Definiranje brzine vozila u sudarnom procesu primjenom različitih metoda

Ivković, Mario

Master's thesis / Diplomski rad

2017

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Transport and Traffic Sciences / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet prometnih znanosti**

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:119:323159

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-03-29**



Repository / Repozitorij:

Faculty of Transport and Traffic Sciences - Institutional Repository







SVEUČILIŠTE U ZAGREBU

FAKULTET PROMETNIH ZNANOSTI

Mario Ivković

DEFINIRANJE BRZINE VOZILA U SUDARNOM PROCESU PRIMJENOM RAZLIČITIH METODA

DIPLOMSKI RAD

Zagreb, 2017.

Sveučilište u Zagrebu

Fakultet prometnih znanosti

DIPLOMSKI RAD

DEFINIRANJE BRZINE VOZILA U SUDARNOM PROCESU PRIMJENOM RAZLIČITIH METODA

DEFINITION OF VEHICLES SPEED IN IMAPCT PROCESS USING DIFFERENT METHODS

Mentor: prof. dr. sc. Goran Zovak

Student: Mario Ivković
JMBAG: 0135 171 445

Zagreb, srpanj 2017.

SADRŽAJ

1. UVOD 1

2. GRAFOANALITIČKA METODA ODREĐIVANJA BRZINE VOZILA U SUDARNOM PROCESU 3

2.1. Općenito o grafičko analitičkoj metodi 3

2.2. Faze sudara vozila 4

2.3. Klasifikacija sudara dvaju osobnih motornih vozila 5

2.4. Linija udara ili sudara - udarni pravac 9

2.5. Mjesto sudara 12

2.6. Osnovni elementi i pojednostavljenja pri analizi sudara 13

2.7. Primjena količine gibanja i impulsa sile kod analize sudara vozila 13

2.8. Opis grafičkog i analitičkog postupaka kod analize sudara vozila 16

2.8.1. Određivanje kuta sudara grafičkim postupkom 16

2.8.2. Postupak dodavanja vektora - metoda paralelograma 19

2.8.3. Primjena grafičkog postupka 20

2.8.4. Opis analitičkog – matematičkog postupaka za analizu sudara vozila 33

2.8.4.1. Komponente momenta 33

2.8.4.2. Primjer korištenja pravokutnih komponenti 35

2.8.4.3. Standardno određivanje (definicija) kutova 39

2.8.4.4. Opća impulsna jednadžba 47

3. ENERGETSKA METODA ODREĐIVANJA BRZINE VOZILA U SUDARNOM PROCESU 50

3.1. Općenito o energetskoj metodi 50

3.2. Definicija i opis osnovnih pojmova koji se koriste kod energetske metode određivanja brzine vozila u sudarnom procesu 53

3.2.1. Definicija pojma EES 53

3.2.2. Definicija pojma delta V – ΔV 55

3.2.3. Razlika između EES i delta V 56

3.3. Izračunavanje brzine vozila na temelju deformacija 57

3.4. Određivanje brzine vozila na temelju podataka o deformaciji školjke vozila 60

3.4.1. Određivanje brzine vozila na početku tragova kočenja 61

3.5. Tok analize udara vozila u zid radi utvrđivanja deformacijske energije 62

3.6. Određivanje sudarne brzine vozila primjenom energetskog rastera 65

3.6.1. Metoda energetskih rastera 66

3.6.2. Koeficijent uspostavljanja – restitucije 72

4. ODREĐIVANJE BRZINE U SUDARNOM PROCESU SIMULACIJSKIM PROGRAMOM PC CRASH 75

4.1. Opis programa PC Crash 75
5. UPOTREBA RAZLIČITIH METODA ODREĐIVANJA BRZINE VOZILA U SUDARNOM PROCESU NA REALNIM PRIMJERIMA 80
5.1. Realni sudari dvaju vozila 80
5.2. Ispitivanje bočnog sudara vozila 82
5.2.1. Određivanje prije sudarne brzine vozila VW Golf 86
5.3. Ispitivanje naleta vozila straga 95
5.3.1. Određivanje prije sudarne brzine vozila Opel Vectra 99
6. ANALIZA DOBIVENIH REZULTATA ODREĐIVANJA BRZINE VOZILA U SUDARNOM PROCESU PRIMJENOM RAZLIČITIH METODA 106
7. ZAKLJUČAK 109
LITERATURA 111
POPIS SLIKA 113

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET PROMETNIH ZNANOSTI
POVJERENSTVO ZA DIPLOMSKI ISPIT

Zagreb, 21. ožujka 2017.

Zavod: **Zavod za prometno-tehnička vještačenja**
Predmet: **Prometno tehničke ekspertize i sigurnost**

DIPLOMSKI ZADATAK br. 3955

Pristupnik: **Mario Ivković (0135171445)**
Studij: Promet
Smjer: Cestovni promet

Zadatak: **Definiranje brzine vozila u sudarnom procesu primjenom različitih metoda**

Opis zadatka:

U Diplomskom radu potrebno je definirati relevantnu metodu za utvrđivanje brzine vozila u sudarnom procesu ovisno o vrsti prometne nesreće. Na početku rada potrebno je opisati vrste prometnih nesreća te objasniti dinamiku sudara dva vozila. Izdvojiti metode za utvđivanje sudarnih brzina te na temelju realnih primjera sudara vozila i simulacijskog programa za analizu prometnih nesreća odrediti u kojim slučajevima pojedina metoda najbolje odgovara stvarnim situacijama.

Zadatak uručen pristupniku: 28. travnja 2017.

Mentor:

izv. prof. dr. sc. Goran Zovak

Predsjednik povjerenstva za diplomski ispit:

SAŽETAK

U ovom radu prikazane su i opisane metode koje se koriste za određivanje brzine vozila u sudarnom procesu. Odabir metode za određivanje brzine vozila u sudaru u najvećoj mjeri ovisi vrsti sudara vozila. Pregledom raspoložive literature, a koja se posebno odnosi na analizu sudara vozila, može se zaključiti da se za analizu ekscentričnih ili kosih sudara vozila najčešće primjenjuje grafičko analitička metoda, a za analizu centralnih sudara i sudara vozila pri malim kutovima najčešće se primjenjuje energetska metoda. U ovom radu prikazani su i analizirani primjeri realnih sudara vozila. Realni sudari analizirani su primjenom navedenih metoda, a provjera dobivenih rezultata napravljena je u PC Crash programu.

KLJUČNE RIJEČI: sudari vozila; grafičko analitička metoda, energetska metoda, PC Crash simulacija, brzina vozila u sudaru.

SUMMARY

This paper outlines and describes the methods used to determine the speed of the vehicle in the collision process. The choice of a method for determining the speed of a vehicle in collision depends to a large extent on the type of vehicle collision. By examining the available literature, which is particularly concerned with vehicle collision analysis, it can be concluded that a graphical-analytical method is most commonly used for the analysis of eccentric vehicle collisions, and for the analysis of central collisions and collisions of vehicles at small angles, the energy method is most frequently applied. This paper presents and analyzes examples of real-life vehicle collisions that have been analyzed using the aforementioned methods, and the results were verified in the PC Crash program.

KEYWORDS: vehicle collision; graphical-analytical method, energy method, PC Crash simulation, vehicle speed in impact.

1. UVOD

Određivanje brzine vozila u sudarnom procesu je jedna od najbitnijih stavki kod analize sudara dvaju vozila. Za određivanje brzine vozila u sudaru najvažnije je poznavanje smjerova kretanja brzina vozila prije sudara. Za određivanje smjerova kretanja vozila u sudaru mogu poslužiti oštećenja nastala na vozilima tijekom sudara. Opisom mehanizma nastanka sudara vozila odnosno prometne nesreće mogu se prema oštećenjima nastalim na vozilima odrediti smjerovi kretanja vozila pa na temelju toga i odrediti brzine kretanja vozila u sudaru primjenom različitih postupaka.

Točno i precizno određivanje brzine vozila u sudarnom procesu od iznimnog je značaja kod sudskih postupaka, jer pomaže pri donošenju zaključaka o krivici osoba koje su sudjelovale u prometnim nesrećama.

Za određivanje brzine vozila u sudaru koriste se različite metode ovisno o vrsti sudara vozila. Metode određivanja brzine vozila u sudaru se koriste ovisno o tome koja na temelju prethodnih istraživanja i analiza daje najbolje i najpreciznije podatke s obzirom na vrstu sudara. Tako se kod centralnih sudara i pri malim sudarnim kutovima najčešće koristi energetska metoda, a kod ostalih vrsta sudara najbolje rezultate daje primjena grafičko analitičke metode. Provjera rezultata dobivenih primjenom navedenih metoda za određivanje brzine vozila u sudaru može se napraviti korištenjem raznih programskih alata koji su namijenjeni za simuliranje sudara vozila odnosno za simuliranje prometnih nesreća.

Naslov diplomskog rada je: Definiranje brzina vozila u sudarnom procesu primjenom različitih metoda. Rad je podijeljen u sedam cjelina:

1. Uvod
2. Grafoanalitička metoda određivanja brizne vozila u sudarnom procesu
3. Energetska metoda određivanja brzine vozila u sudarnom procesu
4. Određivanje brzine u sudarnom procesu simulacijskim programom PC CRASH
5. Upotreba različitih metoda određivanja brzine vozila u sudarnom procesu na realnim primjerima
6. Analiza dobivenih rezultata određivanja brzine vozila u sudarnom procesu primjenom različitih metoda
7. Zaključak

U drugom poglavlju je definiran sudarni proces, opisane su faze sudara vozila, opisana i prikazana klasifikacija sudara dvaju vozila, a zatim je prikazana i opisana linija sudara ili udarni pravac pomoću koje su definirane vrste sudara, definirano je mjesto sudara, opisana su osnovna pojednostavljenja pri analizi sudara i detaljno opisani i prikazani grafički i analitički postupci određivanja brzine vozila u sudarnom procesu.

U trećem poglavlju definirana je i detaljno opisana energetska metoda određivanja brzine vozila u sudarnom procesu, definirani su i opisani osnovni pojmovi koji se koriste kod energetske metode kao što su EES i delta V, a zatim je prikazana i opisana metoda energetskih rastera i na kraju ovog poglavlja je opisan i prikazan koeficijent uspostavljanja odnosno koeficijent restitucije.

U četvrtom poglavlju je opisano i prikazano određivanje brzine vozila u sudaru pomoću programskog alata PC CRASH.

U petom poglavlju je prikazana i opisana primjena različitih metoda određivanja brzine vozila u sudaru na realnim primjerima. Za realne primjere upotrijebljeni su podaci dobiveni prilikom ispitivanja sudara dvaju vozila, a koji su rađeni na Zavodu za prometno tehnička vještačenja Fakulteta prometnih znanosti u Zagrebu.

U šestom poglavlju je napravljena analiza dobivenih rezultata određivanja brzine vozila u sudarnom procesu.

2. GRAFOANALITIČKA METODA ODREĐIVANJA BRZINE VOZILA U SUDARNOM PROCESU

2.1. Općenito o grafičko analitičkoj metodi

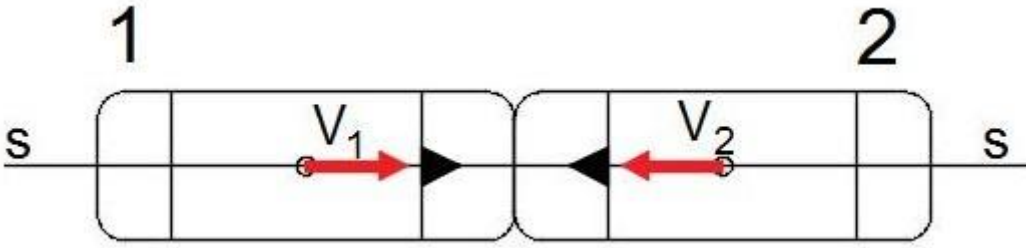
Grafičko analitička metoda ili grafičko analitički postupak određivanja brzine vozila u sudarnom procesu je jedna od najčešće korištenih metoda kod analize sudara vozila. Ova metoda najčešće se upotrebljava zbog toga što omogućava da se na brz i jednostavan način što točnije i preciznije odredi brzina vozila u sudarnom procesu.

Za određivanje brzine vozila u sudarnom procesu najčešće se koristi grafičko analitička metoda koju je postavio njemački znanstvenik i profesor Alfred Slibar 1973. godine. On je u svom znanstvenom radu obradio balansni dijagram impulsa u svrhu brzog i približnog određivanja brzine vozila u sudarnom procesu, [1].

Za ravnotežu impulsa nužno je osiguranje zadovoljenja mehaničkih načela i osiguranje iskorištenja svih indicija nesreće. Mehaničko načelo koje mora biti zadovoljeno glasi, da je pri sudaru dvaju vozila impuls sile jednakog iznosa a suprotnog smjera. Odnosno zbroj impulsa u sudaru ostaje održan, a promjene brzina vozila odnose obrnuto u odnosu na mase vozila, [1].

Grafičko analitička metoda određivanja brzine vozila u sudarnom procesu može se upotrebljavati kod svih vrsta sudara vozila osim kod čistih centralnih sudara vozila.

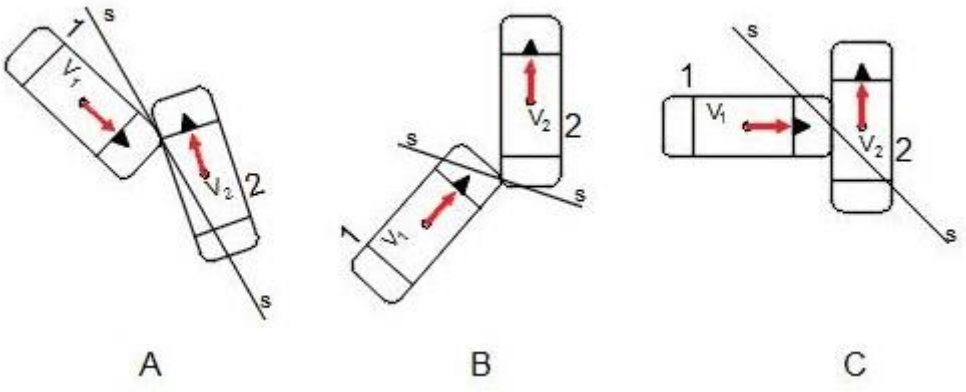
Čisti centralni sudar ili puni centralni sudar vozila (slika 2.1.) je onaj kod kojeg pravac djelovanja sile ***s-s*** (udarni pravac) prolazi kroz težište oba vozila, pa zbog toga nakon sudara ne dolazi do rotacije vozila oko vertikalne osi položene kroz težište vozila. Stoga je kod analize ove vrste sudara najbolje koristiti druge metode (energetsku metodu) za određivanje brzine vozila u sudaru. Ova vrsta sudara se u stvarnosti rijetko događa, jer vozači nastoje izbjeći sudar sa vozilom koje dolazi iz suprotnog smjera, [2].



Slika 2.1. Čisti centralni sudar vozila

Izvor: [12]

Kod drugih vrsta sudara (slika 2.2.) pravac djelovanja udarne sile prolazi pored težišta vozila. Na taj se način stvara moment koji u fazi nakon sudara izaziva kod kolidiranih vozila njihovo rotacijsko kretanje oko vlastitog težišta odnosno oko vertikalne osi položene kroz težište vozila. Prema tome, kod ove vrste sudara, u fazi nakon sudara kolidirana vozila osim translatorne brzine kretanja težišta posjeduju i rotacijsko kretanje oko težišta odnosno oko vertikalne osi položene kroz težište vozila, [2].



Slika 2.2. Kosi sudari vozila A i B, bočni sudar vozila C

Izvor: [4]

2.2. Faze sudara vozila

Kretanje vozila pod djelovanjem sila u kratkom vremenskom intervalu, pri čemu nastaju konačne promjene brzina naziva se **udar** odnosno **sudar** ako su u pitanju dva vozila koja se kreću. Sile koje se javljaju prilikom sudara vozila su veoma velikog intenziteta i kratkog vremena trajanja odnosno što je vrijeme sudara kraće to će udarna sila biti veća, [1].

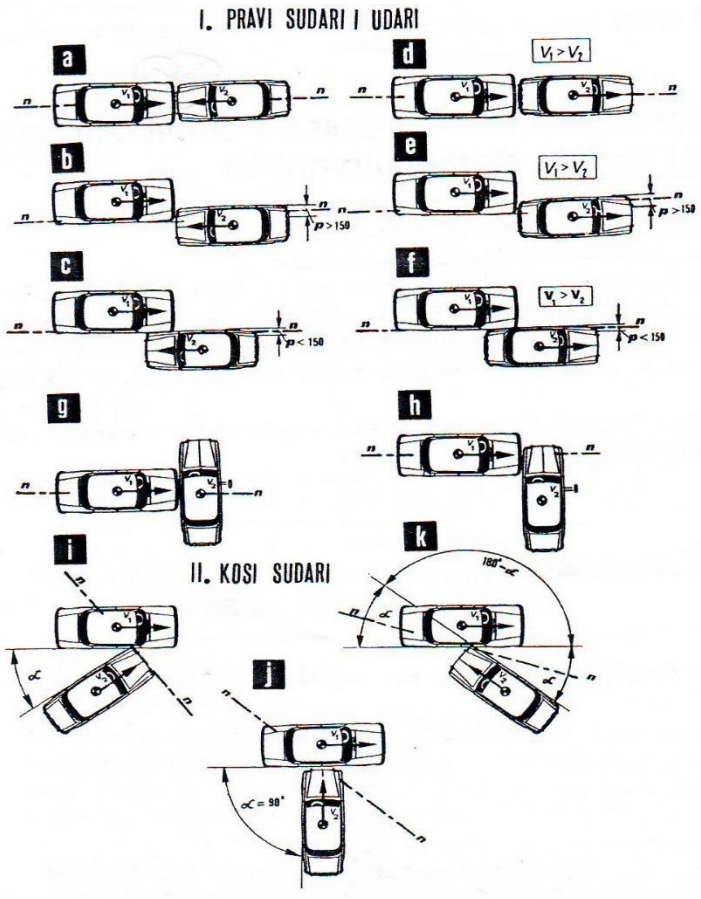
Sudarni proces vozila se može podijeliti u dvije faze, i to, [4]:

1) **Primarna faza** predstavlja sudar ili kompresiju i traje od trenutka prvog kontakta između vozila do trenutka postizanja najmanjeg razmaka između vozila. U ovoj fazi nastaju deformacije na vozilima, a težišta vozila se približavaju. Ova faza završava u trenutku dostizanja najmanjeg razmaka između vozila, kada deformacije vozila na mjestu njihova kontakta postižu maksimalne vrijednosti, a brzina njihova približavanja postaje jednaka nuli. Kinetička energija relativnog gibanja vozila u tom se procesu pretvara u trajnu deformaciju i djelomično u potencijalnu energiju plastične deformacije, toplinsku energiju i drugo.

2) **Sekundarna faza** predstavlja odbijanje ili restituciju i traje od trenutka dostizanja najmanjeg razmaka do trenutka razmicanja vozila. Pri zaustavljanju ili razmicanju vozila potencijalna energija plastične deformacije se pretvara u kinetičku energiju vozila. Razmak između težišta vozila se povećava i na kraju ove faze se gubi kontakt između vozila.

2.3. Klasifikacija sudara dvaju osobnih motornih vozila

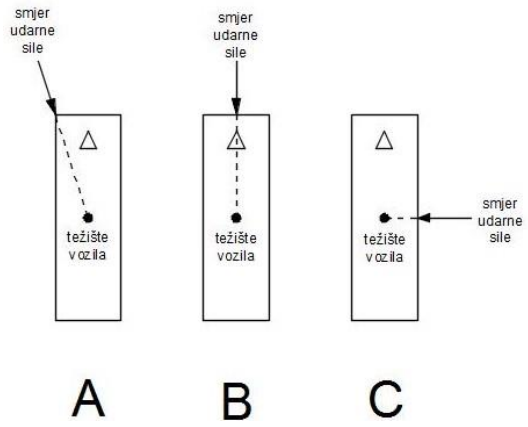
Sudari dvaju osobnih vozila mogu se prema liniji udara i konačnim oblicima proračuna podijeliti na prave sudare ili udare (slika 2.3.) kod kojih su pravci brzina vozila do sudara usporedni sa linijom udara i na kose sudare dvaju osobnih vozila (slika 2.3.) kod kojih pravci brzina vozila do sudara nisu usporedni sa udarnom linijom, [1].



Slika 2.3. Klasifikacija sudara dvaju vozila prema liniji sudara, [1]

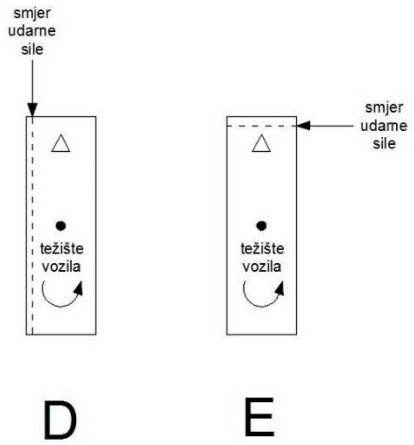
Sudari dvaju vozila se općenito s obzirom na udarnu liniju mogu podijeliti na centralne i kutne ili ekscentrične sudare vozila. Pri kosim sudarima vozila radi se o ekscentričnim sudarima vozila, [1].

Centralni sudari vozila su vrsta sudara vozila kod kojih pravac djelovanja sudarne sile prolazi kroz težište nekog od vozila (slika 2.4.). U tom slučaju kad pravac djelovanja sudarne sile prolazi kroz težište jednog od kolidiranih vozila, krak djelovanja ove sile u odnosu na težište vozila jednak je nuli pa je zbog toga i moment sudarne sile u odnosu na težište vozila jednak nuli. To znači da kod vozila, kod kojeg pravac djelovanja sudarne sile prolazi kroz njegovo težište, neće uslijed sudara nastupiti rotacijsko kretanje, nego će vozilo nakon sudara posjedovati smo translatornu brzinu svog težišta, [2].



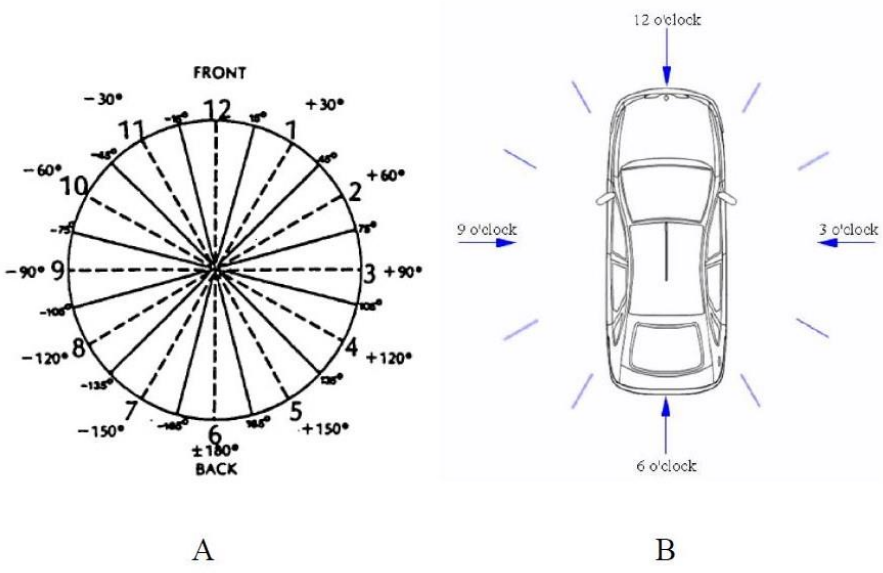
Slika 2.4. Centralni sudari vozila, [5]

Ekscentrični sudari vozila su ona vrsta sudara kod koje udarni pravac ne prolazi kroz težište vozila (slika 2.5.).



Slika 2.5. Ekscentrični sudari vozila, [5]

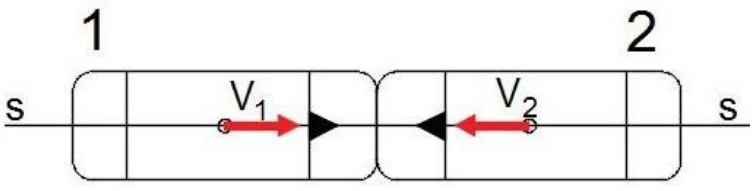
Vrste sudara vozila na temelju glavnog smjera udarne sile pojednostavljeno se mogu prikazati pomoću položaja kazaljki na satu (slika 2.6.). Pri čemu položaj kazaljki sata između 10,30 i 1,30 predstavlja čelne centralne sudare, dok položaj kazaljki sata između 4,30 i 7,30 predstavlja zadnje sudare vozila, a kosi sudari vozila nalaze se između navedenih brojčanih pokazatelja, [1].



Slika 2.6. Podjela sudara dvaju vozila na temelju položaja kazaljki sata, [8],[13]

Sudari vozila se prema nekim autorima mogu podijeliti u četiri skupine, i to, [4]:

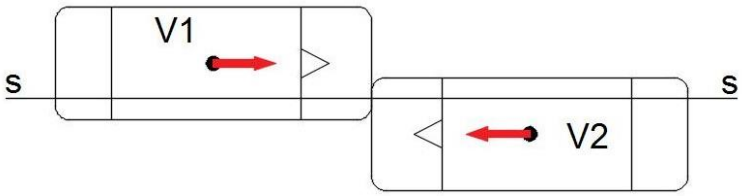
1) **Frontalni sudar** – kod ove vrste sudara u kontaktu su prednji dijelovi vozila. S obzirom na širinu oštećenja prednjeg dijela razlikuju se čisti frontalni, gdje cijela prednja strana čini udarnu frontu (slika 2.7.) i djelomični frontalni sudar gdje udarna fronta zahvaća samo dio prednje strane vozila (slika 2.8.).



Slika 2.7. Puni frontalni sudar vozila

Izvor: [4]

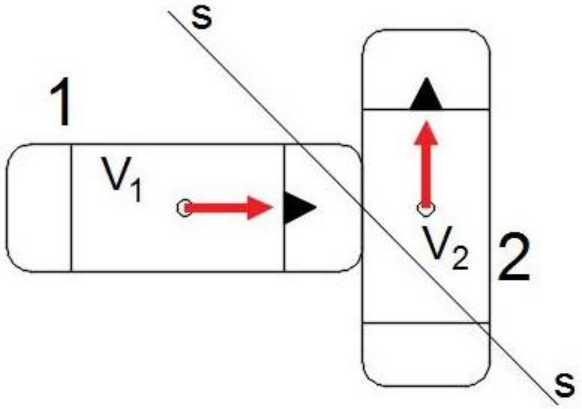
Na slici 2.8. prikazan je djelomični frontalni sudar.



Slika 2.8. Djelomični frontalni sudar vozila

Izvor: [4]

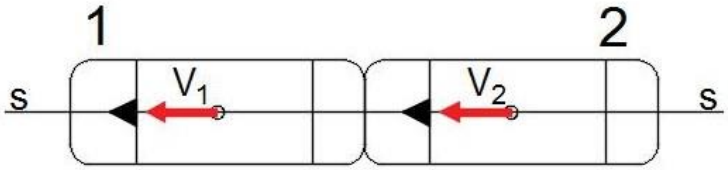
2) **Bočni sudar** – kod ove vrste sudara područje udara se nalazi na boku jednog od vozila (slika 2.9.).



Slika 2.9. Bočni sudar vozila

Izvor: [4]

3) **Udar straga** – kod ove vrste sudara područje udara se nalazi na stražnjoj strani jednog od vozila (slika 2.10.).



Slika 2.10. Puni nalet vozila straga

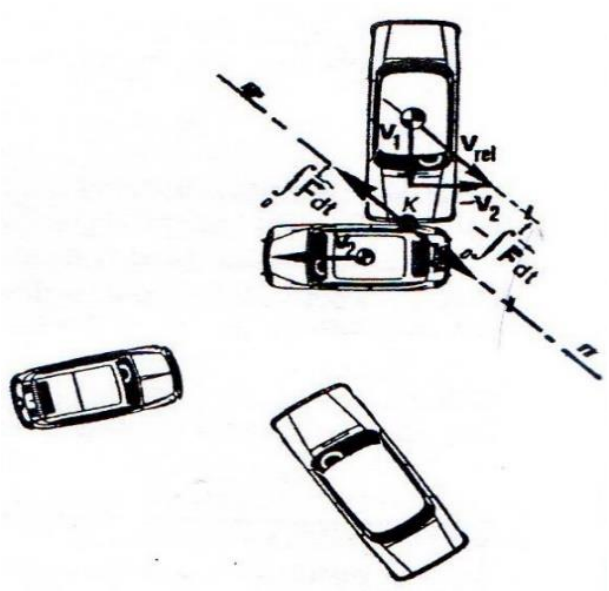
Izvor: [4]

4) **Prevrtanje** – kod ove vrste sudara dolazi do rotacije vozila s obzirom na uzdužnu ili poprečnu os vozila. Prevrtanje koje je posljedica sudara (naleta) vozila na nepomičnu prepreku klasificira se kao frontalni sudar.

2.4. Linija udara ili sudara - udarni pravac

Osnovna podjela sudara vozila prema kutu sudara nije dovoljna, jer je u slučajevima rekonstrukcije međusobnog položaja vozila u času sudara potrebno poznavati smjer brzine vozila koji se ne mora podudarati sa uzdužnom osi vozila, a on je važan za vještačenje, prvenstveno radi određivanja iznosa brzina u trenutku sudara. Zbog toga je potrebno detaljnije fiksirati činjenice koje se odnose na međusobni položaj vozila u trenutku sudara, s obzirom na smjer brzina, što se postiže određivanjem udarnog pravca, [1].

Udarni pravac (slika 2.11.) je ravna crta koja prolazi kroz točku dodira dvaju vozila pri njihovu sudaru, a koja je usporedna sa relativnim brzinama njihovih težišta na početku sudara. Ova definicija vrijedi uz pretpostavku da se vozila prije sudara ne zakrenu odnosno ne rotiraju. Usmjerenost linije udarnog pravca ovisi o smjeru kretanja i veličini brzina obaju vozila. Poznavanje udarnog pravca ima suštinsko značenje jer pri sudaru vozila na tom pravcu djeluje udarni impuls, [4].



Slika 2.11. Određivanje udarnog pravaca, [1]

Na udarnom pravcu ili udarnoj liniji je vektor sile kojom svako vozilo djeluje na drugo vozilo za vrijeme sudara. Prema tomu, linijom sudara naziva se ona linija uzduž koje dolazi do sudara vozila. Na toj liniji redovito dolazi do stiskanja materijala vozila, [1].

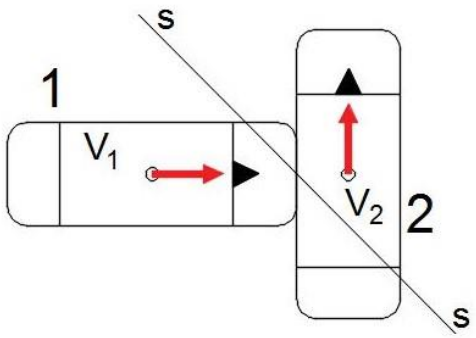
Prema liniji sudara mogu se odrediti pravci kojima se jedno ili drugo vozilo kretalo na posljednjim centimetrima puta do trenutka sudara. Ovom linijom može se također odrediti sljedeći pravac oštećenja vozila, pa ona ukazuje na pravac kretanja svakog vozila u odnosu na drugo neposredno prije sudara, [1].

U trenutku sudara postoji samo jedna linija udara, što se objašnjava zakonom akcije i reakcije, jer su sile usmjerene po liniji njihova djelovanja. Linija sudara može djelomice promijeniti pravac djelovanja tijekom sudara, a može se isto tako i pomaknuti zajedno sa dodirnom točkom K (slika 2.11.) kroz koju prolazi, [1].

Određivanje linije udara omogućuje da se bez poteškoća može odrediti položaj vozila neposredno prije sudara, jer pri tom obje linije moraju ležati na jednom pravcu. Pomoću udarne linije može se sa sigurnošću odrediti pravac kretanja vozila prije sudara, dok se kretanje vozila poslije sudara na putu smirivanja vozila može rekonstruirati na temelju nastalih tragova ili u nedostatku tragova i pretpostaviti, [1].

Ako je poslije sudara došlo i do prevrtanja vozila, pa stoga i do novog oštećenja, to neće predstavljati smetnju u određivanju linije sudara, budući da su oštećenja pri prevrtanju vozila znakovita s obzirom na deformaciju materijala u mnogim pravcima, dok se za vrijeme sudara materijal strukture vozila deformira u jednom pravcu, [1].

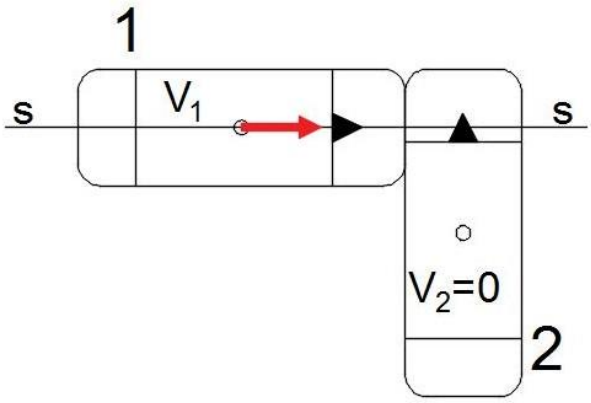
Smjer udarnog pravca ne ovisi samo o smjeru kretanja vozila, nego i o iznosu njihovih brzina kretanja. Kada se vozila do sudara kreću jednakim brzinama i sudare pod pravim kutom, udarni pravac prolazi kroz točku njihova dodira i zatvara kut od 45° prema uzdužnim osima vozila (slika 2.12.), [4].



Slika 2.12. Bočni sudar vozila - 1

Izvor: [12]

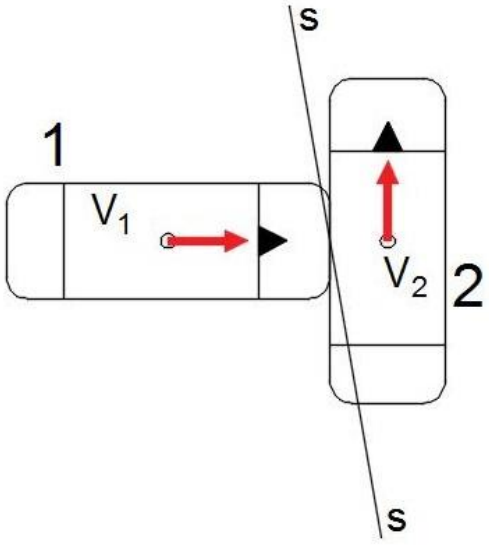
Ako vozilo 1 udari svojim prednjim dijelom pod pravim kutom u vozilo 2 koje je zaustavljeno, tada udarni pravac prolazi kroz težište vozila i strogo se poklapa sa uzdužnom osi vozila 1 (slika 2.13.), [4].



Slika 2.13. Bočni sudar vozila - 2

Izvor: [12]

Na slici 2.14. je prikazan položaj udarnog pravca kada se vozilo 2 kreće znatno većom brzinom od brzine vozila 1. Kod ovog slučaja udarni pravac ne prolazi težištem vozila, nego je ukošen pod manjim kutom u odnosu na uzdužnu os vozila 2, [4].



Slika 2.14. Bočni sudar vozila - 3

Izvor: [12]

Iz prethodno navedenoga i prikazanoga na slici 2.14. slijedi, da je kod različitih brzina kretanja vozila udarni pravac položen pod manjim kutom u odnosu prema uzdužnoj osi onog vozila koje je prije sudara imalo veću brzinu, [4].

Za što bolje određivanje udarnog pravca potrebno je unijeti što je više moguće detaljnih i točnijih podataka. Može se pokušati rekonstruirati međusobni položaj vozila u času sudara na osnovi podudarnosti deformacija, ili se vozila nakon očevida ako su sposobna za kretanje mogu dovesti u relativan sudarni položaj uklapanjem deformiranih ploha i time odrediti udarni pravac i točan kut sudara. Oštećena vozila se mogu i fotografirati iz različitih pozicija, sa zemlje se snima najčešće pod pravim kutom, a poželjno je napraviti i snimku odozgo odnosno iz ptičje perspektive, [1].

2.5. Mjesto sudara

Mjesto sudara je dio površine ceste na kojem su se sudarila dva vozila. Središte te površine poželjno je odrediti koordinatama od polazno usvojene točke za odmjeravanje. Lokacija mjesta sudara često se fiksira pomoću oznake tvrdim predmetom na cestovnoj površini, [1].

Kod čistih čelno centralnih i čistih zadnje centralnih sudara vozila obično nema teškoća u određivanju mjesta sudara, jer uglavnom postoje pouzdani tragovi po kojima se može poprilično točno odrediti mjesto sudara, [1].

Kod ekscentričnih sudara vozila tragovi se moraju nalaziti na nekoj udaljenosti od mjesta sudara. Pritom su najpouzdaniji tragovi početka klizanja kotača vozila nakon sudara, jer kotači ostavljaju tragove pneumatika pri bočnom klizanju vozila, [1].

Kod kosih sudara vozila mjesto sudara se može odrediti i po tragovima kočenja idući prema mjestu sudara i određujući crtu sudara vozila. Pri tom se mora uzeti u obzir i to da su prednji kotači smješteni na razmaku za oko 0,9 [m] od prednjeg odbojnika, tako da će mjesto sudara biti na graničnoj mjeri 0,9 [m] prije završetka tragova klizanja prednjih kotača, ako se vozilo nakon sudara nije nastavilo kretati naprijed. Ako se vozilo nakon sudara nastavilo kretati, potrebno je pronaći mali prekid ili promjenu tragova klizanja, što je vjerojatno nastalo pri sudaru, [1].

Za određivanje mjesta sudara mogu poslužiti tragovi površine ceste i dijelovi vozila koji su razbacani na mjestu nesreće, [1].

Tragovi površine ceste su manja oštećenja kolnika, proliveno ulje, gorivo i voda iz razbijenog spremnika, a razbijeni dijelovi vozila su razbijena stakla, dijelovi maske vozila, tragovi nečistoće s donjih dijelova vozila i ostalo, [1].

Kotrljajući dijelovi vozila nalaze se obično ispred mjesta sudara gledajući u smjeru kretanja vozila, jer oni odlijeću uslijed inercije od vozila upravo u smjeru prvotnog kretanja vozila, [1].

Ako se nakon sudara nađu krhotine na kolniku, mjesto sudara nalazit će se između mjesta gdje su razbacani dijelovi obaju vozila, [1].

2.6. Osnovni elementi i pojednostavljenja pri analizi sudara

Glavni zahtjev pri analizi sudara vozila je da se iz tragova na putu smirivanja nakon sudara odredi stanje kretanja vozila prije početka udarnog toka. Potrebno je odrediti brzine prije prvog kontakta između vozila ili ako su vozila kočena prije sudara odrediti brzinu prije kočenja vozila, [1].

Kod metoda koje se koriste za analizu sudara vozila primjenjuju se sljedeća pojednostavljenja, [1]:

- zanemarene su sile na kotačima vozila u dodiru s kolnikom i to samo u vremenu odvijanja udarnog procesa, jer je iznos ovih sila u odnosu na udarne sile vrlo mali
- približno je određen pravac djelovanja sile, odnosno impulsa
- uzeto je da tijekom udara ne dolazi do značajnijeg pomicanja dodirne točke
- uzeto je da nema utjecaja vertikalnog momenta, tj. da su težišta automobila na podjednakim visinama od površine kolnika
- uzeto je da se moment inercije vozila ne mijenja tijekom udarnog procesa i sl.

2.7. Primjena količine gibanja i impulsa sile kod analize sudara vozila

Količina gibanja tijela je fizikalna veličina u klasičnoj mehanici koja opisuje gibanje tijela, a određena je kao umnožak mase tijela i njegove brzine. Međunarodna oznaka za količinu gibanja je P. Količina gibanja nekoga tijela ili vozila prikazuje se pomoću sljedeće jednadžbe, [5]:

$$P = m \cdot \vec{v} \qquad (1)$$

gdje je:

- P – količina gibanja u [kgm/s],
- m – masa tijela u [kg],
- v – brzina tijela u [m/s].

Strelica iznad oznake za brzinu označava da je količina gibanja vektor, a to znači da ima svoju veličinu, pravac i smjer djelovanja, [5].

Kod izračuna je potrebno paziti na razliku između mase i težine tijela. Masa tijela je jednaka kvocijentu težine tijela i ubrzanja zemljine sile teže. Oznaka za ubrzanje zemljine sile teže je *g*, a jedinica je [m/s^2]. Ubrzanje zemljine sile teže je konstanta koja iznosi 9,81 [m/s^2]. Tako se prethodno prikazana jednadžba može napisati kao, [5]:

$$P = \frac{G}{g} \cdot \vec{v} \qquad (2)$$

gdje je:

- P – količina gibanja u [kgm/s]
- G – težina tijela u [N]
- g – ubrzanje zemljine sile teže ili ubrzanje gravitacije u [m/s^2].

Tijekom sudara između dvaju vozila brzina svakog vozila se mijenja zasebno. Sa promjenom brzine vozila mijenja se i količina gibanja svakoga vozila. Svako vozilo u sudaru ima istu promjenu u količini gibanja, ali u suprotnim smjerovima. Ta promjena u količini gibanja naziva se **impulsom**. Jedinica za impuls je Njutn sekunda (Ns), [5].

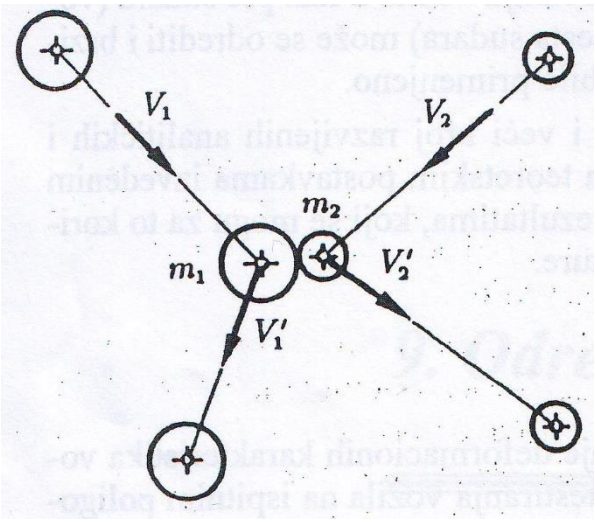
Zakon impulsa glasi da u jednom u odnosu na vanjske sile zatvorenom sustavu cjelokupan impuls odnosno zbroj vektora pojedinačnih impulsa ostaje konstantan, [3].

Impuls jednog tijela je jednak proizvodu iz njegove mase i brzine. Ako se to primjeni kod sudara dvaju vozila (slika 2.15.), dobije se sljedeća jednadžba, [3]:

$$m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 = m_1 \cdot v_1' + m_2 \cdot v_2' \quad (3)$$

gdje je:

- m_1 – masa vozila 1 u [kg]
- m_2 – masa vozila 2 u [kg]
- v_1 – prije sudarna brzina vozila 1 u [m/s]
- v_2 – prije sudarna brzina vozila 2 u [m/s]
- v'_1 – poslije sudarna brzina vozila 1 u [m/s]
- v'_2 – poslije sudarna brzina vozila 2 u [m/s].



Slika 2.15. Sudar dvaju vozila, [3]

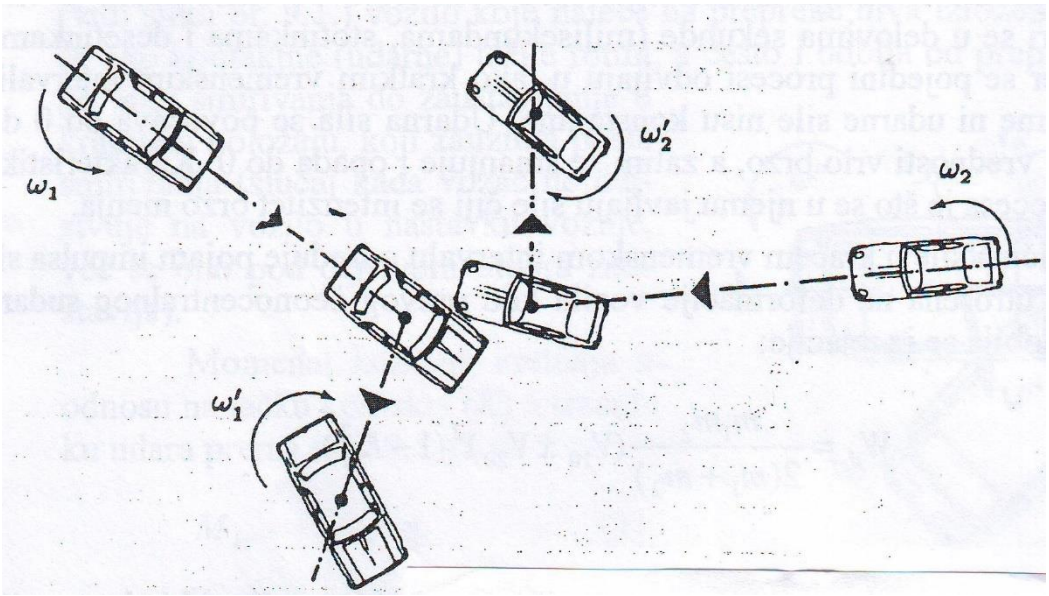
Impuls ili udarni impuls djeluje duž glavnog smjera sile tijekom sudara vozila. Glavni smjer sile ili udarni pravac je pravac položen kroz točku kontakta vozila u času sudara, a paralelan je sa smjerovima relativne brzine težišta, [4].

Zakon pravca koji se primjenjuje u dinamici sudara glasi da u jednom zatvorenom sustavu cjelokupni okretni impuls (slika 2.16.) odnosno zbroj vektora pojedinačnih okretnih impulsa ostaje konstantan. Kod sudara vozila to daje sljedeću jednadžbu, [3]:

$$I_1 \cdot \omega_1 + I_2 \cdot \omega_2 = I_1 \cdot \omega_1' + I_2 \cdot \omega_2' \quad (4)$$

gdje je:

- I_1 – moment inercije vozila 1 za vertikalnu os
- I_2 – moment inercije vozila 2 za vertikalnu os
- ω_1 – kutna brzina vozila 1 prije sudara u [1/s]
- ω_2 – kutna brzina vozila 2 prije sudara u [1/s]
- ω'_1 – kutna brzina vozila 1 poslije sudara u [1/s]
- ω'_2 – kutna brzina vozila 2 poslije sudara u [1/s].



Slika 2.16. Okretni impuls kod sudara vozila, [3]

2.8. Opis grafičkog i analitičkog postupaka kod analize sudara vozila

2.8.1. Određivanje kuta sudara grafičkim postupkom

Vozila se u stvarnosti sudaraju pod različitim kutovima. Kut sudara između dvaju vozila u velikom broju slučajeve je pod pravim kutom ili blizu njega. Međutim postoje i sudari u kojima vozila zatvaraju sudarni kut od 0° (čisti centralni) i od 180° (stražnje centralni). Ovi sudari se u nekim stručnim literaturama nazivaju i kolinearnim sudarima, [5].

Grafički postupak se primjenjuje za određivanje prije sudarne brzine vozila odnosno brzine prije prvog kontakta između vozila kod svih vrsta sudara osim kod kolinearnih sudara odnosno kod čistih centralnih i stražnje centralnih sudara vozila, a nije ga preporučljivo koristiti

i pri malim sudarnim kutovima. U tim slučajevima bolje je koristi druge postupke određivanja brzine vozila u sudaru.

Kod grafičkog postupka primjenjuje se impulsna analiza. Impulsna analiza može dati dobre rezultate ako vozila koja su sudjelovala u sudaru imaju približno jednaku masu i kreću se na približno jednakoj udaljenosti nakon sudara, [5].

Za grafičku analizu trebaju biti poznati slijedeći podaci:

- Prilazna putanja (prilazni kut) svakog vozila do pozicije prvoga kontakta
- Odlazna putanja svakog vozila iz sudara
- Ukupna masa svakog vozila (uključujući i teret u vozilu)
- Poslije sudarna brzina svakog vozila.

Prilazna i odlazna putanja vozila trebaju se temeljiti na tragovima koji se nalaze na kolniku i analizi oštećenja vozila. Posebnu pozornost treba obratiti kod ovoga dijela analize. Ako se u ovom dijelu analize naprave značajne pogreške, procjena brzine vozila kod prvog kontakata može znatno prelaziti preko dozvoljenih tolerantnih granica, [5].

Masa vozila koja se koristi kod izračuna impulsa je bruto masa vozila. Najtočniji podaci za određivanje mase vozila mogu se dobiti vaganjem vozila na platformskoj vagi. U praksi se najčešće radi jednostavnosti koriste podaci koji su dostupni u tablicama koje sadrže tehničke značajke vozila i iz kojih je moguće jednostavno odrediti masu vozila koja su sudjelovala u sudaru. Kod određivanja bruto mase vozila treba biti oprezan kod dodavanja tereta koji je se nalazio u vozilu, kako bi se dobila što točnija bruto masa vozila. Međutim, kod određivanje mase kod kamiona i kombija dostupni podaci mogu znatno varirati ovisno o tome kako su oni opremljeni i na to treba obratiti posebnu pozornost, [5].

Poslije sudarna brzina svakog vozila ovisi o udaljenosti koju su vozila prešla poslije sudara i poslije sudarnom faktoru usporenja. Poslije sudarni faktor usporenja $\boldsymbol{f}$ treba razlikovati od faktora prianjanja $\boldsymbol{\mu}$, s tim da u nekim slučajevima oni mogu biti jednaki. Poslije sudarni faktor usporenja u nekim slučajevima neće biti jednostavno odrediti iz više razloga, i to, [5]:

- jedan ili više kotača vozila kao posljedice sudara mogu biti blokirani, nesposobni za rotaciju ili imati ograničenu rotaciju
- rotacija vozila izaziva pomak mase vozila s jedne strane osovine na drugu
- kretanje vozila preko različitih površina poslije sudara

- u nekim slučajevima vozila ostaju spojena poslije sudara, što izaziva određene komplikacije kod poslije sudarnog kretanja
- oblik vozila se značajno mijenja, u nekim slučajevima može doći i do razdvajanja vozila na dva dijela, a uzrok toga može biti stanje pneumatika ili drugih dijelova vozila koji su u kontaktu s kolnikom.

Poslije sudarni faktor usporenja može se u nekim slučajevima izračunati prema sljedećoj jednadžbi, [5]:

$$f = {}^{a}/_{g} \tag{5}$$

gdje je:

- f – faktor usporenja ili faktor deceleracije
- a – ubrzanje ili usporenje vozila u [m/s^2]
- g – ubrzanje zemljine sile teže ili gravitacija u [m/s^2].

Poslije sudarni faktor nema jedinice i on može biti negativan ako se radi o usporenju ili pozitivan ako se radi o ubrzanju, [5].

Poslije sudarnu brzinu vozila moguće je odrediti primjenom sljedeće jednadžbe, [5]:

$$v_{1,2'} = \sqrt{2 \cdot a \cdot d} \tag{6}$$

gdje je:

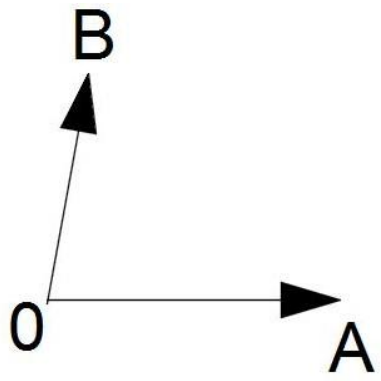
- $v_{1,2}$' - brzina vozila poslije sudara u [m/s]
- a – usporenje vozila u [m/s^2]
- d – udaljenost koju je vozilo prešlo od prvog kontakta do konačne pozicije (udaljenost kretanja težišta vozila u sudaru) u [m].

Ako se dobro izmjere raspoloživi podaci, onda se udaljenost kretanja težišta (centara masa) svakog vozila može prilično jednostavno odrediti grafičkim postupkom, [5].

2.8.2. Postupak dodavanja vektora - metoda paralelograma

Ukupna sila dvaju vektora (rezultanta) koji djeluju u određenom sustavu može se dobiti crtanjem dijagonale paralelograma kojem su ti isti vektori stranice. Svaki vektor se sastoji od glave i repa. Dio vektora na kojemu se nalazi strelica naziva se glava vektora, a drugi dio bez strelice naziva se rep vektora. Crtanje paralelograma se može prikazati i opisati kroz nekoliko koraka, i to, [5]:

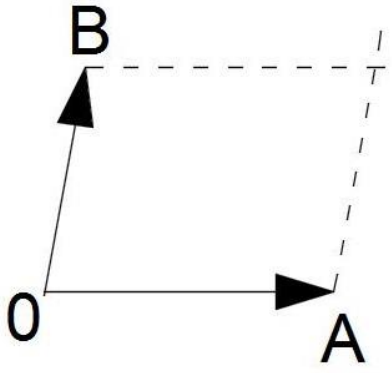
1) Najprije se repovi vektora A i vektora B moraju postaviti u istu ishodišnu točku O (slika 2.17.). Svaki od ova dva vektora ima različit smjer i veličinu.



Slika 2.17. Prvi korak crtanja paralelograma

Izvor: [5]

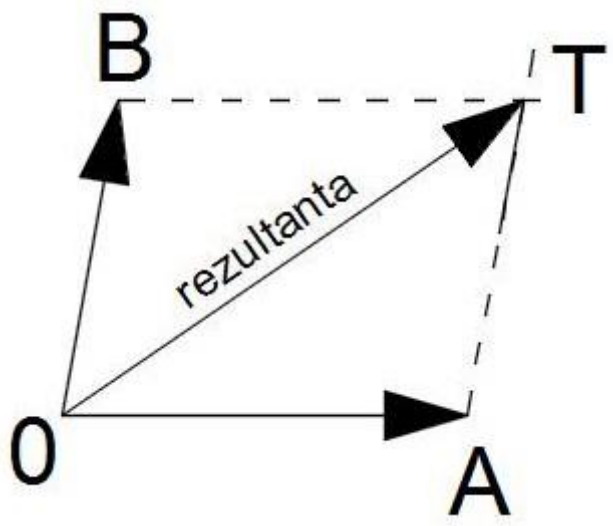
2) Zatim se kroz glave vektora povlače paralelne linije sa vektorima nacrtanim u prvom koraku. Ove linije se moraju presijecati i tim se postupkom dobije paralelogram. (slika 2.18.).



Slika 2.18. Drugi korak crtanja paralelograma

Izvor: [5]

3) Na kraju u posljednjem koraku povlači se iz ishodišta do sjecišta T dvaju vektora dijagonala paralelograma i ona predstavlja ukupan zbroj dvaju vektora. Ova dijagonala naziva se još i **rezultantom** (slika 2.19.).



Slika 2.19. Treći korak crtanja paralelograma

Izvor: [5]

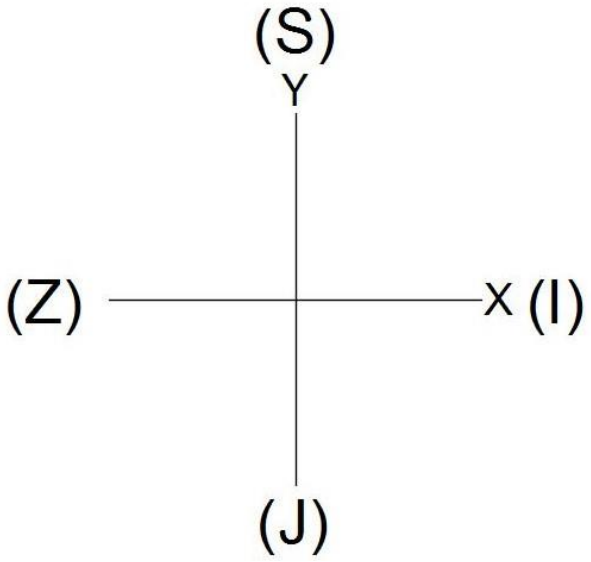
2.8.3. Primjena grafičkog postupka

Grafički postupak određivanja brzine vozila u sudarnom procesu je prilično jednostavan postupak. Za prikaza ovog postupka koristi se metoda paralelograma koja je opisana i prikazana prethodno. Grafički postupak ili grafička metoda bit će opisan i prikazan za dvije situacije koje se događaju kod sudara vozila, i to, [5]:

1. Situacija kada se dva vozila poslije sudara kreću zajedno kao jedna jedinica.
2. Situacija kada se dva vozila poslije sudar ne kreću zajedno kao jedna jedinica, nego se svako vozilo kreće zasebno.

Najprije će se opisati i prikazati situacija kada se dva vozila poslije sudara kreću zajedno kao jedna jedinica. Zbog toga se kod ovoga slučaja može pretpostaviti zajednički poslije sudarni kut. Ovaj slučaj se može prikazati i opisati kroz sljedeće korake, [5]:

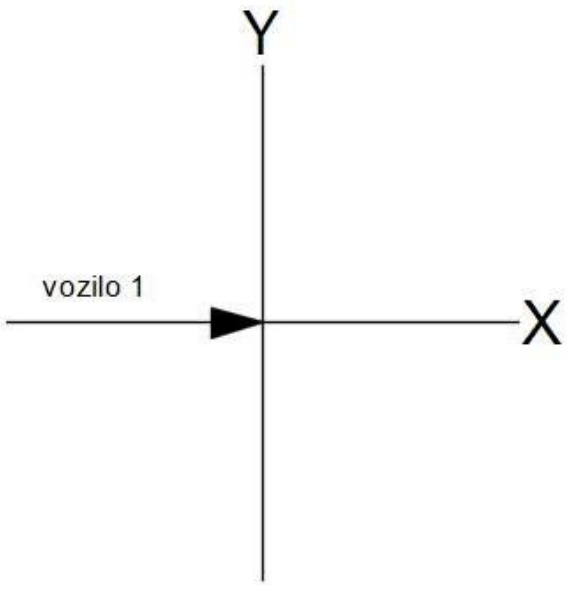
1) U prvom koraku se odredi koordinatni sustav odnosno nacrtaju se osi x i y (slika 2.20.). Nije važno da li je pozitivna točka x – osi na istoku ili u nekom drugom smjeru.



Slika 2.20. Određivanje koordinatnog sustava

Izvor: [5]

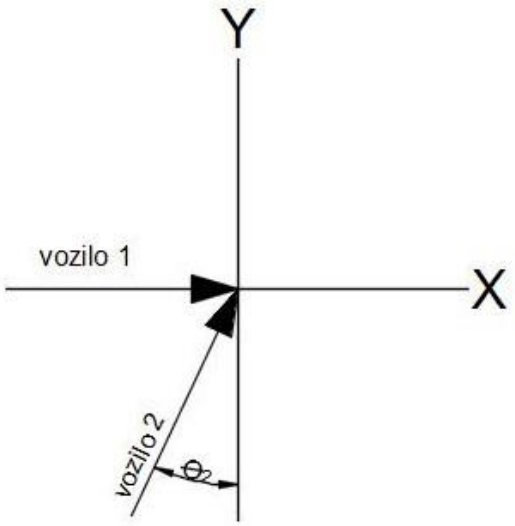
2) Nakon toga se u drugom koraku crta prilazna putanja za prvo vozilo (vozilo 1) sa odgovarajućim prilaznim kutom. Općenito, ako se želi naći lakši prilazni put prvog vozila, njegova prilazna putanja bit će na x – osi kako je prikazano slici 2.21.



Slika 2.21. Određivanje prilazne putanje vozila 1

Izvor: [5]

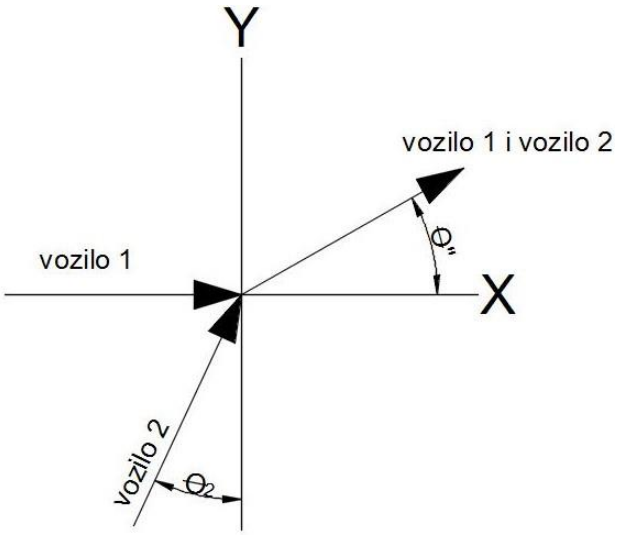
3) U trećem koraku crta se prilazna putanja za drugo vozilo (vozilo 2) u odnosu prema prilaznoj putanji prvog vozila (slika 2.22.). Linije nacrtane u koracima 2 i 3 predstavljaju smjerove prije sudarnih impulsa vozila 1 i vozila 2.



Slika 2.22. Crtanje prilazne putanje vozila 2

Izvor: [5]

4) U četvrtom koraku crta se zajednički poslije sudarni vektor, na način da rep vektora postavi u ishodište koordinatnog sustava (slika 2.23.). Ovaj vektor predstavlja smjer putovanja dvaju vozila koja se kreću zajedno poslije sudara do zaustavljanja.



Slika 2.23. Crtanje zajedničkog poslije sudarnog vektora vozila 1 i vozila 2

Izvor: [5]

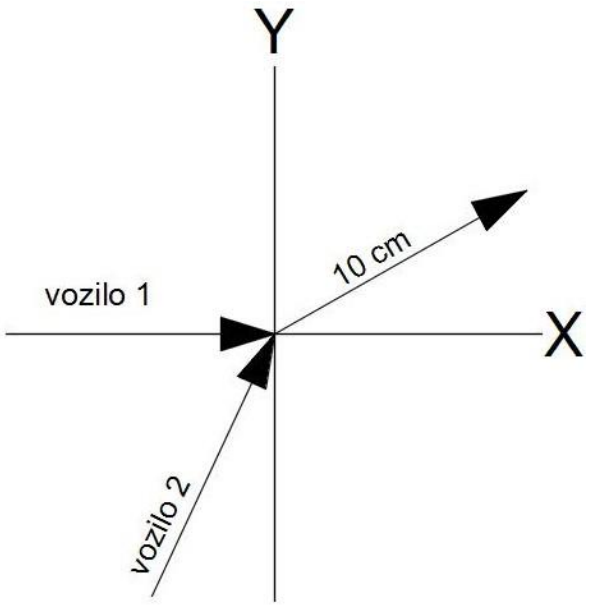
5) U petom koraku slijedi izračunavanje zajedničke poslije sudarne brzine (v') vozila 1 i vozila 2. Za ovaj izračun nužno je poznavanje poslije sudarnog faktora otpora i udaljenosti koju su vozila zajedno prešla poslije prvog međusobnog kontakta.
6) U šestom koraku slijedi izračunavanje poslije sudarnog impulsa dvaju vozila korištenjem sljedeće jednadžbe:

$$P_R^{'} = v^{'} \cdot \left(m_1^{'} + m_2^{'}\right) \qquad (7)$$

gdje je:

- P_R' - zajednički poslije sudarni impuls vozila [kgm/s]
- v' - zajednička poslije sudarna brzina vozila u [m/s]
- m_1 i m_2 – mase vozila 1 i vozila 2 u [kg].

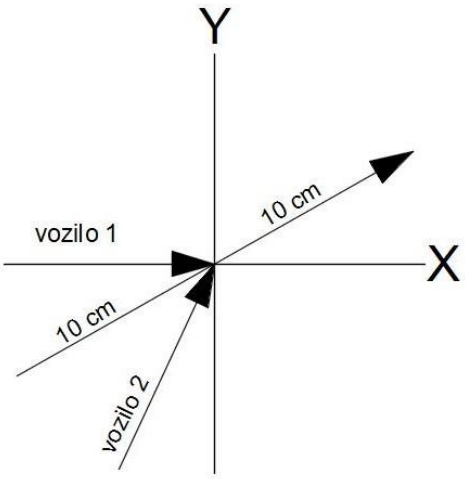
7) Nakon toga potrebno je postaviti određeno mjerilo kako bi se dobivene veličine mogle što jednostavnije i lakše prikazati na papiru normalne veličine. Poželjno je postaviti što je moguće krupnije mjerilo. Preporuka je da duljina najmanjeg impulsnog vektora iznositi oko 2.5 centimetara (oka jednog inča).
8) U ovom koraku je potrebno označiti udaljenost za poslije sudarni impuls (slika 2.24.).



Slika 2.24. Označavanje zajedničkog poslije sudarnog impulsa vozila

Izvor: [5]

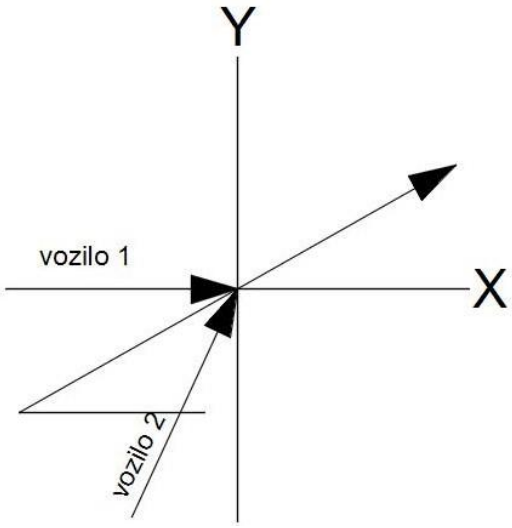
9) U ovom koraku se dobivena poslije sudarna impulsna linija produži kroz ishodište koordinatnog sustava tako da leži između smjerova prije sudarnih impulsa. Ako ova linija ne leži između smjerova prije sudarnih impulsa ili je napravljena značajna pogreška u prethodnim koracima, ili se vozilo kreće unatrag za vrijeme sudara. Ova linija P_R odnosno potpuni prije sudarni impuls crta se u istoj duljini kao i poslije sudarni impuls vozila (slika 2.25.).



Slika 2.25. Crtanje prije sudarnog impulsa vozila

Izvor: [5]

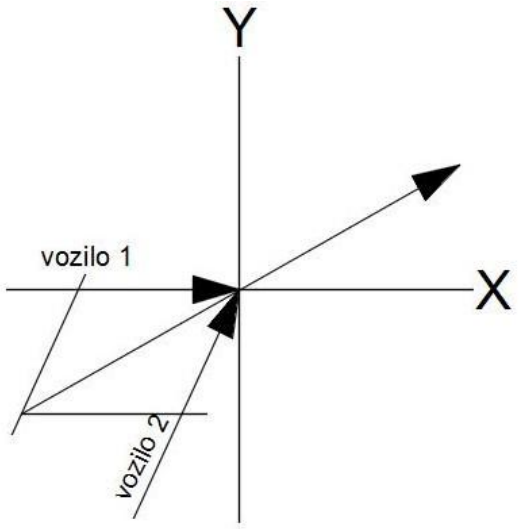
10) U ovom koraku se kroz rep vektora prije sudarnog impulsa (P_R) povuče linija koja je paralelna sa impulsnom linijom prvog vozila (vozila 1) dok ne presiječe impulsnu liniju drugog vozila (vozila 2). Ovaj korak je prikazan na slici 2.26.



Slika 2.26. Crtanje linije paralelne sa impulsnom linijom vozila 1

Izvor: [5]

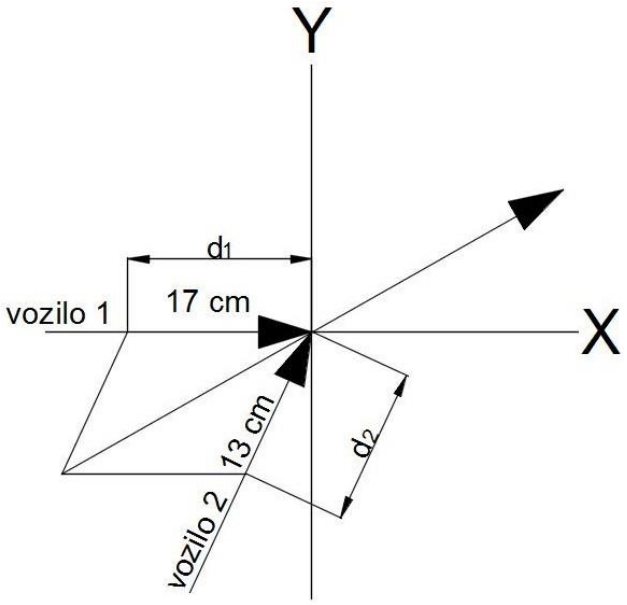
11) U ovom koraku se kroz rep istog prije sudarnog vektora P_R povuče linija koja je paralelna sa impulsnom linijom vozila 2 dok ne presiječe impulsnu liniju vozila 1 (slika 2.27.). Na ovoj slici se može uočiti da je prikazan kompletan prije sudarni paralelogram.



Slika 2.27. Crtanje linije paralelne sa impulsnom linijom vozila 2

Izvor: [5]

12) U ovom koraku se pristupa mjerenju prije sudarnih vektora vozila 1 i vozila 2 u određenim mjernim jedinicama (slika 2.28.).



Slika 2.28. Mjerenje prije sudarnih vektora vozila 1 i vozila 2

Izvor: [5]

13) Nakon toga se u ovom koraku dobivene vrijednosti množe sa određenim mjerilom, kako bi se dobio prije sudarni impuls vozila 1 i vozila 2. Kod ovog izračuna mogu se koristiti sljedeće jednadžbe:

$$P_1 = (d_1) \cdot (mjerilo) \quad (8)$$

$$P_2 = (d_2) \cdot (mjerilo) \quad (9)$$

14) U posljednjem koraku se izračunavaju brzine vozila kod prvog kontakta između njih. Količina kretanja P odnosno impuls jednak je umnošku mase i brzine vozila, a može se prikazati pomoću sljedeće jednadžbe:

$$P = m \cdot v \quad (10)$$

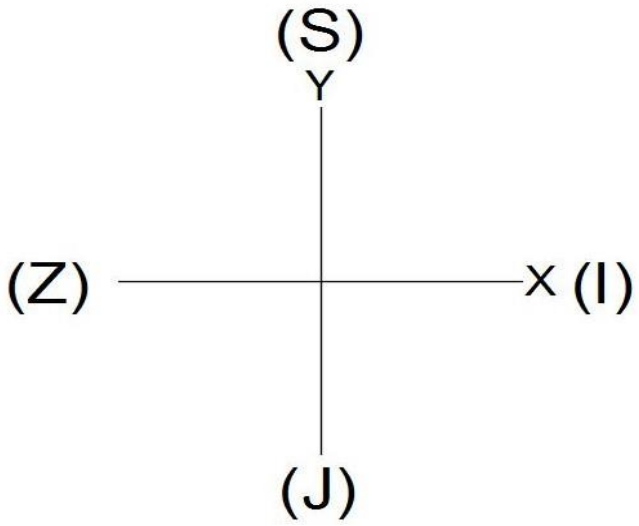
Na temelju toga može se na jednostavan način dobiti prije sudarna brzina vozila uvrštavanjem vrijednosti za impuls vozila dobivene u prethodnom koraku i ukupne mase vozila u sljedeće jednadžbe, [5]:

$$v_1 = \frac{P_1}{m_1} \quad (11)$$

$$v_2 = \frac{P_2}{m_2} \quad (12)$$

Ako se dva vozila poslije sudara ne kreću zajedno kao jedna jedinica onda postupku opisanom u prethodnim koracima treba dodati određene korake. Zbog toga kod ovoga slučaja dolazi do određene složenosti. Kod ovoga slučaja prva tri koraka su ista kao i kod prethodno navedenog primjera. Koraci ovoga postupka su sljedeći, [5]:

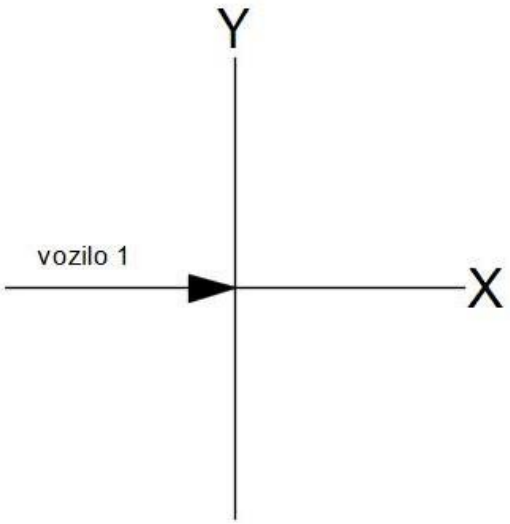
1) Prvi korak je određivanje koordinatnog sustava (slika 2.29.).



Slika 2.29. Crtanje koordinatnog sustava

Izvor: [5]

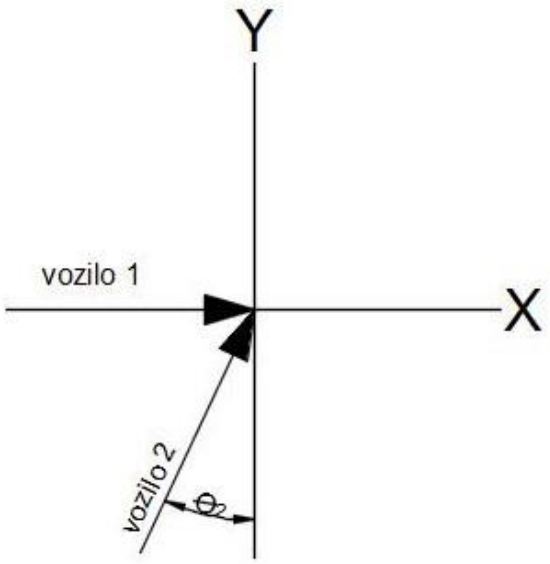
2) U drugom koraku se crta prilazna putanja za prvo vozilo (vozilo 1) sa odgovarajućim prilaznim kutom. Ako se želi naći lakši prilazni put prvog vozila, njegova prilazna putanja postavi se na x – os kako je prikazano slici 2.30.



Slika 2.30. Crtanje prilazne putanje vozila 1

Izvor: [5]

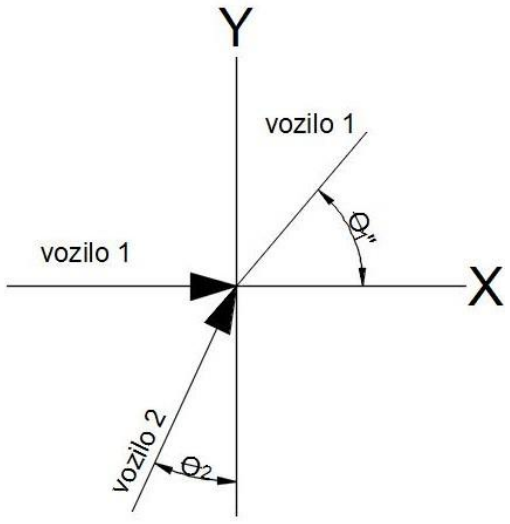
3) U trećem koraku se crta prilazna putanja za drugo vozilo (vozilo 2) u odnosu prema prilaznoj putanji prvog vozila (slika 2.31.). Linije nacrtane u koracima 2 i 3 predstavljaju smjer prije sudarnog impulsa vozila 1 i vozila 2.



Slika 2.31. Crtanje prilazne putanje vozila 2

Izvor: [5]

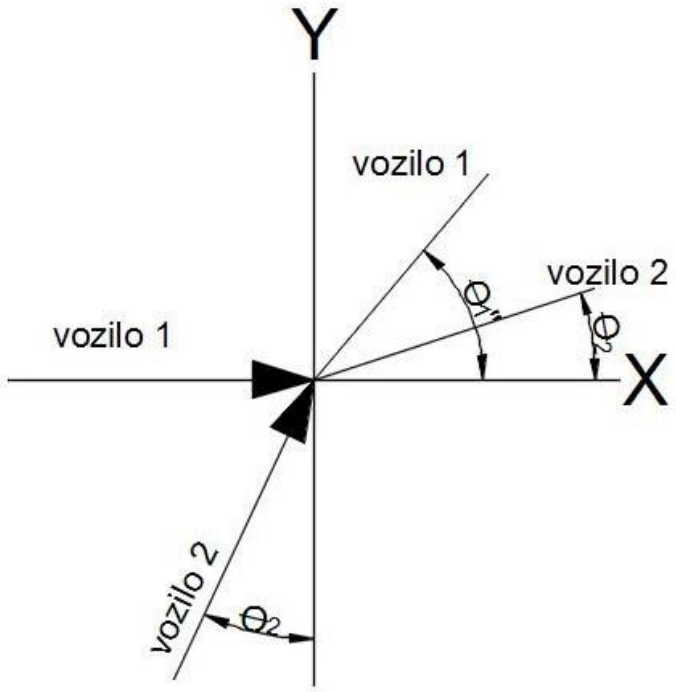
4) U četvrtom koraku se crta poslije sudarna putanja i poslije sudarni kut za prvo vozilo (slika 2.32.). Ovaj kut se mjeri na uobičajen način odnosno mjeri se u smjeru suprotnom od kretanja kazaljki na satu od pozitivnog smjera osi x, a njegova je oznaka θ_1'.



Slika 2.32. Crtanje poslije sudarne putanje vozila 1

Izvor: [5]

5) Nakon toga se u petom koraku crta poslije sudarna putanja i poslije sudarni kut drugog vozila (slika 2.33.) oznaka ovog kuta je θ_2'.



Slika 2.33. Crtanje poslije sudarne putanje vozila 2

Izvor: [5]

6) U ovom koraku se izračunavaju poslije sudarni impulsi za prvo i drugo vozilo pomoću sljedećih jednadžbi:

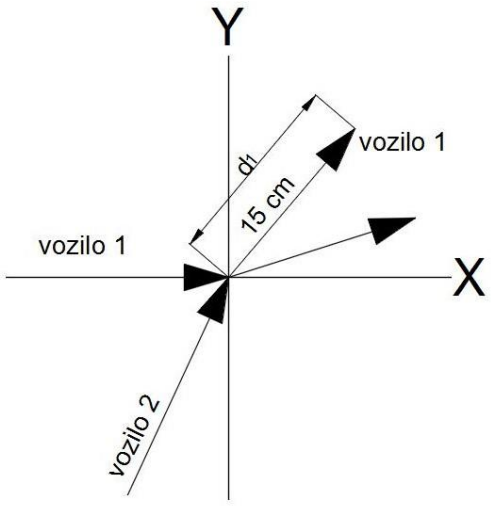
$$P_1' = v_1' \cdot m_1 \quad (13)$$

$$P_2' = v_2' \cdot m_2 \quad (14)$$

gdje je:

- P_1' - poslije sudarni impuls vozila 1 [kgm/s]
- P_2' - poslije sudarni impuls vozila 2 [kgm/s]
- v_1' - poslije sudarna brzina vozila 1 [m/s]
- v_2' - poslije sudarna brzina vozila 2 [m/s]
- m_1 i m_2 – mase vozila 1 i vozila 2 [kg].

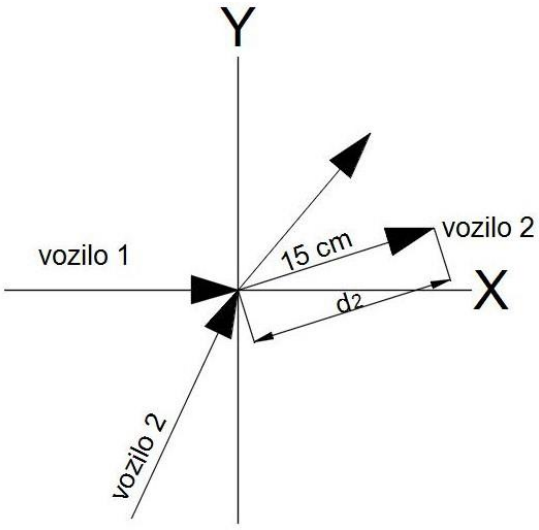
7) Nakon toga u sedmom koraku je potrebno postaviti određeno mjerilo kako bi se dobivene veličine mogle što jednostavnije i lakše prikazati na papiru normalne veličine. Poželjno je postaviti mjerilo u kojem će duljina najmanjeg impulsnog vektora iznositi oko 2.5 centimetara (oko jednog inča).
8) U ovom koraku se mjeri duljina poslije sudarnog impulsa prvog vozila na temelju njegove poslije sudarne putanje (slika 2.34.).



Slika 2.34. Mjerenje poslije sudarnog impulsa vozila 1

Izvor: [5]

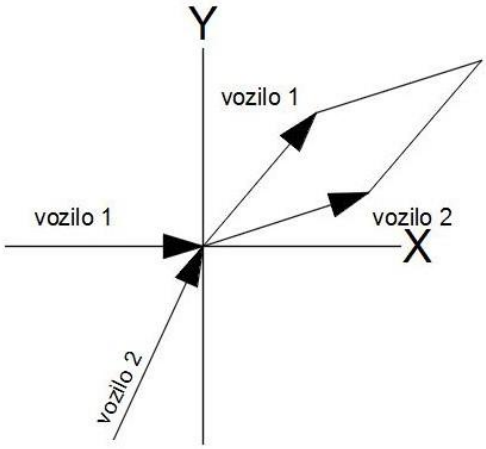
9) Nakon toga u devetom koraku se mjeri duljina poslije sudarnog impulsa drugog vozila na temelju njegove poslije sudarne putanje (slika 2.35.).



Slika 2.35. Mjerenje poslije sudarnog impulsa vozila 2

Izvor: [5]

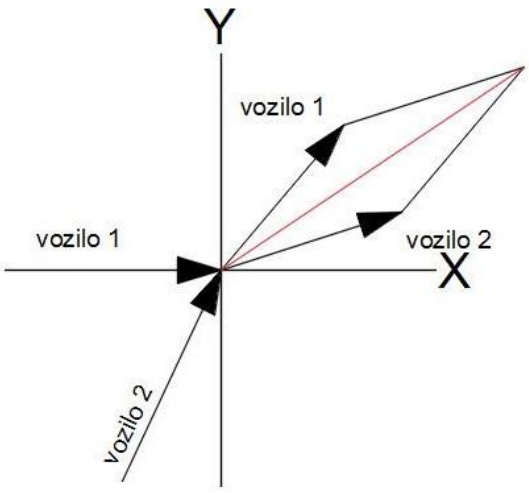
10) Nakon toga se u desetom koraku crta linija paralelna sa poslije sudarnim vektorom vozila 1 kroz glavu poslije sudarnog vektora vozila 2 (slika 2.36.).



Slika 2.36. Crtanje linije paralelne sa vektorom vozila 1

Izvor: [5]

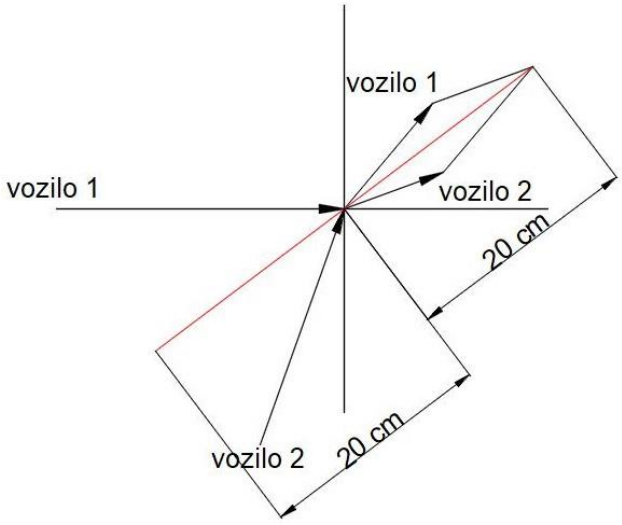
11) Zatim se crta linija paralelna sa poslije sudarnim vektorom vozila 2 kroz glavu poslije sudarnog vektora 1 dok ne presiječe liniju nacrtanu u prethodnom koraku. Ovim postupkom dobije se paralelogram (slika 2.36.).
12) Nakon toga se crta dijagonala paralelograma (slika 2.37.) dobivenog u prethodnom koraku. Ova dijagonala je poslije sudarni vektor dvaju vozila koji predstavlja zbroj poslije sudarnih impulsa vozila 1 i vozila 2.



Slika 2.37. Crtanje dijagonale paralelograma

Izvor: [5]

13) Nakon toga se dobivena dijagonala produži kroz ishodište koordinatnog sustava tako da leži između smjerova prije sudarnih impulsa. Ako ova linija ne leži između smjerova prije sudarnih impulsa ili je napravljena značajna pogreška u prethodnim koracima, ili se vozilo kreće unatrag za vrijeme sudara (slika 2.38.). Duljina ove dijagonale mora biti jednaka duljini poslije sudarne dijagonale.



Slika 2.38. Crtanje prije sudarnog impulsa vozila

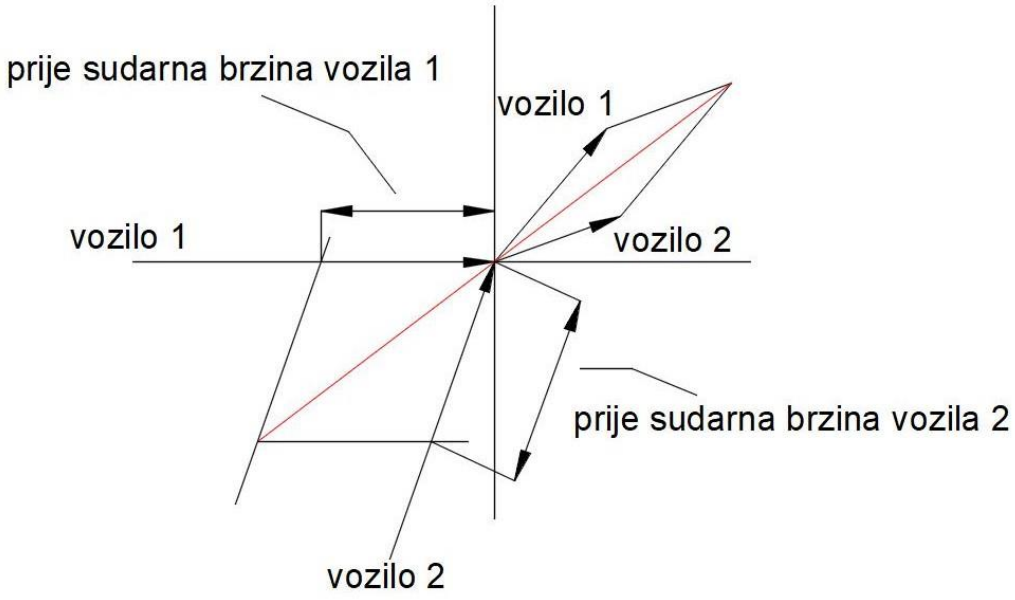
Izvor: [5]

14) U posljednjem koraku (slika 2.39.) se povlače linije paralelne sa prije sudarnim linijama vozila 1 i vozila 2. Linije se povlače kroz glavu dijagonale nacrtane u prethodnom koraku. Ovim postupkom dobije se prije sudarni paralelogram iz kojeg se mjerenjem mogu dobiti prije sudarni vektori vozila 1 i vozila 2 u određenoj mjernoj jedinici (centimetri, milimetri i sl.). Nakon toga je dobivene vrijednosti potrebno pretvoriti određenim ekvivalentnim mjerilom kako bi se dobio prije sudarni impuls vozila. Na kraju se iz poznatog prije sudarnog impulsa vozila može izračunati prije sudarnu brzinu vozila, uz uvjet da je poznata ukupna masa vozila. Kod ovog izračuna koriste se sljedeće formule:

$$v_1 = \frac{P_1}{m_1} \tag{15}$$

$$v_2 = \frac{P_2}{m_2} \tag{16}$$

Na slici 2.39. prikazano je određivanje prije sudarnih brzina vozila grafičkim postupkom primjenom metode paralelograma.



Slika 2.39. Određivanje prije sudarnih brzina vozila

Izvor: [5]

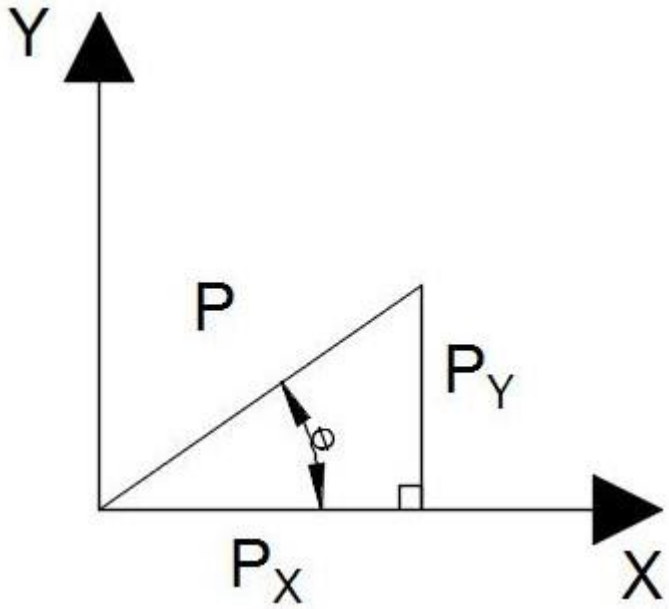
2.8.4. Opis analitičkog – matematičkog postupaka za analizu sudara vozila

Impulsni problem kod sudara vozila koji jasno uključuje i vektore može osim grafičkog postupka biti riješen i analitičkim postupkom odnosno matematički. Za rješavanje kuta sudara matematičkim postupkom potrebno je poznavanje istih podataka kao i kod grafičkog postupka. Kod oba postupka općenito je najteže doći do točnih ulaznih podataka.

2.8.4.1. Komponente momenta

Ako je impulsni sustav koji se sastoji od dvaju vozila prije i poslije sudara očuvan odnosno ako je prije sudarni impuls vozila jednak poslije sudarnom impulsu vozila, onda se impuls može riješiti pravokutnim komponentama, koje moraju imati iste vrijednosti prije i poslije sudara vozila. Bilo koji vektor količine (brzina, sila, impuls) može biti riješen pravokutnim komponentama.

Na slici 2.40. prikazan je vektor P za koji su prikazane pravokutne komponente x i y, [5].



Slika 2.40. Rješavanje vektora P

Izvor: [5]

Za vektor P prikazan na slici 2.40., x i y komponente su sljedeće, [5]:

$$P_X = Pcos\theta \quad (17)$$

$$P_Y = Psin\theta \quad (18)$$

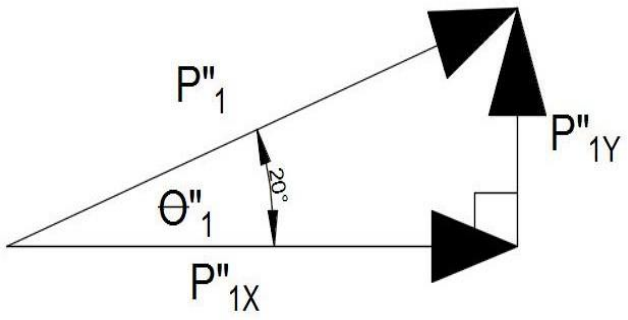
Kut θ mjeri se uobičajenim postupkom odnosno u smjeru suprotnom od kretanja kazaljki na satu od pozitivnog smjera x – osi. U suštini, problem očuvanja količine gibanja je riješen matematički rješavanjem impulsa x i y komponente i izjednačavanjem ovih komponenti sa prije sudarnim x i y komponentama, [5].

U nastavku će biti prikazan jednostavan primjer kod kojeg će se primijeniti pravokutne komponente.

2.8.4.2. Primjer korištenja pravokutnih komponenti

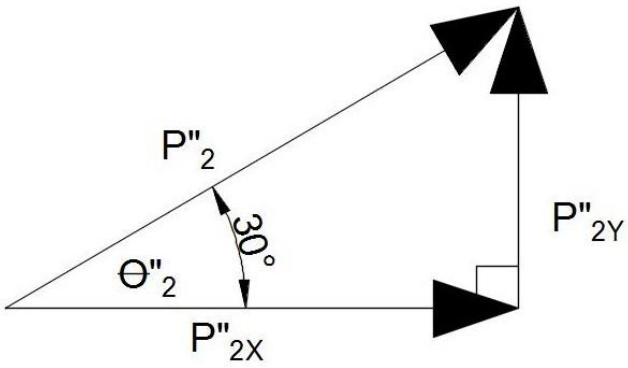
Najlakši put za objašnjenje pravokutnih komponenti može se dobiti prikazom jednostavnog primjera. Kod ovog primjera na slikama 2.41. i 2.42. prikazani su poslije sudarni impulsni vektori P_1' i P_2'. Sljedeći podaci su isto tako poznati:

- $m_1 = 1500$ [kg] – masa vozila 1
- $m_2 = 1400$ [kg] – masa vozila 2
- $\theta_1' = 20°$ - odlazni kut vozila 1
- $\theta_2' = 30°$ - odlazni kut vozila 2
- $v_1' = 12$ [m/s] – poslije sudarna brzina vozila 1
- $v_2' = 12$ [m/s] – poslije sudarna brzina vozila 2.



Slika 2.41. Poslije sudarni impulsni vektori

Izvor: [5]



Slika 2.42. Poslije sudarni impulsni vektori

Izvor: [5]

Korištenjem navedenih podataka za masu, poslije sudarnu brzinu i odlazne kutove vozila mogu se odrediti poslije sudarni impulsi x i y komponentama.

Najprije se izračuna poslije sudarni impuls za vozilo 1 i vozilo 2:

$$P_1' = m_1 \cdot v_1' = (1500) \cdot (12) = 18000 \left[{}^{kgm}/_{s}\right]$$

$$P_2' = m_2 \cdot v_2' = (1400) \cdot (12) = 16800 \left[{}^{kgm}/_{s}\right]$$

Nakon toga se izračunaju x - komponente vektora P_1' i P_2':

$$P_{1X}' = P_1' \cdot \cos\theta_1' = (18000) \cdot (\cos 20) = 16914 \left[{}^{kgm}/_{s}\right]$$

$$P_{2X}' = P_2' \cdot \cos\theta_2' = (16800) \cdot (\cos 30) = 14549 \left[{}^{kgm}/_{s}\right]$$

Budući da su vektori P_{1X}' i P_{2X}' u istom smjeru oni mogu biti dodani jedan drugom za dobivanje ukupnog poslije sudarnog impulsa u x – smjeru.

$$P_X' = P_{1X}' + P_{2X}' = 16914 + 14549 = 31463 \left[{}^{kgm}/_{s}\right]$$

Komponente y se određuju na isti način. Jedina značajna razlika je da se samo umjesto kosinusa kuta koristi sinus kuta. Određivanje y komponenti prikazano je pomoću jednadžbi:

$$P_{1Y}' = P_1' \cdot \sin\theta_1' = (18000) \cdot (\sin 20) = 6156 \left[{}^{kgm}/_{s}\right]$$

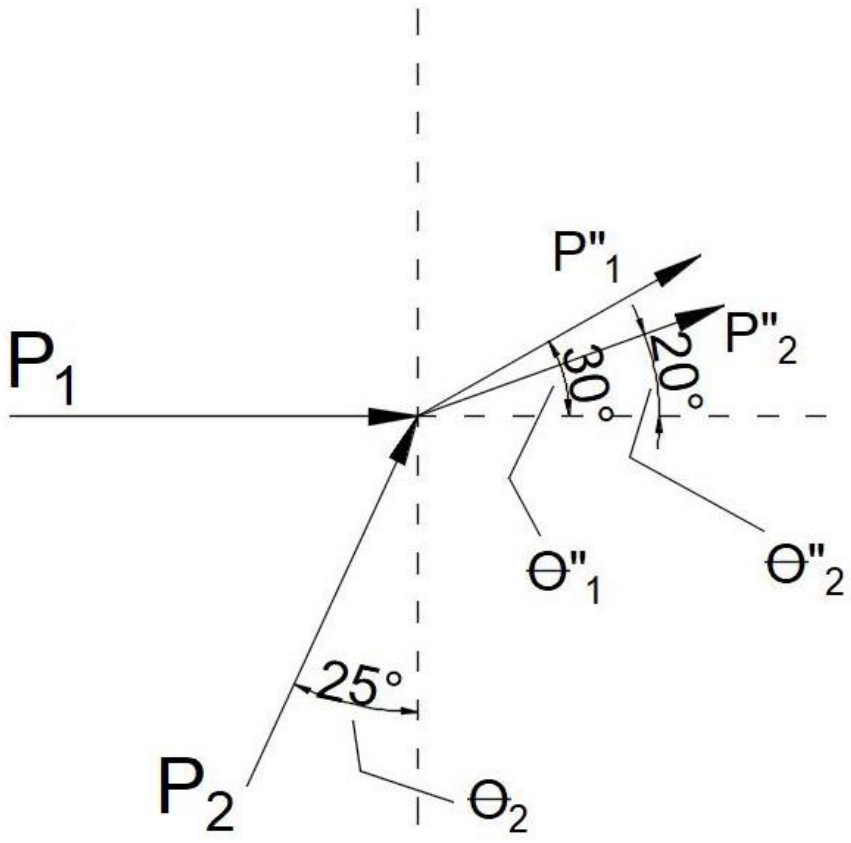
$$P_{2Y}' = P_2' \cdot \sin\theta_2' = (16800)(\sin 30) = 8400 \left[{}^{kgm}/_{s}\right]$$

$$P_Y' = P_{1Y}' + P_{2Y}' = 6156 + 8400 = 14556 \left[{}^{kgm}/_{s}\right]$$

Smjer prije sudarnih impulsa vozila 1 i vozila 2 prikazat će se na slici 2.43. Kut θ_2 nije mjeren standardnim postupkom odnosno od pozitivnog smjera x-osi u smjeru suprotnom od kretanja kazaljki na satu. Iz ove slike je vidljivo da vektor P_1 nema y-komponentu, jer u potpunosti leži na x-osi. Tako vektor P_1 ima impuls samo u x – smjeru. Međutim, vektor P_2 ima obje komponente (x i y), jer ne leži u potpunosti ni na jednoj osi. Stoga su x i y komponente vozila 1 i vozila 2 sljedeće:

$$P_{1X} = P_1$$

$$P_{2X} = P_2 \cdot \sin\theta_2 = P_2 \cdot \sin 25°$$



Slika 2.43. Smjer prije sudarnih i poslije sudarnih vektora vozila 1 i vozila 2

Izvor: [5]

Ukupan prije sudarni impuls (P_x) u x – smjeru je:

$$P_X = P_1 + P_2 \cdot \sin 25°$$

Prije sudarni impuls u x – smjeru (P_X) jednak je poslije sudarnom impulsu (P_X') u istom smjeru. Iz toga slijedi da je:

$$P_1 + P_2 \cdot \sin 25° = 31\,463 \left[{kgm}/{s}\right]$$

Vektor P_2 ima y komponentu koja je jednaka:

$$P_{2Y} = P_2 \cdot \cos \theta_2 = P_2 \cdot \cos 25°$$

Budući da vektor P_1 nema y komponentu, ukupan prije sudarni impuls u y smjeru je:

$$P_Y = P_2 \cdot \cos 25°$$

Prije sudarna y komponenta jednaka je poslije sudarnoj y komponenti. Prema tome je:

$$P_2 \cdot \cos 25° = 14\,556 \left[{kgm}/{s}\right]$$

Ovaj postupak je do sad bio postavljen tako da izjednači prije sudarne vektore sa poslije sudarnim vektorima. Posljednji korak ovoga postupka je rješavanje dviju jednadžbi sa dvije nepoznanice, a prikazan je pomoću kao:

$$P_1 + P_2 \cdot \sin 25° = 31\,463 \left[{kgm}/{s}\right]$$

$$P_2 \cdot \cos 25° = 14\,556 \left[{kgm}/{s}\right]$$

P_2 se može odrediti iz druge jednadžbe tako da onda ostaje samo jedna nepoznanica.

$$P_2 = {14\,556}/{\cos 25°} = 16\,060\ \left[{kgm}/{s}\right]$$

Nakon toga se P_2 uvrsti u prvu jednadžbu i pomoću toga se dobije vrijednost za P_1.

$$P_1 + (16\,060) \cdot (\sin 25°) = 6\,787\ \left[{kgm}/{s}\right]$$

$$P_1 = 31\,463 + (16\,060) \cdot (\sin 25°)\ \left[{kgm}/{s}\right]$$

$$P_1 = 38\,250\ \left[{kgm}/{s}\right]$$

Za dobivanje prije sudarne brzine vozila 1 i vozila 2 potrebno je dobivene vrijednosti impulsa vozila uvrstiti u jednadžbe prikazane ispod, pri čemu posebnu pozornost treba obratiti kod dodavanja mase ili težine vozila.

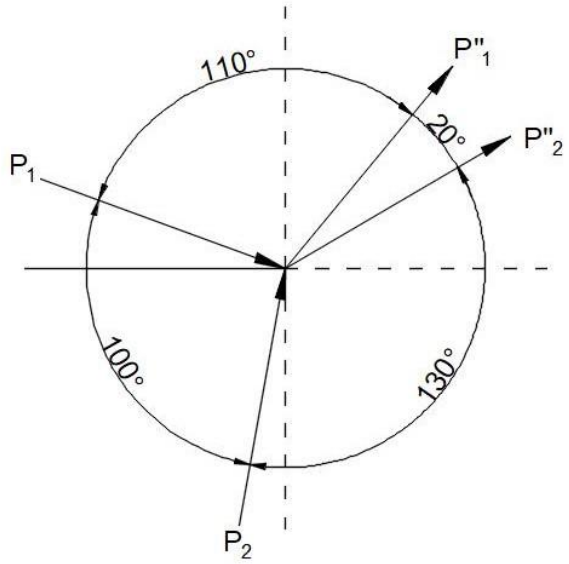
$$v_1 = {P_1}/{m_1} = {38\,250}/{1\,500} = 25{,}5\ [m/s]$$

$$v_2 = {P_2}/{m_2} = {16\,060}/{1400} = 11{,}47\ [m/s]$$

2.8.4.3. Standardno određivanje (definicija) kutova

Opća jednadžba za određivanje brzine vozila u sudaru analitičkom metodom može se dobiti postupkom korištenja pravokutnih komponenti kako je prikazano prethodno. Za to je potrebno poznavati standardni postupak određivanja kutova. Inače, može doći do poteškoća prilikom izračuna budući da se za dobivanje jednadžbe kutovi mjere samo u određenom smjeru. Postupak određivanja i mjerenja kutova standardnim postupkom odnosno na ispravan način bit će prikazan u nastavku na jednom jednostavnom primjeru. Primjer standardnog određivanja kutova bit će prikazan na nekoliko slika.

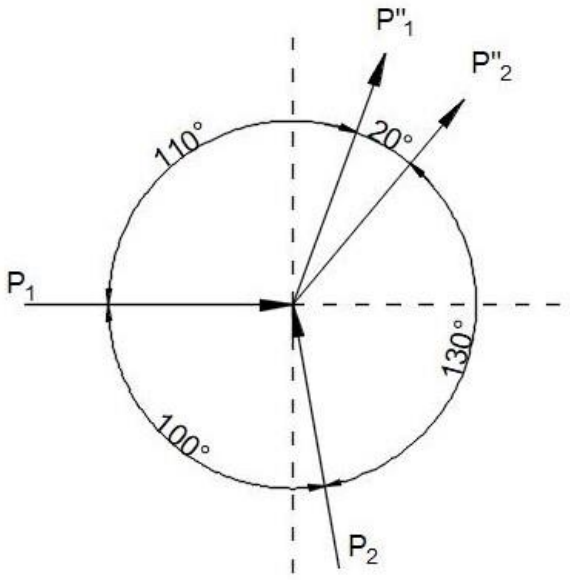
Na slici 2.44. prikazan je smjer prije sudarnog i poslije sudarnog vektora impulsa. Nijedan vektor ne leži na x-osi. Općenito, sudarnu brzinu vozila kod prvoga kontakta između vozila lakše je odrediti ako se prije sudarni vektor vozila 1 nalazi na x-osi (slika 2.45.).



Slika 2.44. Standardno određivanje sudarnih kutova vozila – nijedan prije sudarni vektor vozila (P1 i P2) ne leži na x-osi

Izvor: [5]

Vektori se mogu pomjerati u planu sila bez promjene svoje vrijednosti tako dugo dok im se smjerovi i iznosi ne mijenjaju. Iznos odnosno veličina vektora P_2 na slici 2.45. nije poznata, ali se vektor može pomjerati ako njegov smjer ostaje isti.

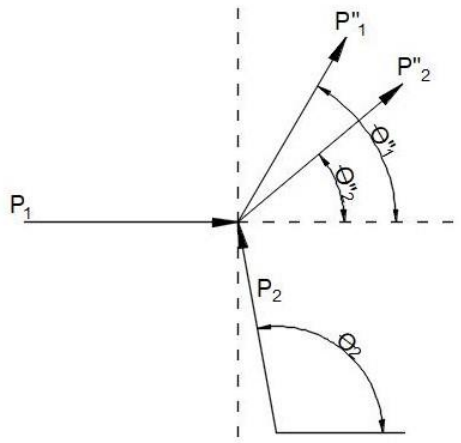


Slika 2.45. Smještanje vektora P_1 na x-os

Izvor: [5]

Kod ispravnoga mjerenja sudarnih kutova, ako početak (rep) vektora nije u ishodištu koordinatnog sustava, potrebno je njegov rep postaviti u ishodište koordinatnog sustava. Ovaj postupak će biti prikazan na temelju prethodnog primjera kroz nekoliko slika.

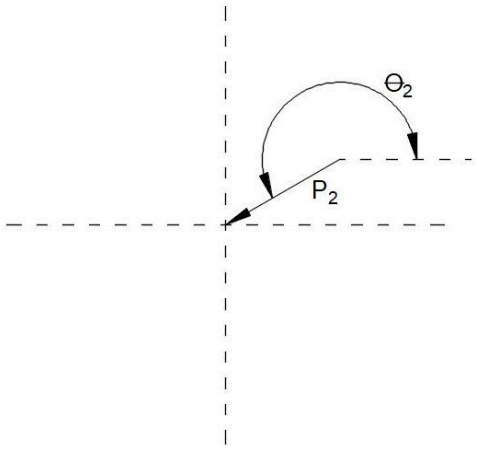
Vektori na slici 2.46. se nalaze u standardnim pozicijama. Kutovi se mjere od pozitivnog smjera osi x u smjeru suprotnom od kretanja kazaljki na satu.



Slika 2.46. Glave prije sudarnih vektora u ishodištu koordinatnog sustava

Izvor: [5]

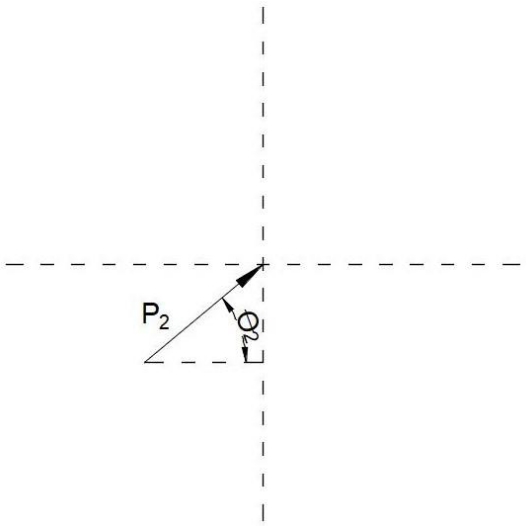
Ako se glava vektora nalazi u ishodištu, alternativna metoda za standardno mjerenje kutova dobije se crtanjem linije paralelne sa x-osi koordinatnog sustava kroz rep vektora (slika 2.47.), i od te linije mjere se kutovi standardnim postupkom odnosno od pozitivnog smjera osi x u smjeru suprotnom od kretanja kazaljki na satu.



Slika 2.47. Crtanje linije paralelne sa x-osi kroz rep vektora P_2

Izvor: [5]

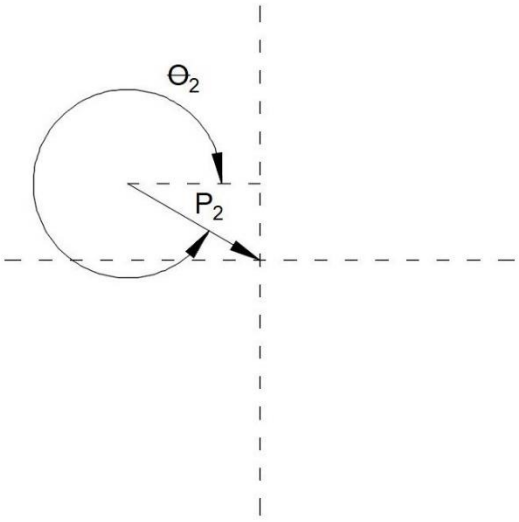
Na nekoliko sljedećih slika biti će prikazano nekoliko mogućnosti standardnih mjerenja sudarnih kutova vozila. Prije sudarni kutovi vozila su označeni sa θ_1 i θ_2, a poslije sudarni sa θ'_1 i θ'_2, dok su prije sudarni vektori vozila označeni sa P_1 i P_2, a poslije sudarni vektori vozila sa P'_1 i P'_2.



Slika 2.48. Određivanje sudarnoga kuta crtanjem paralelne linije - 1

Izvor: [5]

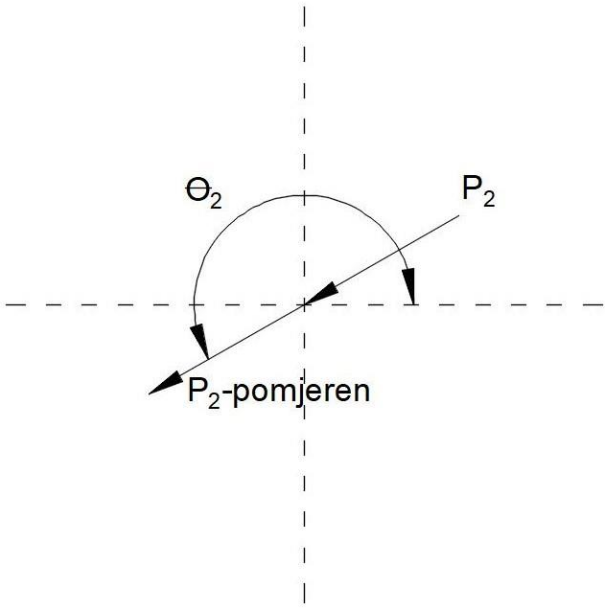
Na slici 2.49. prikazano je određivanje sudarnog kuta vozila crtanjem paralelne linije kroz rep prije sudarnog vektora vozila.



Slika 2.49. Određivanje sudarnoga kuta crtanjem paralelne linije - 2

Izvor: [5]

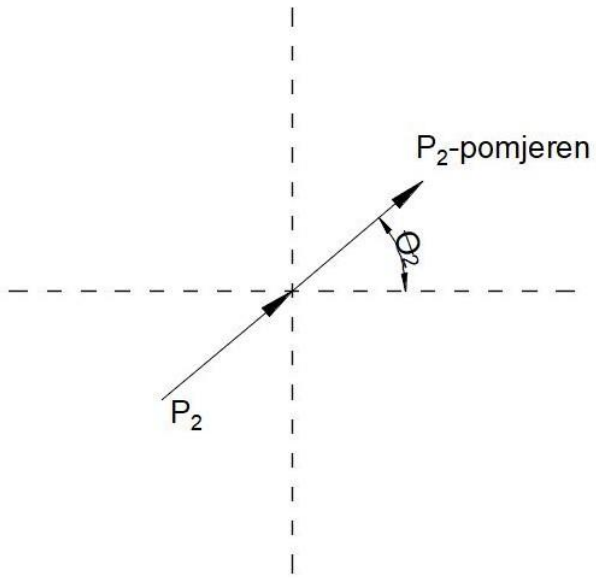
Na slici 2.50. prikazano je određivanje prije sudarnog kuta vozila ako se glava vektora nalazi u ishodištu koordinatnoga sustava.



Slika 2.50. Određivanje sudarnoga kuta pomicanjem vektora - 1

Izvor: [5]

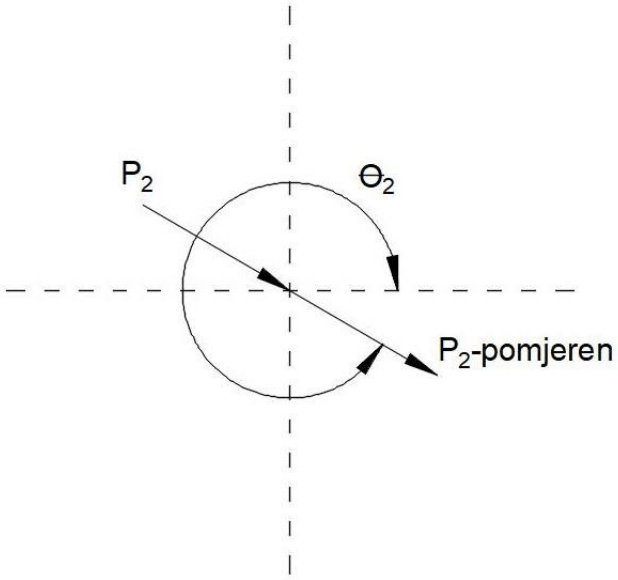
Na slici 2.51. je prikazan drugi slučaj određivanja sudarnog kuta vozila kada se glava prije sudarnog vektora vozila nalazi u ishodištu koordinatnog sustava.



Slika 2.51. Određivanje sudarnoga kuta pomicanjem vektora - 2

Izvor: [5]

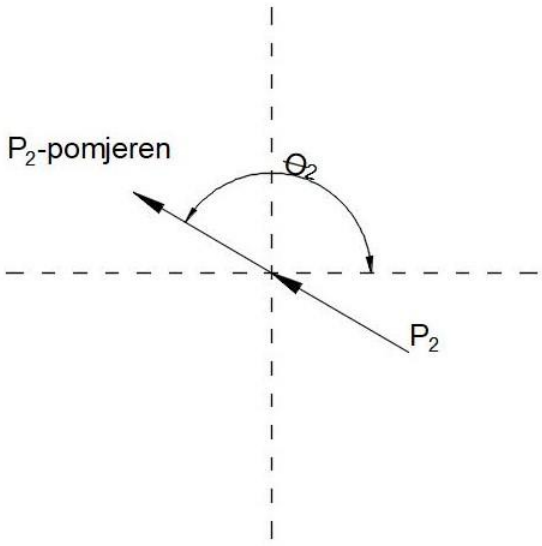
Na slici 2.52. prikazano je određivanje sudarnog kuta vozila pomicanjem glave prije sudarnog vektora vozila iz ishodišta i postavljenje repa prije sudarnog vektora u ishodište koordinatnog sustava.



Slika 2.52. Određivanje sudarnoga kuta pomicanjem vektora - 3

Izvor: [5]

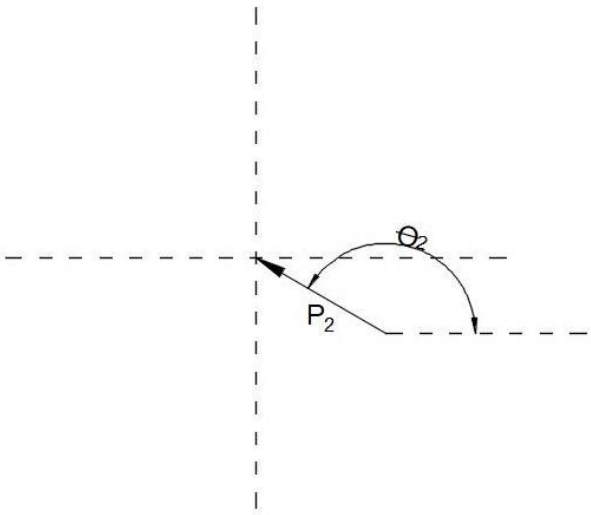
Na slici 2.53. prikazan je još jedan slučaj određivanja sudarnog kuta vozila kad se glava vektora nalazi u ishodištu.



Slika 2.53. Određivanje sudarnoga kuta pomicanjem vektora - 4

Izvor: [5]

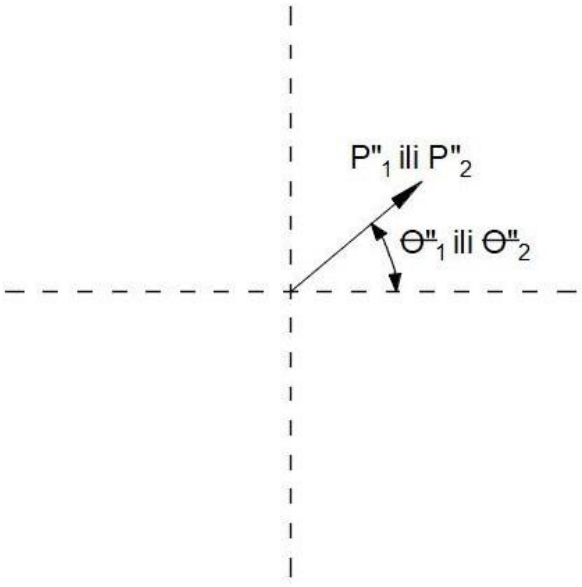
Na slici 2.54. prikazano je određivanje prilaznog sudarnog kuta vozila crtanjem linije paralelne sa x osi kroz rep prije sudarnog vektora vozila.



Slika 2.54. Određivanje sudarnoga kuta crtanjem paralelne linije

Izvor: [5]

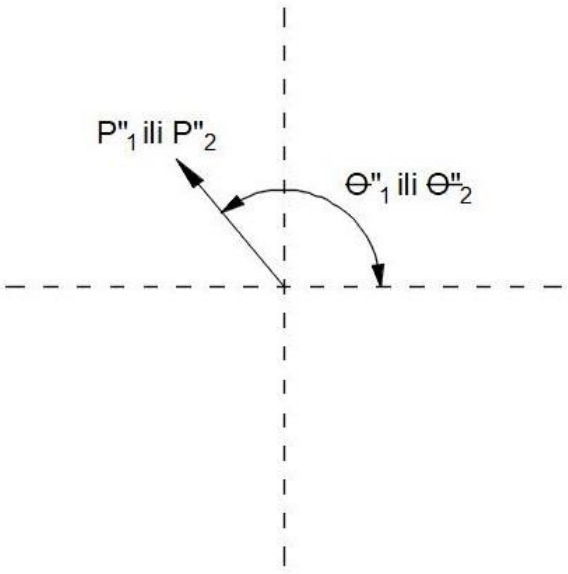
Na slici 2.55. prikazano je određivanje poslije sudarnog kuta vozila kada se rep vektora nalazi u ishodištu koordinatnog sustava.



Slika 2.55. Određivanje poslije sudarnoga kuta - 1

Izvor: [5]

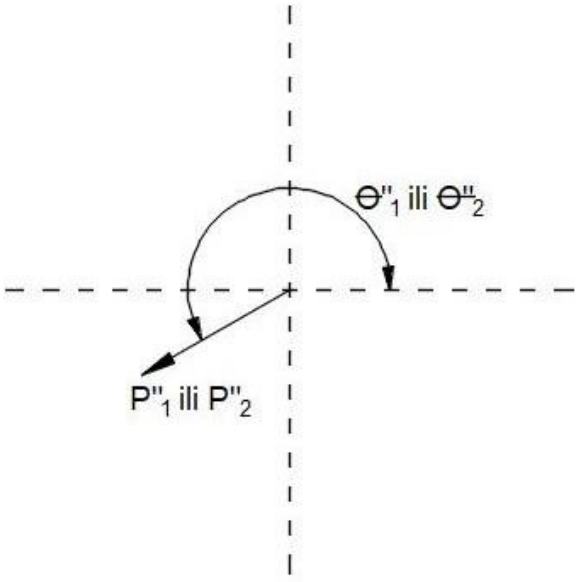
Na slici 2.56. prikazan je primjer određivanje poslije sudarnog kuta vozila kad se rep poslije sudarnog vektora nalazi u ishodištu koordinatnog sustava.



Slika 2.56. Određivanje poslije sudarnoga kuta - 2

Izvor: [5]

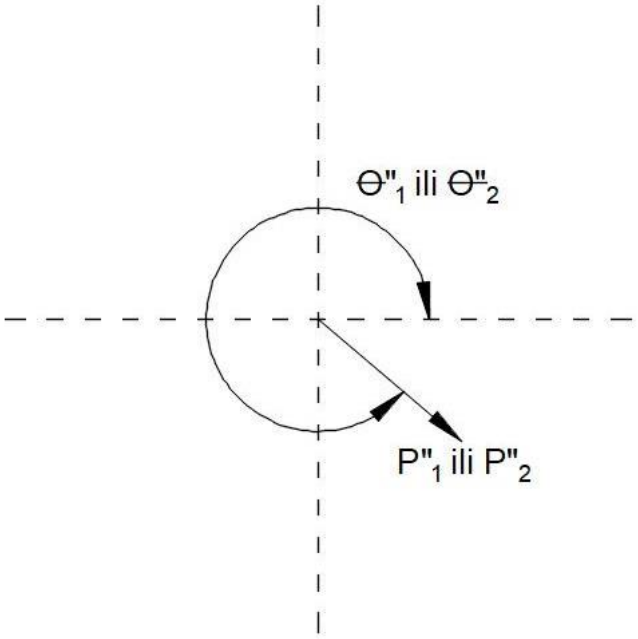
Na slici 2.57. prikazan je još jedan primjer određivanja poslije sudarnog kuta vozila.



Slika 2.57. Određivanje poslije sudarnoga kuta - 3

Izvor: [5]

Na slici 2.58. prikazan je još jedan primjer određivanja poslije sudarnog kuta vozila kad se rep poslije sudarnog vektora nalazi u ishodištu koordinatnog sustava.



Slika 2.58. Određivanje poslije sudarnoga kuta - 4

Izvor: [5]

2.8.4.4. Opća impulsna jednadžba

Kada su veličine prije sudarnih i poslije sudarnih komponenta x i y jednake, to se može upotrijebiti za određivanje prije sudarne brzine. Za ovaj slučaj vrijede sljedeće jednadžbe:

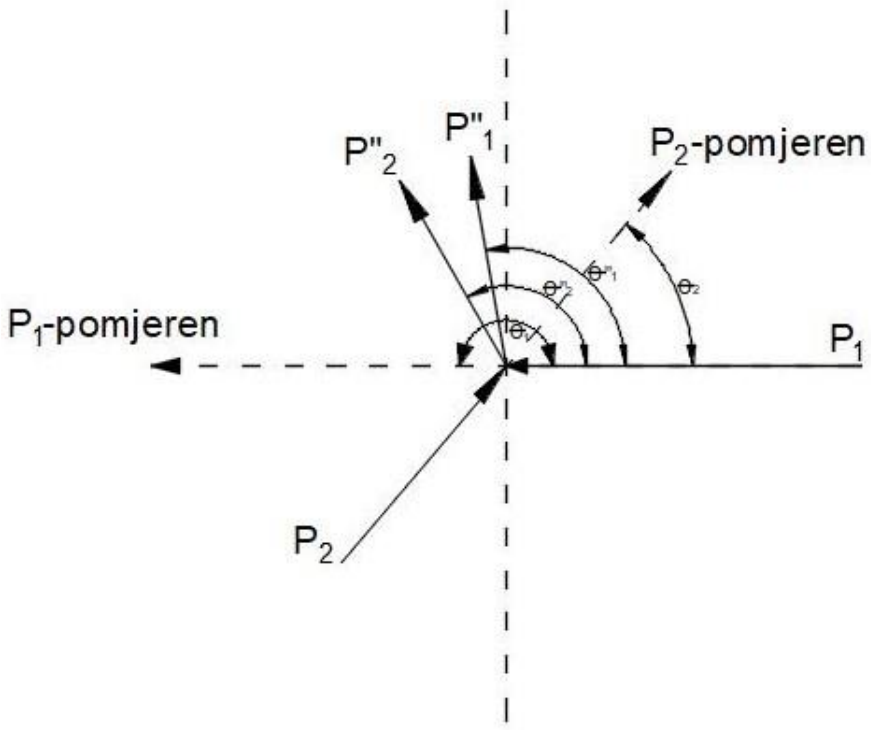
$$v_1 = \frac{v_1' m_1 \cos\theta_1' + v_2' m_2 \cos\theta_2' - v_2 m_2 \cos\theta_2}{m_1 \cos\theta_1} \quad (19)$$

$$v_2 = \frac{v_1' m_1 \sin\theta_1' + v_2' m_2 \sin\theta_2'}{m_2 \sin\theta_2} \quad (20)$$

Primjena ovih jednadžbi bit će prikazana na jednostavnom primjeru u prikazanom nastavku.

a) Primjer korištenja impulsnih jednadžbi

Kod ovoga primjera vektor prvoga vozilo je označen sa P_1, a vektor drugoga vozilo sa P_2 (slika 2.59.). Prije sudarni vektor prvog vozila nalazi se na x-osi i usmjeren je u negativnom smjeru x-osi. To znači da prije sudarni kut vozila iznosi 180°.



Slika 2.59. Položaj sudarnih vektora vozila 1 i vozila 2

Izvor: [5]

Vektor P_2 je prikazan u trećem kvadrantu koordinatnog sustava, a glava vektora P_2 nalazi se u ishodištu koordinatnog sustava. Standardna pozicija vektora je onda kad mu se rep nalazi u ishodištu. Pomicanjem vektora P_2 u standardnu poziciju za mjerenje dobije se kut θ_2 od 50°. Tako su kod ovoga primjera poznate sljedeće vrijednosti:

- $m_1 = 1250$ [kg]
- $m_2 = 1750$ [kg]
- $v_1' = 14$ [m/s]
- $v_2' = 14$ [m/s]

- $\theta_1 = 180°$
- $\theta_2 = 50°$
- $\theta_1' = 100°$
- $\theta_2' = 120°$

Za dobivanje prije sudarnih brzina vozila ove vrijednosti se uvrštavaju u sljedeće jednadžbe:

$$v_2 = \frac{v_1' m_1 \sin\theta_1' + v_2' m_2 \sin\theta_2'}{m_2 \sin\theta_2} \qquad (21)$$

$$v_2 = \frac{(14)(1250)(\sin 100\,°) + (14)(1750)(\sin 120°)}{(1750)(\sin 50°)}$$

$$v_2 = 28{,}68 \ \ [^m/_s]$$

$$v_1 = \frac{v_1' m_1 \cos\theta_1' + v_2' m_2 \cos\theta_2' - v_2 m_2 \cos\theta_2}{m_1 \cos\theta_1} \qquad (22)$$

$$v_1 = \frac{14(1250)\cos 100° + 14(1750)\cos 120° - 28{,}68(1750)\cos 50°}{(1250)\cos 180°}$$

$$v_1 = 38 \ \ [^m/_s]$$

Dakle, kod ovoga primjera prvo vozilo se kod prvog kontakta sa drugim vozilom kretalo brzinom od oko 136 [km/h], a smjer kretanja prvog vozila tijekom sudara se promijenio za 80° (180° - 100°). Drugo vozilo se kod prvoga kontakta između vozila kretalo brzinom od oko 103 [km/h], a smjer kretanja drugog vozila tijekom sudara se promijenio za 70° (120° - 50°).

3. ENERGETSKA METODA ODREĐIVANJA BRZINE VOZILA U SUDARNOM PROCESU

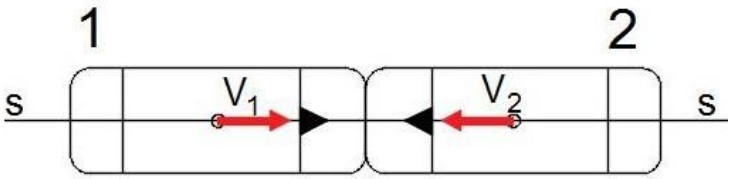
3.1. Općenito o energetskoj metodi

Brzina vozila u sudarnom procesu može se osim grafičkim i analitičkim postupkom izračunavati i energetskim postupkom odnosno energetskom metodom. Za određivanje brzine vozila u sudarnom procesu pomoću energetske metode koriste se podaci dobiveni ispitivanjem deformacijskih značajki vozila. Ispitivanja deformacijskih značajki vozila nazivaju se još i CRASH testovima vozila, a provode se prvenstveno u cilju utvrđivanja pasivne sigurnosti vozila odnosno u cilju utvrđivanja mogućnosti zaštite putnika u vozilu, [2].

Podaci dobiveni takvim ispitivanjima, a koji se odnose na funkcionalnu zavisnost između deformacijske energije (deformacijske sile) i veličine deformacije mogu se koristiti za utvrđivanje sudarnih brzina vozila kod čistih centralnih sudara, [2].

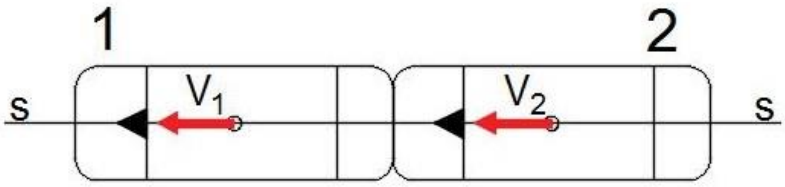
Energetska metoda određivanja brzine vozila u sudarnom procesu je metoda koja se najčešće koristi kod čistih centralnih sudara i sudara vozila pod malim kutovima, [1].

Čisti centralni sudari vozila su oni kod kojih pravci djelovanja sudarnih sila prolaze kroz težište vozila pa zbog toga neće nakon sudara doći do rotacijskog kretanja vozila. U čiste ili pune centralne sudare mogu se svrstati čelni centralni sudar (kut sudara 0°) i zadnji centralni sudar (kut sudara 180°), [2]. Čelni centralni sudar je prikazan na slici 3.1., a zadnji centralni na slici 3.2.



Slika 3.1. Čelni centralni sudar

Izvor: [4]



Slika 3.2. Zadnji centralni sudar

Izvor: [4]

Budući da su vektori količina kretanja vozila međusobno paralelni kod ove vrste sudara ne može se koristiti grafički postupak određivanja brzine vozila u sudarnom procesu, nego se može koristiti samo energetska metoda ili energetski postupak koji je temeljen na principu očuvanja količine kretanja vozila. Princip očuvanja količine kretanja vozila može se izraziti pomoću jednadžbe prikazane u vektorskom obliku kao, [2]:

$$m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 = (m_1 + m_2) \cdot v_{zb} = m_1 \cdot v_1^{"} + m_2 \cdot v_2^{"} \quad (23)$$

gdje je:

- m_1 – masa vozila 1 u [kg]
- v_1 – brzina vozila 1 u [kg]
- m_2 - masa vozila 2 u [kg]
- v_2 – brzina vozila 2 u [m/s]
- v_{zb} – zajednička brzina vozila u [m/s]
- v_1' - poslije sudarna brzina u [m/s]
- v_2' - poslije sudarna brzina u [m/s].

Za određivanje prije sudarne brzine vozila pomoću energetske metode koristi se izraz koji obuhvaća kinetičku energiju vozila u sudaru. Ovaj izraz može se prikazati kao, [1]:

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot ETS^2 \quad (24)$$

gdje je:

- E_K – kinetička energija vozila [J]
- m – masa vozila [kg]
- ETS – ekvivalentna ispitna (testna) brzina [m/s].

ETS je ekvivalentna brzina vozila pri testiranju odnosno brzina vozila kojom se provodi usporedba u pokusu sudara. ETS je ekvivalentan promjeni brzine ΔV pri udaru vozila u kruti zid bez obzira na djelomično odbijanje prilikom udara, [1].

Za procjenu oštećenja vozila kod pravih centralnih sudara ne dolazi do većih poteškoća, jer postoji mnogo snimljenih podataka iz CRASH testova za ovu vrstu sudara koji se provode u automobilskoj industriji, [1].

U stručnim radovima u kojima se navodi sukladnost ETS i ΔV pri pravim centralnim sudarima dvaju osobnih vozila u kojih su deformacije približne, postoje odstupanja između izgubljene brzine ΔV u udarnom procesu i veličine ETS. Zbog toga kod procjene udara na osnovu deformacija u centralnim udarima može doći do značajnijih razlika prilikom izračuna, [1].

ETS odnosno ekvivalentna brzina pri testiranju pokazala se u nekim slučajevima nepouzdanom jer može značajno odstupati od brzine pri testu. Da bi se umanjila nepovoljna ovisnost uvedena je nova veličina koja se naziva energija ekvivalentne brzine, a najčešće se prikazuje pomoću kratice EES. Veličina EES se može prikazati pomoću sljedećeg izraza, [1]:

$$W_d = E_d = \frac{1}{2} \cdot m \cdot EES^2 \tag{25}$$

gdje je:

- W_d – rad utrošen na deformaciju [J]
- E_d – deformacijska energija [J]
- m – masa vozila [kg]
- EES – energija ekvivalentne brzine [km/h].

Uz navedene veličine kao što su ETS, EES i ΔV u nekim stručnim literaturama može se naći i veličina EBS (ekvivalentna brzina udara u barijeru ili naleta na nepomičnu čvrstu prepreku). Veličina EBS se često koristi u Sjevernoj Americi (osobito u SAD-u), [8].

Teoretsku osnovu za EBS je postavio K. L. Campbell 1974. godine u svom znanstvenom radu u kojem je predstavio svoju metodu koja pokazuje vezu između deformacije vozila i brzine kretanja vozila. On je korištenjem podataka iz CRASH testova vozila u tom radu

dokazao da se pri čelnom udaru odnosno naletu vozila na čvrstu prepreku dogodi određeno deformiranje vozila koje je u funkciji udarne brzine, [1].

Veličina EBS se može definirati kao brzina vozila koja je jednaka energiji utrošenoj na deformaciju vozila, a koja je jednaka onoj ispitnoj brzini vozila pri frontalnom naletu vozila na čvrstu nepomičnu prepreku da bi nastale identične deformacije na vozilu, bez obzira na djelomično odbijanje vozila prilikom udara. [8]

U nastavku ovoga rada bit će detaljno opisane i prikazane veličine EES i delta V.

3.2. Definicija i opis osnovnih pojmova koji se koriste kod energetske metode određivanja brzine vozila u sudarnom procesu

3.2.1. Definicija pojma EES

Pojam EES (Equivalent Energy Speed) prvi su definirali i upotrijebili Burg, Martin i Zeidler 1980. godine, [8]. Dok je sam postupak EES-a utemeljio Hans Jorg Martin 1977. godine. On je došao na ideju da deformacija vozila može poslužiti kao prikaz brzinske vrijednosti vozila, a koja se može usporediti sa EES testom. Godinu dana nakon toga tu metodu je poboljšao J. Ahlgimm, a jednadžbu za EES uveli su Burg i Zeidler iz Mercedes Benza, [1].

Kratica EES se odnosi na energiju ekvivalentne brzine i ona predstavlja mjeru brzine koja se pretvori u deformacijsku energiju tijekom sudara. Definicija EES[1] prema ISO[2] glasi:

„Ekvivalentna brzina kojom bi određeno vozilo trebalo kontaktirati bilo koji fiksni kruti objekt da bi je utrošilo na deformacijsku energiju koja odgovora oštećenjima nastalim na vozilu.“

Prilikom sudara vozila dolazi do trajnih deformacija vozila, za koje je potrebno utrošiti određenu količinu energije vozila. Utrošena energija je kinetička energija vozila koja se može prikazati pomoću virtualnog iznosa brzine iz EES-a. Za autentičnu procjenu EES-a potrebno je napraviti više različitih CRASH testova vozila u različitim uvjetima, jer udubljena nastala na vozilima djelovanjem deformacijske energije ovise o različitim parametrima. Iznos deformacijske energije se tijekom sudara mijenja tako da ona u fazi kompresije raste do maksimalne vrijednosti, a u toj fazi ujedno i nastaju najveća oštećenja na vozilima, dok se u

[1] Međunarodna definicija EES prema ISO (ISO/DIS 12353-1:1996(E)).
[2] ISO (International Organization for Standardization) – Međunarodna organizacija za standardizaciju (norme).

fazi restitucije deformacijska energija smanjuje i u ovoj fazi dolazi do povratnog djelovanja djelomično elastično deformiranog materijala vozila odnosno do povratka djela utrošene energije, pri čemu nastaju trajna oštećenja vozila, [8].

EES je skalarna veličina, to znači da ima veličinu ali nema smjer. Vrijednost EES-a za različite tipove vozila se može dobiti primjenom različitih aproksimativnih jednadžbi. EES se može prikazati pomoću sljedeće jednadžbe, [8]:

$$E_D = \frac{1}{2} \cdot m \cdot EES^2 \, [J] \tag{26}$$

gdje je:

- E_D – deformacijska energija [J]
- m – masa vozila [kg]
- EES – energija ekvivalentne brzine [km/h].

EES ovisi samo o rasutoj energiji E_D i masi vozila m. Ako je EES jednoga od vozila koje je sudjelovalo u sudaru dvaju vozila poznat, onda je moguće odrediti i EES drugog vozila ako je on nepoznat i to na temelju principa gdje je akcija jednaka reakciji. Ovo se može prikazati pomoću sljedećih jednadžbi, [8]:

$$\frac{EES_1}{EES_2} = \sqrt{\frac{m_2}{m_1}\frac{S_{Def\,1}}{S_{Def\,2}}} \tag{27}$$

$$EES_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot E_D}{m_2 \cdot \left(\frac{S_{Def\,1}}{S_{Def\,2}} + 1\right)}} \tag{28}$$

gdje je:

- m_1 – masa vozila 1 u [kg]
- m_2 – masa vozila 2 u [kg]
- $S_{Def\,1}$ – dubina udubljenja vozila 1 nastalog djelovanjem deformacijske sile prilikom sudara vozila u [m]

- $S_{Def\ 2}$ – dubina udubljenja vozila 2 nastalog djelovanjem deformacijske sile prilikom sudara vozila u [m]
- E_D – energija koja se utrošila na oštećenja dvaju vozila koja su se sudarila [J].

Ako podaci za određivanje deformacijske energije vozila koja su se sudarila nisu raspoloživi, onda se deformacijska energija sudarenih vozila može izračunati ili korištenjem *brzinsko – deformacijske krivulje* koja je nastala na temelju višestrukih testova različitih sudarnih brzina vozila ili *krivulje premještanja sile* koja je nastala na temelju jednog udarnog testa. Uz navedene metode postoje i druge metode za izračun EES – a, i to: metoda energetske mreže (energetski raster), aproksimativne jednadžbe i algoritmi bazirani na oštećenjima vozila, [8].

Prilikom izračunavanja EES-a najčešće se koriste podaci koji se nalaze u EES katalogu a koji su dobiveni raznim CRASH testovima različitih modela vozila. EES katalog sadrži fotografije nastalih oštećenja vozila koje su raspoređene prema modelima vozila i vrsti sudara. To omogućuje korisnicima kataloga da na brz i razuman način na temelju EES-a izračunaju jačinu udara odnosno sudarnu brzinu vozila, a koja je utemeljena na vizualnoj usporedbi stvarnih oštećenja vozila sa onima u EES katalogu, [8].

3.2.2. Definicija pojma delta V – ΔV

Grčko slovo delta (Δ) koje se koristi u fizici odnosi se promjenu nečega. Stoga parametar Δv u ovom slučaju predstavlja promjenu brzine vozila tijekom sudarne faze odnosno promjenu brzine vozila od trenutka prvoga kontakta između vozila pa do njihovog razdvajanja, [8].

Delta V je vektorska veličina što znači da ima svoj intenzitet, pravac i smjer. Promjena brzine vozila se mjeri duž linije djelovanja sudarnog impulsa, tako da je njen pravac određen pravcem djelovanja sudarnog impulsa, [8].

Delta V predstavlja razliku između početne sudarne brzine i brzine vozila nakon sudara. Parametar Δv je osnova za ocjenu veličine oštećenja vozila i veličine mogućih povreda putnika u vozilu tijekom sudara između dvaju vozila. Definicija Δv[3] prema ISO međunarodnom standardu glasi, [8]:

[3] Međunarodna definicija Δv prema ISO (ISO/DIS 12353-1:1996)).

„*Vektor razlike između sudarne brzine i brzine razdvajanja.*“

Ovo se može prikazati i pomoću sljedeće jednadžbe:

$$\Delta v = v_{kb} - v_{pb} \tag{29}$$

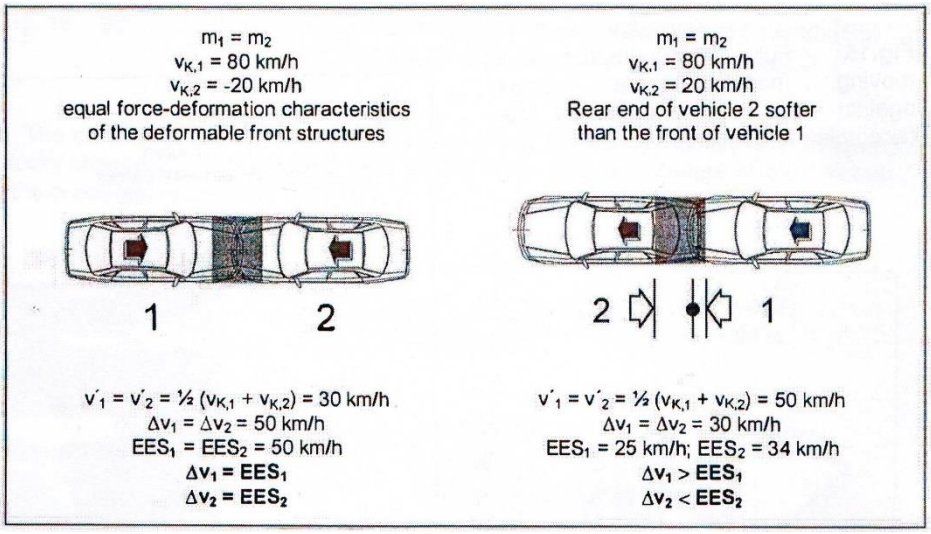
gdje je:

- v_{kb} – krajnja brzina vozila [m/s]
- v_{pb} – početna brzina vozila [m/s].

3.2.3. Razlika između EES i delta V

EES i Δv su dva različita parametra pa su im i vrijednosti različite, osim u nekim specijalnim slučajevima kada su im vrijednosti jednake ili približno jednake, [8].

Kod punih frontalnih sudara sa potpunim preklapanjem kontaktnih površina, pri čemu nema klizanja između kontaktnih površina vozila EES i Δv su jednakih ili približno jednakih intenziteta. Na slici 3.3. prikazan je puni plastični sudar dvaju vozila jednake mase. Na lijevoj strani slike je prikazan puni plastični čelni sudar (puni frontalni sudar) iz kojega je vidljivo da su kod ove vrste sudara EES i Δv potpuno jednakog iznosa, dok je na desnoj strani slike prikazan puni zadnji centralni sudar, a kod ovoga slučaja vidljivo je sa slike da postoje određene razlike između EES-a i Δv, [8].



Slika 3.3. Puni plastični sudar dvaju vozila jednake mase, [15]

3.3. Izračunavanje brzine vozila na temelju deformacija

U praksi se često pojavljuje problem izračunavanja brzine vozila na temelju deformacija vozila pri sudaru ili naletu na neku zapreku. Rješavanje zadataka ove vrste svodi se na izračunavanje brzine izgubljene u deformacijama pri sudaru ili udaru, pa se nakon toga toj brzini dodaje brzina izgubljena na putu kočenja po određenim obrascima, [1].

Deformacije na vozilu nastaju zbog djelovanja vanjskih sila. Živa sila vozila, pri usporenju u procesu sudara, istog je pravca i veličine ali suprotnog smjera od sile kojom prepreka djeluje na vozilo i njena veličina ovisi o deformacijskom putu, a može se prikazati kao, [1]:

$$F_S = M \cdot a_s \tag{30}$$

gdje je:

- F_S – sila na prepreci kao funkcija deformacijskog puta [N]
- M – masa vozila [kg]
- a_s – usporenje vozila kao funkcija deformacijskog puta [m/s^2].

Sila na prepreci može se izračunati i preko deformacijske strukture vozila preko sljedeće jednadžbe, [1]:

$$F_S = c \cdot S_d \tag{31}$$

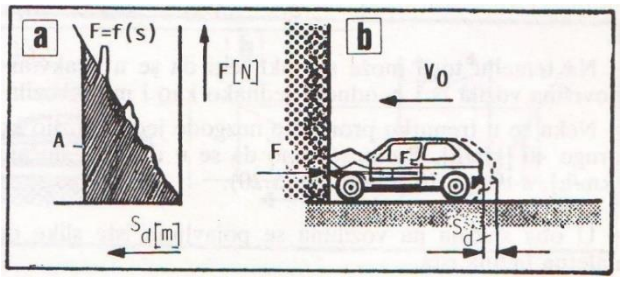
gdje je:

- c – krutost čelične površine vozila [N/m]
- S_d – deformacijski put [m].

Iz dvije prethodno navedene jednadžbe može se odrediti jednadžba za određivanje usporenja vozila, [1]:

$$a = \frac{c}{M} \cdot S_d \tag{32}$$

Usporenje, a prema tome i sila na prepreci povećava se s povećanjem deformacijskog puta. Zavisnost sile F_S u funkciji deformacijskog puta prikazana je na slici 3.4., [1].



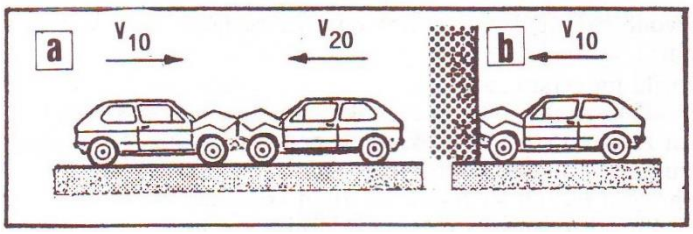
Slika 3.4. Nalet vozila na čvrstu zapreku, [1]

Sila F_S na deformacijskom putu obavi rad koji je jednak:

$$W_d = \frac{c \cdot S_d^2}{2} \tag{33}$$

Deformacijski rad jednak je površini A prikazanoj na slici 3.4.

Sa slike 3.5. uočava se kako se razlikuju deformacijski put kad se sudare dva jednaka vozila koja se kreću jednakim brzinama i suprotnim smjerovima i deformacijski put pri udaru vozila istom tom brzinom u vertikalnu prepreku, [1].



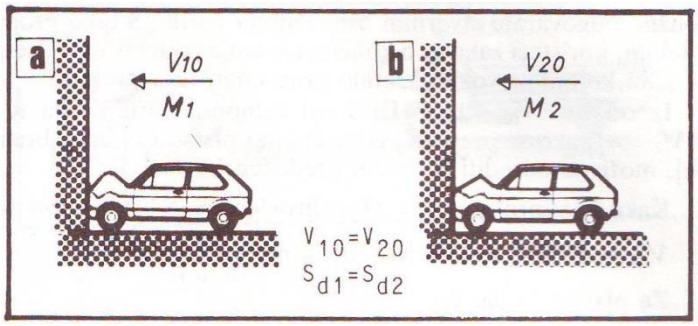
Slika 3.5. Usporedba sudara dvaju vozila s naletom vozila na zapreku, [1]

Ako se pretpostavi da vozila djelomično prodiru jedno u drugo, onda nema nikakvih razlika, [1].

Ako se za primjer kod punog sudara dvaju vozila između njih postavi tanka čelična ploča. Tijekom sudara ploča bi ostala na istom mjestu i nakon sudara može biti izvađena. Ploča

praktično ne utječe na sudar. Ako je ploča dosta velika, tako da se vozači ne mogu vidjeti, imali bi dojam da su prešli preko čvrste prepreke, [1].

Radi zaštite putnika CRASH testom se određuju maksimalne vrijednosti usporenja vozila koje se ne smiju premašiti (slika 3.6.). Kinetička energija koje posjeduje vozilo pri udaru u prepreku pretvara se u deformacijski rad, [1].



Slika 3.6. Nalet vozila na zapreku, [1]

Ako vozila imaju jednake izmjere, udaraju u prepreku jednakim brzinama i imaju jednak deformacijski put (slika 3.6.), onda vrijede sljedeće jednadžbe, [1]:

$$E_{k1} = \frac{M_1 \cdot v_{10}^2}{2};\ E_{k2} = \frac{M_2 \cdot v_{20}^2}{2} \tag{34}$$

$$W_{d1} = \frac{c_1 \cdot S_d^2}{2};\ W_{d2} = \frac{c_2 \cdot S_d^2}{2} \tag{35}$$

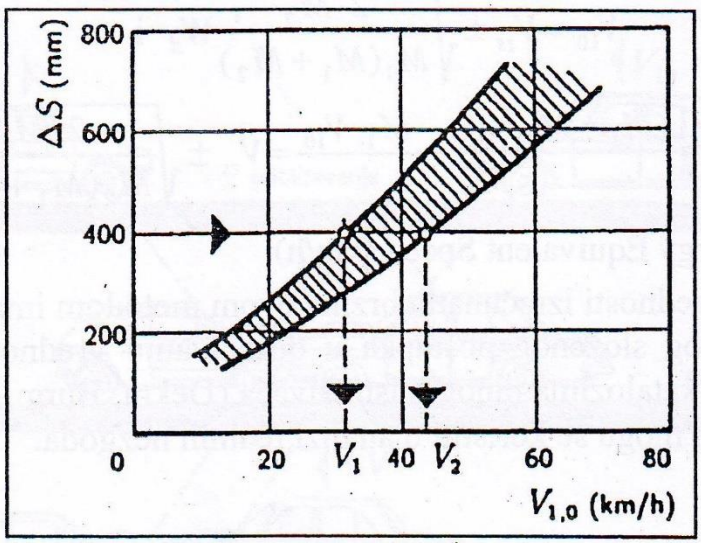
$$\frac{c_1}{c_2} = \frac{W_{d1}}{W_{d2}} = \frac{E_{k1}}{E_{k2}} = \frac{M_1}{M_2} \tag{36}$$

Na temelju toga se može zaključiti da se u ovakvim slučajevima krutosti čeličnih površina c_1 i c_2 odnose jednako kao i mase vozila M_1 i M_2, [1].

3.4. Određivanje brzine vozila na temelju podataka o deformaciji školjke vozila

Kada pri očevidu nije precizno snimljeno oštećenje vozila, što je čest slučaj u praksi kod očevida prometnih nesreća, proračun izgubljene brzine vozila svodi se na procjenu. Za to se može koristiti dijagram prikazan na slici 3.7. Na ovom dijagramu se prikazuje međuovisnost između sudarne brzine pri čelnim sudarima i dubine deformacije čelnoga dijela vozila, [1].

Budući da se vozila u praksi manje centralno čelno sudaraju i simetrično deformiraju, zbog toga se kod primjene ovoga dijagrama prave aproksimacije, za što je potrebno određeno iskustvo stručnjaka koji radi analizu sudara, [1].



Slika 3.7. Ovisnost deformacije školjke vozila od sudarne brzine pri čelnom sudaru, [3]

U eksperimentalnom istraživanju i analizi realnih prometnih nesreća utvrđena je međusobna ovisnost između sudarne brzine vozila i veličine deformacije školjke vozila. Na osnovi te spoznaje konstruirani su dijagrami deformacije školjke različitih modela vozila pri čelnim i bočnim sudarima (slika 3.7.), [1].

Izgubljenom brzinom u procesu sudara treba smatrati brzinu koja odgovara veličini što se dobije iz uvjeta izjednačavanja gubitaka kinetičke energije pri sudaru dvaju vozila i naleta vozila na nepomičnu prepreku. U toj analizi koristi se koeficijent uspostavljanja da bi se uzele u obzir razlike koje postoje u udarno otpornim svojstvima vozila, [1].

Primjenom dijagrama sa slike 3.7. može se odrediti granična vrijednost brzine vozila pri sudaru na temelju deformacije školjke vozila, [1].

Za određivanje sudarne brzine vozila u sudaru kod ovoga slučaja primjenjuju se sljedeće jednadžbe, [1]:

$$v_{s1} = \sqrt{\frac{M_1}{M_1 + M_2}\left(v_1 \cos\alpha - v_2 \frac{1-k_2}{1-k_1}\right) \cdot \left(v_1 \cos\alpha - v_2 \frac{1-k_2}{1-k_1}\right) + v_1^2 sin^2\alpha} \quad (37)$$

$$v_{s1} = \sqrt{\frac{M_1}{M_1 + M_2}\left(v_2 \cos\alpha - v_1 \frac{1-k_1}{1-k_2}\right) \cdot \left(v_2 \cos\alpha - v_1 \frac{1-k_1}{1-k_2}\right) + v_2^2 sin^2\alpha} \quad (38)$$

gdje je:

- M_1 i M_2 – mase vozila koji su sudjelovali u sudaru [kg]
- k_1 i k_2 – koeficijenti uspostavljanja
- v_1 i v_2 – mogući dijapazon gubitka brzina u procesu sudara pri deformiranju vozila [m/s].

Jednadžba (37) primjenjuje se u slučaju određivanja brzine vozila sa masom m_1, a jednadžba (38) kod vozila sa masom m_2. Koeficijent uspostavljanja može se odrediti prema sudarnoj brzini (v_s) prema empirijskoj jednadžbi (39), [3]:

$$k_u = 0{,}574 \cdot e^{-0.0396} \cdot v_s \quad (39)$$

3.4.1. Određivanje brzine vozila na početku tragova kočenja

U analizi sudara vozila, kada vozilo na putu kočenja ili usporavanja naleti na prepreku na cesti, može se primjenom određenih metoda ovisno o raspoloživim podacima izračunati dio izgubljene brzine Δv na deformiranje vozila u procesu sudara. Na putu smirivanja, koji je vozilo prešlo od mjesta sudara do zaustavljanja u krajnjem položaju nakon sudara (S_{4sz}), vozilo je izgubilo preostali dio brzine V_1 pod djelovanjem usporenja na tom putu, [1].

Ako je vozilo prije sudara kočeno na putu kočenja do sudara (S_{4ds}), sa usporenjem (a_m), ono je izgubilo dio brzine koju treba dodati ulaznoj brzini u sudarni proces V_{ok} i brzini V_t nakon sudara, [1].

U općem slučaju, brzina vozila određuje se na početku tragova kočenja prema sljedećim jednadžbama, [1]:

$$V_0 = \sqrt{26 \cdot (a_m \cdot S_{4ds} + a_s \cdot S_{4sz}) + \Delta V^2} \tag{40}$$

$$V_0 = \sqrt{V_{ok}^2 + \Delta V^2 + V_t^2} \tag{41}$$

3.5. Tok analize udara vozila u zid radi utvrđivanja deformacijske energije

Osnovni rad na temelju kojega je iz pokusnih sudara utvrđena veza između brzine i deformacije dijelova vozila nastale prilikom sudara napravio je i prikazao K. L. Campbell 1974. godine na međunarodnoj konferenciji pod nazivom „Third International Conference on Occupant Protection“. On je u svom znanstvenom radu[1] dokazao da postoji veza između sudarne brzine i nastale deformacije na vozilu i na temelju toga definirao računski model pomoću kojega se može na osnovi dubine i širine oštećenja vozila izračunati deformacijska energija. On je radi jednostavnije primjene preporučio upotrebu energetskog rastera, [3].

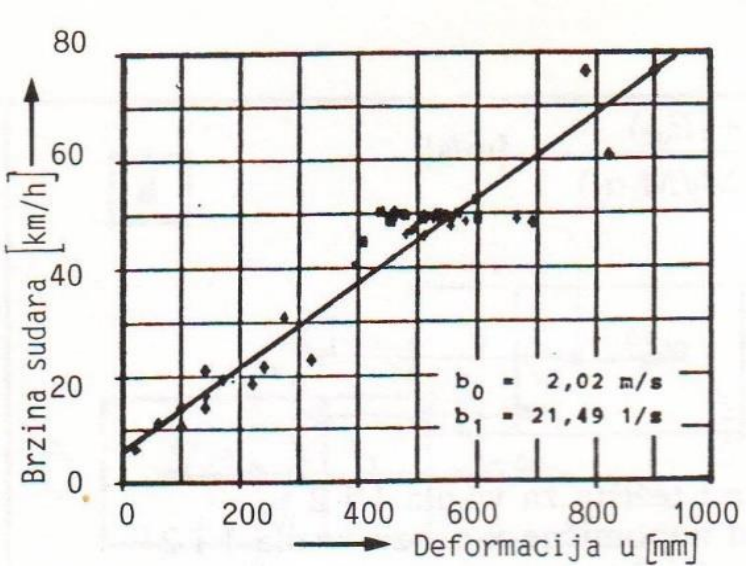
Pored Campella ovaj postupak koriste i drugi autori (McHenry, R., Schaper, D.), koji ga djelomice i dalje razrađuju i dopunjuju. Računski modeli za analizu sudara temelje se na polju energetskog rastera. Polazni podaci za sva istraživanja bili su pokusni sudari vozila koji su rađeni u automobilskoj industriji. Kod ovih testova ispitivani su udari vozila u zid, udari sa strane i straga sa udarnim kolima, pri čemu se sigurno može izmjeriti brzina sudara, veličina deformacije, ubrzanja i udarne sile. Za ispitivanje i usavršavanje prednje strukture vozila koji se nalaze u eksploataciji ili u proizvodnji izvode se ispitivanja udara vozila u zid (slika 3.8.), pa se za takav ispit prikazuje principijelan tok analize, [3].

Na slici 3.8. prikazao je ispitivanje frontalnog naleta vozila na zid.



Slika 3.8. Frontalni nalet vozila na zid, [22]

Na slici 3.9. prikazane su deformacije vozila u funkciji brzine udara utvrđene CRASH testovima vozila i na temelju EES kataloga.

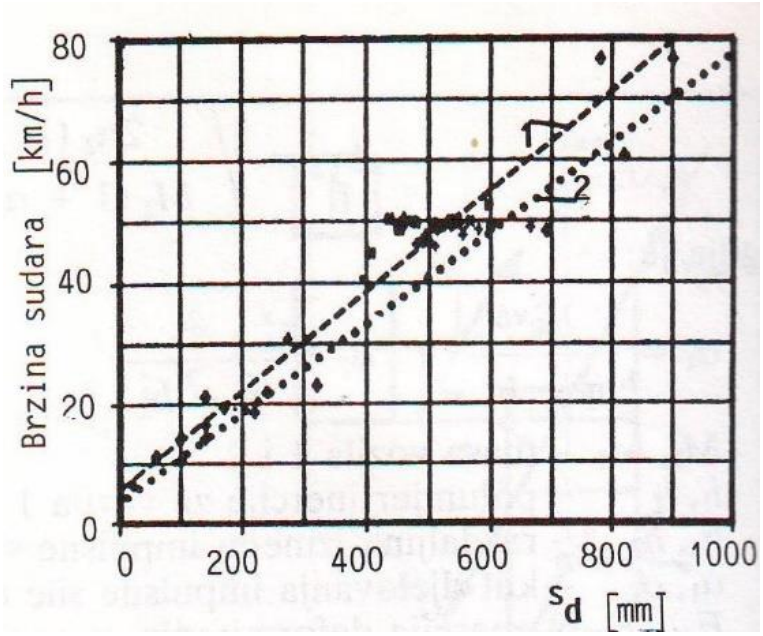


Slika 3.9. Veličina deformacije u funkciji udarne brzine vozila u zid, [3]

Na slici 3.9. je prikazan pravac kao aproksimacija koji se može prikazati pomoću sljedeće jednadžbe, [1]:

$$v_0 = b_0 + b_1 \cdot s \qquad (42)$$

Između novijih i starijih vozila (starijih od pet godina) postoje određene razlike (slika 3.10.). Na slici 3.10. prikazana su dva pravaca ove zavisnosti, za nova [1] i stara vozila [2], koji se nalaze jedan blizu drugoga, iz čega se može zaključiti da starost vozila nema veliki utjecaj na ovu zavisnost. Koeficijent za ove pravce su : za nova i rabljena vozila (b_0 = 1,72 [m/s] i b_1 = 22,6 [1/s]), a za samo rabljena (b_0 = 1,24 [m/s] i b_1 = 20,8 [1/s]), [3].



Slika 3.10. Veličina deformacije u funkciji udarne brzine za nova (1) i stara (2) vozila, [3]

Pri ovom se pretpostavlja da se sila deformacije linearno povećava deformacijom strukture vozila, a analitički se može prikazati pomoću sljedeće jednadžbe, [3]:

$$f = a_0 + a_1 \cdot s \qquad (43)$$

Pri ovome je f sila koja se odnosi na jedinicu širine B, [3].

Pri naletu vozila na zid odgovarajuća izgubljena kinetička energija vozila približno odgovara veličini proizvedenih deformacija, pa stoga vrijedi jednadžba, [3]:

$$\frac{1}{2} \cdot M \cdot v^2 = \iint f \cdot ds \cdot dB \qquad (44)$$

Uvrštavanjem jednadžbi (42) i (43) u (44), dobije se jednadžba (45) za određivanje *f* uz upotrebu koeficijenta iz jednadžbe (42), [3]:

$$f = \frac{M}{B_V}(b_0 \cdot b_1 + b_1^2 \cdot s) \tag{45}$$

Na taj se način može izračunati deformacijska energija za stanovita oštećenja vozila. Unutar oštećenja strukture vozila može se napraviti daljnja podjela energije, pa temeljem toga nastaje raster polje. Integracijom jednadžbe (45) s ukupnom širinom vozila B_V i udubljenjem ***s***, dobiva se izraz (46) za određivanje deformacijske energije kao funkcije udubljenja, [3]:

$$E_d = M\left(b_0 \cdot b_1 \cdot s + b_1^2 \frac{s^2}{2} + \frac{b_0^2}{2}\right) \tag{46}$$

Pravce približavanja f (s) treba odrediti za svaki tip vozila da bi se dobile točne vrijednosti (dozvoljeno odstupanje ± 5 %). Različiti motori ugrađeni u vozila imaju mali utjecaj na određivanje vrijednosti deformacijske energije, [3].

Rasterska polja i pravci regresije prema slikama 3.9. i 3.10. mogu se koristiti za određivanje deformacijske energije u ekspertnoj praksi analize prometne nesreće. Ovdje se promjena brzine određuje na osnovu deformacije vozila. Ovo se ostvaruje primjenom rasterske metode gdje se zbroj deformiranih segmenata unesenih u raster koristi za izračunavanje promjene brzine, [3].

Kada postoje rasteri za vozila koja su sudjelovala u sudaru može se na osnovu njih i dodatnih podataka o načinu kretanja vozila nakon sudara izračunati brzina vozila neposredno prije sudara, [3].

3.6. Određivanje sudarne brzine vozila primjenom energetskog rastera

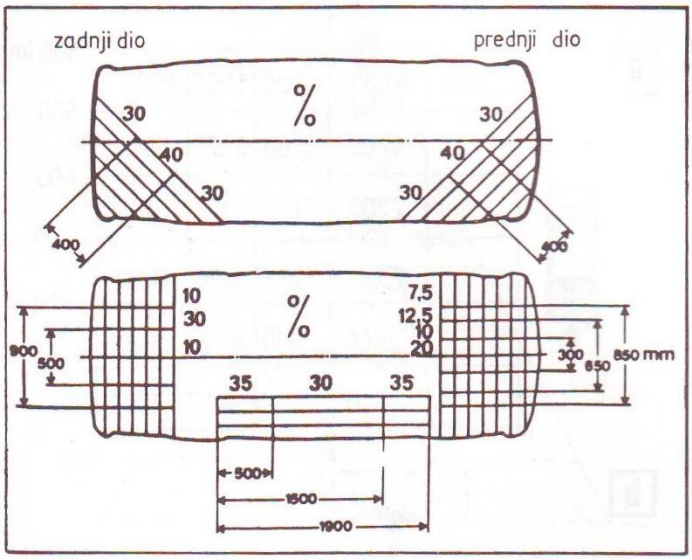
Međusobni sudar dvaju ili više vozila ili nalet vozila na prepreku proizvodi određene deformacije na dijelovima vozilima. Te deformacije služe kao osnova za analiziranje sudara vozila metodom rastera. Kod analize sudara vozila raster metodom a posebno kod određivanja

sudarne brzine vozila potrebno je poznavati koliki je gubitak energije koja je utrošena na deformaciju dijelova vozila. Odgovor na ovo pitanje dobiven je analizom brojnih CRASH testova vozila. Na temelju tih testova su napravljeni energetski rasteri koji omogućuju primjenu ove metode kod određivanja brzine vozila pri sudarima koji se događaju u stvarnosti, [3].

3.6.1. Metoda energetskih rastera

Metoda energetskih rastera koristi se za određivanje brzine vozila u sudaru na osnovu veličine i oblika deformacije dijelova vozila. Deformacije dijelova vozila su nastale kao posljedica sudara vozila, [3].

Energetski raster (slika 3.11.) je podijeljen je na više manjih pravokutnika, a u svakom pravokutniku nalaze se brojčane vrijednosti ekvivalentnog deformacijskoga rada. Vrijednosti u rasterskim poljima date su u Njutn-metrima i izražene u postotcima (slika 3.11.), a prikazane su za čelne sudare, bočne sudare, kose sudare i nalete vozila straga, [1].



Slika 3.11. Geometrijski postoci rastera, [1]

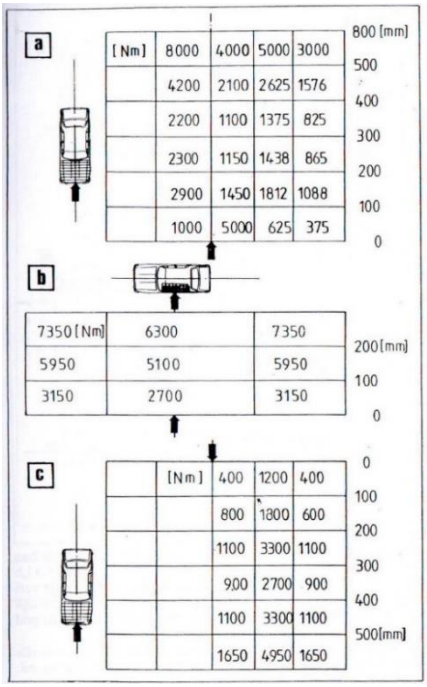
Rasterski proračun temelji se na određivanju energije ekvivalentne brzine utrošene na deformacijski rad. U ispitivanjima je mjerena vrijednost deformacijskoga rada kod naleta vozila na čvrstu nepomičnu zapreku. Kod ovih ispitivanja pri naletu vozila na čvrstu nepomičnu zapreku ista su se deformirala po cijeloj kontaktnoj površini. Dok se u stvarnim sudarima vozila

uvijek ne deformiraju na ovaj način, pa je stoga primjena ove metode ograničena i uvjetovana određenim aproksimacijama kod realnih prometnih nesreća, [3].

Za oštećena vozila najprije se treba odrediti raster sa oznakom deformiranih polja (slika 3.11.). Nakon određivanja mreže rasterskih polja ista se nanosi na tlocrtnu sliku vozila koje je sudjelovalo u sudaru, a koja je napravljena tako da je na njoj označeno oštećenje na vozilu. Zatim se na oštećeni dio vozila koji je prikazan pomoću tlocrtne slike unesu rasterska polja sa odgovarajućim vrijednostima deformacijskog rada. Ekvivalent deformacijskog rada W na osnovu kojeg se izračunava brzina vozila izgubljena na deformaciju vozila dobije se zbrajanjem vrijednosti iz potpuno deformiranih rasterskih polja sa onima iz djelomično deformiranih rasterskih polja u kojima se vrijednost utrošene energije posebno procjenjuje, [3].

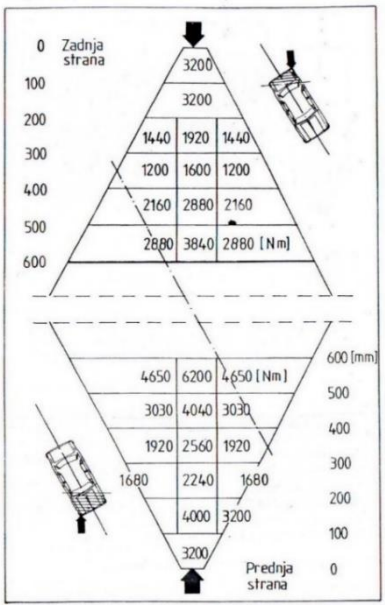
Na slikama 3.12. i 3.13. prikazana su rasterska polja sa određenim vrijednostima, u kojima je naveden faktor 1,2. Budući da je korektivni faktor 1,2 kao odnos između dinamičke i statičke odnosno trajne deformacije vozila uvršten u rasterska polja, zbog toga se izmjerene vrijednosti mogu izravno uvrštavati u raster bez preračunavanja. Masa vozila koje je služilo kao primjer za izradu ovih rastera iznosi 950 [kg]. Ako se ovaj raster želi koristiti za neki izračun gdje je masa vozila veća od navedene vrijednosti, onda se vrijednost rastera pomnoži sa faktorom odnosa masa. Ova metoda je provjerena laboratorijskim postupcima, [1].

Na slici 3.12. prikazan je energetski raster za čelne, bočne i stražnje udare.



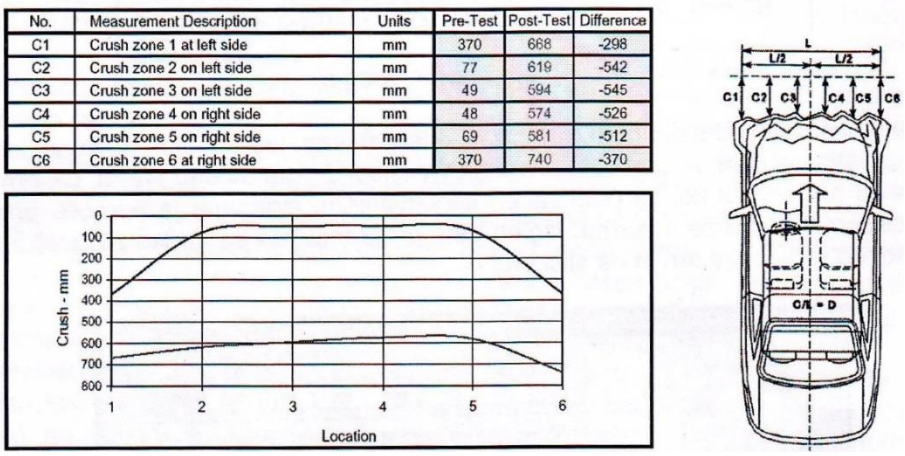
Slika 3.12. Rasteri energije za čelne (a), bočne (b) i stražnje (c) udare, [1]

Na slici 3.13. prikazan je raster za prednji i zadnji kut vozila.



Slika 3.13. Raster vozila za prednji i zadnji kut vozila, [1]

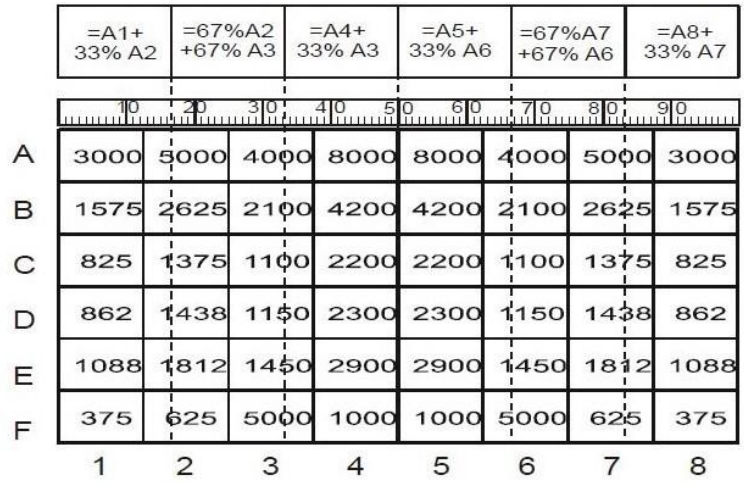
Budući da dijagram energetskog rastera koristi podjelu čelne površine vozila na osam polja (slika 3.12.), a kod CRASH testova vozila čelna površina vozila je podijeljena na šest polja (slika 3.14.) Tijekom istraživanja pojavio se praktičan problem izračunavanja i usporedbe deformacijskog rada. Ovaj problem je riješen proporcionalnom redukcijom postojećeg dijagrama s osam polja u novi sa šest polja (3.15.), [11].



No.	Measurement Description	Units	Pre-Test	Post-Test	Difference
C1	Crush zone 1 at left side	mm	370	668	-298
C2	Crush zone 2 on left side	mm	77	619	-542
C3	Crush zone 3 on left side	mm	49	594	-545
C4	Crush zone 4 on right side	mm	48	574	-526
C5	Crush zone 5 on right side	mm	69	581	-512
C6	Crush zone 6 at right side	mm	370	740	-370

Slika 3.14. Prikaz podataka o veličini deformacije vozila, [11]

Na slici 3.15. prikazan je postupak reduciranja energetskog rastera.



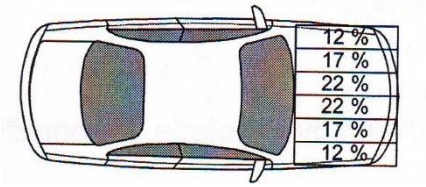
Slika 3.15. Postupak reduciranja rasterskog dijagrama, [11]

Na slici 3.16. je prikazan reducirani dijagram energetskog rastera.

	1	2	3	4	5	6	∑
600 mm	4650	6030	9320	9320	6030	4650	40000
500 mm	2441	3166	4893	4893	3166	2441	21000
400 mm	1279	1658	2563	2563	1658	1279	11000
300 mm	1337	1734	2680	2680	1734	1337	11500
200 mm	1686	2186	3379	3379	2186	1686	14500
100 mm	581	3769	2650	2650	3769	581	14000
						∑	112000

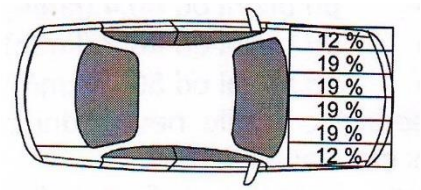
Slika 3.16. Reducirani dijagram energetskog rastera, [11]

Energetskom raspodjelom među prvima se bavio Schaper, koji je na osnovu rezultata istraživanja dao postotnu raspodjelu deformacijske energije (slika 3.17.)



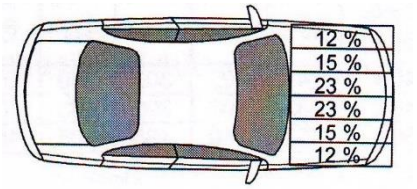
Slika 3.17. Postotna raspodjela deformacijske energije prema Schaperu, [12]

Nešto kasnije Campbell je usavršio i poboljšao ovu metodu i izvršio postotnu raspodjelu deformacijske energije u raster poljima (slika 3.18.). On je koristeći rezultate eksperimentalnih istraživanja, u zavisnosti od krutosti pojedinih dijelova vozila, radio korekcije raster polja tako što je krućima dodavao, a elastičnim oduzimao određene vrijednosti apsorbirane energije, [12].



Slika 3.18. Postotna raspodjela deformacijske energije prema Campbellu, [12]

Još detaljnim istraživanjem problema postotne raspodjele deformacijske energije u rasteru bavio se Rohrich. On je u načelu prihvatio Campbellovu postotnu raspodjelu uz određene korekcije, s time što je odredio i rastere za bočnu stranu vozila. Rohrich je napravio ispravak Campbellove metode postotne raspodjele energetskog rastera (slika 3.19.). Postotna raspodjela energetskog rastera koja je prikazana na slici 3.19. napravljena je na osnovu eksperimenta koji je rađen sa putničkim vozilom srednje klase, sa standardnim pogonom i masom od 950 [kg], [12].



Slika 3.19. Postotna raspodjela deformacijske energije prema Rohrichu, [12]

Usporednom analizom postotnih vrijednosti deformacijske energije prema Schaperu, Campbellu i Rohrichusa sa slika 3.17., 3.18. i 3.19., uočava se da u biti nema velikih odstupanja u prikazanim varijantama. Vrijednosti deformacijske energije u prvom polju kreću se u rasponu od 10 do 12 %, u drugom polju od 15 do 20 %, dok se u trećem polju kreću u rasponu od 19 do 23 %, [12].

Postotna raspodjela deformacijske energije u raster poljima u najvećoj mjeri ovisi od veličine i položaja motora vozila i njegovih pomoćnih uređaja. Analizom većeg broja

fotografija, za različite marke, tipove i modele vozila, na kojima se vidi položaj motora vozila i njegovih uređaja, može se zaključiti da je najprihvatljivija postotna raspodjela deformacijske energije ona koju je predložio Rohrich (slika 3.19.), [12].

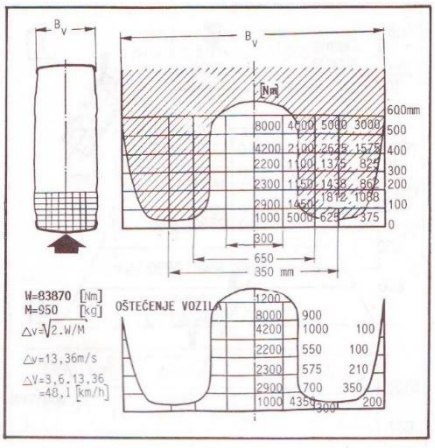
Izgubljena brzina na deformiranje dijelova vozila može se pomoću metode energetskih rastera izračunati prema sljedećoj jednadžbi, [1]:

$$\Delta v = \sqrt{\frac{2 \cdot W \cdot K_1 \cdot K_2}{M_{VN}}} \tag{47}$$

gdje je:

- W – vrijednost zbroja parcijalnih vrijednosti deformiranih polja energetskog rastera koji odgovora ekvivalentu deformacijskog rada danog u [Nm]
- M_{EV} – masa vozila koje je korišteno u ispitivanju je 950 [kg]
- K_1 – koeficijent korekcije koji uzima u obzir čvrstoću vozila čija se brzina izračunava u odnosu na vozilo koje je korišteno u ispitivanju za određivanje energetskog rastera
- K_2 – težinski koeficijent koji predstavlja odnos mase vozila za koje se izračunava brzina prema masi eksperimentalnoga vozila mase 950 [kg]
- M_{VN} – masa vozila u nesreći [kg].

Za ovu metodu je osobito pogodan čelni sudar, i to udar središnjeg dijela vozila, primjerice nalet na drvo. Kod ovoga slučaja najveći dio energije kretanja vozila pretvara se u izobličenje vozila odnosno deformiranje oblika prednje strukture vozila (slika 3.20.), [1].



Slika 3.20. Raster energije vezan za nalet vozila na stup, [1]

Iz broja oštećenih segmenata na slici 3.20. proizlazi da je ukupni rad W = 83870 [Nm] i na osnovu toga se izračuna razlika brzine vozila Δv = 48,1 [km/h]. Prema tomu, brzina vozila na početku naleta je iznosila između 47 i 49 [km/h]. Uspoređujući ovaj slučaj sa pokusima u laboratoriju dobili su se isti rezultati. Ovaj način izračuna je primjenjiv ako se analizira nalet vozila na neku čvrstu i krutu prepreku. U drugim slučajevima, mora se shvatiti da do pada brzine dolazi zbog udara, dok se ostatak brzine mora odrediti nakon procesa udara na dodatnom putu smirivanja vozila, [1].

Za univerzalnu primjenu ove metode važno je odrediti energetske rastere prema raznim postojećim tipovima vozila. Budući da nije moguće odrediti rastere za sve postojeće tipove vozila potrebno je iz velikog broja vozila izdvojiti osnovne tipove s gotovo jednakim značajkama i vrlo sličnim deformacijskim oblicima pri sudaru i za njih treba pripremiti energetske rastere. Takvi rasteri se uz određene modifikacije mogu koristiti za gotovo sva vozila u prometu, [1].

Nedostatak ove metode je taj što se ona ne može koristiti za sve vrste sudara, i to zbog različitih smjerova sudara i udara. Ova se metoda također ne može koristiti ni za analizu prevrtanja vozila, uvlačenja ispod vozila, „skakanja“ na vozilo i slično. Za krov vozila ne postoje nikakvi rasteri i ovu metodu nije preporučljivo primjenjivati ni onda kada je nalet vozila pod kutom od 10° i većim od toga, [1].

3.6.2. Koeficijent uspostavljanja – restitucije

Koeficijent uspostavljanja - restitucije karakterizira rasipanje mehaničke energije u sudarnom procesu. Oznaka za koeficijent uspostavljanja je k. Ovaj koeficijent predstavlja odnos brzina težišta vozila na kraju udarnog procesa i brzina težišta vozila neposredno prije udarnog procesa.

Odnos brzina može se prikazati preko komponenata brzina na osi koordinatnog sastava, tako da postoje koeficijenti k_x i k_y. Ovaj koeficijent se isto tako može odrediti preko odnosa projekcija brzina na liniju udara ili sudara, ili pak preko projekcija relativnih brzina na kraju u odnosu na početak udarnog procesa na liniji udara ili sudara.

U tom slučaju vrijedi sljedeća jednadžba za koeficijent uspostavljanja:

$$k = -\frac{V_{n1t} - V_{n2t}}{V_{n10} - V_{n20}} = \frac{V_{n2t} - V_{n1t}}{V_{n10} - V_{n20}} \qquad (48)$$

gdje je:

- k – koeficijent uspostavljanja
- V_{n10}, V_{n1t} – brzina kretanja prvog vozila u projekciji na liniju udara neposredno prije i na kraju udarnog procesa
- V_{n20}, V_{n2t} – brzina kretanja drugog vozila u projekciji na liniju udar neposredno prije i na kraju udarnog procesa.

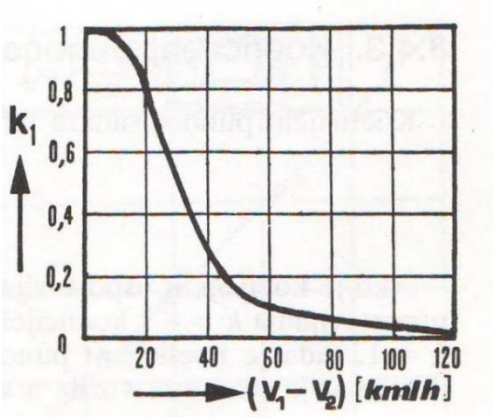
Pri sudaru dvaju vozila različitim dijelovima odnosno sudaru vozila pri različitom položaju vozila, odgovarajući udarni deformacijski rad je različit, pa stoga i veličina koeficijenta uspostavljanja može biti između vrijednosti od, [1]:

$$-1 < k \leq 1 \qquad (49)$$

Koeficijent uspostavljanja može u nekim slučajevima imati negativnu vrijednost. Koeficijent uspostavljanja ne ovisi samo od fizičkih svojstava materijala dijelova vozila, nego i od brzina sudara i masa sudarenih vozila (mase utječu na izlazne brzine) i od oblika tijela koja se sudaraju i od odnosa masa, [1].

Koeficijent uspostavljanja je negativan kada se vozila poslije sudara nastave kretati presijecajući jedan drugome putanju, [1].

Najveću vrijednost ovaj koeficijent ima kod elastičnog sudara. To u velikoj mjeri ovisi o brzini vožnje s čijim porastom također znatno rastu razaranja vozila u sudaru. U radu [1] naveden je dijagram koeficijenta uspostavljanja $k = k_1 = f = (V_1 - V_2)$, koji je dobiven temeljem većeg broja podataka (slika 3.21.), [1].



Slika. 3.21. Promjena koeficijenta uspostavljanja u ovisnosti relativnoj izgubljenoj sudarnoj brzini, [1]

Stvarni sudari vozila su redovito djelomice elastični, pri čemu je koeficijent uspostavljanja k ovisi o početnim brzinama V_{10} i V_{20}, odnosno o relativnoj brzini $V_R = V_{10} - V_{20}$ koja se potpuno poništi na kraju udarnog procesa, [1].

Do vrijednosti $V_R = 5$ [km/h] može se sudar dvaju vozila svrstati kao potpuno elastičan (k=1). S porastom relativne brzine, koja se izgubi u procesu sudara, smanjuje se koeficijent uspostavljanja, tako da pri $V_R = 100$ [km/h] postiže približnu vrijednost k = 0 (neelastičan sudar), [1].

Za čelno centralne sudare koeficijent uspostavljanja određuje se izrazom, [1]:

$$k = \frac{V_{2t} - V_{1t}}{V_{10} - V_{20}} \tag{50}$$

Za stražnje centralni sudar vrijedi izraz, [1]:

$$k = \frac{V_{2t} - V_{1t}}{V_{10} - V_{20}} \tag{51}$$

Ako je $V_{1T} = V_{2T} = V_{ZS}$, sudar je neelastičan s vrijednošću k = 0, a kada je $V_{2t} - V_{1t} = V_{10} - V_{20}$ sudar je elastičan, s koeficijentom uspostavljanja k =1, [1].

Eksperimentalno je dokazano da se u osobnih vozila pri sudaru pojavljuje koeficijent uspostavljanja vrijednosti k = 0,05 do 0,1, pa se stoga čelni i stražnje centralni sudari mogu smatrati gotovo neelastičnima u području velikih iznosa izgubljenih brzina u procesu udara, [1].

4. ODREĐIVANJE BRZINE U SUDARNOM PROCESU SIMULACIJSKIM PROGRAMOM PC CRASH

4.1. Opis programa PC Crash

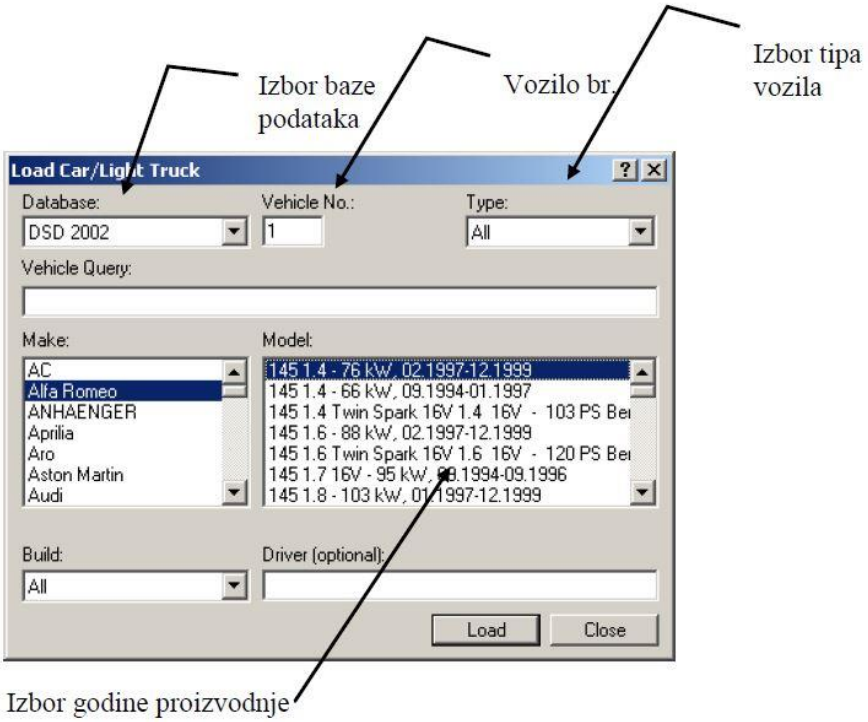
PC Crash je računalni program za simulaciju prometnih nesreća u kojima sudjeluju motorna vozila. Ovaj računalni program pokriva mnoge različite okolnosti prometnih nesreća. U ovom programu se primjenjuju najnovije razvijeni *hardveri i softveri,* što omogućuje provedbu sve kompleksnijih izračuna na osobnom računalu. Simulacijski alat PC Crash je bio razvijen kao aplikacija Microsoft Windowsa za što jednostavniju primjenu, a razvio ga je austrijski znanstvenik Hermann Steffan devedesetih godina prošlog stoljeća, [14].

PC Crash programski alat sadrži nekoliko različitih modela za izračun, uključujući i impuls – količina gibanja model sudara, model udara koji se temelji na krutosti, kinetički model za realistične simulacije putanje i jednostavan kinematički model za vremensko - prostorne analize. Za maksimalnu svestranost, rezultati, PC Crash simulacije mogu se pregledavati i proizvesti u mjernom planu i s pregledom vertikalne projekcije, 3D pregledom u perspektivi i u brojnim dijagramima i tablicama, [14].

Pomoću ovog programa mogu se na relativno brz i jednostavan način izračunati veoma složeni proračuni, a koje standardnim metodama nije moguće odrediti. Za pravilnu upotrebu PC Crash programa, neophodno je stručno znanje iz područja prometa, posebno iz analize prometnih nesreća, kao i poznavanje rada na računalu. Ovaj program predstavlja samo pomoć pri analizi prometnih nesreća, a kvaliteta ulaznih podataka na osnovu kojih program radi proračune ovisi od kvaliteta rada vještaka i kvalitete materijalnih dokaza iz spisa. Programom PC Crash moguće je precizno provjeriti parametre utvrđene standardnim metodama, kao i preciznije odrediti one parametre koji nisu mogli biti precizno utvrđeni klasičnim metodama.

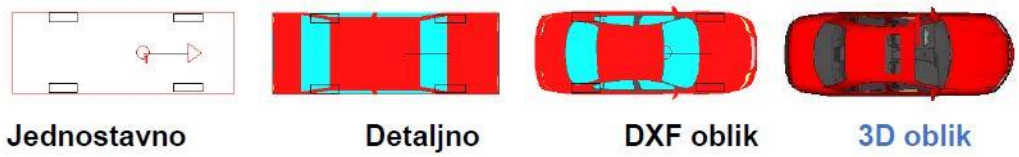
Prije same analize potrebno je provesti izradu skice mjesta nesreće koja će poslužiti kao podloga za simulaciju. Za crtanje skice prometne nesreće postoji poseban program ili kao podloga može poslužiti ranije skenirana policijska skica. Na skicu se ucrtavaju vozila koja su sudjelovala u konkretnoj prometnoj nesreći, [10].

PC Crash program ima veliku bazu podataka sa svim vrstama i tipovima vozila (slika 4.1.). Isto tako postoji mogućnost učitavanja različitog prikaza oblika vozila (slika 4.2.).



Slika 4.1. Baza podataka vozila iz PC Crash programa, [10]

Na slici 4.2. prikazani su različiti tipovi oblika vozila koji se nalaze u bazi PC Crash programa.



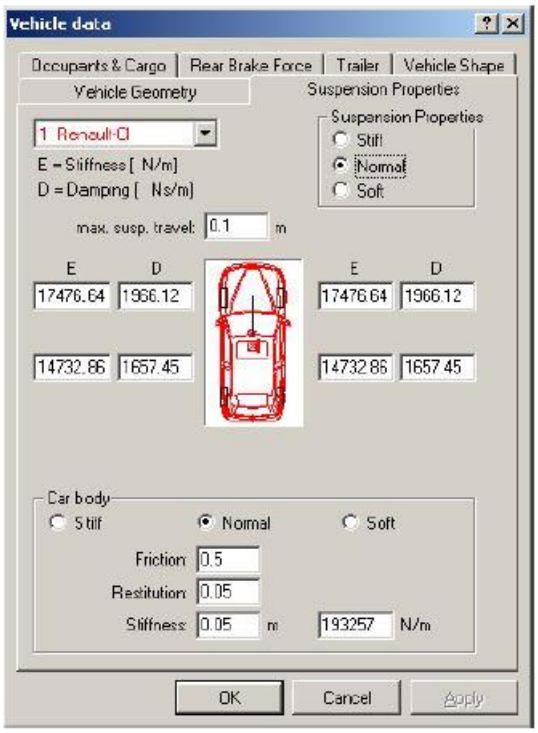
Slika 4.2. Različiti prikazi oblika vozila u PC Crash programu, [10]

Nakon učitavanja vozila, vidljive su njegove tehničke značajke, a isto tako je moguće ispraviti određene podatke za vozilo koje je sudjelovalo u konkretnoj prometnoj nesreći. Primjer tehničkih značajki vozila prikazan je ispod.

Ime:	Porsche 911 SC
Duljina:	4,29 m
Širina:	1,65 m
Visina:	1,32 m
Razmak osovina:	2,27 m

Prednji predvjes:	0,93 m
Širina traga:	1,37 m
Masa:	1 180 kg
Težište od prednje osovine:	1,32 m itd.

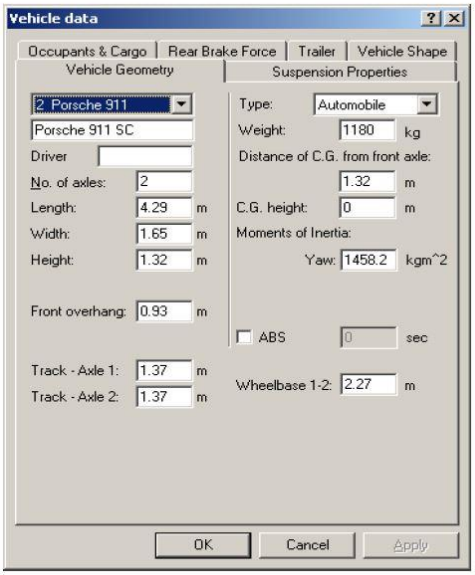
Slika 4.3. prikazuje podatke o vozilima u PC Crash programu.



Slika 4.3. Podaci o vozilima u PC Crash programu, [10]

Budući da je u prethodnoj analizi konstruktivnih elemenata vozila ukazano na utjecaj različitih elemenata na stabilnost kretanja vozila, u PC Crash programu postoji mogućnost promjene značajki određenih elemenata kao što su pneumatici, opruge, amortizeri i slično. Prilikom odabira pneumatika moguće je definirati model pneumatika, dimenzije pneumatika, promjer kotača te maksimalni kut bočnog skretanja, [10].

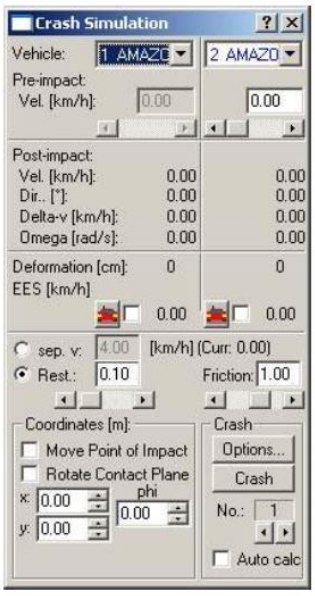
Kod definiranja opruge i amortizera moguće je odrediti krutost opruge, maksimalni progib opruge, te koeficijent prigušenja. Moguća je definicija tvrdoće ovjesa i školjke vozila. Osim mase praznog vozila, koja je ponuđena učitavanjem vozila u početnoj fazi, postoji mogućnost određivanja mase putnika i tereta u vozilu (slika 4.4.), [10].



Slika 4.4. Podaci o vozilima – značajke u PC Crash programu, [10]

Iz slike 4.4. vidljivo je da se određivanjem visine težišta vozila određuje i moment inercije, te da postoji mogućnost proračuna sa ABS-om ili bez, [10].

PC Crash program omogućava analizu prometne nesreće preko EES kataloga i preko EBS-a. EBS je ekvivalentna brzina prepreke, a da bi se moglo analizirati konkretnu prometnu nesreću na taj način potrebno je i odgovarajuće fotografiranje oštećenja vozila koja su sudjelovala u nesreći, [10].



Slike 4.5. Simulacija sudara u PC Crash programu, [10]

Iz slike 4.5. vidljivo je da prilikom postavljanja parametara koji su potrebni za provedbu simulacije, osim sudarne brzine (koja se mora pretpostaviti ili na temelju ranije provedene računske analize ili na temelju EES kataloga ili slično), potrebno je odrediti i niz drugih parametara za potpunu i konciznu analizu. Nakon postavljanja vozila u sudarni položaj potrebno je, na temelju oštećenja odrediti točku sudara te pravilnu kontaktnu ravninu. Poznajući kvalitetu podloge, vremenske uvjete i značajke pneumatika na vozilu određuje se i koeficijent trenja, [10].

5. UPOTREBA RAZLIČITIH METODA ODREĐIVANJA BRZINE VOZILA U SUDARNOM PROCESU NA REALNIM PRIMJERIMA

5.1. Realni sudari dvaju vozila

Za prikaz korištenja različitih metoda određivanja brzine vozila u sudarnom procesu upotrijebiti će se realni podaci koji su dobiveni ispitivanjima provedenima na zavodu za prometno tehnička vještačenja Fakulteta prometnih znanosti u Zagrebu. Na tom zavodu su rađena ispitivanja različitih vrsta sudara dvaju vozila (Crash testovi).

Vrste sudara kod kojih su rađena ispitivanja su bočni sudar vozila i nalet vozila straga, a vozila koja su korištena za ispitivanje sudara su Opel Omega, Opel Vectra i VW Golf 3. Ova vozila su prikazana na slikama ispod, a njihove tehničke značajke prikazane su na slici 5.4.



Slika 5.1. Opel Vectra

Na slici 5.2. prikazano je vozilo Opel Omega korišteno pri ispitivanju dvije vrste sudara.



Slika 5.2. Opel Omega

Na slici 5.3. prikazano je vozilo VW Golf korišteno kod ispitivanja bočnog sudara.



Slika 5.3. VW Golf 3

Na slici 5.4. prikazane su tehničke značajke ispitivanih vozila.

Opel Omega		Opel Vectra		VW Golf 3	
masa vozila	1235 [kg]	masa vozila	1335 [kg]	masa vozila	1127 [kg]
duljina vozila	4690 [mm]	duljina vozila	4500 [mm]	duljina vozila	4020 [mm]
širina vozila	1770 [mm]	širina vozila	1710 [mm]	širina vozila	1700 [mm]
visina vozila	1450 [mm]	visina vozila	1420 [mm]	visina vozila	1400 [mm]
dimenzija kotača	15"	dimenzija kotača	14"	dimenzija kotača	13"

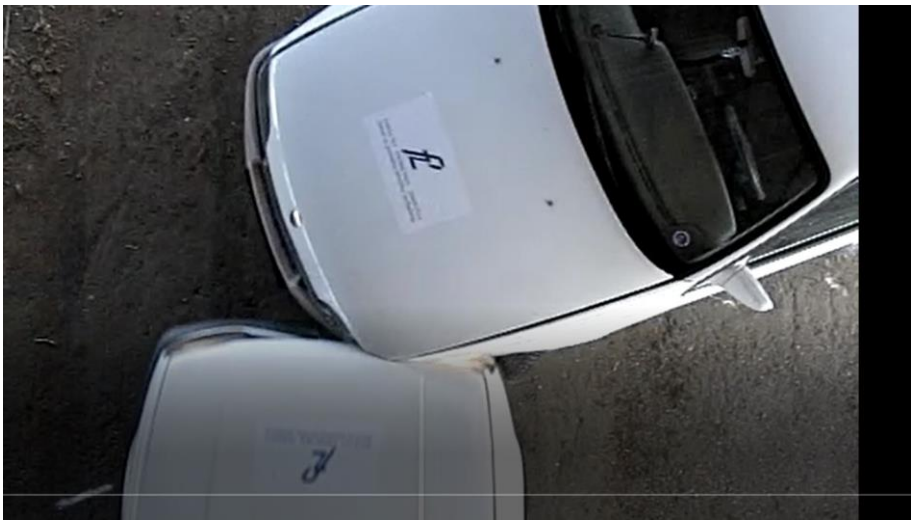
Slika 5.4. Tehničke značajke ispitivanih vozila

5.2. Ispitivanje bočnog sudara vozila

Kod bočnog sudara vozila ispitivan je bočni nalet vozila VW Golf 3 na zaustavljeno vozilo Opel Omega pod određenim kutom, sa djelomičnim preklapanjem sudarenih površina (slika 5.5. i slika 5.6.). Izmjerena ispitna brzina kod ovog slučaja je 36 [km/h].



Slika 5.5. Bočni sudar vozila VW Golf i Opel Omega



Slika 5.6. Bočni sudar vozila - pogled odozgo

Na slikama ispod prikazat će se oštećenja na vozilima Opel Omega i VW Golf nastala prilikom sudara.

Na slici 5.6. prikazano je oštećenje vozila VW Golf gledano s prednje lijeve strane.



Slika 5.7. Oštećenja na vozilu VW Golf - 1

Na slici 5.8 prikazano je oštećenje vozila VW Golf gledano sprijeda.



Slika 5.8. Oštećenja na vozilu VW Golf - 2

Na slici 5.9. prikazano je oštećenje prednje lijeve strane vozila Opel Omega.



Slika 5.9. Oštećenja na vozilu Opel Omega - 1

Na slici 5.10. prikazano je oštećenje prednjeg desnog dijela vozila Opel Omega.



Slika 5.10. Oštećenja na vozilu Opel Omega - 2

Na slici 5.11. prikazano je oštećenje prednjeg dijela vozila Opel Omega.



Slika 5.11. Oštećenja na vozilu Opel Omega - 3

Analizom prikazanih poslije sudarnih fotografija vozila koja su sudjelovala u ovom ispitivanju oštećenja nastala na vozilima su na prednjim dijelovima vozila, a dijelovi za koje je potrebna zamjena su:

a) Za vozilo VW Golf:

- prednje desno svjetlo
- prednje lijevo svjetlo
- prednji desni blatobran
- prednji lijevi blatobran
- prednji pokazivač smjera desni
- prednji pokazivač smjera lijevi
- poklopac motora
- hladnjak motora
- prednja maska
- prednja oznaka vozila
- zaštita kartera motora
- prednji branik vozila
- desno svjetlo za maglu

- lijevo svijetlo za maglu
- prednji vezni lim.

b) Za vozilo Opel Omega:

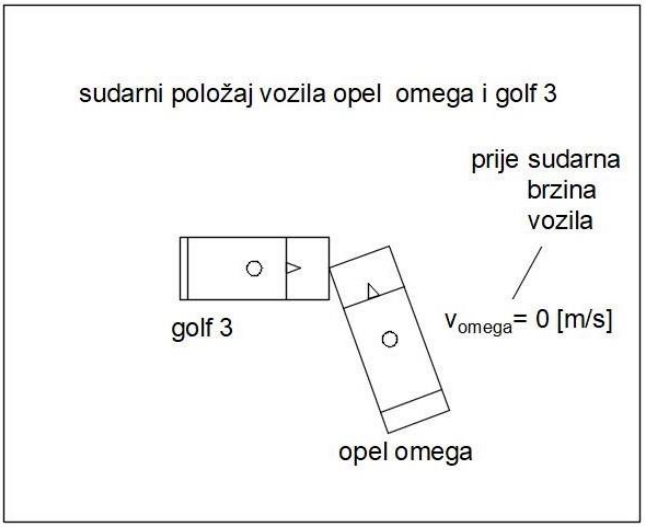
- poklopac motora
- prednje lijevo svjetlo
- prednji lijevi pokazivač smjera
- prednji branik vozila
- prednji desni blatobran
- prednji lijevi blatobran
- prednje lijevo svjetlo za maglu
- prednje desno svjetlo za maglu
- prednja lijeva strana ovjesa (rame, stabilizator i dr.).

Nakon detaljno prikazanih i opisanih oštećenja dijelova vozila u nastavku će opisati sudar vozila, prikazati skica sudara vozila, odrediti energetski raster za vozilo VW Golf pomoću kojeg će se odrediti EES i izračunati prije sudarna brzina vozila VW Golf primjenom energetske i grafičko analitičke metode.

5.2.1. Određivanje prije sudarne brzine vozila VW Golf

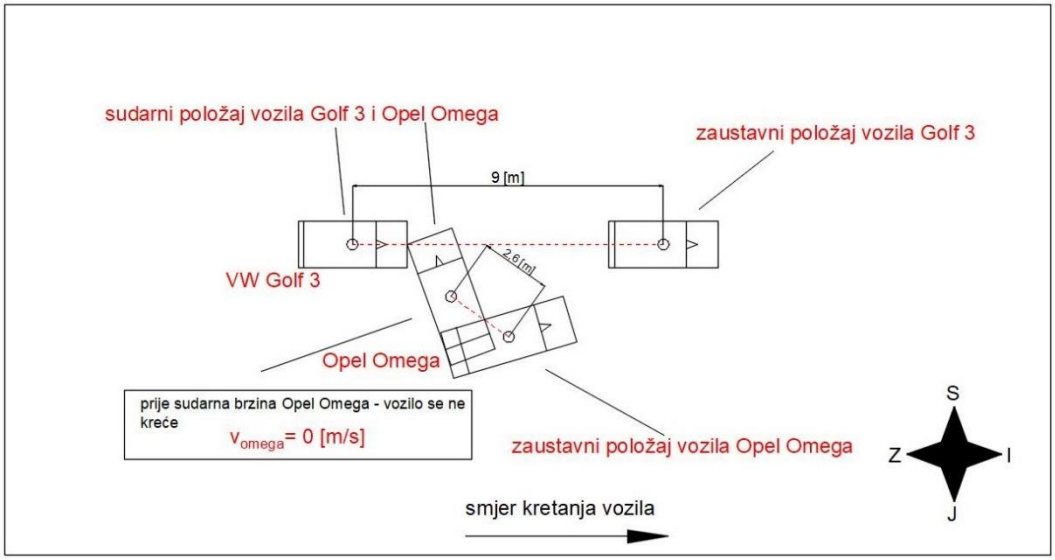
Nakon bočnog naleta vozila VW Golf na zaustavljeno vozilo Opel Omega, vozilo VW Golf nije mijenjalo svoj smjer kretanja odnosno nastavilo se translatorno kretati u prvotnom smjeru i pri tome je težište vozila VW Golf prešlo put od oko 9 [m] od početka sudara do krajnjeg zaustavnog položaja, a vozilo Opel Omega se zarotiralo za određeni kut pri čemu je njegovo težište prešlo put od oko 2,6 [m].

Na slici 5.12. prikazana je skica sudara vozila odnosno prikazan je položaj vozila u trenutku prvoga kontakta između vozila.



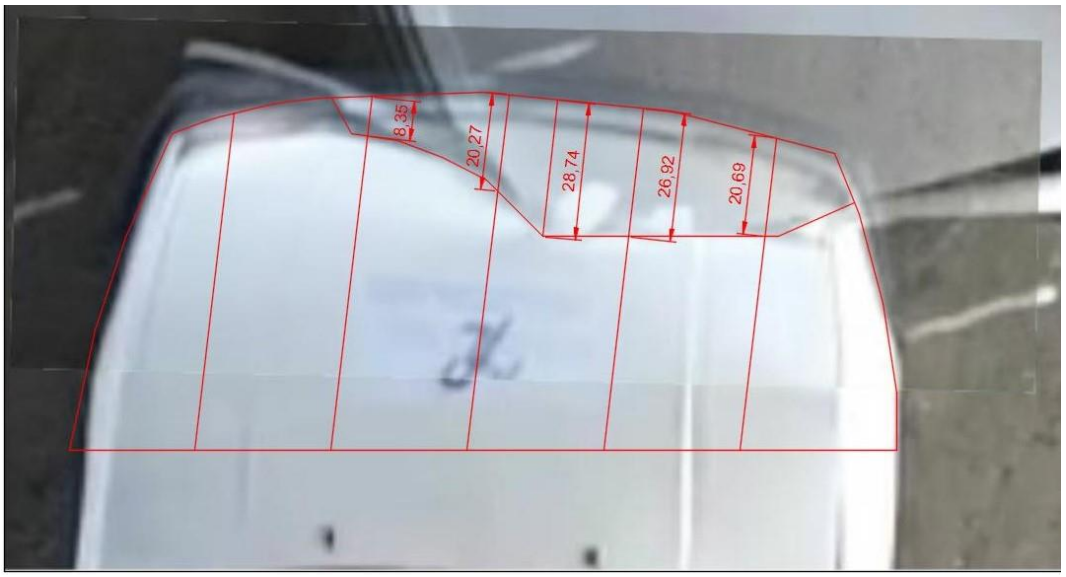
Slika 5.12. Skica sudara vozila – 1

Na slici 5.13. prikazana je skica sudara vozila sa ucrtanim početnim i zaustavnim položajima vozila, a prikazana je i udaljenost na kojoj su se kretala težišta vozila tijekom sudara.



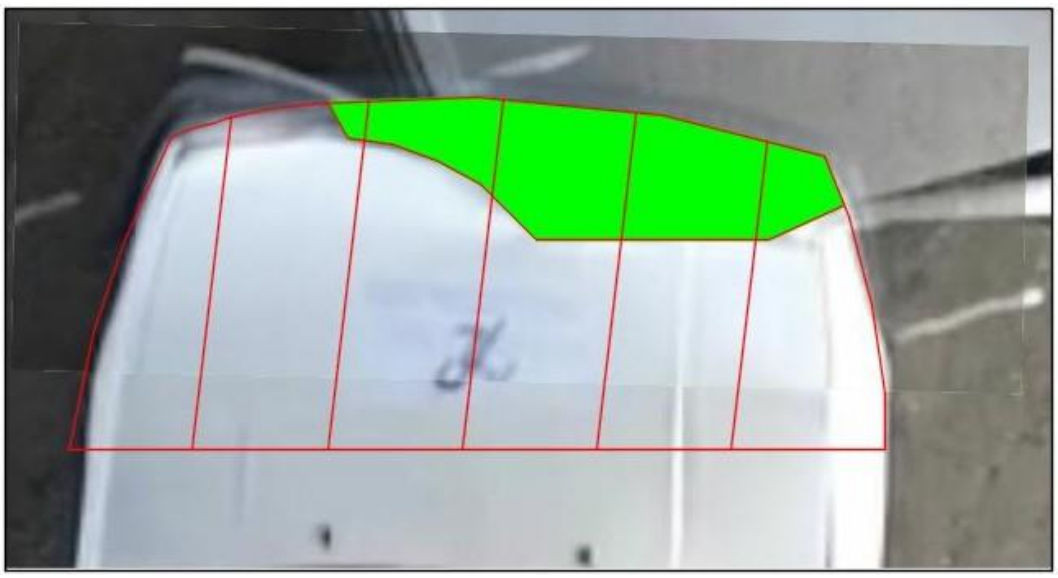
Slika 5.13. Skica sudara vozila – 2

Na slikama 5.14. i 5.15. prikazana je dubina oštećenja prednjeg dijela vozila VW Golf.



Slika 5.14. Dubina oštećenja vozila VW Golf u [cm] – 1

Oštećenja prikazana na slici 5.14. izmjerena su u centimetrima.



Slika 5.15. Dubina oštećenja vozila VW Golf – 2

U nastavku će se prikazati i opisati primjena metode energetskog rastera za konkretno vozilo i prikazat će se i opisati određivanje prije sudarne brzine vozila kod bočnog naleta vozila

pomoću energetske metode i grafičko analitičke metode. Kontrola dobivenih rezultata napravljena je proračunom u PC Crash programu.

a) Metoda energetskog rastera

Na slici 5.16. prikazan je opći energetski raster za vozila i procijenjeni energetski raster za konkretno vozilo na temelju deformacija.

Dubina deformacije	Opći energetski raster za vozila					
60 [cm]	4650	6030	9320	9320	6030	4650
50 [cm]	2441	3166	4893	4893	3166	2441
40 [cm]	1279	1658	2563	2563	1658	1279
30 [cm]	1337	1734	2680	2680	1734	1337
20 [cm]	1686	2186	3379	3379	2186	1686
10 [cm]	581	3769	2650	2650	3769	581
Opći energetski raster za vozila dobiven je ispitivanjem deformacijskuih značajki vozila mase 950 [kg]. Ako je masa vozila koji se promatra veća od 950 [kg], onda se vrijednost rasera množi sa faktorom odnosa masa. Ova metoda je provjerena laboratorijskim pokusima.						

[cm]	Postotna raspodjela za VW Golf 3 prema deformaciji					
30	0%	50%	72%	0%	0%	0%
20	0%	100%	100%	0%	0%	0%
10	70%	100%	100%	70%	0%	0%
[cm]	Energetski raster za VW Golf 3 na temelju deformacije					
30	0,00	867,00	1929,60	0,00	0,00	0,00
20	0,00	2186,00	3379,00	0,00	0,00	0,00
10	406,70	3769,00	2650,00	1855,00	0,00	0,00

Slika 5.16. Energetski raster za vozilo VW Golf

Izvor: autor prema [1] i [11]

Prema slici 5.16. iznos deformacijske energije jednak je:

$$E_d = 17\,042{,}3\ [J]$$

Vrijednosti deformacijske energije dobivene na temelju procijene za utrošak energije kod sudara vozila, a koje su dobivene iz općeg energetskog rastera pomnožit će se sa odgovarajućim faktorom odnosa masa, [1]. Ovo se odnosi na oba ispitivana sudara vozila odnosno na bočni sudar i nalet vozila straga, s tim da se faktor odnosa masa izračunava posebno za svaki sudar s obzirom na različite mase vozila.

Faktor odnosa masa kod ovog slučaja je:

$$k = \frac{m_2}{m_1} = \frac{1127}{950} = 1{,}1863$$

Polja u rasteru (slika 5.16.) označena žutom bojom predstavljaju potpuni utrošak deformacijske energije, a polja označena plavom bojom u rasteru predstavljaju djelomični utrošak deformacijske energije. Na temelju prikazanoga energetskog rastera energija utrošena na deformacijski rad uvećana korekcijskim faktorom za masu vozila iznosi:

$$E_d = 20\ 217{,}62\ [J]$$

Ukupna masa vozila (masa vozila 1127 [kg] + vozač 80 [kg]) je 1207 [kg], a poznavanjem te vrijednosti i vrijednosti deformacijske energije prikazane prethodno može se odrediti EES vozila prema sljedećoj formuli:

$$EES = 3{,}6\sqrt{\frac{2 \cdot E_d}{m}} = 3{,}6\sqrt{\frac{2 \cdot 20\ 217{,}62}{1207}} = 20{,}83\ [\frac{km}{h}]$$

Dakle brzina vozila koja je utrošena na deformaciju vozila VW Golf kod sudara prema EES-u iznosi oko 20 [km/h]. Dok brzina vozila utrošena na deformaciju vozila na temelju sličnih oštećenja procjenom iz EES kataloga iznosi isto oko 20 [km/h] (slika 5.17). Brzina vozila utrošena na deformaciju vozila sa slike 5.17. je 20,1 [km/h].



Slika 5.17. Vozilo iz EES kataloga u PC Crash programu

b) Energetska metoda

Sudarna brzina vozila VW Golf može se prema energetskoj metodi, za slučaj kada je jedno vozilo u trenutku naleta zaustavljeno, izračunati pomoću sljedeće jednadžbe, [3]:

$$v_1 = V_1' + \frac{m_2}{m_1} * V_2' = \sqrt{2 * a_1 * d_1} + \frac{m_2}{m_1} * \sqrt{2 * a_2 * d_2}\ [^m/_s] \qquad (52)$$

gdje je:
V'_1 – poslije sudarna brzina vozila 1 [km/h]
m_1 i m_2 – mase vozila 1 i 2 [kg]
V'_2 – poslije sudarna brzina vozila 2 [km/h]
a_1 – usporenje vozila 1 [m/s^2]
d_1 – poslije sudarni put vozila 1[m]
a_2 – usporenje vozila 2 [m/s^2]
d_2 – poslije sudarni put vozila 2 [m].

Indeks (1) u jednadžbi (52) odnosi se na vozilo VW Golf, a indeks (2) u istoj jednadžbi odnosi se na vozilo Opel Omega.

Usporenje vozila na putu smirivanja može se odrediti korištenjem podataka iz tablica [3] za usporenje vozila s obzirom na vrstu i stanje kolnika, realnom procjenom vještaka ili pomoću sljedeće jednadžbe, [6]:

$$a = g * \left(\mu \pm \frac{u}{100}\right) \qquad (53)$$

gdje je:
g – ubrzanje zemljine sile teže [m/s^2]
μ – koeficijent prianjanja
u – uzdužni nagib kolnika [u postotku].

Kod ispitivanja ove vrste sudara podloga je asfaltni kolnik sa posutim pijeskom, a granične vrijednosti kod ekstremnog kočenja vozila na takvoj podlozi kreću se u granicama od 4,8 do 5,5 [m/s^2], a vrijednost prosječnog ekstremnog usporenja je 5,15 [m/s^2]. Vrijednost

usporenja za vozilo VW Golf kod ovog slučaja može se s obzirom stanje i vrstu podloge i na to da vozilo VW Golf nije kočeno prije sudara procijeniti na oko 2,5 [m/s^2]. Usporenje koje se javlja prilikom zanošenja ili rotacijskog kretanja vozila može dobiti ako se u jednadžbu za usporenje vozila uvrsti korektivni faktor 0,8 odnosno:

$$a_r = 0{,}8 * a \left[{}^{m}/_{s^2}\right] \qquad (54)$$

gdje je:
a_r – usporenje kod rotacije vozila [m/s^2].

Prema tome je usporenje vozila Opel Omega procijenjeno na oko 2 [m/s^2].

Poslije sudarna brzina vozila VW Golf (v'_1) prema navedenom iznosi:

$$v_1' = \sqrt{2 * a * d} = \sqrt{2 * 2{,}5 * 9} = 6{,}7 \left[{}^{m}/_{s}\right]$$

Poslije sudarna brzina vozila Opel Omega (v'_2) iznosi:

$$v_2' = \sqrt{2 * 2 * 2{,}6} = 3{,}2 \left[{}^{m}/_{s}\right]$$

Prije sudarna brzina vozila VW Golf primjenom jednadžbe (52) iznosi:

$$v_1 = 6{,}7 + \frac{1335}{1207} * 3{,}2 = 10{,}23 \left[\frac{m}{s}\right] = 36{,}86 \left[{}^{km}/_{h}\right]$$

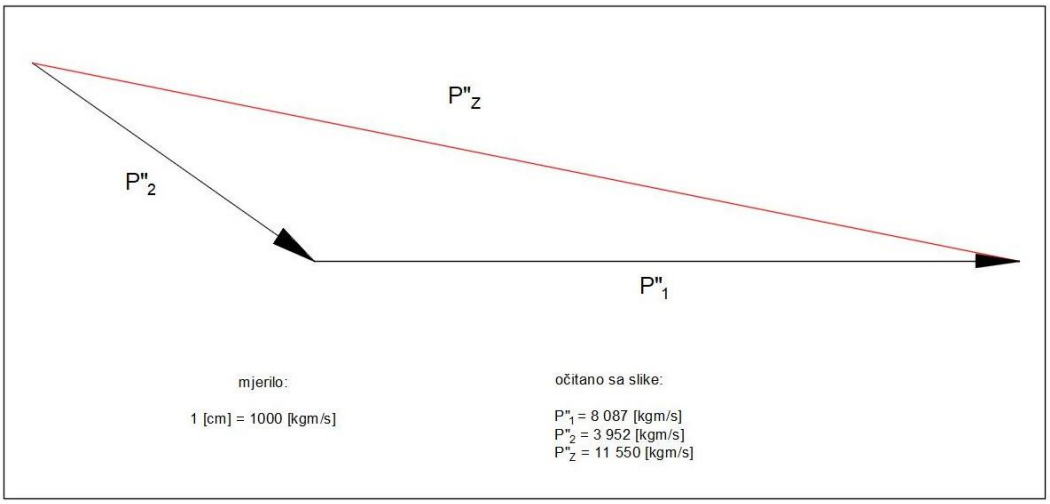
c) Grafičko analitička metoda

Kod grafičko analitičkog postupaka isto se u prvom redu odredi poslije sudarna brzina vozila. Kod ovog postupka mogu se primijeniti iste formule kao i u prethodnom izračunu kod energetske metode. Pa su prema tome poslije sudarne brzine vozila jednake onima u prethodnom izračunu odnosno poslije sudarna brzina vozila VW Golf je oko 6,7 [m/s], a poslije sudarna brzina vozila Opel Omega je oko 3,2 [m/s].

Nakon određivanja poslije sudarnih brzina vozila pristupa se izradi dijagrama poslije sudarnih količina kretanja vozila (slika 5.18.). Ovaj dijagram se crta primjenom metode

paralelograma, a poslije sudarne količine kretanja vozila ucrtavaju se kao vektori prema smjeru kretanja težišta vozila poslije sudara. Kod crtanja ovog dijagrama mjerilo koje se primjenjuje može se odabrati proizvoljno, a radi boljeg prikaza bolje je odabrati krupnije mjerilo.

Na slici 5.18.. prikazane su duljine poslije sudarnih vektora vozila P''_1 (VW Golf) i vozila P'_2 (Opel Omega), a prikazan je i zajednički poslije sudarni vektor vozila P''_Z. Zajednički poslije sudarni vektor (impuls) vozila dobiven je primjenom grafičkog postupka (metoda paralelograma).



Slika 5.18. Poslije sudarni dijagram količina kretanja vozila

Sa slike 5.18. je očitano da poslije sudarna količina kretanja (impuls) vozila VW Golf iznosi 8 087 [kgm/s], a poslije sudarna količina kretanja (impuls) vozila Opel Omega iznosi 3 952 [kgm/s], dok zajednička poslije sudarna količina kretanja (impulsa) vozila iznosi 11 550 [kgm/s]. Budući da je ukupna poslije sudarna količina kretanja jednak ukupnoj prije sudarnoj količini kretanja vozila, onda je iznos prije sudarne količine kretanja vozila jednak :

$$P_z = 11\,550 \left[{}^{kgm}/_{s}\right]$$

Prema tome prije sudarna brzina vozila VW Golf iznosi:

$$v_1 = \frac{P''_z}{m_1} = \frac{11\,550}{1\,207} = 9{,}57 \left[{}^{m}/_{s}\right]$$

gdje je:

P''_z – zajednička količina kretanja vozila poslije sudara [kgm/s]

m_1 – ukupna masa vozila VW Golf [kg]

v_1 – prije sudarna brzina vozila VW Golf [m/s].

Dakle brzina vozila VW Golf u trenutku prvoga kontakta između vozila iznosila je oko 35 [km/h].

d) PC Crash proračun

Na slici 5.19. prikazan je sudarni impulsni dijagram vozila kod bočnog sudara, koji je dobiven putem PC Crash simulacije i pomoću njega je određena sudarna brzina vozila VW Golf. Vozilo VW Golf označeno je crvenom bojom, a vozilo Opel Omega označeno je plavom bojom, dok je duljina prije sudarnog impulsa vozila označena žutom bojom.



Slika 5.19. Impulsni dijagram vozila iz PC Crash programa

Sa slike 5.19. je očitano da duljina prije sudarnog vektora vozila iznosi 12,14 [m], a prema tomu je količina kretanja vozila prije sudara jednaka:

$$P = 12\ 140 \left[{}^{kgm}/_{s} \right]$$

Prema tome je prije sudarna brzina vozila VW Golf jednaka:

$$v_1 = \frac{P}{m_1} = \frac{12140}{1207} = 10{,}057\ [{}^{m}/_{s}]$$

Dakle brzina vozila VW Golf prema PC Crash proračunu u trenutku prvoga kontakata između vozila iznosila je oko 36 [km/h].

5.3. Ispitivanje naleta vozila straga

Kod naleta vozila straga ispitivan je nalet vozila Opel Vectra prednjim djelom na stražnji dio zaustavljenog vozila Opel Omega sa punim preklapanjem sudarenih površina (slika 5.20.). Budući da je kod ovog slučaja stražnji dio vozila Opel Omega bio povišen u odnosu na vozilo Opel Vectru ispitivano je prvenstveno podlijetanje vozila (slika 5.21.). Izmjerena ispitna brzina kod ovog slučaja je 35 [km/h]. Na slici 5.20. prikazan je tlocrtni položaj vozila (pogled odozgo) u trenutku prvoga kontakta.



Slika 5.20. Nalet vozila straga – pogled odozgo

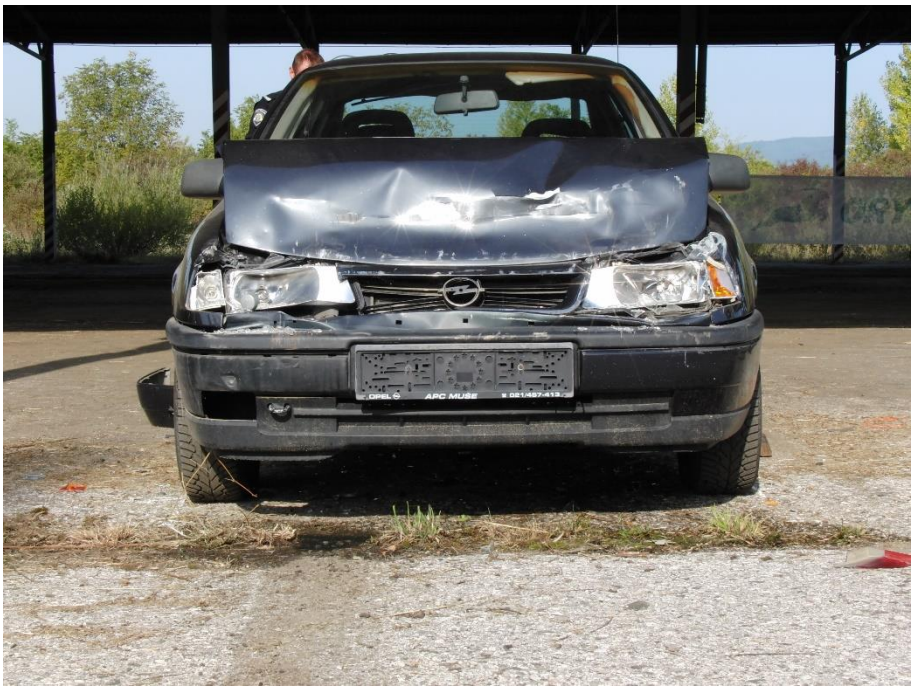
Na slici 5.21. prikazan je položaj vozila u trenutku prvoga kontakta gledano sa bočne strane vozila.



Slika 5.21. Nalet vozila straga – podlijetanje

Na slikama ispod prikazat će se oštećena nastala na vozilima Opel Omega i Opel Vectra prilikom sudara.

Na slici 5.22. prikazano je oštećenje vozila Opel Vectra gledano s prednje strane.



Slika 5.22. Oštećenja na vozilu Opel Vectra - 1

Na slici 5.23. prikazano je oštećenje prednjeg dijela vozila gledano s lijeve bočne strane.



Slika 5.23. Oštećenja na vozilu Opel Vectra - 2

Na slici 5.24. prikazano je oštećenje stražnje strane vozila Opel Omega.



Slika 5.24. Oštećenja na vozilu Opel Omega

Analizom prikazanih poslije sudarnih fotografija vozila koja su sudjelovala u ovom ispitivanju oštećenja nastala na vozilima su na prednjem dijelu kod vozila Opel Vectra i na stražnjem dijelu kod vozila Opel Omega, a dijelovi za koje je potrebna zamjena su:

a) Za vozilo Opel Vectra:

- prednje desno svjetlo
- prednje lijevo svjetlo
- poklopac motora
- prednja maska
- prednji branik
- prednji desni blatobran
- prednji lijevi blatobran
- hladnjak motora
- prednji desni pokazivač smjera
- prednji lijevi pokazivač smjera
- prednja oznaka vozila
- prednji vezni lim
- prednja svjetla za maglu.

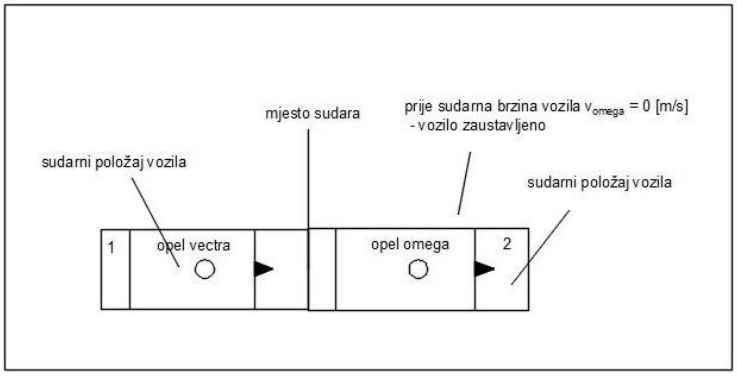
b) Za vozilo Opel Omega:

- zadnje desno svjetlo
- zadnje lijevo stop svjetlo
- poklopac prtljažnika
- zadnji vezni lim
- zadnji branik
- stražnja oznaka vozila.

Nakon detaljno prikazanih i opisanih oštećenja dijelova vozila u nastavku će opisati sudar vozila, prikazati skica sudara vozila i odrediti EES pomoću baze podataka karakterističnih oštećenja vozila iz EES kataloga. Kod ovakvih slučajeva rijetko se može primjenjivati grafički postupak određivanja brzine vozila u sudaru, jer vektori prije sudarnih brzina vozila leže na istom pravcu odnosno udarni pravac prolazi kroz težišta oba vozila u sudaru.

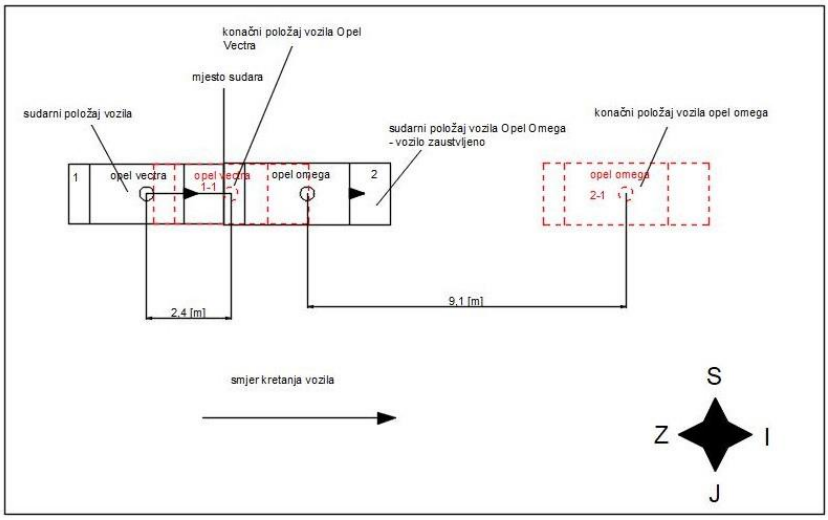
5.3.1. Određivanje prije sudarne brzine vozila Opel Vectra

Nakon naleta vozila Opel Vectra na stražnji dio zaustavljenog vozila Opel Omega, oba vozila su se nastavila kretati translatorno bez rotacije u istom smjeru u kojem se prije naleta kretalo vozilo Opel Vectra, a pri tome je težište vozila Opel Vectra prešlo put od 2,4 [m] od početka sudara do krajnjeg zaustavnog položaja, a težište vozila Opel Omega prešlo put od 9,1 [m] od početka naleta do zaustavnog položaja. Na slici 5.25. prikazan je skica sudara vozila.



Slika 5.25. Skica sudara vozila – 1

Na slici 5.26. prikazani su početni i zaustavni položaji vozila u sudaru.



Slika 5.26. Skica sudara vozila – 2

Budući da se ovaj sudar ne može analizirati grafičko analitičkom metodom, jer udarni pravac prolazi kroz težišta oba vozila (vozila se kreću samo translatorno bez rotacije), ovaj slučaj prikazat će se samo putem energetske metode, a napravit će se i izračun pomoću klasične metode energetskog rastera. Kontrola dobivenih rezultata napravit će se pomoću PC Crash izračuna.

Vrsta i stanje podloge na kojoj je ispitivan nalet vozila straga ista je kao i kod prethodnog slučaja kod bočnog naleta vozila. Prema tome mogu se procijeniti vrijednosti usporenja koja za vozilo Opel Vectru iznosi oko 4 [m/s^2], jer se ovo vozilo zaustavilo na kratkoj udaljenosti nakon naleta i pri tome ostvarilo visoki postotak od maksimalnog usporenja kod ekstremnog kočenja vozila, s obzirom na vrstu i stanje podloge. Vrijednost usporenja vozila Opel Omega se može procijeniti na oko 2 [m/s^2], budući da je stražnji dio vozila Opel Omega prilikom naleta bio podignut, jer se simuliralo podlijetanje vozila i vozilo se nakon naleta kretalo na dijelu ispitnog poligona sa blagim nagibom.

a) Energetska metoda

Za određivanje prije sudarne brzine vozila u prvom redu je kao i kod prethodnih proračuna potrebno izračunati poslije sudarne brzine vozila. Tako za ovaj primjer poslije sudarne brzine vozila iznose:

- za Opel Vectru:

$$v_1' = \sqrt{2 * 4 * 2{,}4} = 4{,}38\ [^m/_s]$$

- za Opel Omegu:

$$v_2' = \sqrt{2 * 2 * 9{,}1} = 6{,}03\ [^m/_s]$$

Nakon određivanja poslije sudarnih brzina vozila može se odrediti prije sudarna brzina vozila Opel Vectra prema sljedećoj jednadžbi:

$$v_1 = v_1' + \frac{m_2}{m_1} * v_2'\ [^m/_s] \qquad (55)$$

gdje je:

v_1 – prije sudarna brzina vozila Opel Vectra [m/s]

v'_1 – poslije sudarna brzina vozila Opel Vectra [m/s]

v'_2 - poslije sudarna brzina vozila Opel Omega [m/s]

m_1 - masa vozila Opel Vectra [kg]

m_2 – masa vozila Opel Omega [kg].

Primjenom jednadžbe (55) prije sudarna brzina vozila Opel Vectra iznosi:

$$v_1 = 4{,}38 + \frac{1335}{1415} * 6{,}03 = 10{,}07\ [\frac{m}{s}]$$

Prema tome prije sudarna brzina vozila Opel Vectra iznosila je oko 36 [km/h].

Nakon određivanja prije sudarne brzine vozila Opel Vectra, može se odrediti koliko se sudarne brzine vozila utrošilo na deformaciju vozila Opel Vectra. Brzina utrošena na deformaciju vozila procjenjuje se pomoću EES kataloga. To se radi na način da se oštećenja konkretnog vozila usporede sa sličnim oštećenjima vozila u bazi EES kataloga i na temelju toga se procjeni brzina vozila koja je utrošena na deformaciju vozila.

Na slici 5.27. prikazano je vozilo čija su oštećenja gotovo identična onima kod vozila Opel Vectra. Kod vozila sa slike 5.27. brzina utrošena na deformaciju vozila iznosi 20,4 [km/h] i na temelju toga s obzirom na sličnost oštećenja, brzina utrošena na deformaciju vozila Opel Vectra iznosi oko 20 [km/h].



Slika 5.27. Vozilo iz EES kataloga u PC Crash programu

Brzina vozila utrošena na deformaciju vozila se osim pomoću EES kataloga može odrediti i klasičnom metodom energetskog rastera. Ova metoda je opisana i prikazana u nastavku.

b) Metoda energetskog rastera

Na slici 5.28. prikazana je dubina oštećenja prednjeg dijela vozila Opel Vectra, koje će poslužiti za procjenu brzine vozila utrošene na deformaciju putem metode energetskog rastera.



Slika 5.28. Dubina oštećenja vozila Opel Vectra

Opći energetski raster za vozila i procijenjeni energetski raster za konkretno vozilo na temelju deformacija prikazani su na slici 5.29.

Dubina deformacije	Opći energetski raster za vozila					
60 [cm]	4650	6030	9320	9320	6030	4650
50 [cm]	2441	3166	4893	4893	3166	2441
40 [cm]	1279	1658	2563	2563	1658	1279
30 [cm]	1337	1734	2680	2680	1734	1337
20 [cm]	1686	2186	3379	3379	2186	1686
10 [cm]	581	3769	2650	2650	3769	581
Opći energetski raster za vozila dobiven je ispitivanjem deformacijskuih značajki vozila mase 950 [kg]. Ako je masa vozila koji se promatra veća od 950 [kg], onda se vrijednost rasera množi sa faktorom odnosa masa. Ova metoda je provjerena laboratorijskim pokusima.						

[cm]	Postotna raspodjela za Opel Vectra prema deformaciji					
30	32%	32%	32%	32%	32%	32%
20	100%	100%	100%	100%	100%	100%
10	100%	100%	100%	100%	100%	100%
[cm]	Energetski raster za Opel Vectra na temelju deformacije					
30	427,84	554,88	857,60	857,60	554,88	427,84
20	1686,00	2186,00	3379,00	3379,00	2186,00	1686,00
10	581,00	3769,00	2650,00	2650,00	3769,00	581,00

Slika 5.29. Opći i procijenjeni energetski raster za konkretno vozilo

Energija utrošena na deformaciju vozila Opel Vectra prema ovom rasteru je:

$$E_D = 32\ 182{,}64\ [J]$$

Faktor odnosa masa kod ovog slučaja je:

$$f = \frac{1335}{950} = 1{,}4052$$

Prema tome je deformacijska energija kod ovog slučaj jednaka:

$$E_D = 32\ 182{,}64 * 1{,}4052 = 45\ 223{,}04\ [J]$$

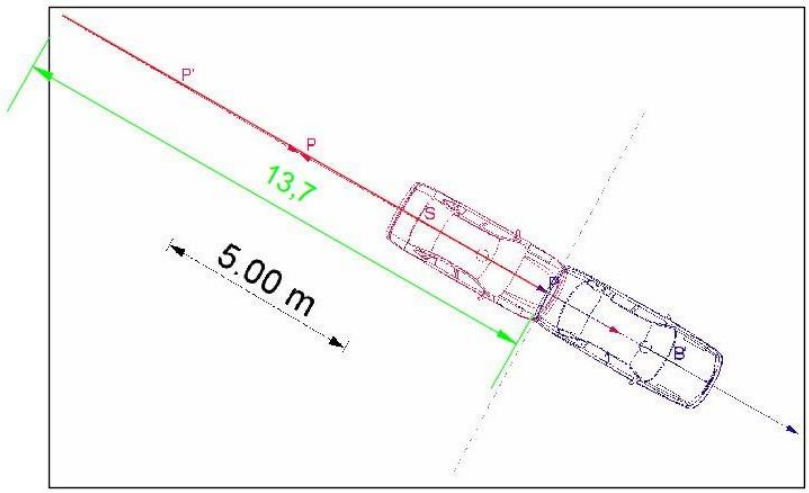
Budući da je ukupna masa vozila 1415 [kg] (masa vozila 1335 [kg] + masa vozača 80 [kg]), EES prema tome iznosi:

$$EES = 3{,}6\sqrt{\frac{2 * E_D}{m}} = 3{,}6 * \sqrt{\frac{90\ 446{,}09}{1415}} = 28{,}71\ [\frac{km}{h}]$$

Sudarna brzina vozila koja je utrošena na deformaciju vozila Opel Vectra procjenom pomoću EES kataloga iznosi oko 20 [km/h], a primjenom metode energetskog rastera iznosi oko 28 [km/h]. Stoga kod podlijetanja vozila nije preporučljivo koristit klasični energetski raster za određivanje brzine vozila utrošene na deformaciju vozila, jer oštećenja prednjeg dijela vozila nisu ekvivalentna onima kod naleta vozila na čvrstu nepomičnu zapreku, pa takav proračun daje netočne podatke za brzinu utrošenu na deformaciju vozila. To se potvrđuje kod ovoga slučaja, jer dolazi do velikog odstupanja između procijene pomoću EES kataloga i izračuna dobivenog metodom energetskog rastera. Stoga se ne preporuča korištenje metode energetskog rastera kod ovakvih slučajeva, jer dok je prednji gornji dio vozila Opel Vectra u velikoj mjeri oštećen, prednji donji dio istog vozila gotovo je netaknut.

c) PC Crash proračun

Na slici 5.30. prikazan je sudarni impulsni dijagram vozila dobiven putem PC Crash simulacije. Vozilo Opel Vectra označeno je crvenom bojom, a vozilo Opel Omega označeno je plavom bojom, dok je duljina prije sudarnog impulsa vozila označena zelenom bojom.



Slika 5.30. Impulsni dijagram vozila iz PC Crash programa

Sa slike 5.30. očitano je da duljina prije sudarnog vektora vozila iznosi 13,7 [m], a prema tomu je količina gibanja vozila prije sudara jednaka:

$$P = 13700 \text{ [kgm/s]}$$

Mjerilo primijenjeno na slici 5.25. je:

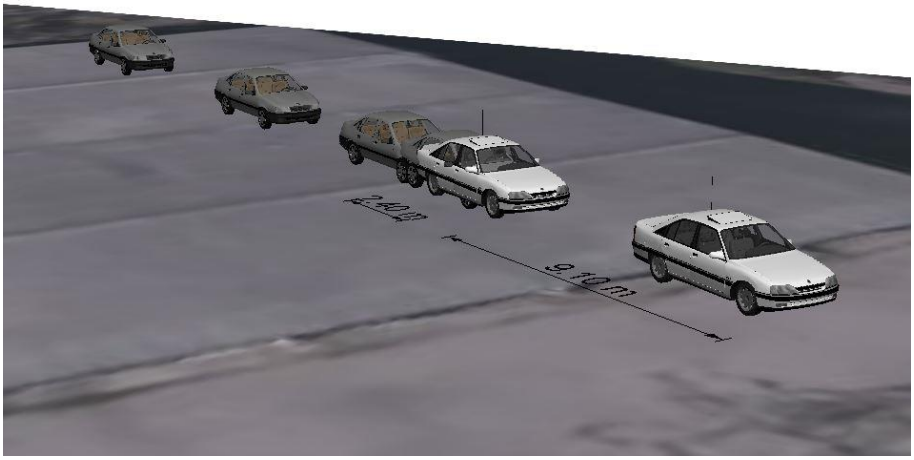
$$1 \text{ [m]} = 1000 \text{ [kgm/s]}$$

Prema tome je prije sudarna brzina vozila Opel Vectra jednaka:

$$v = \frac{P}{m} = \frac{13700}{1415} = 9{,}68\ [\frac{m}{s}]$$

Dakle, brzina vozila Opel Vectra u trenutku prvoga kontakata između vozila prema sudarnom impulsnom dijagramu, koji je dobiven PC Crash simulacijom iznosila je oko 35 [km/h].

Na slici 5.26. je prikazana kinematika kretanja vozila u sudaru napravljena putem PC Crash simulacije.



Slika 5.26. Kinematika kretanja vozila u PC Crash programu

6. ANALIZA DOBIVENIH REZULTATA ODREĐIVANJA BRZINE VOZILA U SUDARNOM PROCESU PRIMJENOM RAZLIČITIH METODA

Rezultati određivanja sudarne brzine vozila primjenom različitih metoda opisani u prethodnom poglavlju su sljedeći:

- Prije sudarna brzina vozila VW Golf kod bočnog sudara prema grafičko analitičkom postupku iznosila je oko 35 [km/h], što predstavlja zanemarivo odstupanje od stvarne ispitne brzine koja je iznosila 36 [km/h]. To znači da se kod ovog slučaja grafičko analitičkim postupkom može sa velikom točnošću odrediti prije sudarna brzina vozila. Dozvoljene tolerancije kod određivanja sudarne brzine vozila prema stručnim literaturama kreću se u granicama od 5 do 10 %, a u nekim slučajevima i više od toga. Prije sudarna brzina vozila VW Golf prema energetskoj metodi iznosila je oko 36 [km/h], što u potpunosti odgovara ispitnoj brzini, a prije sudarna brzina vozila VW Golf dobivena pomoću simulacijskog programa PC Crash iznosila je oko 36 [km/h], što isto tako u potpunosti odgovara ispitnoj brzini.
- Prije sudarna brzina vozila Opel Vectra kod naleta vozila straga je prema energetskoj metodi iznosila oko 36 [km/h], što predstavlja malo odstupanje od ispitne brzine koja je iznosila 35 [km/h]. Ovaj slučaj nije moguće riješiti klasičnim grafičko analitičkim postupkom jer udarni pravac prolazi kroz težišta oba vozila, pa nije moguće dobiti zatvoreni dijagram količina kretanja iz kojega bi se očitale sudarni vektori vozila, jer sudarni vektori vozila kod ovog slučaja leže na istom pravcu. Rezultati dobiveni za prije sudarnu brzinu vozila Opel Vectra pomoću PC Crash simulacije u potpunosti odgovaraju ispitnoj brzini od 35 [km/h]. Na temelju prethodno navedenog može se zaključiti da energetska metoda određivanja brzine vozila u sudaru kod ovoga slučaja daje u velikoj mjeri točne i precizne podatke za sudarnu brzinu vozila Opel Vectra.

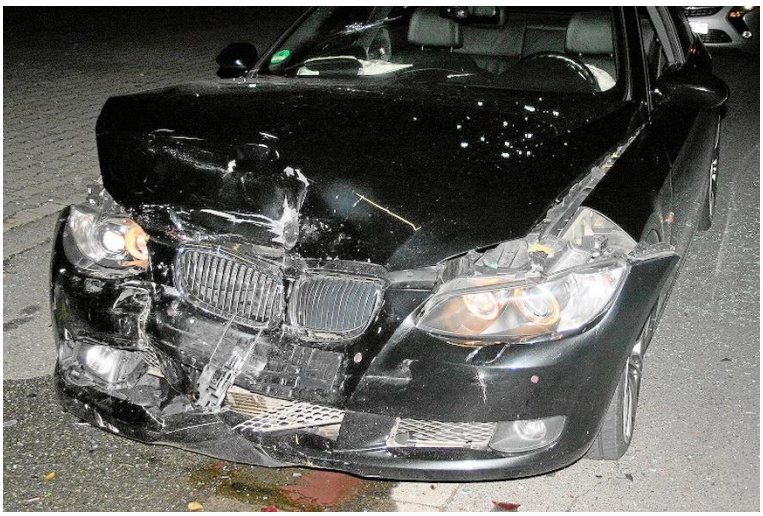
Analizom dvaju vrsta sudara prikazanih u prethodnom poglavlju može se zaključiti da kod bočnog naleta grafički postupak daje jasne i lako mjerljive podatke, dok ovaj postupak nije moguće primijeniti kod nalet vozila na stražnji dio vozila sa punim preklapanjem sudarenih površina. Kontrolni proračun napravljen je PC Crash simulacijom i prema njemu određene prije sudarne brzine vozila Opel Vectra i vozila VW Golf kod dva analizirana sudara primjenom

grafičko analitičkog i energetskog postupka, daju gotovo u potpunosti jednake rezultate u odnosu na one zabilježene mjerenjem kod ispitivanja.

Analizom metode energetskih rastera napravljenom u prethodnom poglavlju kod naleta vozila na stražnji dio drugog zaustavljenog vozila, gdje je ispitivano podlijetanje vozila može se zaključiti da kod slučaja podlijetanja vozila nije preporučljivo primjenjivati klasičnu metodu energetskog rastera, jer ne daje pouzdane podatke kod ove vrste sudara. Odnosno procjena sudarne brzine vozila utrošene na deformaciju vozila napravljena klasičnom metodom energetskih rastera uvelike se razlikuje od procjene napravljene putem EES kataloga.

Kod konkretnog slučaja naleta vozila straga, procjena brzine vozila utrošene na deformaciju pomoću EES kataloga je oko 20 [km/h], a pomoću metode energetskih rastera je oko 28 [km/h] ili oko 40 % više od procjene primjenom EES kataloga.

Na slici 5.27. prikazana su karakteristična oštećenja prednjeg dijela vozila iz EES kataloga za utrošenu brzinu od 27 [km/h]. Prema tome usporedbom oštećenja se slike 5.27. sa onima sa slike 5.23. može se zaključiti da je sudarna brzina utrošena na deformaciju vozila Opel Vectra znatno manja od one dobivene metodom energetskog rastera, jer je najčvršći prednji dio vozila gotovo netaknut. Uzrok toga može biti u tome što se kod ovog slučaja ispitivalo podlijetanje vozila.



Slika 5.27. Karakteristična oštećenja vozila iz EES kataloga u PC Crash programu

Ovo se također navodi u nekim stručnim literaturama gdje se ne preporuča koristiti metoda energetskih rastera kod podlijetanja vozila, kod „skakanja“ na vozilo i kod prevrtanja

vozila, jer ne postoji raster za krov vozila. Metodu energetskih rastera nije preporučljivo ni upotrebljavati kada je sudarni kut vozila veći od 10°.

Metoda energetskog rastera za ispitivani bočni sudar daje u velikoj mjeri točne, gotovo identične podatke prema onima procijenjenima iz EES kataloga. Stoga se može zaključiti da se kod ovoga slučaja može preporučiti primjena klasične metode energetskog rastera, jer daje dosta precizne i točne podatke.

Međutim, kod oba analizirana slučaja je teško primijeniti metodu energetskog rastera jer ne postoje slike tlocrtnih oštećenja vozila ili zapisnik sa dubinom izmjerenih oštećenja, svi proračuni su napravljeni na temelju individualne procjene.

Za što precizniju i točniju procjenu sudarne brzine vozila utrošenu na deformaciju vozila poželjno je napraviti slike odozgo (tlocrtno) odnosno iz ptičje perspektive ili izmjeriti nastala udubljenja na vozilu.

Analizom dobivenih rezultata određivanja brzine vozila u sudarnom procesu primjenom različitih metoda može se zaključiti da kod nekih vrsta sudara određene metode ne mogu primjenjivati, a kod nekih slučajeva može se koristit više metoda.

Tako je kod ekscentričnih sudara vozila odnosno sudara vozila pod nekim kutom različitim od 0° ili 180° najbolje koristiti grafički ili analitički postupak, a u nekim slučajevima može se primjenjivati i energetska metoda. Dok je kod analize centralnih vrsta sudara vozila najbolje koristiti energetsku metodu.

Kontrola dobivenih rezultata s obzirom na primijenjene metode može se napraviti simulacijom pomoću PC Crash ili nekog drugog programskog alata.

7. ZAKLJUČAK

Brzine vozila u sudarnom procesu mogu se određivati primjenom različitih metoda. Odabir metode za određivanje brzine vozila u sudaru u najvećoj mjeri ovisi o vrsti sudara vozila. Tako se za analizu ekscentričnih ili kosih sudara najčešće primjenjuje grafičko analitička metoda, a za analizu centralnih sudara i sudara vozila pri malim kutovima primjenjuje se energetska metoda. Provjera točnosti rezultata dobivenih primjenom grafičko analitičke i energetske metode može se napraviti pomoću raznih simulacijskih programskih alata. Jedan od najčešće korištenih programskih alata za analizu sudara vozila odnosno općenitu analizu prometne nesreće je PC Crash. Pomoću PC Crash programskog alata može se detaljno prikazati i analizirati mehanizam i dinamika nastanka prometne nesreće. Međutim, provjera točnosti podataka kod analize sudara vozila može se napraviti i klasičnim ručnim izračunom.

Pod sudarom vozila razumijeva se dodir između dva vozila, a karakterizira ga djelovanje velikih sila u kratkom vremenu trajanja. Sudarni proces između vozila dijeli se na dvije faze, fazu kompresije i fazu restitucije. Faza kompresije traje od trenutka prvoga kontakta do trenutka dostizanja najmanjeg razmaka između vozila, a faza restitucije traje od trenutka dostizanja najmanjeg razmak do trenutka razdvajanja vozila. Sudari vozila se klasificiraju prema položaju udarnog pravca, a najopćenitija podjela prema tome je na frontalne sudare, bočne sudare, nalet vozila straga i prevrtanje vozila.

Za što bolju analizu sudara vozila jedna od najbitnijih stavki koju treba detaljno i temeljito prikazati je skica prometne nesreće. Na skici prometne nesreće može biti ucrtano mjesto sudara, konačni položaji vozila, tragovi prometne nesreće i ostalo bitno za kvalitetnu analizu sudara.

Grafičko analitička metoda najjednostavnija je metoda za brzo određivanje sudarnih brzina vozila. Brzine vozila u sudaru koje imaju najveće značenje prilikom analize sudara su prije sudarne brzine vozila odnosno brzine vozila u trenutku prvoga kontakta između vozila. Za određivanje prije sudarne brzine vozila potrebo je poznavanje kretanja vozila nakon sudara do krajnjeg zaustavnog položaja, poznavanje ukupne mase vozila i poznavanje poslije sudarnih brzina vozila. Kod analize sudara vozila grafičko analitičkim postupkom najčešće se primjenjuje metoda impulsnog dijagrama odnosno Slibar metoda. Međutim, ova metoda se ne može primijeniti kod čisti centralnih sudara vozila, jer udarni pravac prolazi kroz težišta vozila, pa nije moguće dobiti zatvoreni impulsni dijagram.

Energetska metoda određivanja brzine vozila u sudaru utemeljena je na utrošku brzine vozila na deformacije nastale na vozilima tijekom sudara. Za izračun sudarne brzine vozila pomoću ove metode primjenjuju se razni energetski postupci i metode. Kod primjene ove metode često se koristi metoda procjene utroška deformacijske energije pomoću EES kataloga, a često se i primjenjuje metoda energetskog rastera. Primjena jedne od navedenih energetskih metoda ovisi o kvaliteti raspoloživih podataka iz zapisa o očevidu prometne nesreće, to se posebno odnosi na kvalitetu fotografija oštećenja vozila ili kod nekih slučajeva i izmjerenih oštećenja (udubljenja) vozila.

Općenito, za što bolju i točniju analizu sudara vozila bitno je kod očevida što temeljitije opisati i prikazati oštećenja nastala na vozilima tijekom sudara, detaljno opisati tragove prometne nesreće, što točnije označiti mjesto sudara vozila i krajnje zaustavne položaje vozila.

Analizom realnih prometnih nesreća prikazanih u petom poglavlju, a koje su simulirane na Zavodu za prometno tehnička vještačenja Fakulteta prometnih znanosti u Zagrebu, može se zaključiti da vrijede sve pretpostavke za primjenu grafičko analitičke i energetske metode, jer je dokazano da grafičko analitičku metodu nije moguće primijeniti kad udarni pravac prolazi kroz težišta oba vozila u sudaru, a metodu energetskog rastera nije preporučljivo koristiti kada kod sudara dolazi do podlijetanja vozila.

Dakle u ovom diplomskom radu definiran je sudarni proces između dva vozila, opisano i definirano mjesto sudara, opisane faze sudara vozila, prikazana i opisana klasifikacija sudara vozila s obzirom na položaj udarnog pravca i temeljito su opisane i prikazane metode određivanja brzine vozila u sudarnom procesu. Također, je opisan programski simulacijski alat PC Crash, a korištenjem tog programa napravljena je kontrola rezultata dobivenih za realne sudare primjenom grafičko analitičke i energetske metode za izračun sudarnih brzina vozila. Na temelju toga može se zaključiti da su rezultati za sudarne brzine vozila dobiveni primjenom klasičnih metoda dali dosta točne i pouzdane podatke kod analiziranih realnih primjera sudara vozila.

LITERATURA

[1] Rotim, F.: Elementi sigurnosti cestovnog prometa, Svezak 3, Fakultet prometnih znanosti, Zagreb, 1990.

[2] Vodinelić, V., i grupa autora: Saobraćajna kriminalistika, Beograd, 1986.

[3] Dragač, R.: Bezbednost drumskog saobraćaja III, Saobraćajni fakultet, Beograd, 1999.

[4] Čović, M., Zečević, D., Hrgović, T., Jelić, I., Strinović, D., Škavić, J.: Vještačenja u cestovnom prometu, Informator; Zagreb, 1987.

[5] Fricke, L.B.: Traffic Accident Reconstruction, Volume 2, Northwestern University Traffic Institute, Evanston, 1990.

[6] Cerovac, V.: Tehnika i sigurnost cestovnog prometa, Fakultet prometnih znanosti, Zagreb, 2001.

[7] Appel, H., Krabbel, G., Vetter, D.: Unfallforschung, Unfallmechanik und Unfallrekonsruktion, Kippenheim, 2002.

[8] Tomasch, E.: Accident Reconstruction Guidelines, Graz Univrsity of Technology, Graz, 2004.

[9] Brach, R.M., Brach, R.N.: Vehicle Accident Analysis and Reconstruction Methods, SAE International, Warrendale, 2005.

[10] Zovak, G., Šarić, Ž.: Prometno tehničke ekspertize – autorizirana predavanja, Fakultet prometnih znanosti, Zagreb, 2016.

[11] Bogićević, D., Kostić, S., Marinković, T., Čergić, N.: Utjecaj oblika čeone površine vozila na realne vrijednosti deformacijskog rada, Zbornik radova Zlatibor, p. 48-55, 2012.

[12] Bogićević, D., Kostić, S., Gladović, P., Čergić, N.: Konstrukcija i primjena energetskih rastera za tipske modele vozila, Zbornik radova Zlatibor, p. 176-185, 2011.

[13] Crash 3 Technical Manual, U.S. Department of Transportation, 1986.

[14] PC CRASH Operating and Technical Manual, Version 10.0, Linz, 2013.

[15] Tseveennamjil, B., Hudak, A., Rievaj, V.: Determining the speed of vehicles before and after crash, vol. 6, p. 155-163, 2011.

[16] Burdzik, R., Folega, P., Konieczny, L., Lazarz, B., Stanik, Z., Warczek, J.: Analysis of material deformation work measures in dtermination of a vehicles collision speed, Archives of Materials Science and Engineering, vol. 58, p. 13-21, 2012.

[17] Berg, F.A., Walz, F., Muster, M., Burkle, H., Epple, J.: Implication of velocity change delta-v and energy equivalent speed EES for injury mechanism assessment in various collision configurations, IRCOBI Conference, Goteborg, 1998.

[18] URL: http://www.nhtsa.dot.gov (pristupljeno: svibanj 2017.)

[19] URL: http://www.autoevolution.com (pristupljeno: lipanj 2017.)

[20] URL: http://www.ultimatespecs.com (pristupljeno: lipanj 2017.)

[21] URL: http://www.dsd.at (pristupljeno: lipanj 2017.)

[22] URL: http://www.carfolio.com (pristupljeno: lipanj 2017.)

[23] URL: https://hr.wikipedia.org (pristupljeno: travanj 2017.)

[24] URL: http://www.safercar.gov (pristupljeno: lipanj 2017.)

POPIS SLIKA

Slika 2.1. Čisti centralni sudar vozila ... 3
Slika 2.2. Kosi sudari vozila A i B, bočni sudar vozila C ... 4
Slika 2.3. Klasifikacija sudara dvaju vozila prema liniji sudara ... 5
Slika 2.4. Centralni sudari vozila ... 6
Slika 2.5. Ekscentrični sudari vozila ... 6
Slika 2.6. Podjela sudara dvaju vozila na temelju položaja kazaljki sata ... 7
Slika 2.7. Puni frontalni sudar vozila ... 7
Slika 2.8. Djelomični frontalni sudar vozila ... 8
Slika 2.9. Bočni sudar vozila ... 8
Slika 2.10. Puni nalet vozila straga ... 8
Slika 2.11. Određivanje udarnog pravaca ... 9
Slika 2.12. Bočni sudar vozila - 1 ... 10
Slika 2.13. Bočni sudar vozila - 2 ... 11
Slika 2.14. Bočni sudar vozila - 3 ... 11
Slika 2.15. Sudar dvaju vozila ... 15
Slika 2.16. Okretni impuls kod sudara vozila ... 16
Slika 2.17. Prvi korak crtanja paralelograma ... 19
Slika 2.18. Drugi korak crtanja paralelograma ... 19
Slika 2.19. Treći korak crtanja paralelograma ... 20
Slika 2.20. Određivanje koordinatnog sustava ... 21
Slika 2.21. Određivanje prilazne putanje vozila 1 ... 21
Slika 2.22. Crtanje prilazne putanje vozila 2 ... 22
Slika 2.23. Crtanje zajedničkog poslije sudarnog vektora vozila 1 i vozila 2 ... 22
Slika 2.24. Označavanje zajedničkog poslije sudarnog impulsa vozila ... 23
Slika 2.25. Crtanje prije sudarnog impulsa vozila ... 24
Slika 2.26. Crtanje linije paralelne sa impulsnom linijom vozila 1 ... 24
Slika 2.27. Crtanje linije paralelne sa impulsnom linijom vozila 2 ... 25
Slika 2.28. Mjerenje prije sudarnih vektora vozila 1 i vozila 2 ... 25
Slika 2.29. Crtanje koordinatnog sustava ... 27
Slika 2.30. Crtanje prilazne putanje vozila 1 ... 27
Slika 2.31. Crtanje prilazne putanje vozila 2 ... 28
Slika 2.32. Crtanje poslije sudarne putanje vozila 1 ... 28
Slika 2.33. Crtanje poslije sudarne putanje vozila 2 ... 29
Slika 2.34. Mjerenje poslije sudarnog impulsa vozila 1 ... 30
Slika 2.35. Mjerenje poslije sudarnog impulsa vozila 2 ... 30
Slika 2.36. Crtanje linije paralelne sa vektorom vozila 1 ... 31
Slika 2.37. Crtanje dijagonale paralelograma ... 31
Slika 2.38. Crtanje prije sudarnog impulsa vozila ... 32
Slika 2.39. Određivanje prije sudarnih brzina vozila ... 33
Slika 2.40. Rješavanje vektora P ... 34
Slika 2.41. Poslije sudarni impulsni vektori ... 35
Slika 2.42. Poslije sudarni impulsni vektori ... 35
Slika 2.43. Smjer prije sudarnih i poslije sudarnih vektora vozila 1 i vozila 2 ... 37
Slika 2.44. Standardno određivanje sudarnih kutova vozila – nijedan prije sudarni vektor vozila (P1 i P2) ne leži na x-osi ... 40

Slika 2.45. Smještanje vektora P_1 na x-os 40
Slika 2.46. Glave prije sudarnih vektora u ishodištu koordinatnog sustava 41
Slika 2.47. Crtanje linije paralelne sa x-osi kroz rep vektora P_2 41
Slika 2.48. Određivanje sudarnoga kuta crtanjem paralelne linije - 1 42
Slika 2.49. Određivanje sudarnoga kuta crtanjem paralelne linije - 2 42
Slika 2.50. Određivanje sudarnoga kuta pomicanjem vektora - 1 43
Slika 2.51. Određivanje sudarnoga kuta pomicanjem vektora - 2 43
Slika 2.52. Određivanje sudarnoga kuta pomicanjem vektora - 3 44
Slika 2.53. Određivanje sudarnoga kuta pomicanjem vektora - 4 44
Slika 2.54. Određivanje sudarnoga kuta crtanjem paralelne linije 45
Slika 2.55. Određivanje poslije sudarnoga kuta - 1 45
Slika 2.56. Određivanje poslije sudarnoga kuta - 2 46
Slika 2.57. Određivanje poslije sudarnoga kuta - 3 46
Slika 2.58. Određivanje poslije sudarnoga kuta - 4 47
Slika 2.59. Položaj sudarnih vektora vozila 1 i vozila 2 48
Slika 3.1. Čelni centralni sudar 50
Slika 3.2. Zadnji centralni sudar 50
Slika 3.3. Puni plastični sudar dvaju vozila jednake mase 56
Slika 3.4. Nalet vozila na čvrstu zapreku 58
Slika 3.5. Usporedba sudara dvaju vozila s naletom vozila na zapreku 58
Slika 3.6. Nalet vozila na zapreku 59
Slika 3.7. Ovisnost deformacije školjke vozila od sudarne brzine pri čelnom sudaru 60
Slika 3.8. Frontalni nalet vozila na zid 63
Slika 3.9. Veličina deformacije u funkciji udarne brzine vozila u zid 63
Slika 3.10. Veličina deformacije u funkciji udarne brzine za nova (1) i stara (2) vozila 64
Slika 3.11. Geometrijski postoci rastera 66
Slika 3.12. Rasteri energije za čelne (a), bočne (b) i stražnje (c) udare, ... 67
Slika 3.13. Raster vozila za prednji i zadnji kut vozila 68
Slika 3.14. Prikaz podataka o veličini deformacije vozila 68
Slika 3.15. Postupak reduciranja rasterskog dijagrama 69
Slika 3.16. Reducirani dijagram energetskog rastera 69
Slika 3.17. Postotna raspodjela deformacijske energije prema Schaperu 69
Slika 3.18. Postotna raspodjela deformacijske energije prema Campbellu 70
Slika 3.19. Postotna raspodjela deformacijske energije prema Rohrichu 70
Slika 3.20. Raster energije vezan za nalet vozila na stup 71
Slika. 3.21. Promjena koeficijenta uspostavljanja u ovisnosti relativnoj izgubljenoj sudarnoj brzini .. 73
Slika 4.1. Baza podataka vozila iz PC Crash programa 76
Slika 4.2. Različiti prikazi oblika vozila u PC Crash programu 76
Slika 4.3. Podaci o vozilima u PC Crash programu 77
Slika 4.4. Podaci o vozilima – značajke u PC Crash programu 78
Slike 4.5. Simulacija sudara u PC Crash programu 78
Slika 5.1. Opel Vectra 80
Slika 5.2. Opel Omega 81
Slika 5.3. VW Golf 3 81
Slika 5.4. Tehničke značajke ispitivanih vozila 81
Slika 5.5. Bočni sudar vozila VW Golf i Opel Omega 82
Slika 5.6. Bočni sudar vozila - pogled odozgo 82
Slika 5.7. Oštećenja na vozilu VW Golf - 1 83

Slika 5.8. Oštećenja na vozilu VW Golf - 2 83
Slika 5.9. Oštećenja na vozilu Opel Omega - 1 84
Slika 5.10. Oštećenja na vozilu Opel Omega - 2 84
Slika 5.11. Oštećenja na vozilu Opel Omega - 3 85
Slika 5.12. Skica sudara vozila – 1 87
Slika 5.13. Skica sudara vozila – 2 87
Slika 5.14. Dubina oštećenja vozila VW Golf u [cm] – 1 88
Slika 5.15. Dubina oštećenja vozila VW Golf – 2 88
Slika 5.16. Energetski raster za vozilo VW Golf 89
Slika 5.17. Vozilo iz EES kataloga u PC Crash programu 90
Slika 5.18. Poslije sudarni dijagram količina kretanja vozila 93
Slika 5.19. Impulsni dijagram vozila iz PC Crash programa 94
Slika 5.20. Nalet vozila straga – pogled odozgo 95
Slika 5.21. Nalet vozila straga – podlijetanje 96
Slika 5.22. Oštećenja na vozilu Opel Vectra - 1 96
Slika 5.23. Oštećenja na vozilu Opel Vectra - 2 97
Slika 5.24. Oštećenja na vozilu Opel Omega 97
Slika 5.25. Skica sudara vozila – 1 99
Slika 5.26. Skica sudara vozila – 2 99
Slika 5.27. Vozilo iz EES kataloga u PC Crash programu 101
Slika 5.28. Dubina oštećenja vozila Opel Vectra 102
Slika 5.29. Opći i procijenjeni energetski raster za konkretno vozilo 102
Slika 5.30. Impulsni dijagram vozila iz PC Crash programa 104
Slika 5.26. Kinematika kretanja vozila u PC Crash programu 105
Slika 5.27. Karakteristična oštećenja vozila iz EES kataloga u PC Crash programu 107

Sveučilište u Zagrebu
Fakultet prometnih znanosti
10000 Zagreb
Vukelićeva 4

IZJAVA O AKADEMSKOJ ČESTITOSTI I SUGLASNOST

Izjavljujem i svojim potpisom potvrđujem kako je ovaj diplomski rad isključivo rezultat mog vlastitog rada koji se temelji na mojim istraživanjima i oslanja se na objavljenu literaturu što pokazuju korištene bilješke i bibliografija.

Izjavljujem kako nijedan dio rada nije napisan na nedozvoljen način, niti je prepisan iz necitiranog rada, te nijedan dio rada ne krši bilo čija autorska prava.

Izjavljujem također, kako nijedan dio rada nije iskorišten za bilo koji drugi rad u bilo kojoj drugoj visokoškolskoj, znanstvenoj ili obrazovnoj ustanovi.

Svojim potpisom potvrđujem i dajem suglasnost za javnu objavu diplomskog rada pod naslovom **Definiranje brzine vozila u sudarnom procesu primjenom različitih metoda** na internetskim stranicama i repozitoriju Fakulteta prometnih znanosti, Digitalnom akademskom repozitoriju (DAR) pri Nacionalnoj i sveučilišnoj knjižnici u Zagrebu.

U Zagrebu, 17.7.2017

Student/ica:

Mario Jukovac

(potpis)