



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**ÚSTAV SOUDNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF FORENSIC ENGINEERING

**ANALÝZA NAMĚŘENÝCH DAT Z NÁRAZOVÝCH  
ZKOUŠEK - KOLMÉ STŘETY**

CRASH-TEST DATA ANALYSIS - SIDE IMPACTS

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Ing. Veronika Tillhonová**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Albert Bradáč, Ph.D.**

**BRNO 2017**

Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství

Akademický rok: 2016/17

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Ing. Veronika Tillhonová

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

obor: **Expertní inženýrství v dopravě (3917T002)**

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

### **Analýza naměřených dat z nárazových zkoušek - kolmé střety**

v anglickém jazyce:

#### **Crash-Test Data Analysis - Side Impacts**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V úvodu práce popsat možnosti využití výsledků z nárazových zkoušek vozidel v soudně – inženýrské praxi. Zpracovat a vyhodnotit naměřená data z nárazových zkoušek bočních střetů provedených za účasti ÚSI. V závěru shrnout a zhodnotit získané výsledky a poznatky.

Cíle diplomové práce:

1. Provést rešerši dostupné literatury k danému tématu.
2. Zpracovat přehled možností stanovení EES.
3. Z poskytnutých podkladů z nárazových zkoušek vyhodnotit hodnoty defromační energie, resp. EES.
4. Učinit závěry a případná doporučení.

Seznam odborné literatury:

- [1] BRADÁČ, A. a kol. Soudní inženýrství. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o., 1999. 725 s. ISBN 80-7204-133-9.
- [2] BURG, H., MOSER, A. Handbuch Verkehrsunfallrekonstruktion: Unfallaufnahme, Fahrdynamik, Simulation. 2. vyd. Wiesbaden: Vieweg Teubner, 2009. 1032 s. ISBN 978-3-8348-0546-1.
- [3] BURG, H., RAU, H. Handbuch der Verkehrsunfall-Rekonstruktion. 1. vyd. Kippenheim: Verl. Information Ambs, 1981. 838 s. ISBN 38-855-0020-5.
- [4] CAMPBELL, K. L. Energy Basis for Collision Severity. Warrendale: SAE International, 1974. DOI: 10.4271/740565.
- [5] MCHENRY, B. G. The algorithms of CRASH [online]. Cary: McHenry Software, Inc., 2001. 37 s. [cit. 2014-01-28]. Dostupné z: [www.mchenrysoftware.com](http://www.mchenrysoftware.com).
- [6] STEFFAN, H. PC-Crash: Technický manuál [online]. Linz: DSD, Dr. Steffan Datentechnik Ges.m.b.H., 2010. 298 s. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://www.pccrash.cz/files/manualy/pcc90sk.pdf>.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Albert Bradáč, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 16. 10. 2016



---

doc. Ing. Aleš Vémola, Ph.D.  
ředitel vysokoškolského ústavu

### ***Abstrakt***

Diplomová práce se zabývá nárazovými zkouškami. Mnoho mezinárodních organizací se specializuje přímo na provádění nárazových zkoušek. Nárazová zkouška simuluje střet vozidel. Simulují se tři nejběžnější střety čelní, boční a zadní. Diplomová práce se zaměřuje na střety boční. Boční střety jsou charakteristické tím, že první vozidlo je poškozené v přední části a druhé v boční části. Naměřená data z těchto zkoušek byla vyhodnocena za účelem získání deformační energie spotřebované pro trvalé poškození vozidel. Z deformační energie byly spočteny ekvivalentní energické rychlosti jednotlivých vozidel. Hodnoty EES byly vyhodnoceny různými metodami využívanými ve znalecké praxi a porovnány. Nárazové zkoušky byly simulovány za účelem objasnění pomoci znalcům při analýze dopravních nehod.

### ***Abstract***

The diploma thesis deals with crash tests. Many international organizations specialize directly in conducting crash tests. Impact test simulates vehicle collision. The three most common test are front, side, and backstreets. The diploma thesis focuses on side conflicts. Side clashes are characterized by the fact that the first vehicle is damaged at the front and the second in the side. The measured data from these tests was evaluated to obtain the deformation energy consumed for permanent damage to vehicles. Deformation energy was calculated as equivalent to the individual speed of individual vehicles. EES values have been evaluated by various methods used in expert practice and compared. The impact tests were simulated to clarify assistance to experts in the analysis of traffic accidents.

### ***Klíčová slova***

Střet, energeticky ekvivalentní rychlost, deformační energie, deformační zóna, vozidlo

### ***Keywords***

Crash, energy equivalent speed, deformation energy, deformation zone, vehicle

***Bibliografická citace***

TILLHONOVÁ, V. *Analýza naměřených dat z nárazových zkoušek - kolmé střety*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2017. 109 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Albert Bradáč, Ph.D..

***Prohlášení***

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci zpracovala samostatně a že jsem uvedla všechny použité informační zdroje.

V Brně dne .....

.....

Podpis diplomanta

### ***Poděkování***

Ráda bych poděkovala Ing. Albertovi Brádáčovi, Ph.D. za vedení této diplomové práce a za cenné podněty, rady a odborné konzultace. V neposlední řadě bych ráda poděkovala rodině a přátelům za podporu při zpracování práce i při celém studiu.

# OBSAH

1	ÚVOD.....	11
2	SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ V DANÉ PROBLEMATICE .....	12
2.1	Bezpečnost vozidel.....	12
2.2	Pasivní bezpečnostní prvky .....	13
2.2.1	<i>Karoserie automobilu.....</i>	<i>13</i>
2.2.2	<i>Materiály karoserie automobilu.....</i>	<i>14</i>
2.2.3	<i>Deformační zóny karoserie automobilu.....</i>	<i>15</i>
2.3	Organizace provádějící nárazové zkoušky .....	17
2.3.1	<i>Euro NCAP.....</i>	<i>18</i>
2.3.2	<i>NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration).....</i>	<i>20</i>
2.3.3	<i>IIHS (Insurance Institute for Highway Safety).....</i>	<i>22</i>
2.3.4	<i>ANCAP (Australasian New Car Assessment Program).....</i>	<i>23</i>
2.4	Definice základních pojmů v oblasti řešené problematiky .....	24
2.4.1	<i>EES – energeticky ekvivalentní rychlost (energy equivalent speed).....</i>	<i>24</i>
2.4.2	<i>EBS – ekvivalentní bariérová rychlost (equivalent barrier speed).....</i>	<i>25</i>
2.4.3	<i>Koeficient restituce.....</i>	<i>25</i>
2.5	Fyzikální zákony v oblasti řešené problematiky .....	25
2.5.1	<i>Zákon zachování hybnosti.....</i>	<i>25</i>
2.5.2	<i>Zákon zachování momentu hybnosti .....</i>	<i>26</i>
2.5.3	<i>Zákon zachování energie.....</i>	<i>26</i>
2.6	Metody a výzkumy stanovení energeticky ekvivalentní rychlosti EES .....	27
2.6.1	<i>Metoda korelačního diagramu.....</i>	<i>27</i>
2.6.2	<i>Komparační metoda .....</i>	<i>29</i>
2.6.3	<i>Metoda energetického rastru .....</i>	<i>29</i>
2.6.4	<i>Výzkum K. L. Campbella.....</i>	<i>31</i>
2.6.5	<i>Výzkum R. McHenryho.....</i>	<i>33</i>
2.6.6	<i>Výpočet EES dle modulu Crash 3 v programu PC-Crash .....</i>	<i>36</i>
2.6.7	<i>Výpočet EES s pomocí tuhosti vozidla .....</i>	<i>38</i>
2.7	Zhodnocení současného stavu a cíle práce.....	41
3	METODY ANALÝZY NAMĚŘENÝCH DAT Z NÁRAZOVÝCH ZKOUŠEK .....	42
3.1	Metodika stanovení energeticky ekvivalentní rychlosti ees z nárazových zkoušek ....	43
3.1.1	<i>Stanovení energeticky ekvivalentní energie EES vozidel na základě hloubky deformací.....</i>	<i>44</i>



3.1.2	<i>Stanovení energeticky ekvivalentní energie EES vozidel pomocí modulu Crash 3 v programu PC Crash.....</i>	45
3.1.3	<i>Stanovení energeticky ekvivalentní energie EES vozidel na základě tuhostní charakteristiky .....</i>	45
3.1.4	<i>Stanovení EES pomocí komparační metody .....</i>	47
3.1.5	<i>Stanovení EES pomocí simulace v programu Virtual Crash.....</i>	47
4	<b>VYHODNOCENÍ NÁRAZOVÝCH ZKOUŠEK.....</b>	47
4.1	<b>Kolmá nárazová zkouška vozidel MITSUBISHI CARISMA x ŠKODA SUPERB III .....</b>	47
4.1.1	<i>Stanovení EES.....</i>	50
4.1.2	<i>Porovnání jednotlivých metod .....</i>	52
4.2	<b>Kolmá nárazová zkouška vozidel OPEL ASTRA F x ŠKODA FABIA III .....</b>	53
4.2.1	<i>Stanovení EES.....</i>	55
4.2.2	<i>Porovnání jednotlivých metod .....</i>	58
4.3	<b>Kolmá nárazová zkouška vozidel ŠKODA FELICIA x FORD MONDEO .....</b>	59
4.3.1	<i>Stanovení EES.....</i>	62
4.3.2	<i>Porovnání jednotlivých metod .....</i>	64
4.4	<b>Sumarizace a zhodnocení výsledků z bočních nárazových zkoušek .....</b>	65
5	<b>ZÁVĚR.....</b>	68
6	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	70
	<b>SEZNAM VYBRANÝCH VELIČIN A SYMBOLŮ .....</b>	72
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	74
	<b>SEZNAM TABULEK.....</b>	76
	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	77

# 1 ÚVOD

Diplomová práce se zabývá problematikou dopravních nehod. Dopravní nehody obklopují každého z nás, buď jako pozorovatele nebo jako účastníka. V České republice existuje obor soudní inženýrství zabývající se problematikou analyzování dopravních nehod. V oboru působí soudní znalci, kteří se snaží objasnit dopravní nehodu. Toto objasnění se nazývá analýza nehodového děje. Je to složitý proces, za který nese znalec vysokou míru odpovědnosti. Při řešení střetu vozidel je jeden z důležitých parametrů určení deformační energie, pohlcené částmi vozidla. Právě na pohlcení množství deformační energie závisí celkový pohyb vozidel před střetem a po střetu. Pohlcení deformační energie se projevuje poškozením vozidla. Ve znalecké praxi se k určení deformační energie využívá odborný odhad energeticky ekvivalentní rychlosti EES, která je úměrná deformační energii, jež závisí na hloubce poškození vozidel.

Teoretická část diplomové práce se věnuje nejprve faktorům, které ovlivňují vznik nehodové události nebo ty, působí po vzniku této události. Velikou roli hraje při dopravní nehodě vozidlo, které je vytvořeno z různorodých materiálů odlišných tuhostí. Ty s největší tuhostí slouží k pohlcování deformační energii vyvolané nárazem a jmenují se deformační zóny. Na světě existuje mnoho mezinárodních organizací řešící nejběžnější střety vozidel s překážkou. Obecný název pro testování vozidel je nárazová zkouška. Organizace testují vozidla, aby usnadnili odborníkům v oboru soudního inženýrství porozumění řešené problematice a zároveň zkouší tuhost deformačních zón automobilů. Závěrem teoretické části je srozumění s metodami stanovení důležité veličiny ve znalecké praxi energeticky ekvivalentní rychlosti EES a zhodnocení použití těchto metod.

Praktická část diplomové práce bude řešit nárazové zkoušky. Nárazové zkoušky jsou provedeny pro potřeby zdokonalování odborného odhadu energeticky ekvivalentní rychlosti EES. Hodnoty EES vozidel nárazových zkoušek budou určeny podle metod využívaných ve znalecké praxi.

## **2 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ V DANÉ PROBLEMATICE**

Jak už bylo zmíněno v úvodu, teoretická část se zabývá nehodovým dějem od objektů figurujících v dopravní nehodě, vozidel, až po analýzu dopravní nehody.

Tuhostní prvky zabudované na vozidle jsou důležitým prvkem pro výpočet deformační energie pohlcené deformačními zónami vozidla při nárazu. Množství pohlcené energie dané poškozením vozidla znázorňuje pojem energeticky ekvivalentní rychlost EES.

### **2.1 BEZPEČNOST VOZIDEL**

Bezpečnost vozidel je dlouho řešený problém, který je stále více zdokonalován. Bezpečnost je jedna z nejdůležitějších vlastností vozidla. Bezpečnostní prvky používané na vozidle jsou jedny z nejrozšířenějších a nejnámějších mající zásadní vliv na vznik dopravní nehody a následné zranění účastníků silničního provozu.

Rozeznáváme dva druhy bezpečnosti a to aktivní a pasivní. Pojem aktivní bezpečnost automobilů jsou prvky, které snižují riziko vzniku dopravní nehody. Dopravní nehodě tyto prvky předcházejí a pomáhají ji zabránit. Aktivní bezpečnost rozdělujeme na jízdní, kondiční, pozorovací a ovládací. Jízdní bezpečnostní prvky na vozidle zmenšují jízdní nedostatky. Představíme si pod nimi kvalitní brzdový systém, výkon vozidla, odpružení a akceleraci. V kondiční bezpečnosti jsou zastoupeny prvky zvyšující pohodlí posádky. Nejdůležitější prvek této kategorie je sedadlo, u kterého se bere zřetel hlavně na tvar, prodyšnost, přenos kmitů a dostupnost ovládacích prvků. Druhá důležitá část této kategorie je odhlučnění od okolí a od motoru. Pozorovací bezpečnost se řídí heslem vidět a být vidět. Proto se klade důraz na barvu karoserie, osvětlení vozidla, výstražná signalizační zařízení. Ke zvýšení bezpečnosti za šera jsou v osobním automobilu zřízena podsvícení jednotlivých ovládacích tlačítek. U poslední kategorie ovládací bezpečnost je důležitá spolehlivost ovládání, např. umístění ovladačů, dosažitelnost a tvar. Tyto všechny prvky z aktivní bezpečnosti, pro někoho možná detaily, jsou základním znakem zabránění vzniku dopravní nehody. [21]

Pasivní bezpečnost je soubor prvků k minimalizování následků dopravní nehody. Je to soubor technických opatření vozidla. Mezi tyto prvky patří bezpečná konstrukce vozidla, opěrka hlavy, bezpečnostní pás, airbagy a další bezpečnostní prvky. Rozeznáváme vnitřní a vnější pasivní bezpečnost. Vnější pasivní bezpečnost je zaměřena na prvky na vozidle jako nárazník, kryty kol, kryty světlometů, deformační vlastnosti příděl a absorbéry nárazové

energie. Vnitřní pasivní bezpečnost má pět podkategorií zabývající se ochranou proti dalšímu nárazu (např. zadržovací systémy, vnitřní vybavení interiéru), zachování prostoru pro přežití (odolnost proti převrácení, bočnímu nárazu,...), ochrana proti vymrštění osob (např. zámky a závěsy dveří) a ochranu proti požáru. [21]

## **2.2 PASIVNÍ BEZPEČNOSTNÍ PRVKY**

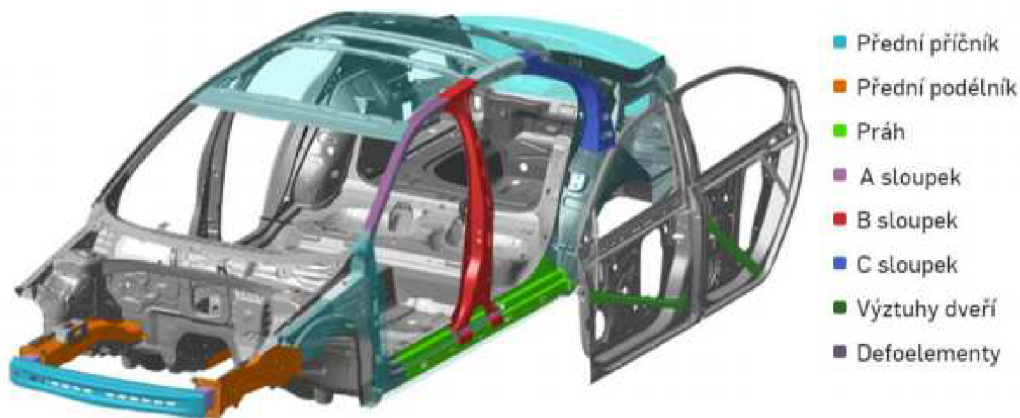
Pasivní bezpečnostní prvky lze souhrnně označit jako konstrukční a výrobní opatření, jak s cílem účinné ochrany cestujících ve vozidle, tak i ostatních účastníků silničního provozu. Základním prvkem pasivní vnější bezpečnosti je správně navržená karoserie vozidla a zvolené materiály při výrobě karoserie.

### **2.2.1 Karoserie automobilu**

Základem automobilu je vhodný tvar karoserie. Je to část vozidla, která slouží k ochraně před vnějšími vlivy např. před počasím a je určena k přepravě osob, zvířat, věcí. Správně navržený tvar karoserie s dostatečnými deformačními zónami slouží jako ochrana posádky vozidla při dopravní nehodě. Karoserie vozidla snižuje aerodynamický odpor, což je patrné u novějších vozidel, které mají zaoblený tvar hran oproti automobilům z 90. let. Dalšími požadavky na karoserii jsou omezení vibrací, estetika interiéru, dosažitelnost všech ovládacích prvků z místa řidiče a bezpečný výhled z vozidla do všech směrů. [4]

Z historického hlediska rozeznáváme karoserie podvozkové, polonosné a samonosné. Dnešní nerozšířenější druh karoserie je samonosná. Její použití je u všech osobních automobilů. Tato karoserie tvoří pružný, tuhý celek, který nepotřebuje rám podvozku jako nosný prvek. [21]

Karoserie je důmyslně složena z různých materiálů odlišných deformačních vlastností proto, aby se při dopravní nehodě co možná nejlépe rozložily působící síly a ochránily posádku vozidla před proniknutím některých částí do prostoru. Klíčové části karoserie jsou umístěny na vozidle v části přední, boční a zadní.



Obr. 1 Klíčové komponenty karoserie [4]

### 2.2.2 Materiály karoserie automobilu

Při výrobě karoserie vozidla se využívají různé materiály odlišných vlastností. Materiály karoserie jsou ocel, hliník, plasty a kovové pěny.

Ocel je nejvíce využívaný materiál na výrobu karoserie. Používá se z hlediska vysoké pevnosti, snadné tvárnosti, dobré svařitelnosti, dostatečné životnosti a z důvodu nízké ceny. Nevýhoda oceli je její hmotnost. Na automobilu nalezneme ocelové plechy ve formě pásů, sviteků a tabulí. Postupem času se zvyšují požadavky na snížení hmotnosti vozidla a to jde eliminovat metodou ULSAB nebo použitím různých tloušťek plechů, kde na různé části vozidla se využije jiný druh oceli s různou tloušťkou, pevností a povrchovou úpravou. [22]

Hliník je nejvýznamnějším lehkým kovem na karoserii. Oproti ocelovým prvkům mají hliníkové menší hmotnost a odolnost proti korozi. Kvůli menšímu modulu pružnosti je absorpce energie malá, proto se využívají v místech, které neovlivňují celkovou tuhost karoserie a bezpečnost cestujících. Používá se na samostatné díly, jimiž jsou kapota, víko, lišta.

Kovové pěny jsou materiály převážně z hliníku a jeho slitin. Vyznačují se vysokou tuhostí. Využití hliníku dává těmto pěnám také houževnatost, odolnost proti korozi, zvýšení absorpce energie nárazové. Pěnu tvoří 60 % pórů z celkového objemu. Hliníkové pěny jsou zabudovány nejvíce v deformačních zónách automobilu (prahy, sloupky).

Plasty jsou stále více využívanými materiály při výrobě karoserie. Vlastností plastů je malá hmotnost z důvodu nízké hustoty. Dalšími vlastnostmi jsou malá tepelná roztažnost, odolnost proti korozi. Nevýhodami jsou obtížná oprava prvku při poškození, špatná absorpce při nárazu, křehnutí plastu při nízkých teplotách. Z plastů lze vytvořit poměrně složitý

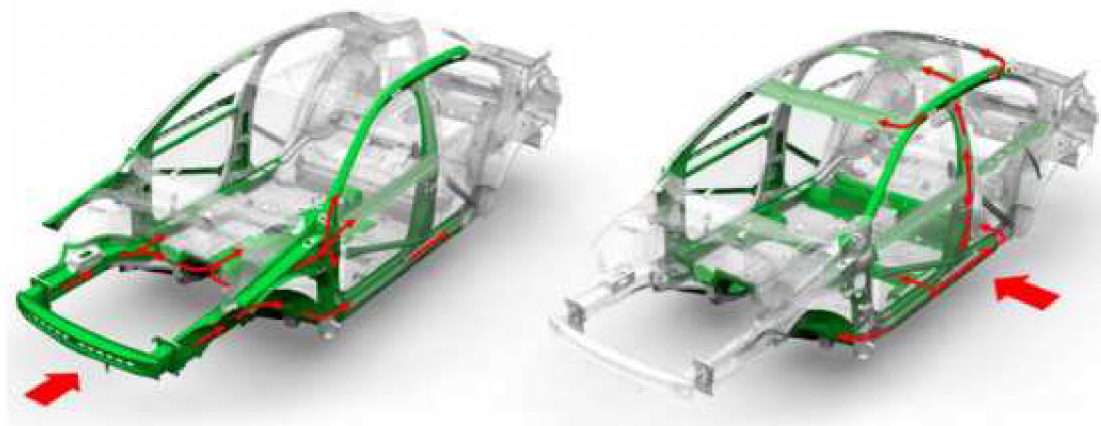
prostorový díl, který by z jiného materiálu vyrobit nešel. Plastové díly nalezneme na vozidle v podobě krytů světloměrů. V interiéru vozidla jsou to pak různé kryty, madla na dveřích, atd. [22]

*„Materiály využívané při výrobě karoserií vozidla se neustále vyvíjí. Největší pokrok zaznamenávají hlavně plastové a kompozitní materiály. Postupem času se bude stále více dílů vyrábět právě z těchto materiálů. Hlavními důvody budou snížení hmotnosti, rychlejší výroba na speciálních strojích.“ [22]*

### 2.2.3 Deformační zóny karoserie automobilu

Deformační zóna je speciálně navržená část karoserie vozidla nebo nosné struktury. V případě nárazu má za úkol eliminovat vzniklou energii a tím chránit posádku před následky dopravní nehody. Vhodným tvarováním prvků v deformační zóně lze dosáhnout větší účinnosti. Proto je zejména pro tyto oblasti používáno vysokopecných materiálů k dosažení vysoké míry tuhosti automobilu jako celku.

Moderní automobily využívají deformační zóny po všech stranách vozidla. Posádka musí být dostatečně chráněna, nejen při nejčastějších nárazech zepředu a zezadu, ale také při nárazu z boku nebo při převrácení vozidla. Jelikož boční nárazy jsou druhé nejčastější po předních nárazech, rozložení sil působících na karosérii je menší než při předním nárazu. [15]



Obr. 2 Rozložení působících sil na karosérii vozidla při čelním a bočním nárazu [15]

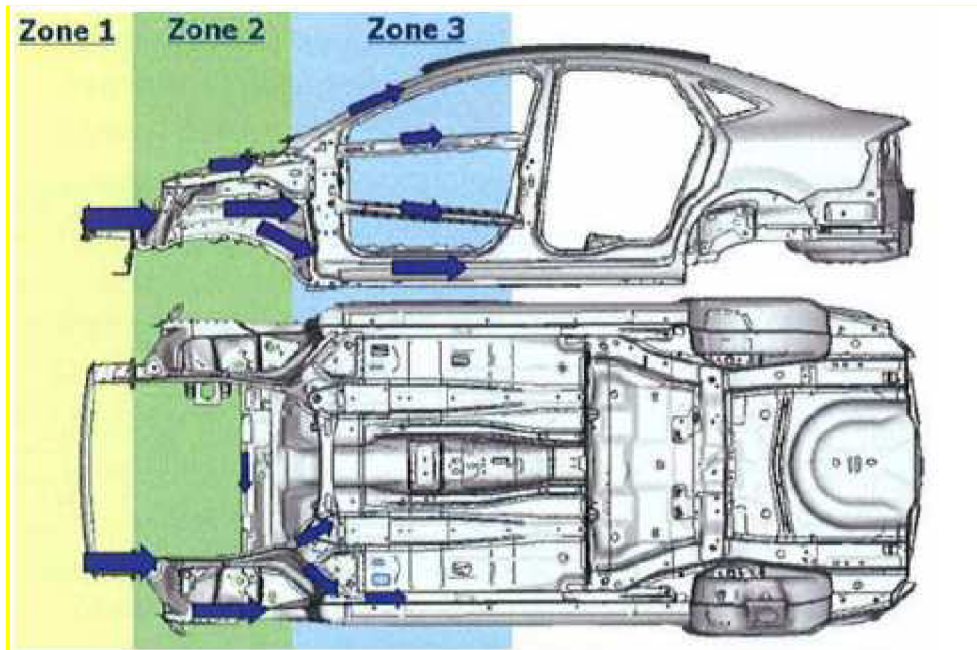
#### **Přední deformační zóna**

Charakteristika přední deformační zóny automobilu by měla mít stupňovitý progresivní průběh složený z pěti stupňů:

- ochrana při nízkých rychlostech,

- kompatibilita,
- vlastní ochrana,
- prostor pro přežití,
- ochrana chodců. [15]

Síla působící při nárazu do přední části vozidla prochází přes 3 zóny, které zabraňují a zpřičiňují to, že v třetí deformační zóně je velikost síly minimální.



*Obr. 3 Deformační zóny přední části karoserie [4]*

Deformační zóna 1 je zóna zachycující síly odpovídající nárazu v rychlosti 15 km/h do tuhé překážky. Tato zóna předává první informace řídicí jednotce o průběhu negativního přetížení. Také brání nadbytečnému poškození zóny 2. Přední deformační části mají za úkol se do sebe zdeformovat tak, aby nepřenesly na hlavní podélníky zóny 2 vyšší sílu, než jakou vydrží bez trvalých deformací. Síla je v rozmezí 100 – 150 kN v závislosti na konstrukci vozidla. [15]

Úkolem deformační zóny 2 je co nejvíce ochránit posádku vozidla. Zajišťuje nejpriznivější průběh negativního přetížení působícího při nárazu na cestující. Probíhají zde 3 nejdůležitější události ovlivňující bezpečnosti posádky. První skutečností je řízená deformace hlavních podélníků. Deformace by měla být co nejplynulejší. Další průběh je negativní přetížení. Na začátku deformace hlavních podélníků dostává řídicí jednotka prvotní informace, na jejich základě aktivuje přepínače bezpečnostních pásů a airbagů. Třetí nejdůležitější věcí je přenos sil do třetí zóny. Tato zóna splní svůj úkol jen tehdy, zdeformují-li se zóny jedna a dva podle předepsaných skutečností. Pokud se tak nestane, nastává

nebezpečí ohrožující konstrukci vozidla, že se na ni přenesou větší síly než pro jakou byla navržena. [15]

Deformační zóna 3, jiným slovem bezpečnostní zóna, musí odolávat při nárazu při nenastávání větších trvalých deformací. Tuhost zóny, zejména pak sloupku B, hraje důležitou roli při bočním nárazu, kdy působí na posádku boční zrychlení. Při bočním nárazu by měla konstrukce pohltit co nejvíce energií při co nejmenší deformaci. Proto jsou pro sloupky A, B použity vysoko-pevnostní materiály, které jsou vyráběny tvářením za tepla.[15]

### ***Boční deformační zóna***

Deformační zóny z hlediska nárazu jsou čelní, boční a vnější. Boční zóna má minimální prostor pro absorpci deformační energie oproti zadní či přední části vozidla. Při bočním nárazu jsou vnější nosné díly namáhány zejména ve směru příčné osy vozidla tzn. na ohyb. Tím vznikají tahové a tlakové síly. Velmi nebezpečný je náraz na úzkou překážku, protože dochází k bočnímu lámání vozidla setrvačnými silami. [20]

Náraz do vozidla z boku je pro posádku nejnebezpečnějším, protože většina vozidel je z boku nejvíce zranitelná. Možnost ochrany je jen dostatečným vyztužením. Malé vozy žádnou boční ochranu nemají. Ostatní vozidla tuto deformační zónu mají, ale jedná se o vyztužení boku proti nadměrné deformaci za účelem zachování prostoru pro bezpečnost posádky uvnitř. Na tyto oblasti se používá nejvíce vysoko-pevnostních materiálů pohlcující značné množství energie. [20]

Mezi boční absorbaty energie patří hlavně B-sloupek, který rozděluje působící energii na prvky karoserie, práh a A-sloupek. Důležitou část také tvoří dveře. Aby dveře přenesly energii nárazu na karoserii, jsou zesíleny výztuhami.

## **2.3 ORGANIZACE PROVÁDĚJÍCÍ NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY**

Nárazové zkoušky, označované anglickým slovem crash testy, jsou deformační zkoušky zaměřené na pasivní bezpečnost vozidel. Jsou měřítkem bezpečnosti. Ověřuje se jimi správnost návrhu konstrukce vozidla. Proto se často říká, že crash testy zachraňují lidské životy. Tyto zkoušky jsou finančně náročné. Výrobci vozidel se snaží snížit vysoké ceny provedení těchto zkoušek, proto se častěji využívá levnější forma provedení pomocí počítačové simulace. Simulují se nejčastější dopravní nehody běžně vznikající na pozemních komunikacích. Výsledky se ověří maximálně třemi nárazovými zkouškami skutečným vozem. Srovnání simulace a skutečné zkoušky vede k vývoji metod pro virtuální testování.



Nejběžnější testované zkoušky jsou čelní, boční, či náraz zezadu. Každá organizace má svoji osnovu provádění nárazových zkoušek a následně i metodiku hodnocení. Většinou se jedná o hvězdičkové hodnocení. Vliv hodnocení zkoušek má zásadní vliv na jednotlivé konstrukční prvky automobilů (zádržné systémy), ale i na konstrukci automobilů (deformační zóny).

### **2.3.1 Euro NCAP**

Název organizace Euro NCAP vychází z anglického European New Car Assessment Programme neboli Evropský program hodnotící nové vozy. Je modelován podle amerického programu NCAP. Tato organizace byla založena v roce 1997 ve Velké Británii. Nyní sídlí ve městě Brusel v Belgii. Organizace sdružuje představitele ministerstev EU, pojišťoven, automobilové firmy a zákaznické organizace.

Cílem organizace je provádět testy bezpečnosti nových vozů. Prováděné testy se zaměřují na aktivní i pasivní bezpečnost nových automobilů všech značek na trhu. V roce 2009 zavedla organizace nové celkové hodnocení bezpečnosti, které je členěno do čtyř základních kategorií. Kategorie jsou ochrana dospělých cestujících, ochrana dětí, ochrana chodců, ochrana asistenčních systémů. Ochrana dospělých cestujících získává výsledky z šesti zkoušek:

- částečný čelní náraz do deformovatelné bariéry (Offset-Deformable Barrier),
- plný čelní náraz do nedeformovatelné bariéry (Full Width Rigid Barrier),
- boční náraz (Side Mobile Barrier),
- boční náraz do sloupu (Side Pole),
- test ochrany krční páteře,
- test bezpečnostních systémů (Autonomous Emergency Braking).

Do druhé kategorie pro ochranu dětí spadají tyto testy:

- ochrana dětských pasažérů při čelním i bočním nárazu,
- schopnost vozidla pojmout dětské systémy různých velikostí a provedení,
- ověření správného uchycení dětských zádržných systémů.

Zkoušky ochrany chodců jsou prováděny na základě střetu čelní části vozidla s chodcem a u chodce je posuzováno zranění hlavy, pánve, horních a dolních končetin. Jedná se o střety:

- střet s hlavou,
- střet s horní částí končetin,

- střet s dolní částí končetin.

Poslední kategorie je zaměřena na asistenční systémy podporující bezpečné řízení.

Testy ověřují účinnost a funkčnost aktivních prvků bezpečnosti. Bezpečnostní zkoušky jsou:

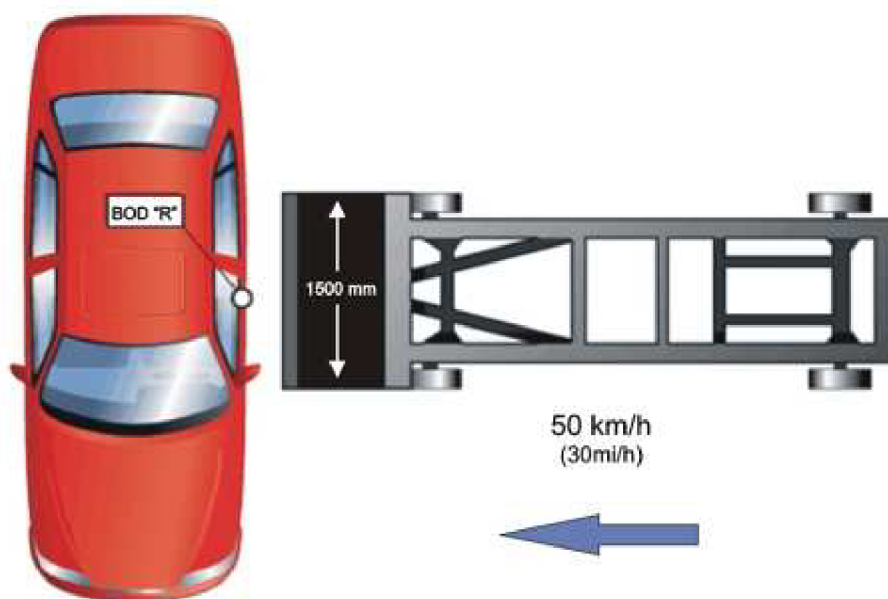
- test elektronického stabilizačního systému,
- kontrola zapnutí bezpečnostních pásů,
- asistent rychlostních limitů,
- test automatického nouzového brzdění,
- asistent jízdy v jízdním pruhu. [11]

Výsledky testů jsou hodnoceny pomocí počtu hvězdiček. Počet hvězdiček je v rozmezí 0 (nevyhovující) až 5 (bezpečné). Čím větší počet hvězdiček automobil získá, tím je bezpečnější. Grafika těl posádky je rozdělená na jednotlivé sektory a jedná se o dílčí výsledky zobrazující míru možného poškození této tělesné partie. Míra poškození je znázorněna barevně. Červená barva zobrazuje největší možné poškození tělesné partie. Výsledky těchto testů jsou běžně dostupné pro spotřebitele.

### ***Boční náraz ( Side Mobile Barrier)***

Boční náraz je simulovaný pomocí jedoucí bariéry, která směřuje na boční část automobilu. Jedná se o druhý nejčastější typ nárazu. Test je prováděn v laboratorních podmínkách, kdy vozík jedoucí rychlostí 50 km/h naráží pod úhlem 90° (kolmo) do bočních dveří stojícího vozidla. Snímá se hodnota deformace boční části vozidla pomocí testovací figuríny umístěné ve vozidle. Figurína má v sobě umístěná čidla, které určí silové působení na jednotlivé části potenciálního lidského těla pomocí barevné škály. Touto zkouškou se zjišťuje boční tuhost karoserie vozidla. Náraz je veden do bodu R, který je na straně řidiče v místě, kde má 95 % mužů kyčelní oblast. Při tomto typu nárazu bývá právě nejčastěji zraněn řidič.

Pohyblivou bariérou je vozík, který má v přední části deformovatelnou bariéru simulující druhé vozidlo narážející přední částí. Hmotnost vozíku je stanovena na 950 kg. Rozměry vozíku jsou definovány výškou 500 mm a šířkou 1500 mm. Účelem zkoušky je zjistit tuhost karoserie vozidla. [2]



*Obr. 4 Boční nárazová zkouška dle Euro NCAP [3]*

### **2.3.2 NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration)**

NHTSA je americká organizace založená v roce 1970 se sídlem ve Washingtonu, DC, globální lídr v oblasti silničních vozidel a bezpečnosti. Je agenturou výkonné pobočky vlády US jako součást ministerstva dopravy Spojených států amerických. Posláním organizace je zabránění ztrátě lidských životů při dopravních nehodách a snížení ekonomických nákladů těchto nehod a to prostřednictvím vzdělání, výzkumu a bezpečnostních standardů. V roce 1979 zavedla program NCAP, aby motivovala výrobce k vybudování bezpečnějších vozidel. Jednalo se o program, který hodnotí vůz při nárazových zkouškách pomocí počtu hvězdiček. První test byl uskutečněn v roce 1979 a to čelní náraz rychlostí 56 km/h. [17]

Mezi aktivity NHTSA patří psaní a prosazování bezpečnostních standardů, rozvíjení figurín využívaných při testování bezpečnosti, vedení statistik a provádění nárazových zkoušek. Díky prosazování bezpečnostních standardů organizace dosahuje na granty státní správy a samosprávy umožňující efektivní bezpečnostní programy silnic [17]

Zkoušky nárazové silničních vozidel jsou:

- boční náraz pohyblivou neformovatelnou bariérou,
- boční náraz do sloupu,
- čelní nárazová zkouška,
- test převrácení vozidla.

NHTSA vytvořila hodnotící program pomocí hvězdiček, který informuje o bezpečnosti při nárazových zkouškách. Tento program pak převzali jiné organizace. Počet hvězdiček poukazuje na bezpečnosti vozidla, kdy pět hvězdiček značí nejvyšší bezpečnostní hodnocení vozidla. V poslední době se NHTSA snaží povznést hvězdičkový systém do nové bezpečnostní éry. Chce vyrábět ještě lepší vozidla pod záštitou automobilového průmyslu, tedy vozidla odolnější proti závažným nárazům vybavené nejmodernějšími technologiemi.

### ***Boční náraz pomocí pohyblivé deformovatelné bariéry***

Nárazová zkouška je prováděna pomocí pohyblivé bariéry – vozíku. Zkouška znázorňuje kolizi na předmětné křižovatce, kterou vykonává pohyblivý vozík narážející do stojícího vozidla. Vozík má hmotnost 1507 kg a rozměry jsou dané výškou přibližně 600 mm, výškou 1676 mm. Pohyblivá bariéra simuluje náraz přední části vozidla rychlostí 61 km/h, do stojícího vozidla. [17]

Ve vozidle jsou umístěny figuríny reprezentující velikost dospělého muže a malou velikost dospělé ženy. Figuríny jsou usazeny na místo řidiče a na zadní sedadlo za řidičem. Figuríny jsou zabezpečeny na sedadlech bezpečnostními pásy. Sílu působící na figurínu, demonstrující lidské tělo, zaznamenávají měřicí přístroje umístěné ve vozidle. Čidlo předního sedadla analyzuje síly působící na hlavu, hrudník, břicho, pánev potenciálního řidiče testovaného vozu. Čidlo zadního sedadla za řidičem vyhodnocuje působení síly z bočního nárazu na hlavu a pánev. [17]



*Obr. 5 Boční náraz vozidla pomocí pohyblivé bariéry dle NHTSA [17]*

### 2.3.3 IIHS (Insurance Institute for Highway Safety)

IIHS je nezávislá, vzdělávací, vědecká organizace zaměřující se na snížení počtu úmrtí, zranění a hmotných škod na majetku při dopravních nehodách. Je obdobou evropské organizace Euro NCAP a dalším testovacích programů z programů Global NCAP. Byla založena v roce 1959 ve Virginii za účelem zvýšení bezpečnosti provozu na dálnicích. Od 70tých let společnost vede podrobné statistiky následků dopravních nehod. Od roku 1992 organizace začala provádět nárazové zkoušky. Typy nárazových zkoušek jsou:

- boční náraz pohyblivou vyšší deformovatelnou bariérou,
- boční náraz pohyblivou deformovatelnou bariérou pod úhlem,
- čelní náraz do pevné překážky s přesahem 25 %,
- zkouška pevnosti střechy,
- test opěrky hlavy a sedadla.

Hodnocení bezpečnosti IIHS zohledňuje dva aspekty. První je odolnost proti nárazu a druhý je zmírňování následků nehody pomocí technologií zabudovaných ve vozidle. Odolnost proti nárazu vozidla hodnotí vozidlo pomocí čtyř kategorií. Nejlepší výsledky jsou ve skupině s názvem dobrá a naopak špatné výsledky spadají do kategorie se slabou odolností proti nárazu. Vozidla jsou řazena do těchto kategorií pomocí pěti testů. Čelní nárazové zkoušky jsou se středním nebo malým překrytím, další test je boční náraz, pevnost střechy a pevnost opěrek hlavy cestujících. [12]

#### ***Boční náraz pohyblivou deformovatelnou bariérou***

Nárazová zkouška u organizace IIHS je simulována pohyblivé bariéry, která znázorňuje přední část vozidla. Bariéra je umístěna na pohyblivém vozíku, naráží do boční části testovaného vozidla pod úhlem 90°. Rozměry jsou definovány výškou 760 mm a délkou 1676 mm. Výška bariéry je vyšší ve srovnání s výškou bariéry u organizace Euro NCAP. Důvodem zvětšení výšky dopadající pohyblivé bariéry na boční část zkoušeného vozidla je, že na americkém trhu se zvětšuje počet automobilů typu SUV a dodávek. Rychlost pohyblivého vozíku je 61 km/hod. Pohyblivá bariéra vede náraz do B-sloupku (mezi dveřmi). Ve vozidle je umístěna figurína na sedadle řidiče se snímači snímající zranění. Další figurína sedí na zadním sedadle za řidičem. Figuríny představují malou ženu nebo 12 roční dítě. Figuríny ženského typu jsou vybrány na základě toho, že v reálném životě trpí častějším poranění oblasti hlavy při bočním nárazu než muži. [12]

Organizace zjistila při testech, že pokud jsou v automobilu boční hlavové airbagy, zabraňují průniku pevné části karoserie vozidla (sloupku) do kabiny. Jedná se o důležitý vývoj, který bude zachraňovat životy a předejde závažným poraněním hlavy. [12]



*Obr. 6 Rozdíl výšky bariéry dle IIHS(vpravo) a dle NHTSA (vlevo) [11]*

#### **2.3.4 ANCAP (Australasian New Car Assessment Program)**

ANCAP je nezávislá australská organizace zaměřující se na bezpečnost vozidle. Patří mezi devět testovacích programů v rámci celosvětové organizace Global ANCAP zaměřené na pasivní bezpečnost. Poskytuje spotřebitelům rady a informace o vozidle. Od roku 1993 publikovala výsledky nárazových zkoušek pro více jak 590 lehkých užitkových vozidel prodávaných v Austrálii a na Novém Zélandu. Crash testy prováděné společností:

- boční náraz,
- boční náraz do sloupku,
- čelní náraz s překrytím,
- střet s chodcem,
- zadní náraz do stojícího vozidla. [1]

Program hodnocení je obdobný, jak u všech ostatních společností v rámci Global ANCAP. Hodnocení je pomocí hvězdičkového systému, kde nejvyšší počet hvězd je 5. Jednotlivé části figuríny jsou při testech zbarvovány podle poranění, které testy mohou způsobit.

## **Boční náraz**

Nárazová zkouška znázorňující boční náraz je prováděna pomocí pohyblivé nedeformovatelné bariéry. Automobily kolizují po úhlem 90°. Pohyblivou bariéru simuluje vozík s hmotností 950 kg a naráží rychlostí 50 km/h do boku vozidla. Přední část vozíku je materiálového složení z hliníku. Figurína umístěná ve vozidle shromažďuje informace při bočním nárazu z částí těla: žebra, hlava, paže a stehno.



*Obr. 7 Boční nárazová zkouška společností ANCAP [1]*

## **2.4 DEFINICE ZÁKLADNÍCH POJMŮ V OBLASTI ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY**

### **2.4.1 EES – energeticky ekvivalentní rychlost (energy equivalent speed)**

Energeticky ekvivalentní rychlost neboli EES slouží k odhadu deformační energie při známé hmotnosti vozidla a známého rozsahu a charakteru deformace. Deformační energie vzniká přeměnou z celkové energie vozidla při nárazu do překážky (jiného vozidla) a následnou deformací části vozidla. Je to také energie pohlcena deformačními zónami vozidla. Vyjadřuje se jako rychlost, která odpovídá právě té části kinetické energii vozidla, která byla přeměněna na deformační práci potřebnou pro dosažení dané deformace vozidla. Mezi touto prací a EES platí následující vztah:

$$W_D = \frac{1}{2} \cdot m \cdot EES^2 \text{ [J]} \quad (1)$$

kde  $m$  [kg] hmotnost vozidla,  
 $EES$  [m/s] energeticky ekvivalentní rychlost vozidla. [9]

Ve znalecké praxi se k určení deformační energie vozidla nejčastěji užívá odborný odhad ekvivalentní energetické rychlosti EES.

#### 2.4.2 EBS – ekvivalentní bariérová rychlost (equivalent barrier speed)

EBS vyjadřuje míru poškození při nárazu do tuhé bariéry bez kinetické energie po střetu. Veškerá kinetická energie vozidla před střetem se přemění na deformační práci během střetu. Ekvivalentní bariérovou rychlost lze vyjádřit pomocí EES a koeficientu restituce.

$$EES = EBS \cdot \sqrt{1 - e^2} \text{ [m/s]} \quad (2)$$

kde  $EES$  [m/s] energeticky ekvivalentní rychlost vozidla,  
 $e$  [-] koeficient restituce. [9]

#### 2.4.3 Koeficient restituce

Koeficient restituce  $e$  se vyjadřuje pomocí impulsu rázové síly a nabývá hodnot od 0 do 1. Jedná se o poměr impulsu v restituční fázi a impulsu v deformační fázi. Znázorňuje elasticitu rázu, kdy se mění pouze impuls a směr zůstává. S ohledem na hodnotu koeficientu restituce rozlišujeme tři základní druhy rázu, a to ideálně elastický ráz, při němž se hodnota koeficientu restituce  $e=1$ . Ideálně plastický ráz je dán hodnotou  $e=0$  a mezi hodnotami  $e=0$  a  $e=1$  je ráz elasticko-plastický.

### 2.5 FYZIKÁLNÍ ZÁKONY V OBLASTI ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

Analýza střetu vozidel vychází ze tří základních zákonů mechaniky, kterými jsou zákon zachování hybnosti, zákon zachování momentu hybnosti a zákon zachování energie.

#### 2.5.1 Zákon zachování hybnosti

Zákon zachování hybnosti říká, že součet hybností vozidel, na které nepůsobí žádná vnější síla před rázem, je roven součtu hybností po střetu. Hybností se rozumí součin hmotnosti vozidla a rychlosti před srážkou vozidel nebo po střetu vozidel.



## 2.5.2 Zákon zachování momentu hybnosti

Zákon říká, že časová změna hybnosti soustav k pevnému bodu je rovna vnějšímu momentu vzhledem k témuž bodu.

## 2.5.3 Zákon zachování energie

Tento zákon říká, že energie soustavy se během střetu nemění. U každého vozidla je třeba uvažovat energii kinetickou translační  $E_{KT}$  (4), kinetickou rotační  $E_{KR}$  (5) a deformační energii  $E_D$  (8). S energií potenciální (polohovou)  $E_p$  (3) se lze při analýze nehod setkat jen velmi zřídka. Deformační energie je energie potřebná pro vyvolání deformací vozidla při střetu, tedy dána vykonáním deformační práce  $W_D$ . [9]

Potenciální energie  $E_p(3)$  je dána:

$$E_p = m \cdot g \cdot h \text{ [J]} \quad (3)$$

kde  $m$  [kg] hmotnost vozidla,  
 $g$  [m/s<sup>2</sup>] gravitační zrychlení,  
 $h$  [m] výška těžiště vozidla.

Kinetická translační  $E_{KT}$  (4) nebo kinetická rotační  $E_{KR}$  (5) se stanoví dle vztahů:

$$E_{KT} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \text{ [J]} \quad (4)$$

$$E_{KR} = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2 \text{ [J]} \quad (5)$$

Moment setrvačnosti příslušného vozidla  $I$  vychází se vztahu (6).

$$I = I_{\Gamma y} + m \cdot \Gamma_T^2 \text{ [kgm}^2\text{]} \quad (6)$$

kde  $I_{\Gamma y}$  [kgm<sup>2</sup>] moment setrvačnosti vozidla v těžišti k podélné ose  $y$ ,  
 $m$  [kg] hmotnost vozidla,  
 $\Gamma_T^2$  [m] vzdálenost bodu rázu od těžištní osy vozidla.

Úhlová rychlost  $\omega$  vozidla je dána vztahem:

$$\omega = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t} \text{ [rad/s]} \quad (7)$$

kde  $\Delta\varphi$  [°] úhel pootočení vozidla od počátku rázu ke konci rotace,

$\Delta t$  [s] čas, který vozidlo dosáhne velikosti úhlu  $\Delta\varphi$ .

Deformační energii  $E_D$  neboli deformační práce  $W_D$  se vypočte:

$$W_D = E_D = \frac{1}{2} \cdot m \cdot EES^2 \quad [J] \quad (8)$$

kde  $m$  [kg] hmotnost vozidla,  
 $EES$  [m/s] energeticky ekvivalentní rychlost vozidla.

Při řešení srážky dvou vozidel se vychází z podstaty zákona, že celková energie potřebná před střetem vozidel je rovna celkové energii po střetu vozidel. Proč se zabýváme tímto zákonem, je fakt, že díky této rovnici, dokážeme zjistit deformační energii spotřebovanou při nárazu vozidel. Rovnice nese název energetická bilance a pro jedno i-té vozidlo nese tvar:

$$\sum_{i=1}^n (E_{KT,i} + E_{KR,i}) = \sum_{i=1}^n (E'_{KT,i} + E'_{KR,i} + E_{D,i}) \quad (9)$$

kde  $E_{KT,i}, E_{KR,i}$  [J] složky energie i-tého vozidla před nárazem,  
 $E'_{KT,i}, E'_{KR,i}$  [J] složky energie i-tého vozidla po nárazu,  
 $E_{D,i}$  [J] deformační energie i-tého vozidla. [14]

Z deformační energie se dají stanovit hodnoty  $EES$  i-tého vozidla.

$$E_D = \frac{1}{2} \cdot m_i \cdot EES_{i1}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_i \cdot EES_i^2 \quad [J] \quad (10)$$

kde  $m_i$  [kg] hmotnost i-tého vozidla,  
 $EES_i$  [m/s] energeticky ekvivalentní rychlost i-tého vozidla.

## 2.6 METODY A VÝZKUMY STANOVENÍ ENERGETICKY EKVIVALENTÍ RYCHLOSTI EES

Kapitola pojednává o metodách a výzkumech, které vedou k určení deformační energie  $E_D$ . Energeticky ekvivalentní rychlost  $EES$  se stanoví z deformační energie.

### 2.6.1 Metoda korelačního diagramu

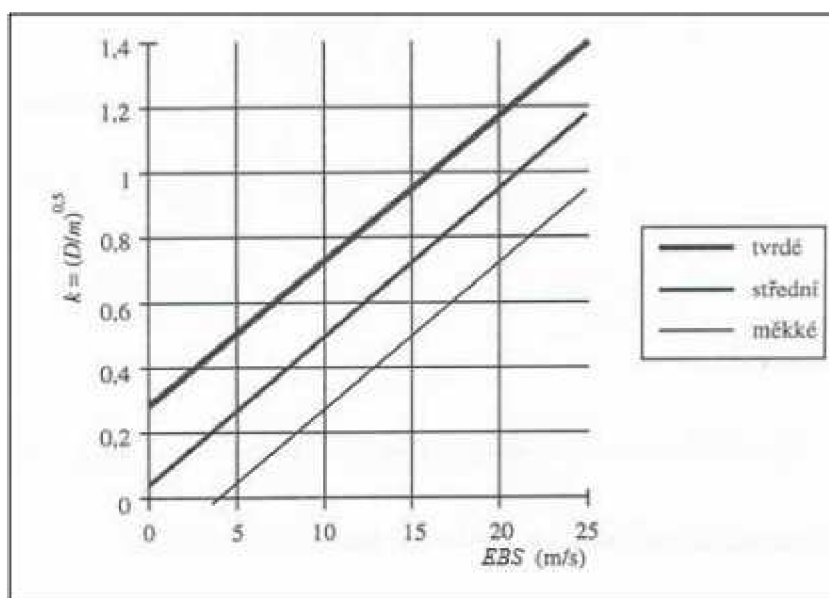
Korelační diagram byl vyvinut na základě nárazových srážek vozidel v USA a ve Velké Británii. Metodou korelačního diagramu se stanoví hodnota  $EBS$  pomocí grafu na obr. 8. [11]:

$$k = \sqrt{\frac{D}{m}} \quad [1/\text{kg}^{\frac{1}{2}}] \quad (11)$$

kde D [-] bodové ohodnocení rozsahu poškození vozidla dle tab. č. 1,  
m [kg] hmotnost vozidla. [5]

Tab. 1 Bodové ohodnocení poškození vozidla [5]

Klasifikace poškození	D (bodů)		
	předek	kabina	Rám a podvozek
žádné	0	0	3
lehké	30	40	90
střední	100	110	250
těžké	260	300	670



Obr. 8 Graf pro určení hodnoty EBS [5]

Graf znázorněný na obrázku č. 8 představuje tři typy srážek. Srážky tvrdé (přední část vozidla do bariéry) jsou definovány hodnotou k začínající mezi 0,2-0,4. Regresní přímka připomínající střední srážky (přední část vozidla do přední části jiného vozidla) se blíží nule. Regresní přímka pro srážky měkké (přední část vozidla do boční části vozidla) je znázorněna nejdále od nuly. Diagram byl ověřen v ČR pro vozidlo Škoda 105 a Škoda 120. Diagram byl zkonstruován na základě nárazových zkoušek z 50. let 20. století.

## 2.6.2 Komparační metoda

Metoda zaměřená na porovnání poškození vozidla dle katalogů EES. Katalogy EES jsou databáze poškozených vozidel, obvykle z reálných dopravních nehod. U zkoumaného vozidla neznáme hodnotu EES, proto se porovnává poškození zkoumaného vozidla s poškozením vozidla katalogového stejného nebo srovnatelného typu. Přepočítání mezi hodnotou EES z katalogu a hodnotou hledanou pro dané vozidlo lze provést dle vztahu (12).

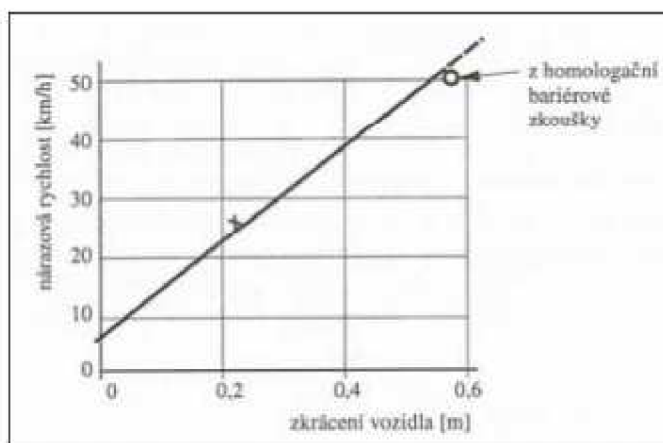
$$EES_{skut} = EES_{kat} \cdot \sqrt{\frac{m_{kat}}{m_{skut}}} \text{ [m/s]} \quad (12)$$

Kde	$EES_{skut}$	[m/s]	hledaná hodnota EES předmětného vozidla,
	$EES_{kat}$	[m/s]	hodnota EES katalogového vozidla,
	$m_{kat}$	[kg]	hmotnost katalogového vozidla,
	$m_{skut}$	[kg]	hmotnost předmětného vozidla.

## 2.6.3 Metoda energetického rastru

Alternativní metodu energetického rastru vhodnou pro čelní střety publikovali ve své literatuře Burg-Rau. Pojednává o rozdělení půdorysu vozidla na pravoúhlou síť, kde každému poli přísluší jiná energie potřebná pro jeho trvalé deformace. Postup vychází z nárazové rychlosti a je nutno zohlednit, že výsledkem bude hodnota EBS. Postup je následující [7]:

- Zjistí se plastická deformace vozidla (zkrácení vozidla) při nárazové zkoušce. Předpokládá se, že při nárazu rychlostí 4 – 8 km/h nedochází k trvalým deformacím přední části vozidla.
- Rychlost, při které nedochází k trvalým deformacím, se zanesse do grafu a jí bude odpovídat nulová deformace, viz obr. 9. Nárazová rychlost bariérové zkoušky se zanesse do grafu v závislosti k naměřené plastické deformaci.
- Získané dva body se proloží přímkou, viz obr. 9. Pokud jsou známé i jiné plastické deformace při jiných rychlostech, přímka díky nim bude přesnější.



Obr. 9 Závislost nárazové rychlosti na trvalé podélné deformaci[9]

- Je-li vozidlo deformováno rovnoměrně po celé přední části, lze přímo z grafu na obr. 9 odečíst hodnotu EES. Pokud není přední část vozu rovnoměrně rozdělená po celé šířce, je nutno postupovat následovně:
  - Vozidlo se po celé přední části rozdělí na kolmé pruhy např. po 10 cm.
  - Pro každou takto vytvořenou hranici se z grafu odečte na svislé ose příslušná hodnota rychlosti odpovídající trvalé deformaci a vypočte se deformační práce vztahem (13) pro kinetickou energii. Vztah pro kinetickou energii je:

$$W = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad \text{[J]} \quad (13)$$

kde  $m$  [kg] hmotnost vozidla,

$v$  [m/s] rychlost vozidla.

- Vypočítají se jednotlivé difference pro pásy mezi jednotlivými hranicemi, uvedeno na obr. 10.

Zkrácení na bariéře	Nárazová rychlost		Deformační práce		$\Delta W =$			
			Celková $W_i$	Dílní $W_i$	5/40 $W_i$	8/40 $W_i$	3/40 $W_i$	4/40 $W_i$
m	km/h	m/s	J	J	J	J	J	J
0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,1	14,5	4,03	8 323	8 323	1 040	1 665	624	832
0,2	22,5	6,25	20 020	11 697	1 462	2 339	877	1 170
0,3	30,5	8,47	36 767	16 747	2 093	3 350	1 256	1 675
0,4	38,5	10,69	58 567	21 800	2 725	4 360	1 635	2 180
0,5	46,5	12,92	85 550	26 983	3 373	5 396	2 024	2 698
0,6	54,5	15,14	117 475	31 925	3 991	6 385	2 394	3 193

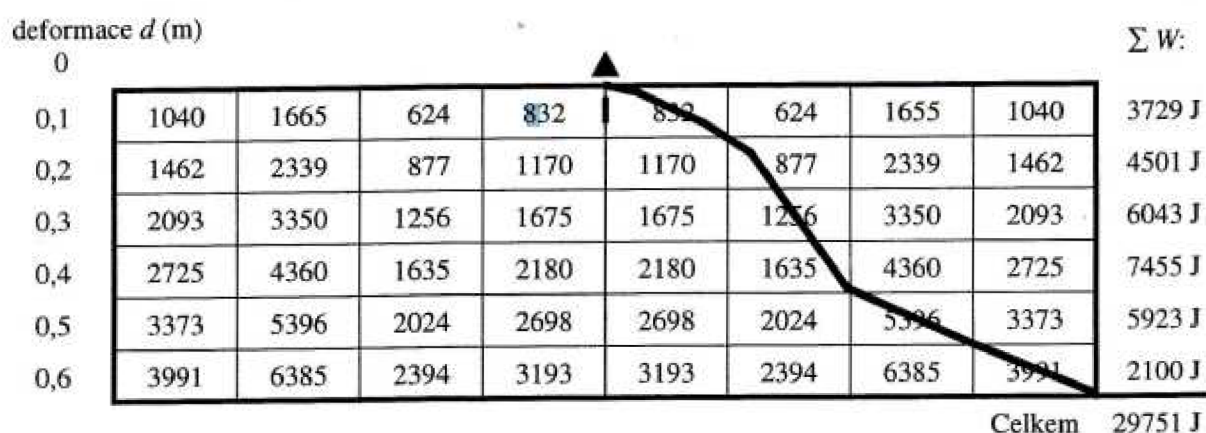
Obr. 10 Výpočet kinetických energií [9]

- Pro příčné rozdělení v jednotlivých pružích lze použít schéma na obr. 11.

$$\left| \frac{5}{40} \right| \left| \frac{8}{40} \right| \left| \frac{3}{40} \right| \left| \frac{4}{40} \right| \left| \frac{4}{40} \right| \left| \frac{3}{40} \right| \left| \frac{8}{40} \right| \left| \frac{5}{40} \right|$$

Obr. 11 Rozdělení deformační energie přední části vozidla [9]

- Vypočtené množství deformační energie se vyplní do energetického rastru. Do takto vzniklého rastru se zakreslí vzniklá deformace poškozeného vozidla.



Obr. 12 Energetický rastr se zakreslenou deformací vozidla [9]

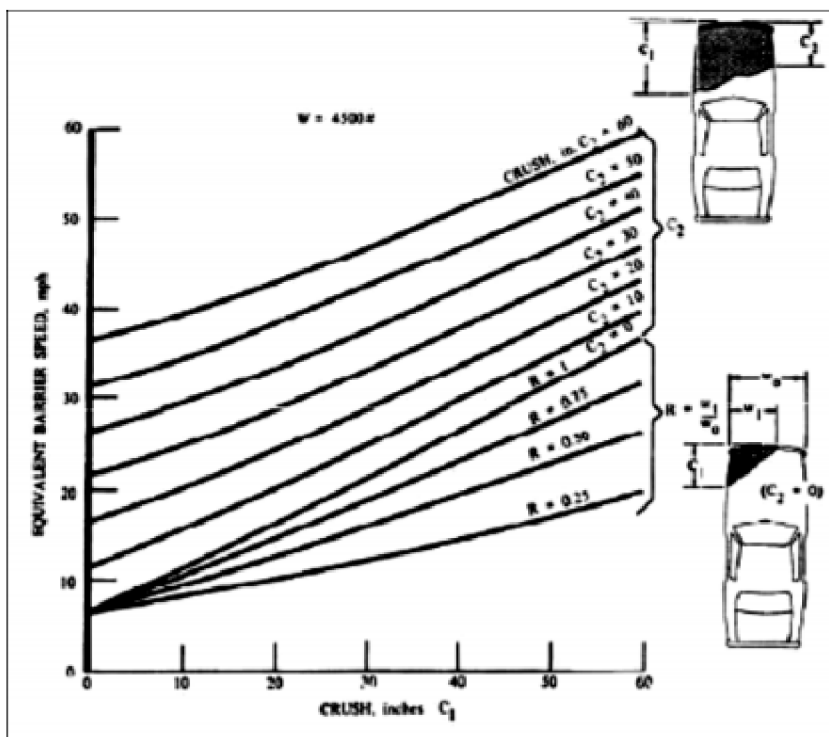
- Sečtou se políčka s deformační energií v zakreslené části (obr. 12) a vyhodnotí se celková hodnota deformační energie.

$$EES = \sqrt{\frac{2W}{m}} \text{ [m/s]} \quad (14)$$

kde  $W$  [J] suma deformační energie jednotlivých políček,  
 $m$  [kg] hmotnost vozidla.

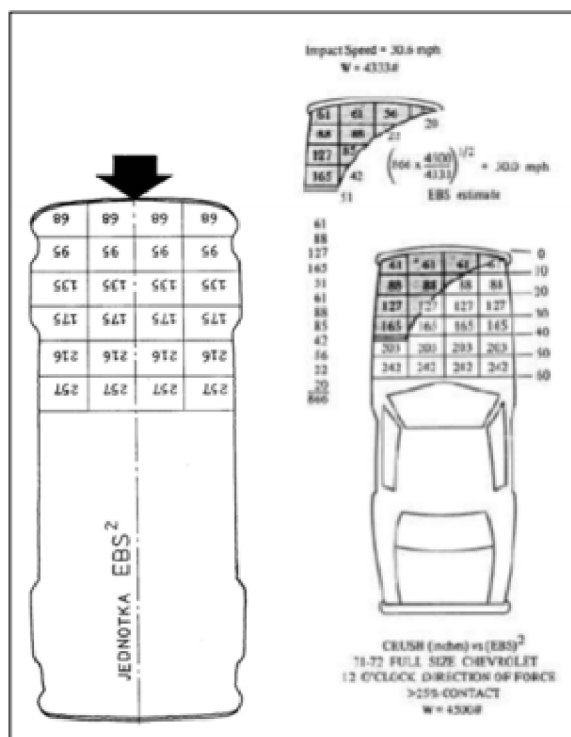
#### 2.6.4 Výzkum K. L. Campbella

Výzkum K. L. Campbella poukazuje na fakt, že hloubka deformace vozidla vzniká při dané rychlosti do tuhé bariéry. To bylo ověřeno na nárazových zkouškách vozidel BMC a Chevrolet Vegas v letech 1971 – 1974. Toto se stalo základem pozdějších analýz týkajících se energetické bilance. Na základě výzkumu byl vytvořený diagram, na kterém lze vyčíst hodnotu EBS pomocí hloubky deformace a přední části vozidla. [8]



Obr. 13 Vztah mezi EBS a hloubkou deformace dle Campbella [8]

Dále byl určen rastrový model vozidla, kde jednotlivá pole přední části nesou hodnotu EBS<sup>2</sup>.

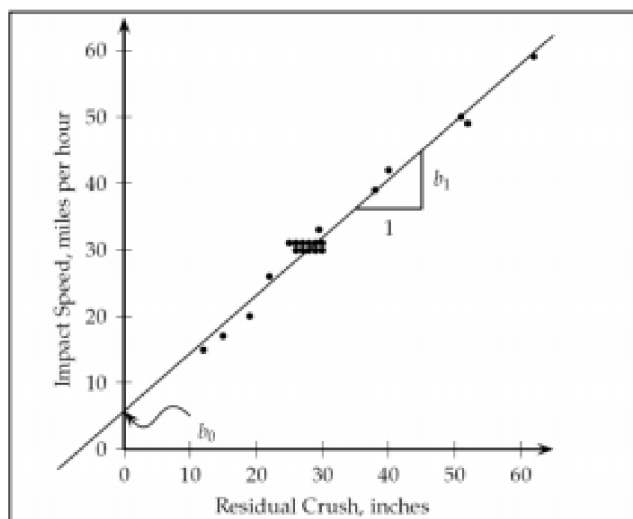


Obr. 14 Rastrové pole hodnot EBS<sup>2</sup> v přední části vozidla [8]

Campbell předpokládal, že existuje závislost mezi střetovou rychlostí a hloubkou trvalých deformací. Tvrdil, že se jedná o přímkovou závislost uvedenou na obr. 15. Vztah pro závislost je:

$$v = EBS = b_0 + b_1 \cdot C \text{ [m/s]} \quad (15)$$

kde	$v$	[m/s]	střetová rychlost,
	$b_0$	[m/s]	mezní rychlost, kdy vznikají trvalé deformace,
	$b_1$	[m/s/m]	směrnice přímky,
	$C$	[m]	hloubka trvalých deformací.



Obr. 15 Lineární závislost hloubky deformace na střetové rychlosti dle Campbella [8]

Pomocí integrace deformační síly lze získat deformační energii, jinými slovy práci deformačních sil.

$$E_D = \frac{m \cdot EBS}{2} = \int_0^{w_0} \left( \int_0^C (b_0 \cdot b_1 + b_1^2 \cdot C) \cdot dC + const \right) \cdot dw \text{ [J]} \quad (16)$$

Hodnota EBS, po úpravě rovnice (16), má tvar:

$$EBS = \sqrt{\frac{2}{m} \cdot \int_0^{w_0} \left( \int_0^C F \cdot dC + const \right) \cdot dw} \text{ [m/s]} \quad (17)$$

Kde	$F$	[N]	deformační síla,
	$C$	[m]	hloubka deformace,
	$w$	[m]	šířka deformace,
	$w_0$	[m]	celková šířka přední části vozidla.

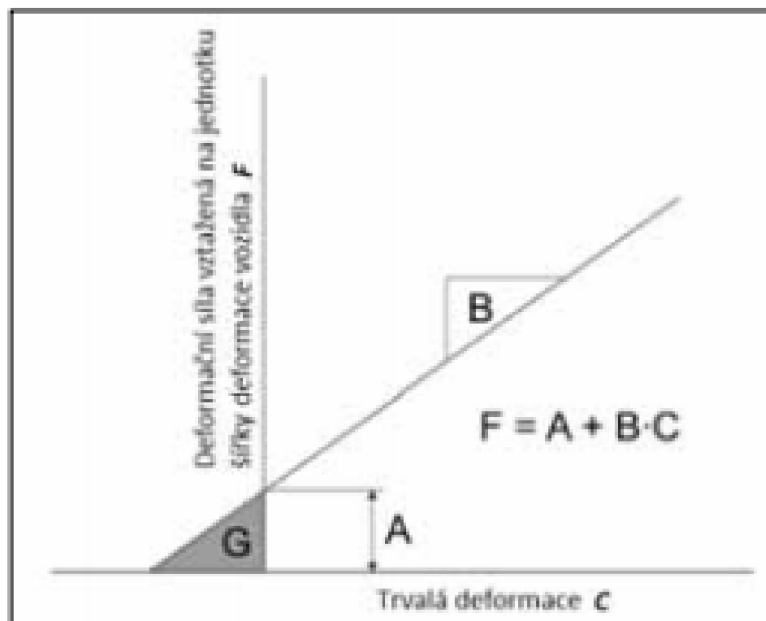
### 2.6.5 Výzkum R. McHenryho

McHenry se zasloužil o zobecnění čelních, bočních a zadních střetů. Použil k tomu vztah (17):



$$F = A + B \cdot C \text{ [N/m]} \quad (18)$$

kde	F	[N/m]	parametr deformační síly vztažen na šířku deformace vozidla,
	A	[N/m]	parametr mezní síly vtažený na šířku deformace vozidla, při které začíná docházet k trvalým deformacím,
	B	[N/m <sup>2</sup> ]	směrový součinitel vycházející z tuhosti vozidla,
	C	[-]	hloubka trvalé deformace na vozidle. [16]



Obr. 16 Závislost deformační síly na plastické deformaci [16]

Pomocí matematického úkonu integrace bylo dosaženo deformační energie  $E_D$ .

$$E_D = \int_0^{w_0} (A \cdot C + \frac{B \cdot C^2}{2} + G) dw \text{ [J]} \quad (19)$$

Veličina  $G$  ve vztahu (19) je integrační konstanta vyjadřující elastickou energii, která odpovídá práci vykonanou silou  $A$  v elastické oblasti deformace.

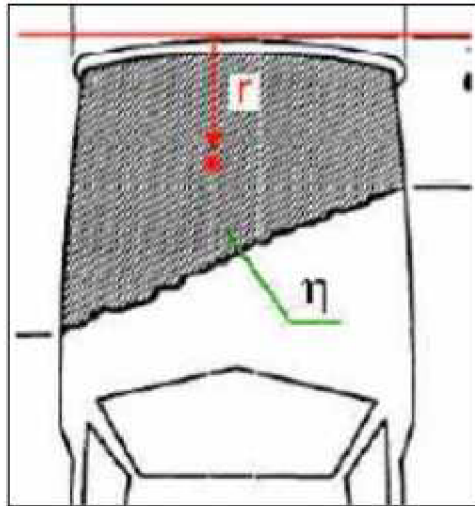
$$G = \frac{A^2}{2 \cdot B} \text{ [N]} \quad (20)$$

Dosažením vztahu (20) do rovnice (19) se získá vztah (21) o dvou integrálech. Integrály se nahradí veličinami  $\eta$  a  $\Upsilon$ . A dostane se vztah (22).

$$E_D = A \cdot \int_0^{w_0} C \cdot dw + B \cdot \int_0^{w_0} \frac{C^2}{2} \cdot dw + \frac{A^2}{2 \cdot B} \cdot w \text{ [J]} \quad (21)$$

$$E_D = A \cdot \eta + B \cdot \gamma + G \cdot w \quad [J] \quad (22)$$

kde	$\eta$	$[m^2]$	obsah svislého průřezu oblasti mezi původním a zdeformovaným obrysem,
	$\gamma$	$[m^3]$	moment setrvačnosti I. řádu plochy ke křivce popisující původní nedeformovatelný tvar,
	$w$	$[m]$	šířka deformovatelného profilu. [16]



Obr. 17 Objasnění parametrů  $\eta$  a  $\gamma$  [16]

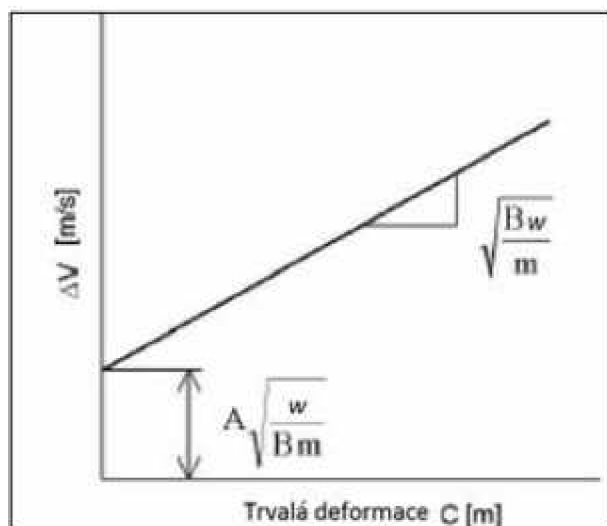
Za předpokladu, že při nárazu do deformačních zón je zmařena kinetická energie, lze říci vztah (23):

$$E_D = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \Delta V^2 \quad [J] \quad (23)$$

kde	$m$	$[kg]$	hmotnost vozidla,
	$\Delta V$	$[m/s]$	změna rychlosti v kompresní fázi.

Dosazením vztahu (23) do vztahu (18) vzniká lineární závislost změny rychlosti  $\Delta V$  na hloubce deformace dle obr. 18. [16]

$$\Delta V = \frac{A}{B} \cdot \sqrt{\frac{B \cdot w}{m}} + C \cdot \sqrt{\frac{B \cdot w}{m}} = A \cdot \sqrt{\frac{w}{B \cdot m}} + \sqrt{\frac{B \cdot w}{m}} \quad [J] \quad (24)$$

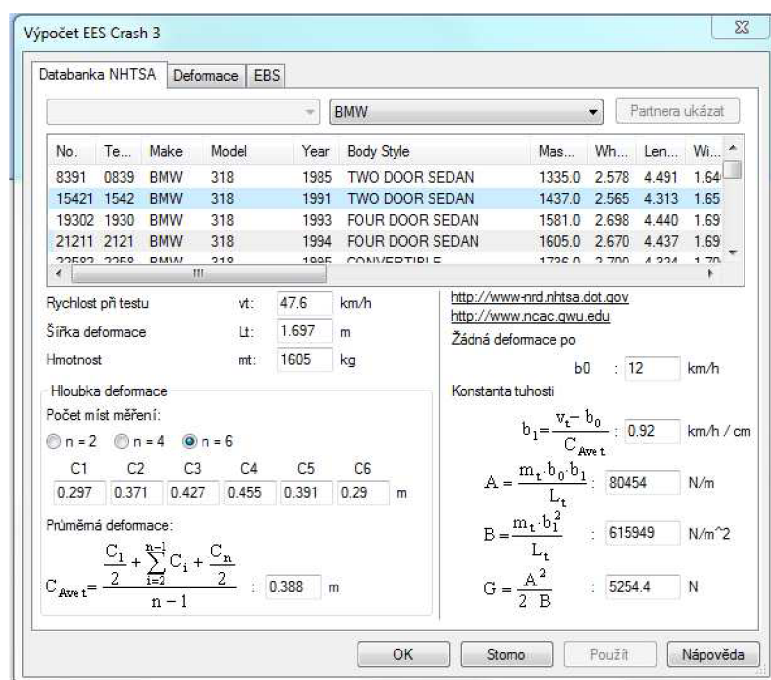


Obr. 18 Závislost  $\Delta V$  na trvalé deformaci při čelním střetu [16]

## 2.6.6 Výpočet EES dle modulu Crash 3 v programu PC-Crash

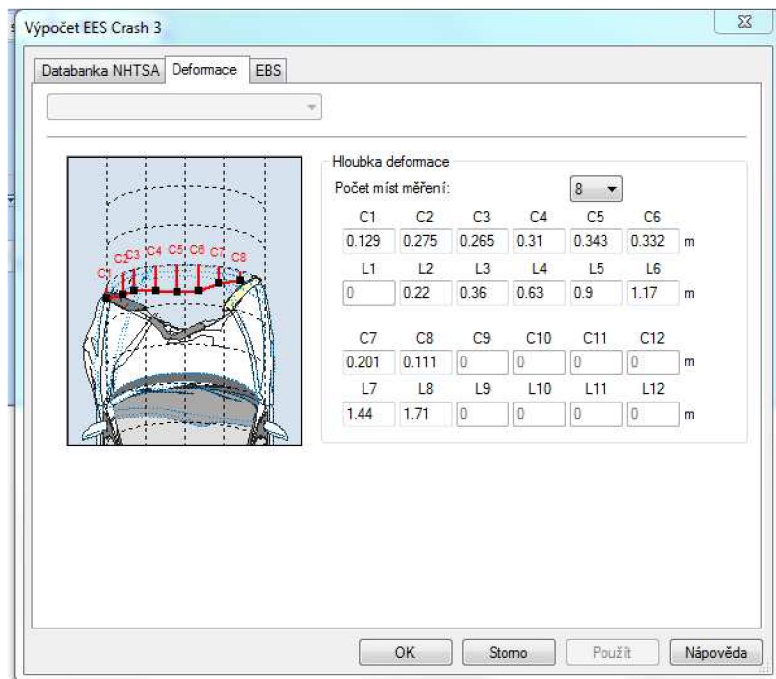
Zakladatel základů algoritmů programu PC-Crash byl McHenry (1975). Program Crash byl v roce 1982 přijat jako jednotný standard pro zpracování dat získaných nárazových zkoušek. V roce 1982 byla US DOT schválená nynější verze Crash 3. [16] Tato metoda předpokládá lineární závislost mezi působící silou a plastickou deformací.

V modulu Crash 3 si uživatel vybírá vozidlo z databáze vozidel testovaných americkou společností NHTSA dle roku výroby, hmotnosti, názvu i dalších parametrů jako je čelní nebo boční nárazová zkouška.



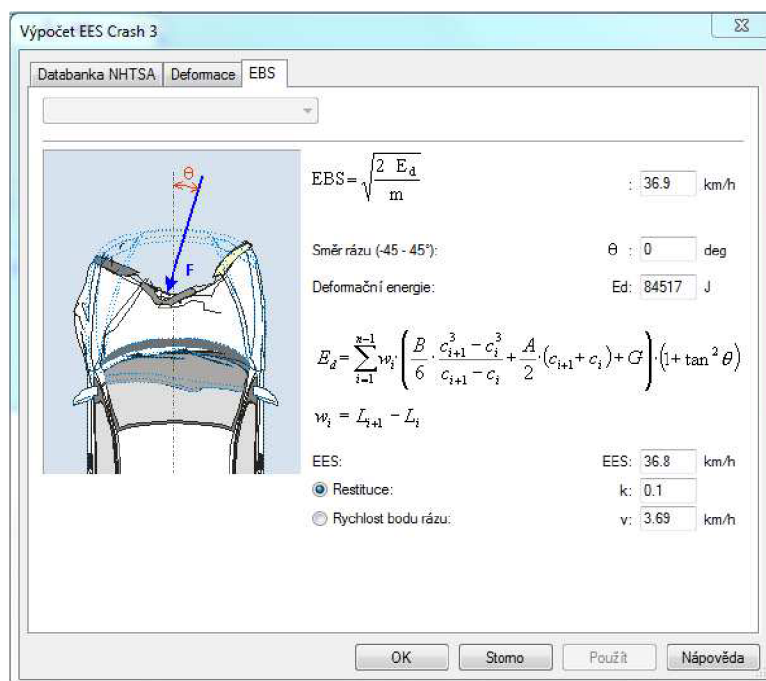
Obr. 19 Databáze vozidel v modulu Crash 3 v programu PC-Crash [autor]

Pro vybrané vozidlo se mu zobrazí hodnoty jednotlivých parametrů A, B, G. Následně uživatel přechází do záložky Deformace, a tam si zvolí rozdělení přední části posuzovaného vozidla na určitý počet míst měření. U těchto míst zadává hloubky trvalých deformací a příčné vzdálenosti L



Obr. 20 Zadávání deformací přední části vozidla [autor]

Následně se uživatel přesune na záložku EBS. Hodnota EES je vypočtena na základě zadané deformace, koeficientu restituce a směru působící síly.



Obr. 21 Hodnota EES v modulu Crash 3 v programu PC-Crash [autor]

### 2.6.7 Výpočet EES s pomocí tuhosti vozidla

Pro výpočet je nutné nejdříve stanovit deformační energii a vymežit jednotlivé fáze nárazu vozidla do překážky. Náraz do tuhé nedeformovatelné bariéry znamená elasto-plastický ráz, kdy část přední části vozidla se trvale deformuje a část se vrací zpět. Jelikož se jedná o náraz s plným překrytím, je kinetická rotační energie po celou dobu rovna nule.

Na obr. 22 je znázorněno vozidlo ve třech fázích nárazu. V první fázi je vozidlo zobrazeno těsně před nárazem, kdy se pohybuje rychlostí  $v_1$  a příslušnou kinetickou energií  $E_K$ .

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_1^2 \quad [J] \quad (25)$$

Kde  $m$  [kg] hmotnost vozidla,  
 $v_1$  [m/s] rychlost vozidla před nárazem.

Druhá fáze je fáze nárazu, kdy v přední části dosáhne deformace maximální hodnoty a rychlost je nulová. Kinetická energie se mění na deformační  $E_D$ . Celková deformace přední části  $X$  je součtem trvalé plastické deformace  $X_P$  a elastické deformace  $X_E$ .

$$X = X_P + X_E \quad [m] \quad (26)$$

Kde  $X_P$  [m] plastická trvalá deformace vozidla,  
 $X_E$  [m] elastická deformace.

Plastická deformace  $X_P$  je na obr. 22 vyšrafována vodorovně a je přeměnou části původní kinetické energie vozidla označovanou jako deformační energie plastická  $E_{DP}$ . Tyto deformace lze odměřit na vozidle po střetu. Elastické, jiným slovem pružné, deformace  $X_E$  vznikají přeměnou části původní kinetické energie vozidla označované jako elastická deformační energie  $E_{DE}$ . Na obr. 22 je tato deformace vyšrafována svisle.

$$E_{DP} = \frac{1}{2} \cdot k \cdot X_P^2 \quad [J] \quad (27)$$

$$E_{DE} = \frac{1}{2} \cdot k \cdot X_E^2 \quad [J] \quad (28)$$

Celková deformační energie  $E_D$  v této části je rovna součtu plastické deformační energie  $E_{DP}$  a elastické deformační energie  $E_{DE}$ .

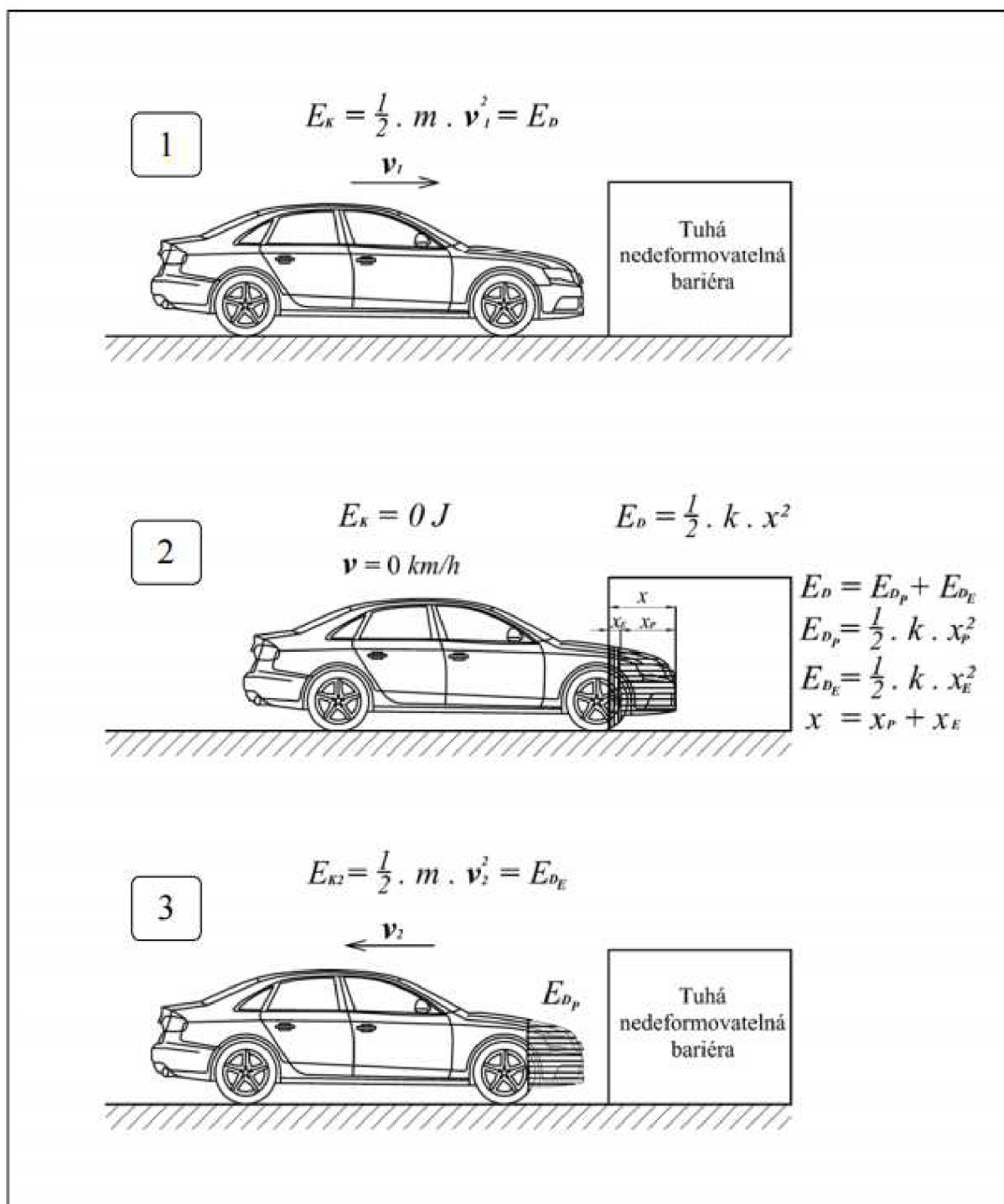
$$E_D = E_{DP} + E_{DE} \quad [J] \quad (29)$$

Kde  $E_{DE}$  [J] elastická deformační energie,  
 $E_{DP}$  [J] plastická deformační energie.

Ve třetí fázi se vozidlo pohybuje směrem od tuhé bariéry rychlostí  $v_2$  s kinetickou energií  $E_{K2}$ . Na kinetickou energii  $E_{K2}$  se přeměnila deformační energie elastická, která vznikla v oblasti plastické deformace  $X_E$ .

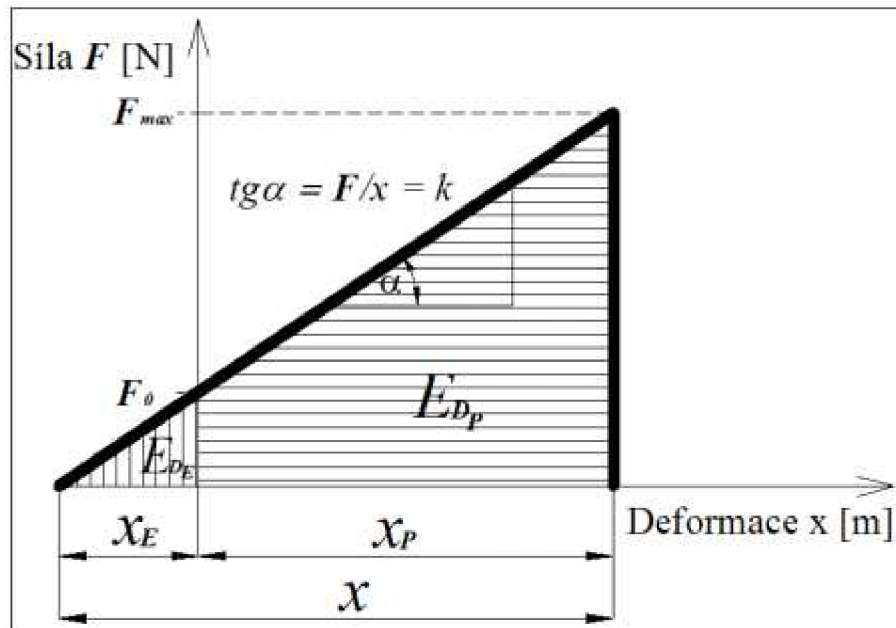
$$E_{K2} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_2^2 \text{ [J]} \quad (30)$$

Kde  $m$  [kg] hmotnost vozidla,  
 $v_2$  [m/s] rychlost vozidla po nárazu.



Obr. 22 Náraz vozidla do tuhé nedeformovatelné bariéry [9]

Přední část automobilu je po nárazu zkrácena o velikost plastické deformace  $X_p$  a celková kinetická energie vozidla před nárazem je snížena o deformační energii plastickou  $E_{DP}$ , která je rovna deformační práci vykonané nárazovou silou na dráze deformace  $X_p$ . Pokud se při řešení eliminuje elastická energie, lze získat modifikovanou lineární charakteristiku tuhosti přední části vozidla s tím, že graf je posunut o velikost této energie směrem vlevo. [9]



Obr. 23 Modifikovaná lineární tuhostní charakteristika [9]

Pokud je známý koeficient tuhosti  $k$ , lze definovat vztah pro nárazovou sílu a deformační energii  $E_{DP}$  z velikosti plastické deformace  $X_P$ .

$$F = F_0 + k \cdot X_P \text{ [N]} \quad (31)$$

$$E_{DP} = F_0 \cdot X_P + \frac{1}{2} \cdot k \cdot X_P^2 \text{ [N]} \quad (32)$$

Kde  $F_0$  [N] síla, při které nedojde k plastické deformaci vozidla,  
 $F$  [N] síla nárazu vozidla,  
 $k$  [N/m] tuhost přední části vozidla.

Z deformační energie lze vypočítat hodnotu energeticky ekvivalentní energie EES:

$$ESS = \sqrt{\frac{2 \cdot E_{DP}}{m}} \text{ [m/s]} \quad (33)$$

kde  $E_{DP}$  [J] deformační plastická energie,  
 $m$  [kg] hmotnost vozidla. [9]

## 2.7 ZHODNOCENÍ SOUČASNÉHO STAVU A CÍLE PRÁCE

Z teoretické části vyplynulo, že v oboru soudního inženýrství existuje několik metod pro stanovení deformační energie, resp. EES, vozidla z rozsahu poškození.



Stanovení hodnoty EBS z korelačního diagramu závisí na úsudku znalce, která poškození vozidla budou spadat do lehkých, středních, měkkých. Jedná o zastaralou metodu a pro její použitelnost by bylo třeba aktualizovat bodové hodnocení. Metoda již není, resp. by již neměla být, využívána ve znalecké praxi.

Komparační metoda je velmi jednoduchá a rychlá. Použitelnost je omezena kvalitou EES katalogů, protože běžně dostupné katalogy obsahují již zastaralá vozidla.

Výpočet pomocí metody energetického rastru předpokládá lineární závislost mezi nárazovou rychlostí a plastickou deformací. Omezení energetické rastru je to, že dělení deformační energie přední části vozu je na zastaralých vozidlech, které omezeně vystihují rozdělení deformační energie předních částí vozidel moderních. [9] Je to metoda velmi dobře využitelná ve znalecké praxi, nicméně s omezeným zdrojem vstupních dat. Vysoká je i ekonomická náročnost metody, protože je potřeba provést nárazové zkoušky daného typu vozidla několikrát.

Cíle diplomové práce vedou k zlepšení současné situace v oblasti řešené problematiky. Proto je důležité dělat nárazové zkoušky a vyhodnocovat je, aby se dospělo k obohacení např. EES katalogů novějšími vozidly. Dále provádění nárazových zkoušek ve k objasnění dopravních nehod, kde můžeme srovnávat poškození vozidel.

### **3 METODY ANALÝZY NAMĚŘENÝCH DAT Z NÁRAZOVÝCH ZKOUŠEK**

Kapitola pojednává o nárazových zkouškách, které byly provedeny za účasti Ústavu soudního inženýrství. Nárazové zkouškami byly simulovány boční střety vozidel. Pojem boční střet znamená, že do stojícího (případně jedoucího) vozidla s nulovou rychlostí naráží druhé vozidlo určité rychlosti. Nárazové zkoušky byly prováděny osobními automobily.

Parametry získané během nárazových zkoušek byly hmotnosti, předstřetové a postřetové rychlosti jednotlivých vozidel a následně byly změřeny hloubky deformací na vozidlech. Všechny uvedené parametry jsou potřeba k vyhodnocení zkoušek. Výsledkem nárazových zkoušek je zjištění energeticky ekvivalentní rychlosti EES vozidel.

### 3.1 METODIKA STANOVENÍ ENERGETICKY EKVIVALENTNÍ RYCHLOSTI EES Z NÁRAZOVÝCH ZKOUŠEK

Klady a zápory jednotlivých metod stanovení EES byly již sepsány v kapitole výše. Zde byly vybrány některé z nich a následně pak budou ke konci porovnány. Bude se tedy poukazovat na odlišnosti jednotlivých metod a co mohlo vést např. k rozdílným velikostem EES. V jednotlivých krocích zde budou uvedeny postupy k dosažení hodnoty EES, které budou pro všechny nárazové zkoušky stejné. U každé nárazové zkoušky budou uvedeny důležité výpočty a výsledná hodnota EES.

Metodami k dosažení hodnoty energeticky ekvivalentní energie jsou metody na základě hloubky deformací, vyhodnocení pomocí modulu Crash 3 v programu PC-Crash, metoda na základě tuhosti vozidel, komparační metoda a simulace pomocí programu Virtual Crash.

Prvním krokem pro získání EES je stanovení deformační energie. Pro usnadnění výpočtu deformační energie je nutné si sjednotit jednotlivé nárazové zkoušky a to tak, že vozidlo, které se pohybuje určitou rychlostí až do nárazu, bude následně pro potřeby výpočtů označováno číslicí 1. Vozidlo, které v době nárazu stojí, tvoří tedy překážku, je vozidlo číslo 2. Ve všech případech vozidla po střetu potřebovala ke svému postřetovému pohybu do konečné polohy složku rotační energie. Vzorec pro výpočet deformační energie je:

$$E_D = E_{KT,1} + E_{KT,2} - E'_{KT,1} - E'_{KT,2} - E'_{KR,1} - E'_{KR,2} \quad [J] \quad (34)$$

kde	$E_{KT,1}$	[J]	složka kinetické translační energie vozidla č. 1 před nárazem,
	$E_{KT,2}$	[J]	složka kinetické translační energie vozidla č. 2 před nárazem,
	$E'_{KT,1}$	[J]	složka kinetické translační energie vozidla č. 1 po nárazu,
	$E'_{KT,2}$	[J]	složka kinetické translační energie vozidla č. 2 po nárazu,
	$E'_{KR,1}$	[J]	složka kinetické rotační energie vozidla č. 1 po nárazu,
	$E'_{KR,2}$	[J]	složka kinetické rotační energie vozidla č. 2 po nárazu,
	$E_D$	[J]	celková deformační energie vozidel.

Deformační energie vozidel  $E_D$  je součtem složek energeticky ekvivalentních rychlostí a to:

$$E_D = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot EES_1^2 + \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot EES_2^2 \quad [J] \quad (35)$$

kde	$m_1$	[kg]	hmotnost vozidla č. 1,
	$m_2$	[kg]	hmotnost vozidla č. 2,

$EES_1$	[m/s]	energeticky ekvivalentní rychlost vozidla č. 1,
$EES_2$	[m/s]	energeticky ekvivalentní rychlost vozidla č. 2.

Složka kinetických translačních energií vozidel před nárazem nebo po nárazu  $E_{KT,i}$ ,  $E'_{KT,i}$  je dána vztahem (4) a postřetová kinetická rotační energie vozidel  $E'_{RT,1}$ ,  $E'_{RT,2}$  se stanoví pomocí obecného vztahu (5).

### 3.1.1 Stanovení energeticky ekvivalentní energie EES vozidel na základě hloubky deformací

Metoda, která vychází ze znalosti hmotnosti vozidel a průměrné hloubky deformací. Metoda je založena na rovnosti poměru energeticky ekvivalentních rychlostí vozidla s poměrem mezi hmotnostmi a hloubkami deformací vozidel. Vztah rovnosti je:

$$\frac{EES_1}{EES_2} = \sqrt{\frac{m_2 \cdot x_1}{m_1 \cdot x_2}} \quad (36)$$

kde	$EES_1$	[m/s]	energeticky ekvivalentní rychlost vozidla č. 1,
	$EES_2$	[m/s]	energeticky ekvivalentní rychlost vozidla č. 2,
	$m_1$	[kg]	hmotnost vozidla č. 1,
	$m_2$	[kg]	hmotnost vozidla č. 2,
	$x_1$	[m]	průměrná hloubka deformace vozidla č. 1,
	$x_2$	[m]	průměrná hloubka deformace vozidla č. 2. [14]

Pro potřeby výpočtu bude pravá strana rovnice označována písmenkem N. Pak lze získat rovnici o jedné neznámé veličině  $EES_1$ , která se rovná:

$$EES_1 = N \cdot EES_2 \text{ [m/s]}. \quad (37)$$

První krok výpočtu je napsat si základní rovnici pro výpočet deformační energie  $E_D$  dle vztahu (35). Druhým krokem bude dosazení  $EES_1$ . Následuje úprava rovnice pomocí základních matematických úprav rovnic o jedné neznámé a výsledek je rovnice o jedné neznámé  $EES_2$ .

$$E_D = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot EES_1^2 + \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot EES_2^2$$

$$E_D = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot (N \cdot EES_2)^2 + \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot EES_2^2$$

$$2 \cdot E_D = m_1 \cdot (N \cdot EES_2)^2 + m_2 \cdot EES_2^2$$

$$2 \cdot E_D = EES_2 \cdot (m_1 \cdot N^2 + m_2)$$

$$EES_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot E_D}{(m_1 \cdot N^2 + m_2)}}$$

Stanovení hodnoty  $EES_1$  je na základě dosazení hodnoty  $EES_2$  do rovnice (37).

### 3.1.2 Stanovení energeticky ekvivalentní energie EES vozidel pomocí modulu Crash 3 v programu PC Crash

Podstata metody je v tom, že si vybereme vozidlo databáze NHTSA takového testovaného vozidla, které nejlépe koresponduje s posuzovaným, tj. s tím, které má po bočním nárazu poškozenou přední část (jedoucí vozidlo). Program vyhodnotí pro toto vozidlo hodnotu  $EES_1$ . Druhé vozidlo, které bylo při střetu poškozeno na boční části, je dopočítáno na základě znalosti poměru EES (35) o deformační energii  $E_D$ . Energeticky ekvivalentní energie vozidla, které má deformace v boční části,  $EES_2$  je stanovena úpravou vztahu (35) o jedné neznámé.

$$E_D = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot EES_1^2 + \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot EES_2^2$$

$$EES_2 = \sqrt{\frac{E_D - \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot EES_1^2}{\frac{1}{2} \cdot m_2}}$$

Pro přesnější výsledky bylo vybráno několik podobných vozidel vozidlu, které čelně naráží do boku stojícího vozidla. Vozidla byla vybrána na základě podobné konstrukce (třída, tvaru karoserie, hmotnosti, apod.). Společnost NHTSA působí na americkém trhu a testuje pouze americká vozidla. Americká vozidla jsou zpravidla těžší než evropská, proto se nenajde vždy váhově stejné vozidlo a jsou volena vozidla ve váhovém rozmezí. V poslední řadě je přihlíženo na rok výroby vozidla. Rok výroby je důležitý z hlediska tuhostí jednotlivých částí konstrukce.

### 3.1.3 Stanovení energeticky ekvivalentní energie EES vozidel na základě tuhostní charakteristiky

Výpočet hodnot EES bude vycházet ze známých hmotností obou vozidel, hloubek deformací a hodnoty  $EES_1$ . Metoda bude postupovat obdobně jako předchozí, bude se dopočítávat hodnota  $EES_2$  vozidla, které bylo poškozeno ve své boční části.

Stanoví se deformační energie  $E_{DP1}$  odpovídající plastické deformaci vozidla.

$$E_{DP1} = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot EES_1^2 \text{ [J]} \quad (38)$$

Elastické deformační energie  $E_{DE1}$  je dána vztahem (38), kde je uvažován koeficient restituice  $k=0,1$ . Velikost tohoto koeficientu je využívána pro většinu střetů vozidel.

$$E_{DE1} = \frac{E_{DP1} \cdot k^2}{1-k^2} \text{ [J]} \quad (39)$$

$$E_{D1} = E_{DP1} + E_{DE1} \text{ [J]} \quad (40)$$

Druhý krok je stanovení maximální hloubky deformace  $X_1$  při střetu. Velikost hloubky deformace  $X_{P1}$  je průměrná hloubka deformace vozidla č. 1 odměřená z vozidla po střetu a elastická hloubka deformace  $X_{E1}$  se stanoví dle vztahu (41).

$$X_1 = X_{P1} + X_{E1} \text{ [m]} \quad (41)$$

$$X_{E1} = \frac{X_{P1} \cdot k}{1-k} \text{ [m]} \quad (42)$$

Třetí krok výpočtu je výpočet hodnoty maximální nárazové síly  $F_{max}$ , viz obr. 22, vyplývající z třetího Newtonova zákona a je totožná pro obě vozidla, pouze má opačný směr.

$$F_{max} = \frac{2 \cdot E_{D1}}{X_1} \text{ [N]} \quad (43)$$

Čtvrtý krok je stanovení celkové hloubky deformace  $X_2$  pro vozidlo č. 2, když známe hloubku plastické deformace odměřenou na vozidle  $X_{P2}$ . Hodnota  $X_{E2}$  se stanoví dle vztahu (42). Výsledná celková deformace  $X_2$  je součet  $X_{P2}$  a  $X_{E2}$ . Jak už bylo zmíněno, ze třetího Newtonova zákona akce a reakce vyplývá, že síla působící na obě vozidla je stejná pouze opačně orientovaná. Maximální deformační energie  $E_{D2}$  druhého vozidla je:

$$E_{D2} = \frac{F_{max} \cdot X}{2} \text{ [J]} \quad (44)$$

Elastická složka deformace má tvar dle vztahu (45). Plastická deformační energie  $E_{DP2}$  je rozdíl celkové deformační energie druhého vozidla a elastické složky deformace  $E_{DE2}$ .

$$E_{DE2} = E_{D2} \cdot k^2 \text{ [J]} \quad (45)$$

$$E_{DP2} = E_{D2} - E_{DE2} \text{ [J]} \quad (46)$$

Energicky ekvivalentní rychlost vozidla č. 2 je vypočtena z jeho hmotnosti  $m_2$  a složky plastické deformace.

$$ESS_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot E_{DP2}}{m_2}} \text{ [m/s]} \quad (47)$$

### **3.1.4 Stanovení EES pomocí komparační metody**

Metoda bude užita jenom pro vozidla staršího data. Pro vozidla nárazových zkoušek se starším datem výroby bylo vybráno několik vozidel na základě rozsahu poškození. Výsledek bude průměr z hodnot EES přepočtený na okamžitou hmotnost testovaného vozidla.

### **3.1.5 Stanovení EES pomocí simulace v programu Virtual Crash**

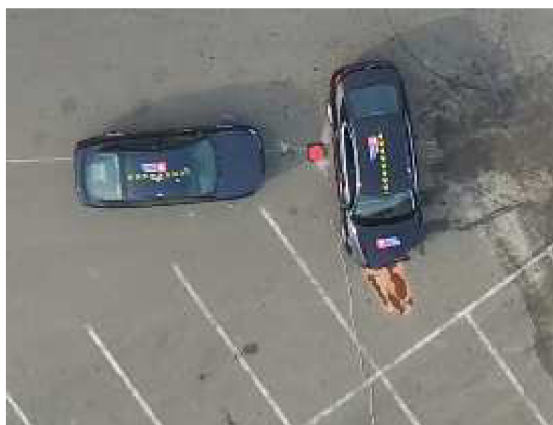
V programu Virtual Crash bude simulací vytvořena nárazová zkouška dle znalosti střetové polohy, konečné polohy po střetu a střetových parametrů.

## **4 VYHODNOCENÍ NÁRAZOVÝCH ZKOUŠEK**

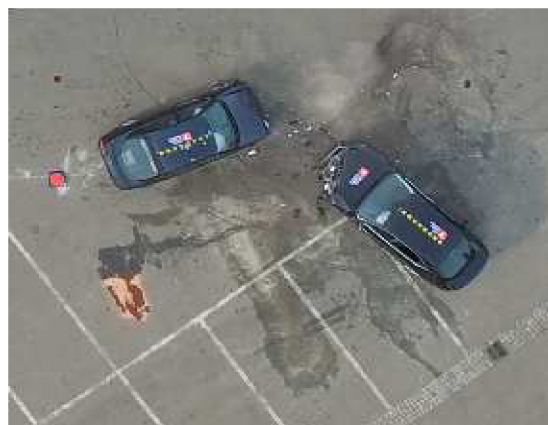
### **4.1 KOLMÁ NÁRAZOVÁ ZKOUŠKA VOZIDEL**

#### **MITSUBISHI CARISMA x ŠKODA SUPERB III**

První boční (kolmá) nárazová zkouška byla prováděna s vozidly Mitsubishi Carisma a Škoda Superb III. Vozidlo Mitsubishi Carisma naráželo pod úhlem 90° do stojícího vozidla Škoda Superb III předstřetovou rychlostí  $v_1 = 64$  km/h. Střetová konfigurace je zaznamenána na obr. 24. Na obr. 25 jsou vozidla v konečné poloze po střetu. Jak je možné vidět, narážející vozidlo se pouze vychýlilo z původního směru, kdež to vozidlo Škoda Superb III po nárazu výrazně rotovalo.



Obr. 24 Vozidla bezprostředně před střetem  
[ÚSI, VUT v Brně]



Obr. 25 Vozidla v konečné poloze  
[ÚSI, VUT v Brně]

Před samotnou zkouškou byly naměřeny základní parametry vozidel.

Tab. 2 Parametry vozidel Mitsubishi Carisma, Škoda Superb III

	MITSUBISHI CARISMA		ŠKODA SUPERB III	
délka	$l_1$	4475 mm	$l_2$	4861 mm
šířka	$š_1$	1710 mm	$š_2$	1864 mm
výška	$h_1$	1405 mm	$h_2$	1468 mm
rozvor	$r_1$	2550 mm	$r_2$	2841 mm
hmotnost	$m_1$	1100 kg	$m_2$	1470 kg
moment setrvačnosti k ose z	$I_{y1}$	1593 kgm <sup>2</sup>	$I_{y2}$	2539 kgm <sup>2</sup>

Veličiny potřebné pro výpočet deformační energie vozidel jsou zaznamenány v tab. 3. Postřetové rychlosti a předstřetové rychlosti byly vyhodnoceny pomocí přístrojů zabudovaný ve vozidlech.

Tab. 3 Parametry získané při nárazové zkoušce č. 1

	MITSUBISHI CARISMA		ŠKODA SUPERB III	
Předstřetová rychlost	$v_1$	64 km/h	$v_2$	0 km/h
Předstřetové natočení	$\alpha_1$	0 °	$\alpha_2$	90 °
Postřetová rychlost	$v_1'$	27 km/h	$v_2'$	23 km/h
Postřetové natočení	$\beta_1$	20 °	$\beta_2$	140 °
Postřetové dráha do KP	$s_1'$	5,5 m	$s_2'$	7,9 m
Hloubka deformace	$x_1$	0,25 m	$x_2$	0,14 m

Stanovení průměrné hloubky deformace vozidel a plastické deformace po nárazu, bylo odměřeno z poškození vozidel. Vozidlo Mitsubishi Carisma je vozidlo staršího data. Rok výroby tohoto vozidla je v rozmezí 1995 – 2000. Důsledkem stáří vozidla je trvalá deformace většího rozsahu než u novějšího vozidla Škoda Superb III z roku 2015. Důvodem jsou kromě degradace materiálu i zvyšující se tuhosti čelních a bočních deformačních zón. Největší hloubka deformace u vozidla Mitsubishi Carisma je v oblasti nárazníku napravo. V těchto místech vozidlo kontaktovalo s levým zadním kolem vozidla Škoda Superb III.



Obr. 26 Poškození přední části vozidla Mitsubishi Carisma [ÚSI, VUT v Brně]



Obr. 27 Zkrácení přesahu vozidla Mitsubishi Carisma [ÚSI, VUT v Brně]

Poškození vozidla Škoda Superb III je nejvíce patrné u zadního pravého kola a v oblasti zadních pravých dveří. Průměrná hloubky deformace  $x_2$  je 0,14 m.





Obr. 28 Pohled na celkové poškození vozidla Škoda Superb III [ÚSI, VUT v Brně]



Obr. 29 Detail poškození zadních pravých dveří [ÚSI, VUT v Brně]

#### 4.1.1 Stanovení EES

Deformační energie  $E_D$  je stanovena dle známých vztahů.

Tab. 4 Výpočet deformační energie při nárazové zkoušce č. 1

$E_{KT,1}$		174 262	J
$E'_{KT,1}$	-	30 938	J
$E'_{KT,2}$	-	30 106	J
$E'_{RT,2}$	-	30 667	J
$E_D$	=	82 551	J

#### Na základě hloubky deformací

Poměr  $N$  mezi hloubkami deformací a hmotnostmi vozidel dle vztahu (36) je roven 1,55. Energeticky ekvivalentní rychlost pro vozidlo Škoda Superb III  $EES_2$  je rovna:

$$EES_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot E_D}{(m_1 \cdot N^2 + m_2)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 82\,551}{(1100 \cdot 1,55^2 + 1470)}} = 6,34 \text{ m/s} = \mathbf{22,8 \text{ km/h.}}$$

Energeticky ekvivalentní rychlost vozidla Mitsubishi Carisma  $EES_1$  je dána:

$$EES_1 = N \cdot EES_2 = 1,55 \cdot 22,8 = \mathbf{35,4 \text{ km/h}}$$

#### Vyhodnocení pomocí modulu Crash 3 v programu PC-Crash

Podobná vozidla volená dle konstrukce, hmotnosti a roku výroby odpovídají Mitsubishi Carisma. Hodnota  $EES_1$  je stanovena průměrem z hodnot EES v tab. 5 a je rovna **37 km/h**. Energeticky ekvivalentní rychlost pro vozidlo Škoda Superb III  $EES_2$ :

$$EES_2 = \sqrt{\frac{E_D - \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot EES_1^2}{\frac{1}{2} \cdot m_2}} = \sqrt{\frac{82\,551 - \frac{1}{2} \cdot 1100 \cdot 10,28^2}{\frac{1}{2} \cdot 1470}} = 5,76 \text{ m/s} = \mathbf{20,8 \text{ km/h}}$$

Tab. 5 Hodnoty EES alternativních vozidel v modulu Crash 3 pro Mitsubishi Carisma

Název vozidla	Rok výroby	Hmotnost [kg]	Hodnota EES [km/h]
BMW 318	1994	1605	<b>36,8</b>
CHEVROLET CORSICA	1993	1467	<b>36,6</b>
NISSAN SENTRA	1998	1288	<b>37,3</b>
MITSUBISHI MIRAGE	1993	1147	<b>35,3</b>
SUBARU IMPREZA	1996	1435	<b>38,5</b>
RENAULT ALLIANCE	1987	1103	<b>37,7</b>
TOYOTA COROLLA	1993	1229	<b>36,2</b>

Pro vozidlo Mitsubishi Carisma je stanoveno technicky přijatelné rozmezí  $\pm 10\%$   $EES_1 = 33$  až  $41 \text{ km/h}$ . Pro vozidlo Škoda Superb III je toto rozmezí  $EES_2 = 18$  až  $22 \text{ km/h}$ .

#### Na základě znalosti tuhostní charakteristiky přední části vozidla

Hodnota  $EES_1 = 37 \text{ km/h}$  je převzata z předchozího výpočtu dle modulu Crash 3 v programu PC-Crash. Deformační energie  $E_{D1}$  pro vůz Mitsubishi Carisma je rovna  $58\,710 \text{ J}$ , maximální hloubky deformace  $X_1 = 0,278 \text{ m}$ . Maximální síla  $F_{\max}$  má hodnotu  $422\,374 \text{ N}$ .

$$F_{\max} = \frac{2 \cdot E_{D1}}{X_1} = \frac{2 \cdot 58\,710}{0,278} = 422\,374 \text{ N}$$

Maximální hloubka deformace pro vozidlo Škoda Superb  $X_2$  byla vypočtena  $0,156 \text{ m}$ , deformační energie  $E_{D2}$  je  $32\,945 \text{ J}$ , plastická složka deformace  $E_{DP2} = 32\,616 \text{ J}$ . Výsledná hodnota  $EES_2$  pro vozidlo Škoda Superb III vyšla  $24,0 \text{ km/h}$ .

$$EES_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot E_{DP2}}{m_2}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 32\,616}{1470}} = 6,66 \text{ m/s} = \mathbf{24,0 \text{ km/h}}$$

Technicky přijatelné rozmezí  $\pm 10\%$  hodnot  $EES_1$  je pro vozidlo Mitsubishi Carisma  $37$  až  $41 \text{ km/h}$ , pro vůz Škoda Superb III  $EES_2 = 22$  až  $26 \text{ km/h}$ .

## Dle komparační metody

Vozidla pro tuto metodu byla vybrána z internetové databáze ees.vcrash3.com. Pro vozidlo Mitsubishi Carisma byla vybrána 3 vozidla. Dle komparační metody nelze určit hodnotu EES pro vozidlo Škoda Superb, protože v databázi se nacházejí pouze vozidla starších dat.

Tab. 6 Přepočítání EES pro vozidlo Mitsubishi Carisma

vozidlo	hmotnost $m_{kat}$ [kg]	EES <sub>kat</sub> [km/h]	EES <sub>skut</sub> [km/h]
BMW 320	1330	32	35,2
Ford Escort	1000	29	27,7
Mazda 626	1200	30	31,3

Průměrná hodnota EES<sub>1</sub> je rovna **31,4 km/h**. Technicky přijatelné rozmezí  $\pm 10\%$  hodnot EES stanovuje **28 až 34 km/h**.

## Na základě simulace v programu Virtual Crash

Konfigurace nárazové zkoušky je uvedena v příloze č. 4 této diplomové práce.

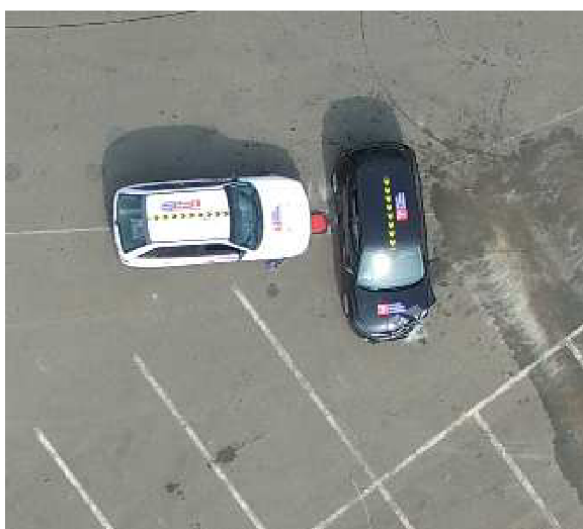
### 4.1.2 Porovnání jednotlivých metod

Tab. 7 Srovnávací tabulka hodnot EES pro nárazovou zkoušku č. 1

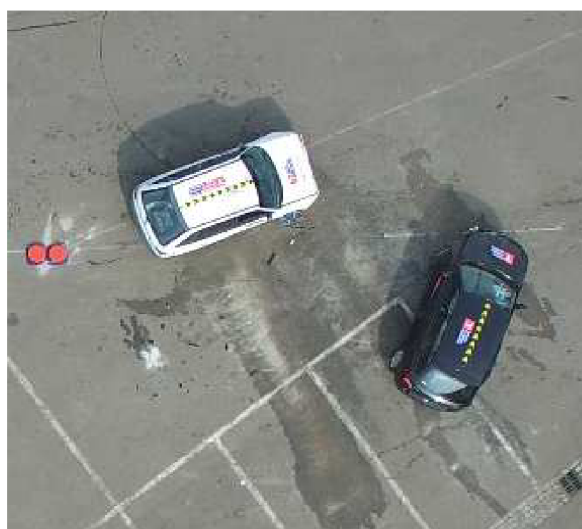
		Na základě hloubky deformací	Výpočet v modulu Crash 3 v programu PC-Crash	Na základě tuhostní charakteristiky	Komparační metoda	Dle simulace v programu Virtual Crash
vozidlo Mitsubishi Carisma	hodnota EES <sub>1</sub>	35,4 km/h	37 km/h	37 km/h	31,4 km/h	31,4 km/h
	technicky přijatelné rozmezí EES <sub>1</sub>	-	33 až 41 km/h	33 až 41 km/h	28 až 34 km/h	-
vozidlo Škoda Superb III	hodnota EES <sub>2</sub>	22,8 km/h	20,8 km/h	24,0 km/h	-	27,2 km/h
	technicky přijatelné rozmezí EES <sub>2</sub>	-	18 až 22 km/h	22 až 26 km/h.	-	-

## 4.2 KOLMÁ NÁRAZOVÁ ZKOUŠKA VOZIDEL OPEL ASTRA F x ŠKODA FABIA III

Druhá kolmá nárazová zkouška byla provedena s vozidly Opel Astra F a Škoda Fabia III. Do stojícího vozidla Škoda Fabia třetí generace naráželo vozidlo předstřetovou rychlostí  $v_1$  60 km/h. Střetová poloha vozidel před střetem je vyobrazena na obr. 27. Rotaci stojícího vozidla Škoda Fabia způsobil náraz a vozidlo se pootočilo z původní polohy o 207°. Konečná poloha vozidel na obr. 28 poukazuje na větší postřetovou dráhu vozidla Škoda Fabia, než tomu bylo u těžšího vozidla v předchozí nárazové zkoušce Škoda Superb. Je způsobeno, že zde těžší vozidlo naráží do lehčího.



*Obr. 30 Střetová poloha vozidel Opel Astra F a Škoda Fabia III [ÚSI, VUT v Brně]*



*Obr. 31 Konečná poloha vozidel po střetu [ÚSI, VUT v Brně]*

Základní parametry vozidel druhé boční zkoušky jsou zaznamenány v tab. 8.

Tab. 8 Parametry vozidel Opel Astra, Škoda Fabia

	OPEL ASTRA F		ŠKODA FABIA III	
délka	$l_1$	<b>4051</b> mm	$l_2$	<b>3992</b> mm
šířka	$\check{s}_1$	<b>1795</b> mm	$\check{s}_2$	<b>1732</b> mm
výška	$h_1$	<b>1410</b> mm	$h_2$	<b>1467</b> mm
rozvor	$r_1$	<b>2517</b> mm	$r_2$	<b>2470</b> mm
hmotnost	$m_1$	<b>950</b> kg	$m_2$	<b>1100</b> kg
moment setrvačnosti k ose z	$I_{y1}$	<b>1231</b> kgm <sup>2</sup>	$I_{y2}$	<b>1376</b> kgm <sup>2</sup>

Parametry pro výpočet deformační energie a následně energicky ekvivalentních rychlostí vozidel jsou sepsány v tab. 9. Postřetové rychlosti a předstřetové rychlosti byly vyhodnoceny pomocí přístrojů zabudovaných ve vozidlech.

Tab. 9 Parametry získané při nárazové zkoušce č. 2

	OPEL ASTRA F		ŠKODA FABIA III	
Předstřetová rychlost	$v_1$	<b>60</b> km/h	$v_2$	<b>0</b> km/h
Předstřetové natočení	$\alpha_1$	<b>0</b> °	$\alpha_2$	<b>90</b> °
Postřetová rychlost	$v_1'$	<b>27,5</b> km/h	$v_2'$	<b>24</b> km/h
Postřetové natočení	$\beta_1$	<b>17</b> °	$\beta_2$	<b>207</b> °
Postřetové dráha do KP	$s_1'$	<b>5,7</b> m	$s_2'$	<b>7,3</b> m
Hloubka deformace	$x_1$	<b>0,17</b> m	$x_2$	<b>0,15</b> m

Poškození vozidla Opel Astra F je největší v oblasti nárazníku v levé straně fotografie. Náraz vozidla směřoval na zadní pravé kolo stojícího vozidla Škoda Fabia III. Deformace vozidla je souvislá dále po celé šířce v přední části. Náraz do stojícího vozidla způsobil zkrácení přesahu vozidla.



*Obr. 32 Poškození vozidla Opel Astra F [ÚSI, VUT v Brně]*

Průměrná hloubka deformace vozidla Škoda Fabia III je 0,15 m. Deformace jsou nejvíce patrné u zadního pravého kola. Poškození je viditelné i v místě předních pravých dveří, protože náraz vozidla směřoval na část konstrukce vozidla v boční části B- sloupek.



*Obr. 33 Deformace boční části vozidla Škoda Fabia [ÚSI, VUT v Brně]*

#### **4.2.1 Stanovení EES**

Deformační energie  $E_D$  dle vztahu (34) je rovna 58 332 J.

Tab. 10 Výpočet deformační energie nárazové zkoušky č. 2

$E_{KT,1}$		132 473	J
$E'_{KT,1}$	-	27 436	J
$E'_{KT,2}$	-	24 690	J
$E'_{RT,2}$	-	21 978	J
$E_D$	=	58 332	J

### Na základě hloubky deformací

Hodnota energeticky ekvivalentní rychlosti pro vozidlo Škoda Fabia III  $EES_2$  je vypočtena dle vztahu (37) a má výsledek 25,4 km/h. Neznámá hodnota  $N$  z poměru deformací a hmotností vozidel je 1,15.

$$EES_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot E_D}{m_1 \cdot N^2 + m_2}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 58\,332}{950 \cdot 1,15^2 + 1100}} = 7,05 \text{ m/s} = \mathbf{25,4 \text{ km/h}}$$

Energeticky ekvivalentní rychlost vozidla Opel Astra F  $EES_1$  je dána:

$$EES_1 = N \cdot EES_2 = 1,15 \cdot 25,4 = \mathbf{29,2 \text{ km/h}}$$

### Vyhodnocení pomocí modulu Crash 3 v programu PC-Crash

Průměrná hodnota  $EES_1$  pro vůz Opel Astra F je **31 km/h** z níže uvedených podobných automobilů.

Tab. 11 Hodnoty EES alternativních vozidel z modulu Crash 3 pro Opel Astra F

Název vozidla	Rok výroby	Hmotnost [kg]	Hodnota EES [km/h]
FORD ASPIRA	1995	1124	31,2
GEO METRO	1995	1125	29,2
HONDA CIVIC	1994	1249	29,4
HONDA CIVIC	1996	1229	32
HONDA CIVIC	1988	1153	32,1
HUYNDAI ACCENT	1999	1156	32
KIA SEPHIA	1995	1290	31,2
NISSAN SENTRA	1988	1213	30,7
NISSAN SENTRA	1998	1230	29,6
MAZDA 323	1986	1139	31,4
VW GOLF	1986	1188	31,5

Ze základního vztahu pro deformační energii  $E_D$  je vypočtená hodnota energeticky ekvivalentní rychlosti vozidla Škoda Fabia III  $EES_2 = 23,3 \text{ km/h}$ . S technicky přijatelným rozmezím  $\pm 10\%$  je pro vozidlo Opel Astra F stanoveno  $EES_1 = 28 \text{ až } 34 \text{ km/h}$  a pro vůz Škoda Fabia III  $EES_2 = 21 \text{ až } 25 \text{ km/h}$ .

$$EES_2 = \sqrt{\frac{E_D - \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot EES_1^2}{\frac{1}{2} \cdot m_2}} = \sqrt{\frac{58\,332 - \frac{1}{2} \cdot 950 \cdot 8,61^2}{\frac{1}{2} \cdot 1100}} = 6,48 \text{ m/s} = 23,3 \text{ km/h}$$

#### Na základě znalosti tuhostní charakteristiky přední části vozidla

Hodnota energeticky ekvivalentní rychlosti  $EES_1$  vozidla Opel Astra F je hodnota z předchozího výpočtu dle programu Crash 3 **31 km/h**. Deformační energie  $E_{D1}$  je 35 569 J, maximální hloubka deformace  $X_1 = 0,189 \text{ m}$  a maximální síla  $F_{max} = 376\,392 \text{ N}$ .

$$F_{max} = \frac{2 \cdot E_{D1}}{X_1} = \frac{2 \cdot 35\,569}{0,189} = 376\,392 \text{ N}$$

Pro stanovení plastické deformační energie automobilu Škoda Fabia III  $E_{DP2}$  je stanovena hodnota maximální hloubky deformace  $X_2 = 0,167 \text{ m}$  a celková deformační energie  $E_{D2} = 31\,437 \text{ J}$ . Energeticky ekvivalentní rychlost Škoda Fabia III  $EES_2$  je **27,1 km/h**.



$$EES_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot E_{DP2}}{m_2}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 31\,122}{1100}} = 7,52 \text{ m/s} = \mathbf{27,1 \text{ km/h}}$$

Pro automobil Opel Astra F je stanovena  $EES_1$  v technicky přijatelném rozmezí  $\pm 10\%$  **28 až 34 km/h** a pro vozidlo Škoda Fabia III  $EES_2 = \mathbf{24 až 30 km/h}$ .

### *Dle komparační metody*

Vozidla pro tuto metodu byla vybrána z internetové databáze ees.vcrash3.com. Byla dohledána pouze 4 vozidla. Dle komparační metody nelze určit hodnotu EES pro vozidlo Škoda Fabia III důsledkem neaktualizace dat v databázi.  $EES_1$  pro vozidlo Opel Astra F je dáno průměrem **23,9 km/h**. Technicky přijatelné rozmezí  $\pm 10\%$  hodnot EES je **19 až 28 km/h**.

*Tab. 12 Přepočet EES pro vozidlo Opel Astra F*

vozidlo	hmotnost $m_{kat}$ [kg]	$EES_{kat}$ [km/h]	$EES_{skut}$ [km/h]
Alfa 33	950	18	<b>18,0</b>
BMW 318	1190	21	<b>23,5</b>
Dacia	1050	23	<b>24,2</b>
Ford Escort	1000	29	<b>29,8</b>

### *Dle simulace v programu Virtual Crash*

Střetová konfigurace vozidel je v příloze 5 této diplomové práce.

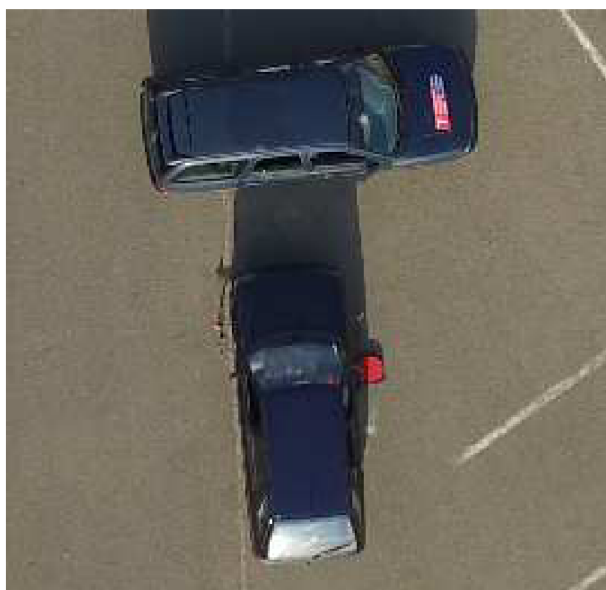
#### **4.2.2 Porovnání jednotlivých metod**

Tab. 13 Tabulka hodnot EES nárazové zkoušky č. 2

		Na základě hloubky deformací	Výpočet v modulu Crash 3 v programu PC-Crash	Na základě tuhostí charakteristiky	Komparační metoda	Dle simulace v programu Virtual Crash
vozidlo Opel Astra F	<b>hodnota EES<sub>1</sub></b>	29,2 km/h	31 km/h	31 km/h	23,9 km/h	28,3 km/h
	<b>technicky přijatelné rozmezí EES<sub>1</sub></b>	-	28 až 34 km/h	28 až 34 km/h	19 až 28 km/h	-
vozidlo Škoda Fabia III	<b>hodnota EES<sub>2</sub></b>	25,4 km/h	23,3 km/h	27,1	-	23,6 km/h
	<b>technicky přijatelné rozmezí EES<sub>2</sub></b>	-	21 až 25 km/h	24 až 30 km/h	-	-

### 4.3 KOLMÁ NÁRAZOVÁ ZKOUŠKA VOZIDEL ŠKODA FELICIA x FORD MONDEO

Nárazová zkouška byla znázorněna vozidly Škoda Felicia, Ford Mondeo. Vozidla jsou to staršího data. Škoda Felicia se vyráběla v letech 1994 – 2001. Ford Mondeo první generace byl konstruován v letech 1993 – 2000. Stojící vozidlo, překážka, zde byl vůz Ford Mondeo, do něhož naráželo vozidlo Škoda Felicia rychlostí 56 km/h. Konečná poloha vozidla je vyobrazena na obr. 35.



Obr. 34 Vozidla v konečné poloze [ÚSI, VUT v Brně]



Obr. 35 Parametry vozidel Škoda Felicia, Ford Mondeo [ÚSI, VUT v Brně]

V tab. 14 jsou seřazeny základní rozměry vozidel.

Tab. 14 Parametry vozidel Škoda Felicia, Ford Mondeo

	ŠKODA FELICIA		FORD MONDEO	
délka	$l_1$	4205 mm	$l_2$	4671 mm
šířka	$š_1$	1635 mm	$š_2$	1749 mm
výška	$h_1$	1420 mm	$h_2$	1391 mm
rozvor	$r_1$	2450 mm	$r_2$	2704 mm
hmotnost	$m_1$	1050 kg	$m_2$	1300 kg
moment setrvačnosti k ose z	$I_{z1}$	1275 kgm <sup>2</sup>	$I_{z2}$	2120 kgm <sup>2</sup>

Parametry pro výpočet deformační energie jsou uvedeny v tab. 15. Vozidlo Škoda Felicia bylo po střetu bržděno. Postřetový pohyb vozidla Ford Mondeo Combi byl brán jako tření (smýkání) po povrchu s využitím maximálního dosažitelného tření pro daný povrch

Tab. 15 Parametry získané při nárazové zkoušce č. 3

	ŠKODA FELICIA			FORD MONDEO		
Předstřetová rychlost	$v_1$	56	km/h	$v_2$	0	km/h
Předstřetové natočení	$\alpha_1$	0	°	$\alpha_2$	90	°
Postřetová rychlost	$v_1'$	22	km/h	$v_2'$	20	km/h
Postřetové natočení	$\beta_1$	20	°	$\beta_2$	190	°
Postřetové dráha do KP	$s_1'$	7,5	m	$s_2'$	6,2	m
Hloubka deformace	$x_1$	0,2	m	$x_2$	0,33	m

Deformace na vozidle Škoda Felicia jsou v přední části vozidla. Je prohnutá kapota, přední pravý světlomet poškozený a zkrácený přesah vozidla. Průměrná hloubka deformace  $x_2$  byla stanovena na 0,20 m.



Obr. 36 Poškození vozidla Škoda Felicia [ÚSI, VUT v Brně]

Průměrná hloubka deformace u vozidla Ford Mondeo je 0,33 m. Deformace jsou patrné v boční části vozidla, nejvíce patrné jsou v oblasti B-sloupku, který se tíhou nárazu prohnul směrem do kabiny vozidla. Jsou poškozené výrazně přední i zadní levé dveře v dolní části. Na obr. 37 je vidět, že náraz vozidla Škoda Felicia směřoval přímo na B-sloupek vozidla Ford Mondeo Combi.



Obr. 37 Poškození vozu Ford Mondeo [ÚSI, VUT v Brně]

### 4.3.1 Stanovení EES

Deformační energie je stanovena dle známých vztahů.

Tab. 16 Stanovení deformační energie při nárazové zkoušce č. 3

$E_{KT,1}$		127 037	J
$E'_{KT,1}$	-	19 606	J
$E'_{KT,2}$	-	20 061	J
$E'_{RT,2}$	-	25 235	J
$E_D$	=	62 134	J

#### Na základě hloubky deformací

Neznámý poměr  $N$  mezi hmotnostmi a hloubkami deformací je 0,84. Pak  $EES_2$  pro vozidlo Ford Mondeo je:

$$EES_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot E_D}{(m_1 \cdot N^2 + m_2)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 62\,134}{(1050 \cdot 0,87^2 + 1300)}} = 5,28 \text{ m/s} = 27,7 \text{ km/h.}$$

Pro vozidlo Škoda Felicia je stanovena hodnota  $EES_1$ :

$$EES_1 = N \cdot EES_2 = 0,87 \cdot 27,7 = 24,1 \text{ km/h}$$

### Vyhodnocení pomocí modulu Crash 3 v programu PC-Crash

Zadáním alternativních vozidel do modulu Crash 3 byla zjištěna průměrná energeticky ekvivalentní rychlost pro vozidlo Škoda Felicia Combi  $EES_1 = 28 \text{ km/h}$ . Na základě této hodnoty je dopočtena hodnota  $EES_2$  pro vůz Ford Mondeo Combi s výsledkem

$$EES_2 = \sqrt{\frac{E_D - \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot EES_1^2}{\frac{1}{2} \cdot m_2}} = \sqrt{\frac{62\,134 - \frac{1}{2} \cdot 1050 \cdot 7,78^2}{\frac{1}{2} \cdot 1300}} = 6,83 \text{ m/s} = 24,6 \text{ km/h}$$

Dle tohoto přepočtu hodnota  $EES_2$  pro vozidlo Ford Mondeo **24,6 km/h**, s technicky přijatelným rozmezím  $\pm 10\%$   $EES_2 = 19 \text{ až } 29 \text{ km/h}$ .

Tab. 17 Hodnoty EES pro alternativní vozidla Škoda Felicia

Název vozidla	Rok výroby	Hmotnost [kg]	Hodnota EES [km/h]
FORD ASPIRA	1995	1124	27,3
HONDA CIVIC	1994	1249	26,8
HONDA CIVIC	1996	1229	29
HONDA CIVIC	1988	1153	29,1
HONDA CIVIC	1984	1156	27,8
NISSAN SENTRA	1988	1213	27,9
MAZDA 323	1986	1139	28,5
VW GOLF	1986	1188	28,6

### Na základě znalosti tuhostní charakteristiky přední části vozidla

Hodnota  $EES_1$  je převzata z předchozího výpočtu **28 km/h** pro vůz Škoda Felicia Combi. Deformační energie  $ED_1$  pro tento vůz je 32 098 J, maximální hloubka deformace  $X_1 = 0,222 \text{ m}$ . Maximální síla  $F_{max}$  má hodnotu 289 171 N.

$$F_{max} = \frac{2 \cdot E_{D1}}{X_1} = \frac{2 \cdot 32\,098}{0,222} = 289\,171 \text{ N}$$

Deformační energie vozidla Ford Mondeo je vypočtena s hodnotou 53 063 J a složka plastické deformace je  $E_{DP2} = 52\,532 \text{ J}$ . Maximální hloubka deformace  $X_2$  je 0,367 m. Výsledná hodnota  $EES_2$  pro vozidlo Ford Mondeo je vypočtena na **32,5 km/h**.

$$ESS_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot E_{DP2}}{m_2}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 52\,532}{1300}} = 9,04 \text{ m/s} = 32,5 \text{ km/h}$$

Technicky přijatelné rozmezí  $\pm 10\%$  hodnot  $EES_1$  je pro vozidlo Škoda Felicia **25 až 31 km /h**, pro vůz Ford Mondeo  $EES_2 = 29$  až **36 km/h**.

#### *Dle komparační metody*

Pro metodu byla vybrána stejná poškození vozidel jak pro Opel Astra F v předchozí zkoušce. Pro Ford Mondeo nebylo nalezeno vozidlo s podobnou deformací. Průměrná hodnota  $EES_1 = 22,7$  km/h, technicky přijatelné rozmezí **19 až 25 km/h**.

*Tab. 18 Přepoččet EES pro vozidlo Škoda Felicia Combi*

vozidlo	hmotnost $m_{kat}$ [kg]	$EES_{kat}$ [km/h]	$EES_{skut}$ [km/h]
Alfa 33	950	18	<b>17,1</b>
BMW 318	1190	21	<b>22,4</b>
Dacia	1050	23	<b>23,0</b>
Ford Escort	1000	29	<b>28,3</b>

#### *Dle simulace v programu Virtual Crash*

Konfigurace nárazové zkoušky je uvedena v příloze č. 6 této diplomové práce.

#### **4.3.2 Porovnání jednotlivých metod**

Tab. 19 Tabulka hodnot EES pro nárazovou zkoušku č. 3

		Na základě hloubky deformací	Výpočet v modulu Crash 3 v programu PC-Crash	Na základě tuhostní charakteristiky	Komparační metoda	Dle simulace v programu Virtual Crash
vozidlo Škoda Felicia Combi	<b>hodnota EES<sub>1</sub></b>	24,1 km/h	28 km/h	28 km/h	22,7 km/h	25,1 km/h
	<b>technicky přijatelné rozmezí EES<sub>1</sub></b>	-	25 až 31 km/h	25 až 31 km/h	19 až 25 km/h	-
vozidlo Ford Mondeo Combi	<b>hodnota EES<sub>2</sub></b>	27,7 km/h	24,6 km/h	32,5 km/h	-	22,6 km/h
	<b>technicky přijatelné rozmezí EES<sub>2</sub></b>	-	19 až 29 km/h	29 až 36 km/h	-	-

#### 4.4 SUMARIZACE A ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ Z BOČNÍCH NÁRAZOVÝCH ZKOUŠEK

Na základě naměřených dat, videí i fotodokumentace byly stanoveny hodnoty pro výpočet deformační energie vzniklé při střetu vozidel. V závislosti na hmotnosti jednotlivých vozidel se deformační energie přerozdělila a stanovila se energeticky ekvivalentní rychlost EES. Parametr, který je kontrolní dle rozsahu poškození vozidel při dopravních nehodách v analýze silničních nehod.

První kolmá zkouška proti sobě postavila vozidla Mitsubishi Carisma staršího data a Škoda Superb, vyráběné v roce 2015. Vozidlo Škoda Superb bylo továrně nové, takže nemělo na sobě žádné stopy koroze a tuhosti jednotlivých částí byly vyšší než u vozidla Mitsubishi Carisma. Zkouška byla hodnocena dle 5 metod a výsledky vyšly srovnatelné.

Druhá kolmá zkouška byla simulována pomocí vozidel Opel Astra F a Škoda Fabia III. Jedoucí vozidlo bylo vozidlo staršího data výroby Opel a stojící Škoda vyráběná od roku 2013. Lze konstatovat, že na vozidle Opel Astra a Mitsubishi Carisma jsou srovnatelné deformace myšleno šířkou rozsahu, jelikož vozidla jela podobnou rychlostí. U továrně nových vozidel Škoda lze také říci, že deformace v boční části jsou podobné. Z toho plyne fakt, že tuhost karoserie bočních částí vozidel Škoda továrně nových je větší oproti např. staršímu typu Ford Mondeo v třetí zkoušce. Další ukazatel je, že při rychlosti okolo 60 km/h nedošlo u vozidel Škoda k porušení nejtěžšího místa boční části vozidel B-sloupku.



Třetí kolmá nárazová zkouška je vyhodnocována z vozidel Škoda Felicia a Ford Mondeo. Vozidlo Škoda Felicia při rychlosti nárazové rychlosti 56 km/h utrpělo podobnou deformaci přední části jako vozidlo Opel Astra F. Důvodem může být to, že vozidla byla vyráběna ve stejnou dobu, tedy tuhostní prvky byl v přední části obdobné. Vozidlo Ford Mondeo utrpělo větší deformace oproti vozidlům Škoda. Největší deformace byla v oblasti B-sloupku. Jak je možno vidět z výsledků různých metod, hodnoty EES se výrazně lišily. Vysokou roli mohl hrát fakt, že vozidlo Ford Mondeo mělo vyšší stupeň koroze. Dalším faktem je i to, že srovnatelná vozidla z NHTSA byla vozidla továrně nová, takže hodnoty EES neodpovídají stavu vozidla v dnešní podobě. Jsou tedy nadhodnoceny. Nejdůležitější roli však hrálo špatně zdokumentované poškození vozidel.

Na závěr bych chtěla podotknout, že komparační metoda nemohla být provedena u všech automobilů nárazových zkoušek. Databáze katalogů jsou zastarané a nalezneme zde jen málo vozidel. Nelze ji tedy používat pro vozidla novějšího data, protože hodnota EES by neodpovídala skutečnosti. Proto by bylo vhodné aktualizovat tyto databáze, jelikož se jedná o jednu z nejlhčích metod stanovení EES.

Tab. 20 Sumarizace výsledků z nárazových zkoušek

			Metoda výpočtu				
			Na základě hloubky deformací	Výpočet v modulu Crash 3	Na základě tuhostní charakteristiky	Komparační metoda	Simulace v programu Virtual crash
Kolmá nárazová zkouška č. 1	vozidlo Mitsubishi Carisma	<b>hodnota EES<sub>1</sub></b>	35,4 km/h	37 km/h	37 km/h	31,4 km/h	31,4 km/h
		<b>technicky přijatelné rozmezí EES<sub>1</sub></b>	-	33 až 41 km/h	33 až 41 km/h	28 až 34 km/h	-
	vozidlo Škoda Superb	<b>hodnota EES<sub>2</sub></b>	22,8 km/h	20,8 km/h	24,0 km/h	-	27,2 km/h
		<b>technicky přijatelné rozmezí EES<sub>2</sub></b>	-	18 až 22 km/h	22 až 26 km/h.	-	-
Kolmá nárazová zkouška č. 2	vozidlo Opel Astra F	<b>hodnota EES<sub>1</sub></b>	29,2 km/h	31 km/h	31 km/h	23,9 km/h	28,3 km/h
		<b>technicky přijatelné rozmezí EES<sub>1</sub></b>	-	28 až 34 km/h	28 až 34 km/h	19 až 28 km/h	-
	vozidlo Škoda Fabia III	<b>hodnota EES<sub>2</sub></b>	25,4 km/h	23,3 km/h	27,1	-	23,6 km/h
		<b>technicky přijatelné rozmezí EES<sub>2</sub></b>	-	21 až 25 km/h	24 až 30 km/h	-	-
Kolmá nárazová zkouška č. 3	vozidlo Škoda Felicia Combi	<b>hodnota EES<sub>1</sub></b>	24,1 km/h	28 km/h	28 km/h	22,7 km/h	25,1 km/h
		<b>technicky přijatelné rozmezí EES<sub>1</sub></b>	-	25 až 31 km/h	25 až 31 km/h	19 až 25 km/h	-
	vozidlo Ford Mondeo Combi	<b>hodnota EES<sub>2</sub></b>	27,7 km/h	24,6 km/h	32,5 km/h	-	22,6 km/h
		<b>technicky přijatelné rozmezí EES<sub>2</sub></b>	-	19 až 29 km/h	29 až 36 km/h	-	-

## 5 ZÁVĚR

Diplomová práce byla zaměřena na vyhodnocení nárazových zkoušek. V úvodních kapitolách teoretické části byly vysvětleny faktory ovlivňující vznik nehodové události. Když dojde ke střetu vozidel, tak vozidlo vstřebává energii v deformačních zónách. Zóny jsou speciálně navrženy z vysoko-pevnostních materiálů tak, aby co nejvíce zabránili průniku ostatních částí vozidla do prostoru pro posádku a chránili tak lidský život. Deformační zóny jsou v místech nejběžnějších střetů vozidel. Jejich chování testují různé národní i mezinárodní organizace. Odborný název pro testy jsou nárazové zkoušky. Základními testy těchto organizací jsou čelní, boční a zadní střety. Každá organizace preferuje jiné podmínky související s prováděním zkoušek i s jejich vyhodnocením. Běžným vyhodnocením nárazových zkoušek je udělení počtu hvězdiček, či hodnocení vyhověl/nehověl apod.. Organizace provádějí nárazové zkoušky na běžně dostupných vozidlech za účelem zvýšení jejich bezpečnosti vozidel. Bezpečnost vozidla by měla být pro každého uživatele klíčový faktor při výběru vozu.

Organizace si podrobná data z nárazových zkoušek prováděných v Evropě chrání a nezveřejňují je, tedy nejsou dostupná znalcům v oboru doprava, který se zabývá analyzováním nehod. Proto jsou simulovány nárazové zkoušky, aby byly získány podklady pro znalce při řešení nehodového děje. Touto problematikou se zabývá diplomová práce, která má za cíl analýzu a zpracování dat z nárazových zkoušek provedených ÚSI, VUT v Brně.

V praktické části diplomové práce byly vyhodnoceny tři kolmé nárazové zkoušky. Kolmé nárazové zkoušky byly simulovány z důvodu, že při nehodách směřovaných na bok automobilu je vysoké riziko úmrtí osoby ve vozidle. Konfigurace byla následující: do boku stojícího vozidla směřovalo pod úhlem  $90^\circ$  jedoucí vozidlo určitou rychlostí. Na základě zdokumentovaného poškození vozidel, základních parametrů vozidel a, konfiguračních parametrů byly stanoveny celkové deformační energie u jednotlivých testů. Pomocí přerozdělení těchto energií byl pro jednotlivá vozidla stanoven parametr EES, využívaný ve znalecké praxi. Hodnota energeticky ekvivalentní rychlosti EES byla stanovena pomocí pěti běžně užívaných metod. Jednalo se o metody stanovení EES na základě hloubky deformací, stanovení EES pomocí modulu Crash 3 v programu PC-Crash, stanovení EES pomocí komparační metodou, stanovení EES na základě tuhostní charakteristiky a pro srovnání byla EES vypočtena simulačním programem Virtual Crash při zadání známých vstupních parametrů střetu. Na základě těchto metod bylo zjištěno, že nová vozidla pohltí více

deformační energie v boční části oproti vozidlům starším. Hodnoty EES dle jednotlivých metod vycházely podobně. Největší rozdíly hodnoty EES bylo možné pozorovat u vozidla staršího data výroby, kdy při nárazové zkoušce došlo k největšímu poškození boční části.

Aby bylo objasněno co nejvíce dopravních nehod, bylo by vhodné pokračovat v simulování nárazových zkoušek a vyhodnocená data předávat do znalecké praxe. Dále by se měli aktualizovat databáze EES katalogů, jelikož neobsahují aktuální vozy pro využití komparační metody. Doporučením na závěr by bylo, že poškození vozidel by se mělo více dokumentovat, aby stanovení deformační energie bylo co možná nejpřesnější.

## 6 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] *ANCAP: The Australian New Car Assessment Program* [online]. [cit. 2016-11-28]. Dostupné z: <https://www.ancap.com.au/about-ancap>
- [2] *Autocentrum Šmucler* [online]. 2016 [cit. 2016-12-12]. Dostupné z: <http://www.smucler.cz/euro-ncap/>
- [3] *Autolexicon.net* [online]. [cit. 2016-12-12]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/euro-ncap/>
- [4] *Bezpečné cesty: Karoserie* [online]. [cit. 2016-12-28]. Dostupné z: <http://www.bezpecnecesty.cz/cz/temata/bezpecnost-automobilu/pasivni-prvkybezpecnosti/karoserie>
- [5] BRADÁČ, A. a kol. *Soudní inženýrství*. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o., 1999. 725 s. ISBN 80-7204-133-9.
- [6] BURG, H., MOSER, A. *Handbuch Verkehrsunfallrekonstruktion: Unfallaufnahme, Fahrdynamik, Simulation*. 2. vyd. Wiesbaden: Vieweg Teubner, 2009. 1032 s. ISBN 978-3-8348-0546-1.
- [7] BURG, H., RAU, H. *Handbuch der verkehrsunfall-Rekonstruktion*. 1. vyd. Kippenheim: Verl. Information Ambis, 1981. 838 s. ISBN 38-855-0020-5.
- [8] CAMPBELL, K. L. *Energy Basis for Collision Severity*. Warrendale: SAE International, 1974. DOI: 10.4271/740565.
- [9] COUFAL, T. *Analýza tuhosti přední části vozidel*. Brno: VUT v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2014. 119s. Vedoucí dizertační práce: doc. Ing. Aleš Vémola, Ph.D.
- [10] DRAGOUN, Aleš. Mercedes-Benz slaví 50 let deformačních zón ve svých vozech. In: *Auto.cz: Nejlepší jízda na webu* [online]. 2009 [cit. 2016-12-23]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/mercedes-benz-crumplezone-4341>
- [11] *EuroNCAP: For safer cars* [online]. 2014 [cit. 2016-12-12]. Dostupné z: <http://www.euroncap.com/en>
- [12] *IIHS: Insurance Institute for Highway Safety* [online]. [cit. 2016-11-28]. Dostupné z: <http://www.iihs.org/iihs/>
- [13] KAISER, Tiffany. Chevrolet Volt Fire Leads to NHTSA Investigation of Lithium Batteries. In: *DAILY TECH* [online]. 2011 [cit. 2017-01-25]. Dostupné z: <http://www.dailytech.com/Chevrolet+Volt+Fire+Leads+to+NHTSA+Investigation+of+Lithium+Batteries/article23263.htm>

- [14] KLEIN, Martin. *Analýza a zpracování naměřených dat z nárazových zkoušek*. 87 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Stanislav Tokař.
- [15] MATĚJČEK, Martin Bc. *Historie, současné trendy a vize ve vývoji deformačních zón osobních automobilů*. 2011, 81 s. Diplomová práce. ČVUT v Praze, fakulta Dopravní, Ústav soudního znaleství v dopravě. Vedoucí práce Doc. Ing. Tomáš Mičunek, Ph. D.
- [16] McHENRY, B. G. The algorithms of CRASH [online]. Cary: *McHenry Software, Inc.*, 2001. 37 s. [cit. 2017-01-28]. Dostupné z: [www.mchenrysoftware.com](http://www.mchenrysoftware.com).
- [17] *NHTSA: National Highway Traffic Safety Administration* [online]. [cit. 2016-12-20]. Dostupné z: <https://www.nhtsa.gov>
- [18] SEMELA, Marek Ing. Bc. *Analýza silničních nehod II* [online]. 2. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2014 [cit. 2017-01-28]. ISBN 978-80-217-5038-0. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/priloha.php?dpid=105713](https://www.vutbr.cz/www_base/priloha.php?dpid=105713)
- [19] STEFAN, H. *PC-Crash: Technický manuál* [online]. Linz: DSD, Dr. Steffan Datentechnik Ges.m.b.H., 2010. 298 s. [cit. 2017-01-29]. Dostupné z: <http://www.pccrash.cz/files/manulay/pcc90sk.pdf>.
- [20] ŠVANDOVÁ, Kateřina. Karoserie a podvozek. In: *Auta ve škole* [online]. 2010 [cit. 2016-11-20]. Dostupné z: [http://autaveskole.jaknahmyz.cz/karoserie\\_a\\_podvozek](http://autaveskole.jaknahmyz.cz/karoserie_a_podvozek)
- [21] VLK, František. *Stavba motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství František Vlk, 2003. 499 s. ISBN 80-238-8757-2.
- [22] VONDRÁK, Zdeněk. *Materiály pro karoserie osobních vozidel*. 2011, 32 s. Bakalářská práce. VUT v Brně, Ústav strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Petr Hejtmánek.

## SEZNAM VYBRANÝCH VELIČIN A SYMBOLŮ

EES	[m/s]	energeticky ekvivalentní rychlost vozidla
$E_D$	[J]	celková deformační energie vozidel
e	[-]	koeficient restituce
$F_0$	[N]	síla, při které nedojde k plastické deformaci vozidla
F	[N]	síla nárazu vozidla
g	[m/s <sup>2</sup> ]	gravitační zrychlení
h	[m]	výška těžiště vozidla
I	[kgm <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti vozidla
$I_{\Gamma y}$	[kgm <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti vozidla v těžišti k podélné ose y
k	[N/m]	koeficient tuhosti
m	[kg]	hmotnost vozidla
v	[m/s]	rychlost vozidla
X	[m]	celková deformace
$X_P$	[m]	plastická trvalá deformace vozidla,
$X_E$	[m]	elastická deformace
$\Delta\varphi$	[°]	úhel pootočení vozidla od počátku rázu ke konci rotace
$\Delta t$	[s]	čas, který vozidlo dosáhne velikosti úhlu $\Delta\varphi$
$\omega$	[rad/s]	úhlová rychlost vozidla
$\Gamma_T^2$	[m]	vzdálenost bodu rázu od těžištní osy vozidla

### Seznam vybraných veličin v korelačním diagramu

D	[-]	bodové ohodnocení rozsahu poškození vozidla dle tab. č.1
K	[1/kg <sup>1/2</sup> ]	koeficient deformace vozidla

### Seznam vybraných veličin ve výzkumu K. L. Campbella

$b_0$	[m/s]	mezní rychlost, kdy vznikají trvalé deformace
$b_1$	[m/s/m]	směrnice přímky
C	[m]	hloubka trvalých deformací

### Seznam vybraných veličin ve výzkumu R. McHenryho

A	[N/m]	parametr mezní síly vtažený na šířku deformace vozidla, při které začíná docházet k trvalým deformacím
B	[N/m <sup>2</sup> ]	směrový součinitel vycházející z tuhosti vozidla
C	[m]	hloubka deformace
F	[N/m]	parametr deformační síly vztažen na šířku deformace vozidla
w	[m]	šířka deformace
w <sub>0</sub>	[m]	celková šířka přední části vozidla
η	[m <sup>2</sup> ]	obsah svislého průmětu oblasti mezi původním a zdeformovaným obrysem,
Υ	[m <sup>3</sup> ]	moment setrvačnosti I. řádu plochy ke křivce popisující původní nedeformovatelný tvar,
ΔV	[m/s]	změna rychlosti v kompresní fázi



## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Klíčové komponenty karoserie [4] .....	14
Obr. 2 Rozložení působících sil na karosérii vozidla při čelním a bočním nárazu [15] .....	15
Obr. 3 Deformační zóny přední části karoserie [4].....	16
Obr. 4 Boční nárazová zkouška dle Euro NCAP [3] .....	20
Obr. 5 Boční náraz vozidla pomocí pohyblivé bariéry dle NHTSA [17] .....	21
Obr. 6 Rozdíl výšky bariéry dle IIHS(vpravo) a dle NHTSA (vlevo) [11] .....	23
Obr. 7 Boční nárazová zkouška společností ANCAP [1] .....	24
Obr. 8 Graf pro určení hodnoty EBS [5].....	28
Obr. 9 Závislost nárazové rychlosti na trvalé podélné deformaci[9].....	30
Obr. 10 Výpočet kinetických energií [9] .....	30
Obr. 11 Rozdělení deformační energie přední části vozidla [9] .....	31
Obr. 12 Energetický rastr se zakreslenou deformací vozidla [9].....	31
Obr. 13 Vztah mezi EBS a hloubkou deformace dle Campbella [8] .....	32
Obr. 14 Rastrové pole hodnot $EBS^2$ v přední části vozidla [8].....	32
Obr. 15 Lineární závislost hloubky deformace na střetové rychlosti dle Campbella [8].....	33
Obr. 16 Závislost deformační síly na plastické deformaci [16].....	34
Obr. 17 Objasnění parametrů $\eta$ a $\Upsilon$ [16].....	35
Obr. 18 Závislost $\Delta V$ na trvalé deformaci při čelním střetu [16] .....	36
Obr. 19 Databáze vozidel v modulu Crash 3 v programu PC-Crash [autor] .....	36
Obr. 20 Zadávání deformací přední části vozidla [autor] .....	37
Obr. 21 Hodnota EES v modulu Crash 3 v programu PC-Crash [autor].....	37
Obr. 22 Náraz vozidla do tuhé nedeformovatelné bariéry [9] .....	40
Obr. 23 Modifikovaná lineární tuhostní charakteristika [9] .....	41
Obr. 24 Vozidla bezprostředně před střetem .....	48
Obr. 25 Vozidla v konečné poloze.....	48
Obr. 26 Poškození přední části vozidla Mitsubishi Carisma [ÚSI, VUT v Brně] .....	49
Obr. 27 Zkrácení přesahu vozidla Mitsubishi Carisma [ÚSI, VUT v Brně] .....	49
Obr. 28 Pohled na celkové poškození vozidla Škoda Superb III [ÚSI, VUT v Brně].....	50
Obr. 29 Detail poškození zadních pravých dveří [ÚSI, VUT v Brně].....	50
Obr. 30 Střetová poloha vozidel Opel Astra F a Škoda Fabia III [ÚSI, VUT v Brně].....	53
Obr. 31 Konečná poloha vozidel po střetu.....	53
Obr. 32 Poškození vozidla Opel Astra F [ÚSI, VUT v Brně] .....	55
Obr. 33 Deformace boční části vozidla Škoda Fabia [ÚSI, VUT v Brně].....	55
Obr. 34 Vozidla v konečné poloze.....	60

Obr. 35 Parametry vozidel Škoda Felicia, Ford Mondeo [ÚSI, VUT v Brně].....	60
Obr. 38 Poškození vozidla Škoda Felicia [ÚSI, VUT v Brně].....	61
Obr. 39 Poškození vozu Ford Mondeo [ÚSI, VUT v Brně].....	62

## SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Bodové ohodnocení poškození vozidla [5].....	28
Tab. 2 Parametry vozidel Mitsubishi Carisma, Škoda Superb III .....	48
Tab. 3 Parametry získané při nárazové zkoušce č. 1 .....	49
Tab. 4 Výpočet deformační energie při nárazové zkoušce č. 1 .....	50
Tab. 5 Hodnoty EES alternativních vozidel v modulu Crash 3 pro Mitsubishi Carisma .....	51
Tab. 6 Přepoččet EES pro vozidlo Mitsubishi Carisma.....	52
Tab. 7 Srovnávací tabulka hodnot EES pro nárazovou zkoušku č. 1 .....	52
Tab. 8 Parametry vozidel Opel Astra, Škoda Fabia.....	54
Tab. 9 Parametry získané při nárazové zkoušce č. 2 .....	54
Tab. 10 Výpočet deformační energie nárazové zkoušky č. 2 .....	56
Tab. 11 Hodnoty EES alternativních vozidel z modulu Crash 3 pro Opel Astra F .....	57
Tab. 12 Přepoččet EES pro vozidlo Opel Astra F .....	58
Tab. 13 Tabulka hodnot EES nárazové zkoušky č. 2.....	59
Tab. 14 Parametry vozidel Škoda Felicia, Ford Mondeo .....	60
Tab. 15 Parametry získané při nárazové zkoušce č. 3 .....	61
Tab. 16 Stanovení deformační energie při nárazové zkoušce č. 3 .....	62
Tab. 17 Hodnoty EES pro alternativní vozidla Škoda Felicia .....	63
Tab. 18 Přepoččet EES pro vozidlo Škoda Felicia Combi .....	64
Tab. 19 Tabulka hodnot EES pro nárazovou zkoušku č. 3 .....	65
Tab. 20 Sumarizace výsledků z nárazových zkoušek.....	67

## **SEZNAM PŘÍLOH**

Příloha č. 1: Stanovení hodnot EES alternativních vozidel pro vozidlo Mitsubishi Carisma

Příloha č. 2: Stanovení hodnot EES alternativních vozidel pro vozidlo Opel Astra F

Příloha č. 3: Stanovení hodnot EES alternativních vozidel pro vozidlo Škoda Felicia Combi

Příloha č. 4: Konfigurace nárazové zkoušky č. 1 v programu Virtual Crash

Příloha č. 5: Konfigurace nárazové zkoušky č. 2 v programu Virtual Crash

Příloha č. 6: Konfigurace nárazové zkoušky č. 3 v programu Virtual Crash

Příloha č. 7: Vozidla použitá v komparační metodě