



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

ÚSTAV SOUDNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF FORENSIC ENGINEERING

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

CRASH-TEST DATA ANALYSIS - FRONTAL IMPACTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lucie Mikulášková

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Albert Bradáč, Ph.D.

BRNO 2017

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Lucie Mikulášková

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 - čelní střety

v anglickém jazyce:

Crash-Test Data Analysis - Frontal 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 čelních střetu 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 defomační 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.
- [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

V této práci je řešena problematika nárazových zkoušek. Zaměřuje se především na čelní střety s plným či částečným překrytím. V úvodu jsou popsány nejznámější metody využívané v soudně - inženýrské praxi pro stanovení energetické ekvivalentní rychlosti (EES). Přesně specifikované nárazové zkoušky, které patří do oblasti pasivní bezpečnosti, se věnuje několik organizací ve světě. V praktické části této diplomové práce jsou řešeny čtyři čelní nárazové zkoušky, které byly zdokumentovány za účasti Ústavu soudního inženýrství VUT v Brně. Tyto nárazové zkoušky byly prováděny za účelem pořízení dat a jejich analyzování s výsledným získáním hodnot deformační energie spotřebované pro trvalé poškození vozidla. Následně byly stanoveny parametry EES pro každé vozidlo.

Abstract

In this thesis are solved the problematics of crash tests. It is focused primarily on front impacts with full or part overlap. In the introduction are described the best known methods used in forensic - engineering practice for determination of energy equivalent speed (EES). Exactly specified impact tests, which are part of passive safety, are being addressed by several organizations around the world. In the practical part of this diploma thesis are solved four frontal impact tests, which were documented with the participation of the Institute of Forensic Engineering BUT in Brno.. These impact tests were performed to capture and analyze the data, resulting in the deformation energy used for permanent damage to the vehicle. Subsequently, the EES parameters were set for each vehicle.

Klíčová slova

Nárazová zkouška, deformační energie, energetická ekvivalentní rychlost, poškození, vozidlo, bariéra.

Keywords

Crash test, deformation energy, energy equivalent speed, damage, vehicle, barrier.

Bibliografická citace

MIKULÁŠKOVÁ, L. Analýza naměřených dat z nárazových zkoušek - čelní střety. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2017. 70 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Albert Bradáč, Ph.D..

Prohlášení

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

V Brně dne

.....

Podpis diplomanta

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat vedoucímu své diplomové práce panu Ing. Albertu Bradáčovi, Ph.D. a Ing. Stanislavu Tokařovi za cenné rady a připomínky při vypracování této diplomové práce.

OBSAH

OBSAH	10
1 ÚVOD	12
2 TEORETICKÁ ČÁST PRÁCE.....	13
2.1 Teorie rázu	13
2.1.1 <i>Fáze nárazu</i>	14
2.1.2 <i>Koeficient restituce</i>	14
2.1.3 <i>Zákon zachování energie</i>	15
2.1.4 <i>Tuhostní charakteristika, koeficient tuhosti</i>	16
2.1.5 <i>EES – energeticky ekvivalentní rychlost (Energy Equivalent Speed)</i>	17
2.1.6 <i>EBS – ekvivalentní bariérová rychlost (Equivalent Barrier Speed)</i>	17
2.1.7 <i>Vztah mezi EES a EBS</i>	17
2.2 Stanovení EES	17
2.2.1 <i>Výpočet EES softwarem PC-Crash za pomoci Crash 3</i>	18
2.2.2 <i>Metoda energetického rastru</i>	20
2.2.3 <i>Komparační metoda</i>	23
2.2.4 <i>Metoda korelačního diagramu.</i>	23
2.3 Pasivní bezpečnost.....	25
2.3.1 <i>Karoserie vozidel</i>	28
2.3.2 <i>Deformační zóny karoserie</i>	29
2.3.3 <i>Vnější pasivní bezpečnost</i>	33
2.3.4 <i>Vnitřní pasivní bezpečnost</i>	34
2.4 Nárazové zkoušky.....	34
2.4.1 <i>Euro NCAP – European New Car Assessment Programme</i>	34
2.4.2 <i>IIHS – Insurance Institute For Highway Safety</i>	38
2.4.3 <i>NHTSA – National Highway Traffic Safety Administration</i>	41
2.4.4 <i>Shrnutí teoretické části</i>	44
3 EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST PRÁCE.....	46
3.1 Vyhodnocení nárazových zkoušek provedených za účasti ÚSI VUT	46
3.1.1 <i>Test č. 1 - Škoda Fabia Combi I vs. Škoda Fabia III</i>	48
3.1.2 <i>Test č. 2 - Škoda Superb III vs. Fiat Punto I</i>	51
3.1.3 <i>Test č. 3 – Peugeot 406 vs. Daewoo Nexia</i>	54
3.1.4 <i>Test č. 4 – Citroen Xantia vs. Škoda Felicia Combi</i>	58
3.2 Shrnutí výsledků provedených nárazových zkoušek	60

4 METODIKA MĚŘENÍ EXPERIMENTU.....	62
5 ZÁVĚR	64
POUŽITÉ ZDROJE.....	65
SEZNAM OBRÁZKŮ	68
SEZNAM TABULEK	70
SEZNAM PŘÍLOH	71

1 ÚVOD

Vynálezem automobilu bylo dosaženo rychlejší přepravy lidí, zvířat, materiálu apod. Postupem času si mohlo dovolit pořídit automobil čím dál větší procento lidí, což se projevilo na hustotě provozu na silnicích a tím i nutně narostl počet dopravních nehod. Díky zvyšování rychlosti a výkonnosti vozidel jsou tyto nehody tragičtější. Výrobci automobilů se snaží používat vysokopevnostní materiály karoserií především za účelem ochrany posádky před nárazem a snížení hmotnosti. Tato oblast ochrany před tragickými následky nárazu vozidla se nazývá pasivní bezpečnost. Testování pasivní bezpečnosti se provádí nárazovými zkouškami. Pod tento pojem se řadí deformační zóny, jež pohlcují energii nárazu.

Pro výpočet deformační energie pohlčené deformačními zónami vozidla je z hlediska soudně inženýrské praxe vozidla důležitým parametrem tuhost. Tuhosti různých částí vozidel nejsou znalcům dostupné kvůli konkurenčnímu boji mezi výrobci automobilů. Ve znalecké praxi se tak k určování deformační energie vozidla při nárazu nejčastěji užívá odborný odhad energetické ekvivalentní rychlosti obecně známa pod označením EES. Energetická ekvivalentní rychlost vyjadřuje kinetickou energii vozidla úměrnou deformační energii, která je potřebná k dosažení určitého stupně deformace. Pro stanovení EES jsou využívány alternativní metody. Přehled a princip jednotlivých metod je také součástí této práce.

Na konci teoretické části jsou zmíněny největší světové organizace, které se zabývají prováděním nárazových zkoušek. Princip čelních zkoušek je blíže rozepsán se stanovenými specifikacemi.

V praktické části této diplomové práce jsou řešeny čtyři čelní nárazové zkoušky, které byly zdokumentovány za účasti ÚSI VUT v Brně. Při jednotlivých nárazových zkouškách se jedná vždy o střet dvou vozidel, z nichž vždy jedno vozidlo naráží přední částí s plným či s částečným překrytím do přední části vozidla druhého. Tyto nárazové zkoušky byly prováděny za účelem pořízení dat a následně vyhodnoceny hodnoty deformační energie spotřebované pro trvalé poškození vozidla. Poté byly stanoveny kontrolní parametry EES (energetická ekvivalentní rychlost) pro každé vozidlo.

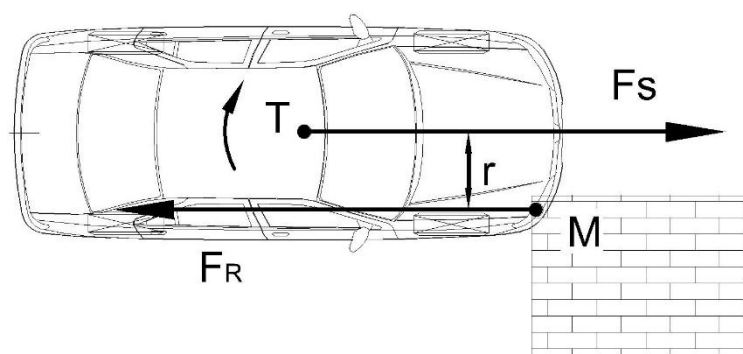
2 TEORETICKÁ ČÁST PRÁCE

2.1 Teorie rázu

V oblasti analýzy nehod je největší důraz kladen na dynamiku, která je jedním z odvětví mechaniky. Jedná se hlavně o popis nehodového děje a o popis pohybových parametrů vozidel v průběhu nehody. Zahrnuje i ráz těles. Rázem je jev, kdy silové působení mezi prvky je vyjádřeno jedinou výslednicí a předpokladem je, že ráz probíhá v nekonečně krátké době v jednom bodě, který se nazývá bodem rázu. Bod rázu leží v oblasti překrytí poškození vozidel.

Kromě běžně uvažovaných sil na vozidlo působí při každé změně jeho pohybu setrvačná síla, která nastává při střetu. Setrvačná síla působí v opačném smyslu než je rázová síla. Směřuje-li setrvačná síla v těžišti vozidla přímo do bodu rázu a rázová síla směřuje do těžiště tělesa, nazývá se tento střet rázem centrickým. V případě, kdy rázová síla nesměruje do těžiště, vzniká střet (ráz) excentrický. Pokud setrvačná a rázová síla působí na rameni r , tak vzniká moment $M = F_s \cdot r$. Velikost rotace závisí na velikosti ramene r , čím menší r tím menší bude i moment.

Střety (rázy) se dělí na přímé a šikmé. Přímé jsou takové, kde rychlosti před střetem jsou vzájemně rovnoběžné. Pokud nejsou rovnoběžné, jedná se o šikmé střety. Pokud vozidlo narazí do přídě či zádí druhého vozidla, jedná se o čelní střet (přímý nebo šikmý, centrický nebo excentrický). Ostatní jsou nazývány bočními střety.[1] [8]



Obrázek 1 – Setrvačná a nárazová síla při nárazu vozidla na překážku [1]

2.1.1 Fáze nárazu

Ráz těles, resp. vozidel, je možno rozdělit do následujících fází:

1) Kompresní fáze – v kompresní fázi dochází k výraznému vzájemnému průniku částí vozidel. Dochází k výraznému nárůstu zpomalení, nárazové síly a k úbytku rychlosti. Tato fáze končí maximálním silovým působením a maximální hloubkou deformace a na krátký okamžik dojde k vyrovnání rychlostí. Tímto končí fáze komprese.

2) Deformační fáze střetu – nastává deformace těles, až do jejich největšího zdeformování jedná se o maximální okamžitou hodnotu hloubky deformace vozidla v průběhu nárazu (elastická + plastická). Rychlost vozidla je v okamžiku dosažení maximální deformace.

3) Restituční fáze střetu – v průběhu této fáze se vozidla od sebe oddělí a pohybují se každé svou výběhovou rychlostí. Dochází k výraznému poklesu nárazové síly a zpomalení. Potom nastane částečné až úplné vrácení tvaru, která závisí na rozsahu deformace a materiálu, z něhož jsou tělesa v deformované části vyrobena. [7] [8]

Z hlediska materiálu těles, z kterých jsou zhotoveny, dochází k plastickému rázu nebo elastickému rázu. Plastický ráz se vyznačuje spotřebovanou určitou kinetickou energií na deformaci. Jedná se o trvalou deformaci vozidla po nárazu. Tělesa jsou zhotovena z materiálu, který nemá žádnou pružnost. U pružného (elastického rázu) bude materiál těles zcela pružný, elastický. Deformační práce zde bude nulová. Většina všech reálných těles, včetně vozidel, se pohybuje mezi těmito mezemi a je nazýván rázem polopružným. [1]

2.1.2 Koeficient restituice

S touto problematikou úzce souvisí pojem **koeficient restituice e** , který vyjadřuje elasticnost rázu. Což je (za předpokladu stejné hmotnosti tělesa před nárazem a po nárazu) poměr změny hybnosti tělesa v restituční a deformační fázi. Koeficient restituice obvykle dosahuje hodnot v rozmezí 0 až 1, přičemž 0 znamená, že se jedná o ráz plně plastický a 1 je ráz plně elastický. Rozmezí $0 < e < 1$ značí elasticko-plastický ráz. Koeficient restituice je závislý na relativní rychlosti narážejících objektů a konstrukci (tuhosti, resp. elasticitě). Koeficient restituice dosahuje hodnot nejčastěji v rozmezí 0,05 až 0,25 při běžných typech nehod. [1] [8]

$$e = \frac{v_{a2} - v}{v - v_{a1}}$$

v_{a1} [m/s]	rychlost tělesa na začátku rázu
v [m/s]	rychlost tělesa v okamžiku ukončení deformační fáze
v_{a2} [m/s]	rychlost tělesa v okamžiku ukončení restituční fáze

2.1.3 Zákon zachování energie

Při analýze střetu je vycházeno ze zákona zachování energie, podle kterého se energie soustavy během střetu nemění. U každého vozidla se rozlišují následující tři druhy energií:[7]

potenciální E_P [J] $E_P = m \cdot g \cdot h$

kinetická translační E_{KT} , rotační E_{KR} [J]

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

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

deformační energie E_{Def} [J]

$$E_{Def} = \frac{1}{2} \cdot k \cdot x^2$$

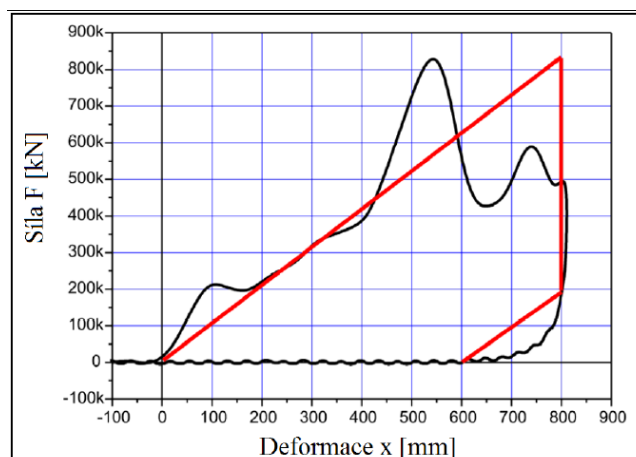
Energetická bilance vozidla, které narazí do překážky, je tedy následující:

$$E_{KT} + E_{KR} + E_P = E'_{KT} + E'_{KR} + E'_P + E_{Def}$$

m [kg]	hmotnost vozidla,
g [m/s ²]	hodnota tíhového zrychlení,
h [m]	výška těžiště vozidla,
v [m/s]	rychlost vozidla,
ω [rad/s]	úhlová rychlost vozidla,
I [kg.m ²]	moment setrvačnosti vozidla,
x [m]	hloubka deformace,
k [N/m]	tuhost vozidla,
E_{KT}, E_{KR}, E_P [J]	energie potenciální, kinetická translační a rotační vozidla před nárazem,
E'_{KT}, E'_{KR}, E'_P [J]	energie potenciální, kinetická translační a rotační vozidla po nárazu,
E_{Def} [J]	deformační energie pohlcená deformačními zónami vozidla při nárazu.

2.1.4 Tuhostní charakteristika, koeficient tuhosti

Pro stanovení deformační energie byla z pokusů formulována lineární závislost nárazové síly na hloubce deformace x neboli tuhostní charakteristika přední části vozidla. [3] Plnou černou čarou je znázorněna reálná tuhostní charakteristika přední části vozidla a červenou čarou s černými tečkami je znázorněna zjednodušená lineární tuhostní charakteristika. [9]



Obrázek 2 - Lineární model tuhostní charakteristiky přední části vozidla [9]

Lineární tuhostní charakteristika je charakterizována koeficientem tuhosti k [N/m].

$$k = \tan \alpha = \frac{F}{x}$$

F [N] síla působící na těleso

Celkové množství deformační energie z hlediska hloubky deformace s a tuhosti vozidel c se pak řídí vztahy: [8]

$$\frac{EES_1}{EES_2} = \sqrt{\frac{m_2 \cdot s_1}{m_1 \cdot s_2}} \quad \text{resp.} \quad \frac{EES_1}{EES_2} = \sqrt{\frac{m_2 \cdot c_2}{m_1 \cdot c_1}}$$

Pro výpočet deformační energie pohlcené deformačními zónami vozidla při nárazu do překážky je tuhost podstatným parametrem. V oboru Soudního inženýrství však hodnoty tuhostí vozidla a jeho částí nejsou známy. K určení deformační energie se v současnosti využívá odhadu energeticky ekvivalentní rychlosti EES, popřípadě ekvivalentní bariérové rychlosti EBS. Stanovení EES je prováděno alternativními metodami, jež jsou uvedeny v kapitole 2.2.

2.1.5 EES – energeticky ekvivalentní rychlost (Energy Equivalent Speed)

EES je energeticky ekvivalentní rychlost vozidla sloužící k odhadu velikosti deformační energie přeměněné z celkové kinetické energie vozidla na jeho deformaci při nárazu do překážky. Vyjadřuje rychlost odpovídající celkové kinetické energii vozidla, která je rovna práci potřebné pro dosažení příslušného stupně deformace vozidla: [2]

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

m [kg] hmotnost vozidla,

EES [m/s] energeticky ekvivalentní rychlost vozidla.

2.1.6 EBS – ekvivalentní bariérová rychlost (Equivalent Barrier Speed)

Jedná se o nárazovou rychlost na tuhou nehybnou bariéru, při které se přemění veškerá kinetická energie vozidla před střetem na deformační práci spotřebovanou při nárazu. Neuvažuje se tedy, že se po střetu vozidlo dále pohybuje s odpovídající kinetickou energií. [2]

$$W_D = E_{def} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot EBS^2 \cdot (1 - e^2)$$

e [-] koeficient restituce,

m [kg] hmotnost vozidla,

EBS [m/s] ekvivalentní bariérová rychlost vozidla

2.1.7 Vztah mezi EES a EBS

Vztah EBS s EES za pomoci koeficientu restituce je následující: [2]

$$EES = EBS \cdot \sqrt{1 - e^2}$$

Koeficient restituce e nabývá hodnot od 0 do 1.

2.2 Stanovení EES

V soudně inženýrské praxi se využívá několik metod pro stanovení množství deformační energie, resp. EES, EBS vozidla z rozsahu jeho poškození.

Metody: komparační metoda

metoda korelačního diagramu

metoda energetického rastru

výpočet EES ze softwaru PC-Crash využívající program Crash 3

2.2.1 Výpočet EES softwarem PC-Crash za pomoci Crash 3

Kennethem L. Campbellem byla formulována pro stanovení deformační energie lineární závislost nárazové rychlosti na zůstatkové deformaci vozidla. Tato závislost je vyjádřena následující funkcí: [8]

$$v = EBS = v_0 + f_1 \cdot C$$

v_0 je rychlost, při které ještě nevznikají deformace,

f_1 je faktor růstu

C je zůstatková deformace.

Z předpokladu lineární závislosti nárazové rychlosti na hloubce deformace je z ní odvozen výpočet deformační energie, který vychází ze závislosti síly na hloubce deformace. Není tedy zohledněn skutečný průběh deformační síly během střetu. Na základě vztahů Kennetha L. Campbella vytvořil Raymond McHenry výpočetní program CRASH 3. McHenry použil vztah ve tvaru: [5]

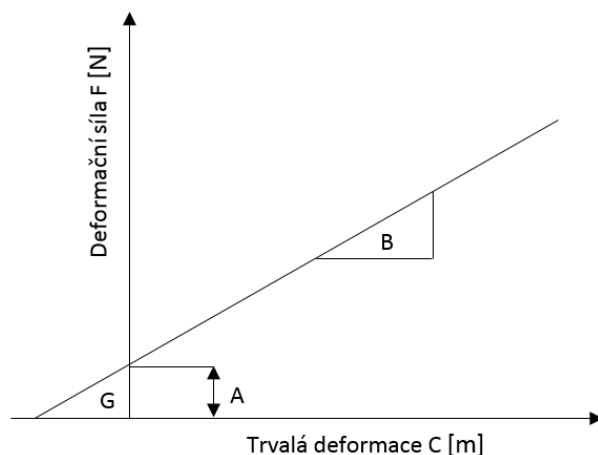
$$F = A + B \cdot C$$

F [N/m] parametr deformační síly vztažený na šířku deformace vozidla,

A [N/m] je jednotková síla, po jejímž překonání dojde k trvalé deformaci

B [N/m²] je směrový součinitel vycházející z tuhosti vozidla

C [m] je hloubka trvalé deformace na vozidle



Obrázek 3 - Závislost síly na plastické deformaci [5]

Deformační energii střetu dle McHenryho lze poté vyjádřit vztahem:

$$E_D = \check{s}_d \cdot \left(A \cdot C + \frac{B \cdot C^2}{2} + G \right)$$

Pro zjištění EES vozidla stejnými výpočty, tj. lineární závislostí mezi působící silou a plastickou deformací, lze použít také např. databázi simulačního programu PC Crash s integrovaným výpočtem CRASH 3 s použitím srovnatelného vozidla z integrované databáze. [8]

$$b_1 = \frac{v_s - b_0}{C_{stř}} \quad B = \frac{m}{\check{s}_d} \cdot b_1^2 \quad A = \frac{m \cdot b_0 \cdot b_1}{\check{s}_d} \quad G = \frac{A^2}{2 \cdot B}$$

$$C_{stř} = \frac{\frac{C_1}{2} + \sum_{i=2}^{n-1} C_i + \frac{C_n}{2}}{n - 1}$$

$$\alpha = C_1 + C_6 + 2 \sum_{i=2}^5 C_i \quad \beta = C_1^2 + C_6^2 + 2 \sum_{i=2}^5 C_i^2 + \sum_{i=2}^5 C_i \cdot C_{i+1}$$

b_1 je konstanta tuhosti,

A vyjadřuje tuhost na počátku plastické deformace,

B je hodnota změny tuhosti vozidla a

G je hodnota síly potřebné pro elastickou deformaci. Přední část vozidla je rozdělena příčně např. do šesti úseků

$C_{stř}$ průměrná hloubka deformace se vypočte z $C1$ až $C6$

v_s rychlost vozidla

$\check{s}_V$ šířka vozidla

$\check{s}_D$ šířka deformace

m hmotnost vozidla

b_0 rychlost, při které nevznikají deformace

Deformační energie dle vztahů Crash 3 je poté rovna:

$$E_D = \frac{\check{s}_d}{5} \cdot \left(\frac{A \cdot \alpha}{2} + \frac{B \cdot \beta}{6} + 5 \cdot G \right)$$

$$EBS = \sqrt{\frac{2 \cdot E_D}{m}}$$

Postup při zadávání

Pro výpočet EES řešeného vozidla využívá CRASH 3 v programu PC-Crash. Uživatel vybere srovnatelné vozidlo z databáze a zadá hloubky zjištěných deformací v řezech šířky vozidla. Na základě zadané deformace, známého koeficientu restituace a směru střetové síly (-45° až $+45^\circ$) je poté programem vypočtena deformační energie, hodnota EBS a EES. [6]

2.2.2 Metoda energetického rastru

Používané jsou zejména pro čelní střety. Fungují na základě lineární závislosti střetové rychlosti na hloubce deformace se znalostí maximální nárazové rychlosti, při které na vozidle nevznikají deformace (obvykle 10 až 13 km/h). Vozidlo je rozděleno na energetická pole a po zakreslení skutečné deformace je poté možno odečíst celkovou velikost zmařeného, tj. deformační energie a dopočítat hodnotu EBS. [8]

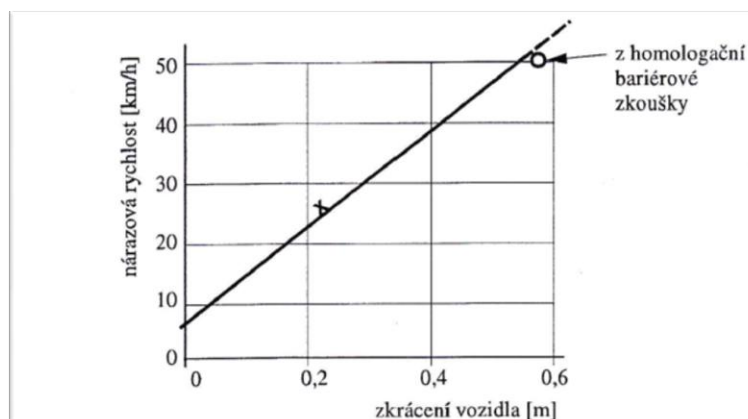
Metoda energetického rastru založená na výzkumu W. Röhricha a D. Schapera vychází z rastrové metody Kennetha L. Campbella, která byla založena na řadě čelních nárazových zkoušek a ze kterých byla vyhodnocena závislost deformační síly na hloubce deformace. Uvažuje rozdílnou tuhost jednotlivých částí přídě vozidla.

Alternativní metodu pro vytvoření energetického rastru publikovali **H. Burg a H. Rau**. Metoda, kterou navrhli, vychází z dat z čelní nárazové zkoušky do tuhé bariéry. Její výpočtový model je založen na lineárním proložení známé střetové rychlosti, při ní vzniklé hloubce deformace a předpokládané rychlosti, při níž nedochází k trvalým deformacím vozidla, jako na **obrázku 4**. Z této lineární závislosti střetové rychlosti na hloubce deformace je vypočten energetický rastr přední části vozidla, který uvažuje s rozdílnou tuhostí napříč přední části vozidla, což je zohledněno proměnlivým přerozdělením množství deformační energie napříč přídě vozidla. Vzhledem k tomu, že metoda vychází pouze ze střetové rychlosti vozidla se zanedbáním restituční fáze, umožňuje tato metoda pouze stanovení EBS. [1]

Postup:

1. Odměření plastické deformace vozidla x po nárazu po bariérové zkoušce. Předpokladem je, že při nárazové rychlosti 10 - 13 km/h nedochází k trvalým deformacím přední části vozidla.
2. Rychlost, při níž nedochází k trvalým deformacím vozidla, je vynesena do grafu při nulové deformaci x jako na **obrázku 4**.

3. K naměřené plastické deformaci je vypočtena průměrná tj. střední hloubka deformace a k ní je vynesena nárazová rychlost z bariérové zkoušky. Získané body jsou proloženy přímkou jako na **obrázku 4**.
4. Je-li přední část vozidla rovnoměrně deformovaná po celé šířce přední části, potom je možné přímo z grafu uvedeném na **obrázku 4** na svislé ose odečíst hodnotu EBS.



Obrázek 4 - Závislost nárazové rychlosti na plastické deformaci [1]

5. Jestliže není přední část vozidla rovnoměrně deformovaná po celé šířce, je třeba postupovat následujícím způsobem:
 - Přední část vozidla se rovnoměrně rozdělí po délce na kolmé pruhy.
 - Pro každou vytvořenou hranici pruhu se z grafu na svislé ose odečte příslušná hodnota rychlosti odpovídající trvalé deformaci. Vypočte se deformační práce, která je dána zmařenou kinetickou energií odpovídající odečtené nárazové rychlosti.
 - Vypočítají se jednotlivé energetické odchylky mezi jednotlivými pruhy v tabulce níže.

Zkrácení na bariéře	Nárazová rychlost		Deformační práce		$\Delta W =$			
			celková W_i	dílčí 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

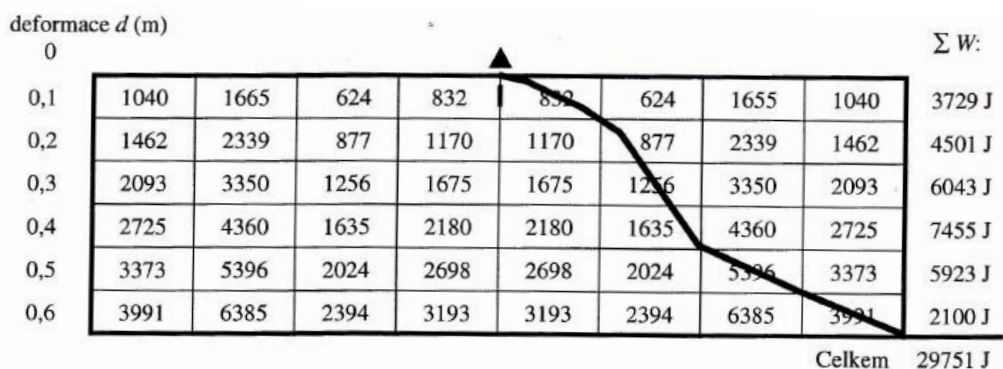
Obrázek 5 - Výpočet deformační práce [1]

- Pro příčné rozdělení deformační energie v jednotlivých pruzích je použito například schéma na **obrázku 6**.

Přední část vozidla								
$\frac{5}{40}$	$\frac{8}{40}$	$\frac{3}{40}$	$\frac{4}{40}$		$\frac{4}{40}$	$\frac{3}{40}$	$\frac{8}{40}$	$\frac{5}{40}$

Obrázek 6 - Rozdělení deformační energie napříč přední části vozidla [1]

- Jednotlivá políčka rastru jsou vyplněna vypočtenou deformační energií, která je potřebná na jejich deformaci. Do vzniklého energetického rastru se zakreslí skutečný tvar poškození vozidla, jako je například na **obrázku 7**.



Obrázek 7 – Energetický rastr přední části vozidla [1]

- Deformační energie zakreslené oblasti na **obrázku 7** je sečtena a z ní je dle následujícího vztahu vypočtena hodnota EBS, resp. EES.

$$EBS = \sqrt{\frac{2 \cdot W_D}{m}}$$

W_D [J] deformační práce potřebná k dosažení příslušného stupně deformace,

m [kg] hmotnost vozidla.

Výpočtový model této metody pracuje s lineární závislostí střetové rychlosti na hloubce deformace, a tedy nemusí vypočtené množství deformační energie pro různé hloubky deformací odpovídat skutečnému množství energie, která byla během střetu přeměněna na deformaci vozidla. Schémata pro přerozdělení deformační energie příde vozidla, která zohledňují rozdílnou tuhost příde vozidla, jsou pro moderní vozidla zastaralá a pro současná vozidla nemusí být odpovídající.

2.2.3 Komparační metoda

Ke stanovení EES se užívá nejčastěji komparační metody s katalogy EES neboli srovnání se známými hodnotami v EES katalozích. Hodnoty EES a hmotnosti vozidel z katalogů je nutno přepočítat podle následujícího vztahu na hmotnost hledaného vozidla a získat tak skutečné hodnoty EES.

$$EES_{vozidla} = \sqrt{\frac{m_{katalog}}{m_{vozidla}}} \cdot EES_{katalog}$$

$EES_{vozidla}$ [m/s]	neznámá hodnota EES hledaného vozidla,
$EES_{katalog}$ [m/s]	známá hodnota EES vozidla z katalogu,
$m_{vozidla}$ [kg]	hmotnost hledaného vozidla,
$m_{katalog}$ [kg]	hmotnost vozidla z katalogu.

Metoda spočívá v porovnání poškození vozidla, u kterého je EES neznámé s poškozením druhého vozidla stejného nebo srovnatelného typu a známé hodnoty EES. Výsledky jsou ovlivněny subjektivním posouzením rozsahu poškození vozidel, které se odvíjí od zkušeností konkrétního znalce. [8] V současné době jsou pro znaleckou praxi využitelné katalogy např. EES Dr. Meleghe [10].

2.2.4 Metoda korelačního diagramu.

Tato metoda vychází z výzkumu J. D. Morelanda, který provedl experimentální srážky vozidel a následně je zapracoval do statistiky poměrných deformací a nárazových rychlostí. Na základě koeficientu k , se v korelačním diagramu určí příslušná hodnota EBS.

Koeficient deformace $k_{vozidla}$ se stanoví na základě bodového hodnocení poškození vozidla (žádné až těžké) a typu srážky (tvrdá, střední, měkká). Výpočet dle následujícího vztahu:

$$k = \sqrt{\frac{D}{m}}$$

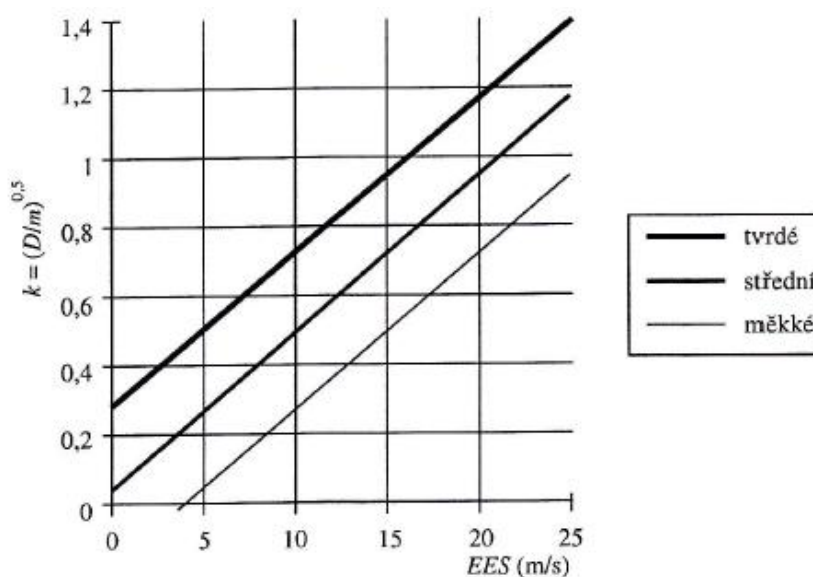
D [-]	bodové ohodnocení poškození vozidla podle tabulky (obrázek 8),
m [kg]	hmotnost vozidla.

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

Obrázek 8 – Bodové hodnocení poškození [1]

Na **obrázku 9** představují:

- srážky tvrdé – přední část vozidla do bariéry,
- srážky střední – přední část vozidla do přední části jiného vozidla, nebo do tuhé úzké překážky,
- srážky měkké – přední část vozidla do boční části jiného vozidla



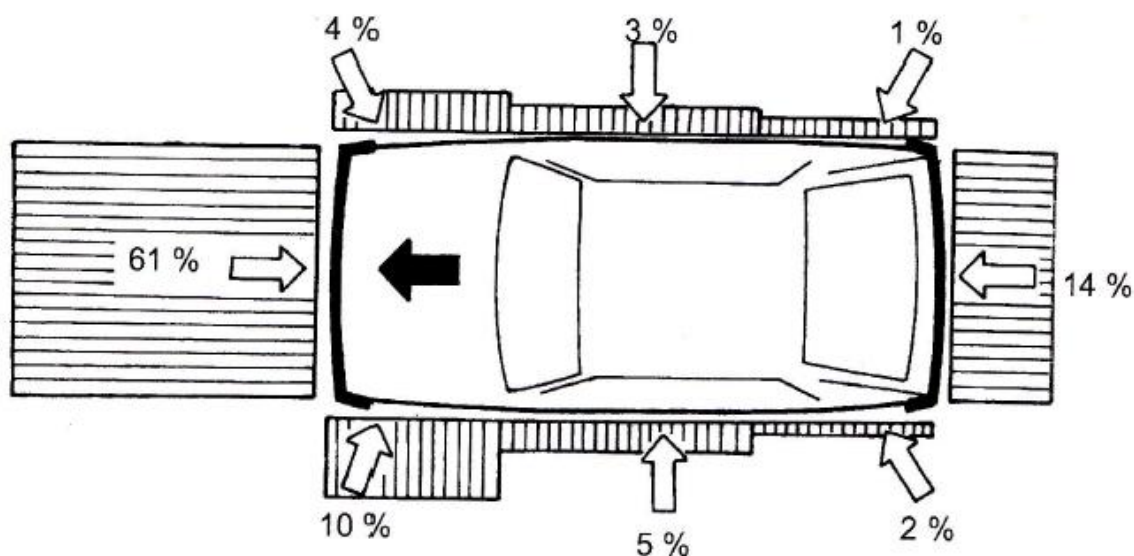
Obrázek 9 – Diagram závislosti poškození vozidla a EBS [1]

Na základě koeficientu deformace k vozidla je odečtena v korelačním diagramu hodnota EBS.

Tato metoda je dosti zastaralá a neodpovídá současným tuhostním vlastnostem moderních vozidel. Závisí na subjektivním posouzení znalce, který poškození vyhodnotí jako lehké, střední, či těžké na základě svých zkušeností.

2.3 Pasivní bezpečnost

Analýza silničních nehod je důležitou vědní disciplínou. Při výzkumu bezpečnosti vozidla je vycházeno ze standardních nehod neboli těch v provozu nejčastějších. Většina zdrojů se shoduje, že ze všech typů střetů dochází nejčastěji k čelním srážkám (cca 60%). Následují střety boční s 25 procenty srážek, přičemž ohroženější je levá strana vozidla. Nárazy zezadu jsou méně časté a poškození jsou menší, protože k nim dochází při menších rychlostech. Z těchto statistik vyplývá, že nejvíce sledovanou oblastí z hlediska bezpečnostních opatření jsou čelní a boční části vozidla.



Obrázek 10 – Četnost nehod podle různých směrů nárazu [11]

Se zvyšujícím se počtem automobilů roste četnost a závažnost dopravních nehod. Zvýšily se tak požadavky na bezpečnost silničních vozidel, především těch osobních. Pro konstruktéry osobních automobilů se tak stalo výzvou snížit následky dopravní nehody nebo se jí vůbec vyhnout.

Vozidla se posuzují ze dvou hledisek, a to **aktivní** a **pasivní bezpečnosti**. Aktivní bezpečnost zahrnuje vše, čím lze aktivně nehodě zabránit. Jejími prvky jsou např. výkon motoru, účinnost brzd, úroveň konstrukční kvality podvozku, výkon osvětlení vozidla, výhled z vozidla, elektronické systémy atd. Do oblasti pasivní bezpečnosti náleží veškeré prvky, které snižují, případně zcela eliminují zranění nebo úmrtí osob při nehodě. Jsou to např. pevnost a vlastnosti karoserie, velikost deformačních zón, bezpečnostní pásy, atd.

Na základě fyzikálních zákonů nelze vyrobit takové vozidlo, které by bylo stoprocentně bezpečné, a v kterém by bylo zaručeno přežití každé nehody. Protože i odolnost lidského organismu má své limity. V případě nárazu vozidla do pevné překážky dochází k přetížení působící na organismus posádky. Konstrukce vozidel současnosti mají za cíl zabezpečit přetížení tak, aby nepřesáhlo 12 g, protože právě tato hodnota je pro mnoho orgánů limitní. Nejodolnější částí těla je hlava, která vydrží přetížení až 33 g. Hmotnost osob ve vozidle se při působícím přetížení několikanásobně zvyšuje.

Problematika pasivní bezpečnosti byla poprvé řešena v 50. letech minulého století v USA, kde se vyráběly automobily z pohledu ochrany posádky nebezpečné. S nárůstem počtu vozidel narůstal i počet nehod, ale počty mrtvých byly považovány za nutnou daň.

Prof. Larry Patrick provedl výzkum zakládající se na analýze konstrukcí vozidel zúčastněných při nehodách a nárazových zkouškách. Z těchto zkoušek vyšly první výsledky odolnosti jednotlivých orgánů lidského těla, podle nichž navrhl první úpravy konstrukce osobních vozidel a stanovil základní kritéria pro ochranu posádky, které jsou platné dodnes. Postupem času došlo tak k pokroku jak ze strany výrobců automobilů tak i jejich uživatelů z hlediska používání bezpečnostních pásů a opěrek hlavy, který se velmi rychle rozšířil do Evropy a zbytku světa. [16]

Z výsledků testů na vlastní osobě prof. Patrick vyvodil následující pravidla:

- posádka vozidla musí mít dostatečný prostor pro přežití, a to i při převrácení vozidla a jízdě po střeše
- do tohoto prostoru nesmí nadměrně proniknout žádná část vozidla, která tam nepatří (hlavně hřídel řízení)
- v tomto prostoru nesmí být žádné části, které by mohly přispět ke zranění posádky, tedy ostré výstupky a hrany pokud možno odstranit, nebo zakulatit (nyní platí minimální poloměr hran 2,5 mm)
- vnitřní část tohoto prostoru by měla být vyložena materiály tlumící náraz a případné plochy, které mohou přijít do styku s lidským tělem, musí být co největší (např. střed volantu)
- prostor pro posádku musí být co nejtužší, aby se při havárii co nejméně deformoval a umožnil otevření aspoň jedné dveří bez pomoci nástrojů, kabina musí zůstat celistvá
- sedačky musí být upevněny tak pevně, aby zůstaly v případě nárazu na svém místě

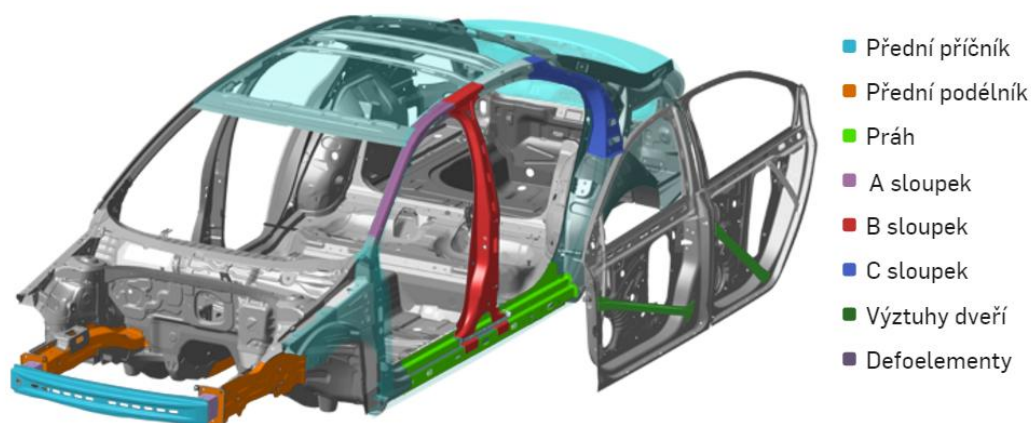
- posádka musí být fixována na sedadlech speciálním zařízením, které zachytí energii nárazu a nedovolí kontakt těla s pevnými částmi kabiny
- dveře vozidla se nesmí při nárazu samovolně otevřít, posádka nesmí z auta vypadnout (hrozí až 5x větší riziko úmrtí), bylo nutné změnit konstrukci zámků
- přední a zadní část vozidla musí pohltit energii nárazu a rozprostřít ji na určitý minimální čas, aby zpoždění kabiny a tedy posádky při nárazu nepřekročilo kritické hodnoty
- okna ve vozidlech musí být takové konstrukce, aby při rozbití nezpůsobily řezné poranění posádky
- při havárii nesmí dojít k požáru vozidla a úniku paliva z nádrže
- materiály používané v interiéru vozidla by měly být nehořlavé, nebo alespoň s omezenou hořlavostí [16]

Na základě takto stanovených požadavků byly vytvořeny nové předpisy, kde bylo přesně definováno, co musí která část vozidla splňovat. Hranice rychlosti pro přežití posádky byla stanovená na 48 km/h. Tato rychlost zaručuje, že posádka vozidla náraz přežije z 85%, nebo jen s drobným zraněním. Rychlost nad 90 km/h v případě nárazu na pevnou překážku se považuje za smrtelnou. Podle statistiky je většina nárazů v rychlostech nižších, protože se řidič snaží intenzivně brzdít.

Díky těmto poznatkům bylo nutné zásadně přestavět celé vozidlo. Zahrnovalo vyztužení kabiny (podlahy, střechy). Zabránění pronikání různých dílů do kabiny vozidla bylo zavedením kloubových hřídelů volantu, změnou konstrukce pedálů a uchycení motoru, který se při nárazu zasouvá pod vozidlo. Dále byla posílena protipožární opatření tím, že byla přemístěna palivová nádrž na místo z hlediska bezpečnosti nejméně ohrožené, tj. pod zadní sedadla. Zasklení vozidel normálním sklem bylo nahrazeno skly kalenými, později bylo přední sklo lepené nebo vrstvené sklo, kde je mezi obě skla je vložena plastová fólie. Tyto úpravy byly provedeny s cílem vyšší pevnosti vůči nárazu a omezení tříštivosti skla na velké ostré kusy ohrožující posádku. Nárazníky vozidel se dříve vyráběly z pochromované oceli, dnes jsou pouhým výliskem z ocelového plechu, který překrývá plastový kryt, zlepšující aerodynamiku. Mají za úkol zachytit a rozložit náraz na celou přední část vozidla. Jinak je požadavkem na nárazníky vozidla, že musí zabránit poškození vozidla do rychlosti 4 km/h. [16]

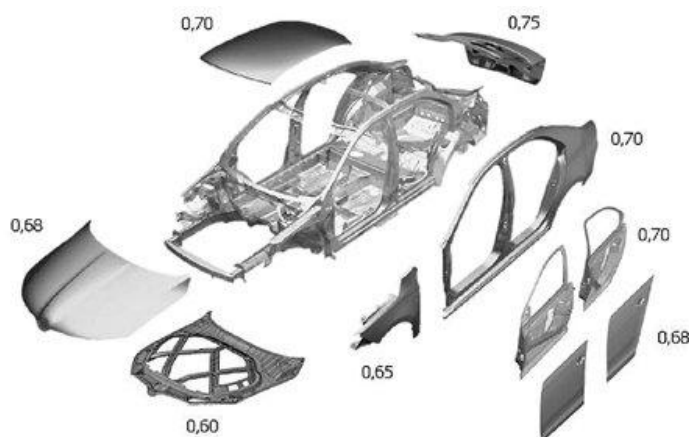
2.3.1 Karoserie vozidel

Dnešní vozidla jsou vyráběna se samonosnými karosériemi. Vzhledem ke zvyšujícím se nárokům na bezpečnost výrobci byli nuceni používat lehčí a pevnější materiály pro karoserie jako je například vysoko-pevnostní ocel. To umožnilo radikálně snížit hmotnost karoserie vozidla a současně zlepšit tuhost a její deformační charakteristiky. Karoserie je složena z různých materiálů, které mají odlišné deformační vlastnosti tak, aby se při nehodě co nejlépe rozložily působící síly a uchránila posádku vozidla. [12]

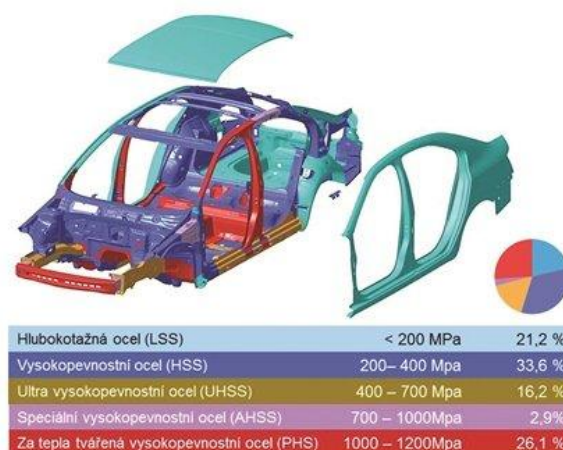


Obrázek 11 – Hlavní části karoserie [12]

Na materiály používané při výrobě automobilové karoserie jsou kladeny rozmanité a mnohdy protichůdné požadavky. Vnitřní díly karoserie musejí zajistit pevnost vnitřního skeletu vozu, vysokou korozní odolnost i únavové namáhání, zatímco pro vnější díly jsou charakteristické náročné designové tvary, a tedy i vysoké nároky na dostatečnou plasticitu. Nejčastěji se používají ocelové plechy, pozinkované ocelové plechy, hliníkové plechy a plasty. Výběr materiálu tak výrazně ovlivňuje především cena a měrná hmotnost materiálu. Hliníková karoserie je sice ekonomicky méně výhodná, technologicky náročnější na zpracování, ale je stále až o 43 % lehčí než karoserie ocelová. I proto se vyvíjejí moderní vysokopevnostní ocelové materiály, aby automobilová karoserie měla co nejnižší možnou hmotnost a mohla konkurovat karoserii hliníkové. Na svařitelnost mají také vliv různé povrchové úpravy, konverzní povlaky i různé typy procesních maziv, která ve svarovém kovu vytvářejí póry v důsledku vypařování, takže svařovací proces je nutné vhodným způsobem upravit. [13]



**Obrázek 12 - Tloušťky plechů [mm]
Škoda Octavia III [13]**

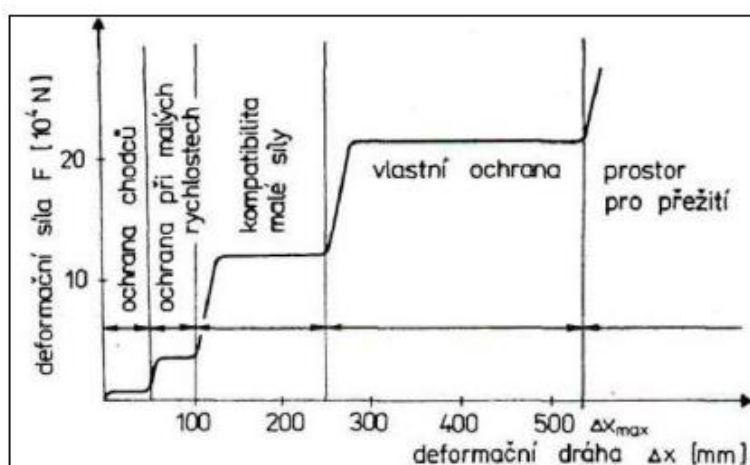


**Obrázek 13 - Materiálový koncept karoserie
modelu ŠKODA Octavia [13]**

2.3.2 Deformační zóny karoserie

Dnešní vozidlům je důležité vytvořit zónu příčně velmi tuhou a pevnou, ale podélně poddajnou. Příčná tuhost je nutná z hlediska uložení přední nápravy a přenosu sil při přesazeném nárazu i do nezasažené části. Deformační zóny jsou části karoserie nebo nosné struktury vozidla. U moderních automobilů je zajištěn optimální průběh deformace k co největší eliminaci a pohlcení vzniklé energie při nárazu. Deformační charakteristika přední části vozidla by měla mít stupňovitý progresivní průběh složený z pěti stupňů:

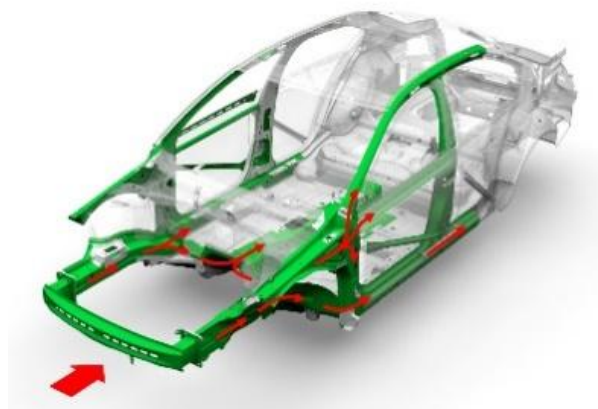
- Ochrana při nízkých rychlostech (parkovací manévry)
- Kompatibilita (ochrana spoluúčastníka nehody)
- Vlastní ochrana (musí se dodržet biomechanická kritéria)
- Prostor pro přežití
- Ochrana chodců [11]



Obrázek 14 – Ideální stupňovitá deformační charakteristika přídě [11]

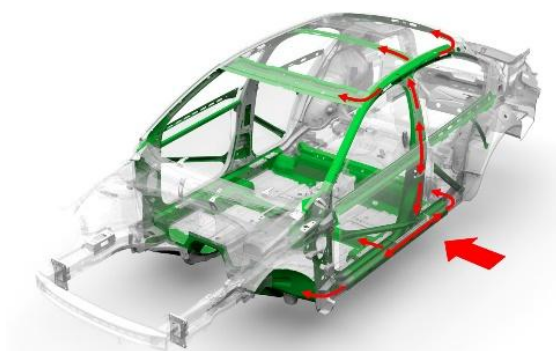
Bylo stanoveno, že celá přední část vozidla musí absorbovat energii nárazu, což vyžaduje deformační zónu asi 600 mm dlouhou (s připočtením účinku protažení bezpečnostních pásů, má tělo k dispozici asi 750 mm) Deformovat se může pouze měkký díl, tedy různé plechy – blatníky vnitřní i vnější, kapota, chladič, přední maska a částečně i nárazník. Tuhý motor je velmi omezujícím činitelem pro vytvoření správné deformační zóny. Z tohoto pohledu jsou na tom nejlépe vozidla s motorem uloženými před zadní nápravou, nebo vzadu.

Není důležité, jak moc je při nárazu deformační část vozidla zdeformovaná. Nejdůležitější je dosažení co nejmenšího přetížení v kabině a neporušenost prostoru pro posádku. Dříve byla odolnost vozidla proti poškození při nárazu oceňována, ale dnes je známkou špatné úrovně pasivní bezpečnosti. V případě kabiny je naopak snaha o co největší tuhost aby tak zachovala stálý prostor pro přežití posádky. Z toho důvodu se zejména pro tyto části karoserie používají vysoko-pevnostní materiály, především pro dosažení dostatečné míry tuhosti karoserie. Proto je vyžadována robustní konstrukce prahů a sloupků. Velkou roli při střetu sehrává také hmotnost obou vozidel. Těžší vozidla s dlouho předí a zádí jsou na tom z pohledu pasivní bezpečnosti nesrovnatelně lépe. Malé a lehké vozidlo jednak nemá tak dlouhou deformační zónu a zastavení vozidla nastane díky eliminaci menší hmoty dříve, při stejné rychlosti tedy budou hodnoty přetížení větší. Pokud se čelně srazí např. těžký Mercedes a lehká Škoda, přebytek hmotnosti Mercedesu proti Škodě způsobí obrovský nárůst přetížení u škodovky. Škoda se při nárazu nezastaví, ale je vržena zpět, a Mercedes popojede ve směru nárazu. [16]



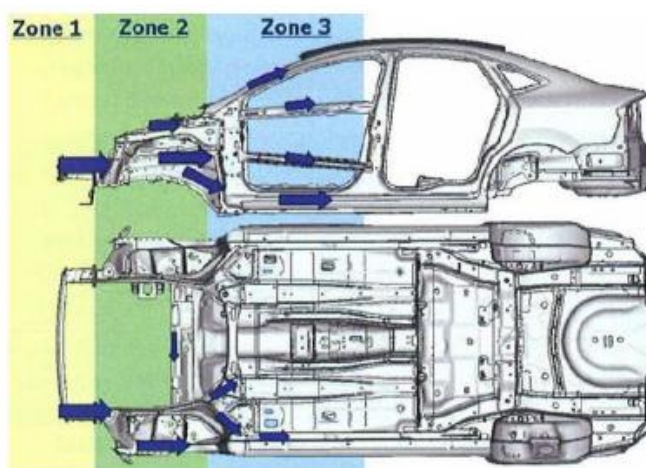
Obrázek 15 - Rozložení sil působících při čelním nárazu [13]

Nejhorší případy jsou nárazy z boku, nebo pod úhlem na přední sloupek. Nelze vytvořit stejně hodnotnou boční deformační zónu, protože by se nepřípustně zvýšila šířka vozu. Proto jsou všechna vozidla z boku velmi zranitelná. Deformační zóna je velmi malá, je spíše snaha o vyztužení boku proti nadměrné deformaci za účelem zachování prostoru pro přežití posádky. Z tohoto důvodu se zesiluje konstrukce dveří a prahů. Větší a tudíž širší vozidla jsou na tom opět lépe, než vozidla malá. Proto se na tyto oblasti používá největší množství vysoko-pevnostních materiálů, které jsou schopny pohltit značné množství energie při bočním nárazu.



Obrázek 16 - Rozložení sil působících při bočním nárazu [13]

Karoserie automobilu je tedy základním prvkem ochrany posádky. Je funkčně rozdělena do tří částí:

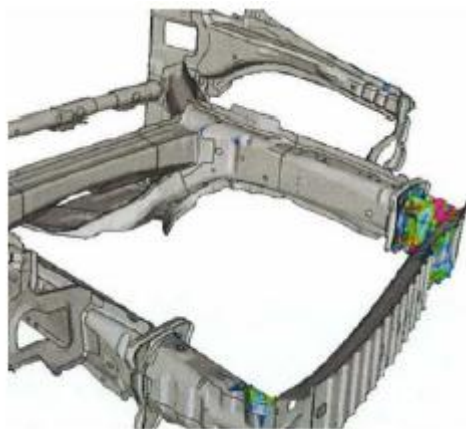


Obrázek 17 – Deformační zóny [14]

Deformační zóna 1 - defoelementy

Tato zóna zachycuje síly odpovídající nárazu v rychlosti 15 km/h do tuhé překážky, zprostředkovává řídící jednotce první informace o průběhu negativního přetížení, brání nadbytečnému poškození druhé deformační zóny a pohonné jednotky. Přední deformační

členy se mají za úkol programově zdeformovat do sebe tak, aby nepřenesly na hlavní podélníky zóny 2 vyšší sílu, než jakou vydrží bez trvalých deformací. Jde o sílu v intervalu 100 – 150 kN v závislosti na velikosti a konstrukci vozu. [14]

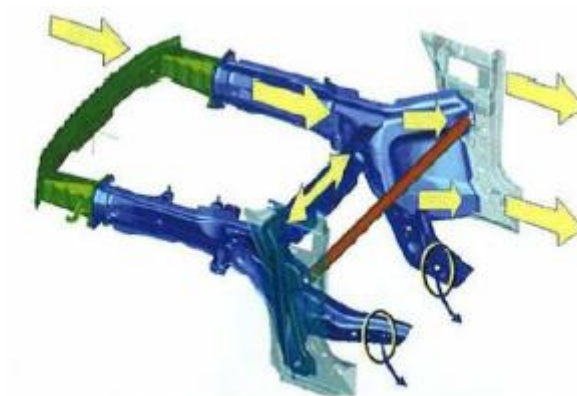


Obrázek 18 – Deformace zóny 1 [14]

Deformační zóna 2

Zóna, která má za úkol co nejlépe chránit posádku vozu. Zajišťuje nejpriznivější průběh negativního přetížení, které v průběhu nárazu působí na cestující ve voze. Průběh sil při zkouškovém přesazeném nárazu při rychlosti 64 km/h, podle Euro NCAP. Zóna 2 je vybarvena modrou barvou na **Obrázku 20**. V této zóně probíhají 3 nejdůležitější skutečnosti, které ovlivňují bezpečnost osob ve vozidle.

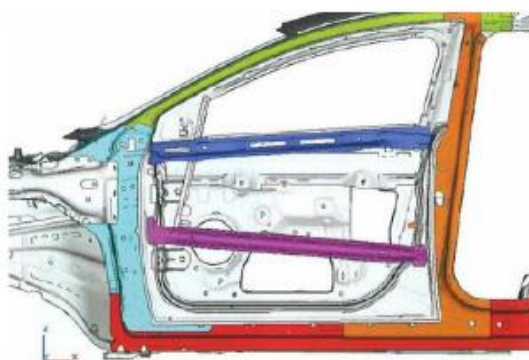
- Řízená deformace hlavních podélníků. Deformace by měla být co nejplynulejší, bez výskytu velkých přechodových rázů, které by se přenesly na posádku vozidla.
- Průběh negativního přetížení. Na začátku deformace hlavních podélníků dostává řídicí jednotka informace, na jejich základě aktivuje předepínače bezpečnostních pásů a airbagy.
- Přenos sil do 3. zóny (**Obrázek 19**). Tato zóna splní svůj úkol spolehlivě jen tehdy, zdeformují-li se 1. a 2. zóna tak, jak je předepsáno. Pokud se tak nestane, hrozí nebezpečí, že se na konstrukci této zóny přenesou větší síly, než na kterou je navrhována. [14]



Obrázek 20 – Deformace zóny 2 [14]

Bezpečnostní zóna 3

Tato zóna musí při nárazu odolat bez větších trvalých deformací. Není tudíž zónou deformační, ale bezpečnostní. Tuhost této zóny a zejména B sloupku hraje důležitou roli při bočním nárazu, kdy na posádku působí nebezpečné boční zrychlení. Při tomto nárazu by měla konstrukce absorbovat co nejvíce energie, při co nejmenší deformaci. Zejména pro A a B sloupky se používají vysoko-pevnostní materiály, které jsou vyrobeny tvářením za tepla a vynikají složením materiálu. [14]



Obrázek 21 – Bezpečnostní zóna 3 [14]

2.3.3 Vnější pasivní bezpečnost

Rostoucí požadavky na ochranu chodců především u testů Euro NCAP donutili výrobce přijít s řešením, které by snížilo poranění při stále častějších střetech vozidel s chodci. Kromě pasivní ochrany posádky vnitřní, tedy ve vozidle, posuzuje se chování vozidla při střetu s chodcem. V průběhu 70. let postupně mizely z vozidel všechny ostré výčnělky, jako vystouplé kliky a jiné ozdoby, které by mohly při střetu zvýšit riziko zranění chodce. V

současnosti se klade důraz i na tuhost kapoty v místě, kde většinou naráží hlava chodce při přímém střetu s vozidlem. Dále by v karoserii neměla být žádná místa, kde se může zaklínit končetina chodce a způsobit těžké zranění až amputaci. Proto by na vozech neměli z toho pohledu být žádné spoilery, které mají mřížky s velkými otvory. Výsledky testů ukazují, že střety vozidel s chodci nepatří zrovna k silným stránkám většiny vozů, ačkoli následky střetů vozidla s chodcem bývají většinou velmi vážné. Proto byly vyvinuty některé bezpečnostní prvky. **Aktivní kapota** pomáhá při nárazu chránit hlavu člověka. Principem činnosti spočívá v jejím zvednutí u paty čelního skla, těsně před okamžikem kontaktu s chodcem. **Pružné nárazníky** slouží ke snížení rizika zranění dolních končetin, které jsou měkčí díky plastové výztuze nárazníku a pěnovou výplní sloužící k pohlcení energie. **Systémy airbagů pro chodce** sestávají z dvojice airbagů chránících na každé straně chodce před nárazem do A sloupku. **Aktivní nárazník**, jehož vysunutím lze dosáhnout zvětšení deformačního prostoru. [15]

2.3.4 Vnitřní pasivní bezpečnost

Mezi hlavní bezpečnostní prvky patří zejména **bezpečnostní pásy a nafukovací vaky – airbagy**. Tyto prvky mají své opodstatnění zejména při čelním nárazu. Pásy zachycují a přidržují těla členů posádky na sedadlech. Airbagy bez zapnutých pásů nedokážou dostatečně ochránit posádku, pouze je doplňují. [15]

2.4 Nárazové zkoušky

Crashtesty (nárazové zkoušky) jsou destruktivní zkoušky vozidel, které testují pasivní bezpečnost automobilů. Při těchto testech je každý vůz podroben několika předem definovaným nárazům (např. čelní, boční náraz). Výsledek testů určuje několik faktorů - např. síly, které při nárazu působí na jednotlivé části lidského těla. Podle výsledků testů je pak vozu přiděleno hodnocení bezpečnosti (např. počet hvězdiček, nebo počet dosažených bodů).

Crashtesty provádí několik na sobě nezávislých organizací. V Evropě je to Euro NCAP, ve Spojených státech NHTSA a IIHS, v Austrálii ANCAP. Každá z organizací má jinou metodiku testů (např. rychlost vozu při nárazu).

2.4.1 Euro NCAP – European New Car Assessment Programme

Organizace EuroNCAP je nezávislé společenství pocházející z Velké Británie, nyní podporované Evropskou komisí. Zveřejňuje zprávy s výsledky bezpečnosti nových modelů automobilů a uděluje jim hvězdičky podle výsledků v nárazových testech. Představila se 4.

února 1997 s prvními crashtesty. Tehdy byly ještě maximem čtyři hvězdičky a bylo téměř nemožné dosáhnout na plný počet hvězd. Dnes už automobily dostávají až pět hvězd a obdrží je devět z deseti modelů nabízených v Evropě.

V letošním roce organizace funguje 20 let a předvedla pokrok bezpečnosti osobních automobilů na crashtestu modelu Rover 100 (červený) z roku 1997 a Hondy Jazz (žlutý) současné generace. [20]



Obrázek 22 – Rover 100 vs. Honda Jazz [20]

Podle EuroNCAP se za 20 let snížilo riziko úmrtí o 63 procent a zachránilo 78 tisíc životů. Bylo vydáno na 630 vysvědčení aut prodávaných na evropských trzích, rozbito více než 1800 vozů za 160 milionů eur.auta jsou stále pevnější a bezpečnější i díky crashtestům. EuroNCAP do hodnocení zahrnuje i prvky aktivní bezpečnosti, které mají střetu zabránit. [20]

Hodnocení Euro NCAP

Metodika hodnocení bezpečnosti automobilů zavedená od roku 2009 má 4 kategorie zahrnující ochranu dospělých, ochranu dětí, ochranu chodců a asistenční systémy. Každá z kategorií má stanovený maximální počet bodů a celková známka je pak jejich váženým průměrem. Váha kategorie zohledňuje důležitost této oblasti pro bezpečnost automobilu. Celková známka (body) se převádí na počet hvězd dle stanoveného klíče.

V souvislosti s aktivní bezpečností bylo od roku 2016 zavedeno tzv. duální hodnocení, kdy jsou zkoušena vozidla se základní výbavou a verze s příplatkovým balíčkem obsahujícím inteligentní bezpečnostní systémy. Pokud jsou tyto systémy zahrnuty již ve standardní výbavě, test se provádí pouze jednou.

Euro NCAP používá bodový systém. Za ochranu dospělých je možné získat maximálně 38 bodů, ochrana dětí může být ohodnocena nejvýše 49 body. Na ochranu chodců vychází nejvýše 42 bodů a nejlepší možný výsledek za aktivní bezpečnost se rovná 12 bodům. Procentuální hodnocení jednotlivých sekcí odpovídá poměru získaných bodů vůči

dosažitelnému maximu. V následující tabulce jsou pro rok 2017 uvedena procenta minimálního bodového hodnocení v jednotlivých kategoriích, kterých musí model automobilu dosáhnout, aby mohl být oceněn určitým počtem hvězd. [21]

Rok 2017	Ochrana dospělých	Ochrana dětí	Ochrana chodců	Asistenční systémy	Celkem
★★★★★	80%	75%	60%	50%	69%
★★★★☆	70%	60%	50%	40%	58%
★★★☆☆	60%	30%	40%	25%	43%
★★★☆☆	50%	25%	30%	15%	34%
★★☆☆☆	40%	15%	20%	10%	25%
Váha	40%	20%	20%	20%	

Obrázek 23 – Hodnocení Euro NCAP [17]

Euro NCAP provádí několik druhů nejrůznějších testů. Jsou to boční náraz pohyblivou deformovatelnou bariérou, boční náraz do sloupu, čelní náraz do deformovatelné bariéry, čelní náraz do nedeformovatelné bariéry s plným překrytím, zadní náraz do stojícího vozidla, náraz hlavy chodce a další.

V dalších kapitolách jsou blíže představeny čelní nárazové zkoušky a její specifikace.

Částečný čelní náraz do deformovatelné bariéry (Offset Deformable Barrier – ODB crash test)

Částečný čelní náraz do deformovatelné reprezentuje nejčastější typ střetu automobilu. Jsou zodpovědné za více úmrtí a vážných zranění, než jakýkoli jiný typ nehod. V reálném provozu by tento náraz odpovídal střetu dvou protijedoucích automobilů o stejné hmotnosti, z nichž každý jede středně vysokou rychlostí např. 50 km/hod. Přičemž do střetu je zapojena pouze část šířky přední konstrukce vozidla. Ve zkušebních podmínkách zkoušený automobil naráží do deformovatelné bariéry rychlostí 64 km/hod (40 mil/hod). Náraz do deformovatelné bariéry je veden s přesahem 40%, cílená deformace bariéry simuluje deformující se protijedoucí vozidlo. Posádku simuluje figurína představující průměrného dospělého člověka na předním sedadle a dvě dětské figuríny umístěné v dětských sedačkách na zadních sedadlech. Bariéra je z hliníková, deformovatelná přesných rozměrů, která svou strukturou připomíná včelí plástve. Bariéra má šířku 1000 mm. Rozložení síly musí být zaměřeno na části vozidla, kde se energie může být účinně a bezpečně absorbovat. Přední deformační zóna se musí zhroutit kontrolovaným způsobem, přičemž prostor pro cestující musí být co nejvíce

nezdeformován. Stejně jako u ostatních zkoušek Euro NCAP se vyhodnocují data (naměřená zrychlení) z figurín. [17]



Obrázek 24 - Částečný čelní náraz do deformovatelné bariéry [17]

Plný čelní náraz do nedeformovatelné bariéry (Full Width Rigid Barrier crash test)

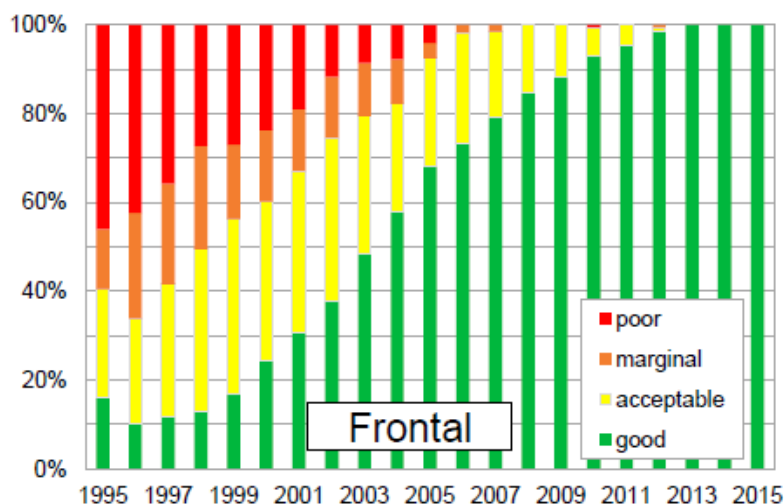
Plný čelní náraz do nedeformovatelné bariéry je nově prováděná zkouška od roku 2015. Motivem ke vzniku nové zkoušky byly stále tužší automobilové konstrukce, kde především prostor pro cestující je méně náchylný ke zhroucení. Toto sice přineslo snížení počtu zranění dolních končetin a hlavy. Vyšší tuhost konstrukce a tedy menší deformace znamená větší zrychlení (zpomalení), které je třeba řešit pomocí zádržných systémů. Velké přetížení vede k vážným zraněním hrudi především u starších cestujících a dětí. Při této nové zkoušce automobil jedoucí rychlostí 50 km/h naráží do zcela pevné bariéry s plným překrytím. V tomto se zkouška liší od její běžnější varianty. Při testu plného čelního nárazu je na sedadle řidiče usazena ženská figurína a stejná figurína sedí i na zadním sedadle spolujezdce. Nová zkouška klade vysoké nároky na kvalitu zádržných systémů u předních a u zadních míst k sezení. Přísné limity jsou kladeny hlavně na zpomalení hrudníku a na stupni jeho vychýlení. Tento test vyvažuje již zmíněný „částečný čelní náraz“ při kterém je používána mužská figurína, a který pro úspěšné zvládnutí vyžaduje spíše dostatečnou tuhost karoserie. Tuhá konstrukce karoserie zajistí bezpečný prostor pro posádku. Proti tomu však stojí test „čelního nárazu do nedeformovatelné bariéry s drobnou ženskou figurínou“, na kterou působí při použití příliš tuhé konstrukce karoserie nadměrné přetížení. Jak už bylo zmíněno v kapitole 4, přetížení přesahující 12 g způsobují vážná vnitřní zranění. [17]



Obrázek 25 - Plný čelní náraz do nedeformovatelné bariéry [17]

2.4.2 IIHS – Insurance Institute For Highway Safety

Organizaci IIHS založily v roce 1959 americké pojišťovny, za účelem vedení a financování programů pro zvýšení bezpečnosti provozu na dálnicích. Působnost IIHS se postupně rozšiřovala - od sedmdesátých let například vede podrobné statistiky následků nehod, od devadesátých let provádí nárazové zkoušky. Na rozdíl od americké vládní agentury NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) se metodika crash testů IIHS podobá evropskému NCAP. Organizace IIHS začala s testováním odolnosti proti nárazu a jejím hodnocením v roce 1995. Vývoj bezpečnosti vozidel od začátku provádění nárazových zkoušek podle IIHS je znázorněn na obrázku **Obrázek 26**. [19]



Obrázek 27 - Statistika hodnocení ochrany při čelním nárazu v letech 1995 – 2015 [19]

Druhy nárazových zkoušek IIHS: Boční náraz pohyblivou vyšší deformovatelnou bariérou, boční náraz pohyblivou deformovatelnou bariérou pod úhlem, čelní náraz do pevné

překážky s přesahem 25 %, čelní náraz do pevné překážky s přesahem 40 %, zkouška pevnosti střechy, test opěrky hlavy a sedadla. [19]

IIHS provádí dva čelní crash testy: test s mírným přesahem 40 % (Moderate overlap frontal test) a test s malým přesahem 25 % (Small overlap frontal test). V dalších kapitolách jsou blíže tyto zkoušky představeny a jejich specifikace.

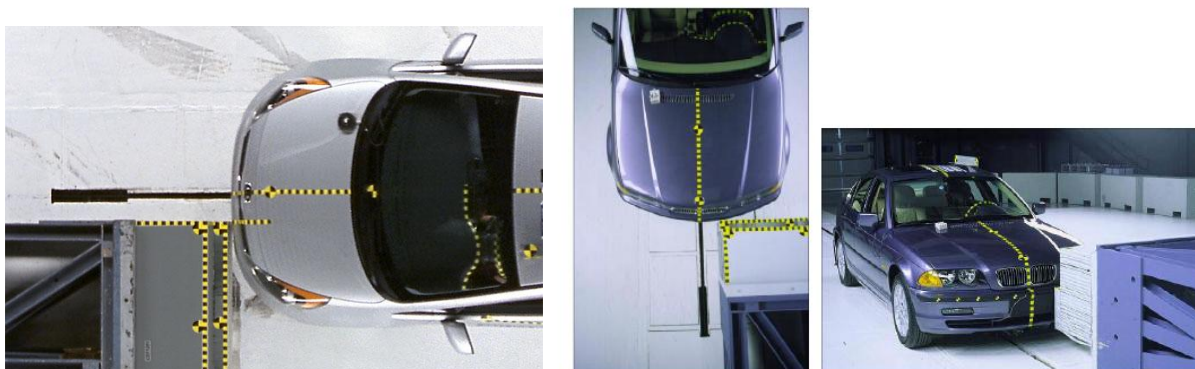
Hodnocení bezpečnosti IIHS

Organizace IIHS hodnotí vozidla do čtyř skupin. Nejlepší skupina vozidel je nazývána jako dobrá, další skupinou je přijatelná a nejhorší skupina je slabá. Na rozdíl od testů NHTSA, toto hodnocení nezohledňuje možnost úrazu. [19]



Čelní zkouška s mírným přesahem 40 % (Moderate overlap frontal test)

Když IIHS zahájila čelní testy s mírným přesahem, většina vozidel byla hodnocena jako špatná nebo přijatelná. V současné době drtivá většina vozidel získává dobré hodnocení. Prostory posádky jsou mnohem odolnější. V čelním testu s mírným překrytím se vozidlo pohybuje rychlostí 64 km/h (40 mph) do deformovatelné bariéry z hliníkových voštin. Bariéra je přes 60 centimetrů vysoká. Figurína představující průměrnou velikost člověka je umístěna na sedadle řidiče. Vozidlo zasahuje bariéru na straně řidiče 40 % z celkové šířky vozidla. Síly v testu jsou podobné těm, které by odpovídali čelnímu nárazu mezi dvěma vozidly o stejné hmotnosti, z nichž se každý pohybuje 64 km/h (40 mph).[19]



Obrázek 28 - Čelní zkouška s mírným přesahem 40 % [19]

Čelní zkouška s malým překrytím 25 % (Small overlap frontal test)

Institut v roce 2012 představil zkoušku čelního nárazu malým překrytím 25 %. Představuje situace, kdy se třeba na úzké silnici míjejí vozidla a mohou se zasáhnout. Případně když se snaží řidič na poslední chvíli zabránit střetu se stromem, sloupem nebo jinou překážkou.

Tento test je výzvou pro bezpečnostní pásy a airbasy, protože cestující se pohybují dopředu i směrem k boku vozidla. Vozidlo se pohybuje směrem k pevné bariéře rychlostí 64km/h (40 mph). Bariéra je vysoká 1,5 m. Vozidlo zasahuje bariéru 25 % z celkové šířky vozidla na straně řidiče. Figurína představující průměrnou velikost dospělého člověka je umístěna na sedadle řidiče.

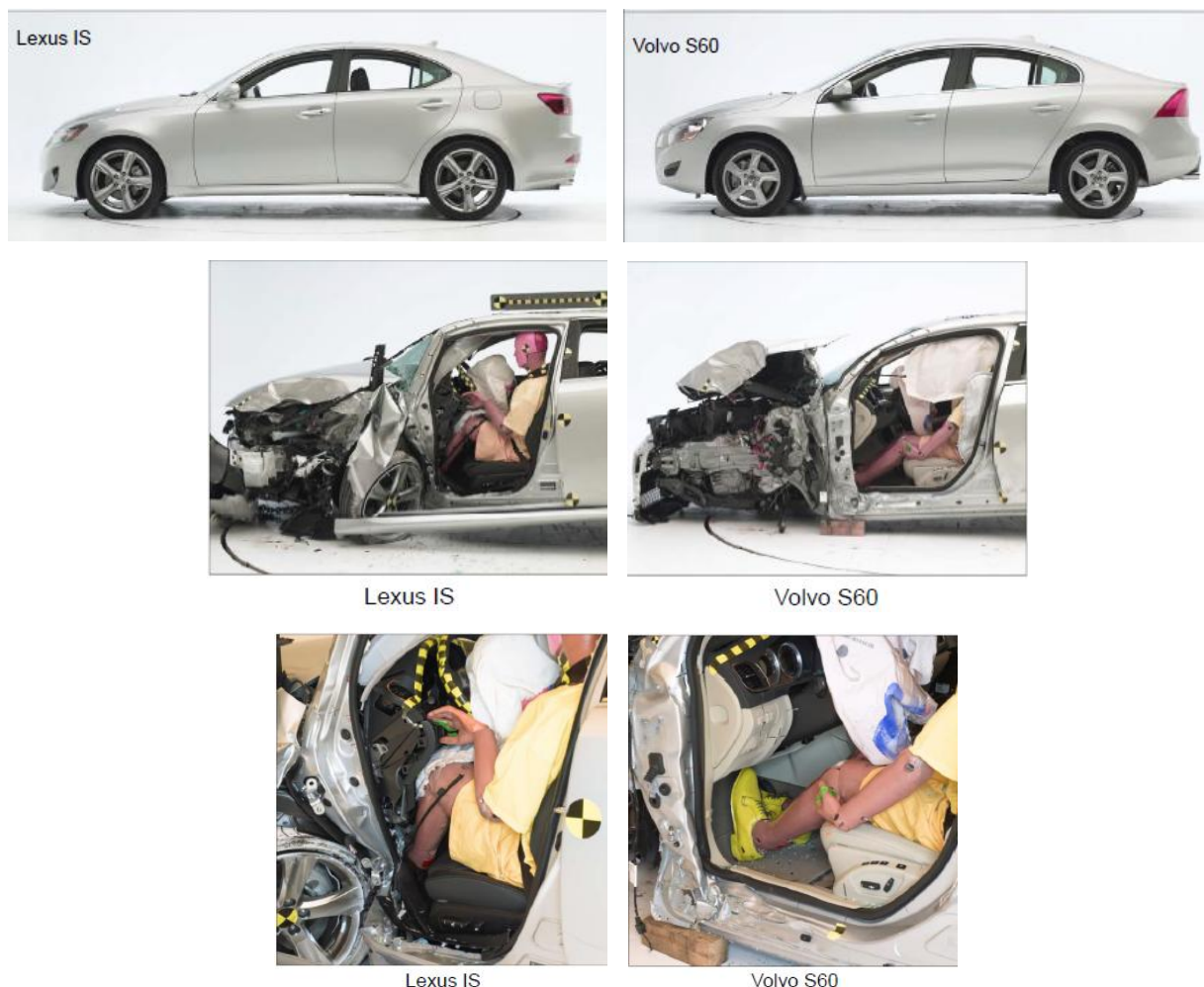


Obrázek 29 - Čelní zkouška s malým překrytím 25 % [19]

Test je zaměřený na jednu z velmi zranitelných částí auta, kdy nárazové síly míří přímo do předního kola a nemohou být zcela využity veškeré deformační zóny automobilu. Deformační zóny většinou tvoří polovinu přídě okolo středu přední části vozu. Když náraz zasáhne tuto oblast, zafungují bezpečnostní prvky jako bezpečnostní pásy, airbasy a posádka je ochráněna. Při zásahu s malým přesahem rohy nejsou chráněny deformačními zónami a není neobvyklé, že kolo je zatlačováno do prostoru pro nohy, což může způsobit jejich vážné zranění.

V době zavedení tohoto testu u některých vozidel ani nevystřelil airbag nebo nesepluly předepínače bezpečnostních pásů. Nejlépe v testu obstálo Volvo S60. Výztuhy pod přístrojovou deskou zabránily narušení kabiny. Překážka do ní pronikla jen na pár centimetrů. Pro srovnání u vozidla Lexus IS došlo k ohnutí předního sloupku a kolo bylo zatlačeno k

nohám řidiče. Fotografie obou vozidel jsou na **Obrázku 28**. Představují ukázkou slabé konstrukce a dobré konstrukce. [19][22]

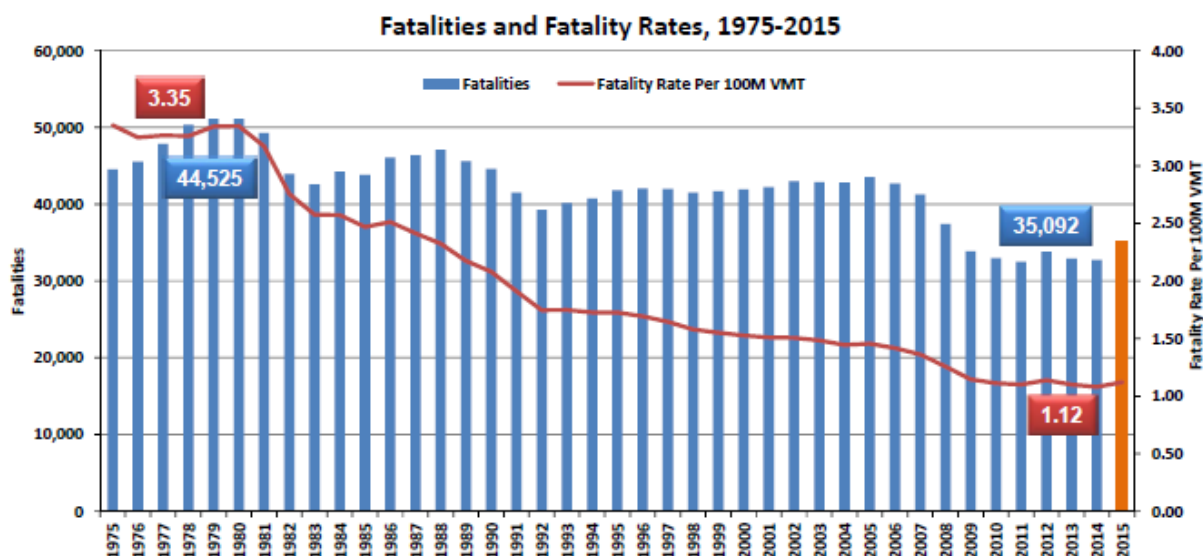


Obrázek 30 – Ukázka crash testu s malým překrytím pro vozidla Lexus IS a Volvo S60 [19]

2.4.3 NHTSA – National Highway Traffic Safety Administration

Americká organizace NHTSA je agentura výkonné pobočky americké vlády, která je součástí ministerstva dopravy spojených států. Byla zřízena zákonem o bezpečnosti silničního provozu z roku 1970. Tato organizace se zabývá snižováním počtu úmrtí, zranění a ekonomických ztrát plynoucích z dopravních nehod motorových vozidel. [18]

Snižování počtu úmrtí vyplývá z **Obrázku 31**, kde je průběh zachycen od počátku testování vozidel až do dnes.



Obrázek 32 – Vývoj počtu úmrtí v letech 1975 – 2015 [18]

Hodnocení bezpečnosti NHTSA

NHTSA vytvořila pěti-hvězdičkový hodnotící program nových vozidel, který poskytuje spotřebitelům informace o ochraně před nárazem a bezpečnosti vůči překlopení. Jedna hvězdička značí nejnižší hodnocení bezpečnosti vozidla, hodnocení pěti-hvězdičkové naopak nejvyšší bezpečnost hodnocení vozu. Představují možnost vážného zranění hlavy a hrudníku řidiče a spolujezdce. Vážným zraněním NHTSA rozumí zranění, které vyžaduje okamžitou hospitalizaci a může být život ohrožující.

- 5 hvězdiček (což znamená 10% nebo menší šanci vážného zranění)
- 4 hvězdičky (to znamená 11 až 20% pravděpodobnost vážného zranění)
- 3 hvězdičky (to znamená 21 až 35% pravděpodobnost vážného zranění)
- 2 hvězdičky (to znamená 36 až 45% pravděpodobnost vážného zranění)
- 1 hvězdička (což znamená 46% nebo větší šanci vážného zranění)

U bočního testu je toto hodnocení přísnější. [23]

Druhy nárazových zkoušek NHTSA jsou boční náraz pohyblivou deformovatelnou bariérou, boční náraz do sloupu, čelní nárazová zkouška a test převrácení vozidla.

V další kapitole je blíže představena čelní nárazová zkouška a její specifikace.

Čelní nárazová zkouška (Full Frontal crash test)

Tato nárazová zkouška představuje nejčastější dopravní nehodu, kterou je čelní střet mezi dvěma podobnými vozidly jedoucích stejnou rychlostí. Tento crash test se provádí

s testovacími figurínami. Na sedadle řidiče je umístěna figurína představující průměrnou velikost dospělého muže a na sedadle spolujezdce je figurína malá velikosti představující dospělou ženu. Obě tyto figuríny jsou zabezpečeny bezpečnostními pásy. Vozidla naráží do pevné bariéry v rychlosti 35 mph, což je asi 56 km/h.

Přístroje umístěné ve vozidle měří sílu nárazu na jednotlivé části těla figurín. Čidla jsou zabudována přímo v hlavě, ale také v krku, hrudníku, pánvi, stehenní kosti a chodidle. Hodnocení této čelní nárazové zkoušky přináší výsledky možného poranění pro řidiče a spolujezdce sedícího na pravém předním sedadle. Tato čelní nárazová zkouška demonstruje kolizi dvou automobilů stejné hmotnostní kategorie. Hodnocení je srovnatelné pouze při rozdílu hmotností 250 liber což je cca 115 kg mezi oběma vozidly. [18]

Změny od roku 2019

Od roku 2019 je počítáno se změnami v programu NCAP (New Car Assessment Program), které budou mít vliv na tři stávající druhy crash testů. Tyto změny zahrnují i přidání nového testu a to čelní šikmý crash test (Oblique Crash Test).



Obrázek 33 - Čelní šikmý crash test [24]

Tento nový test se skládá ze stojícího vozidla orientovaného v úhlu 15 stupňů a 35 % přesahem do šikmé deformovatelné bariéry (OMDB) vážící 5480 liber (2486 kg). V tomto testu se bariéra bude pohybovat při rychlosti 56 mph (90 km/h) do přední části zkušebního vozidla. Pro tento test budou používány dvě mužské figuríny, jedna umístěná na sedadle řidiče a druhá na sedadle spolujezdce. [24]

2.4.4 Shrnutí teoretické části

V současné době jsou naměřená data z nárazových zkoušek prováděných těmito organizacemi jsou široké veřejnosti utajena. Nejsou dostupná ani znalcům a expertům, kteří se věnují analýze dopravních nehod.

K odhadu velikosti deformační energie přeměněné z celkové kinetické energie vozidla na jeho deformaci při nárazu do překážky slouží parametr EES - energeticky ekvivalentní rychlost vozidla. Vzhledem k neznámým hodnotám tuhostí částí vozidel je veličina EES určována alternativními metodami v rámci soudně inženýrské praxe. Tyto metody mají své limity a omezení.

Metoda výpočtu EES pomocí programu PC Crash - CRASH 3 uvažuje lineární závislost mezi působící silou a plastickou deformací. Ve výpočtu se uvažuje pouze s jednou tuhostní charakteristikou, která je vztažena popisující deformační chování na celou přední část vozidla jako celku. Lineární tuhostní charakteristika je odvozena z nárazové rychlosti a při ní vzniklé deformaci. Přesnost výpočtu EES může být snížena, protože skutečný průběh závislosti síly na deformaci je mnohem složitější.

Výpočtový model metody energetického rastru pracuje s lineární závislostí střetové rychlosti na hloubce deformace. Vypočtené množství deformační energie nemusí pro různé hloubky deformací odpovídat skutečnému množství energie, která byla během střetu přeměněna na deformaci vozidla. Schémata pro přerozdělení deformační energie přídě vozidla, která zohledňují rozdílnou tuhost přídě vozidla, jsou pro moderní vozidla zastaralá a pro současná vozidla nemusí být odpovídající. Ing. Coufal v literatuře [7] problémy těchto dvou metod řešil návrhem výpočtového modelu, jenž zohledňuje experimentálně stanovené tuhosti v přední části, která je rozdělena na několik sektorů.

Komparační metoda spočívá v porovnání poškození vozidla, u kterého je EES neznámé s poškozením druhého vozidla srovnatelného typu v katalozích se známými hodnotami EES. Výsledky jsou ovlivněny subjektivním posouzením rozsahu poškození vozidel, které se odvíjí od zkušeností konkrétního znalce. [8] Vozidla v katalozích jsou bohužel zastaralá a s těmi dnešními se z hlediska materiálů srovnávají obtížně. Při zahrnutí většího množství současných vozidel by tato metoda nabyla vyšší užitečnosti a korektnosti. U některých vozidel dále chybí základní parametry jako je například hmotnost. Přepočet na hledané vozidlo poté není možný.

Nejstarší metodou je metoda korelačního diagramu. Limitujícím faktorem metody korelačního diagramu pro využití u moderních vozidel je výrazná změna konstrukce vozidel od dob, kdy byl tento diagram vytvořen. Jednak s postupem vývoje došlo k výraznému navýšení hmotnosti moderních vozidel. Zároveň došlo k nárůstu tuhosti vozidel, díky níž je poškození vozidla menší. Bodové ohodnocení je potom také nižší, což vede k podhodnocení hodnoty EBS. Závisí na subjektivním posouzení znalce, který poškození vyhodnotí jako lehké, střední, či těžké na základě svých zkušeností. Bodové hodnocení nemá takovou váhu, jako v době vzniku této metody. Pro budoucí využití metody je tedy na místě poupravení a přehodnocení bodového hodnocení.

Vhodným řešením jsou nárazové zkoušky, kdy je simulována nehoda samotnými znalci. Správným měřením a zdokumentováním jsou získány parametry, které jsou využitelné při řešení dopravních nehod. Těmito zkouškami se zabývá experimentální část této práce. Hlavním cílem je vyhodnocení EES a deformační energie.

3 EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST PRÁCE

V této kapitole jsou vyhodnoceny čtyři vybrané čelní nárazové zkoušky, které byly provedeny v rámci akce Crash Day ÚSI 2016 ve Starém Městě u Uherského Hradiště. Střetly se vždy dvě různá vozidla v různých vzájemných pozicích. Testováno tedy bylo 8 vozidel. K samotnému provedení crash testů byly využito mobilního roztahovacího zařízení vozidel, které se skládá ze soustavy kladek, rozpojovacího zařízení, dálkově ovládané brzdy a dálkového řízení vozidla. Dále pak záznamové měřicí zařízení ÚSI RIO + Car Crash Meas. [ÚSI VUT]

Zkoušky byly zaznamenány pomocí fotodokumentace, videozáznamů a měřicích zařízení. Získané parametry z těchto měřicích zařízení byly vstupem pro následující výpočty deformační energie při střetu vozidel a energetické ekvivalentní rychlosti (EES) jednotlivých vozidel.

3.1 Vyhodnocení nárazových zkoušek provedených za účasti ÚSI VUT

Při vyhodnocení bylo postupováno několika způsoby. Za pomoci softwaru Virtual Crash 3.0 byla vytvořena simulace střetu s vloženými známými vstupními údaji. Tímto způsobem byly získané orientační hodnoty EES.

Dále byl proveden ruční výpočet deformační energie zahrnující kinetickou translační energii před střetem a po střetu:

$$E_{KT1} = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_1^2$$

$$E_{KT2} = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot v_2^2$$

$$E'_{KT2} = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot v_2'^2$$

$$E'_{KT1} = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_1'^2$$

Deformační energie je poté spočtena z energetické bilance následovně:

$$E_{def} = E_{KT1} + E_{KT2} - E'_{KT2} - E'_{KT1}$$

U vozidla Fiat Punto v **Testu č. 2** došlo k výrazné postřetové rotaci. Výpočet deformační energie tedy zahrnuje i kinetickou rotační energii, která je spočtena následovně:

Úhlová rychlost vozidla:

$$\omega_2 = \frac{\varphi_2}{t_2}$$

Moment setrvačnosti vozidla podle Steinerovy věty:

$$I = I_{y2} + m_2 \cdot r_{T2}^2$$

Rotační energie:

$$E'_{KR2} = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2$$

Deformační energie se zahrnutím rotační energie je tedy:

$$E_{def} = E_{KT1} + E_{KT2} - E'_{KT2} - E'_{KT1} - E'_{KR2}$$

Na základě hloubky deformací byla v následujícím vztahu vyjádřena jedna z hodnot EES:

$$\frac{EES_1}{EES_2} = \sqrt{\frac{m_2 \cdot x_{p1}}{m_1 \cdot x_{p2}}} \Rightarrow EES_1 = \sqrt{\frac{m_2 \cdot x_{p1}}{m_1 \cdot x_{p2}}} \cdot EES_2$$

A poté dosazena do vztahu pro deformační energii, přičemž hodnota deformační energie je známa:

$$E_{def} = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot EES_1^2 + \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot EES_2^2 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \left(\sqrt{\frac{m_2 \cdot x_{p1}}{m_1 \cdot x_{p2}}} \cdot EES_2 \right)^2 + \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot EES_2^2$$

Úpravou vztahu jsou poté vyjádřeny hodnoty EES₁ a EES₂ jednotlivých vozidel.

Dalším způsobem výpočtu EES bylo za pomoci **softwaru PC-Crash s využitím programu CRASH 3**. Metoda výpočtu EES pomocí programu CRASH 3 využívá databázi nárazových zkoušek organizace NHTSA. V této databázi se nachází množství nejrozličnějších druhů zkoušek, proto byly pro srovnání vybrány standardní čelní zkoušky s nárazem do pevné bariéry. Americká organizace NHTSA nemá v databázi zařazeno mnoho vozidel evropských, případně v omezeném množství. Jedná se především o vozy Škoda. Pro potřeby srovnání testovaných vozidel bylo vždy vybráno několik parametrově podobných vozidel pro každé testované vozidlo. Zohledňované parametry byly zejména konstrukční, hmotnostní a rok výroby.

V případě, kdy je jedno z vozidel stojící, jeho hodnota EES je pak dopočtena dosazením známé hodnoty EES narážejícího vozidla a celková deformační energie z předchozího výpočtu do následujícího vzorce:

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

3.1.1 Test č. 1 - Škoda Fabia Combi I vs. Škoda Fabia III

Prvním řešeným testem byl generační střet vozidel Škoda Fabia Combi I (bílá) a Škoda Fabia III (černá). Nárazovou rychlostí 60 km/h narazilo čelně vozidlo Škoda Fabia III do stojícího vozidla Škoda Fabia Combi I s přesahem 45 %.

Škoda Fabia Combi I		
Délka	4222 mm	
Šířka	1646 mm	
Výška	1418 mm	
Rozvor	2462 mm	
Hmotnost	1000 kg	

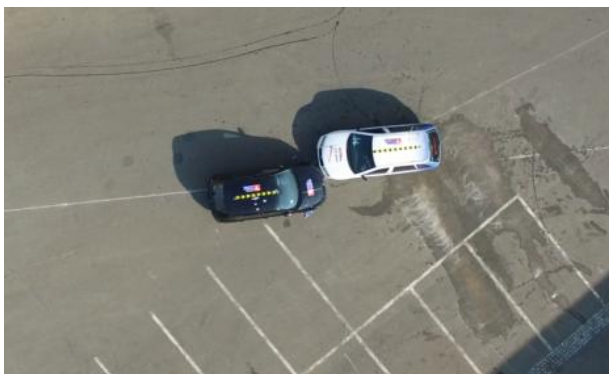
Tabulka 1 – Parametry vozidla Škoda Fabia Combi I [ÚSI VUT]

Škoda Fabia III		
Délka	3992 mm	
Šířka	1732 mm	
Výška	1467 mm	
Rozvor	2470 mm	
Hmotnost	1100 kg	

Tabulka 2 - Parametry vozidla Škoda Fabia III [ÚSI VUT]

Střetové uspořádání

Poloha vozidel před střetem a po střetu byla získána z leteckého videozáznamu dronu. Průmětem dxf modelu z databáze Autoview 2014 do postřetových poloh jednotlivých vozidel bylo odměřena velikost poškození vozidel.



Obrázek 34 - Poloha vozidel před střetem a po střetu [ÚSI VUT]

Parametry nárazové zkoušky

V tabulce níže jsou parametry předstřetového a postřetového pohybu pro výpočet deformační energie. Pro postřetový pohyb vozidla Škoda Fabia III bylo uvažováno s plným brzděním. U vozidla Škoda Fabia Combi I k brzdění nedošlo. Z toho plyne dlouhá postřetová dráha, viz **Tabulka 4**.

Energie spotřebována pro rotaci vozidel byla zanedbána vzhledem k menší změně úhlu. Do energetické bilance vlastního střetu vozidel by se výrazně neprojevila.

	Škoda Fabia Combi I	Škoda Fabia III
	Vozidlo 1	Vozidlo 2
Předstřetová rychlost	$v_1 = 0 \text{ km/h}$	$v_2 = 60 \text{ km/h} = 16,67 \text{ m/s}$
Předstřetové natočení	$\alpha_1 = 0^\circ$	$\alpha_2 = 0^\circ$
Postřetová rychlost	$v_1' = 23 \text{ km/h} = 6,39 \text{ m/s}$	$v_2' = 35 \text{ km/h} = 9,72 \text{ m/s}$
Postřetová dráha	$s_1' = 16,3 \text{ m}$	$s_2' = 7,4 \text{ m}$
Postřetové natočení	$\alpha_1' = 20^\circ$	$\alpha_2' = 27^\circ$
Hloubka deformace	$x_{p1} = 0,207 \text{ m}$	$x_{p2} = 0,158 \text{ m}$

Tabulka 3 - Parametry předstřetového a postřetového pohybu



Obrázek 35 – Poškození vozidel Škoda Fabia Combi I a Škoda Fabia III [ÚSI VUT]

Vyhodnocení Testu č. 1

Výsledky deformační energie a EES na základě hloubek deformací:

	Škoda Fabia Combi I	Škoda Fabia III
	Vozidlo 1	Vozidlo 2
Energie kinetická před střetem	$E_{KT1} = 0 \text{ J}$	$E_{KT2} = 152\,778 \text{ J}$
Energie kinetická po střetu	$E'_{KT1} = 20\,416 \text{ J}$	$E'_{KT2} = 51\,963 \text{ J}$
Celková deformační energie	$E_{\text{def}} = 80\,382 \text{ J}$	
Energetická ekvivalentní rychlost	EES1 = 34,4 km/h	EES2 = 28,6 km/h

Tabulka 4 - Výsledky deformační energie a EES

Výsledky EES ze softwaru PC Crash – Crash3 pro vozidlo Škoda Fabia III:

Číslo testu	Značka vozidla	Model vozidla	Rok výroby	Hmotnost vozidla (Kg)	Délka vozidla (mm)	Šířka vozidla (mm)	EES (km/h)
6996	Ford	Fiesta	2011	1359	4419	1683	23,9
7898	Ford	Fiesta	2011	1286	4385	1681	30,2
7504	Hyundai	Accent	2012	1330	4364	1688	26,4
7751	Kia	Rio	2012	1377	4364	1709	26
8539	Mazda	Mazda3	2014	1470	4575	1802	25,1
7609	Nissan	Versa	2012	1287	4450	1700	28,6
7605	Toyota	Yaris	2012	1261	3885	1685	29,1
Průměrná hodnota pro vozidlo Škoda Fabia III: EES₂ = 27,0 km/h							

Tabulka 5 – Výsledky EES ze softwaru PC Crash – Crash 3

Dopočtená hodnota pro stojící vozidlo Škoda Fabia Combi I: **EES₁ = 35,8 km/h**

Výsledky EES ze softwaru Virtual Crash 3.0 pro vozidlo Škoda Fabia Combi I: **km/h**

Výsledky EES ze softwaru Virtual Crash 3.0 pro vozidlo Škoda Fabia III: **27,6 km/h**

Výsledné rozmezí hodnot EES pro vozidlo Škoda Fabia I je **29,0 - 35,8 km/h**.

Výsledné rozmezí hodnot EES pro vozidlo Škoda Fabia III je **27,0 - 28,6 km/h**.

3.1.2 Test č. 2 - Škoda Superb III vs. Fiat Punto I

Dalším testem byl čelní šikmý střet hmotnostně rozdílných vozidel Škoda Superb III (černý) a Fiat Punto I (zlatý). V místě střetu do sebe narazily vozidla Škoda Superb III nárazovou rychlostí 52 km/h a Fiat Punto I rychlostí 26 km/h pod úhlem 21 °.

Škoda Superb III		
Délka	4861 mm	
Šířka	1864 mm	
Výška	1468 mm	
Rozvor	2841 mm	
Hmotnost	1470 kg	

Tabulka 6 – Parametry vozidla Škoda Superb III [ÚSI VUT]

Fiat Punto I		
Délka	3760 mm	
Šířka	1625 mm	
Výška	1450 mm	
Rozvor	2450 mm	
Hmotnost	850 kg	

Tabulka 7 - Parametry vozidla Fiat Punto I [ÚSI VUT]

Střetové uspořádání

Poloha vozidel před střetem a po střetu byla získána z leteckého videozáznamu dronu. Průmětem dxf modelu z databáze Autoview 2014 do postřetových poloh jednotlivých vozidel byla odměřena velikost poškození vozidel.



Obrázek 36 - Poloha vozidel před střetem a po střetu [ÚSI VUT]

Parametry nárazové zkoušky

V tabulce níže jsou parametry předstřetového a postřetového pohybu pro výpočet deformační energie. Pro postřetový pohyb obou vozidel bylo uvažováno s plným brzděním.

U vozidla Fiat Punto došlo k postřehové rotaci a tím vzniklé postřehové energie, která je zohledněna ve výpočtu energetické bilance vlastního střetu vozidel.

	Škoda Superb III	Fiat Punto I
	Vozidlo 1	Vozidlo 2
Předstřetová rychlost	$v_1 = 52 \text{ km/h} = 14,44 \text{ m/s}$	$v_2 = 26 \text{ km/h} = 7,22 \text{ m/s}$
Předstřetové natočení	$\alpha_1 = 0^\circ$	$\alpha_2 = 21^\circ$
Postřetová rychlost	$v_1' = 22 \text{ km/h} = 6,1 \text{ m/s}$	$v_2' = 23 \text{ km/h} = 6,4 \text{ m/s}$
Postřetová dráha	$s_1' = 5,6 \text{ m}$	$s_2' = 7 \text{ m}$
Postřetové natočení	$\alpha_1' = 0^\circ$	$\alpha_2' = 158^\circ$
Hloubka deformace	$x_{p1} = 0,176 \text{ m}$	$x_{p2} = 0,385 \text{ m}$

Tabulka 8 - Parametry předstřetového a postřetového pohybu

Postřehová rotace vozidla Fiat Punto má pro výpočet postřehové energie následující parametry:

	Fiat Punto I
	Vozidlo 2
Moment setrvačnosti procházející těžištěm	$I_{y2} = 994 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Vzdálenost bodu rázu od těžiště	$r_{T2} = 1,425 \text{ m}$
Úhel rotace	$\varphi_2 = 158^\circ$
Čas rotace	$t_2 = 1,4 \text{ s}$

Tabulka 9 - Parametry postřetového rotačního pohybu vozidla Fiat Punto I



Obrázek 37 – Poškození vozidel Fiat Punto I a Škoda Superb III [ÚSI VUT]

Vyhodnocení Testu č. 2

Výsledky deformační energie a EES na základě hloubek deformací:

	Škoda Superb III	Fiat Punto I
	Vozidlo 1	Vozidlo 2
Energie kinetická translační před střetem	$E_{KT1} = 152\,410\text{ J}$	$E_{KT2} = 22\,155\text{ J}$
Energie kinetická translační po střetu	$E'_{KT1} = 27\,349\text{ J}$	$E'_{KT2} = 17\,408\text{ J}$
Energie kinetická rotační po střetu		$E'_{KR2} = 5\,411\text{ J}$
Celková deformační energie	$E_{\text{def}} = 125\,312\text{ J}$	
Energetická ekvivalentní rychlost	$EES_1 = 26,3\text{ km/h}$	$EES_2 = 51,2\text{ km/h}$

Tabulka 10 - Výsledky deformační energie a EES

Výsledky EES ze softwaru PC Crash – Crash3 pro vozidlo Škoda Superb III:

Číslo testu	Značka vozidla	Model vozidla	Rok výroby	Hmotnost vozidla (Kg)	Délka vozidla (mm)	Šířka vozidla (mm)	EES (km/h)
8024	Audi	A4	2013	1945	4708	1818	23,2
7078	Honda	Accord	2011	1663	4964	1850	24,8
8035	Honda	Accord	2013	1718	4863	1840	23,4
8104	Honda	Accord	2013	1682	4810	1850	22,7
7566	Mazda	Mazda6	2012	1669	4912	1827	26,7
8080	Mercedes	C-class	2013	1900	4630	1775	27,5
7526	Volkswagen	Passat	2012	1755	4866	1790	24,2
7577	Volvo	S60	2012	2096	4615	1835	24,8
Průměrná hodnota pro vozidlo Škoda Superb III: $EES_1 = 25,0\text{ km/h}$							

Tabulka 11 – Výsledky EES ze softwaru PC Crash – Crash3

Výsledky EES ze softwaru PC Crash – Crash3 pro vozidlo **Fiat Punto**:

Číslo testu	Značka vozidla	Model vozidla	Rok výroby	Hmotnost vozidla (Kg)	Délka vozidla (mm)	Šířka vozidla (mm)	EES (km/h)
509	Ford	Escort	1982	923	4153	1613	49,4
1950	Ford	Escort	1987	1135	4216	1676	45,4
1729	Ford	Festiva	1992	1034	3581	1582	44,1
4502	Geo	Metro	1993	892	3745	1592	55,2
2239	Geo	Metro	1995	1125	4161	1390	45,4
4506	Geo	Metro	1998	1088	3790	1590	44,1
217	Honda	Civic	1980	1042	3741	1580	49,6
894	Mazda	323	1986	1139	4097	1646	48,7
1800	Mitsubishi	Mirage	1993	1147	4280	1415	45,4
510	Nissan	Sentra	1982	888	4239	1621	47
2863	Nissan	Sentra	1998	1230	4342	1692	45,2
1992	Suzuki	Swift	1994	1033	4077	1590	54,4
945	Volkswagen	Golf	1986	1188	4021	1664	48,8
1053	Volkswagen	Golf	1987	1232	3973	1656	45,8
Průměrná hodnota pro vozidlo Fiat Punto: EES₂ = 47,9 km/h							

Tabulka 12 – Výsledky EES ze softwaru PC Crash – Crash3

Výsledky EES ze softwaru Virtual Crash 3.0 pro vozidlo Škoda Superb III: **21,9 km/h**

Výsledky EES ze softwaru Virtual Crash 3.0 pro vozidlo Fiat Punto: **49,8 km/h**

Výsledné rozmezí hodnot EES pro vozidlo **Škoda Superb III** je **21,9 - 26, 3 km/h**

Výsledné rozmezí hodnot EES pro vozidlo **Fiat Punto** je **47,9 - 51,2 km/h**

3.1.3 Test č. 3 – Peugeot 406 vs. Daewoo Nexia

Opět čelní šikmý střet byl proveden u vozidel Peugeot 406 (červený) a Daewoo Nexia (zelený). V místě střetu do sebe narazily vozidla Peugeot 406 nárazovou rychlostí 52 km/h a Daewoo Nexia rychlostí 26 km/h pod úhlem 21 °.

Peugeot 406		
Délka	4600 mm	
Šířka	1760 mm	
Výška	1412 mm	
Rozvor	2700 mm	
Hmotnost	1390 kg	

Tabulka 13 – Parametry vozidla Peugeot 406 [ÚSI VUT]

Daewoo Nexia		
Délka	4256 mm	
Šířka	1662 mm	
Výška	1393 mm	
Rozvor	2520 mm	
Hmotnost	1010 kg	

Tabulka 14 – Parametry vozidla Daewoo Nexia [ÚSI VUT]

Střetové uspořádání

Poloha vozidel před střetem a po střetu byla získána z leteckého videozáznamu dronu. Průmětem dxf modelu z databáze Autoview 2014 do postřetových poloh jednotlivých vozidel bylo odměřena velikost poškození vozidel.



Obrázek 38 - Poloha vozidel před střetem a po střetu [ÚSI VUT]

Parametry nárazové zkoušky

V tabulce níže jsou parametry předstřetového a postřetového pohybu pro výpočet deformační energie. Pro postřetový pohyb obou vozidel bylo uvažováno s plným brzděním. Energie spotřebována pro rotaci vozidel byla zanedbána vzhledem k menší změně úhlu. Do energetické bilance vlastního střetu vozidel by se výrazně neprojevila.

	Peugeot 406	Daewoo Nexia
	Vozidlo 1	Vozidlo 2
Předstřetová rychlost (km/h)	$v_1 = 52 \text{ km/h} = 14,44 \text{ m/s}$	$v_2 = 26 \text{ km/h} = 7,22 \text{ m/s}$
Předstřetové natočení (°)	$\alpha_1 = 0^\circ$	$\alpha_2 = 21^\circ$
Postřetová rychlost (km/h)	$v_1' = 15 \text{ km/h} = 4,17 \text{ m/s}$	$v_2' = 19,8 \text{ km/h} = 5,5 \text{ m/s}$
Postřetová dráha (m)	$s_1' = 3,6 \text{ m}$	$s_2' = 4,5 \text{ m}$
Postřetové natočení (°)	$\alpha_1' = 19^\circ$	$\alpha_2' = 44^\circ$
Hloubka deformace (m)	$x_{p1} = 0,334 \text{ m}$	$x_{p2} = 0,263 \text{ m}$

Tabulka 15 - Parametry nárazové zkoušky



Obrázek 39 – Poškození vozidel Peugeot 406 a Daewoo Nexia [ÚSI VUT]

Vyhodnocení Testu č. 3

Výsledky deformační energie a EES na základě hloubek deformací:

	Peugeot 406	Daewoo Nexia
	Vozidlo 1	Vozidlo 2
Energie kinetická před střetem	$E_{KT1} = 144\,917 \text{ J}$	$E_{KT2} = 26\,325 \text{ J}$
Energie kinetická po střetu	$E'_{KT1} = 12\,085 \text{ J}$	$E'_{KT2} = 15\,276 \text{ J}$
Celková deformační energie	$E_{\text{def}} = 143\,881 \text{ J}$	
Energetická ekvivalentní rychlost	$EES_1 = 38,7 \text{ km/h}$	$EES_2 = 40,3 \text{ km/h}$

Tabulka 16 – Výsledky deformační energie a EES

Výsledky EES ze softwaru PC Crash – Crash3 pro vozidlo **Peugeot 406**:

Číslo testu	Značka vozidla	Model vozidla	Rok výroby	Hmotnost vozidla (Kg)	Délka vozidla (mm)	Šířka vozidla (mm)	EES (km/h)
2836	Honda	Accord	1998	1541	4910	1790	40,2
3787	Honda	Accord	2001	1520	4810	1787	40
2124	Chevrolet	Corsica	1994	1467	4658	1750	40,4
1548	Mitsubishi	Galant	1991	1468	4674	1681	37,1
1975	Mitsubishi	Galant	1994	1467	4632	1530	42,4
3004	Mitsubishi	Galant	1999	1608	4697	1745	39,3
1795	Mitsubishi	Mirage	1993	1196	4277	1689	41,9
2771	Nissan	Sentra	1998	1288	4320	1692	41,5
1056	Renault	Alliance	1987	1103	4178	1628	41,9
1771	Toyota	Corolla	1993	1229	4378	1684	40,4
2208	Volkswagen	Passat	1995	1650	4595	1715	35,9
Průměrná hodnota pro vozidlo Peugeot 406 $EES_1 = 40,1 \text{ km/h}$							

Tabulka 17 – Výsledky EES ze softwaru PC Crash – Crash3

Výsledky EES ze softwaru PC Crash – Crash3 pro vozidlo **Daewoo Nexia**:

Číslo testu	Značka vozidla	Model vozidla	Rok výroby	Hmotnost vozidla (Kg)	Délka vozidla (mm)	Šířka vozidla (mm)	EES (km/h)
2066	Honda	Civic	1994	1249	4385	1710	35
1053	Volkswagen	Golf	1987	1232	3973	1656	36,2
1538	Nissan	Sentra	1991	1284	4328	1674	34,6
2863	Nissan	Sentra	1998	1230	4342	1692	35,7
1729	Ford	Festiva	1992	1034	3581	1582	34,5
1947	Honda	Civic	1993	1082	4069	1689	32,1
4506	Geo	Metro	1998	1088	3790	1590	35
2129	Ford	Aspire	1995	1124	3978	1370	37,8
1800	Mitsubishi	Mirage	1993	1147	4280	1415	35,9
Průměrná hodnota pro vozidlo Daewoo Nexia $EES_2 = 35,2 \text{ km/h}$							

Tabulka 18 – Výsledky EES ze softwaru PC Crash – Crash3

Výsledky EES ze softwaru Virtual Crash 3.0 pro vozidlo Peugeot 406: **39,4 km/h**

Výsledky EES ze softwaru Virtual Crash 3.0 pro vozidlo Daewoo Nexia: **34,3 km/h**

Výsledné rozmezí hodnot EES pro vozidlo Peugeot 406 je **38,7 - 40,1 km/h**.

Výsledné rozmezí hodnot EES pro vozidlo Daewoo Nexia je **34,3 - 40,3 km/h**.

3.1.4 Test č. 4 – Citroen Xantia vs. Škoda Felicia Combi

Posledním vyhodnoceným testem je čelní střet s vozidly Škoda Felicia Combi (modrá) a Citroen Xantia (stříbrný). Nárazovou rychlostí 58 km/h narazilo čelně vozidlo Škoda Felicia Combi do stojícího vozidla Citroen Xantia s přesahem 50 %.

Citroen Xantia		
Délka	4444 mm	
Šířka	1755 mm	
Výška	1380 mm	
Rozvor	2740 mm	
Hmotnost	1339 kg	

Tabulka 19 - Parametry vozidla Citroen Xantia [ÚSI VUT]

Škoda Felicia Combi		
Délka	4237 mm	
Šířka	1635 mm	
Výška	1420 mm	
Rozvor	2450 mm	
Hmotnost	1050 kg	

Tabulka 20 - Parametry vozidla Škoda Felicia Combi [ÚSI VUT]

Střetové uspořádání

Letecký videozáznam dronu nebyl v tomto případě k dispozici. Poloha vozidel před střetem a po střetu byla získána z fotodokumentace. Hodnota velikosti poškození jednotlivých vozidel byla rovněž zjištěna z fotodokumentace.

Parametry nárazové zkoušky

	Citroen Xantia	Škoda Felicia Combi
	Vozidlo 1	Vozidlo 2
Předstřetová rychlost	$v_1 = 0 \text{ km/h}$	$v_2 = 58 \text{ km/h} = 16,1 \text{ m/s}$
Předstřetové natočení	$\alpha_1 = 0^\circ$	$\alpha_2 = 21^\circ$
Postřetová rychlost	$v_1' = 26 \text{ km/h} = 7,22 \text{ m/s}$	$v_2' = 31,9 \text{ km/h} = 8,86 \text{ m/s}$
Postřetová dráha	$s_1' = 7 \text{ m}$	$s_2' = 4 \text{ m}$
Postřetové natočení	$\alpha_1' = 7^\circ$	$\alpha_2' = 35^\circ$
Hloubka deformace	$x_{p1} = 0,196 \text{ m}$	$x_{p2} = 0,208 \text{ m}$

Tabulka 21 - Parametry nárazové zkoušky



Obrázek 38 – Poškození vozidel Citroen Xantia a Škoda Felicia Combi [ÚSI VUT]

Vyhodnocení Testu č. 4

Výsledky deformační energie a EES na základě hloubek deformací:

	Citroen Xantia	Škoda Felicia Combi
	Vozidlo 1	Vozidlo 2
Energie kinetická před střetem	$E_{KT1} = 0 \text{ J}$	$E_{KT2} = 136\,085 \text{ J}$
Energie kinetická po střetu	$E'_{KT1} = 34\,900 \text{ J}$	$E'_{KT2} = 42\,148 \text{ J}$
Celková deformační energie	$E_{\text{def}} = 59\,037 \text{ J}$	
Energetická ekvivalentní rychlost	$EES_1 = 21,7 \text{ km/h}$	$EES_2 = 29,3 \text{ km/h}$

Tabulka 22 – Výsledky deformační energie a EES

Výsledky EES ze softwaru PC Crash – Crash 3 pro vozidlo Škoda Felicia Combi:

Číslo testu	Značka vozidla	Model vozidla	Rok výroby	Hmotnost vozidla (Kg)	Délka vozidla (mm)	Šířka vozidla (mm)	EES (km/h)
1951	Ford	Escort	1987	1135	4216	1676	32,4
2129	Ford	Aspire	1995	1124	3978	1370	30
2239	Geo	Metro	1995	1125	4161	1390	28,6
4506	Geo	Metro	1998	1088	3790	1590	27,9
1152	Honda	Civic	1988	1153	3965	1692	31,1
2066	Honda	Civic	1994	1249	4385	1710	28,1
1538	Nissan	Sentra	1991	1284	4328	1674	27,6
2771	Nissan	Sentra	1998	1288	4320	1692	30
945	Volkswagen	Golf	1986	1188	4021	1664	30,9
1053	Volkswagen	Golf	1987	1232	3973	1656	28,8
894	Mazda	323	1986	1139	4097	1646	30,2
Průměrná hodnota pro vozidlo Škoda Felicia Combi $EES_2 = \text{km/h}$							

Tabulka 23 - Výsledky EES ze softwaru PC Crash – Crash3

Dopočtená hodnota pro stojící vozidlo Citroen Xantia: $EES_1 = 21,5 \text{ km/h}$

Výsledky EES ze softwaru Virtual Crash 3.0 pro vozidlo Citroen Xantia: **26,4 km/h**

Výsledky EES ze softwaru Virtual Crash 3.0 pro vozidlo Škoda Felicia Combi: **29,8 km/h**

Výsledné rozmezí hodnot EES pro vozidlo Citroen Xantia je **21,5 – 26,4 km/h**

Výsledné rozmezí hodnot EES pro vozidlo Škoda Felicia Combi je **29,3 - 29,8 km/h**

3.2 Shrnutí výsledků provedených nárazových zkoušek

Cílem předchozích kapitol bylo dosáhnout hodnot deformačních energií při jednotlivých testech a hodnot energetické ekvivalentní rychlosti EES pro jednotlivá vozidla. Všechny čtyři testy jsou svým provedením navzájem odlišné. Výpočtem, za pomoci softwarů PC Crash – Crash 3 a Virtual Crash 3.0 tedy bylo dosaženo různých hodnot u každého crash testu.

V prvním případě se jednalo o generační čelní střet vozidel Škoda Fabia Combi I a Škoda Fabia III s přesahem 45 %. Charakter poškození byl tedy podobný na levé straně u obou vozidel ve slabém místě, kam nezasahuje příčník konstrukce vozidla. U Škoda Fabia Combi I byla dosažena větší plastická deformace na větší části přídě to průměrně velikosti 0,207 m a u Škoda Fabia III bylo odměřeno 0,158 m, kde došlo i ke zkrácení rozvoru o cca 5 cm. Hodnoty EES byly vyhodnoceny jako odpovídající dosaženému poškození.

V druhém případě se jednalo o střet generačně a především hmotnostně rozdílných vozidel Škoda Superb III (1470 kg) a Fiat Punto I (850 kg). Dosažené poškození odpovídá tomuto hmotnostnímu rozdílu, kdy u vozidla Fiat Punto I byla výrazně poškozena celá příd' vozidla a tedy průměrná plastická deformace byla spočtena na hodnotu 0,385 m. U vozidla Škoda Superb III byla průměrná plastická deformace 0,176 m i z důvodu, kdy náraz byl pod úhlem 21° směřován na slabší místo rohu vozidla. Jinak bylo poškození vozidla minimální. Hodnoty EES byly vyhodnoceny jako odpovídající dosaženému poškození.

Dalším testem byl střet vozidel Peugeot 406 (1390 kg) a Daewoo Nexia (1010 kg). Zde došlo k rozdílu ve výsledcích EES u vozidla Daewoo Nexia z ručního výpočtu (35,2) - a softwaru PC Crash – Crash 3 (40,3). Tyto rozdíly EES mohly být způsobeny korozí na vozidlech, která snižuje tuhostní charakteristiku. Dochází tak k větší hloubce deformace, která byla dosažena při nárazové zkoušce. Velký podíl na EES má hmotnostní rozdíl.

Poslední zkouškou byl čelní střet vozidel Škoda Felicia Combi (1050 kg) a Citroen Xantia (1339 kg) s přesahem 50 %. U tohoto střetu nebyl pořízen letecký záběr dronu, tudíž byly hloubky deformací vyhodnoceny z fotografií. Pro vozidlo Škoda Felicia Combi byla hloubka deformace stanovena na 0,208 m a pro vozidlo Citroen Xantia průměrná hloubka poškození 0,196 m. Hodnoty EES byly vyhodnoceny jako odpovídající dosaženému poškození a také vzhledem k hmotnostnímu rozdílu.

Výsledné hodnoty EES zjištěné různými metodami jsou shrnuty v následující tabulce:

	EES na základě hloubek deformací	EES ze softwaru PC Crash – Crash 3	EES ze softwaru Virtual Crash 3.0
Škoda Fabia Combi I	34,4	35,8	29,0
Škoda Fabia III	28,6	27,0	27,6
Škoda Superb III	26,2	24,7	21,9
Fiat Punto I	51,0	47,9	49,8
Peugeot 406	38,7	40,1	39,4
Daewoo Nexia	40,3	35,2	34,3
Citroen Xantia	21,7	21,5	26,4
Škoda Felicia Combi	29,3	29,6	29,8

Tabulka 24 – Porovnání hodnot EES různými metodami

Výsledky ze softwaru Virtual Crash 3.0 u některých vozidel vycházejí s rozdílnými hodnotami. Stále se ale pohybují v technickém rozmezí $\pm 10\%$.

4 METODIKA MĚŘENÍ EXPERIMENTU

V průběhu vyhodnocování nárazových zkoušek v praktické části se ukázalo jako nejproblémovější odměření hloubek poškození. Na průměrné hloubce plastické deformace je postaven nejen ruční výpočet, ale i výpočet pomocí PC Crash – Crash 3. Zpočátku se jako neoptimálnější jevílo použít letecký záběr pořízený dronem a podložit jej dxf modelem. Bohužel tyto letecké záběry nebyly ideální z hlediska zkreslení, buď perspektivou nebo při vkládání záběru do měřítka docházelo též k jeho rozostření, a tedy bylo obtížné polohu dxf modelu správně optimalizovat.

V případě **Testu č. 4** tento letecký záběr dronu nebyl k dispozici. Bylo vycházeno z fotografie poškození pořízené shora, ale nebylo možné zcela přesně určit polohu vůči dxf modelu. Nabízelo se vztáhnout k poloze přední nápravy, jejíž poloha ale při nárazu mohla být posunuta a tím tedy i zkrácený rozvor.

Fotografie, ač pořízené s měřicím pásmem, nebylo možno vztáhnout k některé části vozidla, jež by nebyla při nárazu poškozena.

V následujícím odstavci se řešitelka této práce nastínila možnosti, které by umožnily lépe dokumentovat případné další nárazové zkoušky.

Velmi dobrým prvkem se jeví použití dronu a možnost tak letecky dokumentovat průběh nárazové zkoušky, celkovou situaci poloh vozidel před střetem a po střetu. Poté je třeba pořídit záběry shora každého vozidla zvlášť, z menší výšky, aby nebyly rozostřené i po jejich následujících úpravách. Je možné také zvážit možnost provést tyto letecké snímky, když budou vozidla odstavena na barevný podklad. Je to z důvodu, že z horního pohledu někdy není dobře patrné, co je součástí vozidla a co černošedý asfalt. Záběry dronu, pořízené oblétnutím okolo každého vozidla, je též získán lepší přehled o rozsahu poškození. Nejlepší záznam dronu byl proveden u **Testu č. 2** - Škoda Superb III vs. Fiat Punto I, kde byl kompletně zachycen průběh zkoušky i detailní polohy jednotlivých vozidel po střetu.

U čelních střetů je obtížné změřit poškození, protože nezřídka dojde ke zkrácení rozvoru a není tedy možné vztáhnout měření k přední nápravě. Nabízí se možnost položit

měřicí pásmo pod vozidlo až k nápravě zadní (případně k nepoškozené zadní části vozidla) a změřit úbytek z délky vozidla bez zadního převisu (případně celkové délky).

Fotografie boční části je vhodné pořizovat kolmo k vozidlu a vodorovně s podložkou, aby nedošlo k většímu zkreslení. Při fotografování vozidla je přínosné položit od zadní k přední nápravě měřicí pásmo, aby bylo možné změřit zkrácení rozvoru. Natočení předních kol je lepší natočit do přímého směru.

Další možností je nakreslit obrys vozidla na podložku před střetem a po střetu. Je tak získána přibližná představa o velikosti poškození.

Jedním ze základních úkonů by mělo být zvážení vozidel, nejlépe se všemi měřicími přístroji. Hmotnost je jedním z nejdůležitějších vstupních parametrů výpočtu.

5 ZÁVĚR

Každý člověk při pořizování nového automobilu má svoje individuální kritéria. Ať už jde o design, oblíbenost značky, výkon, pohodlí. Bezpečnost je dnes hodnocena u většiny výrobků a u automobilu to platí nejvíce. Vzhledem ke zrychlování provozu na silnicích je každá nehoda riziková a nezřídka dochází ke zraněním či ke smrti. Výrobci automobilů si nároky kladoucí na bezpečnost uvědomují a snaží se držet krok. Jedná se především o konstrukci karoserie, která plní primárně funkci ochrany posádky cestujících. Jsou to hlavně lehčí a pevnější materiály pro karoserie jako je například vysoko-pevnostní ocel, které snižují celkovou hmotnost vozidla. Deformační zóny jsou části karoserie vozidla, která patří do vnější pasivní bezpečnosti a musí absorbovat energii při nárazu. K odhadu velikosti deformační energie přeměněné z celkové kinetické energie vozidla na jeho deformaci při nárazu do překážky slouží parametr EES - energeticky ekvivalentní rychlost vozidla. Vzhledem k neznámým hodnotám tuhostí částí vozidel je veličina EES určována alternativními metodami v rámci soudně inženýrské praxe. V kapitole 1.2 jsou tyto metody shrnuté.

Široká oblast pasivní bezpečnosti, která je popsána v další kapitole, zahrnuje již zmíněné deformační zóny, bezpečnost pásy, airbagy, airbagy pro chodce, aktivní kapoty a mnoho dalších prvků. Pasivní bezpečnost je testována nárazovými zkouškami. Tímto testováním a na zvyšování bezpečnosti vozidel se zaměřilo několik světových organizací, které provádí přesně specifikované nárazové zkoušky, jejichž výsledkem je hodnocení bezpečnosti pro budoucího uživatele. V současné době jsou naměřená data z nárazových zkoušek prováděných těmito organizacemi jsou široké veřejnosti utajena. Nejsou dostupná ani znalcům a expertům, kteří se věnují analýze dopravních nehod.

Možnou cestou pro potřeby soudně inženýrské praxe jsou nárazové zkoušky prováděné samotnými znalci, kdy je simulována dopravní nehoda podle potřeby. V rámci této práce v kapitole 6 byly vyhodnoceny čtyři vybrané čelní nárazové zkoušky, které byly provedeny za účasti ÚSI VUT. Střetly se vždy dvě různá vozidla v různých vzájemných pozicích. Otestováno tedy bylo 8 vozidel. Za pomoci naměřených údajů a po analýze fotodokumentace a videozáznamů byly provedeny výpočty deformační energie při střetu vozidel a energetické ekvivalentní rychlosti EES jednotlivých vozidel. Vzhledem ke specifické modifikaci každé zkoušky jsou výsledky rozdílné.

POUŽITÉ ZDROJE

Základní literární prameny:

- [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: ViewegTeubner, 2009. 1032 s. ISBN 978-3-8348-0546-1.
- [3] BURG, H., RAU, H. Handbuch der Verkehrsunfall-Rekonstruktion. 1. vyd. Kippenheim: Verl. Information Ambis, 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 algorithm of CRASH [online]. Cary: McHenry Software, Inc., 2001. 37 s. [cit. 2014-01-28]. Dostupné z: www.mchenrysoftware.com.
- [6] STEFFAN, H. PC-Crash: Technický manuál [online]. Linz: DSD, Dr. Steffan Datentechnik Ges.m.b.H., 2010. 298 s. [cit. 14.04.2017]. Dostupné z: <http://www.pccrash.cz/files/manualy/pcc90sk.pdf>.

Další zdroje informací:

- [7] COUFAL, T. Analýza tuhosti přední části vozidel. Brno: VUT v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2014. 119 s. Vedoucí dizertační práce: doc. Ing. Aleš Vémola, Ph.D.
- [8] SEMELA, M., Analýza dopravních nehod II, Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, Brno 2012, první vydání, 83 s. ISBN 978-80-214-4560-4
- [9] COUFAL T., VÉMOLA A.: Zpomalení působící na posádku vozidla při čelním nárazu, Sborník příspěvků na mezinárodní vědecké konference soudního inženýrství, Brno 2011
- [10] MELEGH, G.: Katalog energetických ekvivalentních rychlostí – dostupný na: <http://ees.vcrash3.com/>
- [11] VLK, František. Karosérie motorových vozidel: ergonomika: biomechanika: pasivní bezpečnost: kolize: struktura: materiály. Brno: VLK, 2000. ISBN 80-238-5277-9.

- [12] Pasivní prvky bezpečnosti karoserie [online]. Dostupné z: <http://www.bezpecnecesty.cz/cz/temata/bezpecnost-automobilu/pasivni-prvky-bezpecnosti/karoserie>
- [13] Svařitelnost ocelí pro automobilové karoserie. [online]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/svaritelnost-oceli-pro-automobilove-karoserie.html>
- [14] SLÁDEK, Martin. Originální náhradní díly od výrobce - ano, či ne?: Technologie karoserie Ford Motor Company. AutoEXPERT. 2009, (09), 32-36.
- [15] TOKAŘ, Stanislav. Bezpečnost vozidel silničního provozu: 08_Bezpečnost posádky vozidla 09_Bezpečnost chodců. Studijní opora.
- [16] ČECH, Jan. Pasivní bezpečnost [online]. [cit.14.04.2017]. Dostupné z: <http://www.mjauto.cz/jiricech/jiricech.php?clanek=12>
- [17] EuroNCAP: ForSaferCars[online]. Brusel: EuroNCAP.[cit. 14.04.2017]. Dostupné z: <http://www.euroncap.com>.
- [18] NHTSA: NationalHighwayTrafficSafetyAdministration[online].[cit. 14.04.2017]. Dostupné z: <http://www.nhtsa.gov/>.
- [19] IIHS: TheInsurance Institute forHighwaySafety [online]. [cit. 14.04.2017]. Dostupné z: <http://www.iihs.org/>
- [20] 20 let crashtestů ukazuje obrovský pokrok v bezpečnosti aut [online]. [cit. 14.04.2017]. Dostupné z: http://www.auto.idnes.cz/euroncap-crashtest-20-let-08s-/automoto.aspx?c=A170205_221349_automoto_fdv
- [21] dTest: Nárazové zkoušky automobilů [online]. [cit. 14.04.2017]. Dostupné z: <https://www.dtest.cz/clanek-5444/narazove-zkousky-automobilu-2016>
- [22] I bezpečná nová auta mají slabé místo. Při nárazu na roh pohoří i šampioni[online]. [cit. 14.04.2017]. Dostupné z: http://www.auto.idnes.cz/crash-test-na-roh-auta-0u1-/automoto.aspx?c=A120906_004811_automoto_fdv
- [23] NHTSA and IIHS Crash Test ScoresExplained - autoevolution. autoevolution - automotivenews& car reviews - [online]. Dostupné z: <https://www.autoevolution.com/news/nhtsa-and-iihs-crash-test-scores-explained-4239.html>

- [24] 2018 NCAP - TheStandards are Changing: | Calspan [online]. [cit. 14.04.2017].
Dostupné z: <http://www.calspan.com/services/transportation-testing-research-equipment/automotive-safety-testing/research-custom-tests/>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 – Setrvačná a nárazová síla při nárazu vozidla na překážku [1].....	13
Obrázek 2 - Lineární model tuhostní charakteristiky přední části vozidla [9].....	16
Obrázek 3 - Závislost síly na plastické deformaci [5].....	18
Obrázek 4 - Závislost nárazové rychlosti na plastické deformaci [1].....	21
Obrázek 5 - Výpočet deformační práce [1].....	21
Obrázek 6 - Rozdělení deformační energie napříč přední části vozidla [1].....	22
Obrázek 7 – Energetický rastr přední části vozidla [1].....	22
Obrázek 8 – Bodové hodnocení poškození [1]	24
Obrázek 9 – Diagram závislosti poškození vozidla a EBS [1]	24
Obrázek 10 – Četnost nehod podle různých směrů nárazu [11]	25
Obrázek 11 – Hlavní části karoserie [12].....	28
Obrázek 14 – Ideální stupňovitá deformační charakteristika přídě [11].....	29
Obrázek 12 -Tloušťky plechů [mm] Škoda Octavia III [13]	29
Obrázek 13 - Materiálový koncept karoserie modelu ŠKODA Octavia [13]	29
Obrázek 15 - Rozložení sil působících při čelním nárazu [13].....	30
Obrázek 16 - Rozložení sil působících při bočním nárazu [13].....	31
Obrázek 17 – Deformační zóny [14].....	31
Obrázek 18 – Deformace zóny 1 [14]	32
Obrázek 20 – Deformace zóny 2 [14]	33
Obrázek 21 – Bezpečnostní zóna 3 [14].....	33
Obrázek 22 – Rover 100 vs. Honda Jazz [20].....	35
Obrázek 23 – Hodnocení Euro NCAP [17].....	36
Obrázek 24 - Částečný čelní náraz do deformovatelné bariéry [17].....	37
Obrázek 26 - Statistika hodnocení ochrany při čelním nárazu [19].....	38
Obrázek 25 - Plný čelní náraz do nedeformovatelné bariéry [17]	38
Obrázek 27 - Čelní zkouška s mírným přesahem 40 % [19].....	39
Obrázek 28 - Čelní zkouška s malým překrytím 25 % [19].....	40
Obrázek 29 – Ukázka testu s malým přesahem pro Lexus IS a Volvo S60 [19]	41
Obrázek 30 – Vývoj počtu úmrtí v letech 1975 – 2015 [18].....	42
Obrázek 31 - Čelní šikmý crash test [24].....	43
Obrázek 32 - Poloha vozidel před střetem a po střetu [ÚSI VUT]	49
Obrázek 33 – Poškození Škoda Fabia Combi I a Škoda Fabia III [ÚSI VUT].....	49
Obrázek 34 - Poloha vozidel před střetem a po střetu [ÚSI VUT]	52
Obrázek 35 – Poškození vozidel Fiat Punto I a Škoda Superb III [ÚSI VUT].....	53

Obrázek 36 - Poloha vozidel před střetem a po střetu [ÚSI VUT].....	55
Obrázek 37 – Poškození vozidel Peugeot 406 a Daewoo Nexia [ÚSI VUT].....	56

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 – Parametry vozidla Škoda Fabia Combi I [ÚSI VUT]	48
Tabulka 2 - Parametry vozidla Škoda Fabia III [ÚSI VUT]	48
Tabulka 3 - Parametry předstřetového a postřetového pohybu	49
Tabulka 4 - Výsledky deformační energie a EES	50
Tabulka 5 – Výsledky EES ze softwaru PC Crash – Crash 3	50
Tabulka 6 – Parametry vozidla Škoda Superb III [ÚSI VUT]	51
Tabulka 7 - Parametry vozidla Fiat Punto I [ÚSI VUT]	51
Tabulka 8 - Parametry předstřetového a postřetového pohybu	52
Tabulka 9 - Parametry postřetového rotačního pohybu vozidla Fiat Punto I.....	52
Tabulka 10 - Výsledky deformační energie a EES	53
Tabulka 11 – Výsledky EES ze softwaru PC Crash – Crash3	53
Tabulka 12 – Výsledky EES ze softwaru PC Crash – Crash3	54
Tabulka 13 – Parametry vozidla Peugeot 406 [ÚSI VUT]	55
Tabulka 14 – Parametry vozidla Daewoo Nexia [ÚSI VUT]	55
Tabulka 15 - Parametry nárazové zkoušky	56
Tabulka 16 – Výsledky deformační energie a EES.....	56
Tabulka 17 – Výsledky EES ze softwaru PC Crash – Crash3	57
Tabulka 18 – Výsledky EES ze softwaru PC Crash – Crash3	57
Tabulka 19 - Parametry vozidla Citroen Xantia [ÚSI VUT]	58
Tabulka 20 - Parametry vozidla Škoda Felicia Combi [ÚSI VUT]	58
Tabulka 21 - Parametry nárazové zkoušky	59
Tabulka 22 – Výsledky deformační energie a EES.....	59
Tabulka 23 - Výsledky EES ze softwaru PC Crash – Crash3.....	60
Tabulka 24 – Porovnání hodnot EES různými metodami.....	61

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1 - Stanovení EES vozidla Škoda Fabia III v PC Crash - Crash 3

Příloha č. 2 - Stanovení EES vozidla Škoda Superb III v PC Crash - Crash 3

Příloha č. 3 - Stanovení EES vozidla Fiat Punto I v PC Crash - Crash 3

Příloha č. 4 - Stanovení EES vozidla Peugeot 406 v PC Crash - Crash 3

Příloha č. 5 - Stanovení EES vozidla Daewoo Nexia v PC Crash - Crash 3

Příloha č. 6 - Stanovení EES vozidla Škoda Felicia Combi v PC Crash - Crash 3

Příloha č. 7 - Stanovení EES vozidel Škoda Fabia Combi I a Škoda Fabia III ve
Virtual Crash 3.0

Příloha č. 8 - Stanovení EES vozidel Škoda Superb III a Fiat Punto I ve
Virtual Crash 3.0

Příloha č. 9 - Stanovení EES vozidel Peugeot 406 a Daewoo Nexia ve
Virtual Crash 3.0

Příloha č. 10 - Stanovení EES vozidel Citroen Xantia a Škoda Felicia Combi ve
Virtual Crash 3.0