

MODEL RAVANSKE MEHANIKE SUDARA VOZILA

A MODEL OF PLANAR MECHANICS OF VEHICLE COLLISION

Nenad Milutinović¹; Marko Maslać²

XIV Simpozijum
„Veštacanje saobraćajnih nezgoda
i prevare u osiguranju“

Rezime: Tehnike analize sudara vozila generalno se vrše odvojeno u tri različite faze: pre sudara, u toku sudara i posle sudara. Ovaj rad se posebno bavi modelovanjem sudarne faze. Postoje različite tehnike modeliranja sudara, ali najčešće primenjivana u analizi sudara vozila je ona koja se zasniva na impulsnoj teoriji. U radu je prikazan model ravanske mehanike sudara vozila i to u vidu matematičko - mehaničke osnove, kao i gotovog inženjerskog alata, tj. u vidu kompjuterskog modela radnih tabela.

KLJUČNE REČI: SUDAR, VOZILA, IMPULS, KOMPJUTERSKI MODEL, BRZINA.

Abstract: Techniques of vehicles collision analysis generally are performed separately in three different phases: pre-impact, impact and post-impact. This paper will deal especially with the modeling of the impact phase. There are different techniques of modeling the collision, but the most frequently used in the analysis of vehicle collisions is one that is based on impulse theory. This paper presents a model planar mechanics of a vehicle collision, in a form of mathematical and mechanical basics, as well the final engineering tools, ie. in the form of a computer model of spreadsheets.

KEY WORDS: COLLISION, VEHICLES, IMPULSE, COMPUTER MODEL, SPEED.

¹ Visoka tehnička škola strukovnih studija, Kragujevac, nenadmilu@yahoo.com

² Visoka tehnička škola strukovnih studija, Kragujevac, marko.maslac@yahoo.com

1. UVOD

Sudari između motornih vozila su najčešća vrsta saobraćajnih nezgoda. Zastupljenost sudara vozila u ukupnoj strukturi saobraćajnih nezgoda u velikoj meri zavisi od stepena motorizacije i kreće se u intervalu od 60-80%. Od ukupnog broja pognulih i povređenih u saobraćajnim nezgodama, oko polovina su nastradali u sudarima, a preko 70% prekršajnih i krivičnih prijava nastaje kao posledica saobraćajnih nezgoda. Izneti podaci ukazuju na to da kod ekspertiza saobraćajnih nezgoda, analiza sudara automobila zavređuje izuzetnu pažnju. Pošto je veoma bitno da stvarni počinjoci krivičnih dela u saobraćaju budu procesuirani to je za takvo postupanje bitno da se utvrde što tačnije svi relevantni podaci i elementi u vezi sa saobraćajnom nezgodom, kako bi sud mogao da doneše pravilnu i pravičnu odluku. Imajući navedeno u vidu, u rekonstrukciji saobraćajnih nezgoda, potrebno je koristiti modele koji najtačnije opisuju sudarni proces, kako bi zaključci izvedeni na osnovu rekonstrukcije bili što pouzdaniji (Milutinović, 2012; 2013).

Tehnika analize sudara vozila generalno se odvija kroz analizu tri faze: pre sudara, za vreme sudara i posle sudara. Iako postoji više tehnika, dve tehnike koje se koriste u rekonstrukciji sudarne faze su dominantne. Prva tehnika zasniva se na kombinaciji impulsa sile sa trenjem i restitucijom, dok druga metoda kombinuje impuls sa odnosom između veličine deformacije i gubitka energije. Pored ovih tehnika, postoje i druge koje se ne zasnivaju na impulsnoj teoriji (na primer, metoda konačnih elemenata, model radijalnih vektora, Kosera teorija itd.) i pretežno se koriste na području Amerike, tako da na području Evrope skoro da i nisu u upotrebi (Milutinović, 2012; 2013).

2. SUDARNI MODELI IMPULSNOG TIPOA

U rekonstrukcijskoj šemi nezgode, analizom sudarne faze procenjuju se promene brzina ΔV dva vozila u toku sudara. Svako vozilo ima tri komponente brzine. Ovo implicira šest sudarnih i šest brzina nakon sudara, što je ukupno dvanaest komponenata brzina u problemu sudara. Iz perspektive klasične mehanike, rešenjem problema sudara treba obezbediti sistem jednačina kojim će se definisati model sudara za izračunavanje brzina nakon sudara ako su poznate sudarne brzine. Sa tačke gledišta rekonstrukcije nezgode, problem je obično da se izračunaju komponente brzina pre sudara na osnovu brzina nakon sudara ili možda kombinacija, kao što se dešava u nekim slučajevima. U svakom slučaju, zakoni mehanike i matematike su beskom-promisni, tako da je potrebno šest nezavisnih uslova (obično u obliku linearnih jednačina) da bi se obezbedilo jedinstveno rešenje problema.

Istorijski, dve različite tehnike modelovanja su primenjivane. Obe uključuju formulaciju impulsa po drugom Njutnovom zakonu. Prva tehnika se odnosi isključivo na ovaj princip povezan sa trenjem i restitucijom, a druga metoda kombinuje impuls sile sa odnosom između geometrije sudara i gubitka energije. Obe metode konačno dovode do promene brzine ΔV i drugih odgovarajućih informacija u vezi sa sudarom (Brach et al., 1987).

Bez obzira na metod upotrebljen za analizu sudara, indirektno ΔV je veličina koja se traži. ΔV se tradicionalno upotrebljava na dva različita načina. Prvi način upotrebljava ΔV u formi veličine samo da bi se u uzajamni odnos sa njom dovela težina povreda učesnika nezgode. Drugi način upotrebljava vektorske komponente ΔV da bi se u uzajamni odnos dovele brzine nakon sudara sa sudarnim brzinama. Trebalo bi istaći da su u pristupu analize sudara koji uključuje samo principe impulsa sile, komponente ΔV vektorske veličine. U pristupu koji uključuje deformacije, ΔV je tretirana kao skalarna veličina. Njene komponente su onda određene preko ugla PDOF, koji mora biti određen na osnovu fizičke deformacije. Ova procena može često biti teška usled veličine deformacije i tačnosti merenja.

Kao što je pomenuto, postoje dve osnovne kategorije impulsnog modela sudara. Jedna koristi klasične principe impulsa i količinu kretanja, a druga ograničava njihovu upotrebu ali kombinuje merenje oštećenja i elastično - plastična ponašanja. Primeri za prvu su (Woolley, 1987), (Brach, 1987), (Smith et al., 1986), a za drugu (McHenry, 1975), (Hess, 1980), (Day et al., 1986), (Guenther et al., 1986), (Brach, 1987). Upotreba metode gubitka energije usled deformacije, prema nekim autorima, ima veću preciznost pošto je zasnovana na eksperimentalnim podacima. Mada, ovo nije bezuslovno tačno iz nekoliko razloga:

1. Odnos između sile, deformacije i gubitka energije varira zavisno od lokacije do lokacije i od vozila do vozila. Skoro je nemoguće zadatko ustanoviti prihvatljivu i iscrpnu bazu podataka.
2. Ovi koncepti koji se danas koriste u modelima su jako ograničeni i nedovoljni da obezbede precizne rezultate.

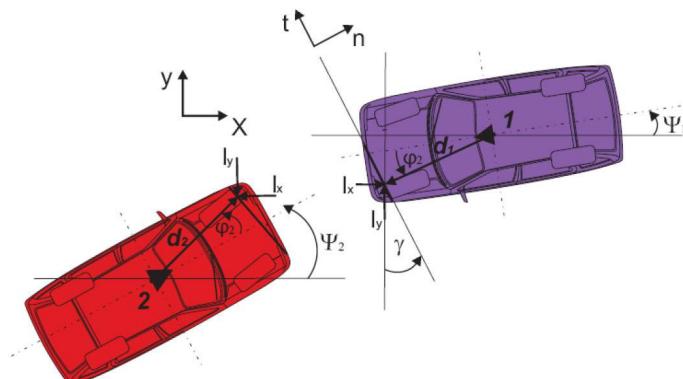
Dalje, ova ograničenja su potpuno nepotrebna pošto su impulsni modeli relativno jednostavniji za upotrebu bez značajno ograničavajućih prepostavki. U stvari, ispravno formulisani impulsni modeli mogu obezbiti više informacija o gubitku energije (biće prikazano u nastavku) i imaju veći potencijal nego metode deformacije i gubitka energije (Brach et al., 1987).

2.1. Matematičko-mehanički model

U (Milutinović, 2012) analizirani su rezultati rekonstrukcije kreš testova primenom prethodnih modela, koji pokazuju da se u okviru modela koji se zasnivaju na impulsnoj teoriji izračunate promene brzina ne slažu dobro sa vrednostima izmerenim u vreme testa. Vulijeva i Braheva ΔV je mnogo bliža izmerenim vrednostima nego CRASH. Među analiziranim sudarima najveću devijaciju grešaka procenjene ΔV ima CRASH 48%, Vuli 18% i na kraju Brah 12%. Izračunate vrednosti promene brzine kod Braha i Stefan-Mozera prilično se slažu. Kod analiziranih sudara veću devijaciju grešaka procenjene ΔV ima Brah 12%, u odnosu na 7% PC-CRASH. Delimične razlike postoje jer PC-CRASH uključuje rešenja dobijena pomoću optimizatora sudara.

Model koji je razvio Brah najopštiji, nudi više iscrpnih definicija i koristi nekoliko parametara u modelovanju sudara. Ova iscrpnost omogućava ovom modelu da, sa izvesnim ograničenjima, dođe do istovetnih rezultata modela Limperta, Mekmilana i Vulija, ali takođe dozvoljava tačnije modelovanje sudara koje ne podleže pojednostavljenim prepostavkama napravljenim u formulacijama ovih drugih modela. Poznato je da CRASH model ne može da se koristi za sudare bokovima vozila, međutim ovo ograničenje nije pronađeno u opštem impulsnom modelu. Pošto je Brahev model dosledniji i univerzalniji impulsni model u odnosu na modele Limperta, Mekmilana i Vulija, a jednostavniji u odnosu na Stefan-Mozero, to će se ovaj pristup biti prikazan u nastavku.

Slika 1 prikazuje dva automobila u obliku odvojenih slobodnih tela čije su mase m_1 i m_2 , sa momentima inercije J_1 i J_2 i sa zajedničkom tačkom dodira tj. sudara C. Globalni, fiksni (x,y) referentni koordinantni sistem vezan je za tlo.



Slika1. Šematski prikaz dva automobila u sudaru

Položaji automobila u trenutku sudara određeni su uglovima Ψ_1 i Ψ_2 u odnosu na x - y koordinatni sistem. Pozicija zajedničke tačke C (koja predstavlja tačku sudara) definisana je rastojanjima od težišta automobila d_1 i d_2 i uglovima φ_1 i φ_2 . Normalni i tangencijalni koordinatni sistem (n, t) odnosi se na zajedničku, dodirnu površinu tj. površinu sudara koja u odnosu na globalni koordinatni sistem u opštem slučaju može biti pod uglom γ . Projekcije rastojanja d_1 i d_2 na ose koordinantnog sistema $n - t$ su:

$$d_a = d_{\bar{u}} \sin(\varphi_1 - \gamma) \quad (2.1)$$

$$d_c = d_2 \cos(\Psi_2 + \varphi_2 - \gamma) \quad (2.2)$$

$$d_c = d_1 \sin(\Psi_1 + \varphi_1 - \gamma) \quad (2.3)$$

$$d_d = d_1 \cos(\Psi_1 + \varphi_1 - \gamma) \quad (2.4)$$

Komponente impulsa I_n i I_t kao i komponente brzina pre i nakon sudara mogu se transformisati iz x - y u n - t koordinatni sistem uz pomoć trigonometrijskih funkcija. Tako je odnos između komponenata impulsa dat jednačinama:

$$I_n = I_x \cos \gamma + I_y \sin \gamma \quad (2.5)$$

$$I_t = I_x \sin \gamma + I_y \cos \gamma \quad (2.6)$$

Ovde se prepostavlja da je intenzitet sile koja deluje na zajedničku dodirnu površinu vozila znatno veći u odnosu na druge sile (aerodinamičke sile, sile trenja između pneumatika i podloga i dr.). Tako se impulsi svih sile, osim sudsarne sile zanemaruju. Pored toga, prepostavlja se da je trajanje kontakta ili preciznije, trajanje impulsa sile, veoma kratko. Ovo ukazuje na to da su za vreme kontakta ubrzanja velika tako da se brzine iznenada menjaju, pa su i pomeranja (promene položaja i orijentacije) neznatna. Sa ovakvim prepostavkama, Njutnovi zakoni koji se tiču impulsa sile i količine kretanja mogu se primeniti direktno na tela (automobile) kao što je prikazano na slici 1.

Jednačine impulsa i količine kretanja za m_1 i m_2 na x i y osi su:

$$m_1 V'_{1x} - m_1 V_{1x} = I_x \quad (2.7)$$

$$m_2 V'_{2x} - m_2 V_{2x} = I_x \quad (2.8)$$

$$m_1 V'_{1y} - m_1 V_{1y} = I_y \quad (2.9)$$

$$m_2 V'_{2y} - m_2 V_{2y} = I_y \quad (2.10)$$

Prema drugom Njutnovom zakonu, promena ugaonog momenta sile jednaka je momentima impulsa svakog tela. Primenjeno na svaku masu posebno, dobija se:

$$m_1 r_1^2 (\omega'_1 - \omega_1) = I_n d_c - I_t d_d \quad (2.11)$$

$$m_2 r_2^2 (\omega'_2 - \omega_2) = I_n d_a - I_t d_b \quad (2.12)$$

Promenljive r_1 i r_2 predstavljaju poluprečnike obrtanja tela oko svojih centara masa. Drugim rečima, odgovarajući momenti inercije predstavljeni su na sledeći način:

$$J_1 = m_1 r_1^2 \quad (2.13)$$

$$J_2 = m_2 r_2^2 \quad (2.14)$$

Treba napomenuti da gore pomenuti simboli predstavljaju početak sudara. Tako je u slučaju linearnih brzina i impulsa (inicijalni impulsi na početku dodira jednaki su nuli). U ovom trenut-

ku ima šest jednačina i osam nepoznatih V_{1x} , V_{1y} , V_{2x} , V_{2y} , ω_1 , ω_2 , I_x i I_y . Za rešavanje sistema jednačina potrebne su još dve jednačine, pa se tako definišu dva koeficijenta.

Koeficijent restitucije se definiše kao količnik relativne normalne brzine u tački C na kraju dodira i relativne normalne brzine na početku dodira.

$$\varepsilon = -\frac{V'_{Crn}}{V_{Crn}} \quad (2.15)$$

gde indeks C označava tačku dodira, r relativnu brzinu, a n komponente normalne brzine. Te relativne brzine u tački C su:

$$V'_{Crn} = V'_{1n} + d_c \omega'_1 - V'_{2n} + d_a \omega'_2 \quad (2.16)$$

$$V_{Crn} = V_{1n} + d_c \omega_1 - V_{2n} + d_a \omega_2 \quad (2.17)$$

Takođe se upotrebljava i koeficijent odnosa impulsa μ koji je prethodno definisan kao količnik komponenti tangencijalnog i normalnog impulsa, u obliku:

$$d_d = d_1 \cos(\Psi_1 + \varphi_1 - \gamma) \quad (2.18)$$

Sada ima osam jednačina i osam nepoznatih. Jednačine su linearne i mogu se rešiti. Tako se rešene jednačine, mogu eksplicitno napisati na sledeći način:

$$V'_{1n} = V_{1n} + \bar{m}(1 + \varepsilon)V_{rn} \frac{q}{m_1} \quad (2.19)$$

$$V'_{1t} = V_{1t} + \mu \bar{m}(1 + \varepsilon)V_{rn} \frac{q}{m_1} \quad (2.20)$$

$$V'_{2n} = V_{2n} - \bar{m}(1 + \varepsilon)V_{rn} \frac{q}{m_2} \quad (2.21)$$

$$V'_{2t} = V_{2t} - \mu \bar{m}(1 + \varepsilon)V_{rn} \frac{q}{m_2} \quad (2.22)$$

$$\omega'_1 = \omega_1 + \bar{m}(1 + \varepsilon)V_{rn} \frac{(d_c - \mu d_d)q}{J_1} \quad (2.23)$$

$$\omega'_2 = \omega_2 + \bar{m}(1 + \varepsilon)V_{rn} \frac{(d_a - \mu d_b)q}{J_2} \quad (2.24)$$

gde su \bar{m} , V_{rn} , i q:

$$\bar{m} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \quad (2.25)$$

$$V_{rn} = V_{2n} - d_a \omega_2 - V_{1n} - d_c \omega_1 \quad (2.26)$$

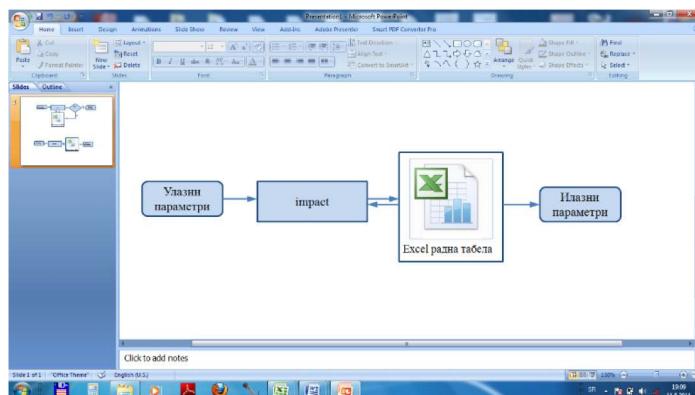
$$q = \frac{1}{1 + \frac{\bar{m} d_c^2}{J_1} + \frac{\bar{m} d_a^2}{J_2} - \mu \left(\frac{\bar{m} d_c d_d}{J_1} + \frac{\bar{m} d_a d_b}{J_2} \right)} \quad (2.27)$$

2.2. Kompjuterski model impulsne metode

Uz pomoć određenih ulaznih podataka, model ravanske mehanike sudara prethodno definisan (Milutinović, 2012) omogućava izračunavanje komponenata brzina nakon sudara i komponenata impulsa za dva automobila koja su učestvovala u sudaru.

Dobijanje rezultata na osnovu prethodnih jednačina može se postići na taj način što će one biti programirane na računaru. Ideja je da se radi praktičnosti koristi radna tabela u programu Excel. Takvo rešenje nije lako ostvariti koristeći radne tabele direktno, tako što će na klasičan način u ćelijama tabela biti pisane formule po kojima se sračunavaju pojedine veličine. To bi zahtevalo veliko angažovanje korisnika u smislu povezivanja prethodne i naredne formule gde izlaz iz prethodne predstavlja ulaz za narednu formulu. Korisnost takvog alata bila bi gotovo beznačajna, osim eliminisanja manuelne računice. Ipak neke vrste radnih tabela dozvoljavaju spajanje u makro. Makro se može koristiti u kompjuterskim jezicima za rešavanje jednačina i transmitovanje rezultata nazad u radnu tabelu. Zato je u programskom jeziku VBA (Visual Basic Application) koji je implementiran u Microsoft office prethodno definisan matematičko-mehanički model programiran i definisan nad određenim ćelijama u Excel radnim tabelama. Sledeći primer koristi upravo ovaj proces, zasnovan na modifikovanim Brahovim funkcijama (Brach, 1987) pri čemu se vodilo računa o razvoju modela koji bi bio praktičan za upotrebu. Zato su mnoge od Brahovih funkcija izbačene u ovom modelu i u potpunosti prilagođene korišćenju u ekspertizama saobraćajnih nezgoda ovog tipa.

Prethodno definisane impulsne jednačine programirane su najvećim delom po pojedinim ćelijama radne tabele, dok potprogram pod nazivom impact povezuje međusobno funkcije, nadzire tok izvršavanja komandi, vrši proveru da li je došlo do promene bilo koje ulazne vrednosti kako bi se proračun obavio ponovo u slučaju da je došlo do promene. Dijagram toka na slici 2 opisuje kompjutersku logiku modela, a kompletan izvorni kod modela dat je u (Milutinović, 2012). Kod uključuje i one jednačine kojima se definišu komande nad određenim Excel ćelijama koje rešavaju jednačine impulsnog modela ravanske mehanike sudara.



Slika 2. Dijagram toka impulsnog modela ravanske mehanike sudara (Milutinović, 2012)

Kompjuterski model kao što je prikazano veoma je jednostavan s obzirom na to da je veći deo jednačina smešten u Excel ćelijama. Potprogram pod nazivom impact vrši proveru da li je došlo do promena u ulaznim vrednostima, zatim se vrši očitavanje ulaznih vrednosti, nakon čega svaka od Excel ćelija kojima je to zadato obavlja proračun, posle čega se na osnovu sprovedenog proračuna popunjavaju one ćelije koje predstavljaju rešenje impulsnih jednačina.

Rezultat procesa programiranja impulsnih jednačina u VBA i njihovog povezivanja sa Excel ćelijama je radna tabela, prikazana na sledećoj slici.

Impulsni model ravanske mehanike sudara									
Vehicle 1	masa, m	1210.00	Vehicle 2	masa, m	1210.00				
masa, m	kg	kg	masa, m	kg	kg				
brzina, m/s			brzina, m/s						
rastojanje, d	m	1.60	rastojanje, d	m	1.60				
ugao, φ	deg	0.00	ugao, φ	deg	0.00				
ugao, ψ	deg	0.00	ugao, ψ	deg	0.00				
deformacija s	m	0.01	deformacija s	m	0.01				
Brzina nakon sudara									
Vozilo 1	V _x	m/s	-1.35	Vozilo 2	V _x	m/s	0.00		
Vozilo 1	V _y	m/s	0.00	Vozilo 2	V _y	m/s	0.00		
Vozilo 1	V _z	m/s	0.00	Vozilo 2	V _z	m/s	0.00		
Vozilo 1	ΔV	m/s	1.35	Vozilo 2	ΔV	m/s	0.00		
Vozilo 1	ΔE	J	53.64	Vozilo 2	ΔE	J	0.00		
Kinetska energija sistema, N·m									
Sistem: 271.975 J									
Vozilo 1: 271.975 J									
Vozilo 2: 0 J									
Ukupna kinetska energija: 271.975 J									
Gubitak: 219.757 J 99.0%									
Kinetička energija sistema: 271.975 J									
Tanjurišće gubitak energije: 0 J 0.0%									
Ukupni gubitak energije: 219.757 J 99.0%									
Impuls, N·s:									
Vozilo 1	I _x	N·m	18027.7	Vozilo 2	I _x	N·m	18027.7		
Vozilo 1	I _y	N·m	0.0	Vozilo 2	I _y	N·m	0.0		
Vozilo 1	I _z	N·m	18027.7	Vozilo 2	I _z	N·m	18027.7		

Slika 3. Radna tabela za impulsni model ravanske mehanike sudara (Milutinović, 2012)

Ulagni podaci, koji su na prethodnoj slici označeni čelijama zelene boje, mogu se grupisati u četiri fizičke kategorije: komponente sudarnih brzina, fizičke karakteristike vozila, uglovi tj. položaji vozila i karakteristike deformacija pri sudaru, ili predstavljeno oznakama:

1. sudarne brzine, i to komponente sudarnih brzina (čelije H5, H6, H7, K5, K6, K7): $V_{1x}, V_{1y}, \omega_1, V_{2x}, V_{2y}, \omega_2$, kao i ukupan intenzitet sudarnih brzina (čelije H3 i K3): V_1, V_2 .
2. fizičke karakteristike vozila (čelije B10, B11, E10, E11): m_1, J_1, m_2, J_2 .
3. orientacija vozila (čelije B14, E14): Ψ_1, Ψ_2 .
4. karakteristike deformacija pri sudaru (čelije B12, E12, B13, E13, B15, E15, E3, E4, E7): $d_1, d_2, \varphi_1, \varphi_2, S_{\text{def},1}, S_{\text{def},2}, \varepsilon, \mu, \gamma$.

Za unos sudarnih brzina postoje dve opcije. Prva, gde se brzina zadaje unošenjem vrednosti u čelije H3 i K3 u km/h gde se podrazumeva da vozilo pre sudara poseduje samo brzinu u pravcu njegove uzdužne ose, a brzina u poprečnom pravcu je nula. U tom slučaju čelije H5 i K5 odnosno H6 i K6 se automatski popunjavaju na osnovu odgovarajućih trigonometrijskih funkcija. Druga opcija za unos sudarnih brzina je da se komponente brzina u pravcu uzdužne i poprečne ose vozila definišu ponaosob. Tako se popunjavaju čelije H5 i K5 odnosno H6 i K6 sa komponentama brzina u m/s, a vrednosti u čelijama H3 i K3 se automatski ignorisu.

U poslednjoj grupi parametara, $d_1, \varphi_1, d_2, \varphi_2$ i γ dovode u vezu deformacije i dodirnu površinu između vozila koja se sudaraju sa samim sudarom tj. njegovim intenzitetom, a ε i μ povezuju sa nivoom gubitka energije. Parametre kojima se definiše položaj tačke i ravni sudara $d_1, \varphi_1, d_2, \varphi_2$ i γ , veštak treba da proceni sam na osnovu pregleda deformacija na automobilima, za razliku od programske pakete impulsnog tipa koji automatski proračunavaju položaj tačke i ravni sudara. Na taj način se mogu izbeći greške koje se u nekim specifičnim situacijama (položaj tačke i ravni sudara) mogu pojaviti prilikom automatskog proračuna. Da ε i μ karakterišu gubitak energije vidi se na osnovu činjenice da kada je $\varepsilon=1$, a $\mu=0$ sudar je savršeno elastičan, bez trenja i bez ikakvog gubitka energije, a kada je $\varepsilon=0$ i $\mu=\mu_0$ gubitak energije je maksimalan. Podaci o dubinama deformacija na automobilima $S_{\text{def},1}$ i $S_{\text{def},2}$, nisu neophodni za rešavanje impulsnih jedenačina. Oni se koriste samo za izračunavanje parametra EES .

Nakon unosa podataka, kompjuterski model automatski vrši proračun, a zatim transmituje dobijene rezultate u čelije za izlaz. Izlazni podaci, mogu se grupisati u tri fizičke kategorije: komponente brzina nakon sudara, sažet prikaz brzina relevantnih za analizu nezgode i energetsko-impulsna obeležja, ili predstavljeno oznakama:

1. komponente brzina nakon sudara (čelije H16 do H23, odnosno K16 do K23): $V_{1y}', \omega_1', V_{2x}', V_{2y}', \omega_2', V_{1n}', V_{1t}', V_{cn}', V_{ct}'$.
2. sažet prikaz brzina relevantnih za analizu nezgode (čelije M5 do O16): $V_2, \Delta V_1, \Delta V_2, EES_1, EES_2$.
3. energetsko-impulsna obeležja (čelije N19 do N2 i M24 do N28, odnosno M32 do O34): $\Delta E_{Kuk}, \Delta E_{Kukn}, \Delta E_{Kukt}, I_x, I_y, I_n, I_t$.

Na osnovu izlaznih podataka iz prve kategorije može se izvršiti detaljna analiza sudara, koji ima nešto veći značaj sa akademskog nego praktičnog aspekta. Među ovim izlaznim veličinama je niz parametara koji se odnose na brzinu uključujući i komponente pojedinih brzina. Za ovakvu vrstu detaljne analize sudara, bitni su i izlazni podaci iz treće kategorije koja uključuje energetsku analizu pre i nakon sudara, gubitke energije, vrednosti sudarnih impulsa uključujući i njima odgovarajuće komponente. Za ekspertsку praksu, najveći značaj imaju podaci iz druge grupe u kojoj se nalaze rezultujuće brzine pre i nakon sudara, kao i parametri ΔV i EES za oba automobila.

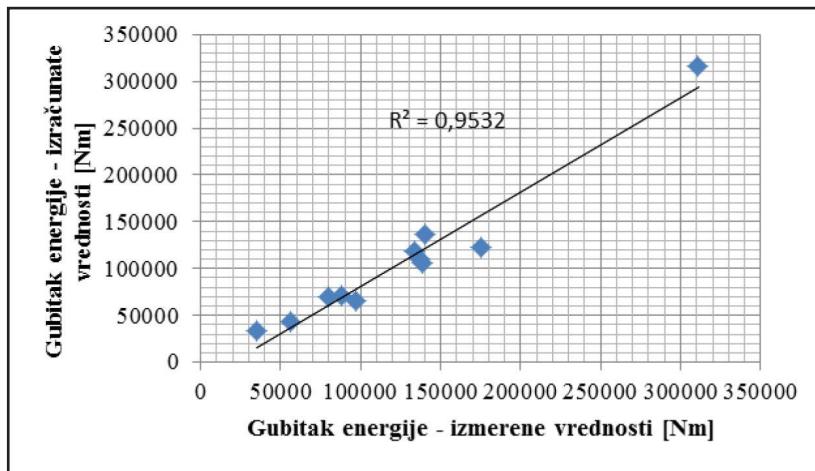
3. VALIDACIJA POMOĆU RICSAC SUDARA

RICSAC eksperimentalni sudari bili su predmet brojnih analiza, a ovde je najznačajnije spomenuti radove Braha (Brach, 1987), Braha i Smita (Brach, and Smith, 2002), Mekhenrija i Mekhenrija (McHenry and McHenry, 1997) i Vulija (Woolley, 1987).

Podaci eksperimentalnih merenja u RICSAC sudarima su uneti u radne tabele planarnog

modela sudara i dobijeni su rezultati energetske analize, a to su vrednosti kinetičke energije, gubitka energije, njima odgovarajuće komponente i dr., što je prikazano u (Milutinović, 2012).

Srednja vrednost grešaka u izračunatim gubicima energije prilikom sudara u analiziranim RICSAC sudarima iznosi 16% sa standardnim odstupanjem 12%. Jačina povezanosti izmerenih i izračunatih gubitaka energije prikazana je na slici 4. Na osnovu koeficijenta determinancije (R^2), prikazanog na slici 4, može se zaključiti da se radi o veoma visokoj meri povezanosti. Što je koeficijent determinancije bliži jedinici to znači da je model bliži empirijskim rezultatima.



Slika 4. Korelacija gubitaka energije u analiziranim RICSAC sudarima (Milutinović, 2012)

3.1. Diskusija rezultata validacije impulsne metode planarnog modela sudara

Dok se većina sudara može analizirati kroz upotrebu formula planarnog sudara, za sudare pri malim brzinama ponekad je potreban drugačiji prilaz. Najmanje dve specifične karakteristike sudara pri malim brzinama zahtevaju pažnju. To su neophodnost da se uzmu u obzir vrednosti koeficijenata restitucije značajno veći od nule i drugo, potencijalna važnost sila na pneumaticima i njihovih impulsa zbog klizanja tokom trajanja kontakta. Takvi sudari nastupaju u slučaju sudara frontalnim delovima i sudara frontalnim u zadnji deo. Tokom kontakta u ovakvim sudarima ili dolazi do malih rotacija ili do njih uopšte ne dolazi, a često nema većeg rezidualnog oštećenja na vozilima.

Na osnovu sprovedenih ispitivanja, moglo bi se zaključiti da je rekonstrukcija sudara automobila pomoću definisanog impulsnog modela ravanske mehanike sudara, kompletна i veoma precizna. U analiziranim primerima (Milutinović, 2012), javljali su se određeni problemi u pogledu tačnosti dobijenih rezultata. Ali i ovi problemi su pomoću odgovarajućih tehnika mogli da se otklone. Za rešavanje ovakvih problema, pokazalo se ključnim pravilno definisanje početnih uslova. Međutim, postupak traganja za adekvatnim rešenjem na osnovu metode pokušaja i pogrešaka može potrajati dugo, a pitanje je i da li bi se našlo odgovarajuće rešenje. Zato, od velike koristi su bile optimizacione tehnike poput metode najmanjih kvadrata. U slučajevima kada prave vrednosti nisu poznate, bilo bi poželjno pažljivo razmotriti dobijene rezultate i istražiti neizvesnosti rešenja, za šta korisno može poslužiti Monte Karlo metoda.

4. ZAKLJUČAK

U okviru rada dat je prikaz impulsnog matematičko-mehaničkog i kompjuterskog modela sudara automobila za potrebe ekspertiza saobraćajnih nezgoda, s ciljem uspostavljanja modela za proračun brzina automobila prilikom sudara. Fizički model programiran je u programskom jeziku Visual Basic Application. Razvijen je jednostavan impulsni model sudara u formi radnih tabela.

Primenom ovog modela veštak može da odredi sudarne brzine automobila, kao i parametre kojima se može opisati intenzitet sudara.

Definisanim modelima mogu se pouzdano izračunati parametri kojima se karakteriše sudarni proces. Jedan od njih je i promena brzine ΔV koja se može dovesti u vezu sa povredama vozača i putnika u vozilu. U drugim modelima, ΔV se određuje kao skalarna vrednost. Ovo može dovesti do potcenjivanja ili precenjivanja njene vrednosti zbog zanemarivanja njenog pravca, te se ne može uspostaviti ni pouzdana korelacija sa težinom povreda. Promene koje nastaju u sudarnom procesu nisu interpretirane samo određivanjem ΔV , već se definisanim modelom može odrediti parametar EES. Na taj način se može stvoriti dodatni uvid u energiju koja je prilikom sudara utrošena na deformaciju. Takođe, može se napraviti i komparativna analiza sa podacima iz EES kataloga kao i fotografijama deformacija automobila koji su učestvovali u saobraćajnoj nezgodi.

Na osnovu sprovedenih ispitivanja (validacije) može se zaključiti da je stepen podudarnosti modela sa realnošću veliki. Samim tim što se zasnivaju na zakonima fizike ne mogu dati netačan ili neistinit prikaz toka nezgode. Netačnost sprovedene analize može da bude posledica nemogućnosti korisnika da izborom ulaznih parametara definiše model koji u potpunosti odražava realne uslove koji su vladali u trenutku nastanka saobraćajne nezgode.

Kroz studiju validacije na većem broju primera rekonstrukcije eksperimentalnih sudara automobila kao i poređenjem dobijenih rezultata sa rezultatima dobijenim drugim modelima (Milutinović, 2012), potvrđena je mogućnost praktične primene definisanih modela u rekonstrukciji realnih sudara automobila.

5. LITERATURA

- [1] Brach, R. and Brach, M. A Review of Impact Models for Vehicle Collision. SAE Paper 870048, Warrendale, PA 15096, 1987.
- [2] Brach, R.M. Energy Loss in Vehicle Collisions.: Paper 871993, SAE International, Warrendale, PA, 1987.
- [3] Brach, R.M. Impact Analysis of Two–Vehicle Collisions. Paper 830468, SAE, Warrendale, PA 15096.
- [4] Brach, R.M., and R.A. Smith. Re-Analysis of the RICSAC Car Crash Accelerometer Data.: Paper 2002-01-1305, SAE International, Warrendale, PA, 2002.
- [5] Brach, Raymond M. Least Squares Collision Reconstruction., SAE International. Congress, Detroit, 1987.
- [6] Day, T.D. and Hargens, R.L. Differences Between EDCRASH and CRASH3., SAE Paper No. 850253, Warrendale, PA 15096.
- [7] Guenther, D.A. and Wiechel, J.F. Damage Algorithm for Determination of Speed., Proceedings of the 1986 ASME Conference on Computers in ME, Chicago , 1986.
- [8] Hess, R.L. Microcomputer Programs Useful for Aspects of Accident Reconstruction., SAE Paper No. 800174, Warrendale, PA 15096, 1980.
- [9] McHenry B, McHenry, R. RICSAC-97, A Reevaluation of the Reference Set of Full Scale Crash Tests.: SAE paper No. 970961.
- [10] McHenry, R.R. A Comparison of Results Obtained With Different Analytical Techniques for Reconstruction of Highway Accidents, SAE Paper No. 750893, Warrendale, PA 15096.
- [11] Milutinović, N. MODELOVANJE SUDARA AUTOMOBILA, Doktorska disertacija. Kragujevac: Fakultet inženjerskih nauka, 2012.
- [12] Milutinović, N. PREGLED SUDARNIH MODELA U REKONSTRUKCIJI SUDARA VOZILA. Zlatibor: Savetovanje na temu saobraćajne nezgode, 2013.
- [13] Smith, R. and Tsongas, N. Crash Phase Accident Reconstruction. SAE Paper No. 860209, Warrendale, PA 15096, 1986.
- [14] Woolley, R.L. THE 'IMPAC' COMPUTER PROGRAM FOR ACCIDENT RECONSTRUCTION.: SAE Paper No. 850254, Warrendale, PA 15096.
- [15] Woolley, R.L. The IMPAC Program for Collision Analysis: SAE Paper No. 870046, Warrendale, PA , 1987.

