

ENERGETICKY EKVIVALENTNÁ RÝCHLOSŤ A PREROZDELENIE EES

V simulačných programoch bežne používaných pri analýze dopravných nehôd (PC-Crash, Carat) je jednou z rovníc (okrem prvej a druhej impulzovej vety), z ktorej vychádza model rázu, rovnica interpretujúca zákon zachovania energie:

$$\sum_{i=1}^n (E_{KTi} + E_{KRi} + E_{Pi}) = \sum_{i=1}^n (E'_{KTi} + E'_{KRi} + E'_{Pi}) + \sum_{i=1}^n A_i, \quad (1)$$

kde: E_{KTi} kinetická energia i -teho vozidla pred zrážkou (translačná zložka) [J],
 E_{KRi} kinetická energia i -teho vozidla pred zrážkou (rotačná zložka) [J],
 E_{Pi} potenciálna energia i -teho vozidla pred zrážkou [J],
 E'_{KTi} kinetická energia i -teho vozidla po zrážke (translačná zložka) [J],
 E'_{KRi} kinetická energia i -teho vozidla po zrážke (rotačná zložka) [J],
 E'_{Pi} potenciálna energia i -teho vozidla po zrážke [J],
 A_i deformačná práca i -teho vozidla [J].

Pre správny výpočet zmeny pohybového stavu vozidla, resp. vozidiel počas rázu je nevyhnutné vysporiadať sa s množstvom deformačnej práce vozidla. Táto je vo všeobecnosti definovaná ako integrál rázovej sily na dráhe, čiže:

$$A_{DEF} = \int_{(s)} \vec{F}_R d\vec{s}, \quad (2)$$

kde: F_R rázová sila [N],
 s resp. ds dráha, resp. diferenciál dráhy.

Jedná sa o integrál skalárneho súčinu dvoch vektorových veličín, tzv. krivkový integrál.

Rázová sila (veľkosť i smer) je podmienená mnohými faktormi, ktoré nie je možné s prijateľnou presnosťou analyticky popísať (ak neuvažujeme s prístupmi nepoužiteľnými v znaleckej praxi napr. prístup metódy konečných prvkov). Riešenie vyššie uvedeného krivkového integrálu teda nie je cestou k získaniu hodnoty deformačnej práce.

V znaleckej praxi sa najčastejšie používa prístup odborného odhadu EES (energeticky ekvivalentnej rýchlosti). Hodnota EES vyjadruje rýchlosť [km/h] ktorej „odpovedajúca“ kinetická energia vozidla:

$$A_{DEF} = \frac{1}{2} m \cdot EES^2, \quad (3)$$

je rovná deformačnej práci „spotrebovanej“ na dosiahnutie príslušného stupňa deformácie vozidla.

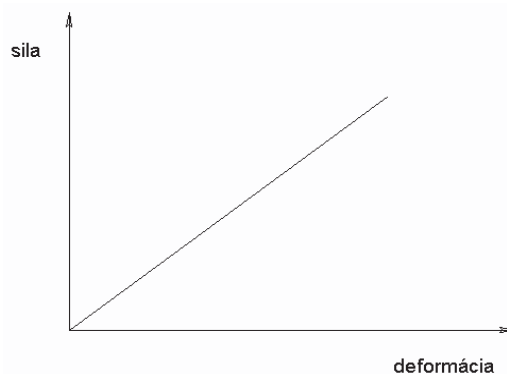
Keďže ide o odborný odhad, do výpočtu rázu je vnášaná určitá chyba, ktorá vyplýva z rozdielu medzi skutočnou deformačnou prácou a deformačnou prácou, ktorá vyplýva z odhadovanej hodnoty EES.

V ďalšom budú uvedené metódy, resp. zákonitosti, ktoré možno využiť pre maximálne „potlačenie“ predmetnej chyby, resp. maximálne priblíženie sa odhadovanej hodnoty EES k hodnote EES skutočnej.

PREROZDELENIE EES

Pri zrážke dvoch vozidiel (vozidlo 1 a vozidlo 2) je vykonaná deformačná práca na vozidle 1 a na vozidle 2. Pri znaleckých prístupoch (ako už bolo uvedené vyššie) je táto práca vyjadrená prostredníctvom EES vozidla 1 a EES vozidla 2.

V prípade, že rázová sila lineárne rastie s hĺbkou deformácie (pozri nasledovný obrázok) a teda tuhosť vozidla je konštanta, potom existuje závislosť medzi EES vozidla 1 a EES vozidla 2.



Obr. 1 Lineárna závislosť rázová sila – hĺbka deformácie

Spotrebovanú deformačnú prácu vozidla 1 je možné vyjadriť prostredníctvom tuhosti tohto vozidla k_1 nasledovným postupom. Pre deformačnú prácu vozidla 1 platí:

$$A_{DEF1} = \int F_1 ds_1 \quad (4)$$

a keďže medzi rázovou silou a absolútnou deformáciou predpokladáme lineárnu závislosť, musí platiť:

$$F_1 = k_1 s_1. \quad (5)$$

Dosadením rovnice (5) do rovnice pre výpočet deformačnej práce (4) získavame:

$$A_{DEF1} = \int k_1 s_1 ds_1 \quad (6)$$

a po integrácii po hraniciach 0 až s_{1max} :

$$A_{DEF1} = k_1 \frac{s_{1max}^2}{2}. \quad (7)$$

Pre maximálnu rázovú silu platí:

$$F_{1max} = k_1 s_{1max}. \quad (8)$$

Dosadením rovnice (8) do rovnice (7) a po úpravách je možné vyjadriť deformačnú prácu vozidla 1 pomocou maximálnej sily:

$$A_{DEF1} = \frac{F_{1max} s_{1max}}{2}. \quad (9)$$

Analogickú úvahu možno vykonať pre vozidlo 2, pričom dostávame:

$$A_{DEF2} = \frac{F_{2max} s_{2max}}{2}. \quad (10)$$

Zo zákona akcie a reakcie vyplýva, že v každom okamihu zrážky platí rovnosť rázovej sily pôsobiacej na prvé vozidlo a druhé vozidlo, čiže:

$$F_2 = F_1 \quad (11)$$

a tiež:

$$F_{2max} = F_{1max}. \quad (12)$$

Vyjadrením rázových síl prostredníctvom tuhostí a absolútnej deformácie získame rovnicu:

$$k_1 s_1 = k_2 s_2, \quad (13)$$

resp.:

$$k_1 s_{1max} = k_2 s_{2max}. \quad (14)$$

Celkovú deformačnú prácu vozidla 1 možno vyjadriť tiež prostredníctvom EES:

$$A_{DEF1} = \frac{1}{2} m_1 EES_1^2 \quad (15)$$

a pre vozidlo 2:

$$A_{DEF2} = \frac{1}{2} m_2 EES_2^2. \quad (16)$$

Porovnaním vzťahov pre spotrebovanú deformačnú prácu vyjadrenú prostredníctvom EES a tuhosti dostávame rovnice:

$$\frac{1}{2} m_1 EES_1^2 = \frac{F_{1max} s_{1max}}{2}, \quad (17)$$

$$\frac{1}{2} m_2 EES_2^2 = \frac{F_{2max} s_{2max}}{2}. \quad (18)$$

Ak z rovníc vyjadríme rázovú silu dostávame:

$$F_{1max} = \frac{m_1 EES_1^2}{s_{1max}}, \quad (19)$$

$$F_{2max} = \frac{m_2 EES_2^2}{s_{2max}}. \quad (20)$$

Aplikáciou zákona akcie a reakcie (12) získame vzťah medzi týmito dvoma rovnicami, čiže:

$$\frac{m_1 EES_1^2}{s_{1max}} = \frac{m_2 EES_2^2}{s_{2max}}. \quad (21)$$

Z horeuvedenej rovnice po úprave vyplýva vzťah medzi EES vozidla 1 a EES vozidla 2 (za predpokladu, že obe vozidlá majú konštantnú tuhosť):

$$\frac{EES_1}{EES_2} = \sqrt{\frac{s_{1max} m_2}{s_{2max} m_1}}. \quad (22)$$

Vzťah medzi EES_1 a EES_2 je možné vyjadriť aj pomocou tuhostí vozidiel. Keďže platí:

$$k_1 s_{1max} = k_2 s_{2max} \quad (23)$$

a teda:

$$\frac{s_{1max}}{s_{2max}} = \frac{k_2}{k_1} \quad (24)$$

a po dosadení rovnice (24) do rovnice (22) dostávame:

$$\frac{EES_1}{EES_2} = \sqrt{\frac{k_2 m_2}{k_1 m_1}}. \quad (25)$$

Praktické použitie horeuvedeného vzťahu sťažuje skutočnosť, že hodnoty tuhosti vozidiel nie sú známe. Vo vzťahu však vystupuje pomer tuhostí a preto nie je potrebné poznať hodnoty tuhostí, iba pomer medzi tuhosťou vozidla 1 a vozidla 2.

Ak teda došlo k zrážke vozidiel takými časťami, ktoré sú konštrukčne podobné (z hľadiska tuhosti), potom podiel tuhostí je rovný 1 a pre pomer EES vozidla 1 a vozidla 2 platí:

$$\frac{EES_1}{EES_2} = \sqrt{\frac{m_2}{m_1}}, \quad (26)$$

nakoľko pomer

$$\frac{k_2}{k_1} = 1. \quad (27)$$

Aplikovať horeuvedený vzťah je vhodné predovšetkým v prípadoch, kedy dôjde k zrážke vozidiel podobnej konštrukcie a teda i podobnej tuhosti.

Príklad 1: Aplikácia vzťahu (26)

Zadanie: Potrebné je vyhodnotiť hodnotu EES vozidla VW-Golf (pozri obr. 2) – ako vstupnú hodnotu pre výpočet rázu v simulačnom programe PC-Crash.

Vstupné hodnoty:

- pohotovostná hmotnosť vozidla: 1150 kg,
- okamžitá hmotnosť vozidla: 1600 kg.

Považujem za potrebné zdôrazniť, že v simulačnom programe PC-Crash je deformačná práca vypočítaná podľa nasledovného vzťahu:

$$A_{def} = \frac{1}{2} m EES^2, \quad (28)$$

kde: m je okamžitá hmotnosť vozidla (kg),
 EES hodnota EES (m/s).

Vstupná hodnota EES v programe PC-Crash je teda vztiahnutá k okamžitej hmotnosti vozidla (teda vrátane zaťaženia posádkou,



Obr. 2 Fotodokumentácia bola prebraná z programu CD-EES Version 4.0, AutoExpert Hungary

prípadne nákladom). Pri vyhodnocovaní EES napríklad komparatívnou metódou je metodicky správne (a minimalizujúce možnú chybu) EES stanovovať vo vzťahu k pohotovostnej hmotnosti, prípadne súčtu pohotovostnej hmotnosti vozidla a hmotnosti jedného pasažiera.

Komparačnou metódou možno ustáliť, že rozsah a charakter poškodenia odpovedá hodnote EES cca 50 km/h (vzťahnutej k pohotovostnej hmotnosti vozidla). Prepočet EES vzťahnutej k pohotovostnej hmotnosti vozidla na EES vzťahnutú k okamžitej hmotnosti vozidla je možné vykonať nasledovnou úvahou.

Predpokladajme, že by došlo k zrážke dvoch rovnakých vozidiel VW Golf (jedno vozidlo o hmotnosti rovnajúcej sa okamžitej hmotnosti t.j. 1600 kg a druhé vozidlo o hmotnosti rovnajúcej sa pohotovostnej hmotnosti t.j. 1150 kg) s takým prekrytím, aké je zrejme z horeuvedenej fotodokumentácie, pričom rozsah a charakter poškodenia vozidiel by bol totožný s predmetnou fotodokumentáciou. Z horeuvedených zákonitostí je zrejme, že na oboch vozidlách by bol rozsah a charakter poškodenia totožný (vzhľadom k rovnakému rozloženiu tuhosti a platnosti zákona akcie a reakcie). Rovnako i deformačná práca vozidiel by bola rovnaká, nebola by však rovnaká hodnota EES vozidiel a to vzhľadom k ich rôznej hmotnosti.

Keďže pomer tuhostí vozidiel je rovný 1, možno použiť na prepočet EES vzťahnutej k pohotovostnej hmotnosti vozidla na EES vzťahnutú k okamžitej hmotnosti vozidla nasledovný vzorec:

$$\frac{EES_1}{EES_2} = \sqrt{\frac{m_2}{m_1}} \quad (29)$$

a po úprave a dosadení:

$$EES_{okam} = EES_{poh} \sqrt{\frac{m_{poh}}{m_{okam}}} = 0,848 EES_{poh} = 42,4 \text{ km/h}, \quad (30)$$

kde: EES_{okam} hodnota EES vzťahnutá k okamžitej hmotnosti vozidla (km/h),

EES_{poh} hodnota EES vzťahnutá k pohotovostnej hmotnosti vozidla (50 km/h),

m_{poh} pohotovostná hmotnosť vozidla (1150 kg),
 m_{okam} okamžitá hmotnosť vozidla (1600 kg).

Výsledok príkladu 1: EES vozidla Golf ako vstupná hodnota pre výpočet rázu v simulačnom programe PC-Crash je cca 42 km/h.

Z horeuvedeného príkladu je zrejme, že ak by (pri analýze rázu vozidla) bol zanedbaný prepočet EES vzťahnutej na pohotovostnú hmotnosť na EES vzťahnutú k okamžitej hmotnosti, došlo by k vneseniu chyby do výpočtu. Pričom platí, že čím je väčší pomer okamžitej a pohotovostnej hmotnosti vozidla tým je významnejšia chyba. K najväčšej chybe by teda došlo v prípade analýzy rázu plne zataženého nákladného vozidla, kde pomer okamžitej a pohotovostnej hmotnosti môže nadobúdať i hodnotu nad 2,0.

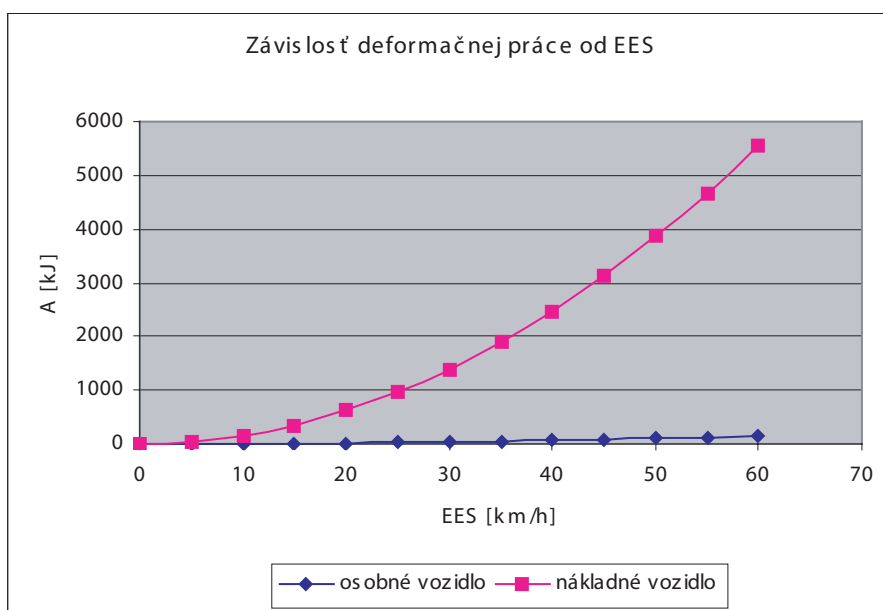
EES PRI ZRÁŽKE VOZIDLA OSOBNÉHO S VOZIDLOM NÁKLADNÝM

Častým problémom odborného odhadu EES je správne vyhodnotiť EES nákladného vozidla. Toto je dané predovšetkým nasledovnými skutočnosťami:

- pri poškodení nákladných vozidiel nedochádza k vzniku takých charakteristických znakov poškodenia ako u osobných vozidiel (na základe ktorých možno s určitou presnosťou kategorizovať interval EES),
- technickí znalci majú k dispozícii podstatne menšie množstvo vykonaných crash-testov nákladných vozidiel oproti crash-testom vozidiel osobných.

EES nákladného vozidla však vo významnej miere ovplyvňuje presnosť výpočtu a to vzhľadom k tomu, že deformačná práca je daná súčinom druhej mocniny EES a okamžitej hmotnosti vozidla:

$$A_{DEF} = \frac{1}{2} m EES^2. \quad (31)$$



Obr. 3

U nákladných vozidiel dosahuje okamžitá hmotnosť i dvadsaťnásobok okamžitej hmotnosti vozidla osobného. Jednotková zmena EES u vozidla nákladného (okamžitej hmotnosti 20 000kg) spôsobí teda väčší nárast deformačnej práce ako u vozidla osobného (okamžitej hmotnosti 1 000kg) – pozri graf na obr. 3.

Pri výpočte zrážky nákladného vozidla s vozidlom osobným má chyba pri odhade EES vozidla nákladného výrazne väčší vplyv na presnosť výpočtu ako chyba pri odhade EES vozidla osobného.

Ako však minimalizovať chybu odhadu EES vozidla nákladného? Predovšetkým je potrebné „využiť“ všetky použiteľné zákonitosti prerozdelenia deformačnej práce medzi kontaktujúcimi vozidlami (teda vzájomného vzťahu medzi EES vozidla 1 a EES vozidla 2).

Je zrejmé, že pri čelnej zrážke je tuhosť nákladných vozidiel väčšia ako tuhosť vozidiel osobných. Podvozok nákladného vozidla pri jazde „pracuje“ s podstatne väčšími silami, ako podvozok osobného vozidla.

Podvozky vozidiel (či už nákladných, alebo osobných) sú konštrukčne vyhotovené tak, aby sily pôsobiace na podvozok v bežnej premávke nespôsobili plastickú deformáciu. Tuhosť podvozku teda musí rásť s celkovou hmotnosťou vozidiel.

Ak by závislosť tuhosti na celkovej hmotnosti bola lineárna, potom tuhosť nákladného vozidla možno vyjadriť:

$$k_n = q \cdot m_{cn}, \quad (32)$$

kde: k_n tuhosť nákladného vozidla [N/m],
 q koeficient popisujúci závislosť tuhosti na celkovej hmotnosti,
 m_{cn} celková hmotnosť nákladného vozidla [kg],

a tuhosť osobného vozidla:

$$k_o = q \cdot m_{co}, \quad (33)$$

kde: k_o tuhosť osobného vozidla [N/m],
 q koeficient popisujúci závislosť tuhosti na celkovej hmotnosti,
 m_{co} celková hmotnosť osobného vozidla [kg].

Z rovníc (32) a (33) potom vyplýva:

$$\frac{k_n}{k_o} = \frac{m_{cn}}{m_{co}}. \quad (34)$$

Po dosadení vzťahu (34) do modifikovanej rovnice (25):

$$\frac{EES_{no}}{EES_{oo}} = \sqrt{\frac{k_o m_{oo}}{k_n m_{on}}}, \quad (35)$$

kde: EES_{no} EES nákladného vozidla vyhodnotená vo vzťahu k okamžitej hmotnosti tohto vozidla,
 EES_{oo} EES osobného vozidla vyhodnotená vo vzťahu k okamžitej hmotnosti tohto vozidla,
 m_{oo} okamžitá hmotnosť osobného vozidla,
 m_{on} okamžitá hmotnosť nákladného vozidla,

dostávame závislosť EES vozidla osobného a vozidla nákladného:

$$\frac{EES_{no}}{EES_{oo}} = \sqrt{\frac{m_{co} m_{oo}}{m_{cn} m_{on}}}. \quad (36)$$

Limitujúcimi faktormi použitia horeuvedeného vzťahu je predovšetkým:

- lineárny charakter závislosti rázovej sily na absolútnej deformácii vozidla osobného,
- lineárny charakter závislosti rázovej sily na absolútnej deformácii vozidla nákladného,
- ku kontaktu osobného a nákladného vozidla došlo takým spôsobom, že došlo k deformácii nosných častí vozidiel,
- lineárny charakter závislosti tuhosti na celkovej hmotnosti vozidiel.

V prípade rovnosti celkovej a okamžitej hmotnosti vozidiel možno horeuvedený vzťah zjednodušiť:

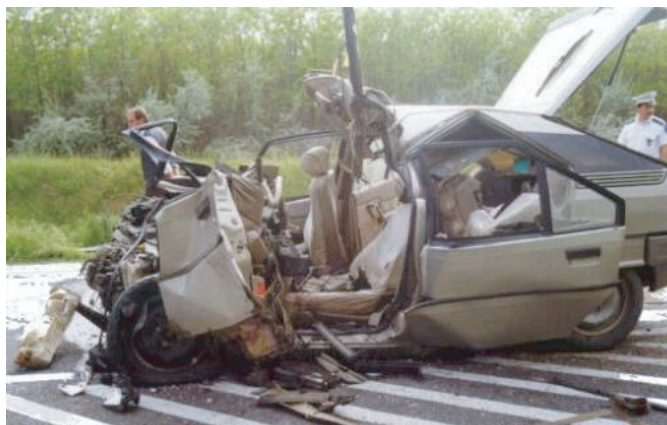
$$\frac{EES_{no}}{EES_{oo}} = \frac{m_{oo}}{m_{on}} = \frac{m_{co}}{m_{cn}}.$$

Príklad 2: Aplikácia zákonitostí prerozdelenia EES pri ráze vozidla osobného s vozidlom nákladným.

Zadanie: Potrebné je vyhodnotiť hodnoty EES vozidiel IVECO Eurotech a Citroen BX 19 (pozri obr. 4 – prevzaté z programu CD-EES verzia 4.0) – ako vstupné hodnoty pre výpočet rázu v simulačnom programe PC-Crash.

Vstupné hodnoty:

- EES vozidla IVECO Eurotech (uvedená v programe CD-EES): 17 - 19 km/h,
- EES vozidla Citroen BX 19 (uvedená v programe CD-EES): 74 - 78 km/h,
- okamžitá hmotnosť vozidla IVECO Eurotech (uvedená v programe CD-EES): 19 000 kg,



EES: 74-78 km/h Zdroj: Dr. Meleggh Zbírka: CD-EES by Dr. Meleggh



EES: 74-78 km/h Zdroj: Dr. Meleggh Zbírka: CD-EES by Dr. Meleggh



EES: 17-19 km/h Zdroj: Dr. Meleggh Zbírka: CD-EES by Dr. Meleggh

Obr. 4

- celková hmotnosť vozidla IVECO Eurotech: 20 000 kg,
- pohotovostná hmotnosť vozidla IVECO Eurotech: 11 000 kg,
- okamžitá hmotnosť vozidla Citroen BX 19 (uvedená v programe CD-EES): 978 kg,
- celková hmotnosť vozidla Citroen BX 19: 1478 kg,
- pohotovostná hmotnosť vozidla Citroen BX 19: 903 kg.

V programe CD-EES nie je špecifikované, či uvádzaná hmotnosť vozidla je okamžitou, alebo pohotovostnou hmotnosťou. Podľa osobnej informácie od autora programu prof. Meleggha ide o okamžitú hmotnosť.

V takomto prípade je deformačná práca vozidla Citroen:

$$A_{DEF C \min} = \frac{1}{2} m_{Co} EES_{C \min}^2 = 206\,617,6 \text{ J},$$

$$A_{DEF C \max} = \frac{1}{2} m_{Co} EES_{C \max}^2 = 229\,558,3 \text{ J},$$

- kde: m_C okamžitá hmotnosť vozidla Citroen (978 kg),
 $EES_{C \min}$ min. EES vozidla Citroen vo vzťahu k okamžitej hmotnosti (74 km/h),
 $EES_{C \max}$ max. EES vozidla Citroen vo vzťahu k okamžitej hmotnosti (78 km/h),

a deformačná práca vozidla Iveco:

$$A_{DEF I \min} = \frac{1}{2} m_{Io} EES_{I \min}^2 = 211\,844,1 \text{ J},$$

$$A_{DEF I \max} = \frac{1}{2} m_{Io} EES_{I \max}^2 = 264\,621,9 \text{ J},$$

- kde: m_{Io} okamžitá hmotnosť vozidla Iveco (19 000 kg),
 $EES_{I \min}$ min. EES vozidla Iveco vo vzťahu k okamžitej hmotnosti (17 km/h),
 $EES_{I \max}$ max. EES vozidla Iveco vo vzťahu k okamžitej hmotnosti (19 km/h).

Z vypočítaného rozpätia deformačnej práce vozidla Citroen a Iveco vyplýva, že vypočítaná deformačná práca vozidla Iveco je väčšia ako vypočítaná deformačná práca vozidla Citroen.

Vozidlo Iveco je však výrazne tuhšie ako vozidlo Citroen a preto deformačná práca na vozidle Citroen musí byť menšia ako na vozidle Iveco. Z uvedeného je zjavné, že ako vstupnú hodnotu pre výpočet v simulačnom programe PC-Crash nemožno použiť interval EES pre vozidla Iveco 17 až 19 km/h a pre vozidlo Citroen 74 až 78 km/h, nakoľko tieto hodnoty sú vo vzťahu k okamžitým hmotnostiam v rozpore so zákonitostami prerozdelenia deformačnej práce na jednotlivé vozidlá.

V ďalšom bude uvedený metodický postup pre stanovenie strednej hodnoty EES vozidla Citroen a vozidla Iveco vo vzťahu k okamžitej hmotnosti vozidiel, ako vstupnej hodnoty pre výpočet v simulačnom programe PC-Crash. Pričom je predpokladané, že pohotovostná hmotnosť vozidla Citroen je 903 kg a vozidla Iveco 11 000 kg.

1. Vyhodnotiť EES vozidla Citroen vo vzťahu k pohotovostnej hmotnosti vozidla (napríklad komparačnou metódou).
2. Na základe vyhodnotenia charakteru poškodenia vozidiel a typu vozidiel z hľadiska ich tuhostí ustáliť prevládajúci typ prerozdelenia deformačnej práce.

- Pomocou zákonitosti prerozdelenia EES vypočítať hodnotu EES vozidla Iveco vo vzťahu k pohotovostnej hmotnosti.
- Prepočítať obe hodnoty EES vo vzťahu k okamžitej hmotnosti vozidiel.

Predpokladajme, že po vykonaní bodu 1 bola ustálená stredná hodnota EES vozidla Citroen 76 km/h (vo vzťahu k pohotovostnej hmotnosti 903 kg).

Poškodenie vozidla Citroen je veľkého rozsahu a javí sa prijateľné, že pri zrážke došlo v dôsledku kontaktných síl k prenosu síl i na nosné časti vozidla Iveco. V predmetnom prípade je preto opodstatnené použiť prerozdelenie EES na základe podmienky, že pomer tuhostí je rovný pomeru celkových hmotností vozidiel:

$$EES_{Ip \min} = EES_{Cp} \sqrt{\frac{m_{cC} m_{pC}}{m_{cl} m_{pl}}} = 5,9 \text{ km/h},$$

- kde: $EES_{Ip \min}$ dolná hranica EES vozidla Iveco vztiahnutá k pohotovostnej hmotnosti vozidla Iveco (km/h),
 EES_{Cp} EES vozidla Citroen vztiahnutá k pohotovostnej hmotnosti vozidla Citroen (76 km/h),
 m_{cC} celková hmotnosť vozidla Citroen (1478 kg),
 m_{cl} celková hmotnosť vozidla IVECO (20 000 kg),
 m_{pC} pohotovostná hmotnosť vozidla Citroen (903 kg),
 m_{pl} pohotovostná hmotnosť vozidla IVECO (11 000 kg).

Vzhľadom k vlastnostiam prerozdelenia deformačnej práce medzi nákladným a osobným vozidlom (ako bude uvedené v ďalšom) vypočítané hodnoty EES (5,9 km/h) vozidla Iveco vztiahnuté k pohotovostnej hmotnosti je hodnotou minimálnou. Skutočná hodnota EES musí byť teda väčšia ako 5,9 km/h.

Hornú – teoretickú hranicu EES vozidla Iveco vztiahnutú k pohotovostnej hmotnosti možno vypočítať na základe podmienky, že deformačná práca vozidla Iveco je rovná deformačnej práci vozidla Citroen, teda:

$$EES_{pl \max} = EES_{Cp} \sqrt{\frac{m_{pC}}{m_{pl}}} = 21,8 \text{ km/h},$$

- kde: EES_{Cp} EES vozidla Citroen vztiahnutá k pohotovostnej hmotnosti vozidla Citroen (76 km/h),
 m_{pC} pohotovostná hmotnosť vozidla Citroen (903 kg),
 m_{pl} pohotovostná hmotnosť vozidla IVECO (11 000 kg).

Hornú i spodnú hranicu rýchlosti EES vozidla Iveco je potrebné previesť vo vzťahu k okamžitej hmotnosti. Pre hornú hranicu EES platí:

$$EES_{Io \max} = EES_{Ip \max} \sqrt{\frac{m_{pl}}{m_{ol}}} = 16,6 \text{ km/h},$$

- kde: $EES_{Io \max}$ horná hranica EES vozidla Iveco vztiahnutá k okamžitej hmotnosti vozidla Iveco (km/h),
 m_{ol} okamžitá hmotnosť vozidla IVECO (19 000 kg),
 m_{pl} pohotovostná hmotnosť vozidla IVECO (11 000 kg),
 $EES_{Ip \max}$ horná hranica EES vozidla Iveco vztiahnutá k pohotovostnej hmotnosti vozidla Iveco (21,8 km/h)

a pre spodnú hranicu EES vozidla Iveco (vztiahnutej k okamžitej hmotnosti vozidla):

$$EES_{Io \min} = EES_{Ip \min} \sqrt{\frac{m_{pl}}{m_{ol}}} = 4,5 \text{ km/h},$$

- kde: $EES_{Io \min}$ spodná hranica EES vozidla Iveco vztiahnutá k okamžitej hmotnosti vozidla Iveco (km/h),
 m_{ol} okamžitá hmotnosť vozidla IVECO (19 000 kg),
 m_{pl} pohotovostná hmotnosť vozidla IVECO (11 000 kg),
 $EES_{Ip \min}$ spodná hranica EES vozidla Iveco vztiahnutá k pohotovostnej hmotnosti vozidla Iveco (5,9 km/h).

Analogicky pre vozidlo Citroen:

$$EES_C^o = EES_C^p \sqrt{\frac{m_{pC}}{m_{oC}}} = 73 \text{ km/h},$$

- kde: EES_C^p stredná hodnota EES vozidla Citroen vztiahnutá k pohotovostnej hmotnosti vozidla Citroen (km/h),
 EES_C^o stredná hodnota EES vozidla Citroen vztiahnutá k okamžitej hmotnosti vozidla Citroen (76 km/h),
 m_{oC} okamžitá hmotnosť vozidla Citroen (978 kg),
 m_{pC} pohotovostná hmotnosť vozidla Citroen (903 kg).

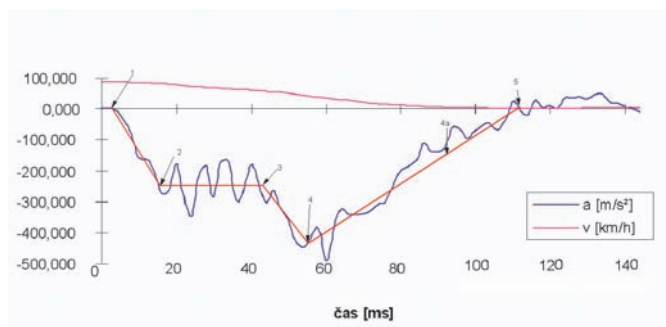
Výsledok príkladu 2: interval EES vozidla Iveco ako vstupná hodnota pre výpočet rázu v simulačnom programe PC-Crash je 4,5–16,6 km/h a EES vozidla Citroen cca 73 km/h.

Pre vozidlo Iveco je potom teoretické rozpätie EES vztiahnuté k okamžitej hmotnosti vozidla (teda ako vstupná hodnota do simulačného programu PC-Crash) 4,5–16,6 km/h. Vzhľadom k charakteru poškodenia a skutočného pomeru tuhostí vozidiel je zrejmé, že horná hranica je iba teoretickou hodnotou a skutočná hodnota EES musí byť výrazne nižšia. Rovnako i dolná hranica je iba teoretickou hodnotou a skutočná hodnota EES musí byť vyššia. Pre zúženie uvedeného intervalu je nevyhnutné vykonať podrobnú obhliadku nákladného vozidla so zameraním sa na mechanizmus poškodenia. Je však zrejmé, že podmienka pre výpočet spodnej hranice EES je podstatne bližšia k skutočnosti ako podmienka pre výpočet hornej hranice EES a preto je spodná hranica EES bližšie k skutočnej hodnote EES ako horná hranica EES.

Pre vyšetrovanie opodstatnenosti jednotlivých predpokladov pre odvodenie závislosti prerozdelenia EES medzi dvoma vozidlami by bolo potrebné poznať závislosť rázovej sily na absolútnej deformácii vozidla. Keďže priame meranie rázovej sily je problematické, k tomuto problému bude pristúpené prostredníctvom spomalenia vozidla nameraného pri crashteste v závislosti na čase.

Priebeh zrýchlenia v závislosti na čase pri náraze vozidla Ford Escort na nedeformovateľnú bariéru, pri plnom prekrytí a nárazovej rýchlosti 95 km/h je zobrazený na obr. 5.

Modrou čiarou je zobrazený nameraný priebeh a červenou čiarou je zobrazený priebeh pre matematický model, ktorý bude uvedený v ďalších častiach.



Obr. 5

Ak posunieme začiatok do súradníc 0,0, potom jednotlivé body majú súradnice:

Poradové číslo	Čas [s]	Spomalenie [m/s²]
1	0	0
2	0,01288	250
3	0,04041	250
4	0,05240	406,25
4a	0,0892	141,5
5	0,10880	0

Body 1, 2, 3, 4, 5 sú „riadiacimi“ bodmi pre zostrojenie multilineárnej závislosti priebehu zrýchlenia na čase. Špecifickým bodom je bod 4a (ide o okamih, kedy došlo k zastaveniu vozidla). Je to teda okamih ukončenia etapy kompresie a začiatku etapy reštitúcie. V tomto okamihu bola rýchlosť vozidla 0 km/h.

Okamih konca kompresie v takomto prípade nie je totožný s okamihom max. rázovej sily, ale max. absolútnej deformácie. K ukončeniu kompresie preto dochádza v okamihu, kedy dochádza k poklesu absolútnej deformácie. V okamihu, kedy bola rázová sila najväčšia, bola prekonaná oblasť s vysokou tuhosťou, pričom za ňou nasledovala oblasť s nižšou tuhosťou a nižšia sila bola postačujúca na ďalší rast deformácie. V okamihu, kedy prestane absolútna deformácia „rásť“ dochádza k „zastaveniu vozidla“ (rýchlosť vozidla je nulová) a absolútna deformácia začína „klesať“ – časť „naakumulovanej“ energie vo forme deformačnej práce vozidla sa premení na kinetickú energiu vozidla po zrážke.

Výpočet súradníc bodu 4a bol vykonaný nasledovnou úvahou. Zo zákonitosti rázu vyplýva, že v bode 5 je rýchlosť vozidla cca 5 km/h, pričom vozidlo sa pohybuje v smere od bariéry (bod 5 je okamihom ukončenia etapy reštitúcie). Je teda zřejmé, že integrál:

$$\int_{t_5}^{t_{4a}} a_{4-5} dt$$

sa musí rovnať rýchlosti 5 km/h, čiže 1,39 m/s. Po vyjadrení z tejto rovnice vyplýva $t_{4a} = 0,0892$ s. Na základe rovnice pre výpočet zrýchlenia v závislosti na čase (ktorá bude uvedená v ďalšom) možno vypočítať i hodnotu spomalenia v bode 4a.

Na obr. 6 sú postupne zobrazené polohy vozidla v príslušnom čase.

Jednotlivé úseky medzi príslušnými bodmi je možné matematicky popísať nasledovne:

- úsek 1–2:

$$a_{1-2} = 19405,2 \cdot t,$$



Poloha vozidla v čase 0,0 s (bod 1) – začiatok kompresie



Poloha vozidla v čase 0,01288 s (bod 2)



Poloha vozidla v čase 0,04041 s (bod 3)

Obr. 6

- úsek 2–3:

$$a_{2-3} = 250,$$

- úsek 3–4:

$$a_{3-4} = 13\,032t - 277,$$

- úsek 4–5:

$$a_{4-5} = -7\,203t + 784.$$

Integráciou priebehu zrýchlenia (medzi bodmi 1–2) dostávame rovnicu priebehu rýchlosti v závislosti na čase:



Poloha vozidla v čase 0,05240 s (bod 4)



Poloha vozidla v čase 0,10880 s – ukončenia reštitúcie (bod 5)

Obr. 6 (pokračovanie)

$$v_{1-2} = v_1 - \int_0^t a_{1-2} dt = v_1 - \int_0^t 19405,2 t dt =$$

$$= v_1 - \left[19405,2 \frac{t^2}{2} \right]_0^t = v_1 - 19405,2 \frac{t^2}{2}.$$

Po dosadení za $v_1 = 95 \text{ km/h} = 26,38 \text{ m/s}$ dostávame:

$$v_{1-2} = 26,38 - 19405,2 \frac{t^2}{2}.$$

Po dosadení $t_2 = 0,01288$ do predchádzajúcej rovnice dostávame:

$$v_2 = 24,77 \text{ m/s} = 89,2 \text{ km/h}.$$

Integráciou priebehu zrýchlenia (medzi bodmi 2–3) dostávame rovnicu priebehu rýchlosti v závislosti na čase:

$$v_{2-3} = v_2 - \int_{0,01288}^t a_{2-3} dt = v_2 - \int_{0,01288}^t 250 dt =$$

$$= v_2 - [250 t]_{0,01288}^t = v_2 - 250 t + 3,22.$$

Po dosadení za $v_2 = 89,2 \text{ km/h} = 24,77 \text{ m/s}$ dostávame:

$$v_{2,3} = 28 - 250 t.$$

Po dosadení $t_3 = 0,04041$ do predchádzajúcej rovnice dostávame:

$$v_3 = 17,9 \text{ m/s} = 64,4 \text{ km/h}.$$

Integráciou priebehu zrýchlenia (medzi bodmi 3–4) dostávame rovnicu priebehu rýchlosti v závislosti na čase:

$$v_{3-4} = v_3 - \int_{0,04041}^t a_{3-4} dt = v_3 - \int_{0,04041}^t (13032 t - 277) dt =$$

$$= v_3 - [6511,5 t^2 - 277 t]_{0,04041}^t,$$

$$v_{3-4} = v_3 - 6511,5 t^2 + 277 t - 0,55.$$

Po dosadení za $v_3 = 64,4 \text{ km/h} = 17,9 \text{ m/s}$ dostávame:

$$v_{3-4} = -6511,5 t^2 + 277 t + 17,33.$$

Po dosadení $t_4 = 0,05240$ do predchádzajúcej rovnice dostávame:

$$v_4 = 13,97 \text{ m/s} = 50,3 \text{ km/h}.$$

Integráciou priebehu zrýchlenia (medzi bodmi 4–5) dostávame rovnicu priebehu rýchlosti v závislosti na čase:

$$v_{4-5} = v_4 - \int_{0,0524}^t a_{4-5} dt = v_4 - \int_{0,0524}^t (-7203 t + 784) dt =$$

$$= v_4 + [3601,5 t^2 - 784 t]_{0,0524}^t,$$

$$v_{4-5} = v_4 + 3601,5 t^2 - 784 t + 31,2.$$

Po dosadení za $v_4 = 50,3 \text{ km/h} = 13,97 \text{ m/s}$ dostávame:

$$v_{4-5} = 3601,5 t^2 - 784 t + 45,16.$$

Ako už bolo uvedené v bode 4a je rýchlosť nulová a preto od tohto bodu možno priebeh rýchlosti vyjadriť nasledovne:

$$v_{4a-5} = \int_{0,0892}^t a_{4a-5} dt = \int_{0,0892}^t (-7203 t + 784) dt =$$

$$= [-3601,5 t^2 + 784 t]_{0,0892}^t,$$

$$v_{4a-5} = -3601,5 t^2 + 784 t - 41,3.$$

Integráciou priebehu rýchlosti (medzi bodmi 1–2) dostávame rovnicu priebehu absolútnej deformácie v závislosti na čase:

$$s_{1-2} = \int_0^t v_{1-2} dt = \int_0^t \left(v_1 - 19405,2 \frac{t^2}{2} \right) dt =$$

$$= \left[v_1 t - 19405,2 \frac{t^3}{6} \right]_0^t = v_1 t - 19405,2 \frac{t^3}{6}.$$

Integráciou priebehu rýchlosti (medzi bodmi 2–3) dostávame rovnicu priebehu absolútnej deformácie v závislosti na čase:

$$s_{2-3} = s_2 + \int_{0,01288}^t v_{2-3} dt = s_2 + \int_{0,01288}^t (28 - 250 t) dt =$$

$$= s_2 + \left[28 t - 250 \frac{t^2}{2} \right]_{0,01288}^t,$$

$$s_{2-3} = s_2 + 28 t - 125 t^2 - 0,34.$$

Po dosadení za $t = t_2 = 0,01288$ dostávame $s_2 = 0,33$ a po dosadení do predchádzajúcej rovnice dostávame:

$$s_{2-3} = 28t - 125t^2 - 0,01.$$

Integráciou priebehu rýchlosti (medzi bodmi 3–4) dostávame rovnicu priebehu absolútnej deformácie v závislosti na čase:

$$\begin{aligned} s_{3-4} &= s_3 + \int_{0,04041}^t v_{3-4} dt = \\ &= s_3 + \int_{0,04041}^t (-6511,5t^2 + 277t + 17,33) dt = \\ &= s_3 + \left[-2170,5t^3 + 138,5t^2 + 17,33t \right]_{0,04041}^t, \\ s_{3-4} &= s_3 - 2170,5t^3 + 138,5t^2 + 17,33t - 0,78. \end{aligned}$$

Po dosadení za $t = t_3 = 0,04041$ dostávame $s_3 = 0,92$ a po dosadení do predchádzajúcej rovnice dostávame:

$$s_{3-4} = -2170,5t^3 + 138,5t^2 + 17,33t + 0,14.$$

Integráciou priebehu rýchlosti (medzi bodmi 4–5) dostávame rovnicu priebehu absolútnej deformácie v závislosti na čase:

$$\begin{aligned} s_{4-5} &= s_4 + \int_{0,0524}^t v_{4-5} dt = s_4 + \int_{0,0524}^t (3601,5t^2 - 784t + 45,16) dt, \\ s_{4-5} &= s_4 + \left[1200,5t^3 - 392t^2 + 45,16t \right]_{0,0524}^t = \\ &= s_4 + 1200,5t^3 - 392t^2 + 45,16t - 1,46. \end{aligned}$$

Po dosadení za $t = t_4 = 0,05240$ dostávame $s_4 = 1,116$ a po dosadení do predchádzajúcej rovnice dostávame:

$$s_{4-5} = 1200,5t^3 - 392t^2 + 45,16t - 0,34.$$

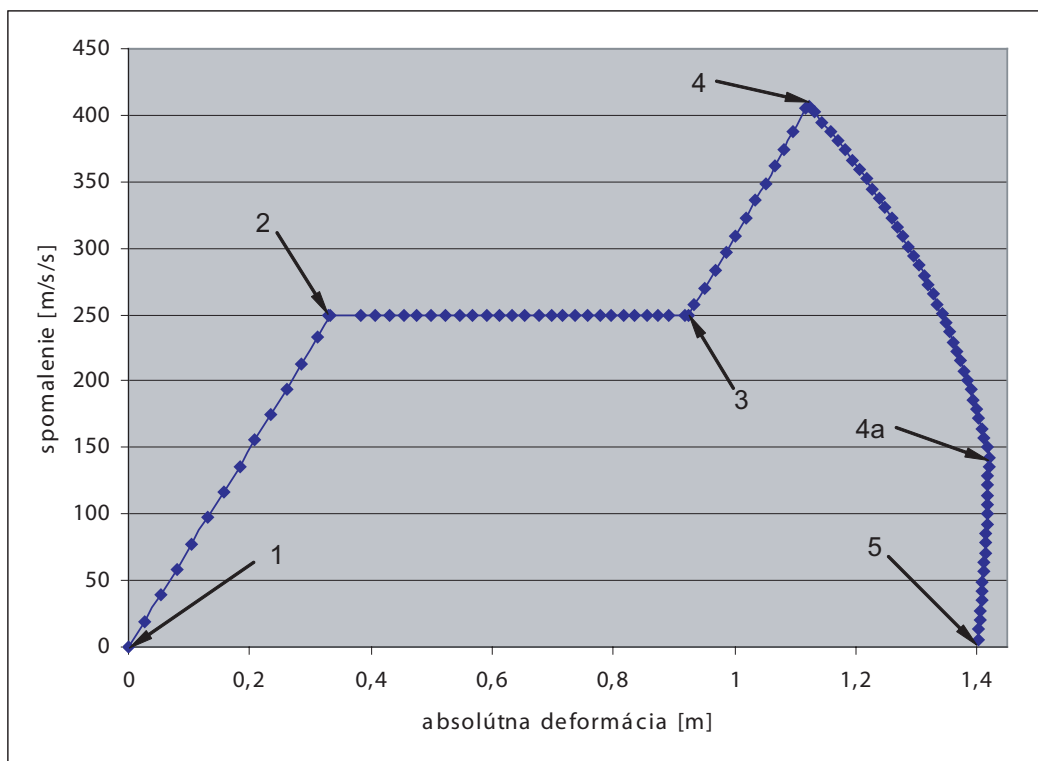
Od bodu 4a dochádza k poklesu absolútnej deformácie a tento možno vyjadriť pomocou integrácie priebehu rýchlosti od bodu 4a čiže:

$$\begin{aligned} v_{4a-5} &= -3601,5t^2 + 784t - 41,3, \\ s_{4a-5} &= \int_{0,0892}^t v_{4a-5} dt = \int_{0,0892}^t (-3601,5t^2 + 784t - 41,3) dt, \\ s_{4a-5} &= \left[-1200,5t^3 + 392t^2 - 41,3t \right]_{0,0892}^t = \\ &= -1200,5t^3 + 392t^2 - 41,3t + 1,42. \end{aligned}$$

Pomocou rovníc a_{1-2} , a_{2-3} , a_{3-4} , a_{4-4a} , a_{4a-5} , (popisujúcich závislosť zrýchlenia na čase) a rovníc s_{1-2} , s_{2-3} , s_{3-4} , s_{4-4a} , s_{4a-5} (popisujúcich závislosť dráhy na čase) možno zostrojiť graf závislosti zrýchlenia, resp. spomalenia na dráhe a teda absolútnej deformácie (pozri graf na obr. 7).

Súradnice jednotlivých bodov sú uvedené v nasledovnej tabuľke:

Poradové číslo	Absolútna deformácia [m]	Spomalenie [m/s ²]
1	0,00	0
2	0,33	250
3	0,92	250
4	1,12	406
4a	1,41	143
5	1,39	0



Obr. 7

Vypočítaná hodnota dynamickej deformácie je teda 1,41m, pričom autormi CD EES-Workshop (DSD-Linz, 1996) kde bol publikovaný predmetný crash-test je uvádzaná dynamická deformácia 1,3m.

Závislosť $a_{1-2}(s)$ rovnako ako závislosť $a_{3-4}(s)$ sa síce javí ako lineárna, avšak z pomeru:

$$c_n = \frac{a_{1-2}(s_{n+1}) - a_{1-2}(s_n)}{(s_{n+1}) - (s_n)},$$

resp:

$$d_n = \frac{a_{3-4}(s_{n+1}) - a_{3-4}(s_n)}{(s_{n+1}) - (s_n)},$$

vyplýva, že ide o nelineárnu (konvexnú) závislosť. Závislosť $a_{4-4a}(s)$ je nelineárna konkávna závislosť a v prípade $a_{2-3}(s)$ ide o lineárna konštantnú závislosť.

V nasledovných dvoch tabuľkách sú uvedené hodnoty c_n a d_n .

Čas [s]	c_n
0	
0,001	735,4451
0,002	735,9864
0,003	737,0713
0,004	738,7047
0,005	740,894
0,006	743,6488
0,007	746,9817
0,008	750,9081
0,009	755,4463
0,01	760,6177
0,011	766,4475
0,012	772,9643
0,01288	779,7402

Čas [s]	d_n
0,04042	
0,041	731,5204
0,042	740,0119
0,043	751,5328
0,044	764,0009
0,045	777,4933
0,046	792,0973
0,047	807,9122
0,048	825,0511
0,049	843,6436
0,05	863,8384
0,051	885,8072
0,0524	914,8272

Rázovú silu potom vypočítať podľa nasledovného vzťahu:

$$F_R = m \cdot a,$$

kde: m okamžitá hmotnosť vozidla [kg],
 a spomalenie vozidla [m/s²]

a celkovú deformačnú prácu vykonanú po okamih, kedy hodnota spomalenia dosiahne nulovú hodnotu:

$$\int_0^{s_{\max}} F_R(s) ds = \int_0^{s_{\max}} a(s) m ds = m \int_0^{s_{\max}} a(s) ds.$$

Táto sa musí rovnať kinetickej energii vozidla v okamihu nárazu:

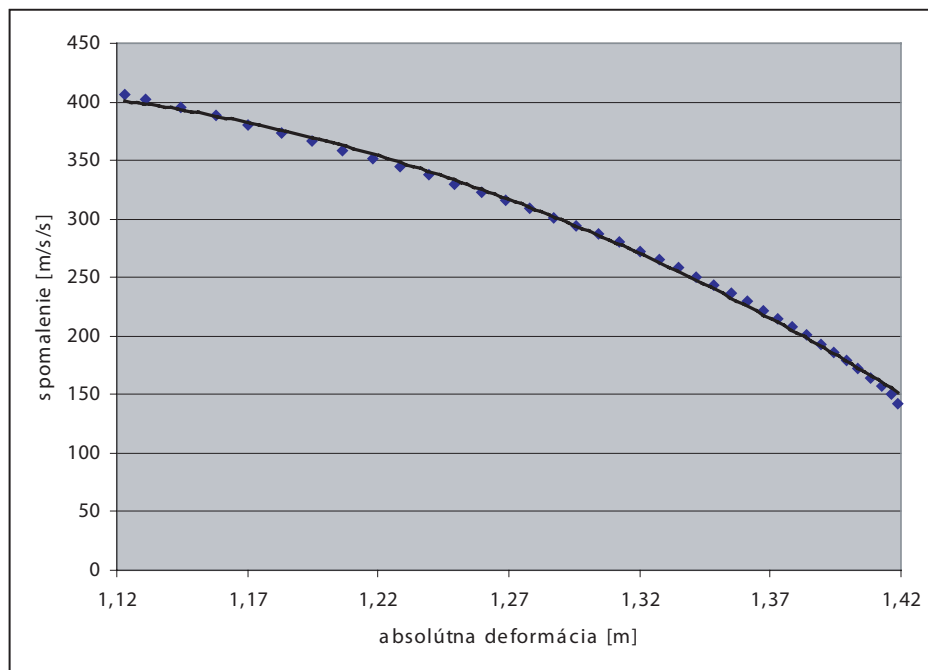
$$E_k = \frac{1}{2} m v_n^2 = m \int_0^{s_{\max}} a(s) ds$$

a po úprave:

$$v_n = \sqrt{2 \int_0^{s_{\max}} a(s) ds}.$$

Intergrál zrýchlenia na absolútnej deformácii možno po bod 4 vyjadriť pomocou geometrických útvarov pod krivkou zrýchlenia nasledovne:

$$\begin{aligned} \int_0^{s_4} a(s) ds &= \\ &= \left(\frac{s_2 \cdot a_2}{2} + (s_3 - s_2) \cdot a_3 + (s_4 - s_3) \cdot a_3 + \frac{(a_4 - a_3) \cdot (s_4 - s_3)}{2} \right), \\ \int_0^{s_4} a(s) ds &= \left(\frac{0,33 \cdot 250}{2} + (0,92 - 0,33) \cdot 250 + \right. \\ &\quad \left. + (1,12 - 0,92) \cdot 250 + \frac{(406 - 250) \cdot (1,12 - 0,92)}{2} \right), \end{aligned}$$



Obr. 8

$$\int_0^{s_4} a(s) ds = 254,35.$$

Integrál na absolútnej deformácii možno od bodu 4 po bod 4a vyjadriť iba pomocou integrálu aproximácie funkcie (nájdenéj metódou najmenších štvorcov):

$$a = -1803s^2 + 3743,8s - 1529,8.$$

Z grafu na obr. 8 je zrejماً odchýlka skutočného a aproximovaného priebehu (čiernou krivkou je zobrazený aproximovaný priebeh a modrými bodmi je označená skutočná poloha bodov).

Z uvedeného grafu (ako i z korelačného koeficientu, ktorého hodnota je 0,9991) je zrejماً, že možno s veľmi dobrou presnosťou vypočítať:

$$\begin{aligned} \int_{s_4}^{s_{4a}} a(s) ds &= \int_{s_4}^{s_{4a}} (-1803s^2 + 3743,8s - 1529,8) ds, \\ \int_{s_4}^{s_{4a}} a(s) ds &= \left[-601s^3 + 1871,9s^2 - 1529,8s \right]_{s_4}^{s_{4a}}, \\ \int_{s_4}^{s_{4a}} a(s) ds &= 90,97. \end{aligned}$$

Celkový integrál spomalenia v závislosti na okamžitej absolútnej deformácii je potom:

$$\int_0^{s_{4a}} a(s) ds = \int_0^{s_4} a(s) ds + \int_{s_4}^{s_{4a}} a(s) ds = 254,35 + 90,97 = 345,32,$$

dosadením do nasledovného vzťahu možno spätne vypočítať nárazovú rýchlosť:

$$v_n = \sqrt{2 \int_0^{s_{\max}} a(s) ds} = \sqrt{2 \cdot 345,32} = 26,28 \text{ m/s} = 94,6 \text{ km/h}.$$

Nameraná nárazová rýchlosť pri danom crash-teste bola 95 km/h. Odchýlka vypočítanej nárazovej rýchlosti na základe deformačnej práce a nárazovej rýchlosti nameranej je teda 0,4 km/h.

Považujem za potrebné zdôrazniť, že do výpočtu boli vnášané nepresnosti a to v dôsledku:

- obmedzenej presnosti nameraného priebehu zrýchlenia,
- obmedzenej presnosti nameranej hodnoty nárazovej rýchlosti vozidla (95 km/h),
- skutočnosti, že nameraný priebeh bol aproximovaný multilineárnou závislosťou.

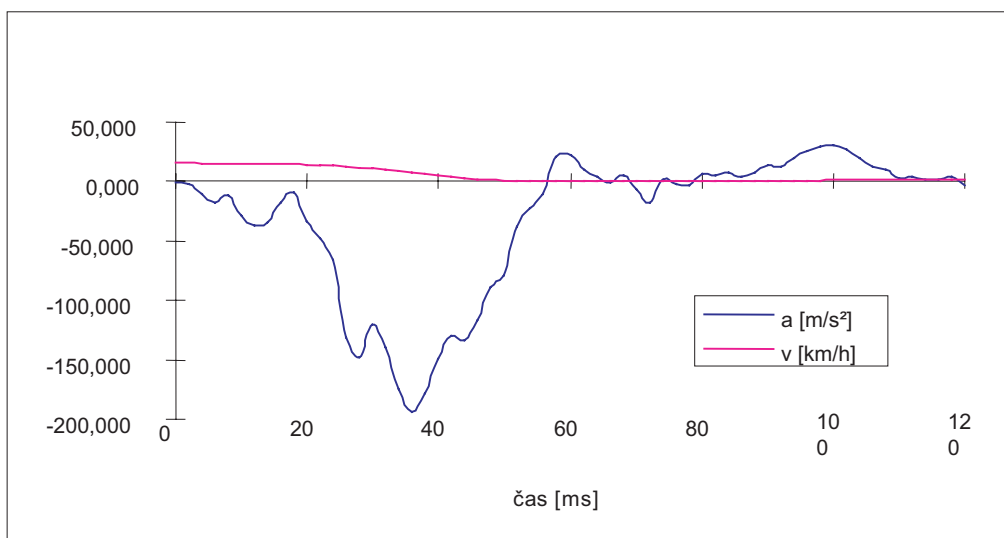
Z grafu priebehu spomalenia na absolútnej deformácii vyplýva:

1. Pri dosiahnutí určitého stupňa deformácie (bod 2) dochádza k zastaveniu rastu spomalenia a teda i rázovej sily (medzi bodmi 2 a 3). Dochádza teda k vzniku deformácie pri konštantnej deformačnej sile.
2. Po dosiahnutí maximálnej sily (bod 4) začína rázová sila klesať, avšak absolútna deformácia naďalej rastie (v úseku medzi bodmi 4 a 4a).
3. K zastaveniu absolútnej deformácie dochádza až v bode 4a.

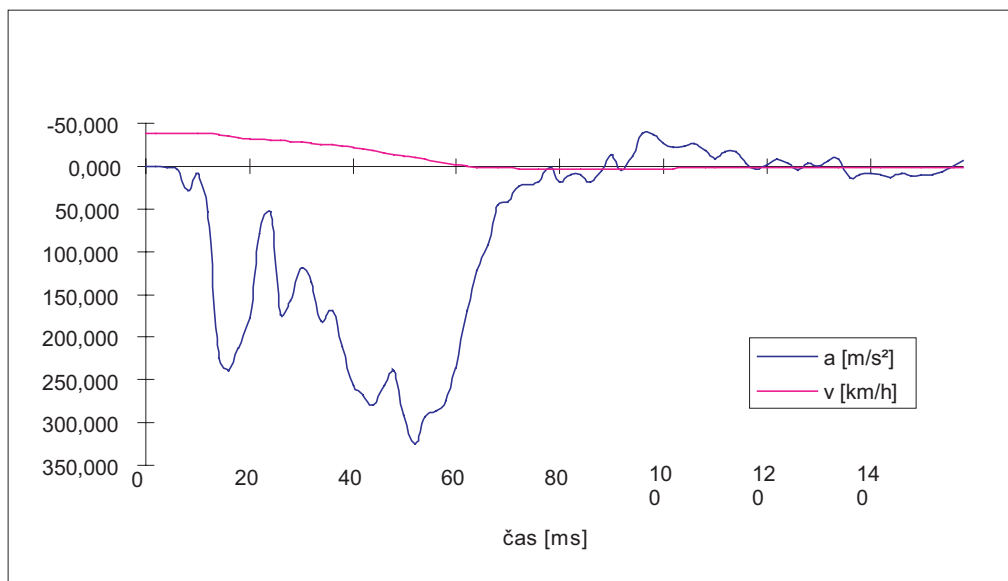
Je teda zrejماً, že nie vždy je platný predpoklad lineárneho vzťahu medzi rázovou silou a absolútnou deformáciou. Na obr. 9 je zobrazený nameraný priebeh zrýchlenia a vypočítaný priebeh rýchlosti pri crashtestoch vozidla Ford Escort (100 percentné prekrytie, nedeformovateľná bariéra, pri daných hodnotách nárazovej rýchlosti).

Z vyššie uvedených priebehov spomalenia v závislosti na čase vyplýva, že pri nárazovej rýchlosti 13 km/h a 37,5 km/h je v oblasti nárastu rázovej sily pomerne dobrá lineárna závislosť medzi spomalením a časom a potom i medzi nárazovou silou a absolútnou deformáciou (ako to vyplýva z horeuvedenej odvodenéj závislosti). Pri nárazovej rýchlosti 52 km/h (pozri príslušný graf) je viditeľný určitý prechod od lineárnej závislosti k závislosti multilineárneho charakteru a pri nárazovej rýchlosti 95 km/h je dobre rozpoznateľná závislosť multilineárneho charakteru.

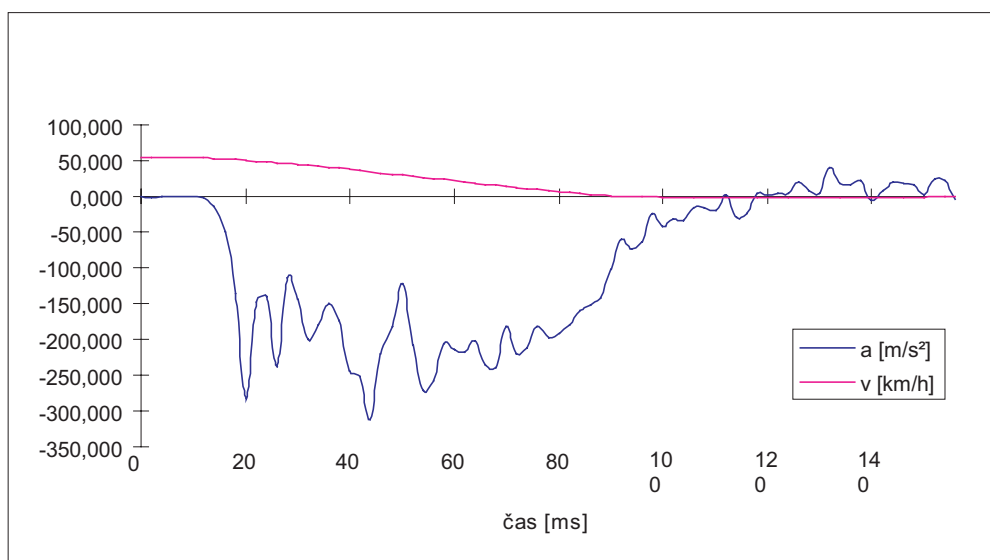
Dôsledkom multilineárnej závislosti je teda skutočnosť, že deformačná práca osobného vozidla je väčšia oproti prípadu, kedy by na predmetnom vozidle nedošlo k vzniku závislosti (priebehu rázovej sily na absolútnej deformácii) multilineárneho charakteru.



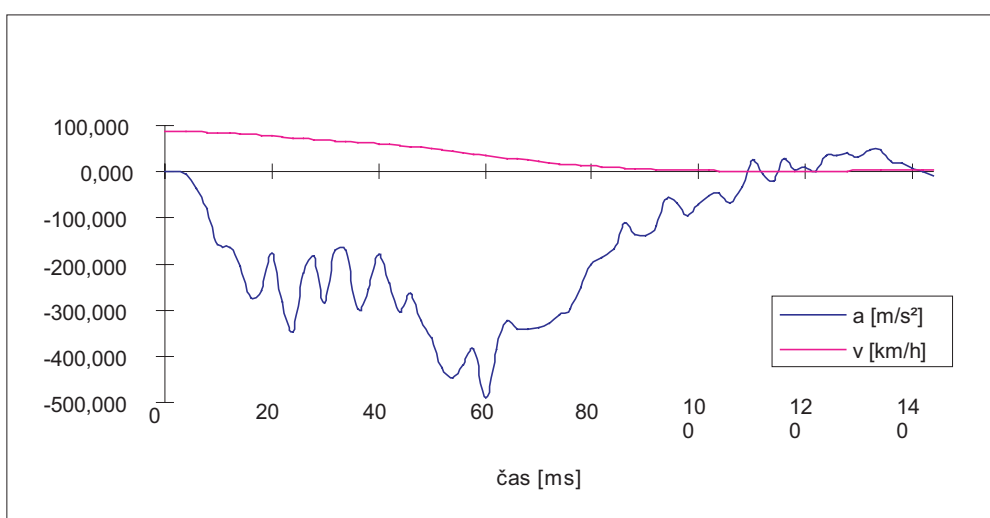
Obr. 9a Priebeh rýchlosti a zrýchlenia pri nárazovej rýchlosti 13 km/h



Obr. 9b Pribeh rýchlosti a zrýchlenia pri nárazovej rýchlosti 37,5 km/h



Obr. 9c Pribeh rýchlosti a zrýchlenia pri nárazovej rýchlosti 52 km/h



Obr. 9d Pribeh rýchlosti a zrýchlenia pri nárazovej rýchlosti 95 km/h

Možno teda vysloviť záver, že pri konštrukčne podobných vozidlách ako vozidlo Ford Escort (r.v. cca 1982) dochádza (pri rozsahu poškodenia odpovedajúceho EES nad 50 km/h a plnom prekrytí) k vzniku závislosti multilineárneho charakteru (medzi nárazovou silou a absolútnou deformáciou). Z uvedeného vyplýva neplatnosť podmienky pre výpočet prerozdelenia EES medzi dvoma vozidlami.

Pri zrážke osobného vozidla (u ktorého dôjde k väčšiemu rozsahu poškodenia ako odpovedá hodnote EES 50 km/h a plnom prekrytí) s nákladným vozidlom teda nemožno použiť vzťah pre prepočet EES vozidla nákladného z vozidla EES osobného. Tento vzťah (uvedený v prvej časti článku) však možno použiť na ohraničenie technicky prijateľného intervalu EES vozidla nákladného.

Na základe odvodených vzťahov a uvedených skutočností možno naformulovať nasledovné zákonitosti prerozdelenia EES pri zrážke dvoch vozidiel:

1. Ak dôjde k zrážke dvoch vozidiel, potom deformačná práca vozidla s vyššou tuhosťou je vždy menšia ako deformačná práca vozidla s nižšou tuhosťou.
 - 1.a Z bodu 1 vyplýva nasledovná zákonitosť: Ak dôjde k zrážke dvoch vozidiel podobných hmotností, potom na vozidle s nižšou tuhosťou vozidla je EES vždy väčšia ako na vozidle s vyššou tuhosťou.
- Skutočnosť že vozidlo 1 má menšiu tuhosť ako vozidlo 2 je identifikovateľná veľkosťou absolútnej deformácie. Vozidlo s väčšou absolútnou deformáciou je teda menej tuhé ako vozidlo s menšou absolútnou deformáciou. Platnosť uvedenej vety je však podmienená tým, že ide o podobnú tuhosť v celom rozsahu deformácie.
2. Pri zrážke vozidiel veľkého rozdielu celkových hmotností (napr. osobné a nákladné vozidlo) možno približne vyjadriť vzťah medzi EES vozidla 1 a vozidla 2 nasledovne:

$$\frac{EES_{no}}{EES_{oo}} = \sqrt{\frac{m_{co} m_{oo}}{m_{cn} m_{on}}},$$

kde: EES_{no} EES nákladného vozidla vyhodnotená vo vzťahu k okamžitej hmotnosti tohto vozidla,
 EES_{oo} EES osobného vozidla vyhodnotená vo vzťahu k okamžitej hmotnosti tohto vozidla,
 m_{oo} okamžitá hmotnosť osobného vozidla,
 m_{on} okamžitá hmotnosť nákladného vozidla.

3. Pri zrážke vozidiel podobných tuhostí možno približne vyjadriť vzťah medzi EES vozidla 1 a vozidla 2 nasledovne:

$$\frac{EES_1}{EES_2} = \sqrt{\frac{m_2}{m_1}}.$$

METODICKÝ POSTUP PRI STANOVOVANÍ EES DVOCH VOZIDIEL

- a. v prípade, že na oboch vozidlách sú vyhodnotiteľné rozsahy poškodenia potom:
 1. prvotne odhadnúť EES vozidla 1 a vozidla 2 (vo vzťahu k pohotovostnej hmotnosti vozidiel),
 2. „doladiť“ EES vozidla 1 a 2 pomocou zákonitostí prerozdelenia EES,
 3. prepočítať EES oboch vozidiel vo vzťahu k okamžitej hmotnosti vozidiel,
- b. v prípade, že poškodenie jedného vozidla je nevyhodnotiteľného, alebo obtiažne vyhodnotiteľného rozsahu potom:
 1. prvotne odhadnúť EES vozidla vyhodnotiteľného rozsahu (vo vzťahu k pohotovostnej hmotnosti),
 2. prepočítať EES druhého vozidla pomocou zákonitostí prerozdelenia EES,
 3. prepočítať EES oboch vozidiel vo vzťahu k okamžitej hmotnosti.

Recenze: Ing. Zdeněk Mrázek