



Dr Dejan Bogičević, dipl. inž. saob., Visoka tehnička škola strukovnih studija, Niš

Prof. dr Svetotar Kostić, dipl. inž. saob., FTN, Novi Sad

Prof. dr Pavle Gladović, dipl. inž. saob., FTN, Novi Sad

Nebojša Čeragić, dipl. inž. saobr., Policijska uprava, Sremska Mitrovica

**KONSTRUKCIJA I PRIMENA DIJAGRAMA ENERGETSKIH
RASTERA ZA TIPSKE MODELE VOZILA**

Rezime:

Rezultati mnogobrojnih dosadašnjih istraživanja ukazuju na činjenicu da svako vozilo, u zavisnosti od marke, tipa i modela, ima specifičan energetska raster. Sadržaj i geometrijske veličine jednog segmenta (raster polja) znatno se mogu razlikovati za pojedine marke vozila i njihova vrednost zavisi od veoma velikog broja faktora. Navedene konstatacije ukazuju na činjenicu da je primena univerzalnih dijagrama energetskih rastera, za određivanje dela brzine izgubljene na deformaciju, veoma nepouzdana. Cilj ovog rada je definisanje postupka konstrukcije dijagrama energetskog rastera za konkretan model vozila, zasnovanog na rezultatima CRASH testova.

Ključne reči: Metod, vozilo, energetska raster, CRASH test

Abstract:

The results of a previous research point to the fact that every vehicle, dependent on a mark, a type and a model, has a specific energetic raster. Contents and geometric sizes of a segment (area raster) can be considerably different for some types of vehicles, and their value depends on a very large number of factors. The following statements point to the fact that the application of universal diagrams of energetic rasters, for defining a segment of a speed lost on deformation, is very unreliable. The aim of this work is to define a diagram construction procedure of the energetic raster for a concrete model of a vehicle, based on the results of CRASH tests.

Keywords: Method, vehicle, energetic diagram, CRASH tests.

1. UVOD

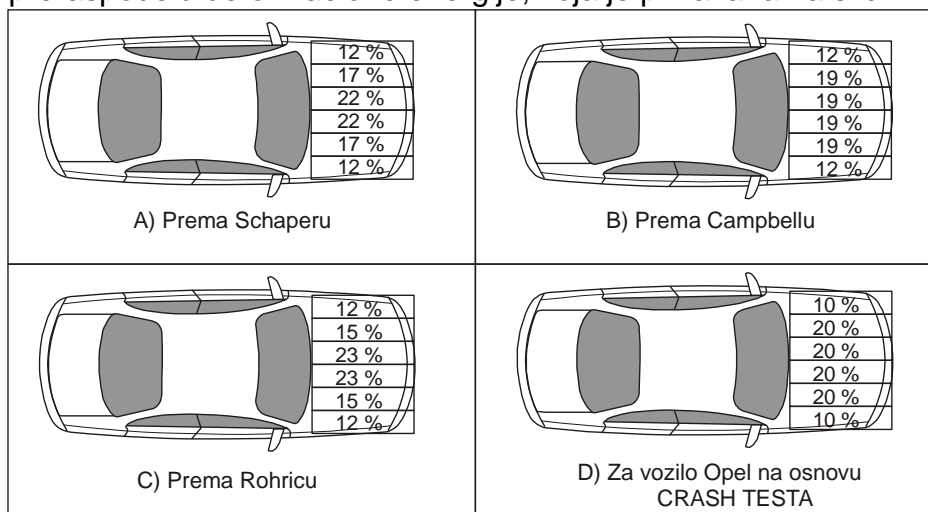
Osnovni problem koji se javlja prilikom ekspertiza saobraćajnih nezgoda u kojima dolazi do sudara ili naleta vozila jeste utvrđivanje količine kinetičke energije utrošene na deformaciju vozila, odnosno utvrđivanje dela brzine koju je automobil izgubio tokom sudara. Poznavanje brzine automobila koja je izgubljena na deformaciju omogućuje ekspertu da u daljem postupku utvrdi sudarnu brzinu, a nakon toga i brzinu kretanja vozila u momentu nastanka opasnosti.

U poznate i ujedno najstarije metode za proračun brzine vozila na osnovu deformacija spada i metoda energetskog rastera. Ova metoda polazi od činjenice da pri sudaru nastaje deformacija vozila, kao funkcija sudrane brzine vozila. Na osnovu veličina i oblika deformacija vrši se konstrukcija tzv. energetskih rastera, koji prikazuju količinu energije, odnosno količinu deformacionog rada utrošenog na deformaciju. U daljem postupku primene ove metode, na osnovu količine izgubljene energije, izračunava se brzina izgubljena na deformisanje vozila. Problem se javlja zbog toga što je ovaj postupak konstruisanja energetskih rastera izvršen dosta davno, sa starijim modelima vozila pa se stoga postavlja opravdano pitanje koliko su energetska rasteri upotrebljivi u današnjim uslovima, sobzirom na deformabilne karakteristike novijih vozila.

Iz tih razloga u okvirima ovog rada najpre je definisan postupak konstrukcije dijagrama energetskog rastera za konkretan model vozila, a nakon toga i za određene grupe vozila. Postupak izrade energetskih rastera zasnovan je na rezultatima velikog broja CRASH testova.

2. PRIMENA ENERGETSKOG RASERA U POSTUPKU ODREĐIVANJA BRZINE VOZILA

Postupak puzdanog utvrđivanja deformacione energije zasniva se novom modelu koji podrazumeva konstrukciju specifičnih dijagrama energetskih rastera za svaku marku, tip i model vozila. Na samom početku ovog postupka neophodno je izvršiti procentualnu i geometrijsku preraspodelu deformacione energije po celoj širini vozila. Među prvima, ovom problematikom bavio se Shaper [2], koji je na osnovu rezultata iztraživanja dao procentualnu preraspodelu deformacione energije, koja je prikazana na slici 1. - A.



Slika 1. Procentulana preraspodela deformacione energije po širini vozila

Nešto kasnije Campbell [2] je usavršio i poboljšao ovaj metod i izvršio procentualnu preraspodelu deformacione energije u raster-poljima, kako je to prikazano na slici 1. - B. On je, koristeći rezultate eksperimentalnih istraživanja, u zavisnosti od krutosti pojedinih delova vozila, vršio korekcije raster-polja tako što je krućim delovima vozila dodavao, a elastičnim oduzimao određene vrednosti apsorbovane energije.

Detaljnijim istraživanjem problema procentualne preraspodele deformacione energije u raster-poljima bavio se Rohrich [2]. On je u načelu prihvatio Campbell-ovu procentualnu preraspodelu uz određene korekcije, s tim što je dao dijagrame energetskog rastera i za bočnu stranu vozila. Rohrich je izvršio korekciju Campbell-ove metode procentualne preraspodele energetskog rastera i ta nova procentualna preraspodela prikazana je na slici 1. - C. Procentualna raspodela energetskog rastera koja je prikazana na slici 1. - C urađena je na osnovu eksperimenta koji je rađen sa putničkim automobilom srednje klase, sa standardnim pogonom i sa masom od 950 kg.

Uporednom analizom prethodno prikazanih procentualnih vrednosti energije za pojedina polja, uočava se da u suštini nema velikih odstupanja u prikazanim varijantama. Vrednosti deformacione energije u prvom polju kreću se u rasponu od 10 do 12 %, u drugom 15 do 20 % dok se vrednosti apsorbovane energije u trećem polju kreću u rasponu od 19 do 23 %.

Procentualna raspodela deformacione energije u raster polja u najvećoj meri zavisi od veličine i položaja agregata i njegovih pomoćnih uređaja. Analizom većeg broja fotografija, za različite marke tipove i modele vozila, na kojima se vidi položaj pogonskog agregata i njegovih uređaja, može se zaključiti da je najprihvatljivija procentulana preraspodela energije koju je predložio Rohrich, prikazana na slici 1. - C.

3. POSTUPAK KONSTRUKCIJE DIJAGRAMA ENERGETSKOG RASERA ZA KONKRETAN MODEL VOZILA

Praktičan postupak konstrukcije dijagrama energetskog rastera za određeni model vozila prikazaće se na primerima CRASH testova u kome je testiran putnički automobil TOYOTA TACOMA, iz 1999. godine. Ispitivanje je izvršeno naletom vozila na čvrstu nepomičnu prepreku sa punim preklopom pod pravim uglom. Tokom ispitivanja vozilo se kretalo sa tri različite brzine i tom prilikom su izmerene sledeće veličine deformacija za pojedine brzine:

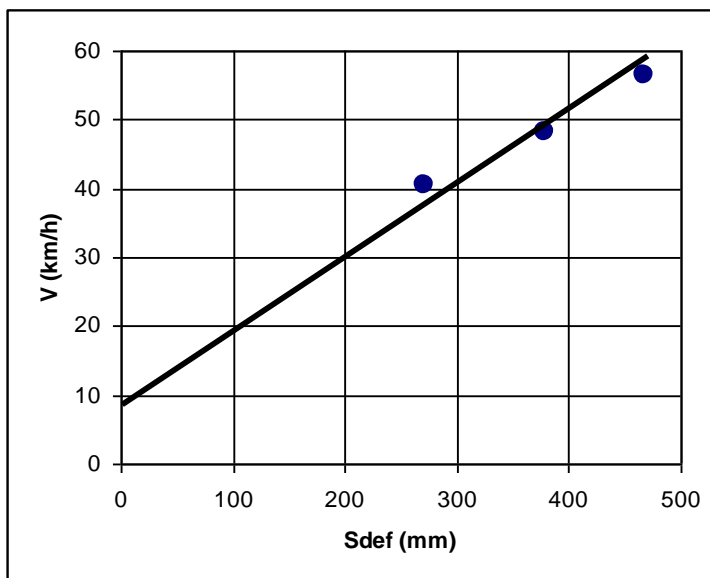
- pri brzini od 40,4 (km/h) - 272 mm;
- pri brzini od 48,2 (km/h) - 379 mm;
- pri brzini od 56,4 (km/h) - 467 mm.

Ostali podaci o vozilu neophodni za proveru ove metode za određivanje brzine vozila prikazani su u tabeli 1.

Tabela 1. Podaci o vozilu neophodni za praktičnu primenu nove metode

Br. Testa	Marka vozila	Tip vozila	Godina proizvodnje	Masa vozila (kg)	Širina vozila (m)	Brzina vozila (km/h)	DUBINA PROFILA OŠTEĆENJA (mm)						
							C1	C2	C3	C4	C5	C6	Cpros
3115	TOYOTA	TACOMA	1999	1432	1663	40,4	248	292	302	290	284	215	280
3119	TOYOTA	TACOMA	1999	1432	1690	48,2	332	396	396	400	404	346	387
2992	TOYOTA	TACOMA	1999	1600	1700	56,4	452	480	495	495	480	399	475

Početak konstrukcije dijagrama energetskog rastera za određeni model vozila podrazumeva utvrđivanje koeficijenta nulte deformacije b_0 i koeficijenta nagiba zavisnosti brzina - deformacija b_1 . Do podatka o veličini nulte deformacije b_0 , za konkretni model vozila, dolazi se konstrukcijom dijagrama funkcionalne zavisnosti sudarne brzine i veličine deformacije (Slika 2), na kom se očitava vrednost koeficijenta $b_0 = 8$ km/h ili 2,2 m/s.



Slika 2. Deformacija vozila TOYOTA u funkciji naletne brzine vozila

U daljem postupku izračunavamo koeficijent b_1 , koji predstavlja nagib zavisnosti brzina - deformacija, primenom sledećeg izraza:

$$b_1 = \frac{V - b_0}{C_{pros}} = \frac{\left(\frac{56,4}{3,6}\right) - 2,2}{0,475} = 28,4 \left[\frac{m}{s} / m \right] \quad (1)$$

gde je:

b_0 - tačka preseka ili brzina "nulte deformacije" odnosno, brzina pri kojoj nastaje početak deformacije (m/s)

C - dubina deformacije (m)

V - sudarna brzina vozila (m/s)

Dalji postupak konstrukcije dijagrama energetskeg rastera podrazumeva izračunavanje vrednosti energije koja se apsorbuje u ukupnoj širini vozila korišćenjem sledećeg izraza:

$$E_d = m \left(b_0 b_1 C + b_1^2 \frac{C^2}{2} + \frac{b_0^2}{2} \right) \quad (2)$$

gde je:

m – masa vozila (kg)

Ukoliko se dubina deformacije (C) postavi u razmacima od 100 mm, odnosno 0,1 metara, može se dosta precizno izračunati vrednost deformacione energije, apsorbovane na putu deformacije od 100 mm, pomoću izraza (2):

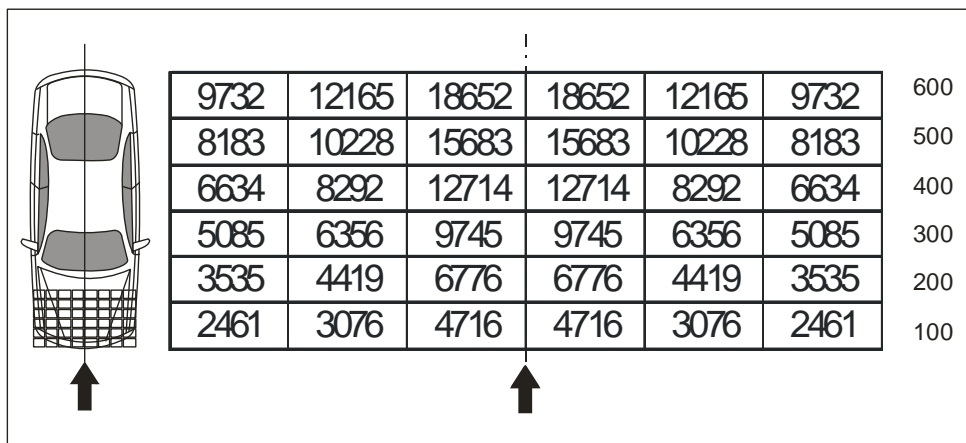
$$E_{d(100mm)} = 1600 \left(2,22 \cdot 28,4 \cdot 0,1 + 28,4^2 \frac{0,1^2}{2} + \frac{2,22^2}{2} \right) = 20504 [J]$$

Vrednosti deformacione energije, u zavisnosti od dubine deformacije u rasponu od 100 mm do 600 mm, date su u tabeli 2.

Tabela 2. Vrednosti deformacione energije u zavisnosti od dubine deformacije

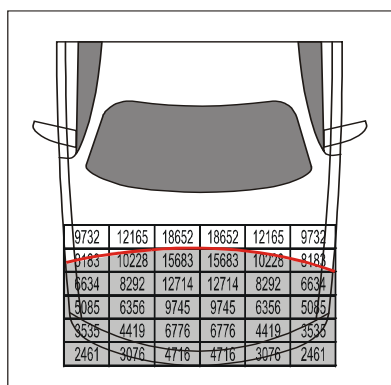
Dubina deformacije C (mm)	Vrednost deformacione energije E_d (J)	Razlika deformacione energije	12% E_d	15% E_d	23% E_d
100	20504	20504	2461	3076	4716
200	49967	29462	3535	4419	6776
300	92338	42371	5085	6356	9745
400	147618	55280	6634	8292	12714
500	215807	68189	8183	10228	15683
600	296905	81098	9732	12165	18652

Na osnovu prihvaćene procentualne preraspodele deformacione energije, prikazane na slici 1. - C, i konkretnih vrednosti izračunate deformacione energije prikazane u tabeli 2, možemo konstruisati dijagram energetskeg rastera za konkretno vozilo (Slika 3).



Slika 3. Energetski raster za čeonu deo vozila TOYOTA

Nakon toga se raster polje precrta (prenese) na prednji deo vozila i izračuna zbir cifara iz onih polja koja su obuhvaćena deformacijom pri sudaru. Ukoliko su neka od polja delimično pokrivena, u tom slučaju vrši se procena procentualne prekrivenosti polja, a vrednost iz polja uzima se u procentualnom iznosu u odnosu na celokupnu vrednost polja. Zbir cifara iz polja koja su obuhvaćena deformacijom predstavlja vrednost deformacione energije, kao što je to prikazano na slici 4. Na osnovu deformacione energije izračunava se brzina izgubljena na deformaciju primenom poznatog izraza:



$$E_d = 197621 [J]$$

$$EES = 3,6 \sqrt{\frac{2 \cdot E_d}{m}}$$

$$EES = 3,6 \sqrt{\frac{2 \cdot 197621}{1600}}$$

$$EES = 56,6 [km/h]$$

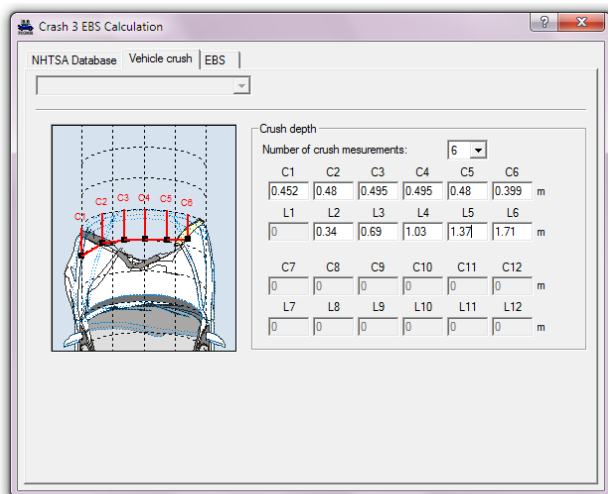
Slika 4. Postupak izračunavanja brzine izgubljene na deformaciju na osnovu karakterističnog dijagrama energetskog rastera

Vrednost brzine izgubljene na deformaciju, koja je utvrđena primenom specifičnog dijagrama energetskog rastera, u konkretnom slučaju iznosila je 56,6 km/h i ona u potpunosti odgovara stvarnoj brzini kretanja vozila, što ukazuje na veliku preciznost ove metode.

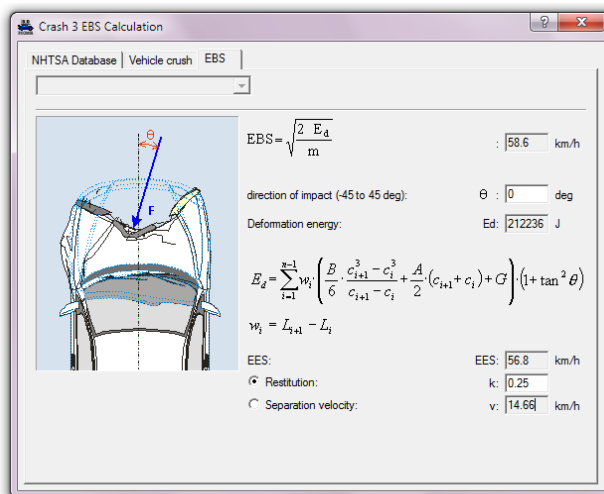
4. VERIFIKACIJA POSTUPKA KONSTRUKCIJE ENERGETSKOG RASTERA PRIMENOM SOFTVERA PC-Crash 8.0.

U cilju provere pouzdanosti izračunate vrednosti brzine izvršena je verifikacija novog modela metodom poređenja sa drugim metodama. Tokom analize metoda za određivanje brzine vozila, utvrđeno je da metoda zasnovana na CRASH 3 algoritmu daje najpouzdanije vrednosti izračunate brzine vozila, u odnosu na brzinu koju su vozila imala na testu. Iz tih razloga, metoda zasnovana na CRASH 3 algoritmu, zastupljena je u programskom paketu za simulaciju i rekonstrukciju saobraćajnih nezgoda, PC-Crash 8.0.

Vrednost brzine izgubljene na deformaciju vozila, izračunata primenom računarskog programa PC-Crash 8.0, iznosi EBS = 56,8 km/h i data je u kartici "Crash 3 EBS Calculation", kao što je prikazano na slikama 5 i 6



Slika 5. Unos podataka o veličini deformacije vozila



Slika 6. Vrednost brzine izgubljene na deformaciju vozila

Prethodno opisani postupak provere pouzdanosti primene novog modela za određivanje brzine izvršen je na uzorku od oko sto različitih modela vozila, koja su obuhvaćena istraživanjem. Uporedna analiza dobijenih vrednosti brzine pokazala je veoma mala odstupanja u brzini koja je izračunata primenom novog modela, u odnosu na brzinu izračunatu primenom računarskog programa PC-Crash 8.0. Najveće zabeleženo procentualno odstupanje, u navedenom uzorku, iznosilo je 8%, na osnovu čega je konstatovana veoma visoka pouzdanost u primeni novog modela za određivanje brzine vozila na osnovu deformacija.

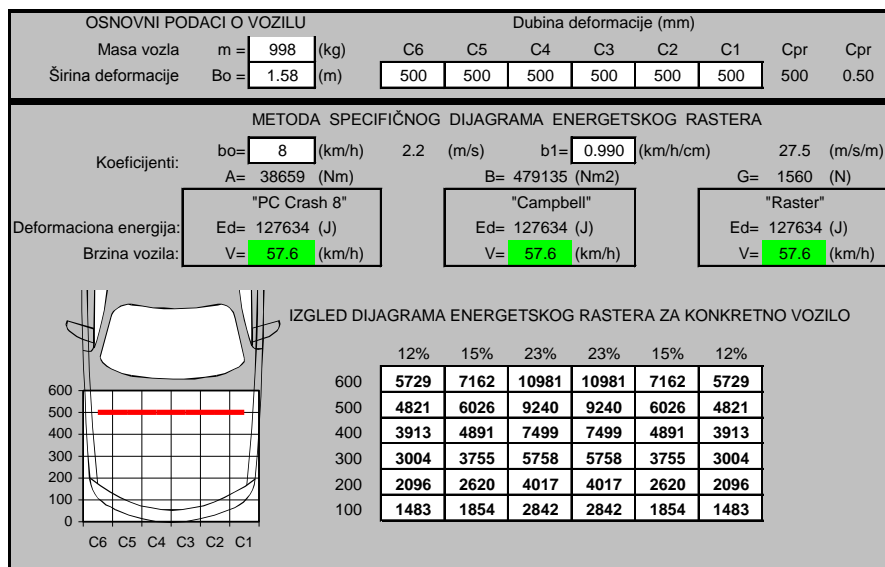
5. KONSTRUKCIJA ENERGETSKOG RASTERA ZA ODREĐENE GRUPE VOZILA

Na osnovu zakona o održanju energije, proizilazi konstatacija da se pri sudaru vozila kinetička energija pretvara u deformacionu energiju, odnosno deformaciju. Polazeći od osnovnog izraza za izračunavanje kinetičke energije vozila, jasno se uočava da na njenu vrednost, pored brzine, utiče i masa vozila. Uzimajući u obzir veliki uticaj mase vozila na vrednost kinetičke energije, koja se tokom sudara pretvara u deformacionu energiju, vozila koja su obuhvaćena istraživanjem svrstana su u sledećih šest grupa:

1. do 1000 kg (25 vozila)
2. od 1001 kg ÷ 1250 kg (70 vozila)
3. od 1251 kg ÷ 1500 kg (134 vozila)
4. od 1501 kg ÷ 1750 kg (166 vozila)
5. od 1751 kg ÷ 2000 kg (86 vozila)
6. preko 2001 kg (126 vozila)

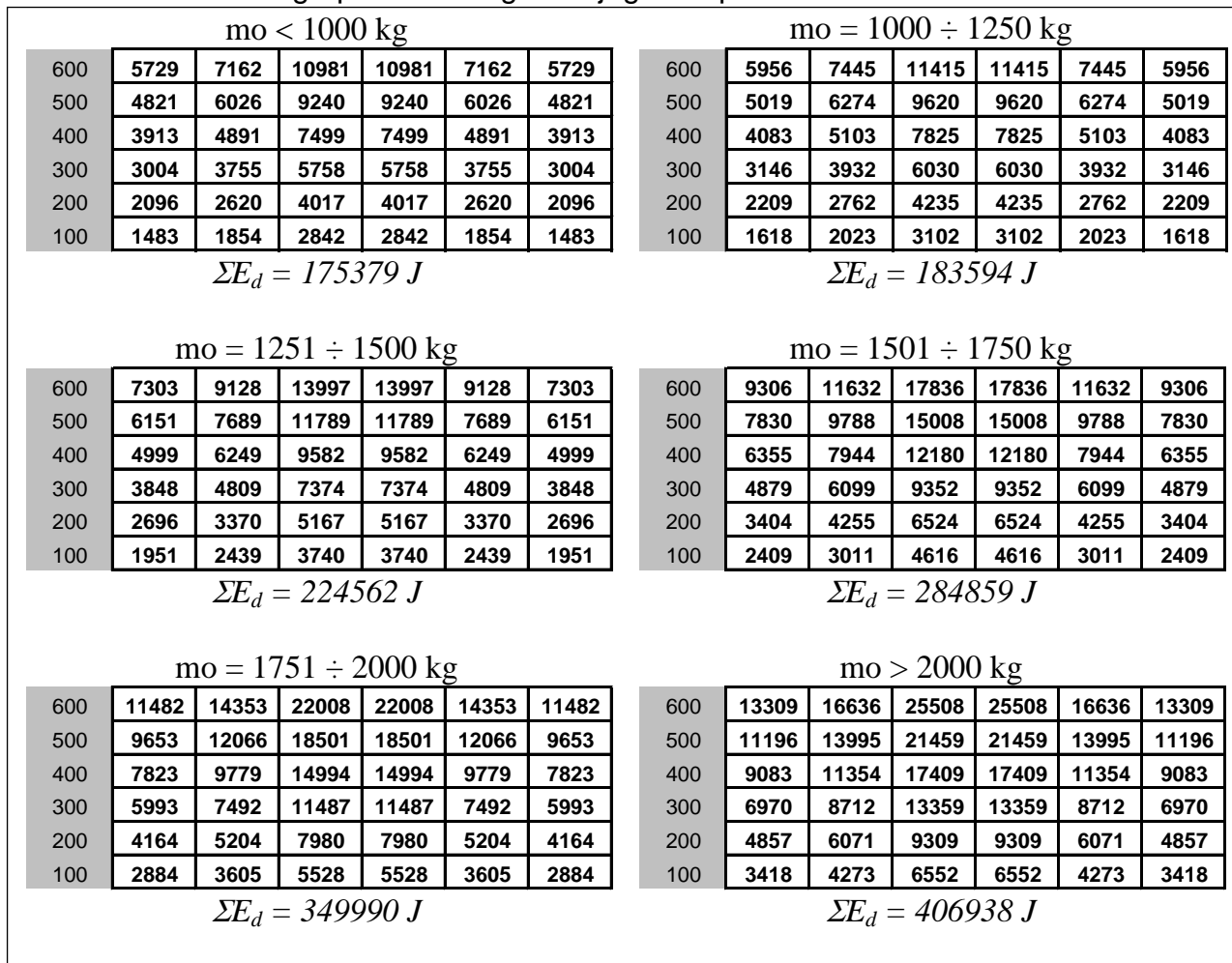
Tokom postupka konstrukcije energetskog rastera, iz baze rezulta CRASH testova, izdvojena su vozila koja su se tokom testa kretala brzinom $V_0 = (55 \div 57 \text{ km/h})$. Dijagram energetskih rastera za određenu grupu vozila, konstruisan je po istoj metodologiji koja je primenjena i prikazana na primeru vozila TOYOTA TACOMA. Vrednosti parametara koji figurušu u postupku izrade dijagrama energetskih rastera, predstavljaju prosečne vrednosti pojedinačnih podataka za određenu grupu vozila. U cilju ubrzanja postupka konstrukcije

dijagrama energetskeg rastera, određivanja deformacione energije i izračunavanja brzine vozila izgubljene na deformaciju vozila, napravljen je računarski program, koji je posebno napisan za ove potrebe. Izgled prozora programa prikazan je na slici 7.



Slika 7. Prozor programa za konstrukciju dijagrama energetskeg rastera i izračunavanje brzine za konkretno vozilo

Primenom specifičnog računarskog programa izrađeni su dijagrami energetskeg rastera za navedene grupe vozila. Izgledi dijagrama prikazani su na slici 8.



Slika 8. Dijagrami energetskeg rastera za određene grupe vozila

Tokom ranijih istraživanja, odnosno na osnovu objavljenih rezultata [1], došlo se do zaključka da se ovako konstruisani energetske rasteri mogu koristiti prilikom proračuna brzine vozila na osnovu njihovih deformacija. Takođe, tokom navedenih istraživanja dokazano je da je, u cilju pouzdanijeg izračunavanja brzine vozila, neophodno izvršiti korekciju deformacione energije, *novim koeficijentom godine proizvodnje* (K_{gp}). Naime, tokom istraživanja utvrđeno je da vozila novije proizvodnje imaju veći stepen plastičnosti, što je razumljivo s obzirom na činjenicu da je tokom vremena došlo do promene u sastavu i strukturi materijala. Vrednosti koeficijenta godine proizvodnje vozila (K_{gp}) prikazane su u tabeli 3.

Tabela 3. Vrednosti koeficijenta godine proizvodnje vozila

Godina proizvodnje vozila	Koeficijent (K_{gp})
1980 ÷ 1985	
1986 ÷ 1990	1,015
1991 ÷ 1995	1,038
1996 ÷ 2000	1,062
2001 ÷ 2005	1,077
>2005	1,092

Uzimajući u obzir predhodno definisane činjenice moguće je definisati konačni izraz za izračunavanje brzine vozila na osnovu deformacije u sledećem obliku:

$$\Delta V = 3,6 \sqrt{\frac{2 \cdot E_d \cdot K_{gp}}{m_0}} \text{ (km/h)} \quad (3)$$

gde je:

E_d – deformaciona energija koja odgovaraju ekvivalentu deformacionog rada (J),

K_{gp} – koeficijent godine proizvodnje vozila,

m_0 – masa konkretnog vozila koje je ispitivano (kg).

6. ZAKLJUČNA RAZMATRANJA

U uvodnom delu istaknuto je da se postavlja opravdano pitanje, koliko se postojeći dijagrami energetske rastery, koji su dobijeni na osnovu zastarelih eksperimentalnih sudara vozila sa čvrstom preprekom, mogu koristiti prilikom sudskih analiza realnih sudara vozila novije proizvodnje. Iz tih razloga u radu je definisan postupak konstrukcije dijagrama energetske rastery za konkretan model vozila, koji je zasnovan na rezultatima velikog broja CRASH testova.

U cilju provere pouzdanosti primene specifičnih dijagrama energetske rastery u postupku izračunavanja brzine vozila, izvršena je verifikacija ovog postupka metodom poređenja sa drugim metodama. Tokom analize metoda za određivanje brzine vozila, utvrđeno je da metoda zasnovana na CRASH 3 algoritmu daje najpouzdanije vrednosti izračunate brzine vozila, u odnosu na brzinu koju su vozila imala na testu. Iz tih razloga, metoda zasnovana na CRASH 3 algoritmu, zastupljena je u programskom paketu za simulaciju i rekonstrukciju saobraćajnih nezgoda, PC-Crash 8.0.

Na ovaj način, zapravo je dokazano da se korišćenjem rezultata CRASH testova postiže znatno veća preciznost metode energetske rastery, tako da ona postaje daleko pouzdanija za ekspertize saobraćajnih nezgoda. Najbolji rezultati u postupku korišćenja

CRASH testova postižu se u koliko se u bazi podataka pronađu rezultati za konkretno vozilo, pa se na osnovu njih, prikazanim postupkom izračuna brzina vozila.

U cilju pojednostavljenja postupka izračunavanja brzine vozila, metodom energetskih rastera, u radu su prikazani dijagrami energetskih rastera za određene grupe vozila u zavisnosti od mase vozila. Rezultati istraživanja sprovedenih u ovom radu jasno pokazuju da se na osnovu dijagrama energetskih rastera, konstruisanih za određene grupe vozila, a koji su odobijeni na osnovu eksperimentalnih sudara vozila sa čvrstom preprekom, mogu veoma uspešno koristiti za proračun brzine vozila, prilikom realnih sudara vozila. Na kraju rada prikazane su vrednosti koeficijenta godine proizvodnje vozila (Kgp), kojim se koriguje energetska vrednost deformacionog rada, na osnovu koga se vrši proračun brzine vozila izgubljene na deformaciju vozila.

6. LITERATURA

- [7] Bogićević, D., PRILOG ISTRAŽIVANJU MOGUĆNOSTI PRIMENE MULTIMEDIJALNOG KATALOGA ZA ODREĐIVANJE BRZINE I MEĐUSOBNOG POLOŽAJA VOZILA PRI SUDARIMA, Doktorska disertacija, FTN, Novi Sad, 2010.
- [8] Rotim, F. Elementi sigurnosti cestovnog prometa, Sudari vozila, Svezak 3, Zagreb, 1992.
- [9] National Highway Traffic Safety Administration (1997) DATA REFERENCE GUIDE, VERSION 4, VOLUME IV: SIGNAL WAVEFORM, GENERATOR TESTS, U.S. Department of Transportation, <http://www-nrd.nhtsa.dot.gov>.
- [10] National Highway Traffic Safety Administration (2001) TEST REFERENCE GUIDE, VERSION 5, VOLUME I: VEHICLE TESTS, FINAL, NRD, NHTSA, US DOT, <http://www-nrd.nhtsa.dot.gov>.
- [11] National Highway Traffic Safety Administration (2002) NHTSA Vehicle Crash Test Database, <http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/>.



dr Dejan Bogićević, dipl. inž. saob.

Milan Stanković, dipl. inž. saob.

Ana Jović, student

Milan Sarić, student

Visoka tehnička škola strukovnih studija, Niš

**ZNAČAJ I POSTUPAK ODREĐIVANJA UBRZANJA
PUTNIČKIH AUTOMOBILA PRILIKOM SAOBRAĆAJNIH
NEZGODA**

Rezime: U postojećim priručnicima za veštačenje ne postoje preporuke o veličini ubrzanja neophodnog za analizu kretanja vozila, i to u slučajevima kada vozilo polazi iz stanja mirovanja prilikom izvođenja radnje: uključivanja na kolovoz ili prioritetni pravac, skretanja, ili kada vozilo sa određenom početnom brzinom vrši preticanje sporijeg vozila. U okviru ovog rada analizirane su metode za određivanje ubrzanja vozila, definisani i određeni uticaji snage i zapremine motora na veličinu ubrzanja i date su preporuke o veličinama kritičnih vrednosti ubrzanja na osnovu analize rezultata mnogobrojnih inostranih istraživanja kao i rezultata istraživanja koja su vršena u našoj zemlji. Preciznije definisanje veličine ubrzanja vozila, važno je za postupak ekspertize određenih saobraćajnih nezgoda i davanje mišljenja o propustima učesnika nezgode.

Ključne reči: METOD, UBRZANJE, VEŠTAČENJE, SAOBRAĆAJNE NEZGODE

Abstrakt: In the current manuals are no expert recommendations on the size of the acceleration necessary for the analysis of the vehicle, and when the vehicle departs from sleep when performing actions involving the driveway or preferred direction, turn, or when a vehicle with a certain initial speed shall overtake slower vehicles. This paper analyzes the methods for determining vehicle acceleration, defined and specific effects of power and engine capacity of the size of the acceleration and recommendations on the sizes of critical acceleration values based on analysis of the results of numerous international studies and the results of research conducted in our country. More precise definition of the size of vehicle acceleration, it is important for the process expertise of certain accidents and giving opinions on the failure of the participants accident.

Keywords: METHODS, ACCELERATION, EXPERTISE, ROAD ACCIDENT

1. UODNI DEO

Mogućnost ubrzavanja vozila predstavlja važan pokazatelj dinamičkih performansi vozila. U današnjim uslovima vrlo intezivnog saobraćaja, važnost ovog parametra vozila dolazi sve više do izražaja. Mogućnost ubrzavanja vozila naročito je važna u sledećim situacijama u saobarćaju:

- u gradskoj vožnji, zbog stalno promenljivih uslova kretanja u saobarćaju,
- prilikom pokretanja vozila iz stanja mirovanja,
- prilikom uključivanja vozila sa sporednog na glavni pravac,

- tokom izvođenja radnje skretanja u levo,
- neposredno pre, kao i tokom preticanja sporijih vozila i sl.

Određivanje ubrzanja vozila na osnovu dinamičkih karakteristika vozila je veoma složen i kompleksan. Naime, za primenu ovakvog postupka za određivanje ubrzanja vozila neophodno je poznavanje jako velikog broja ulaznih parametara, koji su uglavnom teško dostupni veštacima. U ovakvom postupku određivanja ubrzanja neophodno je izvršiti jako veliki broj proračuna i tom prilikom koriste se složeni izrazi, pa samim tim postoji velika verovatnoća da se u tom računanju napravi greška.

Iz navedenih razloga, većina veštaka vrednost ubrzanja određuje na osnovu kataloške vrednosti vremena potrebnom vozilu da postigne brzinu od 100 km/h polaskom iz stanja mirovanja. Na osnovu kataloške vrednosti vremena ubrzanja od 0-100 km/h za određeni putnički automobil moguće je izračunati prosečnu vrednost ubrzanja. Međutim, u ovakvom postupku određivanja ubrzanja uočava se da je sposobnost ubrzanja vozila znatno veća na početku puta ubrzanja vozila, kada je vozilo u nižem stepenu prenosa i kada se ubrzanje izračunava do brzine manje od 100 km/h, pa se postavlja opravdano pitanje koliko je ispravno da se u ovakvim slučajevima koristi kataloška vrednost ubrzanja na osnovu vremena potrebnog za ubrzanje od 0-100 km/h za određeno vozilo.

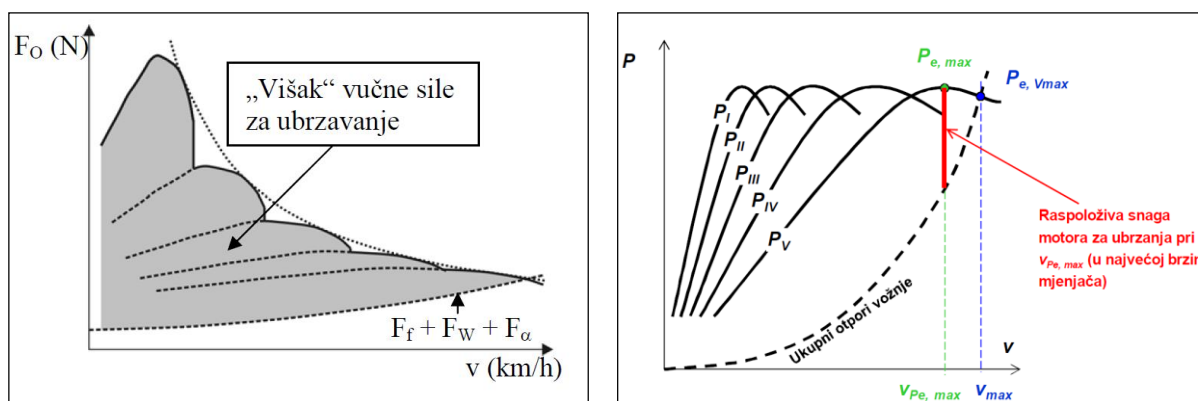
U drugom poglavlju rada prikazan je postupak određivanja ubrzanja vozila na osnovu dinamičkih karakteristika vozila i parametara vozila. U trećem poglavlju rada prikazan je postupak određivanja ubrzanja vozila na osnovu podataka datih u tehničkim katalozima, a koji su dobijeni merenjem na ispitnim poligonima. Na kraju rada, u četvrtom poglavlju istaknuti su zaključci do kojih se došlo tokom istraživanja i preporuke za praktičnu primenu.

2. ODREĐIVANJE MAKSIMALNOG UBRZANJA VOZILA NA OSNOVU DINAMIČKIH KARAKTERISTIKA VOZILA

Opšte je poznata činjenica da se ubrzanje motornog vozila može postizati u različitim uslovima eksploatacije. Da bi se došlo do maksimalnih vrednosti ubrzanja vozila neophodno je da se prilikom proračuna isključi sekundarno opterećenje i uzmu se samo u obzir permanentno prisutni spoljni otpori koji se javljaju prilikom kretanja vozila. U tom slučaju, kretanje vozila definisano je sledećom jednačinom.

$$D = \frac{F_v - F_{vz}}{G}, \text{ odnosno } D = \Psi \pm \frac{\delta}{g} \text{ a(1)}$$

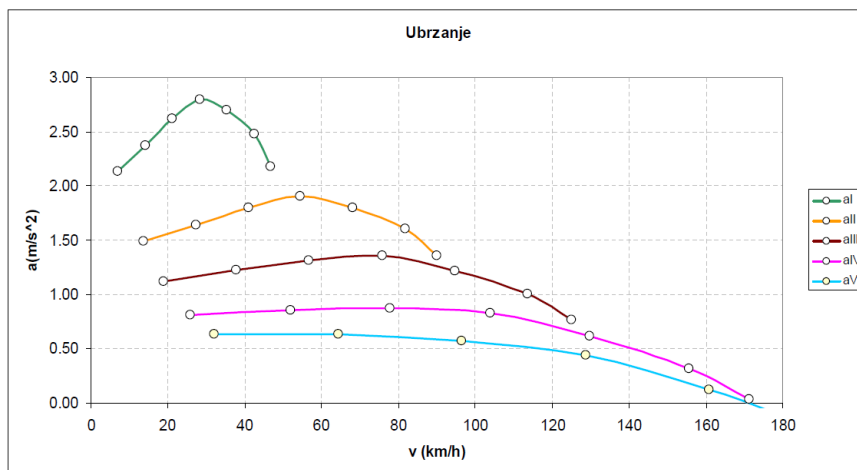
Polazeći od bilansa sile, $F_O = F_{IN} + F_f + F_W + F_\alpha$, razlika između krivih obimne sile F_O i krive ukupnih otpora za ustaljeno kretanje $F_f + F_W + F_\alpha$ predstavlja „višak“ vučne sile koji je na raspolaganju za ubrzavanje vozila, što je na slici 1 predstavljeno osenčenom površinom. Treba napomenuti da je ovde reč o ubrzavanju pri radu motora na spoljnoj karakteristici, dakle maksimalnom mogućem ubrzanju. U eksploataciji se ovaj režim retko koristi, odnosno kada motor ubrzava pri radu na nekoj parcijalnoj karakteristici, ubrzanje će biti manje, a radna tačka će se naći negde unutar osenčene površine, a ne na njenoj ivici, kao što je slučaj za spoljnu karakteristiku.



Slika 1. Dijagram obimne sile i snage motora u funkciji brzine vozila

Na ovaj način za različite stepene prenosa mehaničkog sistema prenosa snage mogu se definisati maksimalne vrednosti ubrzanja na osnovu maksimalnih vrednosti dinamičkog faktora. Imajući u vidu različite sisteme prenosa snage i transformacije obrtnog momenta dobijaju se i različite dinamičke karakteristike motornog vozila, $D(V)$. Shodno izrazu (1) dobijaju se i različite karakteristike ubrzanja motornog vozila za odgovarajući stepen prenosa. Za mehaničku transmisiju sa petostepenim mehaničkim menjačem, karakteristiku ubrzanja motornog vozila dobijamo preko izraza (2), pokazanu na slici 2.

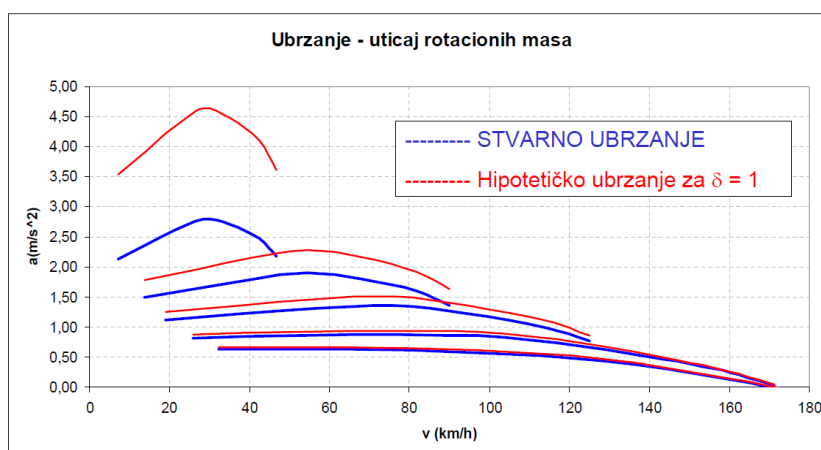
Na dijagramu, prikazanom na slici 2, pokazana je karakteristika ubrzanja motornog vozila dobijena računskim putem. Ova karakteristika delimično odstupa od stvarnih vrednosti zbog promenljivih spoljnih uticaja. Tačne vrednosti dobijaju se isključivo ispitivanjem uz definisane uslove i realnu vožnju.



Slika 2. Karakteristično ubrzanje motornog vozila sa petostepenim menjačem

Ova karakteristika ima svoju važnost prilikom izvodjenja određenih radnji u saobraćaju kao što su: gradska vožnja, pokretanje vozila iz stanja mirovanja, uključivanje vozila sa sporednog na glavni pravac, izvođenje radnje skretanja u levo, kao i tokom preticanja sporijih vozila i sl. U zavisnosti od karaktera i intenziteta promene ove karakteristike zavisi put i vreme zaleta motornog vozila.

Stvarna karakteristika ubrzavanja se ostvaruje u realnom režimu rada motora a ne u kvazi stacionarnom kako je to pokazano na dijagramu (slika 2). Iz napred navedenog razloga, intenzitet ubrzanja ima niže vrednosti u odnosu na teoretski stacionarni režim kao što je prikazano na slici 3.



Slika 3. Stvarno ubrzanje motornog vozila sa petostepenim menjačem

S obzirom na to da ubrzanje zavisi od obimne sile, i dijagram ubrzanja ima karakter sličan vučnom dijagramu, (slika 3). Međusobni odnosi i tok krivih u pojedinim stepenima prenosa su nešto drugačijeg karaktera, kako zbog uticaja obrtnih masa (što više dolazi do izražaja u

nižim stepenima prenosa) tako i zbog porasta otpora vazduha i kotrljanja pri većim brzinama (što je stoga izraženije u višim stepenima). Sa dijagrama ubrzanja se takođe može doneti zaključak o maksimalnoj brzini kretanja vozila, imajući u vidu da se maksimalna brzina dostiže u momentu kada ubrzanje padne na vrednost $a = 0$.

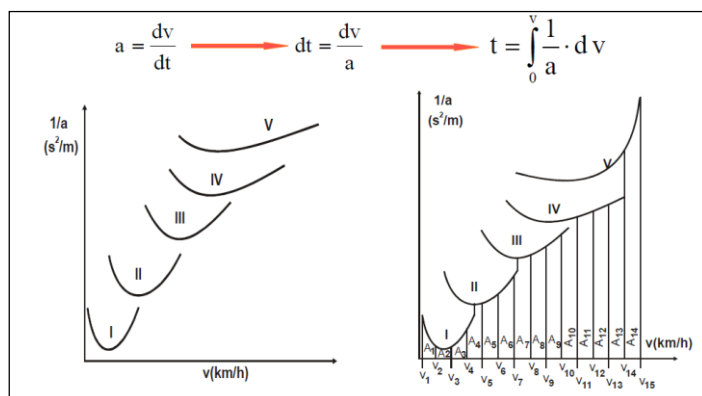
2.1. Određivanje minimalnog vremena ubrzanja motornog vozila po krivoj pune snage motora - analitička interpretacija

Vreme ubrzanja motornog vozila često je poznato i kao termin, vreme zaleta motornog vozila. Ovaj zadatak je dosta složen i nije ga moguće tačno definisati bez određenih ispitivanja, jer zavisi od simultano spregnutih parametara koji potiču od nestacionarnog režima rada motora u fazi ubrzanja. Da bi postavljeni zadatak bio rešen prema prihvaćenom uprošćenju, neophodno je poći od osnovnog izraza za ubrzanje.

$$a = \frac{dv}{dt}, \quad dt = \frac{1}{a} dv = \frac{1}{\frac{dv}{dt}} dv; \quad t = \int_0^t dt = \int_{v_0}^v \frac{1}{\frac{dv}{dt}} dv \dots\dots\dots(2)$$

Da bi se zadatak rešio analitičkim putem bilo bi potrebno rešiti diferencijalnu jednačinu (2). Poznata je činjenica, da je karakteristika ubrzanja, $a = a(v)$, dobijena računskim putem iz dinamičke karakteristike postupkom korak po korak, što znači da nije bilo moguće uspostaviti funkcionalnu vezu između dinamičke karakteristike motornog vozila i brzinske karakteristike motora. Brzinsku karakteristiku motora moguće je dobiti samo ispitivanjem. S obzirom da nije moguće uspostaviti funkcionalnu vezu ubrzanja i brzine motornog vozila i analitički rešiti diferencijalnu jednačinu (2), upućeni smo na grafičko rešenje postupkom korak po korak, korišćenjem raspoložive karakteristike ubrzanja motornog vozila, slika 2.

Prema izrazu (2) i raspoloživom karakteristikom ubrzanja, slika 2, korišćićemo grafoanalitički postupak za rešenje podintegralne veličine. U tom slučaju crtamo recipročnu vrednost ubrzanja $(1/a) = f(v)$ kako je to pokazano na slici 4.



Slika 4. Dijagram recipročne vrednosti ubrzanja

Na ovaj način grafoanalitička metoda dopušta da se diferencijalna vrednost vremena (dt) može zameniti sa konačnom malom vrednošću (Δt), što, prema slici 4, vodi ka rešenju određivanja vremena ubrzavanja motornog vozila. Na ovaj način rešen je zadatak za dobijanje karakteristike minimalnog vremena ubrzavanja motornog vozila za jedan stepen prenosa. Ako se zadatak odnosi na motorno vozilo sa višestepenim mehaničkim menjačem, onda se postupak ponovi i za preostale stepene prenosa kako bi se dobile kompletne karakteristike ubrzavanja za čitavo područje brzine.

3. ODREĐIVANJE MAKSIMALNOG UBRZANJA VOZILA NA OSNOVU EKSPERIMENTALNIH MERENJA

Iz prethodno prikazanog postupka određivanje ubrzanja vozila na osnovu dinamičkih karakteristika vozila, jasno se vidi da je prikazani postupak veoma složen i kompleksan. Naime, za primenu prethodno prikazanog postupka za određivanje ubrzanja vozila neophodno je poznavanje jako velikog broja ulaznih parametara, koji su uglavnom teško dostupni veštacima. U daljem postupku neophodno je izvršiti jako veliki broj proračuna u cilju izračunavanja određenih parametara koji figurišu u postupku izračunavanja ubrzanja vozila. Uz sve to, prilikom proračuna koriste se složeni izrazi, pa samim tim postoji velika verovatnoća da se u tom računanju napravi greška.

Iz navedenih razloga, većina veštaka vrednost ubrzanja određuje na osnovu kataloške vrednosti vremena potrebnom vozilu da postigne brzinu od 100 km/h polaskom iz stanja mirovanja. Na osnovu kataloške vrednosti vremena ubrzanja od 0-100 km/h za određeni putnički automobil moguće je izračunati prosečnu vrednost ubrzanja na osnovu sledećeg obrazca:

$$a = \frac{V}{3,6 \cdot t_u} = \frac{100}{3,6 \cdot t_u} (m/s^2) \dots \dots \dots (3)$$

Gde je:

t_u - vreme ubrzanja od 0-100 km/h za određeno vozilo.

Međutim, u prikazanom postupku određivanja ubrzanja vozila na osnovu dinamičkih karakteristika vozila, jasno se vidi da je sposobnost ubrzanja vozila znatno veća na početku puta ubrzanja vozila, kada je vozilo u nižem stepenu prenosa i kada se ubrzanje izračunava do brzine manje od 100 km/h. Vrednost ubrzanja vozila u postupku veštačenja saobraćajnih nezgoda koristi se u dva slučaja. Prvi slučaj je kada vozilo polazi iz stanja mirovanja i prelazi neki kraći put do trenutka sudara, na primer prilikom uključivanja sa sporednog na glavni pravac. Drugi slučaj je kada se vozilo kreće nekom određenom brzinom, pa iz nekih razloga vozač ima potrebu da ubrza vozilo, na primer prilikom preticanja sporijeg vozila. Dinamičkom analizom prethodna dva slučaja, postavlja se opravdano pitanje koliko je ispravno da se u oba slučaja koristi kataloška vrednost ubrzanja na osnovu vremena potrebnog za ubrzanje od 0-100 km/h za određeno vozilo.

U cilju utvrđivanja u kojoj meri je ispravno koristiti kataloške vrednosti ubrzanja, na osnovu vremena potrebnog za ubrzanje od 0-100 km/h za određeno vozilo, za dva prethodno definisana slučaja ubrzanja vozila, izvršeno je istraživanje kojim je obuhvaćeno 280 vozila različitih modela. Eksperimentalnom grupom obuhvaćena su vozila različitih dinamičkih sposobnosti i karakteristika. S obzirom da na vrednost ubrzanja vozila najveći uticaj imaju snaga i zapremina motora, istraživanjem je obuhvaćen veliki opseg snage motora od 40 do 250 KW i radne zapremine motora od 900 do 3200 cm³.

U tehničkim katalozima, pored vremena potrebnog za ubrzanje od 0-100 km/h, bilo je podataka i o vremenu potrebnom za ubrzanje od: 0-40 km/h, 0-50 km/h, 0-60 km/h, na osnovu kojih je određeno ubrzanje za slučaj kada je početna brzina jednaka nuli. Takođe tehničkim katalozima, bilo je podataka i o vremenu potrebnom za ubrzanje od: 60-100 km/h, 70-90 km/h, 70-100 km/h, na osnovu kojih je određeno ubrzanje za slučaj kada je vozilo imalo određenu početnu brzinu. Rezultati istraživanja prikazani su u sledećim tabelama.

Tabela 1. Vrednosti ubrzanja vozila za slučaj kada je $V_0=0$

Vrednosti ubrzanja vozila	Ubrzanje vozila a(m/s ²) 0-100 km/h	Ubrzanje vozila a(m/s ²) 0-40 km/h	%	Ubrzanje vozila a(m/s ²) 0-50 km/h	%	Ubrzanje vozila a(m/s ²) 0-60 km/h	%
Broj vozila	280	42	-	66	-	216	-
Minimalna vrednost	1,54	3,43	5,25	3,16	12,18	2,56	1,87
Maksimalna vrednost	8,42	9,34	98,35	8,68	77,42	9,80	86,32
Prosečna vrednost	3,15	4,93	52,52	4,76	45,09	4,17	36,95
Standardno odstupanje	1,13	1,30	24,56	1,37	16,85	1,16	12,72

Analizom podataka iz tabele 1 jasno se uočava, da prosečna vrednost ubrzanja vozila koja je izračunata za slučaj ubrzanja od 0-40 km/h iznosi 4,93 m/s² i da je veća čak za 52,5 %, u odnosu na prosečnu vrednost ubrzanja 0-100 km/h koje je iznosila 3,15 m/s². Takođe, analizom podataka iz tabele 1 jasno se uočava da postoje velike razlike između minimalnih vrednosti ubrzanja $a_{\min}=1,54$ m/s² i maksimalnih vrednosti ubrzanja $a_{\max}=8,42$ m/s² u slučaju kada se ubrzanje određuje na osnovu vremena potrebnog za ubrzanje od 0-100 km/h, dok su razlike između minimalnih i maksimalnih vrednosti ubrzanja znatno manje kada se ubrzanje određuje na osnovu vremena potrebnog za ubrzanje od 0-40 km/h.

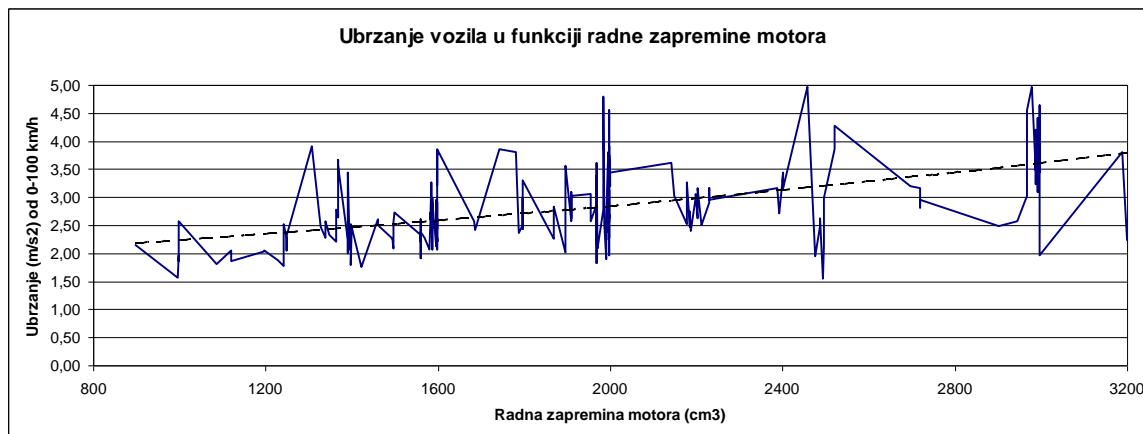
Tabela 2. Vrednosti ubrzanja vozila za slučaj kada je $V_0 \neq 0$

Vrednosti ubrzanja vozila	Ubrzanje vozila a(m/s ²) 60-100 km/h	Ubrzanje vozila a(m/s ²) 70-90 km/h	Ubrzanje vozila a(m/s ²) 70-100 km/h
Broj vozila	73	63	182
Minimalna vrednost	0,82	0,44	0,31
Maksimalna vrednost	5,29	3,70	5,87
Prosečna vrednost	1,98	1,34	1,23
Standardno odstupanje	0,97	0,90	0,81

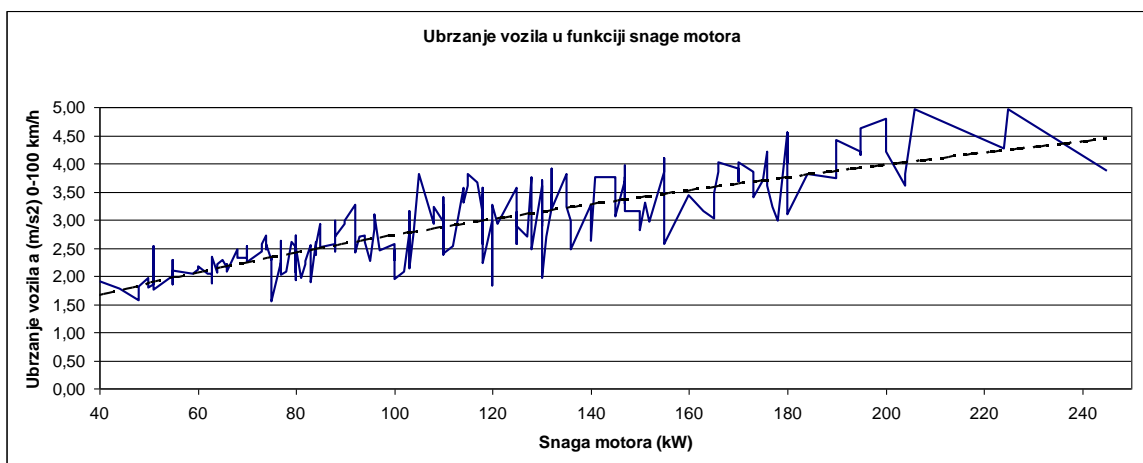
Analizom podataka iz tabele 2 jasno se uočava da je, prosečna vrednost ubrzanja vozila koja je izračunata za slučaj kada je vozilo imalo određenu početnu brzinu znatno manja, u odnosu na prosečnu vrednost ubrzanja 0-100 km/h. Takođe, analizom podataka iz tabele 2 jasno se uočava da postoje velike razlike između minimalnih vrednosti ubrzanja $a_{\min}=0,31$ m/s² i maksimalnih vrednosti ubrzanja $a_{\max}=5,87$ m/s².

Izuzetno velike razlike između minimalnih i maksimalnih vrednosti ubrzanja leže u činjenici da je istraživanjem obuhvaćen veliki opseg snage motora od 40 do 250 KW i radne zapremine motora od 900 do 3200 cm³.

Na sledećim dijagramima prikazana je funkcionalna zavisnost između ubrzanja vozila i zapremine motora (Dijagram br.1) i snage motora (Dijagram br.2)



Dijagram 1. Funkcionalna zavisnost između ubrzanja vozila i zapremine motora



Dijagram 2. Funkcionalna zavisnost između ubrzanja vozila i snage motora

U cilju smanjenja izuzetno velikih razlika između minimalnih i maksimalnih vrednosti ubrzanja iz navedenog uzorka vozila izdvojena su vozila sa zapreminom motora do 1300cm³. Rezultati istraživanja prikazani su u tabelama 3 i 4.

Tabela 3. Vrednosti ubrzanja vozila zapremine do 1300cm³ ($V_0=0$)

Vrednosti ubrzanja vozila	Ubrzanje vozila a(m/s ²) 0-100 km/h	Ubrzanje vozila a(m/s ²) 0-40 km/h	%	Ubrzanje vozila a(m/s ²) 0-50 km/h	%	Ubrzanje vozila a(m/s ²) 0-60 km/h	%
Broj vozila	22	4	-	0	-	23	-
Minimalna vrednost	1,57	3,49	71,45	-	-	2,65	35,00
Maksimalna vrednost	2,57	4,22	98,35	-	-	3,47	86,32
Prosečna vrednost	2,03	3,76	86,79	-	-	3,04	49,69
Standardno odstupanje	0,23	0,30	11,31	-	-	0,26	10,70

Tabela 4. Vrednosti ubrzanja vozila zapremine do 1300cm³ ($V_0 \neq 0$)

Vrednosti ubrzanja vozila	Ubrzanje vozila a(m/s ²) 60-100 km/h	Ubrzanje vozila a(m/s ²) 70-90 km/h	Ubrzanje vozila a(m/s ²) 70-100 km/h
Broj vozila	0	13	21
Minimalna vrednost	-	0,44	0,31
Maksimalna vrednost	-	1,32	1,49
Prosečna vrednost	-	0,68	0,71
Standardno odstupanje	-	0,26	0,28

Analizom podataka iz tabele 3 jasno se uočava, da prosečna vrednost ubrzanja vozila koja je izračunata za slučaj ubrzanja od 0-40 km/h iznosi 4,22 m/s² i da je veća skoro za 100 %, u odnosu na prosečnu vrednost ubrzanja 0-100 km/h koje je iznosila 2,57 m/s². Takođe, analizom podataka iz tabele 3 jasno se uočavaju znatno manje razlike između minimalnih vrednosti ubrzanja $a_{\min}=3,49$ m/s² i maksimalnih vrednosti ubrzanja $a_{\max}=4,22$ m/s² u slučaju kada se ubrzanje određuje na osnovu vremena potrebnog za ubrzanje od 0-40 km/h u odnosu na vrednosti i iz tabele 1.

Analizom podataka iz tabele 4 jasno se uočava da je, prosečna vrednost ubrzanja vozila koja je izračunata za slučaj kada je vozilo imalo određenu početnu brzinu iznosi $a=0,7$ m/s² i da je ovo vrednost ubrzanja koju je ispravno koristiti prilikom preticanja vozila.

4. ZAKLJUČAK

U uvodnom delu je istaknuto da se prilikom određivanja ubrzanja vozila na osnovu vremena ubrzanja od 0-100 km/h dobijaju ubrzanja koja imaju znatno manje vrednosti od vrednosti realnih ubrzanja koja ostvaruju vozila na kraćim putevima ubrzanja i da se kao takva ne mogu koristiti u ekspertizama saobraćajnih nezgoda. Korišćenjem rezultata velikog broja merenja vremena ubrzanja od 0-40 km/h ili od 0-50 km/h, došlo se do zaključka da se na ovaj način dobijaju znatno realnije vrednosti ubrzanja vozila u slučajevima kada vozilo polazi iz stanja mirovanja, da se kao takva mogu koristiti u ekspertizama saobraćajnih nezgoda. Rezultati istraživanja pokazuju takođe, da postoje izuzetno velike razlike između minimalnih i maksimalnih vrednosti utvrđenih ubrzanja vozila i da je neophodno da se prilikom određivanja vrednosti ubrzanja konkretnog vozila u obzir uzmu zapremina i snaga motora, te da se prema tim parametrima odredi vrednost ubrzanja vozila.

Na ovaj način, zapravo je dokazano da katalozi u kojima su prikazani rezultati merenja ubrzanja, mogu poslužiti kao veoma koristan prilog prilikom utvrđivanja ubrzanja pri ekspertizama saobraćajnih nezgoda, čime katalozi i što preciznije utvrđivanje ubrzanja znatno dobijaju na značaju.

Korišćenjem savremenih kataloga postiže se znatno veća preciznost navedene metode, tako da ona postaje daleko pouzdanija za ekspertize saobraćajnih nezgoda. Najbolji rezultati u postupku kataloga postižu se ukoliko se u bazi podataka pronađu rezultati za konkretno vozilo, pa se na osnovu njih, prikazanim postupkom izračuna ubrzanje vozila.

5. LITERATURA

- [1] Rotim, F.: Elementi sigurnosti cestovnog prometa, Sudari vozila, Svezak 2, Zagreb, 1992.
- [2] Milidrag, S. i dr.: Drumaska motorna vozila, FTN, Novi Sad, 2002.
- [3] Stojić, B.: Teorija kretanja drumskih vozila, Skripta, FTN, Novi Sad, 2012.
- [4] Simić, D.: Dinamika motornih vozila, Kragujevac, 1974.
- [5] Časopisi: SAT-plus, Auto Bild, Auto Start i Auto Moto.



Dr Dejan Bogičević, dipl.inž. saob.

Dr Tomislav Marinković, dipl. inž. maš.

Milan Stanković, dipl. inž. saob.

Visoka tehnička škola strukovnih studija, Niš

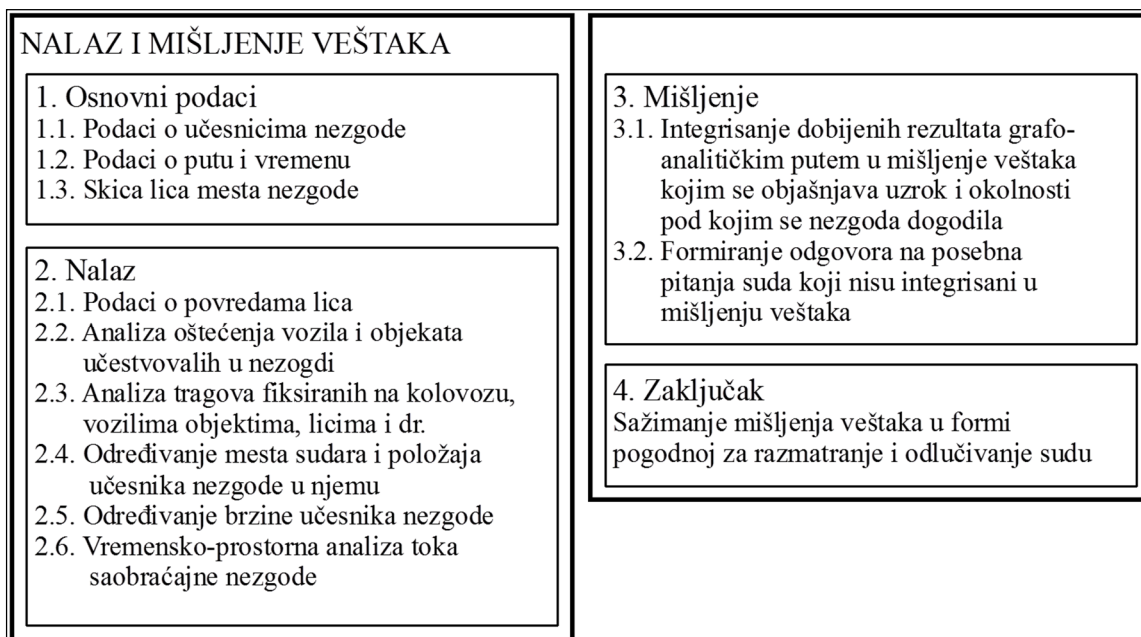
**ZNAČAJ PRAVILNOG FORMIRANJA ZAKLJUČKA
PRILIKOM IZRADE NALAZA I MIŠLJENJA VEŠTAKA**

Rezime: *Prilikom izrade Nalaza i mišljenja veštaka, jedan od zadataka veštaka saobraćajno-tehničke struke jeste i pravilno definisanje zaključka do kog je veštak došao. Zaključak veštaka, predstavlja jedan od najznačajnijih delova nalaza i mišljenja veštaka. Pravilno definisanje zaključka podrazumeva utvrđivanje propusta učesnika saobraćajne nezgode, odnosno utvrđivanje mogućnosti izbegavanja saobraćajne nezgode. U najvećem broju slučajeva, zaključak do koga dođe veštak saobraćajno-tehničke struke predstavlja osnov da Sud donese presudu. Iz navedenog razloga u radu će biti prikazani karakteristični primeri saobraćajnih nezgoda kod kojih postoji dilema u pogledu izvođenja zaključka.*

Ključne reči: opasna situacija, zaključak, veštačenje, saobraćajne nezgode

1. UDODNI DEO – NEOPHODNI ELEMENTI NALAZA I MIŠLJENJA VEŠTAKA

Opšte je poznato da Sud, vrlo često nije u mogućnosti da u svim slučajevima utvrdi sve važne činjenice na osnovu kojih je moguće doneti adekvatnu presudu. Iz tih razloga, Sud može da zatraži Nalaz i mišljenje veštaka, odnosno lica koje raspolaže potrebnim stručnim znanjem. Veštačenje se određuje pismenom Naredbom organa koji vodi postupak i u naredbi se navodi u pogledu kojih činjenica se vrši veštačenje i kome se ono poverava, odnosno, veštak saobraćajno-tehničke struke Naredbom od Suda dobija zadatak da analizira saobraćajnu nezgodu. Nalaz i mišljenje veštaka, pored uvodnog dela u kome su dati osnovni podaci o nezgodi i učesnicima nezgode, i Nalaza u kome se određuje mesto sudara i međusobni položaj učesnika nezgode, brzine kretanja, zatim se vremensko-prostornom analizom analiziraju tehnički parametri nastanka, a posebno mogućnosti izbegavanja nezgode, veštak završava mišljenjem, odnosno zaključkom.



Slika 1. Neophodni elementi Nalaza i mišljenja veštaka [5]

Mišljenje veštaka predstavlja integraciju svih važnih nalaza u zaokružen i jasan stav saobraćajno-tehničkog veštaka o svim važnim uslovima i okolnostima pod kojima se dogodila nezgoda.

U okviru zaključka je neophodno da veštak objasni koji su to propusti učesnika nezgode, odnosno šta je to učesnik učinio, a nije trebalo da učini i/ili nije učinio, a bio je dužan da učini. Jasno definisan zaključak veštaka u velikoj meri pomaže Sudu u stvaranju slike o tome ko je u konkretnoj saobraćajnoj nezgodi stvorio opasnu situaciju. Svojim zaključkom veštak iskazuje značaj i veličinu propusta učesnika nezgode i na taj način pomaže Sudu u donošenju pravilnih presuda.

I pored toga što je na prethodnoj šemi prikazano da mišljenje i zaključak predstavljaju odvojene celine, u praksi saobraćajno-tehničkog veštačenja to nije slučaj. U velikom broju slučajeva, veštaci objedinjuju mišljenje i zaključak na jednom mestu, na taj način što poslednjih nekoliko pasusa u okviru mišljenja, predstavljaju zaključak veštaka.

2. DEFINISANJE I KLASIFIKACIJA PROPUSTA UČESNIKA SAOBRAĆAJNE NEZGODE KAO NAJVAŽNIJIH ELEMENATA ZAKLJUČKA

Pri izradi Nalaza i mišljenja veštaka, jedan od najvažnijih zadataka koji se postavljaju pred veštaka saobraćajno-tehničke struke jeste upravo definisanje propusta učesnika nezgode. Pravilnim definisanjem propusta u zaključku Nalaza, veštak daje veliki doprinos shvatanju okolnosti pod kojima se dogodila i uslova pod kojima se mogla izbeći saobraćajna nezgoda. Pravilno definisani propusti učesnika nezgode, kroz zaključak od strane veštaka saobraćajno-tehničke struke, su u najvećem broju slučajeva osnov da Sud donese presudu.

Zaključak, kao posebno značajan deo Nalaza i mišljenja veštaka odnosi se na identifikaciju i kvalifikaciju propusta učesnika u saobraćajnoj nezgodi. Naime, da bi veštak u potpunosti odgovorio na Naredbu Suda, te da bi njegov Nalaz i mišljenje bili zaokruženi, neophodno je da u ZAKLJUČKU precizno identifikuje ko je od učesnika nezgode načinio koji propust, kao i kako je koji od definisanih propusta uticao na nastanak nezgode.

Propusti učesnika nezgode mogu se klasifikovati u tri grupe:[6]

Propusti vezani za nastanak nezgode su propusti vezani za stvaranje opasne situacije, odnosno to su propusti koji su uzročno povezani sa nastankom nezgode. Ukoliko ovakvog propusta ne bi bilo, nezgoda se ne bi ni dogodila. Ukoliko je učesnik nezgode odstupio od propisanog načina ponašanja i time doprineo stvaranju opasne situacije, ta radnja se može kvalifikovati kao propust povezan za stvaranje opasne situacije. Prilikom klasifikacije propusta, veštak treba posebnu pažnju da posveti naglim, bliskim i iznenadnim (neočekivanim) promenama radnji učesnika u saobraćaju koje se ne očekuju. Ovakve propuste veštak će kvalifikovati kao propuste uzročno vezane sa nastankom saobraćajne nezgode.

Propusti vezani za doprinos nastanku nezgode ili propusti vezani za mogućnost izbegavanja nezgode, su propusti učesnika koji nisu vezani za stvaranje opasne situacije koja je za posledicu imala nezgodu, ali su propusti vezani za doprinos stvaranju opasne situacije i/ili mogućnost izbegavanja nastanka nezgode, kao opasne situacije stvorene od drugog učesnika. Ovaj propust je, takođe, u uzročnoj vezi sa nastankom nezgode, jer vozač nije učestvovao u stvaranju opasne situacije, ali je doprineo nastanku nezgode i/ili imao mogućnost izbegavanja nezgode. Nezavisno od toga ko je stvorio opasnu situaciju, učesnici u saobraćaju su dužni da preduzimaju mere u cilju izbegavanja saobraćajne nezgode. U skladu sa tim veštak treba da analizira

mogućnosti izbegavanja nezgode, na način koji se može očekivati od učesnika u nezgodi u datim uslovima.

Propusti vezani za težinu posledica nezgode nisu u uzročnoj vezi sa nastankom nezgode niti su u vezi sa mogućnošću izbegavanja nezgode, ali je težina posledica nezgode, zbog propusta učesnika nezgode, bila veća.

3. NASTANAK OPASNE SITUACIJE, POJAM I DEFINICIJA

Analiza saobraćajne nezgode podrazumeva utvrđivanje uzroka i okolnosti pod kojima se saobraćajna nezgoda dogodila. Propusti učesnika saobraćajne nezgode se utvrđuju na osnovu uzroka i okolnosti pod kojima se saobraćajna nezgoda dogodila. Tačno utvrđivanje propusta učesnika saobraćajne nezgode nije moguće bez tačno utvrđene opasne situacije i tačno utvrđene mogućnosti izbegavanja saobraćajne nezgode.

Kao što se iz prethodnog poglavlja vidi, pravilno utvrđivanje i definisanje opasne situacije, odnosno koji učesnik u saobraćaju je i na koji način stvorio opasnu situaciju, predstavlja polazni osnov za definisanje zaključka veštaka. Pravilno shvatanje opasne situacije utiče na utvrđivanje mogućnosti izbegavanja saobraćajne nezgode, odnosno na utvrđivanje propusta učesnika saobraćajne nezgode.

Opasna situacija je definisana u stručnoj, naučnoj i udžbeničkoj literaturi i opasna situacija se ne "tumači". Opasna situacija je saobraćajna situacija koja zahteva reagovanje bar jednog učesnika, u cilju izbegavanja nezgode. Opasna situacija nastaje u trenutku kada jedan učesnik saobraćajne nezgode uoči da će nepromenjeno ponašanje dovesti do nastanka saobraćajne nezgode [2]. Prema tome, nastanak opasne situacije se ne "tumači", već se opasna situacija, kao jasno i precizno definisana, mora posmatrati u skladu sa "Načelom poverenja u saobraćaju"[2]. Načelo poverenje jasno kaže da učesnik u saobraćaju koji se ponaša pravilno nema razloga da očekuje nepravilno ponašanje drugih učesnika u saobraćaju, a pogotovu nema razloga da očekuje promenu nepravilnog ponašanja drugog učesnika saobraćajne nezgode, koji se prethodno ponašao pravilno. Sa druge strane, učesnik u saobraćaju koji se ponaša pravilno ima razloga da očekuje nepravilno ponašanje drugih učesnika u saobraćaju koji se prethodno ponašao nepravilno.

Pri utvrđivanju nastanka opasne situacije, neophodno je analizirati:[2]

- objektivnu mogućnost uočavanja drugog učesnika u saobraćaju;

- objektivnu mogućnost uočavanja karakteristika drugog učesnika u saobraćaju koje su važne za nastanak opasne situacije (deca, stara lica i sl.);
- objektivnu mogućnost uočavanja nepravilnog ponašanja učesnika u saobraćaju;
- objektivnu mogućnost uočavanja namere učesnika u saobraćaju;
- da li je učesnik u saobraćaju koji se ponašao ispravno imao razloga da očekuje neispravno ponašanje drugog učesnika u saobraćaju;
- da li je učesnik u saobraćaju koji se ponašao ispravno imao razloga da očekuje promenu nepravilnog ponašanja drugog učesnika u saobraćaju, odnosno odustajanje drugog učesnika u saobraćaju od prethodne namere;
- ostale specifične okolnosti pod kojima se saobraćajna nezgoda dogodila, a koje zavise od konkretnog slučaja.

Ovde je veoma važno napomenuti da veštak, bez obzira na to da li je učesnik u saobraćaju koji se ponašao ispravno imao, ili nije imao razloga da očekuje neispravno ponašanje drugog učesnika u saobraćaju, treba da utvrdi: da li je učesnik u saobraćaju koji se ponašao ispravno imao mogućnosti izbegavanja saobraćajne nezgode u zavisnosti od vremena, odnosno prostora, koje je učesnik saobraćajne nezgode imao na raspolaganju za izbegavanje saobraćajne nezgode, a od trenutka uočavanja opasne situacije do trenutka nastanka saobraćajne nezgode.

4. PROBLEM UZROČNE VEZE IZMEĐU KRŠENJA PRAVILA SAOBRAĆAJA I NASTANKA OPASNE SITUACIJE

Prilikom utvrđivanja uzročne veze između kršenja pravila saobraćaja i nastanka opasne situacije, od izuzetnog je značaja razlikovati uzročnost u tehničkom smislu od uzroka u krivično-pravnom smislu. Uzročna veza postoji samo tada kada se propuštena radnja, odnosno ponašanje ne može u mislima eliminisati (apstrahirati) a da time ne otpadne nastupela posledica. Kao uzrok se ima smatrati samo takvo postupanje, odnosno činjenje ili propuštanje, koje se javlja kao jedan od neophodnih uslova za nastupanje štetne posledice [3]. Tokom sudskog postupka saobraćajno-tehnički veštaci i sudije moraju striktno razlikovati tehničku uzročnu vezu od uzročne veze u krivično-pravnom smislu. Utvrđivanje tehničke uzročne veze saobraćajne nezgode spada u nadležnost veštaka, a utvrđivanje uzročne veze u krivično-pravnom smislu spada u domen rada, odnosno kompetenciju suda.

Utvrđiti uzročnu vezu znači dokazati da je kršenje ZOBS-a bilo neophodan uslov (uzrok) nastupanja štetnih posledica. Ovo kršenje se sastoji u nepoštovanju određenih pravila bezbedne vožnje ili šire, bezbednog odvijanja saobraćaja. Zbog toga, da bi se utvrdila uzročna veza između kršenja pravila ZOBS-a i nastanka saobraćajne nezgode, potrebno je dati odgovor na pitanje: ***Da li bi potpuno poštovanje pravila ZOBS-a sprečilo nastanak saobraćajne nezgode?*** Ovo je pitanje i za sud i za veštake. Veštaci bi trebalo da razjasne saobraćajno-tehnički aspekt, tj. način vožnje ili drugi oblik učestvovanja u saobraćaju u konkretnoj saobraćajnoj situaciji pod uslovom da su poštovani propisi i da li bi možda i tada došlo do sudara. Ukoliko je odgovor na postavljeno pitanje negativan, odnosno ukoliko bi nezgoda nastala i bez kršenja pravila određenog dela ZOBS-a tada uzročna veza ne postoji. Međutim konačnu ocenu tog dela nalaza veštaka daje sud.

Uzrok opasnih posledica je samo onaj faktor koji je vremenski prethodio njihovom nastupanju, ali ni svaki takav faktor nije uzrok opasne situacije, nego samo onaj koji je neophodan uslov (bez kog saobraćajna nezgoda ne bi nastala, uprkos postojanju drugih uslova koji pogoduju njenom nastanku) [7]. Dakle, ukoliko je saobraćajna nezgoda mogla nastati i nezavisno od same radnje (činjenja, odnosno propuštanja), ova se prirodno i ne može pojaviti kao neophodan uslov (neposredni uzrok) te posledice.

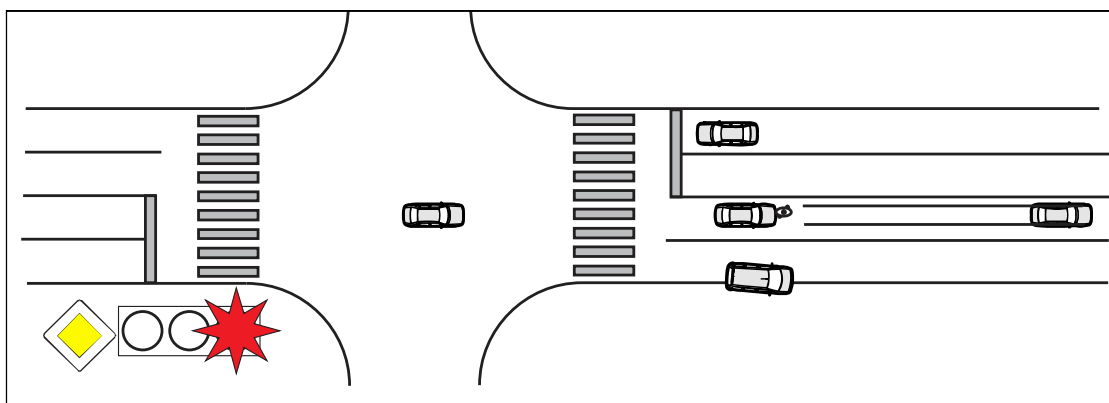
Ispitujući konkretnu uzročnu vezu, veštak, istražni sudija i raspravno veće zajedno istražuju jednu istu uzročnu vezu, odnosno jedan isti uzročni lanac. U tom uzročnom lancu veštak saobraćajno-tehničke struke, u granicama svoje struke, ispituje pojedine karike tog lanca u skladu sa sadržajem prirodno-tehničkih zakonitosti i ništa izvan toga. Veštaka saobraćajno-tehničke struke ne treba da zanima činjenica kršenja prava, nego konkretni faktor uzročne prirode (prebrza vožnja, tehnička ne ispravnost vozila, nepravilan način upravljanja vozilom, odnosno nepravilno izvođenje pojedinih radnji u saobraćaju, itd.). Odgovor veštaka se odnosi na specifičan tehnički uzrok a ne na kršenje prava tzv. "pravni" uzrok. Dakle, tokom ispitivanja konkretne uzročne veze, veštak ne treba da analizira postupak u celini kao što to radi sud, nego da se samo bazira na nivou tehničkih radnji u saobraćaju.

Pojam opasne situacije može se posmatrati i sa aspekta uzročne veze. Sa sudskog stanovišta mora se utvrditi postojanje ili nepostojanje skrivljenosti uzročne veze između propuštanja propisanog ponašanja učesnika i nastale nezgode. Skrivljenost je pravni pojam. Zbog toga, konačno utvrđivanje uzročne veze predstavlja isključivo pravno pitanje koje je u nadležnosti suda [7].

5. KARAKTERISTIČNI PRIMERI U KOJIMA MOŽE DOĆI DO STVARANJA DILEME U KLASIFIKACIJI PROPUSTA UČESNIKA SAOBRAĆAJNE NEZGODE

U praksi saobraćajno-tehničkog veštačenja, pogotovo u slučajevima saobraćajnih nezgoda sa većim i težim posledicama, često se dešava da se tokom sudskog postupka za određenu saobraćajnu nezgodu obave dva ili više saobraćajno-tehnička veštačenja. U takvim situacijama se može dogoditi, da se dva Nalaza i mišljenja veštaka u potpunosti podudaraju u delovima koji se odnose na NALAZ i MIŠLJENJE, ali da se drastično razlikuju u pogledu ZAKLJUČKA. Sasvim je sigurno da ovakve situacije, pojedine postupajuće sudije dovode u veoma nezgodnu situaciju. Analizom nekoliko takvih slučajeva, dolazi se do zaključka da je osnovni uzrok tome, upravo nepravilno definisanje propusta učesnika nezgode od strane veštaka saobraćajno-tehničke struke, odnosno izvođenje pogrešnog zaključka o tome koji od učesnika saobraćajne nezgode je stvorio opasnu situaciju. Ovakve situacije često su prisutne kod saobraćajnih nezgoda kod kojih postoji veći broj faktora, uslova, okolnosti, povoda kao i veći broj radnji u slučajevima kada imamo više učesnika saobraćajne nezgode, bez obzira da li se radi o direktnim ili indirektnim učesnicima nezgode.

PRIMER BR. 1: Putnički automobil AUDI, krećući se u naselju brzinom od 50 km/h prolazi kroz raskrsnicu u trenutku kada je za njega bilo uključeno crveno svetlo na semaforu. Neposredno posle raskrsnice naleće na pešaka koji je pod dejstvom alkohola (1,87‰) , koji je prethodno iskočio iz KOMBI vozila dok je KOMBI bio u pokretu u fazi usporavanja, a potom potrčavanjem otpočeo prelazak kolovoza prema levoj ivici. U ovoj situaciji važno je napomenute da su leva vrata kombija na koja je izašao pešak iz kombija bila klizna (videti sliku br.2).



Slika 2. Saobraćajna situacija za prvi primer

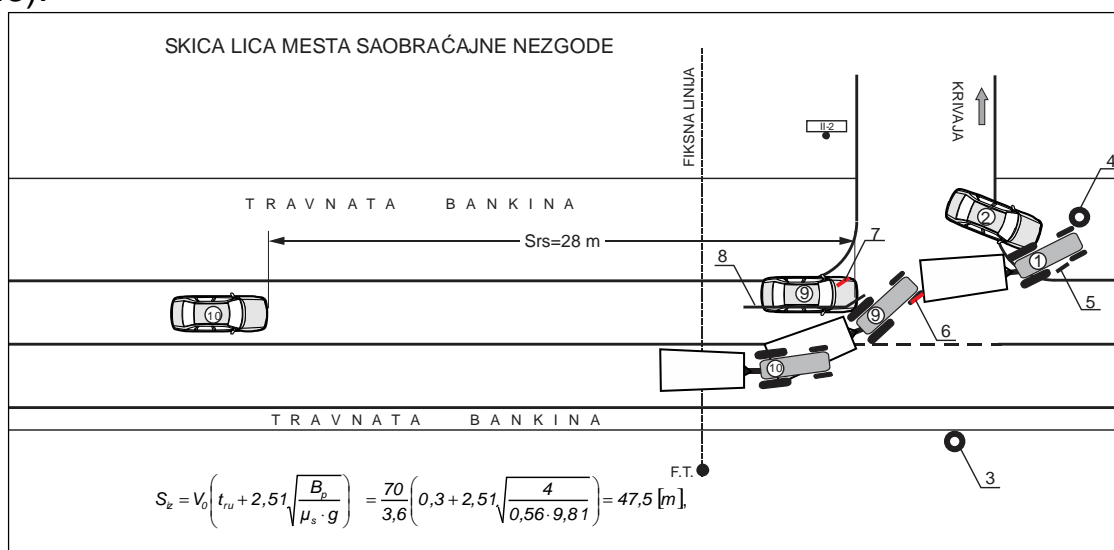
Uzimajući u obzir starosnu dob pešaka (27 godina) i saglasne izjave vozača AUDI-a i svedoka, da je pešak iz KOMBI-a iskočio u pokretu i potrčao prema levoj ivici kolovoza, utvrđena je brzina pešaka od $V_p = 13 \text{ km/h}$ ili $3,6 \text{ m/s}$. Na osnovu zaustavne pozicije KOMBI-a, povreda pešaka, oštećenja AUDI-a i pozicije tragova kočenja AUDI-a, utvrđen je put pešaka do mesta sudara koji je iznosio $S_p = 4,0 \text{ m}$. Vremensko-prostornom analizom utvrđeno je da vreme koje je pešak proveo na kolovozu iznosi $t_p = 1,1 \text{ s}$.

U konkretnoj situaciji izveden je sledeći zaključak:

Analizom svih okolnosti nastanka ove saobraćajne nezgode, mišljenja sam da je pešak nepravilnim, neopreznim i nebezbednim izlaskom iz KOMBI-a, a potom i pokušajem prelaska kolovoza, a ispred i u blizini nailazećeg "AUDI-a", stvorio opasnu, iznenadnu, veoma blisku pokretnu prepreku na putanji "AUDI-a", a što je propust pešaka uzročno vezan za stvaranje opasne situacije i nastanak ove nezgode, po mom mišljenju.

Na osnovu podataka dobijenih vremensko-prostornom analizom utvrdio sam da vozač „AUDI-a“ nije imao tehničkih mogućnosti za izbegavanje predmetne saobraćajne nezgode, tako da na strani vozača „AUDI-a“ nisam našao propuste koji su u uzročnoj vezi sa nastankom ove saobraćajne nezgode, posmatrano sa aspekta saobraćajno-tehničkog veštačenja, po mom mišljenju.

PRIMER BR. 2: Putnički automobil ŠKODA, krećući se putem van naselja brzinom od 70 km/h započinje preticanje TRAKTOR-a na delu kolovoza na kome je obeležena neisprekidana razdelna linija. Nakon toga vozač TRAKTOR-a započinje radnju skretanja ulevo i na taj način dolazi do sudara. Na delu kolovoza gde se glavni put spaja sa sporednim, obeležena je kratka isprekidana razdelna linija. (videti sliku br.3).



Slika 3. Saobraćajna situacija za drugi primer

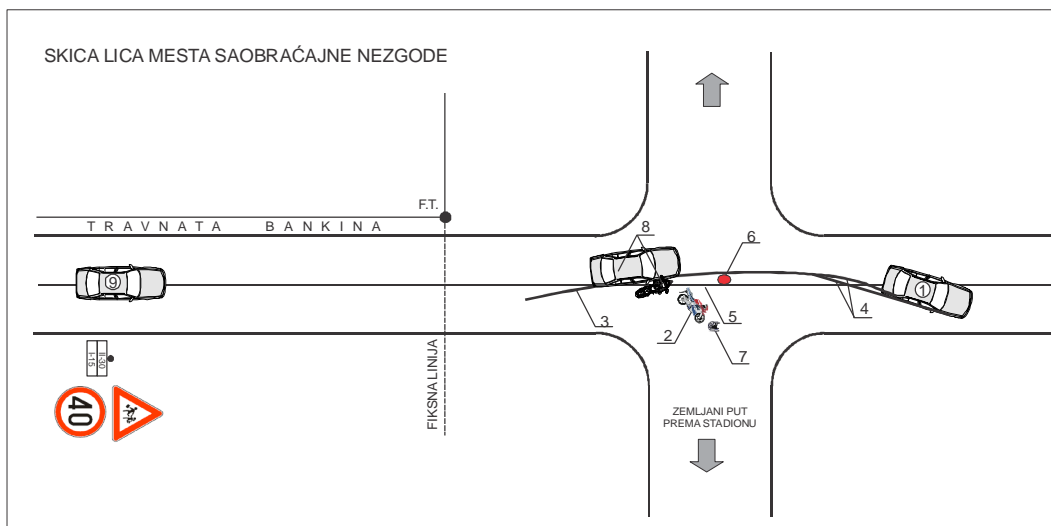
Uzimajući u obzir procenjenu brzinu "TRAKTOR-a" od 15 km/h i poziciju mesta sudara sa "ŠKODOM", utvrđeno je da je vozač "TRAKTOR-a", prednjim levim uglom "TRAKTOR-a" prešao preko razdelne linije, odnosno otpočeo radnju skretanja u levo, kada se od mesta sudara nalazio na udaljenosti od 5 m. Na osnovu ovih parametara dolazi se do podatka da je vreme koje je proteklo od trenutka kada je vozač "TRAKTOR-a", otpočeo radnju skretanja u levo do trenutka sudara sa "ŠKODOM" iznosilo $t_{sk} = 1,2$ s. Vremensko-prostornom analizom utvrđeno je da se trenutku reagovanja kočenjem vozača "ŠKODE", "ŠKODA" nalazila na udaljenosti od 28 m od mesta sudara, a put do mesta sudara "ŠKODA" je prešla za 1,4 s.

U konkretnoj situaciji izveden je sledeći zaključak:

Analizom svih okolnosti pod kojima je nastala ova saobraćajna nezgoda, mišljenja sam da je vozač "TRAKTOR-a", neopreznim i nebezbednim pokušajem skretanja "TRAKTOR-a" ulevo i to ispred i u blizini "ŠKODE", u situaciji kada je vozač "ŠKODE" vršio preticanje "TRAKTOR-a", stvorio iznenadnu, blisku i pokretnu prepreku na putanji "ŠKODE", čime je stvorena opasna situacija od strane "TRAKTOR-a", a što je, po mom mišljenju u uzročnoj vezi sa nastankom ove nezgode.

Na osnovu podataka dobijenih vremensko-prostornom analizom utvrdio sam da vozač „ŠKODE“ nije imao tehničkih mogućnosti za izbegavanje predmetne saobraćajne nezgode, tako da na strani vozača „ŠKODE“ nisam našao propuste koji su u uzročnoj vezi sa nastankom ove saobraćajne nezgode, posmatrano sa aspekta saobraćajno-tehničkog veštačenja, po mom mišljenju.

PRIMER BR. 3: Putnički automobil OPEL, krećući se putem u naselju brzinom od 56 km/h započne preticanje MOTOCIKL-a na delu kolovoza na kome je obeležena neisprekidana razdelna linija. Nakon toga vozač MOTOCIKL -a započne radnju skretanja ulevo i na taj način dolazi do sudara. Ispred lica mesta posmatrano u smeru kretanja OPEL-a postavljen saobraćajni znak „deca na putu“ (I-15), koji označavaju blizinu dela puta na kome se deca češće i u većem broju kreću (blizina škole, obdaništa, igrališta i sl.) i saobraćajni znak „ograničenje brzine“ (II-30), koji označava put odnosno deo puta na kome se vozila ne smeju kretati brzinom većom od 40 km/h (videti sliku br.4).



Slika 4. Saobraćajna situacija za treći primer

Vremensko-prostornom analizom utvrđeno je da se u trenutku reagovanja kočenjem vozača "OPEL-a", "OPEL" nalazilo na udaljenosti od 25 m, od mesta sudara sa "MOTOCIKL-om" a put do mesta sudara "OPEL" je prešao za 1,7 s. Takođe je utvrđeno da bi vozač "OPEL-a" imao mogućnosti da zaustavi "OPEL" forsiranim kočenjem, na 2 m pre mesta sudara, odnosno na putu dužine 23 m, ukoliko bi se "OPEL" neposredno pre stvaranja opasnosti kretao brzinom do 40 km/h čime bi ova nezgoda bila izbegnuta.

U konkretnoj situaciji izveden je sledeći zaključak:

Analizom svih okolnosti pod kojima se dogodila ova nezgoda mišljenja sam da se ova saobraćajna nezgoda dogodila kao posledica propusta oba učesnika ove nezgode.

Vozač "MOTOCIKL-a" je nepravilnim, neopreznim i nebezbednim pokušajem skretanja "MOTOCIKL-a" ulevo i to ispred i u blizini "OPEL-a", u situaciji gde to nije bilo dozvoljeno obeleženom razdelnom neisprekidanom linijom stvorio iznenadnu, blisku i pokretnu prepreku na putanji "OPEL-a", u vreme kada je vozač "OPEL-a" vršio preticanje "MOTOCIKL-a", čime je stvorena opasna situacija od strane "MOTOCIKL-a", a što je, po mom mišljenju u uzročnoj vezi sa nastankom ove nezgode.

Vozač "OPEL-a" se u konkretnoj situaciji kretao brzinom većom od brzine koja je bila dozvoljena postavljenim saobraćajnim znakom (do 40 km/h), i imao je tehničkih mogućnosti da kočenjem zaustavi "OPEL" pre mesta sudara sa "MOTOCIKL-om", ukoliko bi se "OPEL" neposredno pre stvaranja opasnosti kretao brzinom do 40 km/h, a što bi bio propust vozača "OPEL-a" takođe uzročno vezan za stvaranje opasne situacije i nastanak ove nezgode, po mom mišljenju.

U prethodnim primerima prikazano je nekoliko karakterističnih slučajeva u kojima su veštaci izvodili pogrešne zaključke u pogledu pitanja ko je u prikazanim situacijama stvorio opasnu situaciju. Prema mišljenju autora, suviše je da se veštak saobraćajno-tehničke struke, u drugom i trećem primeru, izjašnjava o tome da li je u konkretnim situacijama, vozaču koji je vršio preticanje to bilo dozvoljeno ili zabranjeno. Za takvo izjašnjenje sudu nije potreban veštak saobraćajno-tehničke struke, iz jednostavnog razloga što do takvog zaključa postupajući sudija može doći i sam, čitajući ZOB-s, jer je utvrđivanje takve činjenice čisto pravno pitanje. Kada je u pitanju radnja preticanja, veštak saobraćajno-tehničke struke treba sudu da odgovore na sledeća pitanja:

- da li je u konkretnoj situaciji vozač pretičućeg vozila vršio preticanje na propisnom bočnom rastojanju od preticanog vozila,
- da li je u konkretnoj situaciji vozač pretičućeg vozila započeo preticanje na propisnom odstojanju od preticanog vozila,
- da li je u konkretnoj situaciji vozač pretičućeg vozila započeo preticanje kada je to bilo bezbedno sobzirom na uslove vidljivosti, preglednosti, širinu kolovoza, brzine kretanja, udaljenost vozila iz suprotnog smera,
- koliko iznosi put i vreme potrebno za preticanje u određenoj situaciji i sl.

Na sličan način, veštak saobraćajno-tehničke struke treba da postupa i u drugim slučajevima, kada su u pitanju neke druge radnje u saobraćaju, odnosno pravila saobraćaja i da pravi jasnu granicu između saobraćajno-tehničkog i pravnog pitanja, u pogledu stvaranja opasne situacije.

6. ZAKLJUČAK

U radu je prikazan uticaj ZAKLJUČKA saobraćajno-tehničkog veštačenja na sudske postupke kroz različite primere iz prakse. Primeri pokazuju da različiti veštaci mogu dati različito MIŠLJENJE I ZAKLJUČAK na potpuno isti Nalaze u istom predmetu. Da bi se izbegle ovakve situacije neophodno je da veštak saobraćajno-tehničke struke u ZAKLJUČKU precizno i pravilno identifikuje ko je od učesnika nezgode načinio koji propust, kao i kako je koji od definisanih propusta uticao na nastanak nezgode.

Propusti učesnika saobraćajne nezgode se utvrđuju na osnovu uzroka i okolnosti pod kojima se saobraćajna nezgoda dogodila. Tačno utvrđivanje propusta učesnika saobraćajne nezgode nije moguće bez tačno utvrđene opasne situacije i tačno utvrđene mogućnosti

izbegavanja saobraćajne nezgode. Pravilno utvrđivanje i definisanje opasne situacije, odnosno koji učesnik u saobraćaju je i na koji način stvorio opasnu situaciju, predstavlja polazni osnov za definisanje zaključka veštaka. Pravilno shvatanje opasne situacije utiče na utvrđivanje mogućnosti izbegavanja saobraćajne nezgode, odnosno na utvrđivanje propusta učesnika saobraćajne nezgode.

Tokom sudskog postupka saobraćajno-tehnički veštaci i sudije moraju striktno razlikovati tehničku uzročnu vezu od uzročne veze u krivično-pravnom smislu. Utvrđivanje tehničke uzročne veze saobraćajne nezgode spada u nadležnost veštaka, a utvrđivanje uzročne veze u krivično-pravnom smislu spada u domen rada, odnosno kompetenciju suda.

7. LITERATURA

1. Antić B. dr.: UTICAJ SAOBRAĆAJNO-TEHNIČKOG VEŠTAČENJA NA SUDSKE POSTUPKE, VII Simpozijum o saobraćajno-tehničkom veštačenju i proceni štete, Vrnjačka Banja, 2009.
2. Vujanić M. dr.: NASTANAK OPASNE SITUACIJE, POJAM I DEFINISANJE GRANIČNIH SLUČAJEVA, IX Simpozijum "Opasna situacija i verodostojnost nastanka saobraćajne nezgode (prevare u osiguranju)", Zlatibor, 2010.
3. Vodinelić V. SAOBRAĆAJNA KRIMINALISTIKA, Savremena administracija, Beograd, 1986.
4. Kostić S. dr.: NAUČNO-STRUČNI POSTUPCI I TEHNIKE SAOBRAĆAJNE EKSPERTIZE, VII Simpozijum o saobraćajno-tehničkom veštačenju i proceni štete, Vrnjačka Banja, 2009.
5. Kostić S.: TEHNIKA BEZBEDNOSTI I KONTROLE SAOBRAĆAJNA, FTN, Novi Sad, 2005.
6. Lipovac K. dr.: DEFINISANJE I KLASIFIKACIJA PROPUSTA UČESNIKA SAOBRAĆAJNE NEZGODE, VII Simpozijum o saobraćajno-tehničkom veštačenju i proceni štete, Vrnjačka Banja, 2009.
7. Stevović M.: RAZGRANIČENJE PRAVNIH I SAOBRAĆAJNO-TEHNIČKIH PITANJA KOD OPASNE SITUACIJE, XI Simpozijum "Analiza složenih saobraćajnih nezgoda i prevare u osiguranju", Zlatibor, 2012.