

KRUTOSTI ČEONOG DELA VOZILA KAO FUNKCIJE TRAJNIH DEFORMACIJA

Radomir Mijailović¹; Milorad Cvijan²

Abstrakt: Cilj rada je definisanje funkcija kojima se određuju krutosti čeonog dela vozila. U radu su određene krutosti tokom procesa kompresije i restitucije. Krutosti su izražene u funkciji od trajnih deformacija vozila. Značaj predloženih funkcija se ogleda u smanjenju grešaka koje nastaju tokom analize saobraćajnih nezgoda a koje su uslovljene netačnim pretpostavljenim vrednostima koeficijenta restitucije.

Ključne reči: KRUTOST, GREŠKA, SAOBRAĆAJNA NEZGODA.

XIII Simpozijum
"Veštačenje saobraćajnih nezgoda
i prevare u osiguranju"

1 Univerzitet u Beogradu – Saobraćajni fakulteta, Vojvode Stepe 305, Beograd
2 Univerzitet u Beogradu - Saobraćajni fakulteta, Vojvode Stepe 305, Beograd

1. Uvod

Analiza saobraćajnih nezgoda zahteva korišćenje velikog broja podataka čija tačnost izbora može bitno uticati na pojavu grešaka u rezultatima analize saobraćajnih nezgoda. Kruštosti vozila i koeficijent restitucije su neki od njih. Softveri koji se koriste za analizu saobraćajnih nezgoda koeficijent restitucije koriste kao ulaznu veličinu. Softveri u svojoj bazi podataka sadrže numeričke vrednosti krutosti za različite modele vozila. Ipak, softveri korisnika upozoravaju da ne mogu garantovati za tačnost prethodnih podataka. Na smanjenje tačnosti izlaznih rezultata bitno mogu uticati i pretpostavke da krutost ne zavisi od deformacije i da krutost uzima jednake vrednosti za sve delove vozila.

Modeli koji se koriste u analizi sudara vozila potrebno je da uključe realnu zavisnost između sile i deformacija vozila [1, 2].

Zavisnost sile od deformacije se tokom procesa kompresije modelira linearnim funkcijama. Elmarakbi and Zu [3] kompresiju modeliraju sa dve linearne funkcije. Van der Zweep et al. [4] koriste tri linearne funkcije kojima modeliraju tri faze kompresije. Prva faza se završava sa pojmom izvijanja. Preostale dve faze obuhvataju period kompresije u kome se javlja izvijanje. Granicu između druge i treće faze predstavlja pojava deformacija u prostoru za smeštaj putnika.

Proces kompresije se najčešće modelira jednom linearnom funkcijom [7]. Krutost vozila se u slučaju prethodne aproksimacije određuje primenom eksperimenta koji obuhvata udar vozila u apsolutno krutu barijeru. Krutost u ovom slučaju zavisi od mase vozila, brzine vozila na početku sudara i maksimalne deformacije vozila [5, 6].

Softveri za analizu saobraćajnih nezgoda uvode pretpostavku da krutost tokom procesa kompresije predstavlja konsantnu veličinu koja ne zavise od maksimalne deformacije. Ova pretpostavka predstavlja grubu aproksimaciju i kao takva može bitno uticati na tačnost rezultata.

Zavisnost sile od deformacije se tokom procesa restitucije najčešće modelira linearnom funkcijom [7]. Proces restitucije se najčešće posredno definiše preko koeficijenta restitucije. Koeficijent restitucije se u praksi definiše na osnovu iskustva.

Mijailović [8] kompresiju modelira sa n linearnih funkcija, a restituciju sa jednom. Minimizacija sume kvadrata grešaka predstavlja kriterijum na osnovu kog se određuje funkcija zavisnosti sile od deformacije tokom procesa kompresije. Zavisnost sile od deformacije tokom procesa restitucije se određuje iz uslova da je stvarni rad koji se dobija korišćenjem eksperimentalnih podataka jednak radu koji se dobija korišćenjem aproksimativne funkcije. Predloženim modelom krutost tokom procesa restitucije se izražava u funkciji od maksimalne deformacije, što je saglasno sa rezultatima do kojih je dođeno u istraživanjima [9, 10]. Značaj modela [8] se ogleda u činjenici da njegovom primenom koeficijent restitucije postaje rezultat. Nedostatak predloženog modela se ogleda u nemogućnosti njegove brze implementacije u već postojeće softvere za analizu saobraćajnih nezgoda.

Primarni cilj ovog rada je definisanje funkcija kojima se mogu odrediti krutosti čeonog dela vozila tokom procesa kompresije i restitucije, a što će za posledicu imati smanjenje grešaka koje se javljaju tokom analize saobraćajnih nezgoda a koje nastaju usled:

- neodgovarajućeg izbora koeficijenta restitucije i
- korišćenja aproksimacije da krutost ne zavisi od deformacija.

Sekundarni cilj rada je da korišćenje predloženih funkcija ne isključuje korišćenje postojećih softvera za analizu saobraćajnih nezgoda.

Predložene funkcije omogućavaju korisniku određivanje krutosti vozila tokom kompresije i restitucije na osnovu poznavanja sledećih podataka:

- trajnih deformacija vozila koje se mogu izmeriti posle nastanka saobraćajnih nezgoda i

- rezultata Crash testova vozila koja su učestvovala u saobraćajnoj nezgodi.

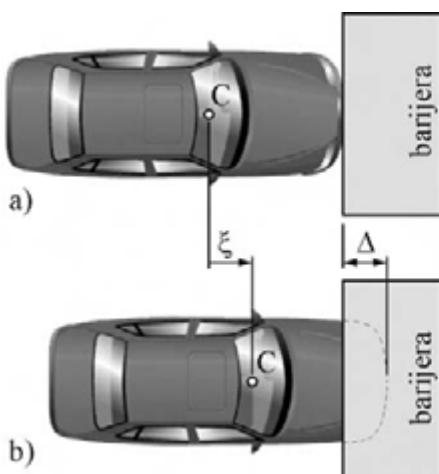
Poznavanjem krutosti vozila koeficijent restitucije postaje poznata veličina.

2. Mehanički model

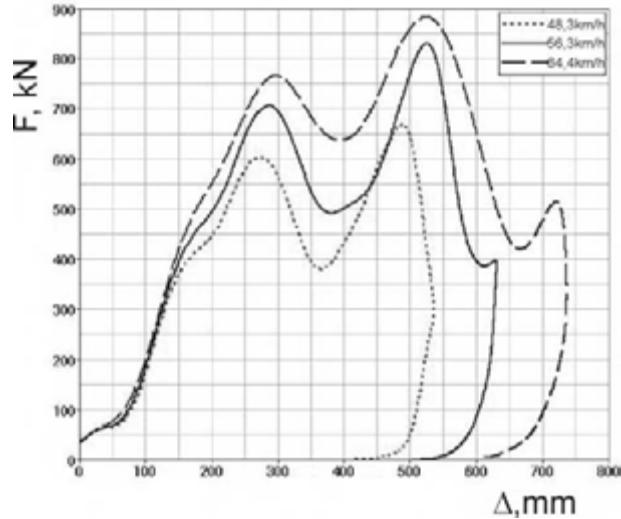
Proces deformisanja vozila se može podeliti na kompresiju i restituciju. Kompresija predstavlja prvu fazu u procesu deformisanja. Ona počinje sa trenutkom prvog kontakta između dva vozila koja učestvuju u sudaru i završava se u trenutku kada deformacija vozila dostigne svoju maksimalnu vrednost. Restitucija obuhvata opadanje deformacije vozila od njene maksimalne vrednosti do vrednosti deformacije koja se javlja u trenutku njegovog odvajanja od drugog vozila. Neophodno je napomenuti da je trajna deformacija manja od deformacije u trenutku odvajanja vozila od barijera. Takav zaključak se može objasniti činjenicom da proces restitucije, tj. proces smanjenja deformacije, se kratko nastavlja i posle odvajanja vozila od barijere.

Zavisnost normalne sile od deformacije nije linearna za proces kompresije, kao ni za proces restitucije (Slika 1). Takođe, grafik koji odgovara procesu kompresije zavisi od brzine udara (grafici koji odgovaraju različitim brzinama udara se ne poklapaju). Prethodni zaključak predstavlja jedan od dokaza da krutost vozila zavisi od brzine njegovog udara u apsolutno krutu barijeru, tj. od maksimalne deformacije.

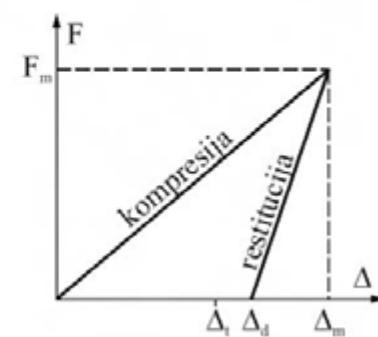
Grafik zavisnosti normalne sile od deformacije nije monotono rastući. Opadanje sile bez obzira na činjenicu da deformacija raste se može objasniti nehomogenošću vozila.



Slika 2. Udar vozila u apsolutno krutu barijeru



Slika 1. Zavisnost normalne sile od deformacije [14]



Slika 3. Zavisnost normalna sila – деформација

Krutosti vozila će, u ovom radu, biti određene korišćenjem mehaničkog modela koji se koristi za analizu čeonog udara vozila u absolutno krutu barijeru (Slika 2). Model sadrži jednu generalisano koordinatnu (Δ) koja opisuje pomeranje centra mase vozila C.

Sudar je podijeljen na dve faze i to kompresiju i restituciju. Sa Slike 2 se može zaključiti da je generalisana koordinata jednaka deformaciji čeonog dela vozila (Δ):

$$\Delta = \xi . \quad (1)$$

Usvojena je pretpostavka da su zavisnosti normalne sile od deformacije linearne za obe faze sudara [7]. Takođe, usvojena je i pretpostavka da se tokom udara ne menja položaj centra mase vozila u odnosu na lokalni koordinatni sistem vozila.

Funkcija zavisnosti normalne sile od deformacije (Slika 3) je oblika:

$$F = \begin{cases} F_k & \text{za } \Delta \geq 0 \\ F_r & \text{za } \Delta \leq 0 \end{cases} . \quad (2)$$

Funkcija zavisnosti normalne sile od deformacije tokom procesa kompresije je oblika:

$$F_k = c_k \cdot \Delta , \quad (3)$$

gde je sa c_k označena krutost tokom procesa kompresije.

Funkcija zavisnosti normalne sile od deformacije tokom procesa restitucije zavisi od maksimalne normalne sile (F_m) i maksimalne deformacije (Δ_m):

$$F_r = F_m - c_r \cdot (\Delta_m - \Delta) . \quad (4)$$

Primenom izraza (2) i (3) funkcija zavisnosti normalne sile od deformacije tokom procesa restitucije dobija sledeći oblik:

$$F_r = (c_k - c_r) \cdot \Delta_m + c_r \cdot \Delta . \quad (5)$$

Zavisnost deformacije vozila u trenutku njegovog odvajanja od barijere (Δ_d) od maksimalne deformacije se određuje iz uslova:

$$F_r(\Delta_d) = 0 , \quad (6)$$

Korišćenjem izraza (5) i (6) dobija se:

$$\Delta_d = \Delta_m \cdot \frac{c_r - c_k}{c_r} . \quad (7)$$

Rad koji se javlja tokom procesa kompresije se izračunava primenom izraza:

$$A_k = \frac{1}{2} \cdot c_k \cdot \Delta_m^2 . \quad (8)$$

Kinetička energija vozila na početku sudara je:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_0^2 . \quad (9)$$

gde je

- m – masa vozila,
- v_0 – brzina vozila u trenutku njegovog udara u barijeru (početna brzina).

Krutost vozila tokom procesa kompresije se može odrediti iz uslova jednakosti rada koji odgovara kompresiji vozila (8) i kinetičke energije vozila na početku sudara (9):

$$c_k = \frac{m \cdot v_0^2}{\Delta_m^2}. \quad (10)$$

Rad koji se javlja tokom procesa restitucije se izračunava primenom izraza:

$$A_r = \frac{1}{2} \cdot F_m \cdot (\Delta_m - \Delta_a). \quad (11)$$

Krutost vozila tokom procesa restitucije se određuje primenom izraza (3), (7) i (11):

$$c_r = \frac{c_k^2 \cdot \Delta_m^2}{2 \cdot A_r}. \quad (12)$$

Krutost vozila tokom procesa restitucije korišćenjem izraza (10) dobija svoj konačni oblik:

$$c_r = \frac{m^2 \cdot v_0^4}{2 \cdot \Delta_m^2 \cdot A_r}. \quad (13)$$

Koeficijent restitucije za slučaj čeonog udara vozila u apsolutno krutu barijeru može se izračunati primenom jednog od sledećih izraza:

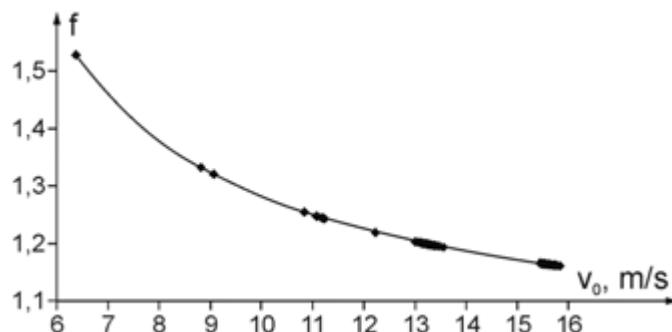
$$k_1 = \sqrt{\frac{A_r}{A_k}}, \quad (14)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{c_k}{c_r}}. \quad (15)$$

3. Zavisnost maksimalne od trajne deformacije

U prethodnom poglavlju su određeni izrazi kojima se određuju krutosti u funkciji od maksimalne deformacije. Tokom veštačenja saobraćajnih nezgoda moguće je izmeriti trajnu deformaciju vozila (\square_t – Slika 3). Iz tog razloga postavlja se pitanje da li je moguće definisati funkcionalnu zavisnosti kojom bi se povezala trajna i maksimalna deformacija vozila?

U cilju odgovora na prethodno pitanje analiziran je uzorak od 147 vozila [12]. Modeli vozila su razvijeni u periodu između 1980. i 2007. godine. Zapremina motora se nalazi u rasponu od 1100 do 4200 cm³. Mase vozila se nalaze u rasponu od 1035 do 2345 kg. Maksimalna brzina udara je 57 km/h, a minimalna 22,9 km/h.



Slika 4. Zavisnost količnika maksimalne i trajne deformacije od brzine udara

Regresinom analizom zaključeno je da se najbolja zavisnost javlja između količnika maksimalne i trajne deformacije (f) i brzine udara vozila u absolutno krutu barijeru (Slika 4):

$$f = \frac{\Delta_m}{\Delta_t}, \quad (16)$$

$$f = \frac{1}{a_f - \frac{b_f}{V_0}}, \quad (17)$$

$$a_f = 1, \quad b_f = 2,2 \text{ m/s}.$$

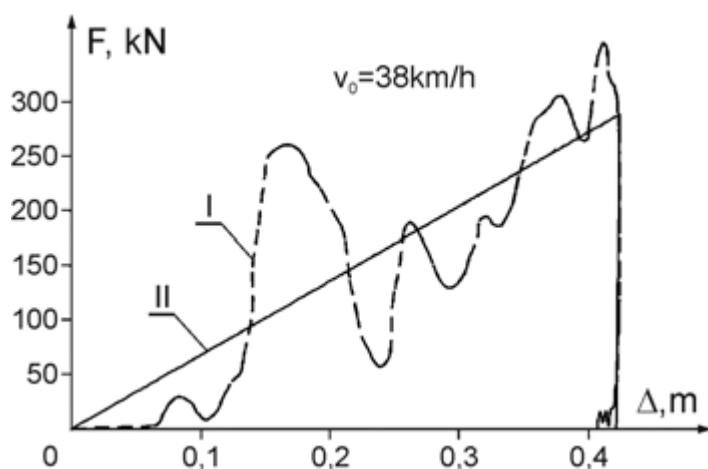
Koeficijent determinacije u ovom slučaju je približno jednak 1.

Primenom izraza (16) i (17) može se izraziti maksimalna deformacija u funkciji od trajne deformacije i brzine udara u absolutno krutu barijeru:

$$\Delta_m = \frac{\Delta_t \cdot V_0}{a_f \cdot V_0 - b_f}. \quad (18)$$

4. Analiza rezultata

Krutosti vozila tokom procesa kompresije (10) i restitucije (13) se mogu odrediti korišćenjem eksperimentalnih podataka dobijenih Crash testom u kome vozilo vrši centralni upravljeni udar, celom svojom čeonom površinom u apsolutno krutu barijeru. Prethodne eksperimentalne podatke mogu zameniti rezultati dobijeni analizom prethodno opisanog udara primenom softvera koji rade na bazi metode konačnih elemenata. Kako bi se smanjila greška u određivanju krutosti kompresije i restitucije neophodno je prethodne analize uraditi za što veći broj brzina udara. Analizom dostupnih podataka može se zaključiti da se prethodne analize najčešće rade za brzine udara od oko 56 km/h, 47 km/h i 39 km/h. Pitanje na koje je neophodno dati odgovor je da li postoji zavisnost između nekih od veličina koje mogu imati značajan uticaj na proces udara?



Slika 5. Zavisnost normalne sile od deformacije

Model koji je predložen ovim radom je primenjen na eksperimentalnim podacima koji su preuzeti iz reference [13]. Autori su u referenci [13] realizovali eksperimentalno istraživanje sa više brzina udara u rasponu između 13 i 83 km/h. U radu su za različite brzine udara

predstavljeni grafici zavisnosti usporena i brzine od vremena. Primenom osnovnih zakona mehanike iz prethodnih grafika smo odredili grafike promene deformacije u funkciji od vremena i grafike promene normalne sile u funkciji od deformacije. Na Slici 5 prikazan je grafik zavisnosti normalne sile od maksimalne deformacije za slučaj brzine udara od 38km/h. Sa krivom I prikazani su eksperimentalni podaci, a sa krivom II prikazana je funkcija (2) koja je nastala primenom predloženog modela. Korišćenjem grafika zavisnosti normalne sile od deformacije određeni su radovi koji se javljaju tokom kompresije i restitucije. Na kraju primenom izraza (10), (13), (14) i (18) određene su krutosti tokom procesa kompresije i restitucije i koeficijent restitucije za slučaj čeonog udara vozila u apsolutno krutu barijeru. Rezultati primene modela prikazani su na Slici 6.

Regresinom analizom zaključeno je da se krutost vozila tokom procesa kompresije i koeficijent restitucije za slučaj udara vozila u apsolutno krutu barijeru može opisati sledećim funkcijama:

$$c_k = a_{ck} + b_{ck} \cdot e^{-\frac{\Delta_t}{d_{ck}}}, \quad (19)$$

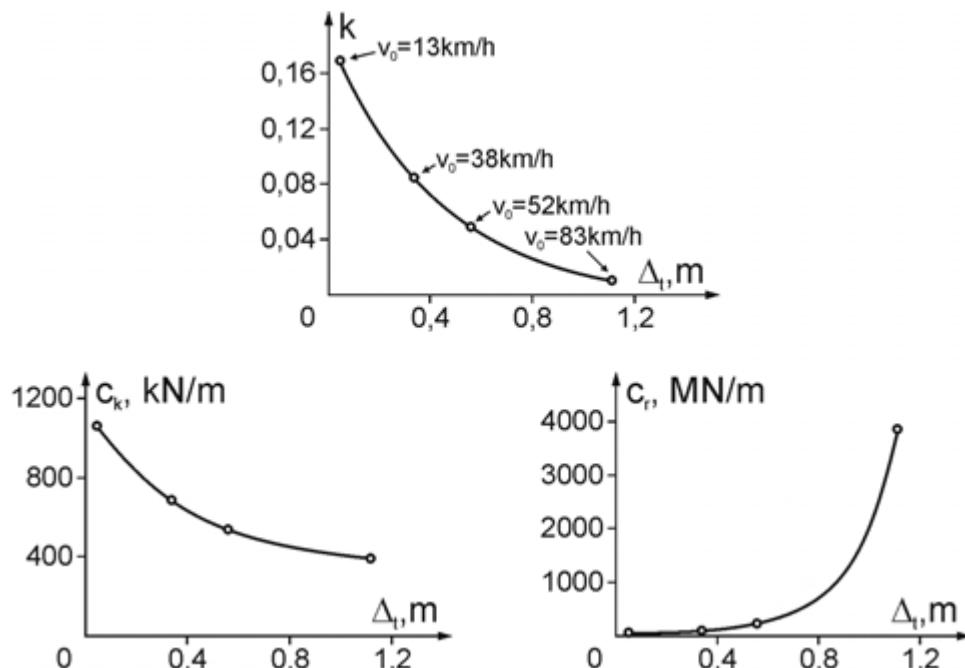
$$k_1 = a_k + b_k \cdot e^{-\frac{\Delta_t}{d_k}}, \quad (20)$$

gde je

$$a_{ck} = 337813,4, \quad b_{ck} = 797821,31, \quad d_{ck} = 0,395,$$

$$a_k = -0,0049, \quad b_k = 0,192, \quad d_k = 0,437.$$

Koeficijent determinacije u slučaju izraza (19) i (20) je približno jednak 1.



Slika 6. Zavisnost koeficijenata krutosti i koeficijenta restitucije od maksimalne deformacije

Regresiona analiza ne daje zadovoljavajuće rezultate u slučaju krutosti vozila tokom procesa restitucije.

Krutost vozila tokom procesa restitucije se može izračunati primenom izraza (15), (19) i (20):

$$c_r = \frac{a_{ck} + b_{ck} \cdot e^{-\frac{\Delta_t}{d_{ck}}}}{(a_k + b_k \cdot e^{-\frac{\Delta_t}{d_k}})^2}, \quad (21)$$

Poznavanjem izraza (19) i (21) za vozila koja učestvuju u centralnom čeonom sudaru koefficijent restitucije postaje poznata veličina.

Posmatrajmo primer centralnog čeonog sudara dva vozila sa centrima mase O_1 i O_2 (Slika 7). Generalisana koordinata kojom je opisano pomeranje centra mase O_1 označena je sa ξ , dok je generalisana koordinata kojom je opisano pomeranje centra mase O_2 označena je sa λ . Dijagrami zavisnosti normalnih sila od deformacija prikazani su na Slici 8. Neka su krutosti oba vozila izražene izrazima (19) i (21) i neka su posle sudara izmerene sledeće vrednosti trajnih deformacija:

$$\Delta_{\xi,t} = 0,4 \text{ m}, \Delta_{\lambda,t} = 1 \text{ m}. \quad (22)$$

Primenom izraza (19) i (21) se dobijaju sledeće vrednosti krutosti vozila:

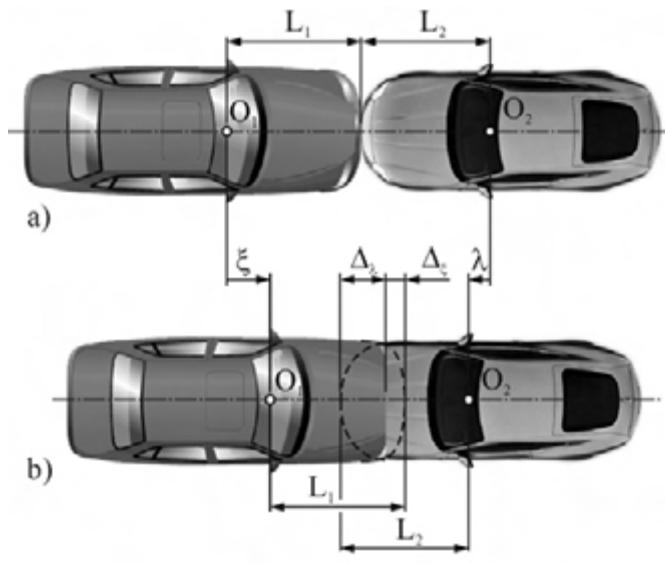
$$\begin{aligned} c_{k,\xi} &= 627654 \text{ N/m}, & c_{r,\xi} &= 121139253 \text{ N/m}, \\ c_{k,\lambda} &= 401279 \text{ N/m}, & c_{r,\lambda} &= 1887619398 \text{ N/m}. \end{aligned} \quad (23)$$

Koefficijent restitucije dva vozila koja učestvuju u centralnom čeonom sudaru se može odrediti primenom izraza:

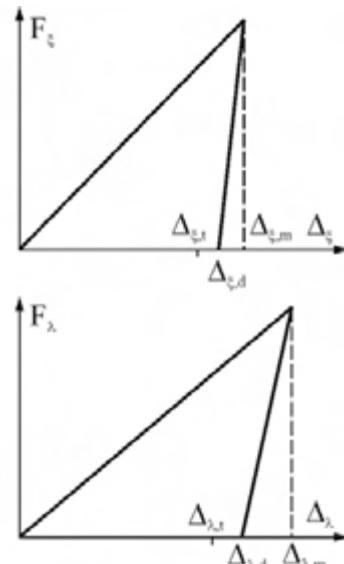
$$k_2 = \sqrt{\frac{c_{k,\xi} \cdot c_{k,\lambda} \cdot (c_{r,\xi} + c_{r,\lambda})}{(c_{k,\xi} + c_{k,\lambda}) \cdot c_{r,\xi} \cdot c_{r,\lambda}}}. \quad (24)$$

Zamenom vrednosti (23) u izraz (24) dobija se konačni rezultat za koefficijent restitucije:

$$k_2 = 0,046. \quad (25)$$



Slika 7. Centralni čeoni sudar vozila



Slika 8. Zavisnosti normalnih sila od deformacija

5. Zaključak

Greške koje se javljaju tokom određivanja krutosti i koeficijenta restitucije imaju značajan uticaj na izlazne rezultate analize saobraćajnih nezgoda. Krutost zavisi od deformacije. Ipak, u većini slučajeva se uvodi aproksimacija da je krutost tokom procesa kompresije konstantna veličina, dok je krutost tokom procesa restitucije određena na osnovu prepostavljene vrednosti koeficijenta restitucije. Cilj ovog rada je bio da se prethodni nedostaci isprave definisanjem novog modela za određivanje krutosti.

Predloženim modelom su zavisnosti normalnih sila tokom procesa kompresije i restitucije modelirane linearnim funkcijama. Osim krutosti koja se javlja tokom procesa kompresije uvodi se i matematički definiše krutost tokom procesa restitucije. Prethodne krutosti su definisane u funkciji od trajnih deformacija vozila. Poznavanjem izraza kojim se definišu krutosti i trajnih deformacija vozila koeficijent restitucije postaje poznata veličina.

U ovom radu su određene krutosti čeonog dela vozila. Buduća istraživanja bi trebalo da budu usmerena ka određivanju krutosti celokupnog vozila.

Literatura

- [1] Ambrosio J., Crash analysis and dynamical behaviour of light road and rail vehicles. Vehicle System Dynamics, Vol. 43, No. 6–7, 2005, pp. 385–411
- [2] Harmati, I.A., Rovid, A., Varlaki, P. Application of LPV Type Force Model in Vehicle Crash Dynamics, Proceedings of the 9th WSEAS International Conference on Applications of computer engineering, 2010.
- [3] Elmarakbi A., Zu J., Mathematical modelling of a vehicle crash with emphasis on the dynamic response analysis of extendable cubic nonlinear dampers using the incremental harmonic balance method, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 221, 2007, pp. 143 – 156
- [4] Van der Zweep C.D., Jenefeldt F., Thomson R., Improvement of vehicle crash compatibility through the development of crash test procedure, Project number – GRD2-2001-50083, 2002.
- [5] Janković A., Simić D., Vehicle safety, monograph, DSP-mecatronic, Kragujevac, 1996.
- [6] Nusholtz G.S., Xu L., Shi Y., Domenico L.D., Vehicle mass, stiffness and their relationship, 19th ESV, 2005, Paper number 05-0413
- [7] Pawlus, W., Karimi, H.R., Robbersmyr, K.G., Mathematical modeling of a vehicle crash test based on elasto-plastic unloading scenarios of spring-mass models, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 55, 2011, pp.:369–378
- [8] Mijailović R., Methodology for estimating the dependence between force and displacement – a vehicle crash case, Journal of applied engineering science, Vol. 10, No. 1, 2012, pp. 1-8
- [9] Wu CY, Li LY, Thornton C, Rebound behaviour of spheres for plastic impacts, International Journal of Impact Engineering 28, 2003, pp. 929–946
- [10] Wu CY, Lib L-Y, Thornton C, Energy dissipation during normal impact of elastic and elastic–plastic spheres, International Journal of Impact Engineering 32, 2005, pp. 593–604
- [11] Kerkhoff J.F., Husher S.E., Varat M.S., Busenga A.M., Hamilton K., An investigation into vehicle frontal impact stiffness, BEV and repeated testing for reconstruction. Society of Automotive Engineers International Congress, Detroit, Michigan, 1993, SAE Paper 930899

- [12] Bogićević D. Prilog istraživanju mogućnosti primene multimedijalnog kataloga za određivanje sudsarne brzine i međusobnog položaja vozila pri sudsarima, doktorska disertacija, Univerzitet u Novom Sadu, Fakultet tehničkih nauka, 2010.
- [13] Steffan H., Geigl B.C., Moser A., Hoschopf H., Comparision of 10 to 100 km/h rigid barrier impacts, National Highway Traffic Safety Administration, Paper Number 98-S3-P-1, str 752-757
- [14] Mohan P., Smith D.L., Finite element analysis of compatibility metrics in frontal collisions, National Highway Traffic Safety Administration, Paper Number 07-0188