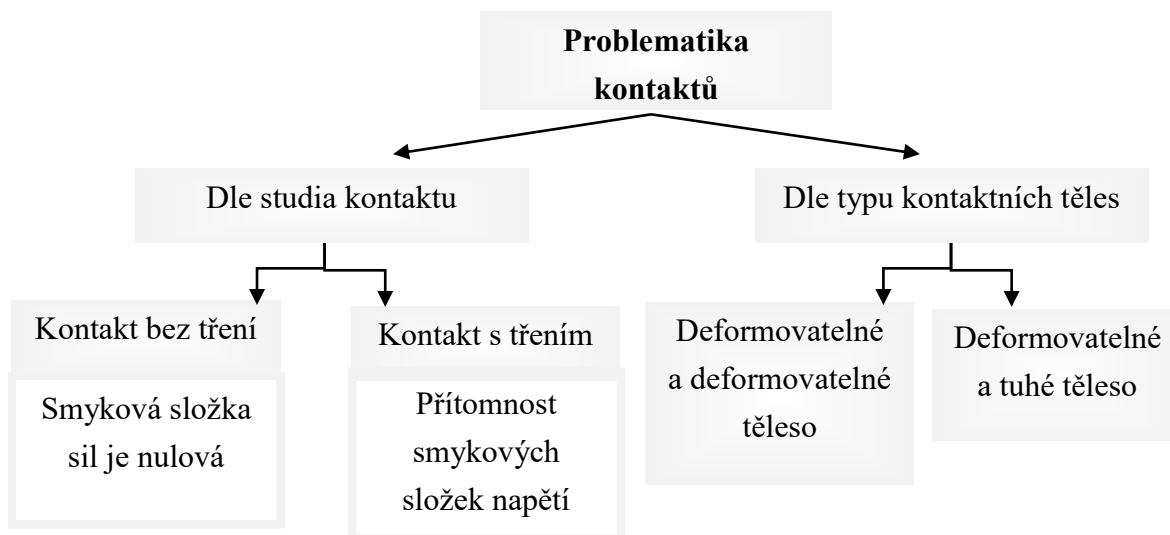
$$\sigma_s = \frac{(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)}{3} \quad (3.3)$$

$$\varepsilon_s = \frac{(\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3)}{3} \quad (3.4)$$

5.6 Kontakt

U typů úloh nárazových zkoušek dochází ke kontaktům bariéry s vozidlem. Obecně lze říci, že jde o úlohu, kdy část hranice jednoho tělesa vstupuje do kontaktu s částí hranice druhého tělesa. Tuto problematiku lze identifikovat jako příčinu nelinearity. Je nutné nastavit kinematické vazby, které budou zabraňovat penetraci kontaktních hranic přes sebe.

Kontaktní úlohy lze rozdělit do několika skupin.



Existují dvě základní metody pro řešení kontaktních problémů:

a) Metoda Lagrangeových multiplikátorů

Založena na splnění podmínky nepronikání kontaktních povrchů ve tvaru:

$$[G]\{U\} - \{g_0\} = 0 \quad (4.1)$$

je zavedena do standardního funkcionálu pomocí Lagrangeových multiplikátorů $\{\lambda\}$. Rovnice má pak tvar:

$$\Pi = \frac{1}{2}\{U\}^T [K]\{U\} - \{U\}^T \{F\} + \{\lambda\}^T ([G]\{U\} - \{g_0\}) \quad (4.2)$$

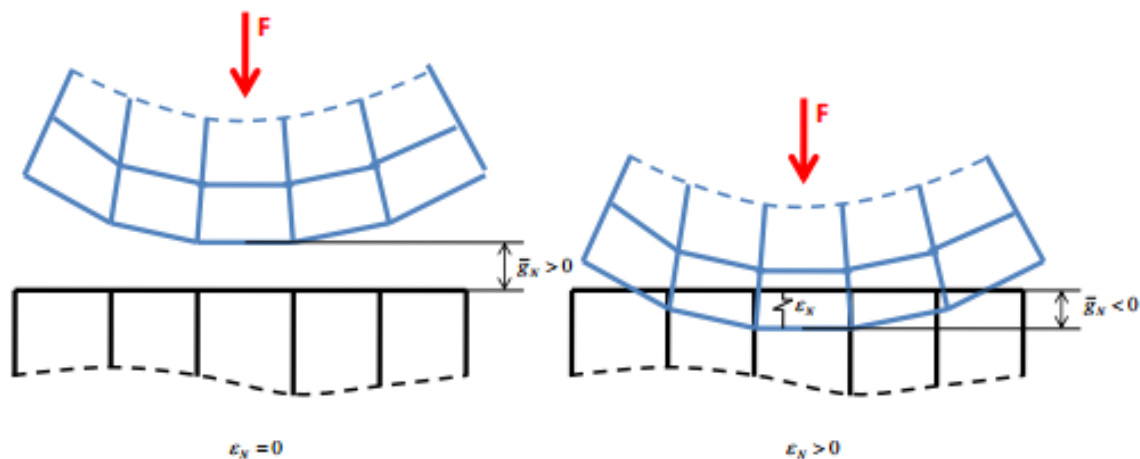
kde $\{g_0\}$ je počáteční kontaktní mezera mezi deformačními parametry definovanými maticí $[G]$, $\{\lambda\}$ jsou Lagrangeovy multiplikátory, $\{U\}$ nezávislé proměnné. Z podmínky Π se získá soustava a jejím výsledkem je řešení kontaktního problému. Kontaktní tlak mezi tělesy je reprezentován hodnotou λ .

Při použití této metody je výhodou, že není nutné definovat kontaktní tuhost na rozdíl od pokutového přístupu. Další výhodou je spolehlivé splnění podmínky neprostupnosti povrchů. Naopak nevýhodou je vhodnost metody spíše pro 2D a menší 3D úlohy, numerické problémy u větších úloh jsou především z důvodu nul na diagonálách matic soustav. Multiplikátory $\{\lambda\}$ znamenají další neznámé parametry a to vede ke zvětšování úlohy a je citlivá na změny stavu v kontaktech.

b) Pokutový přístup

Druhou metodou je pokutový přístup založený na skokové změně tuhosti kontaktních prvků při penetraci povrchů.

Pokutový přístup bez a se zahrnutím smykového tření



Obr. 13 Pokutový přístup bez a se zahrnutím smykového tření [22]

konečný tvar základní rovnice MKP s kontakty řešenými pokutovým přístupem:

$$([K] + \{\epsilon\}[G] T [G])\{U\} = \{F\} \quad (4.3)$$

kde $\{\epsilon\}$ je sloupcová matice normálních a tečných tuhostí v diskrétních bodech kontaktu $[G]$ je matice určující odpovídající pár deformačních parametrů přicházejících při kontaktu do vzájemného styku.

Využívá se především díky spolehlivosti při iteračním řešení rozsáhlých soustav rovnic. Nevýhodou je podmíněnost výsledné matice soustavy a nutnost určité míry penetrace stykových povrchů [22].

6. Explicitní MKP

60. léta 20. století znamenala velký posun ve vývoji explicitní MKP zejména díky naprogramování velkého množství kódů na univerzitách. Na Kalifornské univerzitě byl ve spolupráci s laboratořemi armády Spojených států v Los Alamos a Lawrence Livermore National Laboratory vytvořen program HEMP. S vývojem výpočetní techniky se v 70. letech začaly počítat i 3D úlohy pomocí programu HEMP 3D, z něhož později vzešly první verze dnešního komerčního software (viz Tab. 1). V dnešní době patří mezi nejrozšířenější LS-Dyna, ABAQUS/Explicit, PAMCRASH.

Program	Vznik	URL adresa
DYNA3D	1976	www.lstc.com
PAMCRASH	1986	www.esi-group.com
RADIOSS	1987	www.mecalog-group.com
Deform	1989	www.deform.com
ABAQUS/Explicit	1991	www.abaqus.com
MSC.Dytran	1991	www.mssoftware.com

Tab. 1 Verze komerčního software

6.1 Základní princip explicitní MKP

Základní princip explicitní MKP vychází z použití druhého Newtonova zákona přepsaného do maticové podoby a definovaného v určitém okamžiku. Dynamická rovnováha nastane tehdy, jestliže je splněn následující vztah:

$$\{a_t\} = [M]^{-1} (\{F_t^{ext}\} - \{F_t^{int}\}) \quad 1.1$$

kde je $\{a_t\}$ vektor zrychlení v čase t , $[M]$ matice hmotnosti, $\{F_t^{ext}\}$ vektor aplikovaných sil v čase t a $\{F_t^{int}\}$ vektor vnitřních sil v čase t vyjádřený vztahem (1.2)

$$\{F_t^{int}\} = \sum \left(\int_{\Omega} [B]^T [\sigma_n] d\Omega + \{F^{hg}\} \right) + \{F^{cont}\} \quad 1.2$$

kde $[B]$ je prvková matice tvarových funkcí přetvoření, $[\sigma_n]$ prvková matice vnitřních napětí, $\{F^{hg}\}$ vektor tlumících sil hourglassingu a $\{F^{cont}\}$ vektor kontaktních sil. Rychlost lze spočítat ze vztahu (1.3)

$$\left\{v_{t+\frac{\Delta t}{2}}\right\} = \left\{v_{t-\frac{\Delta t}{2}}\right\} + \{a_t\} \frac{\Delta t_t + \Delta t_{t+\Delta t}}{2} \quad 1.3$$

kde $\{a_t\}$ je vektor zrychlení, Δt_t velikost časového kroku a $\{v_t\}$ vektor rychlosti v čase t . Posuvy získáme ze vztahu (1.4)

$$\{u_{t+\Delta t}\} = \{u_t\} + \left\{v_{t+\frac{\Delta t}{2}}\right\} \Delta t_{t+\Delta t} \quad 1.4$$

kde $\{u_t\}$ je vektor posunutí v čase t , Δt_t velikost časového kroku a $\{v_t\}$ vektor rychlosti v čase t . V dalším časovém kroku je změněna geometrie přidáním posuvů k původní geometrické konfiguraci.

$$\{x_{t+\Delta t}\} = \{x_0\} + \{u_{t+\Delta t}\} \quad 1.5$$

Předchozí rovnice vyjadřují rovnováhu v uzlech a stanovují jejich posuvy, rychlosti a zrychlení. V dalších krocích se počítá změna přetvoření prvku $d\varepsilon$ z rychlosti deformace $\dot{\varepsilon}$ pomocí konstitutivních vztahů se stanoví napětí σ

$$\sigma_{t+\Delta t} = f(\sigma_t, d\varepsilon) \quad 1.6$$

kde σ_t je napětí v čase t a $d\varepsilon$ změna přetvoření prvků. Dále se spočítá nový vektor vnitřních sil pro uzly, veličiny s označením $t+\Delta t$ se přeznačí na t a výpočet pokračuje v dalším kroku.

6.2 Kritická hodnota časového kroku

Pro explicitní časovou integraci platí, že je podmíněně stabilní. Pokud je velikost časového kroku menší než kritická hodnota časového kroku, lze docílit správných výsledků. Kritická hodnota časového kroku je definována jako čas, za který čelo napěťové vlny projde přes element.

$$\Delta t \leq t^{crit} = \frac{2}{\omega_{max}} \quad 1.7$$

kde ω_{max} je nejvyšší vlastní frekvence prvku a je dána vztahy

$$\omega_{\max} = 2 \frac{c}{l} \quad 1.8$$

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad 1.9$$

kde c je rychlost šíření vlnění v materiálu, l charakteristický rozměr prvku, E modul pružnosti a ρ hustota materiálu. Po dosazení do rovnice 1.7 lze kritický časový krok vyjádřit jako

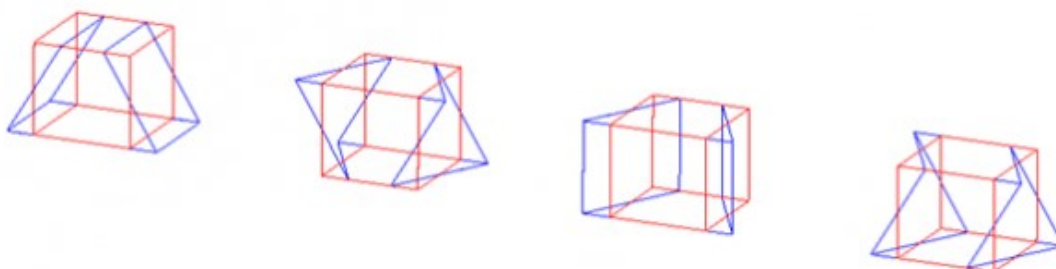
$$\Delta t^{crit} = l \sqrt{\frac{\rho}{E}} \quad 1.10$$

Z rovnice 1.10 je patrné, že velikost časového kroku a tím i rychlost výpočtu závisí přímo úměrně na velikosti prvků a na druhé odmocnině hustoty. Naopak nepřímo úměrně druhé mocnině tuhosti modulu pružnosti materiálu.

Samotný řešič si automaticky zvolí počáteční velikost časového kroku. Prvotním krokem je analýza všech elementů. Z jejich materiálových hodnot a velikostí se nadefinují jednotlivé kritické časové kroky. Vymezí se nejmenší hodnota a z důvodu zvýšení stability výpočtu se zmenší o 10 %. Při výskytu alespoň jednoho výrazně menšího elementu se výpočetní čas výrazně navyšuje.

6.3 Jednobodová integrace prvku

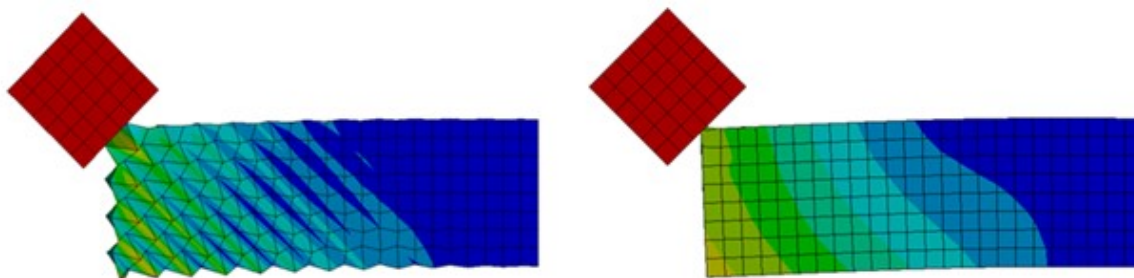
V explicitně řešených úlohách jsou využívány prvky s jedním Gaussovým integračním bodem z důvodu zjednodušení a úspory času. Nevýhodou je snížení numerické stability oproti vícebodové integraci. Deformace začne v okolí tohoto integračního prvku. Tato deformace má vliv na geometrii (tedy i na celý prvek), ale ne na vnitřní energii prvku. Ve skutečnosti ale každé deformaci přísluší odpovídající změna vnitřní energie. Tento problém nazýváme hourglassing, je čistě numerický a do výsledného výpočtu vnáší chybu.



Obr. 14 Módy s nulovou energií při jednobodové integraci [23]

6.4 Hourglassing

Hourglassing se také označuje jako problém přesýpacích hodin. Vyskytuje se jen u prvků s jednobodovou integrací, kdy se vyznačuje nulovou energií kmitající s frekvencí mnohem větší než je celá odezva struktury. Je nežádoucí, protože může docházet k znehodnocení až ke zhroucení výpočtu. Je nutné ho minimalizovat nebo eliminovat. Projevem hourglassingu je „cickak“ deformace konečno prvkové sítě (obr. 15).



Obr. 15 Znárodnění sítě s a bez hourglassingu [24]

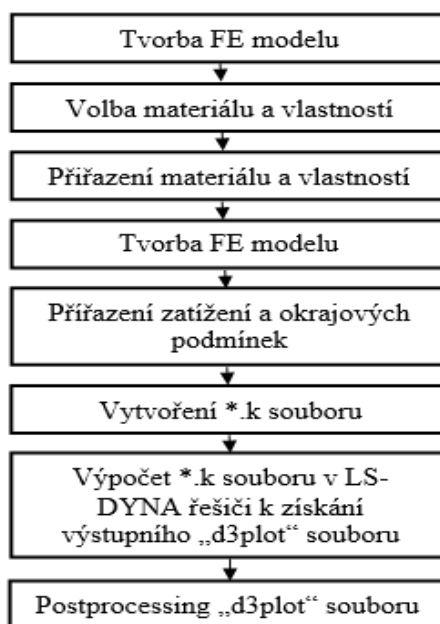
6.5 LS-DYNA

Jedná se o explicitní a implicitní nástroj k řešení širokého spektra silně nelineárních fyzikálních dějů spojený s velkými deformacemi probíhajícími v krátkém časovém úseku. Byl vyvinut společností Livermore Software Technology Corporation.

Výhoda spočívá:

- v plně automatické generaci kontaktů
- v obsahu více než 130 materiálových modelů,
- v plně širší aplikovaných elementů
- v zahrnutí speciálních modelů pro automobilovou techniku (bezpečnostní pásy, akcelerometry, senzory, airbagy)
- v obsahu algoritmů pro simulaci tvářecích procesů (adaptive mesh).

Nejčastěji lze díky těmto vlastnostem použít LS-DYNA pro aplikaci crash simulací pro ověření bezpečnosti posádky a bariérových zkoušek u osobních a nákladních automobilů, autobusů, lodí, letadel, kosmické techniky, atd. Aplikaci můžeme nalézt také pro tvářecí procesy za studena i za tepla, biomedicíně, u seismických studií, simulací pro vojenské aplikace nebo simulaci pádových zkoušek spotřební techniky neboli „drop-test“ [25].



Tab. 2 Strukturovaný přístup řešení v LS-DYNA

Struktura LS-DYNA

Pro správnou funkci a průběh výpočtu je potřeba držet se následujících kroků za účelem správně sestavené struktury funkčních karet. Skript LS-DYNA začíná vždy klíčovým příkazem *KEYWORD a končí příkazem *END. Každá karta se skládá z hesel v manuálu označených „KEYWORDS“ a má vlastní formát. Před každé heslo musí být pro správnou funkci vložen znak „*“.

*NODE	NID X Y Z
*ELEMENT	EID PID N1 N2 N3 N4
*PART	PID SID MID EOSID HGID
*SECTION_SHELL	SID ELFORM SHRF NIP PROPT QR ICOMP
*MAT_ELASTIC	MID RO E PR DA DB
*EOS	EOSID
*HOURLGLASS	HGID

Obr. 16 struktura funkčních karet [26]

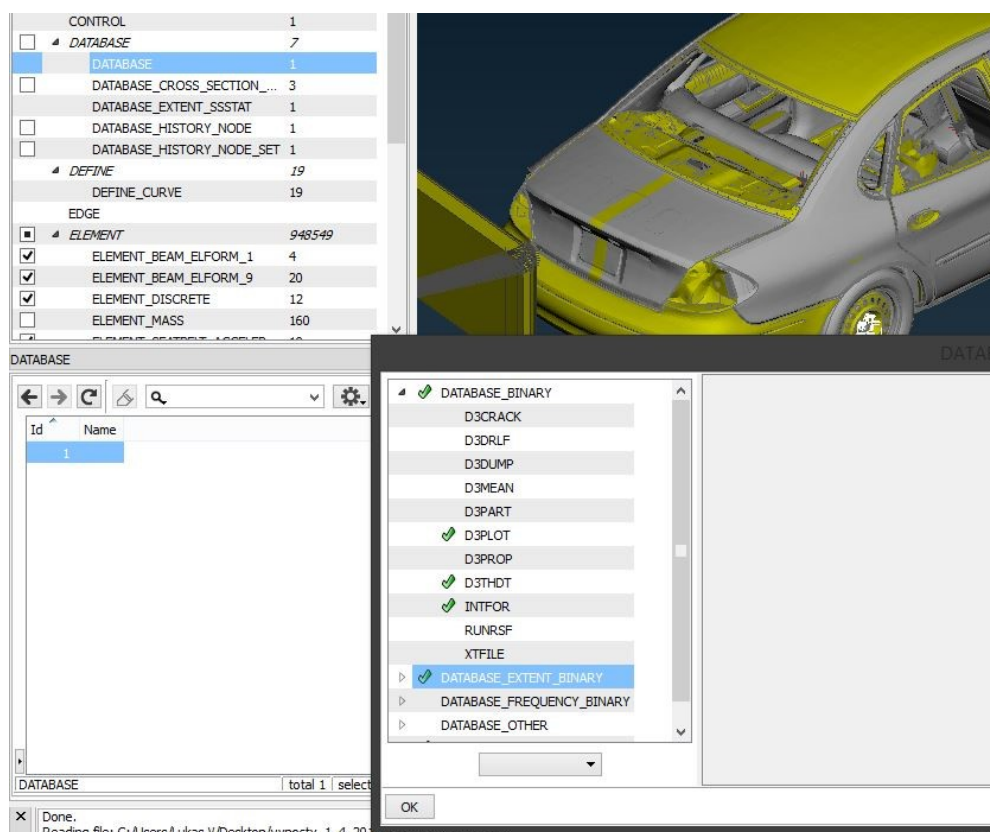
Popis na obrázku (obr. 16) může sloužit k pochopení struktury dat v tomto bloku. Příkaz *PART obsahuje pid, sid, mid. Jsou to ID odkazující na data, která odkazují na další atributy této součásti. Například odkaz pro identifikaci jednotlivé části, vlastnosti prvků, nastavení materiálu. Klíčová slova pro tyto atributy jsou znázorněna zase na jiném místě pro snadnější definici. Výsledkem je textový soubor s formátem *.k nebo *.key [26].

Výstup

Výsledky simulace zadního nárazu zobrazíme v Post - Processoru Meta v. 13.0.1. K zobrazení a spuštění celé simulace a jednotlivých kroků využijeme výstupní soubor D3PLOT. Ten předem nadefinovaný v souboru *.k pod hesly *DATABASE_BINARY a *DATABASE_EXTENT_BINARY. Zapsané výsledky budou v jednotlivých krocích označeny číslem za názvem D3PLOT a uloženy ve stejné složce.

K aktivování dalších nezbytných prvků k zobrazení výsledků je nutné použití hesla *DATABASE_OPTION a nastavení následujících hesel (obr. 17):

- GLSTAT: Celkový souhrn energií
- SLEOUT: Nastavení energií kontaktů
- MATSUM: Energie materiálů
- SPCFORC: Nastavení reakčních sil
- JNTFORC: Souboru všech sil
- RCFORCE: Výsledná kontaktní síla



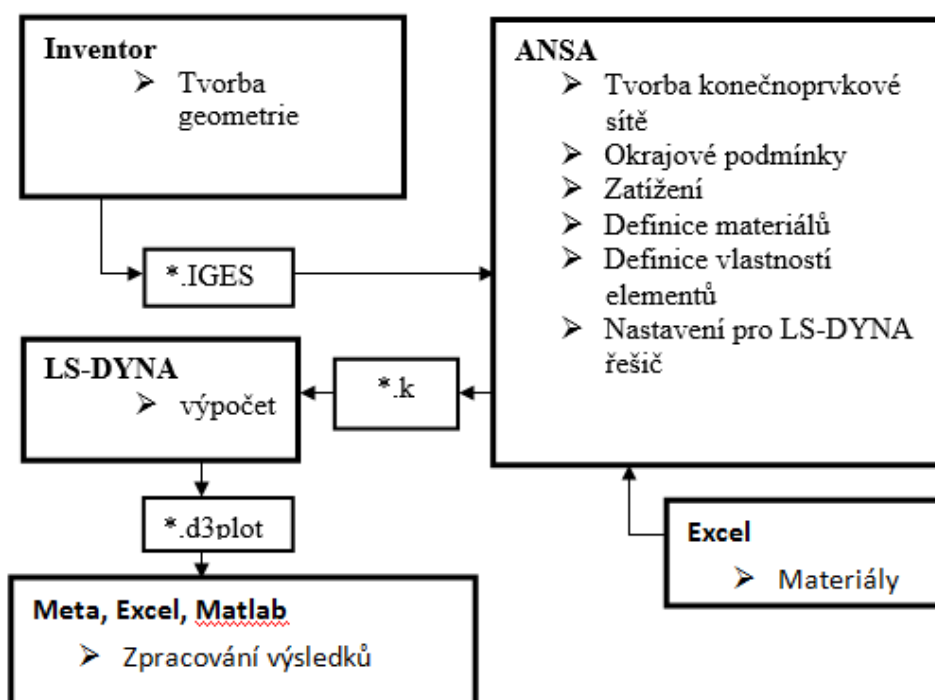
Obr. 17 Simulace

7. Výpočtové modelování

Pro přípravu výpočtů nárazové zkoušky bylo potřeba vyřešit problémy týkající se vhodné volby výpočtového modelu vozidla, bariery, koncepce nárazové zkoušky. Pro posouzení výsledků výpočtu bude využít náraz kompletního vozidla s barierou na začátku výpočtu a při závěrečné fázi z důvodu časové náročnosti počítání.

Použitý software:

- Inventor 2014
- Ansa 15.3.0
- ANSYS LS-Dyna 15.0
- Meta 15.3.0
- Matlab 2008
- MS Excel, MS Word 2016



Tab. 3 Struktura používaných softwarů

7.1 Model vozidla

Pro simulaci nárazů a úpravu podélníků byl po důkladné analýze zvolen model Ford Taurus z důvodu toho, že u volně dostupných vozidel nebyl zadní deformační člen vůbec. Bylo by

potřeba mnoho konstrukčních úprav, aby byl vůbec importován do sestavy. Proto se Ford Taurus jevil jako nejlepší možná varianta a to i přesto, že zadní deformační člen obsahoval několik závad. Dalším důvodem volby tohoto vozidla jsou i parametry karoserie, které jsou bližší běžně používaným evropským vozidlům ať už hmotnostně, rozměrově nebo typem karoserie a hustota sítě, která u zbylých vozidel byla příliš jednoduchá. FE model byl vytvořen roku 2001 v centru pro výpočty nárazových zkoušek (NCAC) na George Washington University především kvůli testu NCAP předního nárazu. Jak je již psáno ve 4. kapitole, roku 2006 vyšel v platnost předpis RCAR, proto je zadní část tohoto vozidla poměrně jednoduchá a nepřesně navrhnutá [27].

Prvky	Počet	Spojovací prvky	Počet
Součásti	802	Uzlová tuhá tělesa	1930
Uzly	921 793	Sady uzlů	53
Skořepinové	838 880	Tuhá tělesa	6
Prutové	10	Svarové spoje	5557
Objemové	134 449	Klouby	38
Celkový počet elementů	973 351		

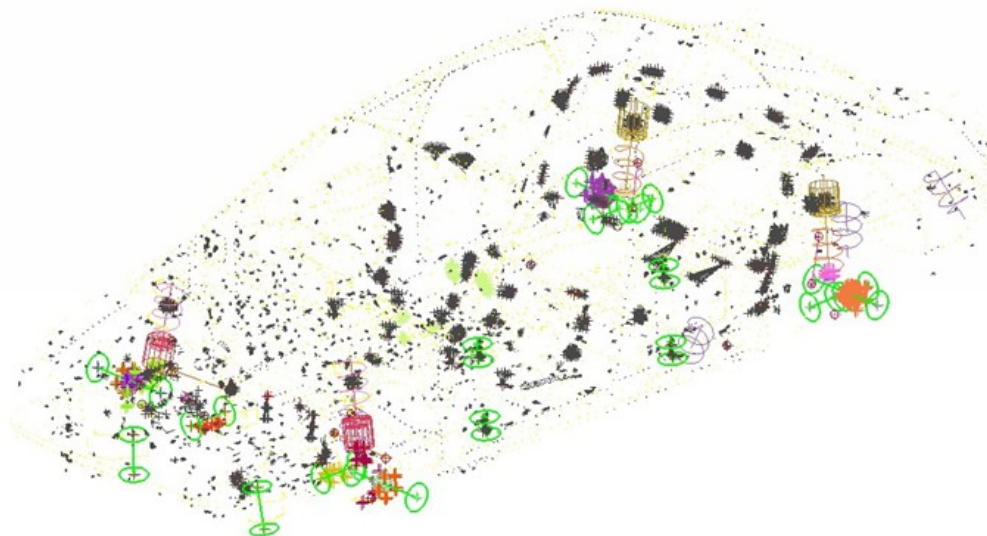
Tab. 4 - 5 Počet prvků obsažených v modelu

Další parametry:

- Velikost sítě: 10 mm
- Hmotnost: 1 635 kg
- Počet trojúhelníkových prvků: 62612
- Počet čtyřúhelníkových prvků: 776268



Obr. 18 FE model - Ford Taurus



Obr. 19 Spojovací prvky modelu Ford Taurus

7.2 Model bariéry

Geometrie bariéry byla dle platných norem navržena v softwaru Inventor, k tvorbě sítě byla následně použita Ansa. Bariéra byla pro jednoduchost navržena jen částečně (obr. 20). Pro nahrazení zbylé části bariéry byl použit prvek uzlového tuhého tělesa umístěný do předpokládaného těžiště pojízdné bariéry. Jedná se o dokonale tuhou bariéru, proto počet prvků nemá žádný vliv na výpočet nárazu do vozidla.

Skořepinové prvky – počet:

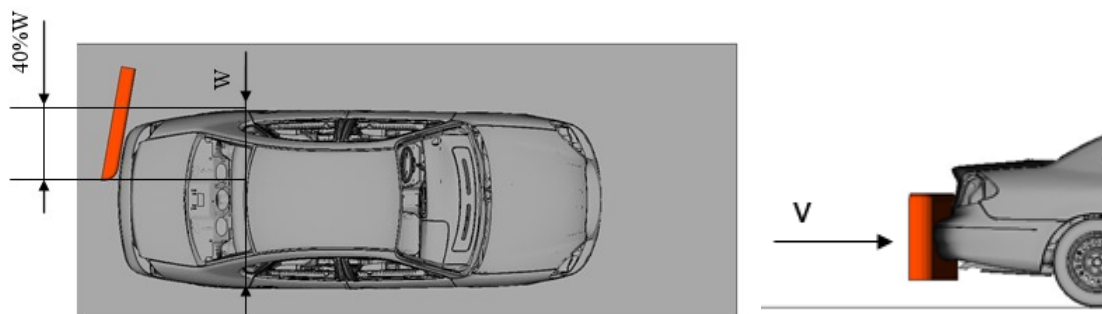
- Čtýrhelníkové - 44
- Trojúhelníkové - 20
- Celkem - 64



Obr. 20 Srovnání skutečné bariéry [28] a zjednodušeného modelu bariéry [vlastní]

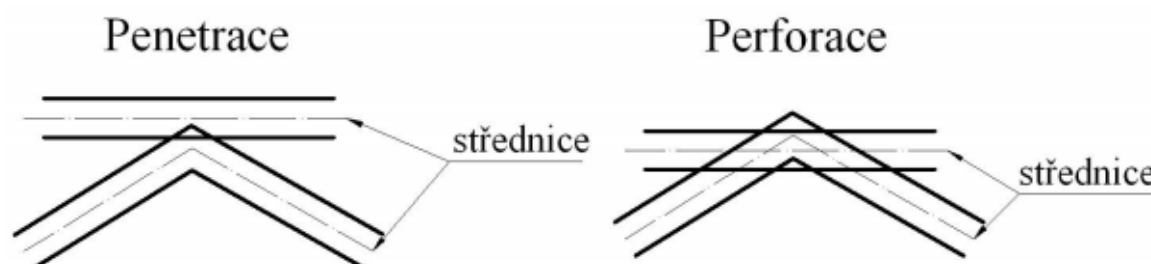
7.3 Příprava výpočtu

Dle platných předpisů RCAR pro zadní náraz v nízké rychlosti byl importován a správně napolohován model bariéra - vozidlo pro simulaci výpočtu. Bylo potřeba nastavit polohu bariéry při 40% přesazení vůči autu a se sklonem 10° , nadefinovat rychlost bariéry a vytvořit kontakty.



Obr. 21 Poloha modelů

Mezi bariérou a vozidlem byla ponechána minimální vzdálenost pro zkrácení výpočtového času. Z důvodu úspory času byly eliminovány také penetrace s perforacemi dílů. Jedná se o FE model z roku 2001, kdy ještě nebyly takové výpočtové možnosti a možnosti modelování. Proto byl velký prostor pro chyby v síti, které bylo nutno také minimalizovat. Po spuštění výpočtu přesáhl výpočtový čas 150 hodin, proto bylo nutno udělat další zásahy za účelem úspory času. Po důkladné kontrole v Anse bylo zjištěno, že model obsahuje velké množství penetrací, které vznikaly při zjednodušování geometrie v místech, kde není možné dodržet přesnou pozici střednice. Největší koncentrace penetrací byla v zadní části vozidla za sedadly. Penetrací se chápe kontakt materiálů k jeho definované tloušťce za předpokladu, že se neprotnou střednice. Perforace je případ, který můžeme vidět v modelu a dochází k průniku střednic (obr. 22). Důsledkem je pak vnitřní práce elementů, ovlivnění výsledků a dochází k nestabilitě výpočtů.

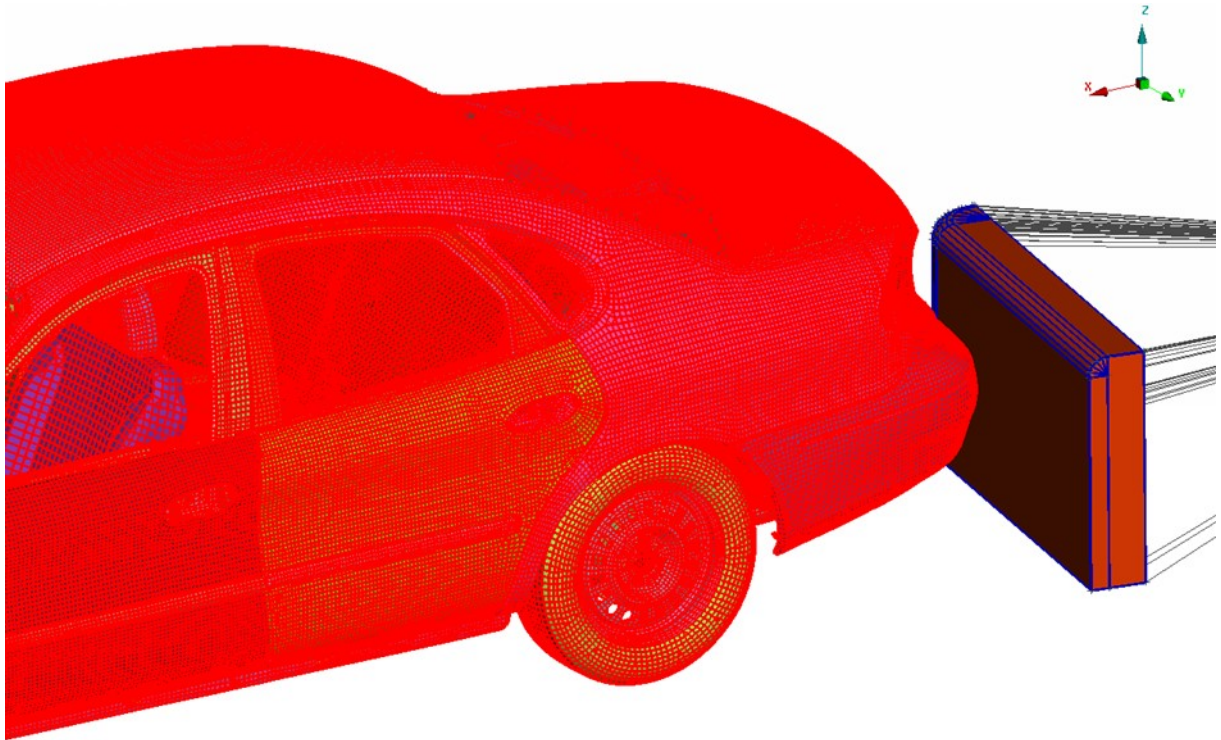


Obr. 22 Rozdíl penetrace a perforace

Odstranění problémů lze v Anse učinit automaticky nebo ručně. Pokud je použita funkce automaticky, je nutno vše znovu překontrolovat, protože některé elementy mohou být smazány nebo nevhodně upraveny, což má za následek další nepřesnosti.

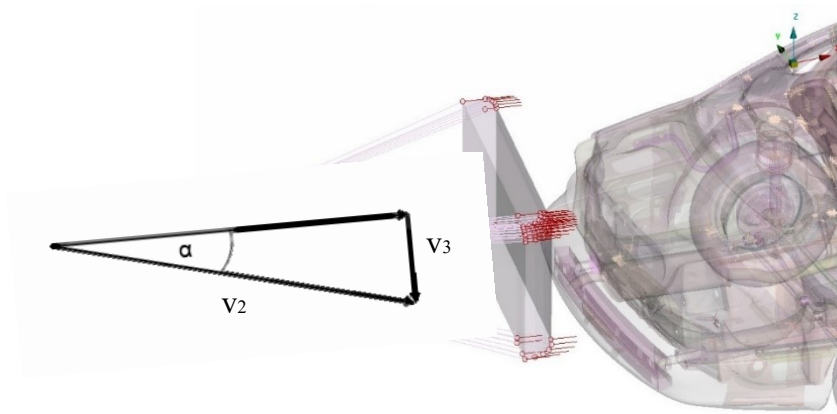
Kontakt byl nastaven ve třech krocích:

- *CONTACT_INTERIOR
 - V tomto případě se jedná o kontakt sedadel a vnitřních prostor vozidla.
- *CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE
 - Kontakt mezi autem a bariérou (Obr. 23)
- *CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE
 - Viz kap. 4.5.2



Obr. 23 Definice kontaktu surface to surface mezi bariérou a vozidlem

V dalším kroku bylo nutno přepočítat složky rychlosti bariéry dle předpisu RCAR a nadefinovat gravitační zrychlení. Pomocí goniometrických funkcí je možno spočítat rychlost v_1 a v_2 , které se zaznamená v prostředí Ansy za rychlostí $v_3 = 15 \text{ km/h}$ a úhlu $\alpha = 10^\circ$.



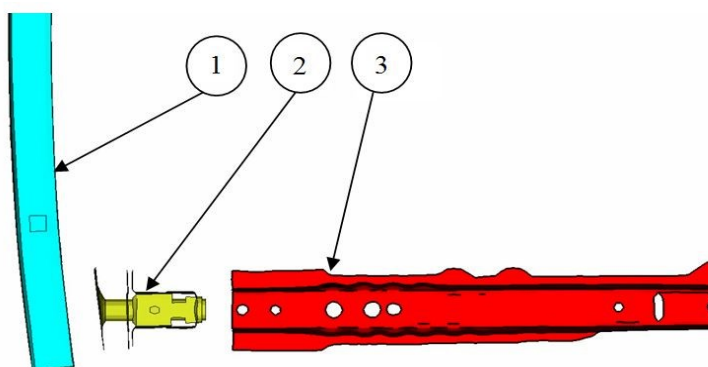
Obr. 24 Vektory rychlostí bariéry

7.4 Výpočty

7.4.1 První simulace nárazu

Při přípravě výpočtu bylo nutno se zaměřit na oblast zadní části vozidla. Konkrétně se jedná o oblast znázorněnou na obrázku č. 25 systému Nárazník - Deformační člen - Podélník (Ve zkratce NDP systém). Před prvním testovacím výpočtem nárazu v nízké rychlosti je potřeba sjednotit cíle, kterých má být dosaženo:

- Volba přístupu
- Nastavení pozic vozidla, bariéry
- Kontrola penetrací
- Definice vlastností a okrajových podmínek MKP modelu
- Snížení výpočtového času



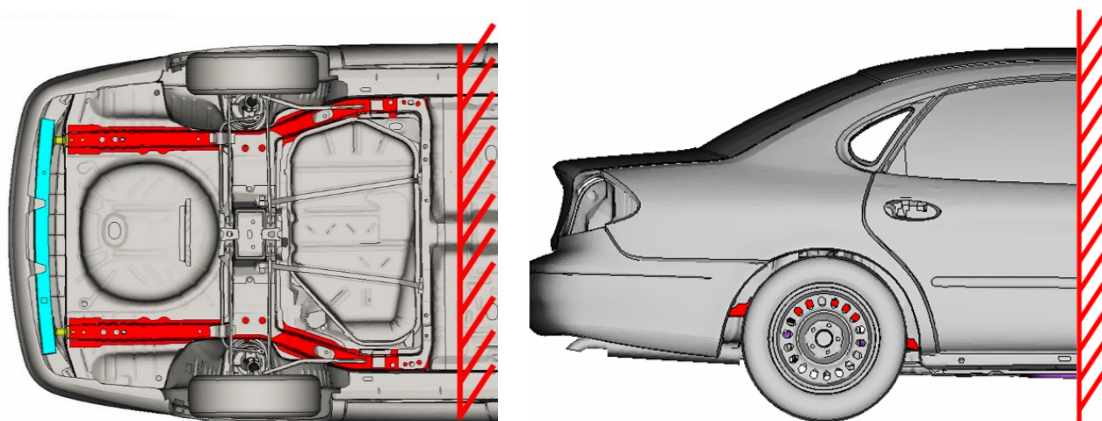
Obr. 25 1 - Nárazník, 2 - Deformační člen, 3 - Podélník

A zároveň existuje několik možností, pomocí kterých lze řešit výpočet a které je potřeba vzít v potaz a vyhodnotit nejefektivnější postup:

1. Oddělení NDP systému
2. Rozdělení vozidla na dvě části
3. Použití celého vozidla

První možnost nabízí nejjednodušší model v počtu prvků a nejrychlejší pro výpočet. Bohužel je tato varianta příliš komplikovaná na navržení, protože každý prvek, který je při deformaci v kontaktu s NDP systémem je potřeba nadefinovat pomocí spojovacích prvků uzlových tuhých těles. Počet těchto prvků by však byl příliš velký a následná optimalizace by trvala příliš dlouhou dobu. Tato možnost je vhodnější pro jinou část vozidla, kde nedochází k takovému množství kontaktů.

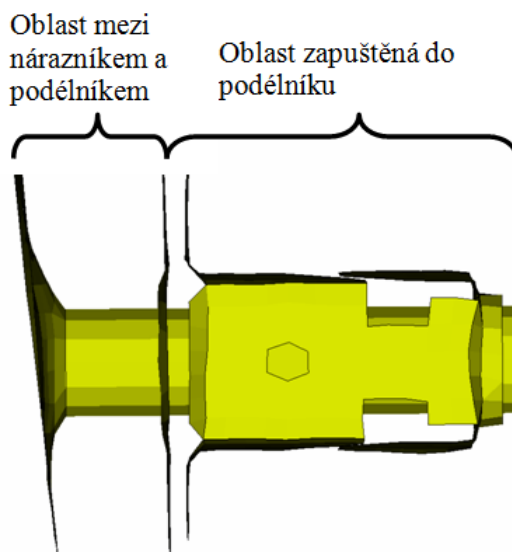
Další možností je rozdělení vozidla na dvě části a zamezení posuvů ve všech směrech pro řezanou část vozidla - lze pozorovat na obr. 26. Díky této variantě lze snížit výpočtový čas prakticky o polovinu, protože počítá zhruba s polovinou prvků. Nevýhodou je absence setrvačnosti, která znehodnocuje výpočet. Z důvodu maximální snahy co nejvíce se přiblížit realitě je tedy toto řešení nemožné. Možnost pomocí zamezení posuvů je opět vhodnější pro jiné oblasti automobilu, jako například řešení nárazů deformačních členů.



Obr. 26 Barevně znázorněné zamezení posuvů ve všech směrech modelu

Poslední variantou je využití celého modelu vozidla. Tato možnost je časově nejnáročnější z hlediska výpočtového času, ale je nejpřesnější. Vzhledem k tomu, že model celého vozidla s nárazem bariéry budeme počítat jen na začátku pro zjištění kritické síly a na konci při posouzení výsledků, zvolíme tuto variantu.

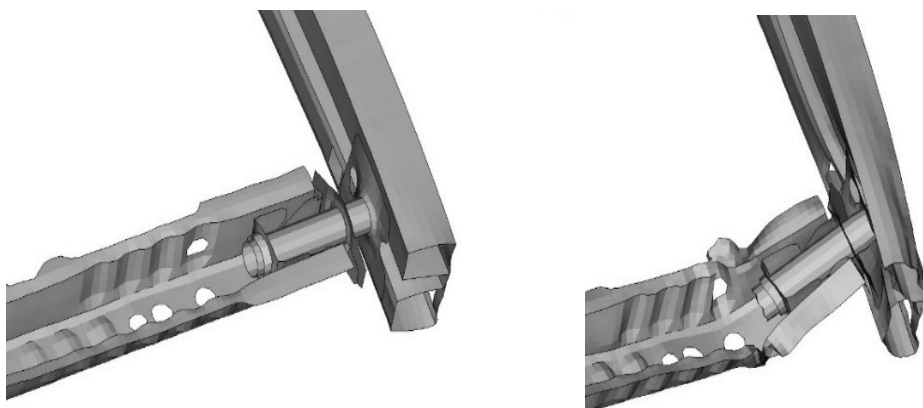
Zkušební výpočet vykazoval velké množství penetrací. V prostředí softwaru Ansa jsou nadefinována opatření na detekci a úpravu penetrací ať už automaticky nebo ručně, jak již bylo řečeno v kapitole 6.3. Byly tedy upraveny všechny průniky elementů za účelem stability výpočtu a zkrácení výpočtového času, který je v dané problematice stěžejní. Po úpravě došlo ke zkrácení výpočtového času o polovinu.



Obr. 27 Původní deformační člen

Po prvním výpočtu byla provedena analýza, která ukázala, jaké by bylo potřeba udělat úpravy deformačního členu (obr. 27). Deformační člen by měl plnit funkci maximální absorpce energie tak, aby se podélník začal deformovat až po deformaci příslušného deformačního členu. Z toho důvodu bylo potřeba původní deformační člen upravit. Původní model deformačního členu byl navržen pouze jako spojka konstrukce podélníku a nárazníku. Nebyl upraven pro funkci, jakou plní v dnešní době, protože jde o model vozidla, který byl vyvíjen dříve, než se testoval náraz za nízké rychlosti.

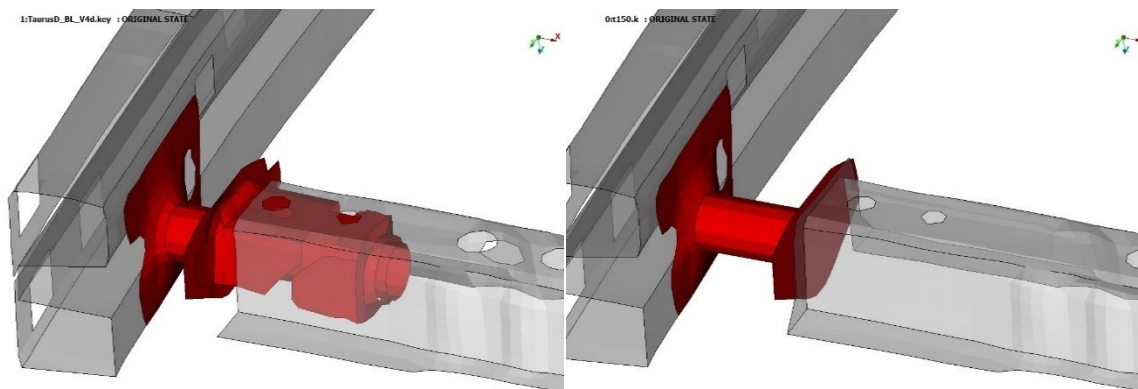
Při vyhodnocování je vidět, že místo určené pro absorpci energie deformačního členu je příliš krátké a deformační člen je příliš zapuštěn do podélníku. To má za následek prakticky nulové pohlcení energie, a proto je tato varianta nepřijatelná. Pro druhý výpočet je nutné navrhnout geometrii nového prvku.



Obr. 28 Náraz v čase 30 ms a 60 ms

7.4.2 Kritická síla podélníku

V dalším kroku byla nutno získat kritickou hodnotu síly, při které se deformuje podélník. Je třeba také zjistit, v jakém časovém okamžiku se bude deformovat a z toho důvodu je nutno navrhnout novou geometrii deformačního členu. Proto byl původní model deformačního členu upraven do jednoduššího tvaru s kruhovým průřezem přivařeným ke koncové ploše podélníku (obr. 29) a konstrukce nárazníku byla přichycena a posunuta o 20 mm směrem dozadu. Dále byl upraven konec podélníku tak, aby mohla být vytvořena plocha, díky které lze vytvořit svarové spojení deformačního členu a podélníku. Samostatný deformační člen má průměr 40 mm a délku 85 mm.

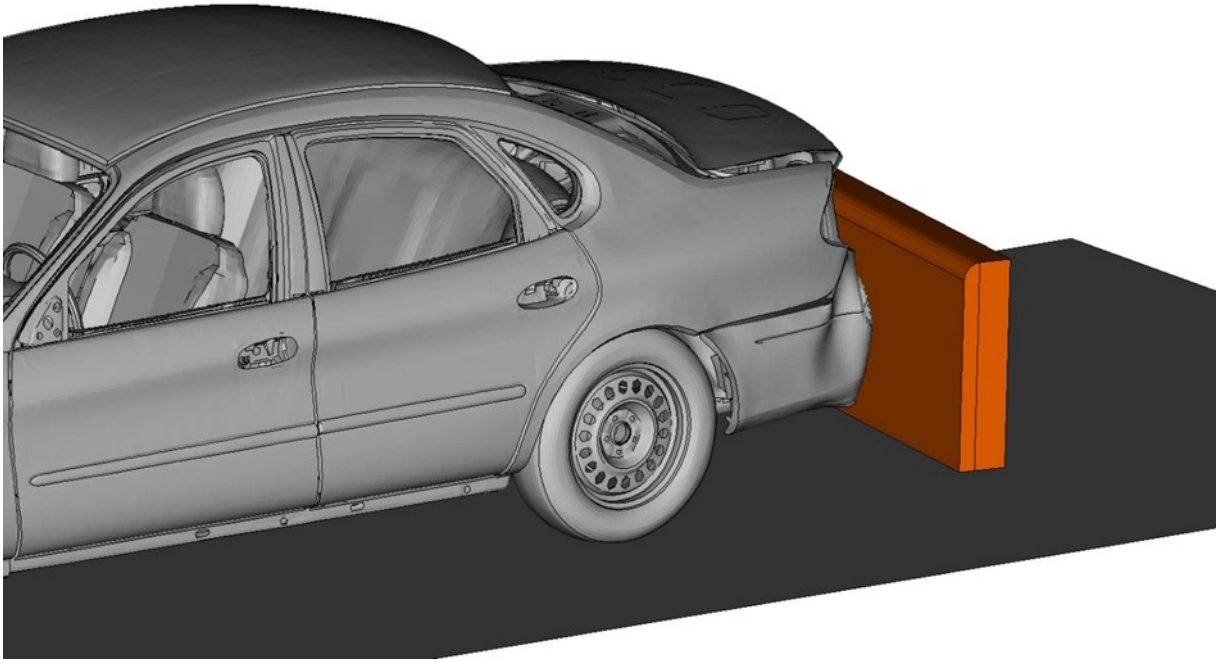


Obr. 29 Zjednodušení deformačního členu

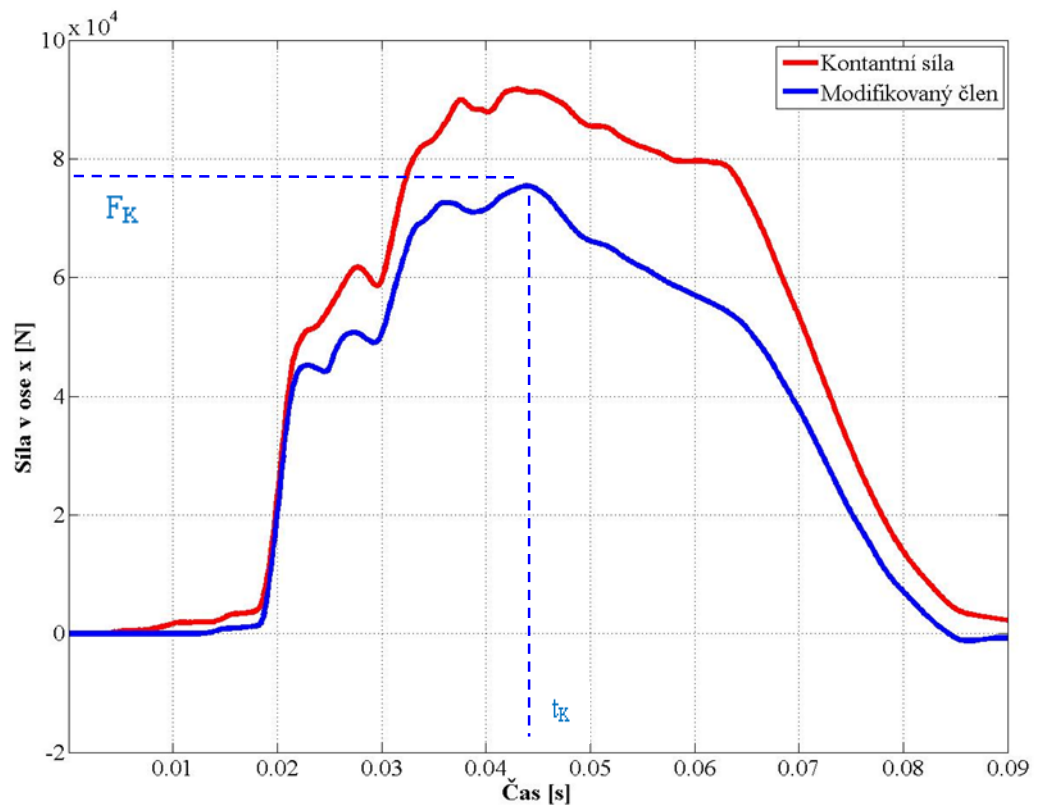
Při zadním nárazu v nízké rychlosti v kombinaci s naší koncepcí deformačního členu se bude deformovat podélník. Předpokládáme, že síla působící na koncovou část prvku se rovná síle působící na začátku podélníku. Z tohoto předpokladu vychází, že v okamžiku, kdy vznikají první plastické deformace na podélníku, zjistíme kritickou sílu. Tato hodnota je pro náš výpočet stěžejní a musíme se jí blížit.

Při vyhodnocování výpočtu jsme se museli zaměřit na tři oblasti:

- Síla působící na deformační člen
- Síla působící na zadní část vozidla
- Případná úprava podélníku/nárazníku



Obr. 30 Simulace nárazu bariéry do vozidla - 45 ms



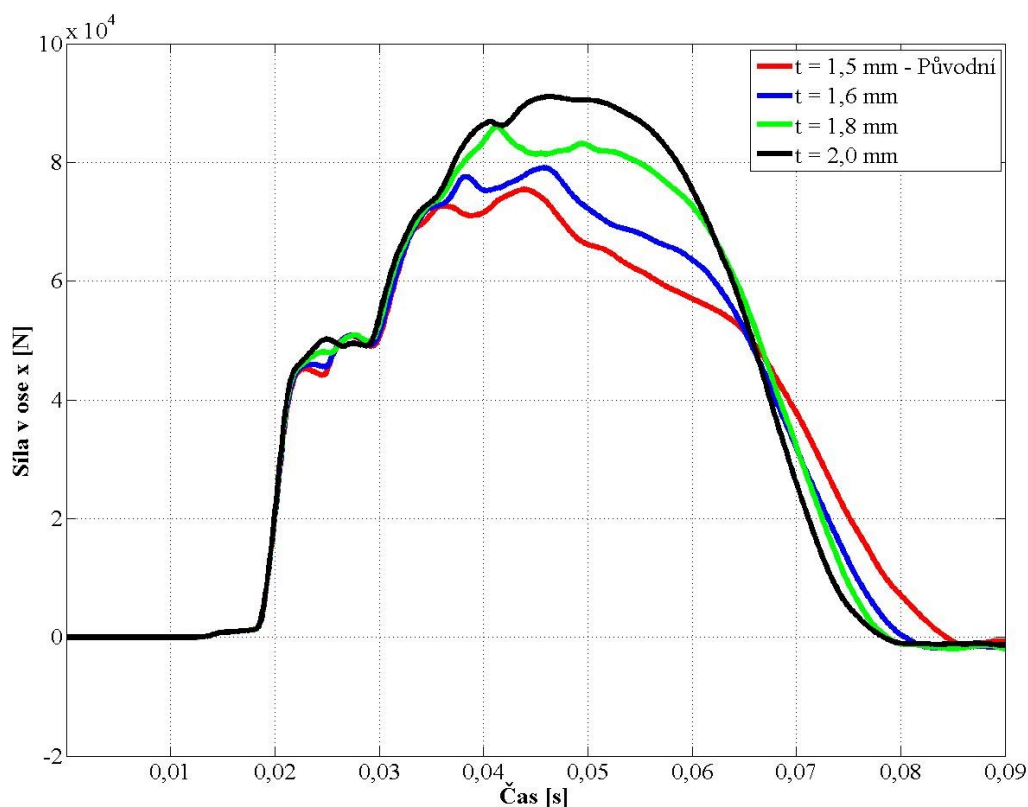
Obr. 31 Zjištění kritické síly

Graf na obrázku 31 ukazuje závislost síly na čase pro dva případy. První je pro kontaktní sílu mezi bariérou a vozidlem a znázorňuje rozdíl hodnot sil, které se rozdělí do zadní části vozidla. Z toho lze odvodit, že při samostatné úpravě deformačního členu bude nutno použít o několik procent menší hmotnost zatěžujícího prvku než 1,4 tun. Z druhé křivky v grafu byla odečtena hodnota maximální síly působící na deformační člen a ta se rovná 74 769 N, což je velmi nízká hodnota a je potřeba zvýšit tuhost podélníku. Byly tedy zvětšeny tloušťky stěn a bylo vytvořeno několik variant pro zjištění chování podélníku a volby nejlepší hodnoty.

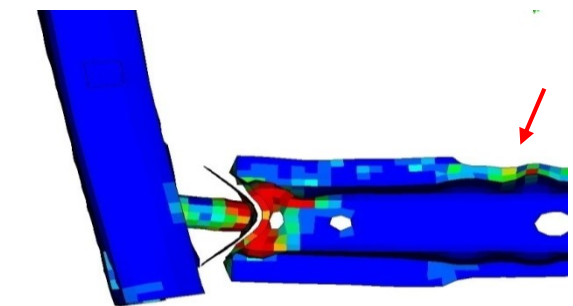
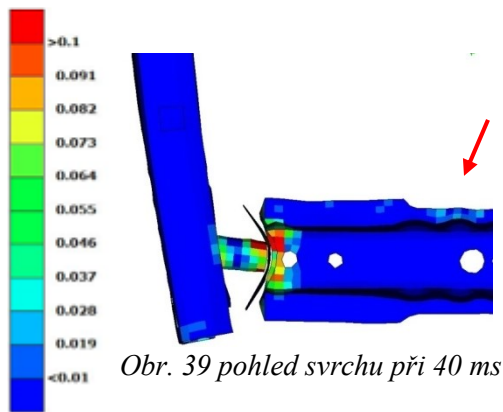
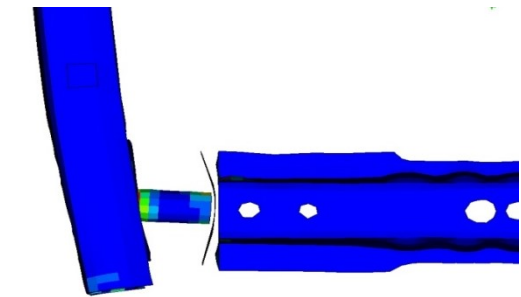
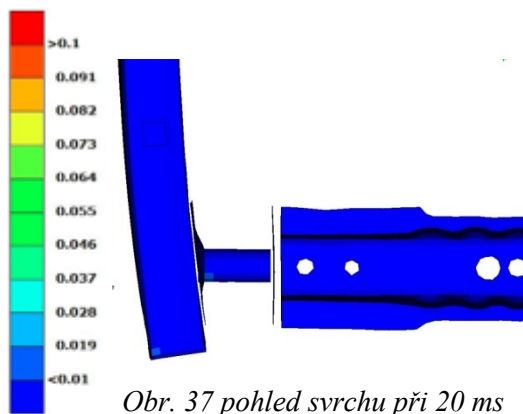
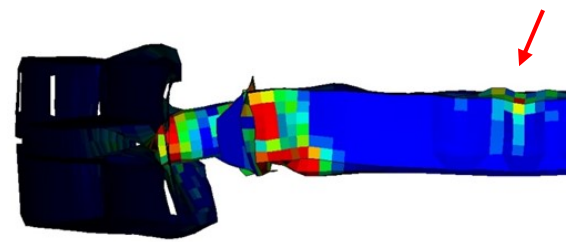
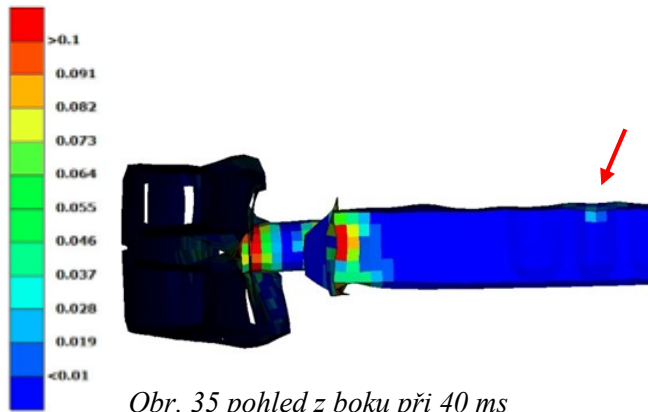
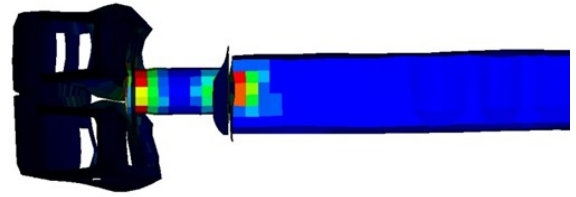
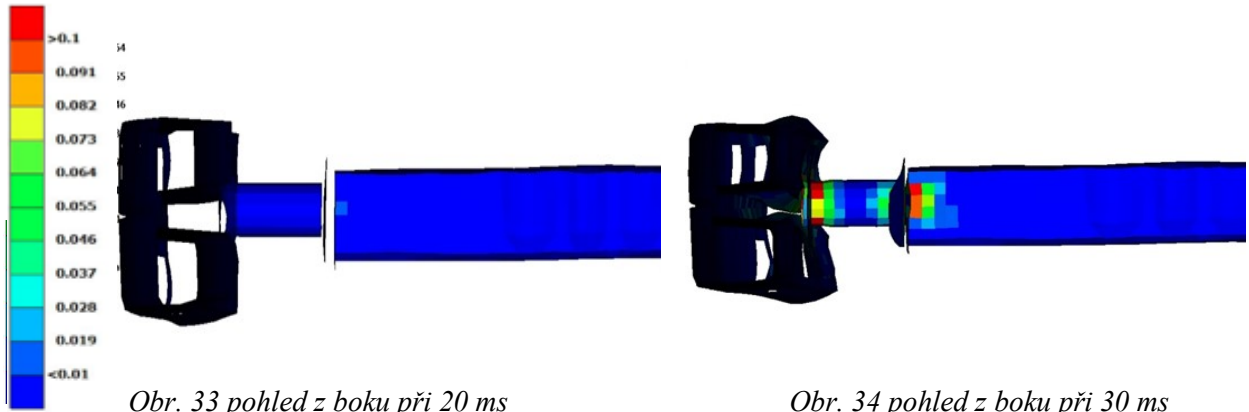
Hodnoty tlouštěk:

- pro $t_1 = 1,5$ mm (původní), $F_{1\max} = 74\,769$ N
- pro $t_2 = 1,6$ mm, $F_{2\max} = 80\,106$ N
- pro $t_3 = 1,8$ mm, $F_{3\max} = 87\,397$ N
- pro $t_4 = 2,0$ mm, $F_{4\max} = 91\,589$ N

Na obr. 35 - 36 jsou pak zvýrazněná nejkritičtější místa na podélníku. Vyplývá z nich, že v podélníku se začaly vytvářet deformace již v čase 40 ms. Vzhledem k nízkým hodnotám maximálních sil jednotlivých podélníků jsem zvolil nejvyšší hodnotu pro tloušťku $t_4 = 2.0$ mm.

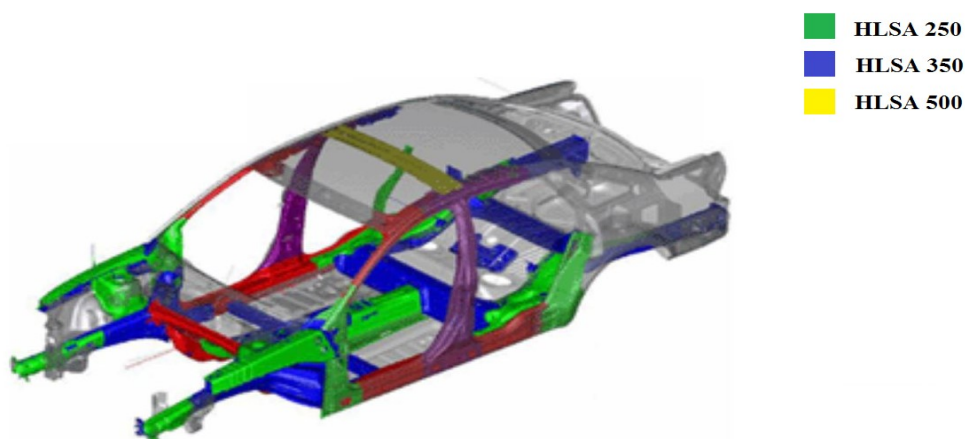


Obr. 32 Srovnání tlouštěk



7.4.3 Volba materiálu a nastavení sítě deformačního členu

Materiály, které se využívají pro deformační členy, se pohybují v rozmezí meze kluzu 300 - 500 MPa, proto byly voleny materiály v tomto rozpětí. Máme na výběr ze čtyř materiálů. Prvním je původní materiál, který byl definovaný společností NCAC a je přímo implementován do modelu Fordu. Jedná se tedy o přednastavený materiál, který bude nejprve potřeba otestovat, zda má ty správné vlastnosti, aby splnil naše požadavky. Původní materiál je reprezentován elastoplastickým modelem s izotropním chováním pro skořepinové prvky nazvaným MAT24 MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY



Obr. 41 Ford 500 - až 26 % Karoserie tvoří HLSA oceli [29]

Dále můžeme volit mezi ocelí se sníženou intersticiální příměsí pro lepší tažnost typu DOCOL YP švédské firmy SAAB. Otestujeme DOCOL 220 YP, DOCOL 420 YP a DOCOL 500 YP. Číslo značí mez kluzu daného materiálu a Y značí intersticiální příměsí.

Jedná se o HLSA oceli, tedy vysokopevnostní nízkolegované oceli (nebo mikrolegované) využívané především díky vynikajícím mechanickým vlastnostem a vysoké odolnosti vůči atmosférické korozi. Ve velkém množství můžeme HLSA oceli nalézt právě například u značky Ford [29].

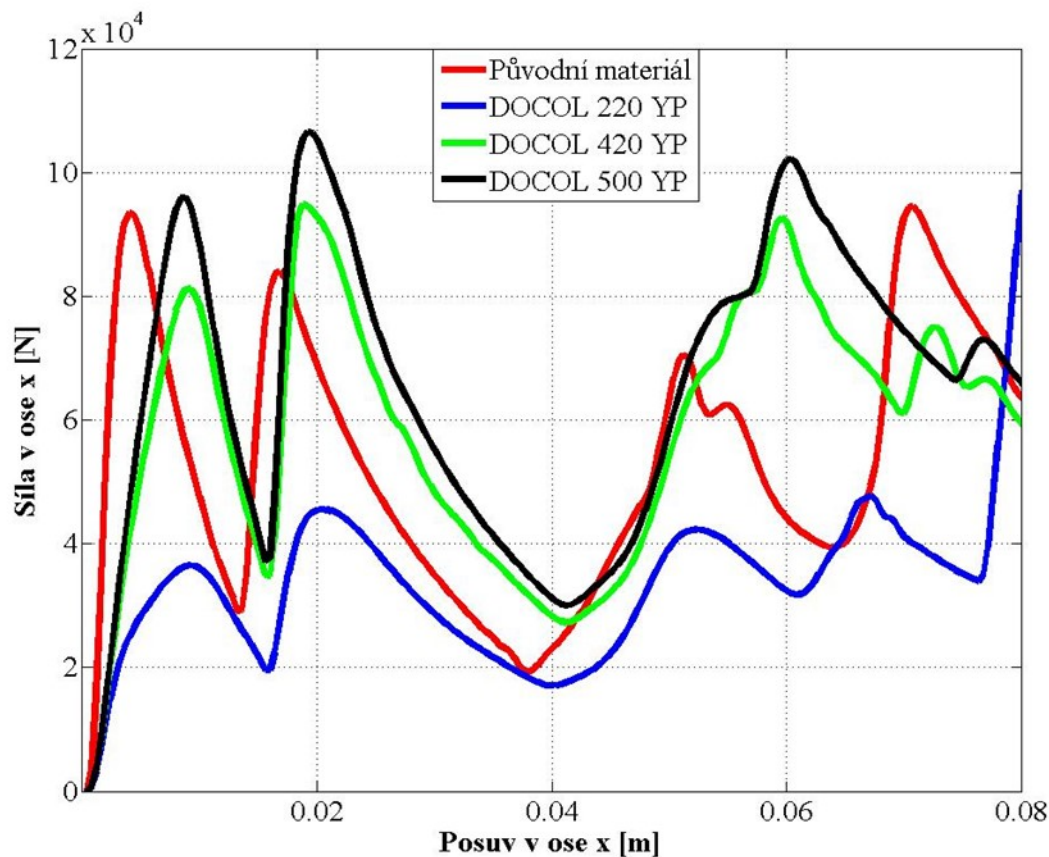
Po otestování prvních variant deformačních členů byla zjištěna také nedostatečná síť. Byla tedy provedena korekce a nastavení v programovém prostředí Ansy. Pro běžně používanou hodnotu časového kroku $1 \cdot 10^{-6}$ s platí jednoduchý přepočet:

$$L_{\min_prvku} = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \Delta t = 1 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{2 \cdot 10^5}{7800}} \doteq 5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (2.1)$$

kde L_{\min_prvku} je minimální délka prvku, E modul pružnosti oceli, ρ hustota oceli a Δt je hodnota časového kroku.

Hodnota minimální délky prvku byla zvolena $5 \cdot 10^{-3}$ m.

Dále byl proveden výpočet všech čtyř materiálů

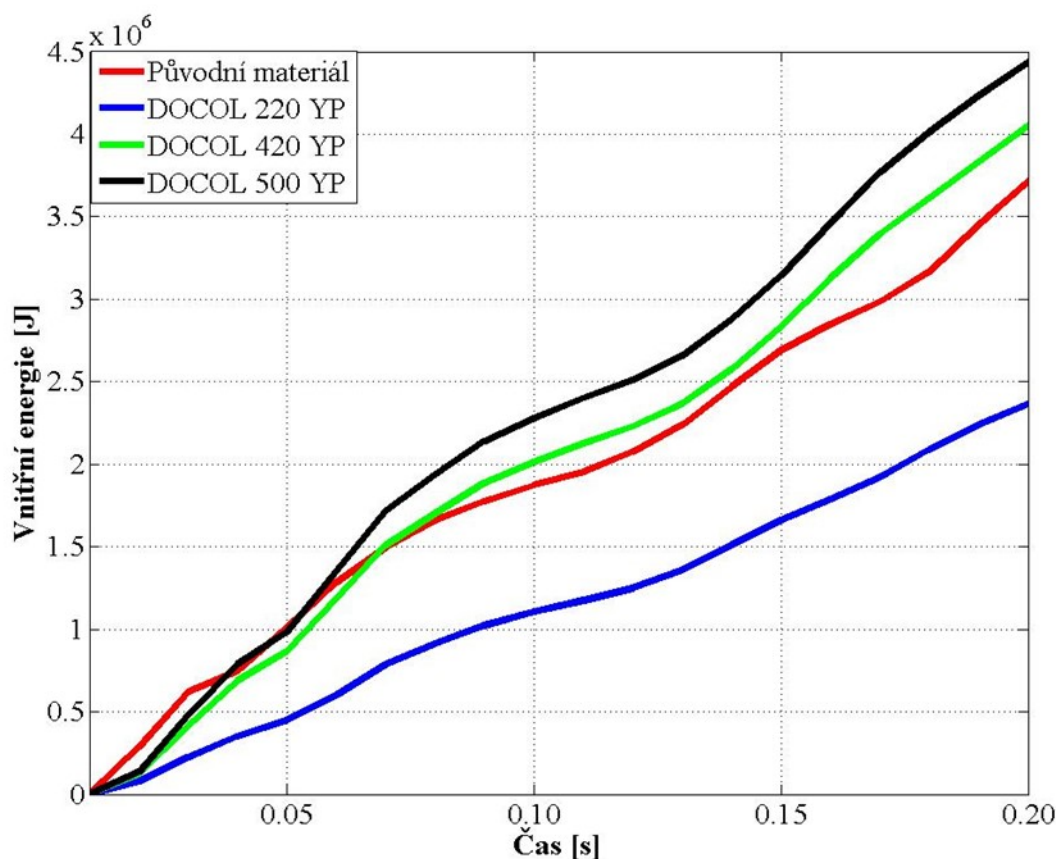


Obr. 42 Závislost síly na dráze stlačení

Na obrázku 42 je závislost síly působící bariérou ve směru X po dráze stlačení deformačního členu. Vytvořením tohoto grafu a jeho následnou integrací plochy pod křivkami získáme hodnoty vnitřní energie:

- $E_{\text{původního_materiálu}} = 6\,342$ J
- $E_{\text{DOCOL_220_YT}} = 3\,832$ J
- $E_{\text{DOCOL_420_YT}} = 6\,921$ J
- $E_{\text{DOCOL_500_YT}} = 7\,161$ J

Důsledkem je zjištění, že materiál DOCOL 500 YT je pro nás nejvhodnější z hlediska absorbování energie deformačního členu. Na grafu také můžeme vidět křivku původního materiálu, který ale nebudeme dále využívat z důvodu využití reálných materiálů. Na grafu lze sledovat závislost vnitřní energie na čase v určitých časových úsecích.



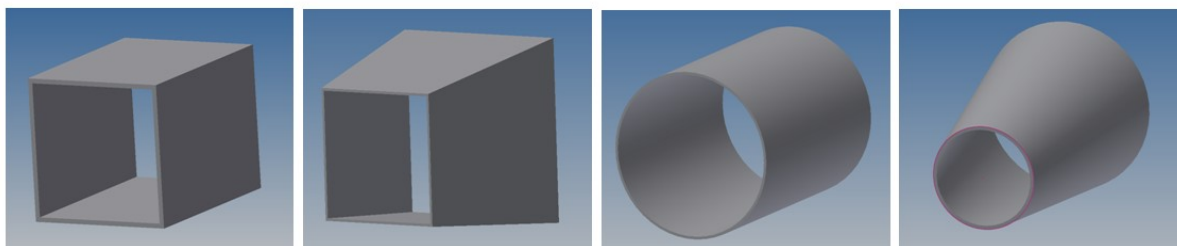
Obr. 43 Vnitřní energie v závislosti na čase

7.4.4 Volba profilu

V této práci chci vybrat ze čtyř různých tvarových profilů ten nejvhodnější. Budu vycházet z původně navrženého kruhového deformačního členu, členu se čtvercovým průřezem, kuželovým, jehlanovým deformačním členem a bude použit materiál DOCOL 500 YP, který byl v minulé kapitole vyhodnocen jako materiál s nejlepší absorpcí pro dané zatěžování.

Hlavním kritériem pro zvolení nejvhodnějšího tvaru je absorpce největšího množství energie. Po dosažení nejpříjemnější geometrie budu pracovat už pouze s ní a v dalších krocích budu ladit pouze jeden profil. Dalším bodem, který je nutno brát v potaz, je maximální síla působící na podélník. Tuto sílu je nutno kontrolovat, aby nebyla příliš vysoká, protože je třeba přibližovat se hodnotě $F = 91589$ N. Pro ilustraci vykreslím křivku průběhu absorpce energie i graf závislosti působení síly ve směru zatěžování deformačního členu na posuvu, který bude následně integrován. Součet pod křivkou dá výsledek absorbované energie, který je hlavním kritériem.

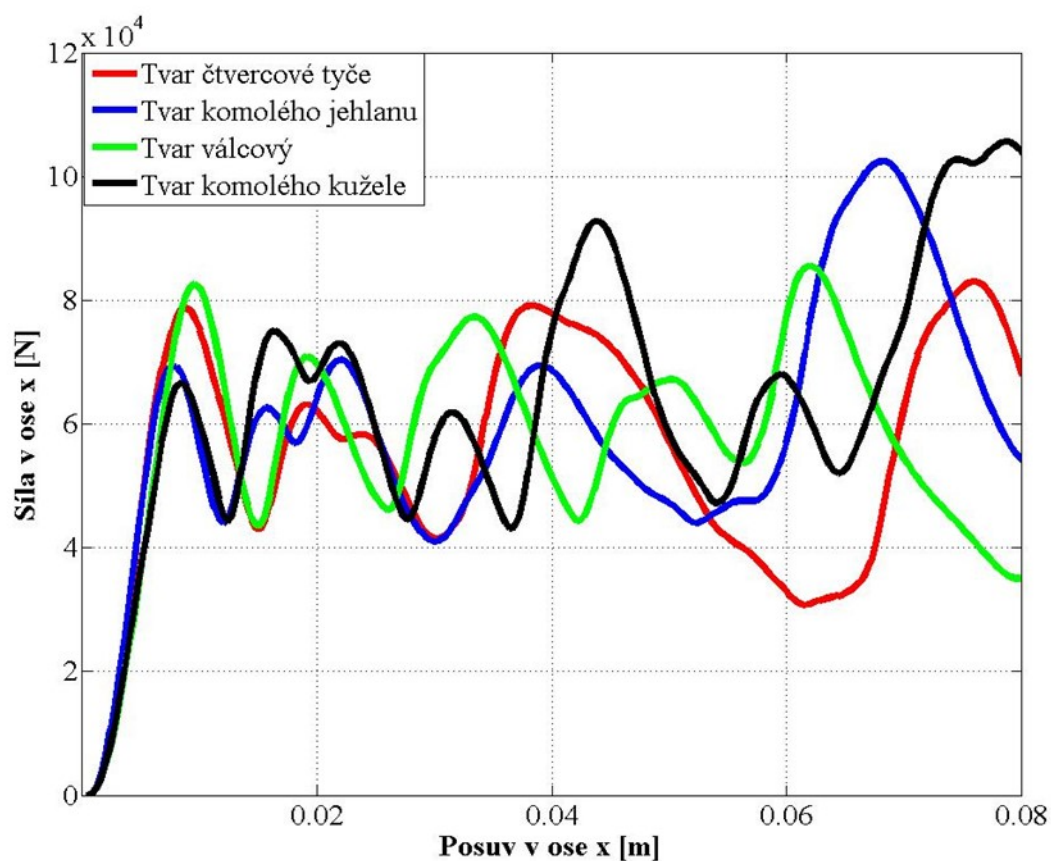
Vytvořím tedy v softwaru Inventor geometrii již zmiňovaných čtyř profilů, tuto geometrii otevřu v prostředí Ansy a vytvořím konečnoprvkovou síť dle stanovených parametrů:



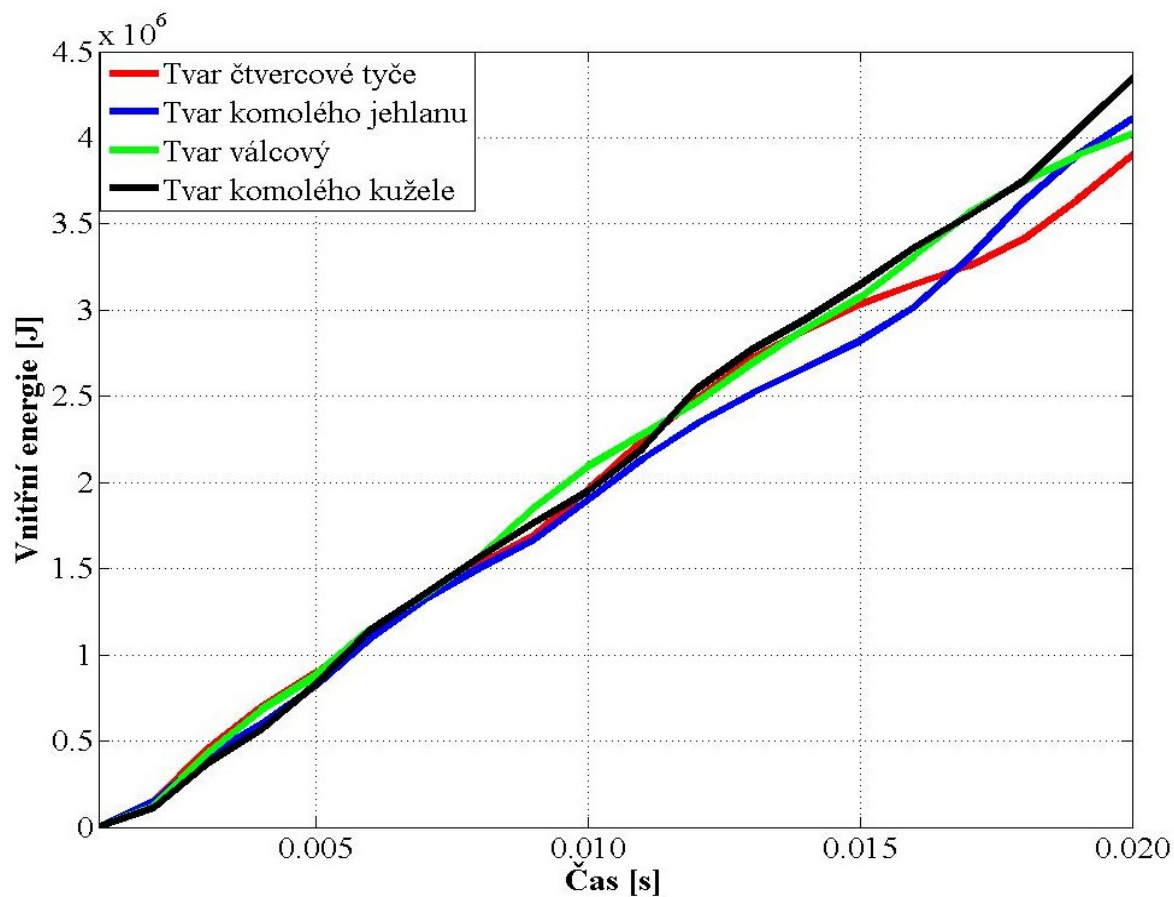
Obr. 44 Návrhy geometrie pro deformační člen

Délka všech návrhů deformačních členů zůstane stejná, bude se jen měnit průměr a délka hrany. Vycházím z kruhového deformačního členu zmíněného v minulé kapitole. Ten zůstane zachován. Dále vytvořím geometrii komolého kužele se středním průměrem, který se rovná průměru kruhového profilu a průměry otvorů jsou $d = 35 \text{ mm}$; $D = 50 \text{ mm}$. Na stejné bázi bude vytvořen deformační člen se čtvercovým profilem a tvarem komolého jehlanu.

Bylo vytvořeno několik grafů pro posouzení deformačních členů:



Obr. 43 Závislost síly bariéry na posuvu deformačního členu

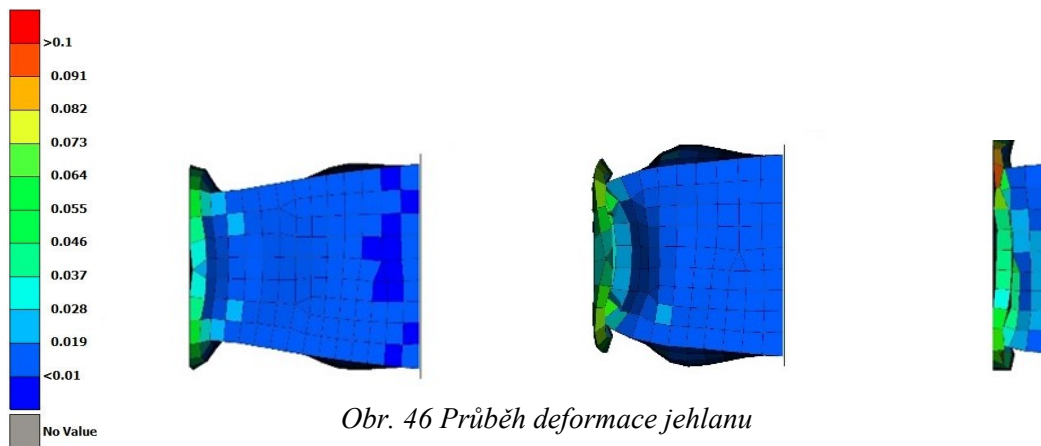


Obr. 45 Závislost vnitřní energie na čase

Přehled hodnot je uveden v tabulce. Podle kritéria největší absorbované energie vyšla nejlépe hodnota geometrie komolého jehlanu. Rozdíly jsou v rozmezí sta Joulů. Vyšší rozdíly jsou naopak u hodnot maximálních sil, kde je rozmezí 85 438 N až 107 585 N.

Geometrie	Absorbovaná Energie [J]	Maximální síla [N]
Čtverec	4 290	85 438
Kom. kužel	4 386	101 103
Kom. jehlan	4 515	107 585
Kruh	4 499	93 880

Tab. 6 Hodnoty vycházející z grafů.

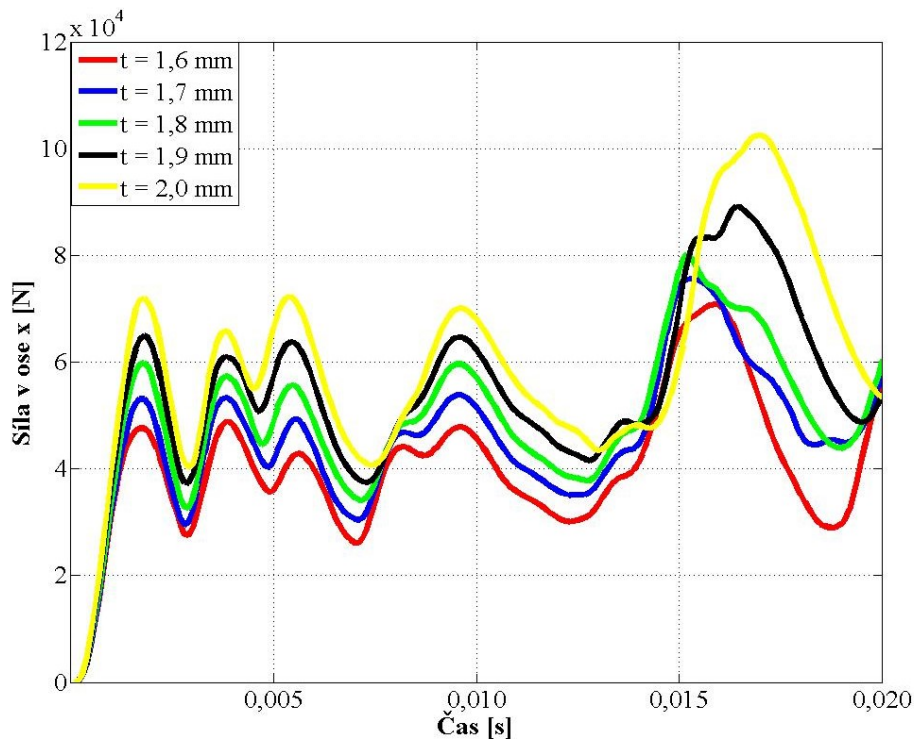


Obr. 46 Průběh deformace jehlanu

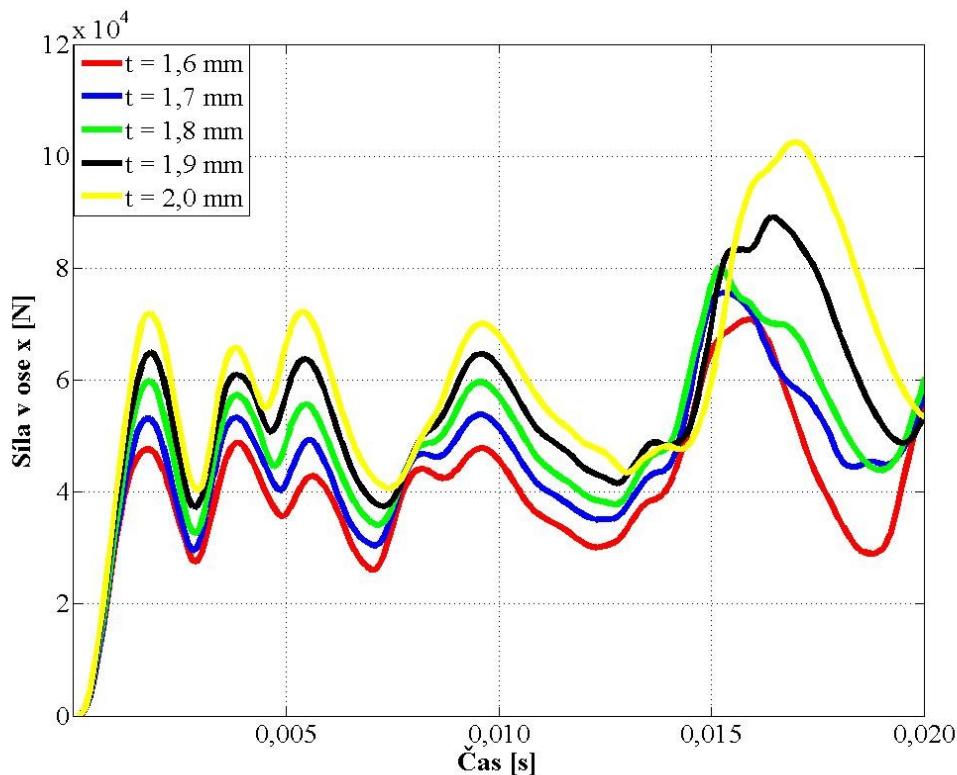
Podle určeného kritéria bude pro příští výpočet zvolen model komolého jehlanu, který absorboval nejvíce energie, ale zároveň má vysokou hodnotu maximální síly. Dalším postupem bude změna tloušťky stěn deformačního členu. Hodnota tloušťky stěn se budou snižovat s cílem snížit maximální hodnotu síly.

7.4.5 Volba tloušťky stěn

Při volbě tloušťky stěn se postupně snižovala jejich tloušťka o 0,1 milimetr z původních 2,0 mm na 1,6 mm. Hlavním posuzovaným kritériem je hodnota maximální síly a cílem je snížení na hodnotu nejbližší k 91 598 N. Jelikož se snižuje pouze tloušťka, je v tomto kroku nepodstatná změna hodnot absorbované energie.



Obr. 47 Závislost síly bariéry na čase



Obr. 48 Závislost síly na čase na konci deformačního členu

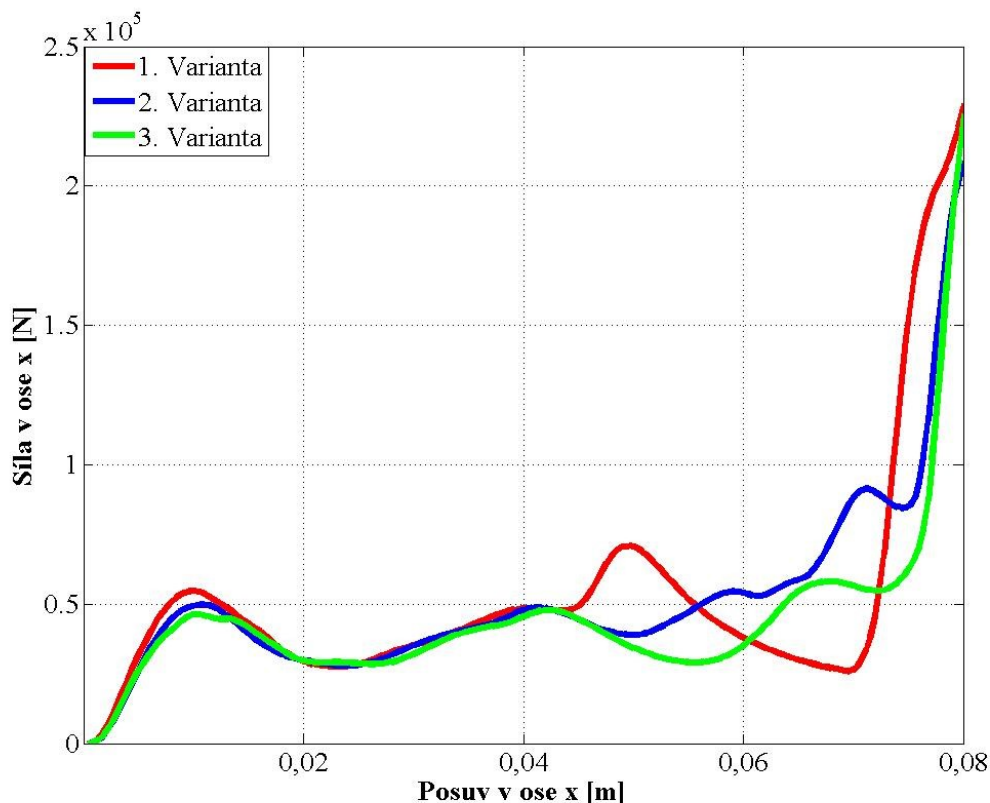
Na obrázcích 47, 48 je možno vidět mimo jiné i pravidelné skládání členu po časových úsecích 0,025 sekund u prvních tří vln a od 0,0125 sekund lze vypořozovat zvyšování množství energie a výskyt nejvyšších sil. Oba grafy vypadají podobně, ale rozdíl je v působení sil. Na obrázku 47 je síla bariéry působící na začátek deformačního členu, zatímco na obrázku 48 je síla působící na konec členu. Z grafu na obrázku 48 byly zjištěny maximální hodnoty. Nejblíže jsou hodnoty 86 183 N a 95 502. Díky tomu, že jsou tyto hodnoty relativně blízko hledané hodnotě, je na výběr, zda se vybere deformační člen s menší nebo větší tloušťkou stěny, který lze dále upravovat (například podélnými prolisy a změnou hloubek). Z důvodu toho, že absorbovaná energie je pro $t = 1,9$ vyšší, je zvolena tato varianta a v následujícím kroku bude potřeba snížit sílu a co nejvíce se přiblížit cílové hodnotě.

Tloušťka	Absorbovaná energie [J]	Maximální síla [N]
$t = 1,6$ mm	3 276	73 057
$t = 1,7$ mm	3 635	79 313
$t = 1,8$ mm	3 877	86 183
$t = 1,9$ mm	4 179	95 502
$t = 2,0$ mm	4 515	107 585

Tab. 7 Hodnoty absorbovaných energií a sil pro různé varianty

7.4.6. Tvarová zúžení

V minulých kapitolách byl proveden vývoj deformačního členu z hlediska volby materiálu, tvaru a vytvoření nejvhodnějšího obecného tvaru. V této kapitole se zaměřím na snížení maximální síly použitím tvarového zúžení. Bude použito tří variant a každá varianta bude znamenat tvorbu dalšího zúžení. Zúžení bude realizováno posunem řady uzlů směrem dovnitř deformačního členu.

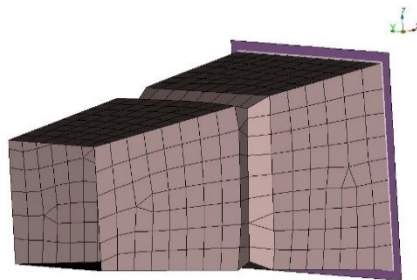


Obr. 49 Závislost síly na posuvu

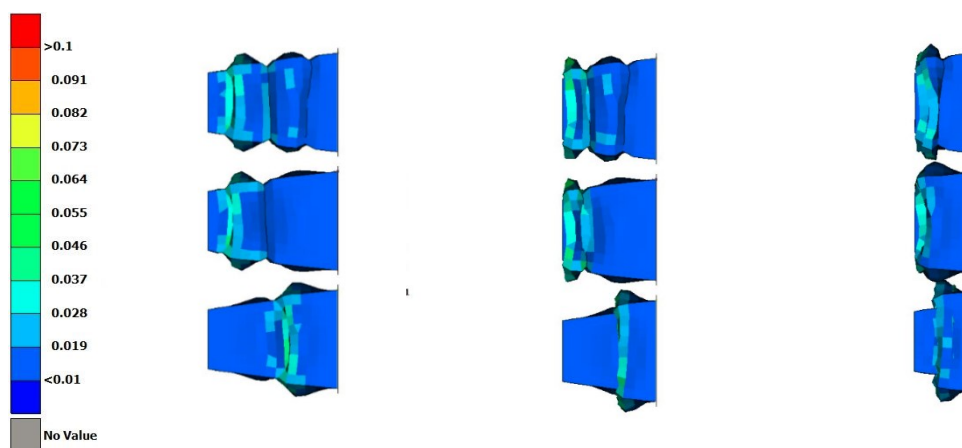
1. Varianta

Jedná se o variantu s jedním zúžením v příčném směru po celém obvodu uprostřed deformačního členu. Myšlenkou bylo snížit hodnotu síly. Postupovalo se logicky jedním zúžením a návazností dalšími.

Při vyhodnocování lze sledovat prudký nárůst síly. Je to dáno právě zúžením po celém obvodu deformačního členu. Namísto na sebe navazujícího nabalování materiálu zadní část deformačního členu stojí mimo předpokládanou trajektorii zatěžování a přední část tak pronikne dovnitř členu. Tato varianta však neodpovídá cíli. Hodnoty jsou příliš vysoké a dosahují daleko za 200 000 N.



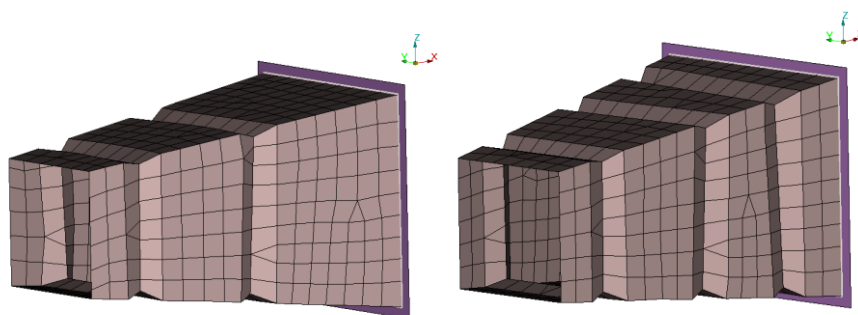
Obr. 50 Varianta s jedním zúžením o 2 mm



Obr. 51 Průběh deformace všech variant

2. a 3. Varianta

Druhou a třetí variantou bylo přidání dalších zúžení. Z vyhodnocování první varianty a z příložených grafů závislostí sil na čase a posuvu lze usoudit, že tyto varianty také nebudou vhodné, což lze pozorovat na hodnotách maximálních sil, které jsou mnohem horší, než kdyby tam žádné zúžení nebylo.

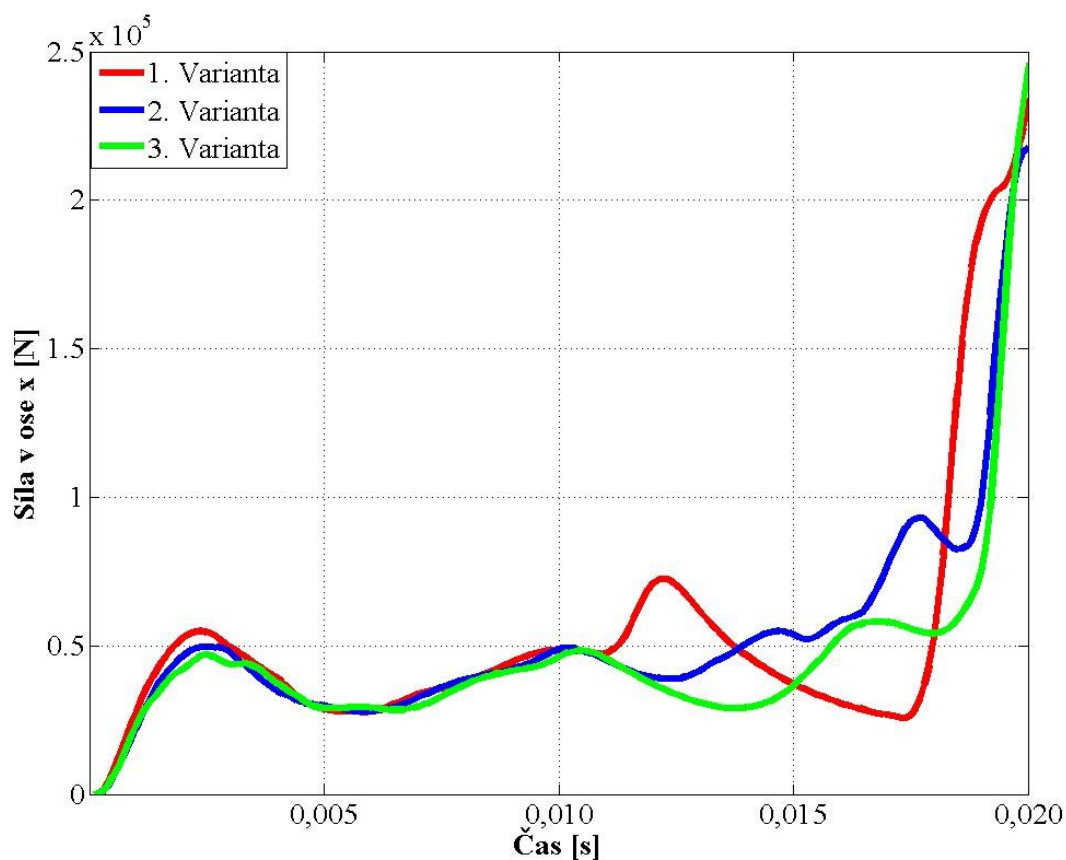


Obr. 52 - 2. a 3. varianta

Varianta	Absorbovaná energie [J]	Maximální síla [N]
1. Varianta	3 254	124 347
2. Varianta	3 490	99 812
3. Varianta	3 693	115 785

Tab. 8 Hodnoty absorbovaných energií a sil pro různé varianty

Tyto testy nepřinesly optimální výsledky. Hodnoty sil stoupaly vysoko k 124 000 N a absorbovaná energie klesla v nejhorším případě bezmála o 24 % na 3254 J. Už to je velký nepoměr. Z tohoto důvodu je třeba postupovat jiným způsobem.

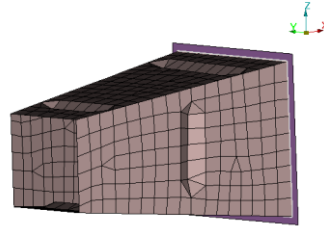


Obr. 53 Závislost síly na čase na začátku deformačního členu

7.4.7 Příčné prolisy

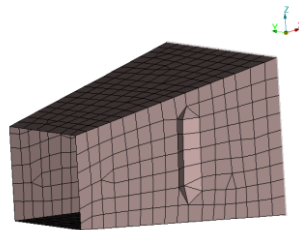
Dalším krokem v úpravách deformačního členu bude tvorba příčných drobných prolisů ve třech variantách:

1. Varianta s dvěma příčnými prolisy na dvou protějších stranách a jedním prolisu na zbylých dvou stranách.



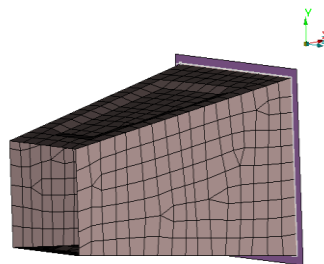
Obr. 54 - 1. varianta

2. Varianta s jedním příčným prolisem na dvou protějších stranách uprostřed deformačního členu.



Obr. 55 - 2. Varianta

3. Varianta s jedním širším prolisem na dvou protějších stranách uprostřed deformačního členu.

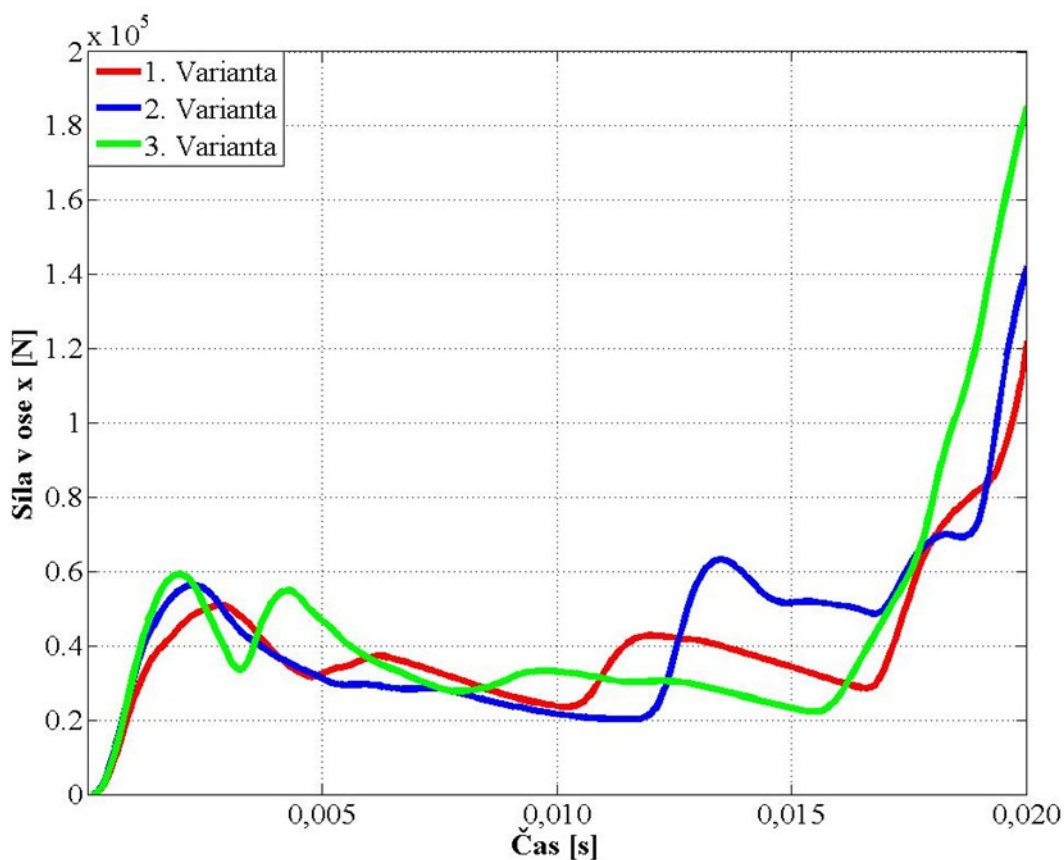


Obr. 56- 3. Varianta

Výsledkem kombinací několika možností prolisů jsou tři různé výsledky. První varianta s prolisy na všech stranách byla nevhodnou možností a tento deformační člen jevil být nevyhovujícím. Působily tam velké síly a pohltil příliš málo energie. Pohltil dokonce méně energie než v případě zúžení po celém obvodě v předešlé kapitole.

Druhá varianta odpovídala našim požadavkům. Maximální síla se nejvíce blížila hodnotě 91 kN a tedy hodnota pohlcené energie dosáhla lepších výsledků než u předešlé varianty a u varianty z minulé kapitoly. Tato možnost je ze všech nejhodnější a deformační člen bude použit pro výsledné srovnání s původním výpočtem. Bude implementován do vozidla a proběhne výpočet zadního nárazu v nízké rychlosti. V budoucnu by bylo možné upravovat tento deformační člen dále tím, že by se měnila například hloubka prolisu.

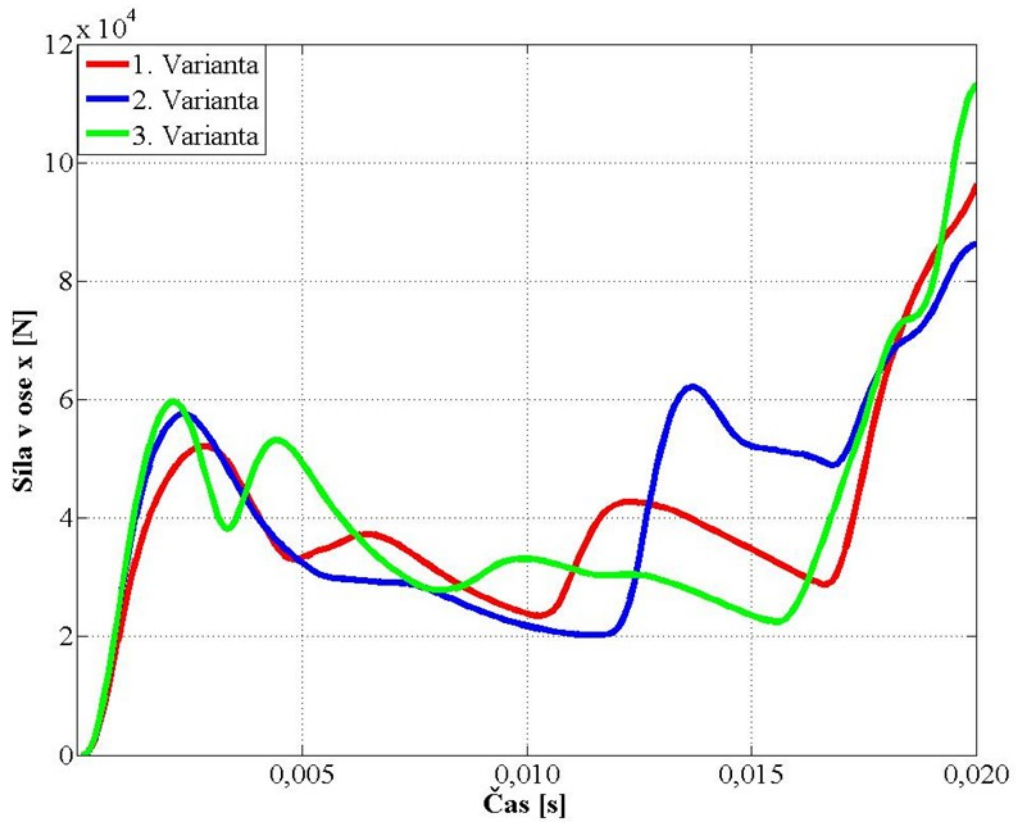
Třetí varianta byla ve všech směrech špatným návrhem. Hodnoty maximálních sil překračovaly 120000 N, v časovém rozmezí 0,017 - 0,020 s docházelo k výraznému zvětšení sil zapříčiněnému především špatnou konstrukcí deformačního členu.



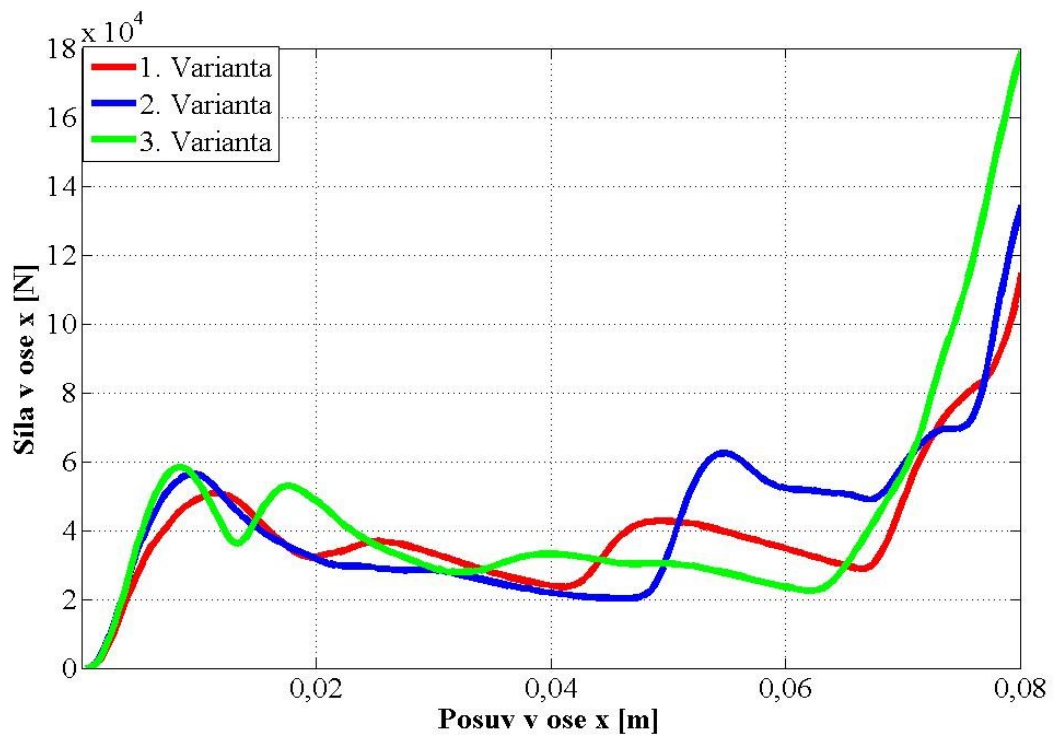
Obr. 57 Závislost síly na čase na začátku deformačního členu

Varianty	Absorbovaná energie [J]	Maximální síla [N]
1. Varianta	3254	106 054
2. Varianta	3490	89 516
3. Varianta	3693	120 286

Tab. 9 Hodnoty absorbovaných energií a sil pro různé varianty

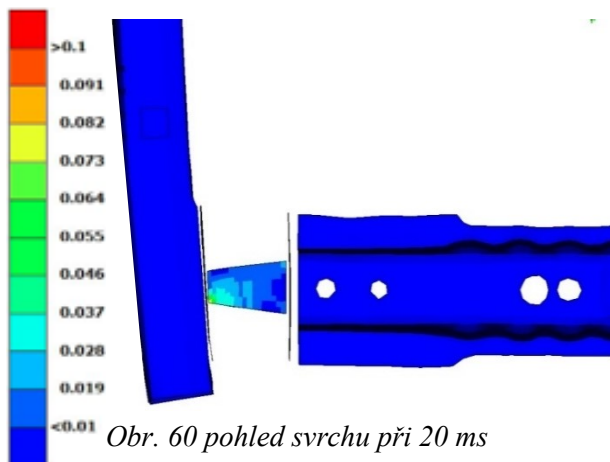


Obr. 58 Závislost síly na čase na konci deformačního členu

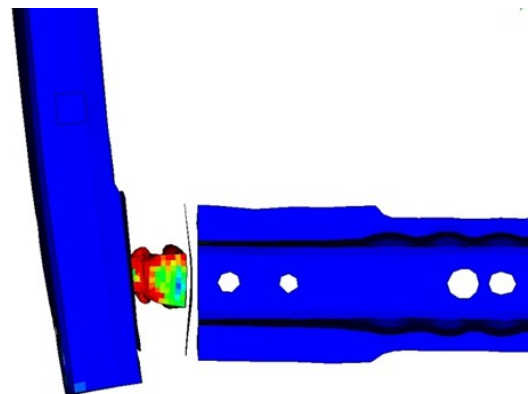


Obr. 59 Závislost síly na posuvu

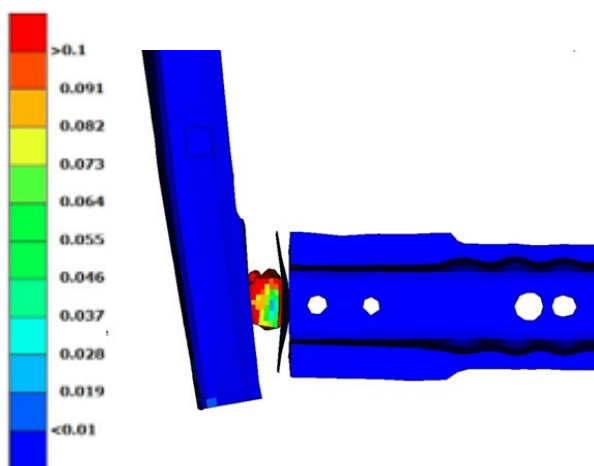
8. Výsledný výpočet



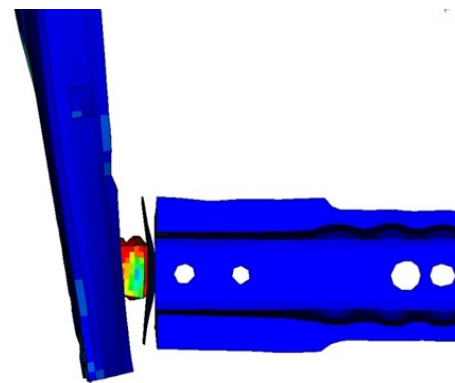
Obr. 60 pohled svrchu při 20 ms



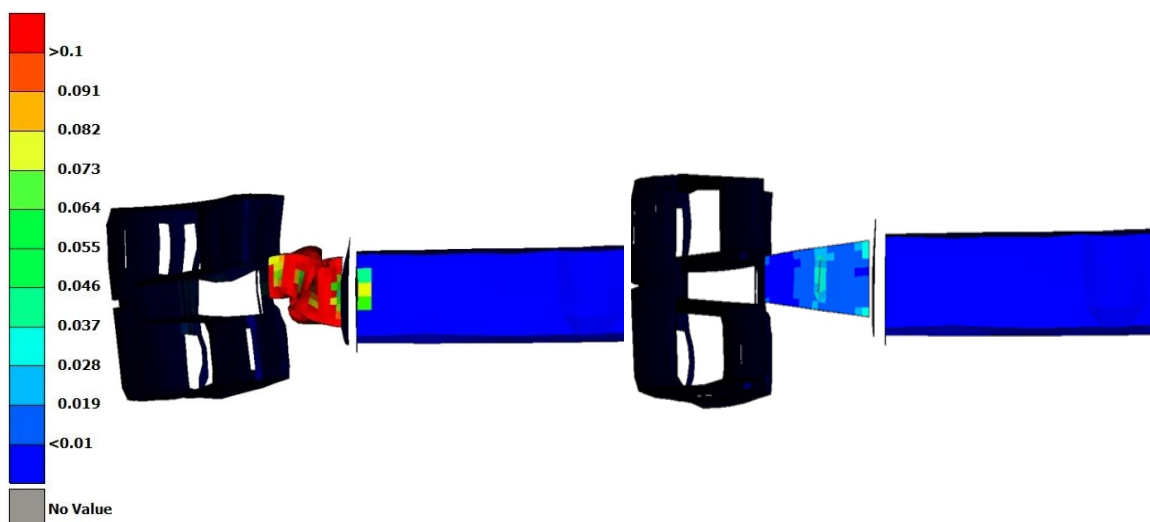
Obr. 61 pohled svrchu při 30 ms



Obr. 62 pohled svrchu při 40 ms

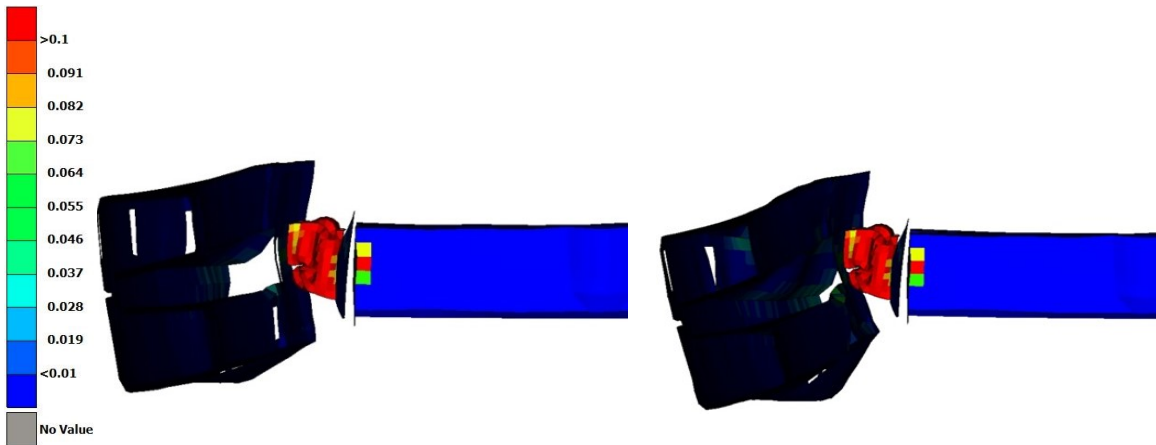


Obr. 63 pohled svrchu při 50 ms



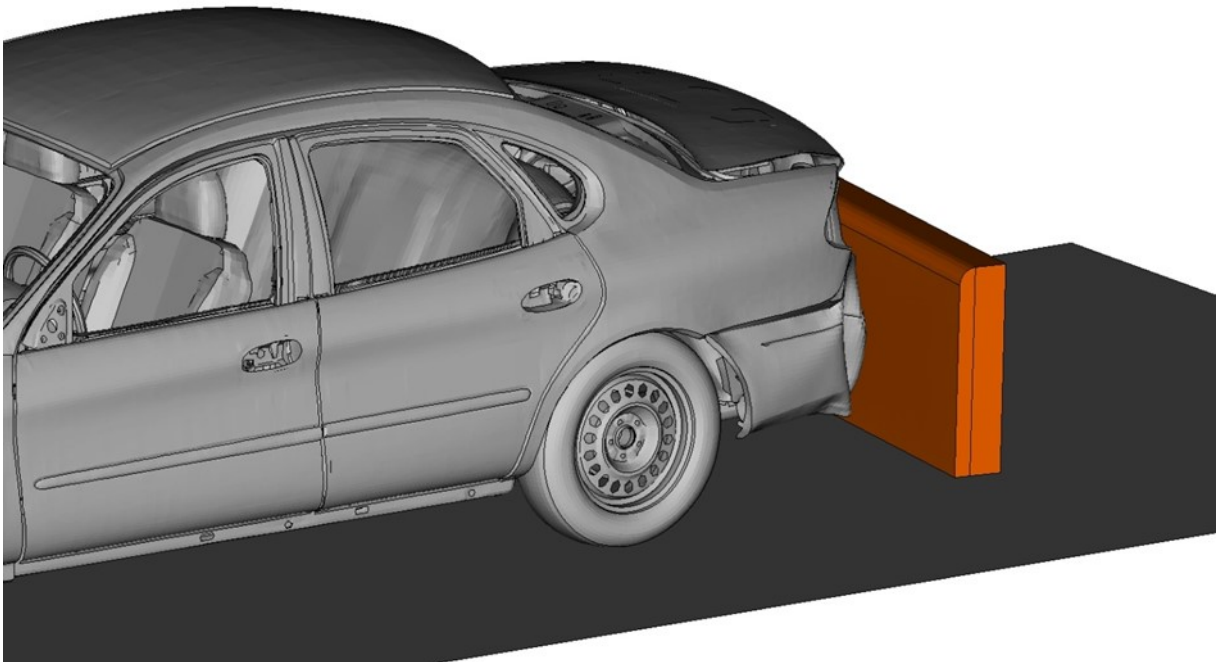
Obr. 64 pohled z boku při 20 ms

Obr. 65 pohled z boku při 40 ms



Obr. 66 pohled z boku při 40 ms

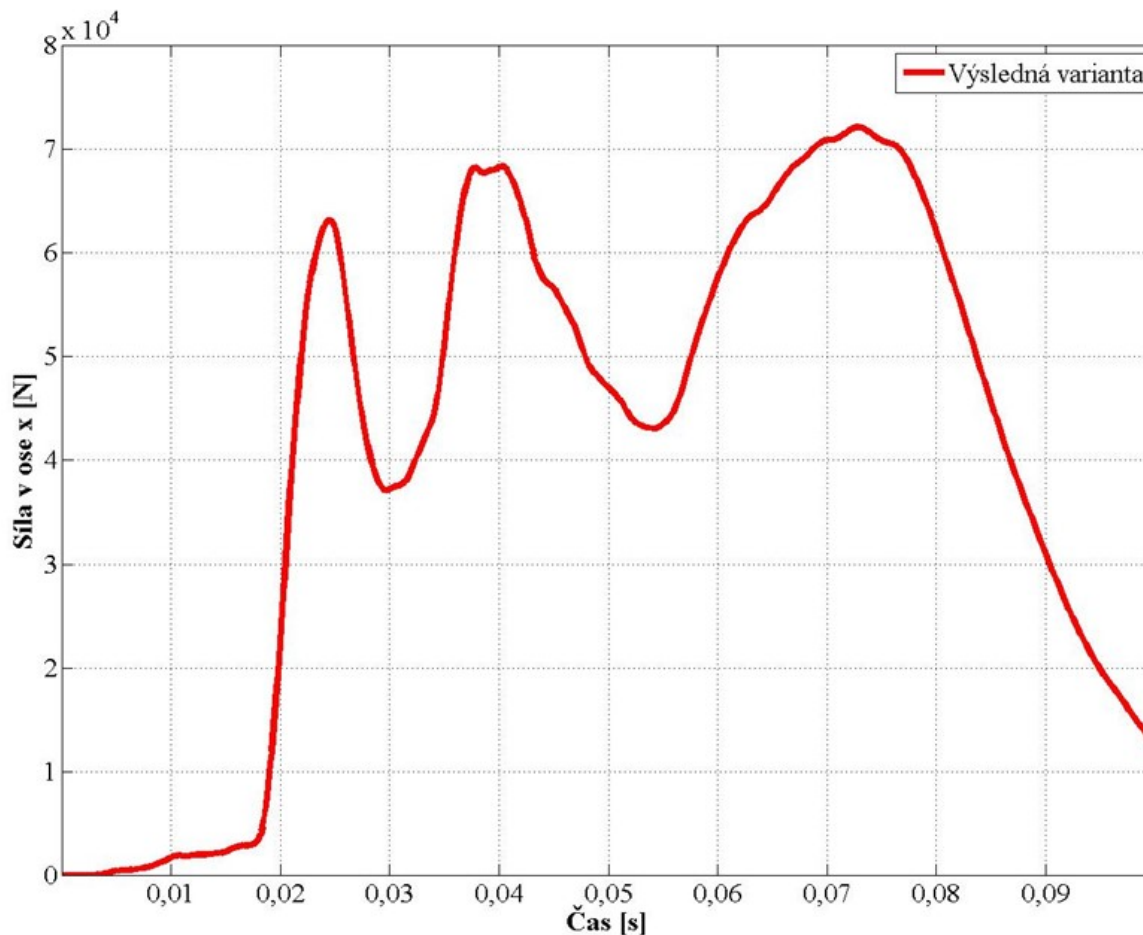
Obr. 67 pohled z boku při 50 ms



Obr. 68 Výsledný náraz

Při srovnávání původního výpočtu s deformačním členem kruhového průřezu a výsledného výpočtu členu s tvarem komolého jehlanu lze usoudit, že vývoj byl úspěšný. Hlavním kritériem bylo absorbovat co nejvíce energie a nepřesáhnout určitou mez kritické síly (91589 N) tak, aby se podélník deformoval až po deformačním členu. Na obr. 28 byl vidět při nárazu bariéry příliš tuhý deformační člen, který neabsorboval a byl neefektivní.

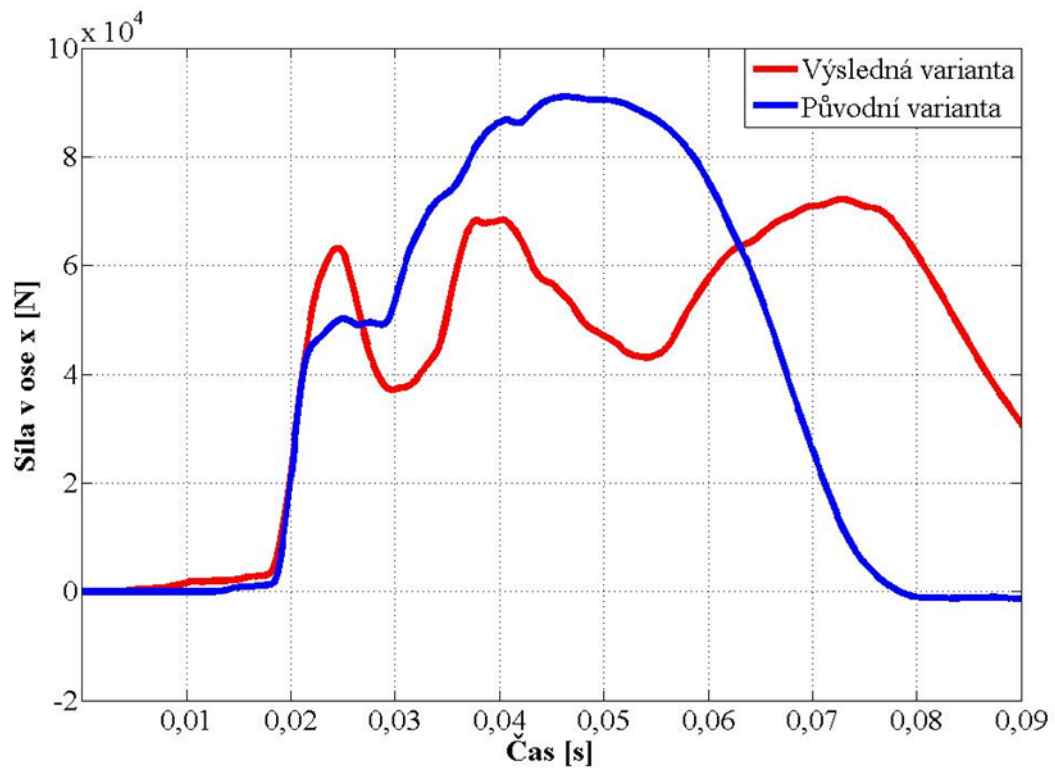
Při pohledu na výsledný výpočet na obrázcích 60 - 67 byl vidět vývoj správným směrem. Na začátku výpočtu bylo cílem absorbovat nejvíce energie deformačním členem, aby se začal deformovat podélník. V našem případě deformační člen pohltil 3490 J a podélník se nezačal vůbec deformovat. To je pro konstrukci zadní části vozidla ideální případ.



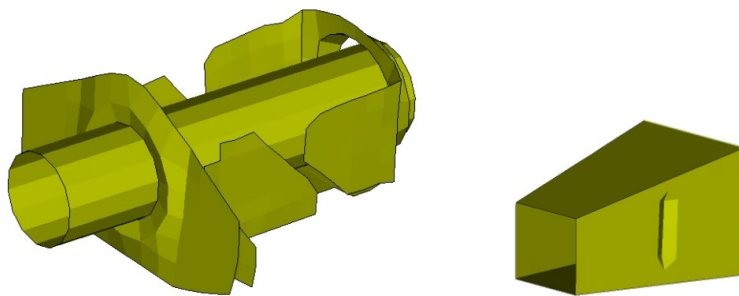
Obr. 69 Maximální dosažená síla v závislosti na čase

Výsledný graf reprezentující sílu v ose zatěžování v čase nám ilustruje skládání deformačního členu, kdy lze dospět k vytvoření tří vln s maximální hodnotou síly 71989 N. Tato hodnota je nižší než 91589 N, jež byla stanovena jako hodnota mezní. Nedochozí tedy k porušení podélníku a porovnání grafů je toho důkazem. Na obr. 70 je vidět srovnání s původní bariérou. Vykazuje znatelný pokles síly a absorbované energie, což má za následek nižší porušení okolních součástí. Především již zmiňovaný podélník.

V budoucnosti je možné se dále zabývat upřesňováním výsledků, neboť hodnota 71989 N je rozdílná oproti 89516 N. Je to dáno počtem součástí v konstrukci vozidla, které ovlivňují případný náraz do vozidla. Proto by bylo vhodnější pro další porovnávání zvolit vyšší hmotnost bariéry při přibližování skutečné situace nárazu.



Obr. 70 Srovnání původní a výsledné varianty



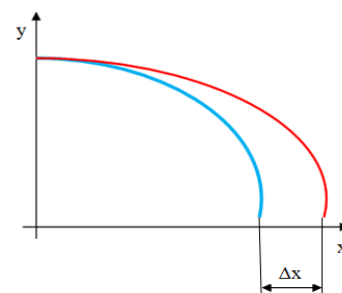
Obr. 73 srovnání původní a finální varianty

Hmotnost varianty před úpravami: 1,17 kg
 Hmotnost finální varianty: 0,20 kg

9. Další možné úpravy a varianty

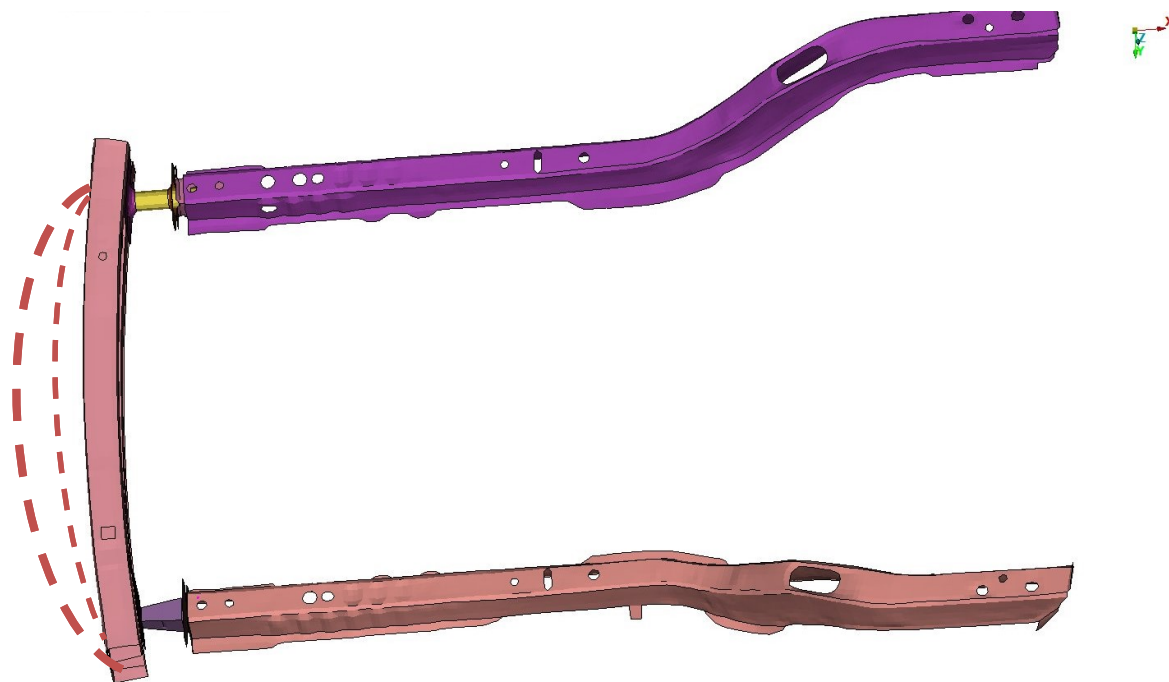
V této práci byl upravován vyvíjen pouze deformační člen s drobnou úpravou tloušťky stěn u podélníku. Ale je více možností pro další úpravu. Pokud budeme chtít upravovat dle RCAR, lze se zaměřit i na nárazník a jeho modifikaci. Nezáleží jen na volbě materiálu, ale i na tom, jaký bude mít rádius a průřez. Nárazníky s větším rádiem mají výrazně vyšší stabilitu než s menší hodnotou (viz obr. 71). V této práci nebyla provedena žádná úprava nárazníku. Při úpravách ve vyšších nárazových rychlostech jsou rozdílné podmínky, kde je potřeba zásahů do více prvků automobilů. Prvotně se musí definovat, zda se problematika bude týkat evropské organizace EuroNCAP a bude se řešit přední, zadní boční nebo jiný typ nárazu (viz kapitola 3).

Druhým typem možných výpočtů by bylo přizpůsobování fyzikálních vlastností modelů a jejich přizpůsobování realitě. Jednalo by se spíše o přizpůsobování výpočtů. Například při srovnání skutečného nárazu a výpočtové simulace. V pokročilé fázi výpočtů se může jednat o co největší přiblížení skutečného nárazu, který je zachycen na kameře a záznam se srovnává se simulací vypočtených nárazů.



Obr. 71 Trajektorie při zadním nárazu

Příkladem může být problém, kdy je sledována trajektorie automobilu a zjišťována příčina rozdílů polohy Δx ve fázi zastavení vozidla (Obr. 72).



Obr. 72 NDP náznak změny geometrie nárazníku

Mezi konkrétní úpravy a náměty pro budoucí práce bych navrhoval například:

- Změna typu nárazu (přední, boční, ...)
- Změny typů bariér
- Změna rychlostí nárazu bariéry/auta
- Srovnání výpočtů s použitím jiných výpočtových programů (Např. Pam-Crash)
- Srovnání reálných nárazových zkoušek s výpočtovou simulací

10. Závěr

Tato diplomová práce se skládá ze dvou vzájemně navazujících částí. První – teoretická část byla zaměřena na faktory ovlivňující bezpečnost silničního provozu, který je tvořen zejména automobilovou dopravou. Je nepochybné, že s houstnoucí dopravou jsou řidiči vystaveni stále vyšším nárokům na jejich schopnost řešit složité dopravní situace. V mnohém jim vychází vstříc výrobci automobilů, kteří přichází se stále novými prvky aktivní bezpečnosti, jejichž účelem je předcházet dopravním nehodám. Moderní prvky aktivní bezpečnosti jsou v současnosti schopny řešit řadu nebezpečných situací v provozu na pozemních komunikacích autonomně, bez zásahu řidiče. I přesto však stále dochází k dopravním nehodám. Aby následky těchto nehod byly co nejnižší, jsou automobily vybaveny prvky pasivní bezpečnosti, jejichž úkolem je v co možná nejvyšší míře zabránit vážným následkům nehod. Mezi nejdůležitější prvky pasivní bezpečnosti patří samotná konstrukce automobilu, zejména schopnost karosérie pohltit náraz, popřípadě energii nárazu odvést mimo prostor pro posádku. Takové požadavky na konstrukci automobilu přináší vysoké nároky na výrobce. Ti musí věnovat nemalé prostředky na výzkum a testování nových postupů tak, aby jejich výrobky na trhu obstály. Smyslem této závěrečné práce bylo alespoň částečně se dotknout otázky výběru materiálu pro konstrukci prvků karosérie a s tím spojených obdobných výpočtů, které musí vypracovat příslušná vývojová pracoviště výrobců automobilů. Proto jako další témata, kterými se tato práce zabývala, byl popis explicitní metody, nelineární mechaniky a celý tento teoretický základ směřoval k seznámení s problematikou výpočtu nárazu v nízké rychlosti v 15 km/h a jejich úprav. Byla provedena rešeršní studie témat, které přímo souvisí s nárazovými zkouškami a simulacemi nárazových zkoušek.

Druhá stěžejní část diplomové práce byla tvořena výpočtovým modelováním, přípravou simulace a samotné úpravě absorpčního prvku vozidla Ford Taurus. Byla provedena úprava sítě vozidla, která nebyla dostatečná a vyskytovalo se velké množství penetračí a perforací. Vozidlo Ford Taurus bylo i tak zvoleno jako nejvhodnější pro náraz v nízké rychlosti, i když prostor pro deformační člen byl velmi malý. Hlavním důvodem byla existence deformačního členu, protože v ostatních veřejně přístupných modelech deformační člen vůbec neexistoval. Bylo tedy potřeba udělat drobné úpravy v konstrukci zadní části vozidla, posunout ji a udělat tím prostor tak, aby absorpční člen měl možnost plnit svoji funkci absorpce maximálního množství energie. Účelem byla snaha o co nejmenší poškození podélníku, který na něj navazoval. Vozidlo plnilo funkci spoje mezi nárazníkem a podélníkem a to bylo potřeba změnit.

Dále bylo potřeba namodelovat geometrii bariéry a následně tvorbě sítě. Kvůli složitější konstrukci bariéry a větší náročnosti při modelování všech částí včetně kol a definicí materiálu bylo provedeno zjednodušení. Zjednodušení bylo ve formě vytvoření modelu nárazové části bariéry a zbytek konstrukce bariéry bylo nahrazeno spojovacím prvkem absolutně tuhého tělesa spojeného do těžiště bariéry. Byly mu přiřazeny vlastnosti nedeformovatelnosti a rychlost. V dalším kroku bylo provedeno spojení modelů a nastavení zbylých vlastností (délka výpočtu, časový krok, ...)

Po vytvoření výpočtového modelu proběhly první výpočty za účelem zjištění, jaké úpravy absorpčního prvku bude potřeba provést. První výpočet nám ukázal velké nedostatky konstrukce deformačního členu, který neplnil funkci absorpce. Byl velmi tuhý. Proto byl

zjednodušen do válcového tvaru a výpočet bylo nutno zopakovat. Dalším zjištěním bylo, že původně navržený podélník byl příliš poddajný a muselo být provedeno zvýšení tuhosti.

Po zvýšení tuhosti podélníku jsme zjišťovali kritickou sílu, při které vznikají první plastické deformace a kde se podélník „láme“. Bylo potřeba provést úplně nový návrh absorpčního členu. Kritéria pro posouzení byly především hodnoty absorbované energie a sledování průběhu sil. Po zjištění nejvhodnějšího materiálu a tvaru byl absorpční člen vyvíjen směrem ke snižování maximální síly, jehož hodnota byla zjištěna, jako 91589 N. K této hodnotě jsme se snažili přiblížit, až bylo dosaženo hodnoty 89516 N.

V závěrečném výpočtu byla srovnána původní varianta válcového tvaru s naší variantou členu tvaru komolého jehlanu s částečným prolisem, která byla posouzena jako nejvhodnější. Výsledek nám ukázal, že prvek dokázal absorbovat energii takovým způsobem, že se podélník nedeformoval. Výsledky nám ukázaly, že je potřeba ještě dalších úprav (Zvýšení hmotnosti zatěžovací bariéry), ale úprava splnila požadavky, které byly kladeny na tento prvek.

Na konci práce bylo sepsáno několik variant, možností a námětů pro další práce.

11. Použité zdroje

- [1] Sdružení automobilového průmyslu. *Složení vozového parku v ČR* [online]. Stav k 30. 9. 2015 [citováno 2015-11-24]. Dostupné z: <<http://www.autosap.cz/zakladni-prehledy-a-udaje/slozeni-vozoveho-parku-v-cr/>>
- [2] Policie ČR. *Statistika nehodovosti* [online]. Praha 2015 [citováno 2015-11-24]. Dostupné z: <<http://www.policie.cz/soubor/prehled-nehodovosti-za-rok-2014-pdf.aspx>>
- [3] VLK, František. *Karosérie motorových vozidel: Ergonomika, biomechanika, struktura, pasivní bezpečnost, kolize, materiály*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, 243 s. ISBN 80-238-5277-9.
- [4] Euro NCAP [online]. *About Euro NCAP - Timeline, Euro NCAP Introduces the Dual Rating* [citováno 2016-05-05]. Dostupné z: <<http://www.euroncap.com/en/about-euro-ncap/timeline/>>
- [5] Euro NCAP [online]. *Offset-Deformable Barrier - ODB* [citováno 2016-05-05]. Dostupné z: <<http://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/adult-occupant-protection/offset-deformable-barrier/>>
- [6] Euro NCAP. Ratings & Rewards Volvo XC90 (Videos) – čas 0:12 a 0:59 min [online]. Publication: Sept 2015. [citováno 2016-01-28]. Dostupné z: <<http://www.euroncap.com/en/results/volvo/xc90/20976>>
- [7] Euro NCAP [online]. *Full Width Rigid Barrier* [citováno 2016-05-05]. Dostupné z: <<http://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/adult-occupant-protection/full-width-rigid-barrier/>>
- [8] Euro NCAP. Ratings & Rewards Volvo XC90 (Videos) – čas 1:06 min [online]. Publication: Sept 2015. [citováno 2016-01-28]. Dostupné z: <<http://www.euroncap.com/en/results/volvo/xc90/20976>>
- [9] Euro NCAP. Ratings & Rewards Volvo XC90 (Videos) – čas 2:05 min [online]. Publication: Sept 2015. [citováno 2016-01-28]. Dostupné z: <<http://www.euroncap.com/en/results/volvo/xc90/20976>>
- [10] Euro NCAP. Ratings & Rewards Volvo XC90 (Videos) – čas 3:02 min [online]. Publication: Sept 2015. [citováno 2016-01-28]. Dostupné z: <<http://www.euroncap.com/en/results/volvo/xc90/20976>>
- [11] Euro NCAP [online]. *CRS Performance* [citováno 2016-05-05]. Dostupné z: <<http://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/child-occupant-protection/crs-performance/>>
- [12] Euro NCAP. Ratings & Rewards Volvo XC90 (Videos) – čas 3:14 min [online]. Publication: Sept 2015. [citováno 2016-01-28]. Dostupné z: <<http://www.euroncap.com/en/results/volvo/xc90/20976>>

- [13] Euro NCAP [online]. *AEB Pedestrian* [citováno 2016-05-05]. Dostupné z: <<http://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/pedestrian-protection/aeb-pedestrian/>>
- [14] Euro NCAP [online]. *Euro NCAP Puts Autonomous Pedestrian Detection to the Test* [citováno 2016-05-05]. Dostupné z: <<http://www.euroncap.com/en/press-media/press-releases/euro-ncap-puts-autonomous-pedestrian-detection-to-the-test/>>
- [15] MILLER, P. *Crash testy: Hyundai i30, BMW 3, Mazda CX-5 a Peugeot 208* [online]. Stav k 23. 05. 2012 [citováno 2016-03-03]. Dostupné z: <<http://www.autoforum.cz/ostatni/crash-testy-hyundai-i30-bmw-3-mazda-cx-5-a-peugeot-208/>>
- [16] Insurance Institute for Highway Safety [online]. *About our tests* [citováno 2016-05-05]. Dostupné z: <<http://www.iihs.org/iihs/ratings/ratings-info/frontal-crash-tests>>
- [17] Insurance Institute for Highway Safety [online]. *About our tests. Roof strength test (Videos) – čas 0:16 min* [citováno 2016-05-05]. Dostupné z: <<http://www.iihs.org/iihs/ratings/ratings-info/roof-strength-test>>
- [18] Insurance Institute for Highway Safety [online]. *About our tests. Roof strength test* [citováno 2016-05-05]. Dostupné z: <<http://www.iihs.org/iihs/ratings/ratings-info/roof-strength-test>>
- [19] RCAR [online]. *The Procedure for Conducting a Low Speed 15 km/h Offset Insurance Crash Test to Determine the Damageability and Repairability Features of Motor Vehicles* [citováno 2016-05-17]. Dostupné z: <http://www.rcar.org/Papers/Procedures/rcar_test_protocol_angled_barrier.pdf>
- [20] RCAR - dokumenty [online]. Information on the implimentation of RCAR crash standards in the German insurance vehicle rating system and information on AEB systems [citováno 2016-05-01]. Dostupné z: <http://www.rcar.org/Papers/Procedures/CrashStandards_GermanRatingSystemV2.pdf>
- [21] FUSEK, M., HALAMA, R. [online]. MKP a MHP [citováno 2016-05-07]. Str. 28. Dostupné z: <http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/metoda_konecných_prvku_a_hranicnic_h_prvku.pdf>
- [22] PETRUŠKA, J., BURŠA, J. Studijní opory do předmětu Nelineární problémy mechaniky těles, Přednášky ve formátu PPT, VUT Brno
- [23] CAE Associates [online]. Why Worry About Hourglassing in Explicit Dynamics? Part I [citováno 2016-05-10]. Dostupné z: <<https://caeai.com/blog/why-worry-about-hourglassing-explicit-dynamics-part-i/>>
- [24] CAE Associates [online]. Why Worry About Hourglassing in Explicit Dynamics? Part II [citováno 2016-05-10]. Dostupné z: <<https://caeai.com/blog/why-worry-about-hourglassing-explicit-dynamics-part-ii/>>
- [25] SVS FEM [online]. LS-DYNA [citováno 2016-05-10]. Dostupné z: <<https://www.svsfem.cz/content/ls-dyna>>

- [26] Integrated Fire Engineering and Response [online]. Training School: LS-DYNA [citováno 2016-05-10]. Dostupné z: <http://fire.fsv.cvut.cz/ifer/2014-Training_school/Materials%20to%20software%20courses/LS-DYNA/Getting_started.pdf>
- [27] The National Crash Analysis Center The George Washington University [online]. Extended Validation of the Finite Element Model for the 2001 Ford Taurus Passenger Sedan [citováno 2016-05-03]. Dostupné z: <<http://www.ncac.gwu.edu/vml/archive/ncac/vehicle/Website/TaurusBL/NCAC-2012-W-004.pdf>>
- [28] ERNST[online]. Mobile barriers for crash tests [citováno 2016-05-10]. Dostupné z: <http://www.ernst-gruppe.de/en/products/crash_systems/mobile_barriers/>
- [29] HSLA [online]. Vysoce pevné mikrolegované oceli [citováno 2016-05-03]. Dostupné z: <<http://www.ateam.zcu.cz/hsla.pdf>>