Prerada serijskog osobnog automobila za automobilsko natjecanje drift

Bobetić, Marko

Undergraduate thesis / Završni rad

2016

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:486697

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-20**

Repository / Repozitorij:

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Marko Bobetić

Zagreb, 2016.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentori:

Dr. sc. Zoran Lulić, dipl. ing.
Mr. sc. Krunoslav Ormuž, dipl. ing.

Student:

Marko Bobetić
0035187642

Zagreb, 2016.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem svom mentoru, profesoru dr.sc. Zoranu Luliću na podršci i korisnim savjetima.

Komentoru, mr. sc. Krunoslavu Ormužu dipl. ing. zahvaljujem na pomoći i korisnim savjetima tijekom izrade ovog rada.

Marko Bobetić

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite

Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:

procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: Marko Bobetić Mat. br.: 0035187642

Naslov rada na hrvatskom jeziku: Prerada serijskog osobnog automobila za automobilsko natjecanje *drift*

Naslov rada na engleskom jeziku: Conversion of Serial Personal Vehicle into Drift Competition Vehicle

Opis zadatka:

Za razliku od ostalih kategorija natjecateljskog automobilizma, za *drift* natjecanja nisu potrebna velika ulaganja u preinaku cestovnog automobila, no važno je pravilno odabrati automobil za preinaku. Osnova za odabir je mala masa automobila i motor što veće snage koju ostvaruje pri velikoj brzini vrtnje. U natjecanjima se pokazalo da su najbolji odabir automobili s motorom sprijeda i stražnjom pogonskom osovinom.

U okviru završnog rada treba:

- proučiti pravilnike za nacionalna *drift* natjecanja i proučiti izvedbe različitih pogonskih rješenja osobnih automobila, te temeljem konkretnih primjera natjecateljskih *drift* vozila utvrditi kriterije automobila za preinaku;
- opisati i proračunati potrebne preinake na serijskom automobilu BMW E36 325i i to:
  - zamjena serijskog motora motorom veće snage ili utvrđivanje načina povećanja snage serijskog motora naknadnom ugradnjom turbo-punjača;
  - promjene na transmisiji (odabir spojke), promjene na mjenjaču, kardanskom vratilu te osovinskom diferencijalnom prijenosniku;
  - promjene na karoseriji automobila (ugradnja *roll-bar*-a);
  - promjene geometrije ovjesa vozila temeljem analize sila na vozilo tijekom natjecanja.

Pri izradi se treba pridržavati pravila za izradu završnog rada. U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:
25. studenog 2015.

Rok predaje rada:
1. rok: 25. veljače 2016.
2. rok (izvanredni): 20. lipnja 2016.
3. rok: 17. rujna 2016.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 29.2., 02. i 03.03. 2016.
2. rok (izvanredni): 30. 06. 2016.
3. rok: 19., 20. i 21. 09. 2016.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Zoran Lulić

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ I
POPIS SLIKA III
POPIS OZNAKA VI
SAŽETAK VIII
SUMMARY IX
1. UVOD 1
1.1. Općenito o *driftu* 2
1.2. Pravila *drift* natjecanja 3
1.2.1. Kvalifikacije 3
1.2.2. Twin drift 5
2. POGONSKA RJEŠENJA KOD AUTOMOBILA 7
2.1. Prednji pogon 8
2.2. Stražni pogon 8
2.3. Pogon na sve kotače *(all wheel drive)* 9
3. PERFORMANSE SERIJSKOG OSOBNOG VOZILA BMW E36 325i 10
4. ANALIZA SILA KOJE DJELUJU NA VOZILO 12
4.1. Vučna sila 13
4.2. Bočne sile 15
4.3. Vertikalne sile 20
4.4. Stabilnost vozila 21
4.5. Vučne karakteristike 25
4.5.1. Vučna hiperbola 27
4.5.2. Otpori vožnje 29
4.5.3. Pilasti dijagram mjenjača 32
4.5.4. Dijagram ubrzanja 34
5. PRERADE POTREBNE ZA *DRIFT* NATJECANJE 40
5.1. Povećanje snage 42
5.2. Prijenos snage 45
5.2.1. Zamašnjak i spojka 46
5.2.1.1. Proračun rotirajućih masa zamašnjaka 47
5.2.1.2. Kontrolni proračun lamele spojke 52
5.2.2. Mjenjač 53
5.2.3. Kardansko vratilo 54
5.2.4. Osovinski diferencijalni prijenos 55
5.3. Kočnice 58
5.4. Pneumatici 61
5.4.1. Faktor trenja prianjanja 62
5.4.2. Utjecaj klizanja kotača 63
5.4.3. Proklizavanje kotača 64
5.5. Prerade na karoseriji automobila – ugradnja *roll-bar-a* 68
5.6. Ovjes 71

5.6.1. Opružni i prigušni elementi 71
5.7. Geometrija ovjesa *drift* vozila 76
5.7.1. Parametri ovjesa 77
6. ZAKLJUČAK 84
LITERATURA 86
PRILOZI 87

POPIS SLIKA

Slika 1. Prolazak zavojem s kontroliranim preupravljanjem [4] 4
Slika 2 Prikaz idealne putanje i *clipping* točaka [6] 5
Slika 3 Prolazak zavojem s preupravljanjem s velikim kutom [6] 6
Slika 4 *Twin drift* 6
Slika 5 Sustav prijenosa snage kod vozila 7
Slika 6 Prednji pogon s poprečno postavljenim motorom naprijed [8] 8
Slika 7 Stražnji pogon s uzdužno postavljenim motorom naprijed [8] 9
Slika 8 BMW E36 325i 10
Slika 9 BMW E36 M3 10
Slika 10 Koordinatni sustav prema ISO 8855 12
Slika 11 Sile i momenti koji djeluju na pogonski kotač [6] 14
Slika 12 Vučna sila [6] 14
Slika 13 Bočne sile na kotaču [6] 15
Slika 14 Bočne sile u pogledu u smjeru vožnje [6] 16
Slika 15 Bočne sile u tlocrtu [6] 16
Slika 16 Centrifugalna sila [6] 17
Slika 17 Povećanje kuta bočnog klizanja 18
Slika 18 Krug trenja [6] 18
Slika 19 Vučna sila za dva različita radijusa zavoja 19
Slika 20 Moment stabilizacije [15] 19
Slika 21 Širina traga kotača 20
Slika 22 Bočne poremećajne sile 21
Slika 23 Gibanje vozila kroz zavoj 22
Slika 24 Djelovanje centrifugalne sile 23
Slika 25 Kotači usmjereni u smjeru zanošenja 24
Slika 26 Blokiranje stražnjih kotača 24
Slika 27 Pomak težišta uslijed naginjanja 25
Slika 28 Idealna vučna sila prikazana u *F,v* dijagramu 28
Slika 29 Vučni dijagram 29
Slika 30 Vučni dijagram s otporima vožnje 31
Slika 31 Dijagram snage dovedene pogonskim kotačima u ovisnosti o brzini vožnje 32
Slika 32 Pilasti dijagram 34
Slika 33 Faktor rotirajućih masa 35
Slika 34 Vrijeme potrebno za ubrzavanje vozila 39
Slika 35 Profilirana trkaća sjedala 41
Slika 36 Kuka za odvlačenje 41
Slika 37 Unutrašnjost automobila sa prekidačem za isključivanje struje 42
Slika 38 Ugradnja motora 42
Slika 39 Dijagram momenta M50B25 i S50B32 motora 43
Slika 40 Dijagram snage M50B25 i S50B32 motora 43
Slika 41 Serijski nosač motora [19] 44
Slika 42 Poliuretanski nosač motora UUC motorwerks 44
Slika 43 Ugrađen motor s prednjim povezivačem unutrašnjih blatobrana (e. *strut bar*) 45
Slika 44 Dijagram kolebanja broja okretaja dvomasenog zamašnjka 47
Slika 45 Dijagram kolebanja broja okretaja jednomasenog zamašnjaka 47

Slika 46 Tarna spojka [9] ... 50
Slika 47 Jednomaseni zamašnjak i dijelovi spojke ... 51
Slika 48 Dimenzije tarne površine lamele spojke ... 52
Slika 49 Nosač mjenjača s poliuretanskim ležajem ... 53
Slika 50 Ugrađen mjenjač ... 54
Slika 51 Dvodijelno kardansko vratilo ... 55
Slika 52 Samokočni diferencijal s lamelnom spojkom [9] ... 57
Slika 53 LSD u presjeku ... 57
Slika 54 Sustavi kočenja ... 59
Slika 55 Četveroklipna kočiona kliješta ... 59
Slika 56 Hidraulična kočnica stražnjih kotača ... 60
Slika 57 Ugrađena ručna kočnica ... 60
Slika 58 Stražnji pneumatici u dimenziji 245/40 ZR17 ... 61
Slika 59 Obodna i translatorna brzina ... 63
Slika 60 Dijagram ovisnosti faktora prianjanja i brzine klizanja ... 63
Slika 61 Vučeni kotač [7] ... 64
Slika 62 Pogonski kotač [7] ... 64
Slika 63 Kočeni kotač [7] ... 64
Slika 64 Radijalno opterećen elastični kotač u mirovanju [7] ... 65
Slika 65 Kotrljanje radijalno opterećenog pogonskog elastičnog kotača [7] ... 65
Slika 66 Prijeđeni put bez klizanja kod pogonskog kotača [7] ... 66
Slika 67 Prijeđeni put sa klizanjem kod pogonskog kotača ... 66
Slika 68 Prijeđeni put sa klizanjem kod kočenog kotača [7] ... 67
Slika 69 Dijagram ovisnosti efektivnog radijusa o momentu [14] ... 67
Slika 70 *Roll-bar* ... 68
Slika 71 Sile koje djeluju na vozilo gibanjem kroz desni zavoj ... 69
Slika 72 Prednji povezivač unutrašnjih blatobrana Wiechers Sport ... 69
Slika 73 Stražnji povezivač unutrašnjih blatobrana Wiechers Sport ... 70
Slika 74 Ugrađen stražnji povezivač unutrašnjih blatobrana ... 70
Slika 75 Ugrađen *roll-bar* ... 71
Slika 76 Dijagram F_{opr}, x za dvije različite konstante krutosti opruge [18] ... 72
Slika 77 Prednji ovjes BMW E36 325i [19] ... 73
Slika 78 Upravljački sustav ... 73
Slika 79 Amortizer s oprugom KW V3 ... 74
Slika 80 Spoj amortizera s karoserijom automobila ... 75
Slika 81 Ventil za reguliranje protoka ulja u amortizeru ... 75
Slika 82 Visina vozila ... 75
Slika 83 Oscilacije ovješenih i neovješenih masa ... 76
Slika 84 Geometrija kotača ... 77
Slika 85 Pozitivni i negativni bočni nagib kotača [9] ... 77
Slika 86 Negativni nagib kotača od 3 stupnja ... 78
Slika 87 Podešavanje bočnog kuta ... 78
Slika 88 Konvergentnost kotača [18] ... 79
Slika 89 Podešavanje usmjerenosti kotača ... 79
Slika 90 Bočni nagib osi zakretanja kotača i polumjer zakretanja kotača ... 80
Slika 91 Uzdužni nagib osi zakretanja kotača [9] ... 80
Slika 92 Središte valjanja i os valjanja ... 81
Slika 93 Kuglasti i *uniball* ležaj ... 82
Slika 94 Elementi upravljačkog sustava ... 82
Slika 95 Kut od 60 stupnjeva zakreta prednjih kotača ... 83

POPIS TABLICA

Tablica 1. Performanse serijskog automobila BMW E36 325i i BMW E36 M3 11
Tablica 2 Podaci potrebni za vučni dijagram 26
Tablica 3 Vučna sila 27
Tablica 4 Ovisnost brzine vozila o brzini vrtnje motora 33
Tablica 5 Očitani faktori rotirajućih masa 35
Tablica 6 Ubrzanja u I., II. i III. stupnju prijenosa 36
Tablica 7 Ubrzanja u IV., V. i VI. stupnju prijenosa 36
Tablica 8 Ubrzanja u svim stupnjevima prijenosa mjenjača 37
Tablica 9 Vrijeme potrebno za ubrzavanje u svim stupnjevima prijenosa 38
Tablica 10 Mehanički stupnjevi korisnosti prijenosnika snage 46
Tablica 11 Podaci potrebni za proračun zamašnjak [17] 48
Tablica 12 Prijenosni omjeri mjenjača Getrag 420G 49
Tablica 13 Kataloški brojevi elemenata spojke 51
Tablica 14 Prijenosni omjeri mjenjača ZF i Getrag S6S 420G 54
Tablica 15 Konstante krutosti opruga 74

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
a	m/s^2	Ubrzanje vozila
a_y	m/s^2	Bočno ubrzanje vozila
b	mm	Širina vozila
c	N/m	Konstanta krutosti opruge
F	N	Sila na obodu kotača
F_b	N	Bočna sila
$F_{b,p}$	N	Bočna sila prednjih kotača
F_c	N	Centrifugalna sila
F_N	N	Reakcija podloge
F_{N1}	N	Reakcija podloge na pogonski kotač
F_{opr}	N	Sila u opruzi
F_R	N	Sila otpora vožnje
F_T	N	Sila trenja na mjestu kontakta kotača i podloge
$F_{T,b}$	N	Bočna sila trenja
F_V	N	Vučna sila prenesena na podlogu
F_X	N	Uzdužna sila
F_Y	N	Bočna sila
G_a	N	Adhezivno težina vozila
G_{V1}	N	Opterećenje pogonskog kotača
k_m	-	Faktor rotirajućih masa
$i_{m,i}$	-	Prijenosni omjer mjenjača
$i_{m,1}$	-	Prijenosni omjer prvog stupnja mjenjača
$i_{m,2}$	-	Prijenosni omjer drugog stupnja mjenjača
$i_{m,3}$	-	Prijenosni omjer trećeg stupnja mjenjača
$i_{m,4}$	-	Prijenosni omjer četvrtog stupnja mjenjača
$i_{m,5}$	-	Prijenosni omjer petog stupnja mjenjača
$i_{m,6}$	-	Prijenosni omjer šestog stupnja mjenjača
i_d	-	Prijenosni omjer osovinske redukcije
$M_{b,s}$	Nm	Moment stabilizacije
m_v	kg	Masa vozila
m_z	kg	Masa zamašnjaka
M_e	Nm	Efektivni moment motora
M_k	Nm	Moment kočenja
M_p	Nm	Moment doveden pogonskom kotaču
M_s	Nm	Moment koji prenosi spojka

n	mm	Mehaničko predvođenje
n_m	min^{-1}	Broj okretaja motora
n_τ	mm	Uzdužni pomak osi zakretanja kotača od središta kotača
P	W	Snaga dovedena kotaču
P_e	W	Efektivna snaga motora
P_R	W	Snaga potrebna za savladavanje otpora
ΔP_i	W	Rezerva snage za ubrzanje
R	m	Radijus zavoja
r_d	m	Dinamički radijus kotača
r_k	m	Efektivni radijus kotrljanja
r_s	mm	Polumjer zakretanja kotača
r_{tp}	mm	Polumjer tarne površine zamašnjaka
r_{tp1}	mm	Unutarnji polumjer tarne površine zamašnjaka
r_{tp2}	mm	Vanjski polumjer tarne površine zamašnjaka
r_σ	mm	Bočni pomak osi zakretanja kotača od središta kotača
$r_{\tau,T}$	mm	Udaljenost hvatišta bočne sile i središta kontaktne površine gume i podloge
v	m/s	Translatorna brzina osi kotača
v_{max}	km/s	Maksimalna brzina vozila
v_o	m/s	Obodna brzina kotača
x	m	Produljenje ili skraćenje opruge
w_p	mm	Širina pneumatika
α	°	Kut bočnog klizanja
$\Delta\alpha$	°	Kut zakreta kotača
ε	-	Kompresijski omjer
ε_k	s^{-2}	Kutno ubrzanje kotača
ε_m	s^{-2}	Kutno ubrzanje motora
λ	-	Faktor klizanja
μ	-	Faktor trenja
μ_a	-	Faktor trenja prianjanja
μ_b	-	Faktor trenja prianjanja u bočnom smjeru
ρ_z	kg/m^3	Gustoća zraka
ε_m	s^{-2}	Kutno ubrzanje motora
σ	°	Bočni nagib osi zakretanja kotača
τ	°	Uzdužni nagib osi zakretanja kotača
φ	°	Rotacija oko uzdužne osi
ψ	°	Rotacija oko vertikalne osi
ω	s^{-1}	Kutna brzina vrtnje kotača

SAŽETAK

Tema ovog završnog rada je preinaka serijskog osobnog automobila za automobilsko natjecanje *drift*. Za razliku od ostalih kategorija natjecateljskog automobilizma, za *drift* natjecanja nisu potrebna velika ulaganja u preinaku cestovnog automobila. Ovim radom opisano je automobilsko natjecanje *drift*, izvedbe različitih pogonskih rješenja osobnih automobila te potrebne prerade na cestovnom osobnom automobilu da bi isti bio kompetitivan u *drift* natjecanju. Nakon opisanih pravila *drift* natjecanja te opisa pogonskih rješenja osobnih automobila, analiziran je konkretan automobil, te preinake na automobilu potrebne za nacionalno *drift* natjecanje. Analiza se sastoji od opisa performansi serijskog osobnog automobila, konstrukcijskih rješenja pogonske jedinice, prijenosa snage, karoserije automobila, ovjesa te geometrije vozila.

Ključne riječi: *drift*, osobni automobil, prijenos snage, ovjes, geometrija vozila

SUMMARY

The subject of this final thesis is the conversion of serial personal vehicle into drift competition vehicle. Compared with other categories of competitive motorsports, for drift competition does not require large investments in the conversion of serial personal vehicle. This final thesis described the automobile competition drift, performance of different drivetrain of personal vehicle and necessary modifications for personal vehicle. After the rules of drift competition and drivetrain solutions of personal vehicle are described, this work shows the structural analysis of specific vehicle and modifications required for national drift competition. Analysis consists of performance of a personal car, structural solutions of drivetrain, powertrain, car body, suspension and the vehicle geometry.

Key words: drift, personal vehicle, powertrain, suspension, vehicle geometry

1. UVOD

Temeljni cilj automobilskog *drift* natjecanja je vožnja s velikim kutovima bočnog klizanja. *Drift* je tehnika vožnje u kojoj vozač različitim metodama namjerno izaziva preupravljanje, uzrokujući pritom gubitak trakcije na stražnjim kotačima, tj. proklizavanje. Kod preupravljanja kut bočnog klizanja stražnjih kotača je veći od kuta prednjih kotača, te vozilo ima tendenciju kretanja zavojem manjim polumjerom. Vozilo se prolaskom kroz zavoj kontrolira korištenjem hidraulične ručne kočnice, okretanjem upravljačem u suprotnom smjeru od smjera kretanja vozila (e. *countersteer*) te kontroliranjem proklizavanja stražnjih kotača spojkom i dodavanjem ili oduzimanjem momenta na pogonskim kotačima. Kod ovog automobilističkog sporta važan je izbor vozila s odgovarajućim pogonom. Najčešće se koriste vozila s pogonom na stražnjim kotačima, a mogu se koristiti i vozila s pogonom na sva četiri kotača. Vrlo bitno je da automobil ima što manju masu zbog lakšeg upravljanja automobilom s velikim kutom bočnog klizanja te da ima što veću snagu (moment) zbog boljeg kontroliranja i bržeg prolaska vozila zavojem. Sve ostale karakteristike automobila koje će biti analizirane u ovom radu bitno utječu na prolazak vozila kroz zavoj.[1]

1.1. Općenito o *driftu*

Začetak ovog automobilističkog sporta je u japanskim planinama 70-ih godina prošlog stoljeća. Otkrivši da se planinska cesta može brže proći s preupravljanjem, ova tehnika vožnje postala je sve popularnija na japanskom automobilističkom natjecanju All Japan Touring Car Championship. Motociklistička legenda Kunimitsu Takahashi jedan je od kreatora ove tehnike vožnje.

Keiichi Tsuchiya poznatiji kao "Drift king" posebno se istaknuo u ovoj tehnici vožnje te je 1988. godine održano prvo *drift* natjecanje u Japanu pod nazivom D1 Grand Prix koje se održava sve do danas.

Drift je postajao sve popularniji i izvan Japana te je 1996. godine D1 Grand Prix održan na automobilističkoj stazi Willow Springs Raceway u Kaliforniji. Nakon toga popularnost *drifta* počela se širiti u Europu, Aziju, Australiju i Sjevernu Ameriku.

Sadašnja najpoznatija *drift* natjecanja su D1 Grand Prix u Japanu, Formula Drift u SAD-u te Drift Allstars i King of Europe u Europi. Postoje i regionalna natjecanja, pa većina europskih država ima i nacionalna *drift* natjecanja. [2]

1.2. Pravila *drift* natjecanja

U Hrvatskoj se *drift* natjecanje održava od 2009. godine. Hrvatsko *drift* natjecanje "Croatian Drift Challenge" u daljnjem tekstu "CDC" održava se prema [3] po slijedećem redoslijedu:

1. Prijavljeni vozači nakon tehničkog pregleda izlaze na stazu i voze kvalifikacijski krug natjecanja. Prilikom natjecanja, natjecatelji prvo voze prvi krug natjecanja, te su u njemu najmanje tri vožnje. Za uvrštavanje u sljedeći krug natjecanja, zbrajaju se bodovi iz svake vožnje s time da se najslabiji rezultat briše.
2. U drugi krug natjecanja ulazi 16 najboljih natjecatelja te se natječu u *twin driftu*. U osminu finala se natjecatelji razvrstavaju po rezultatima iz kvalifikacija, najbolji sa najslabijim, drugi sa predzadnjim i tako dalje. Osmina finala, četvrtfinale i polufinale natjecanja se odvija po principu *twin drifta* - dva natjecatelja se bore u međusobnom dvoboju istovremeno na stazi na jedan dobiven dvoboj. Finale se vozi također po sistemu *twin drifta*, ali na dva dobivena dvoboja.

1.2.1. Kvalifikacije

Elementi kvalifikacijske vožnje se ocjenjuju sa bodovima od 1 do 10, a konačna ocjena je zbroj ocjena pojedinačnih sudaca. Suci ocjenjuju način proklizavanja automobila kroz zavoj. Najvažniji elementi koji se ocjenjuju su: brzina, kut proklizavanja, idealna putanja i stil.

Kriteriji suđenja CDC-a prema [3]:

1. Brzina je subjektivni kriterij jer se ne mjeri ulazna brzina i brzina na segmentima staze.
2. Maksimalni kut pod kojim vozač može održavati i kontrolirati automobil cijelom dužinom označene staze.
3. *Drift* linija se definira kao idealna putanja koju vozilo mora odvesti na stazi i obilježava se unutarnjim i vanjskim *clipping* točkama i *clipping* zonama. Točna linija svake staze bit će uvjetovana od strane sudaca na pojedinoj stazi.
4. Stil je najsubjektivniji dio koji se ocjenjuje. Stilom se smatra sposobnost vozača da izvede pojedini kriterij koji se ocjenjuje i prikaže ga na najbolji individualni način. To je suština stila. Agresivna tranzicija, blizina zidova, unutrašnjih *clipping* točaka ili ruba staze, ekstremni kut i ekstremna blizina vodećem automobilu u slučaju tandem natjecanja su primjeri kako osobni stil vožnje može biti prikazan.

Clipping točke ili *apexi* označuju se s čunjevima ili na druge načine. Kada god se unutarnji *apex* udari, smatrati će se da je automobil izašao sa staze i bodovi ili će biti odbijeni ili će biti nula, ovisno o težini udarca. Smisao *clipping* točaka je što bliži prolaz pokraj njih, u slučaju unutarnjih *clipping* točaka što bliži prolaz prednjim branikom dok kod vanjskih *clipping* točaka što bliži prolaz sa stražnjim branikom.

Udarac u vanjsku *clipping* zonu ili točku bilo čime osim stražnjeg branika će se računati kao nula .

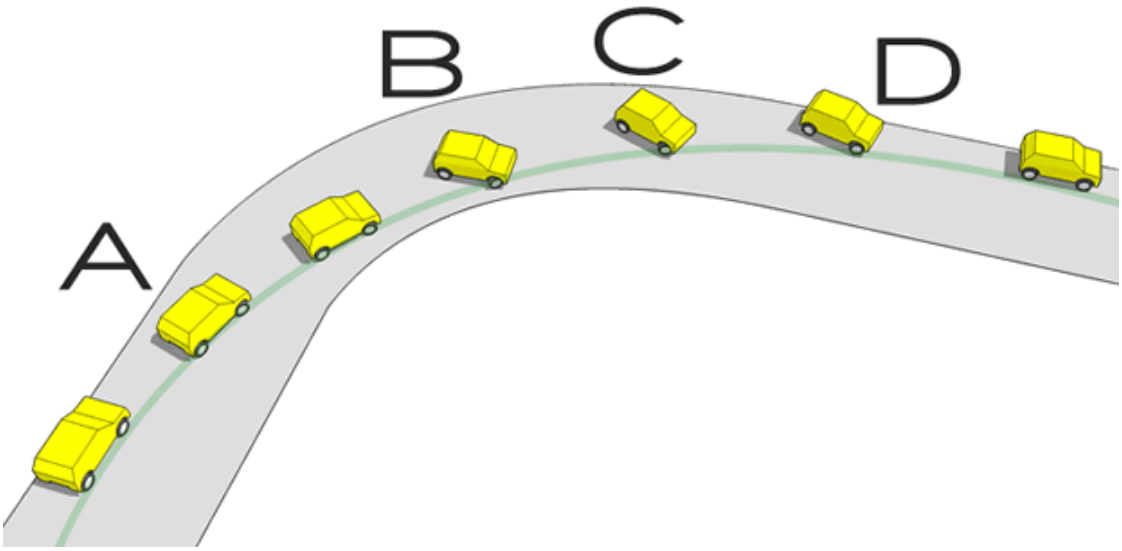
Prolaz zavojem s preupravljanjem sastoji se od 4 faze [5]:

A. ulazak u zavoj

B. povećanje preupravljanja i *countersteering*

C. kontroliranje i održavanje preupravljanja

D. izlazak iz zavoja i izravnavanje

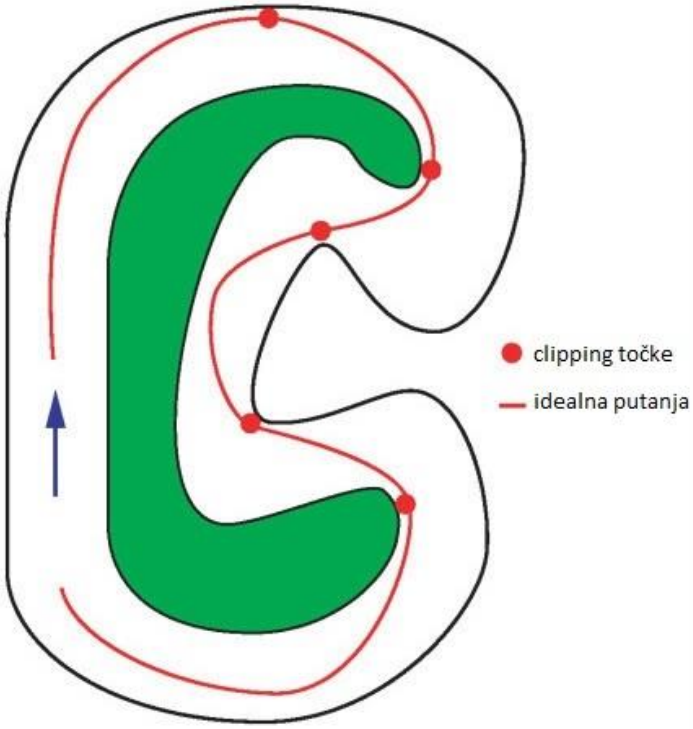


Slika 1. Prolazak zavojem s kontroliranim preupravljanjem [4]

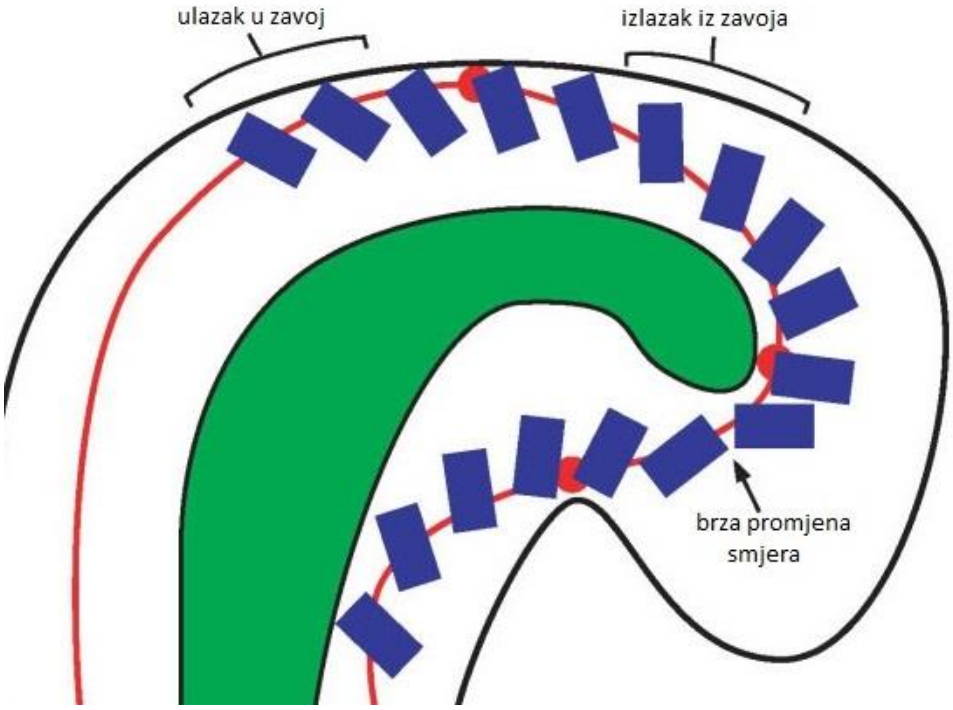
1.2.2. Twin drift

Twin drift se temelji na dvije vožnje s parovima na temelju kvalifikacijske pozicije. Po dva vozača kreću zajedno sa startne linije dok u zavojima voze jedan uz drugog. Prema pravilima *twin drifta* cilj je da prateći vozač vozi što bliže vodećem vozaču. Više kvalificirani će voditi prvu vožnju, niže plasirani drugu vožnju. Vodeći automobil treba voziti stazom brzinom, linijom, kutom i stilom kako su suci definirali tijekom kvalifikacija. Obično to znači voziti kao i na kvalifikacijskim vožnjama i fokusirati se na *clipping* točke i zone s maksimalnom preciznošću, kutom, brzinom i stilom. Prateći automobil treba tretirati vodeći automobil kao pokretnu *clipping* točku i pokazati najmanje jednak kut i više stila dok ga prati. S obzirom na brzinu, prateći vozač može doći blizu vodećem automobilu što je više moguće dok god prednji kotači pratećeg automobila ne prestignu prednje kotače vodećeg automobil. U biti, ako je učinio ispravno, prateći vozač može biti vrata do vrata s vodećim automobilom. Da bi prateći automobil pokazao dominaciju nad vodećim automobilom vozač mora slijediti liniju koju vodeći vozač odabere, održavajući konstantno jednak ili veći kut od vodećeg i brzinu za održavanje blizine vodećem automobilu. Veliki razmak za vodećim automobilom se sankcionira gubitkom bodova, a u pojedinim slučajevima i s nula bodova. [3]

Na slici 2 prikazan je primjer staze za *drift* natjecanje, idealne putanje i *clipping* točaka.



Slika 2 Prikaz idealne putanje i *clipping* točaka [6]



Slika 3 Prolazak zavojem s preupravljanjem s velikim kutom [6]

Slika 4 *Twin drift*

2. POGONSKA RJEŠENJA KOD AUTOMOBILA

U ovisnosti o tome kako se snaga motora raspodjeljuje do kotača, kod cestovnih automobila razlikujemo:

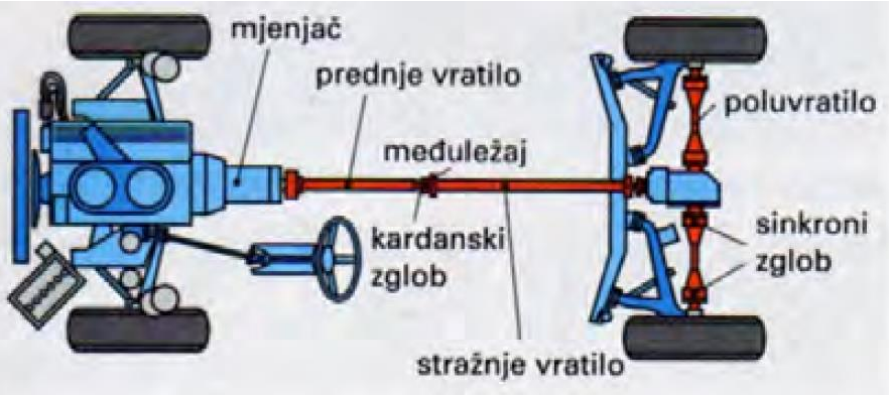
- prednji pogon (e. *Front wheel drive*)
- stražni pogon (e. *Rear wheel drive*)
- pogon na sve kotače (e. *All wheel drive*)

Zadatak transmisije je promjena okretnog momenta i broja okretaja motora te prijenos okretnog momenta na pogonske kotače. Od motora do kotača snaga se prenosi uz gubitke koje nije moguće izbjeći pa je snaga na kotačima uvijek manja od snage motora na spojci.

Osnovni dijelovi sustava za prijenos snage su:

- spojka
- mjenjač
- osovinski reduktor ili diferencijal
- zglobovi i poluvratila

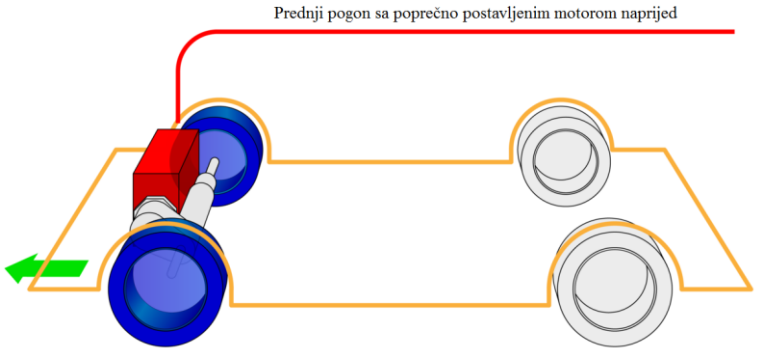
Na slici 5 prikazani su dijelovi sustava za prijenos snage kod vozila s uzdužno postavljenim motorom naprijed i stražnjim pogonom.



Slika 5 Sustav prijenosa snage kod vozila [9]

2.1. Prednji pogon

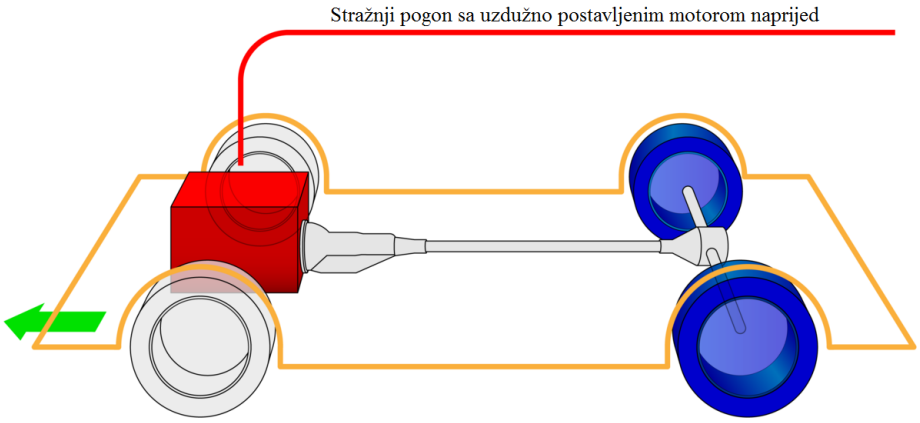
Kod prednjeg pogona motor je smješten u prednjem dijelu vozila i može biti ispred, iza ili „na samoj“ prednjoj osovini. Karakteristike ovakve konstrukcije su dobra stabilnost, dobro ponašanje u zimskim uvjetima, nepovoljna raspodjela opterećenja. Bez obzira na njegove prednosti ovakva konstrukcija automobila ne može se koristiti kod vozila za *drift*. Prednji dio automobila je, zbog smještaja motora i ostalih dijelova transmisije, više opterećena nego stražnja. Zbog nejednolike raspodjele težine, ovakva konstrukcija izaziva podupravljanje što je u potpunoj suprotnosti s zahtjevima vozila za *drift*. Kod prolaska zavojem s preupravljanjem potrebno je imati pogon na stražnjoj osovini zbog mogućnosti kontroliranja preupravljanja.



Slika 6 Prednji pogon s poprečno postavljenim motorom naprijed [8]

2.2. Stražnji pogon

Kod stražnjeg pogona, pogonska i upravljiva osovina su različite. Motor je najčešće smješten na ili iza prednje osovine pa se snaga s motora vodi kardanskim vratilom do diferencijala na stražnjoj osovini. Ovakva konstrukcija automobila poznatija kao *FR* (e. *Front-engine, Rear-wheel drive*) omogućuje povoljniju raspodjelu opterećenja i sklonost preupravljanju što je poželjno kod automobila za *drift.* Prednost ovako smještenog motora i dijelova transmisije je bolje ostvarivanje performansi, kod ubrzanja dolazi do „*pomaka*“ težišta mase prema stražnjoj osovini što pomaže povećanju trakcije. Na slici 7 prikazana je *FR* konstrukcija koja je najčešće korištena u automobilima prerađenim za *drift*.



Slika 7 Stražnji pogon s uzdužno postavljenim motorom naprijed [8]

Postoje različita konstrukcijska rješenja kod smještaja motora i mjenjača u vozilu. Zbog optimalne raspodjele od otprilike 50% na prednju upravljivu i 50% mase na stražnju pogonsku osovinu te jednostavnosti konstrukcije, ovakva izvedba pogonske jedinice automobila je najbolji temelj za daljnje prerade kako bi se automobil preradio da *drift* natjecanje.

2.3. Pogon na sve kotače *(all wheel drive)*

Kod pogona na sve kotače razlikuju se:

- permanentni ili stalni pogon
- povremeni pogon na sve kotače

Kod permanentnog pogona obje su osovine stalno u pogonu. Kod osobnih vozila diferencijal stražnje osovine pogoni se kardanom iz razvodnog mjenjačkog prijenosnika. Središnji diferencijal izjednačava razliku broja okretaja prednje i stražnje osovine, sprečavajući naprezanja i trošenje dijelova i mjenjača.

Kod povremenog pogona iz razvodnog mjenjačkog prijenosnika, pričvršćenog na glavni mjenjač, ide po jedno kardansko vratilo na stražnji i prednji diferencijal. U pravilu je pogon stražnje osovine permanentan, dok se prednji pogon uključuje po potrebi.

Ovakva konstrukcija automobila može se koristiti za *drift*, ali zahtjeva puno snažniji motor i više ostalih prerada na automobilu za razliku od automobila sa stražnjim pogonom.

U ovome radu analizirat će se automobil sa stražnjim pogonom.

3. PERFORMANSE SERIJSKOG OSOBNOG VOZILA BMW E36 325i

Kao primjer za izradu završnog rad odabran je automobil marke BMW serije 3 coupe iz 1992. godine koji se proizvodio od 1990. do 1995. godine [7]. U nastavku rada su tablično prikazane performanse serijskog automobila BMW E36 325i.

Slika 8 BMW E36 325i

Slika 9 BMW E36 M3

Tablica 1. Performanse serijskog automobila BMW E36 325i i BMW E36 M3[10]

Marka automobila	BMW	BMW
Model	Serija 3 325i	Serija 3 M3
Generacija	E36	E36
Snaga motora P_e, kW	141 kW pri 5900 min^{-1}	236 kW pri 7400 min^{-1}
Maksimalna brzina $v_{max,}$ km/h	233	250
Vrijeme ubrzanja od 0 do 100 $t_{0\text{-}100}$, km/h	8 s	5,5 s
Zapremnina spremnika goriva	65 l	65 l
Duljina	4433 mm	4433 mm
Širina	1710 mm	1710 mm
Visina	1366 mm	1335 mm
Međuosovinski razmak	2700 mm	2700 mm
Širina gazne površine prednjih kotača	1408 mm	1422 mm
Širina gazne površine stražnjih kotača	1421 mm	1438 mm
Pozicija motora	Naprijed, uzdužno	Naprijed, uzdužno
Volumen motora	2494 cm^3	3201 cm^3
Maksimalni moment	245 Nm pri 4200 min^{-1}	350 Nm pri 3250 min^{-1}
Sustav ubrizgavanja	*Multi-point* ubrizgavanje BOSCH DME 3.1	*Multi-point* ubrizgavanje Siemens MSS50
Položaj bregastog vratila	DOHC-dvije bregaste iznad glave	DOHC-dvije bregaste iznad glave
Smještaj cilindara	Redni	Redni
Broj cilindara	6	6
Promjer cilindra	84 mm	86,4 mm
Hod klipa	75 mm	91 mm
Kompresijski omjer	10,5:1	11,3:1
Broj ventila po cilindru	4	4
Vrsta goriva	Benzin	Benzin
Pogonska osovina	Stražnja	Stražnja
ABS	Da	Da
Vrsta mjenjača	Ručni, 5 stupnjeva	Ručni, 6 stupnjeva
Prednje kočnice	Ventilirajući diskovi	Ventilirajući diskovi
Stražnje kočnice	Diskovi	Ventilirajući diskovi
Prednji ovjes	*McPherson* opružna noga	*McPherson* opružna noga
Stražnji ovjes	nezavisni ovjes *multilink*	nezavisni ovjes *multilink*
Masa praznog vozila	1330 kg	1503 kg
Veličina pneumatika	205/60 R15	225/45ZR17 245/40ZR17

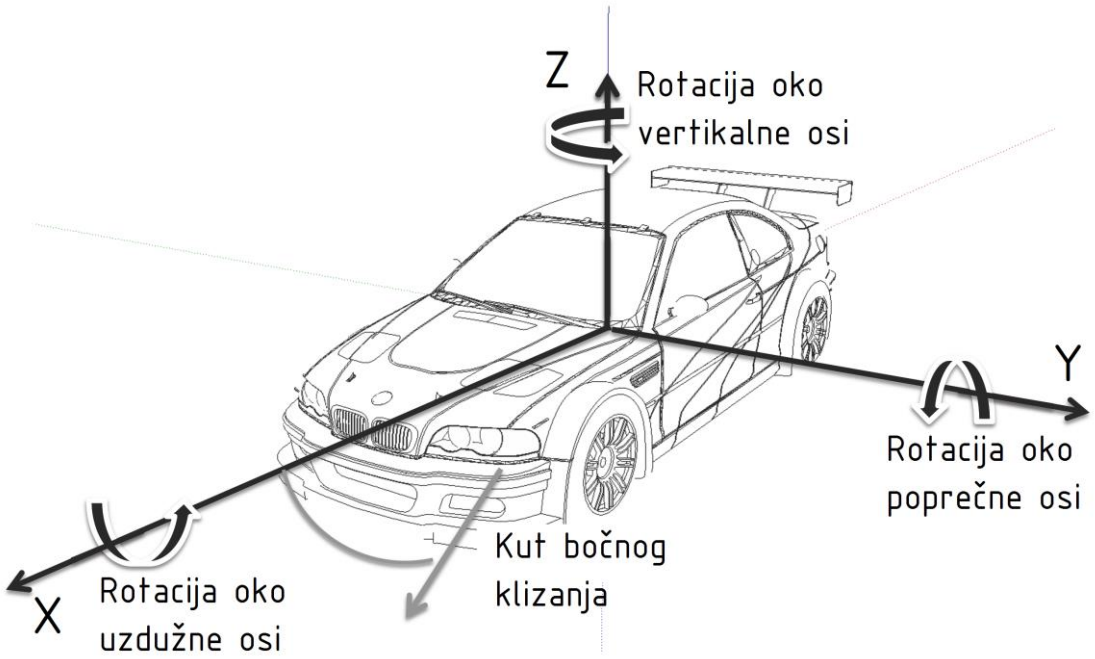
4. ANALIZA SILA KOJE DJELUJU NA VOZILO

Pogon vozila mora osigurati vučnu silu i brzinu koja se želi postići. Vučna sila kompenzira otpore vožnje. Sile koje djeluju na vozilo mogu se podijeliti na vanjske i unutarnje sile. Vanjske sile su otpori vožnje koji utječu na gibanje dok su unutarnje sile bitne zbog proračuna naprezanja kod konstruiranja pojedinih elemenata vozila. Za kretanje vozila, na pogonske kotače potrebno je dovesti okretni moment. Snaga dovedena kotaču prikazana je u izrazu (1). M_p je okretni moment doveden kotaču, F je sila na obodu kotača, ω je kutna brzina kotača dok je v brzina vozila.

$$P = M_p \cdot \omega = F \cdot r \cdot \omega = F \cdot v \,[\text{kW}] \quad \textbf{(1)}$$

Kretanju vozila odupiru se određeni otpori koje pogon vozila mora savladati. Istovremeno, performanse vozila ograničene su karakteristikama prianjanja kotača i podloge. Pogonske sile moraju biti jednake ili veće svim otporima vožnje koji djeluju na vozilo. Pogonske sile automobila namijenjenom za *drift* kod prolaza zavojem s proklizavanjem stražnjih kotača moraju biti veće od maksimalni sila prianjanja.

Prije definiranja potrebnih karakterističnih sila i veličina, potrebno je definirati koordinatni sustav vozila i koordinatni sustav kotača. U automobilskoj industriji najčešće se koriste koordinatni sustav prema međunarodnom standardu ISO 8855 koji je prikazan na slici 10.[12]



Slika 10 Koordinatni sustav prema ISO 8855

Relativna gibanja karoserije u odnosu na kotače mogu se podijeliti na:

- rotaciju oko poprečne osi ϑ (e. *pitch*)
- vertikalni hod kotača (e. *bounce*)
- valjanje φ (e. *roll*)

Gibanja kompletnog vozila mogu se podijeliti na:

- rotaciju oko vertikalne osi ψ (e. *yaw*)
- uzdužno gibanje vozila
- kut bočnog klizanja α (e. *side slip angle*)

4.1. Vučna sila

Na performanse ne utječu samo maksimalna snaga motora već i ponašanje u uvjetima djelomičnog opterećenja i pri različitim režimima rada.

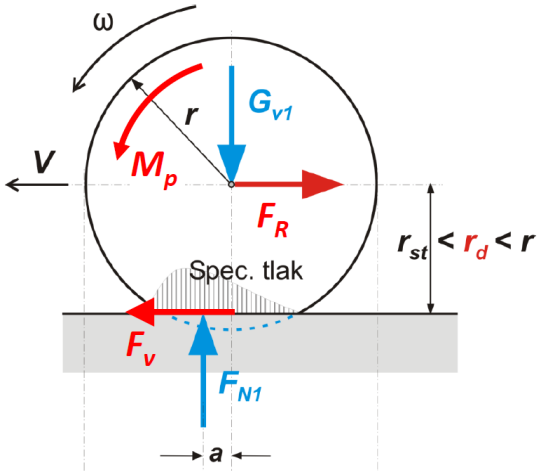
Vuča vozila rezultat je trenja između kotača i podloge po kojoj se kotač kreće. Vučna sila kod automobila se na podlogu prenosi preko kotača pa je vučno trenje pozitivan efekt.[6]

Najveća moguća vučna sila između kotača i podloge ovisi o:

- značajkama materijala u dodiru
- makroskopskoj i mikroskopskoj geometriji na mjestu kontakta
- silama koje djeluju na mjestu kontakta
- veličini dodirne plohe

Na slici 11 prikazane su sile i momenti koji djeluju na pogonski kotač[6]:

- G_{V1} predstavlja opterećenje pogonskog kotača, a F_{N1} reakciju podloge
- na osovinu kotača djeluje i sila otpora vožnje F_R koja se suprotstavlja kretanju vozila
- Moment motora dovodi se pogonskom kotaču u obliku pogonskog momenta M_P koji je potreban za savladavanje otpora vožnje
- F_V je tangencijalna sila na podlozi koja predstavlja vučnu silu



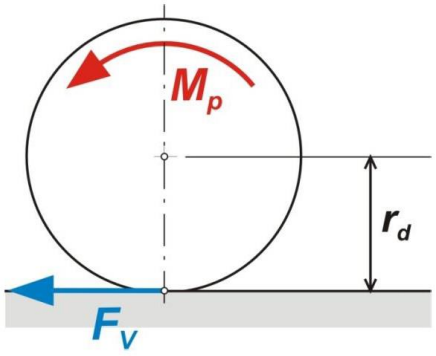
Slika 11 Sile i momenti koji djeluju na pogonski kotač [6]

Uz zanemarivanje otpora zraka samog kotača i trenja u ležajevima, za slučaj vožnje konstantnom brzinom pogonski moment je prema izrazu **(2).**

$$M_{\mathrm{p}} = F_{\mathrm{V}} \cdot r_{\mathrm{d}} + F_{\mathrm{N1}} \cdot a \ \ [\mathrm{Nm}] \qquad \textbf{(2)}$$

Vučna sila proizlazi iz okretnog momenta motora, koji se preko elemenata prijenosa snage dovodi pogonskim kotačima.[6]

$$F_{\mathrm{V}} = \frac{M_{\mathrm{p}}}{r_{\mathrm{d}}} = \frac{M_{\mathrm{e}} \cdot i_{\mathrm{uk}} \cdot \eta_{\mathrm{m}}}{r_{\mathrm{d}}} \ \ [\mathrm{N}] \qquad \textbf{(3)}$$



Slika 12 Vučna sila [6]

Vučna sila F_{V} raste s povećanjem prijenosnog omjera u mjenjaču $i_{\mathrm{m,i}}$. Za realizaciju vučne sile najvažnija je sila trenja između kotača i podloge. Vučna sila ograničena je proklizavanjem pogonskih kotača. Za *drift* je potrebno imati dovoljno snažan motor koji omogućuje proklizavanje i savladavanje sile trenja u zavoju. Vučna sila na kotačima mora biti veća od sile trenja. U jednadžbi (4) vučna sila označena je s F_{V}, F_{T} je sila trenja, a μ_{a} je faktor trenja prianjanja ili adhezivni koeficijent.

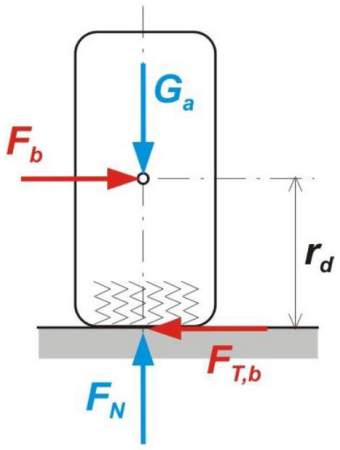
$$F_{\mathrm{V}} > F_{\mathrm{T}} \leq \mu_{\mathrm{a}} \cdot G_{\mathrm{a}} \ \ [\mathrm{N}] \qquad \textbf{(4)}$$

Pokazatelj vučne sposobnosti vozila je faktor adhezivne težine k_a koji je prikazan u jednadžbi (5). G_a je opterećenje kotača na pogonskoj osovini ili adhezivno opterećenje dok je G_V ukupna težina vozila. Za dva pogonska kotača faktor adhezivne težine iznosi između 0,5 i 0,6.

$$k_a = \frac{G_a}{G_V} \text{ [-]} \tag{5}$$

4.2. Bočne sile

Bočne sile su važne za vođenje vozila. Odupiru se centrifugalnim silama, bočnim silama nagiba podloge i silama bočnog vjetra. Na slici 13 prikazane su sile koje djeluju na kotač kad na kotač djeluje bočna sila. S F_b označena je bočna sila, dok je s $F_{T,b}$ označena bočna sila trenja. Faktor trenja prianjanja označen je s μ_b koji je otprilike jednak faktoru trenja prianjanja u uzdužnom smjeru.[6]

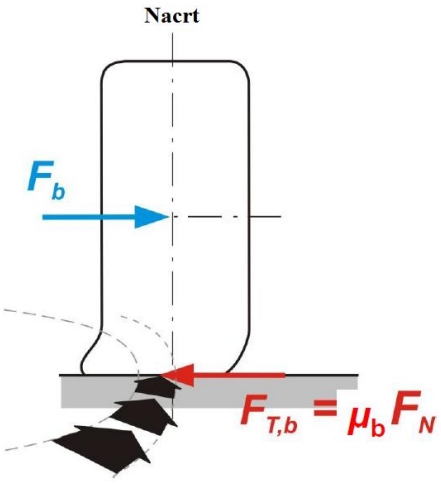


Slika 13 Bočne sile na kotaču

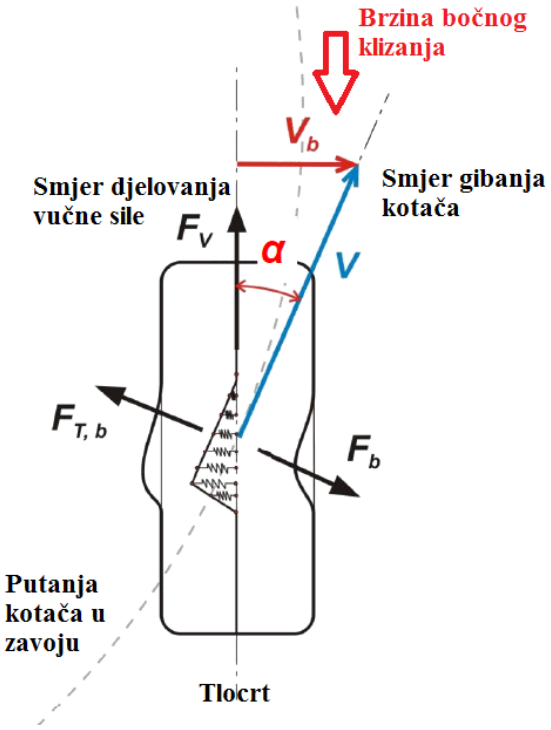
Bočna sila trenja ograničena je adhezivnom težinom i faktorom trenja prianjanja u bočnom smjeru što je prikazano u izrazu (6).

$$F_{T,b} \leq \mu_b \cdot F_N \text{ [N]} \tag{6}$$

Kotač je bočno elastičan pa prilikom skretanja na mjestu dodira kotača i podloge dolazi do bočne deformacije vlakana što je analogno ponašanju opruge pri pomicanju opruge iz ravnotežnog položaja. Dolazi do bočnog proklizavanja te se javlja bočna sila kao posljedica trenja prianjanja između gume i podloge te deformacija stjenke gume. Na slici 14 prikazani su smjerovi djelovanja bočnih sila prolaskom kotača kroz zavoj.[6]



Slika 14 Bočne sile u pogledu u smjeru vožnje [6]

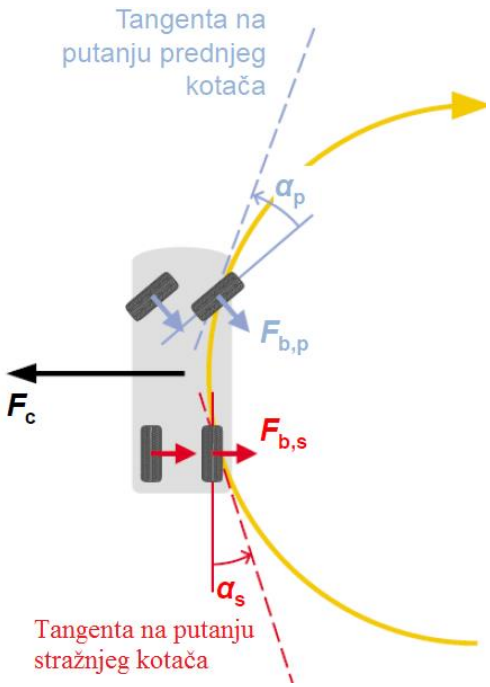


Slika 15 Bočne sile u tlocrtu [6]

Prilikom ulaska u kontaktnu površinu, elementi pneumatika (gume) trenutno miruju, tj. sila trenja pričvrsti elemente za podlogu. Zbog djelovanja bočnih sila dolazi do bočnog klizanja pojedinih elemenata gume. Kut α na slici 16 označava kut bočnog klizanja ili kut deformacijskog bočnog zanošenja koji je mjera bočne deformacije vlakana, tj. deformacije kontaktne površine. Prema izrazu (7) kut bočnog klizanja jednak je:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{v_b}{v}\right) [°] \qquad \textbf{(7)}$$

Prilikom prolaska kroz zavoj na vozilo djeluje centrifugalna sila F_c kojoj se suprotstavljaju bočne sile na prednjim i stražnjim kotačima. Centrifugalna sila koja djeluje na vozilu prikazana je na slici 16. [6]



Slika 16 Centrifugalna sila [6]

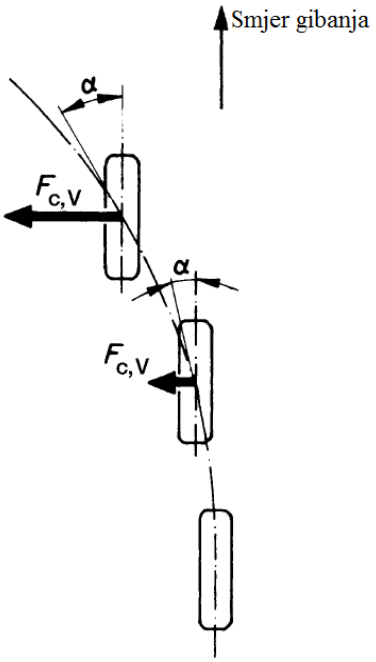
Centrifugalnoj sili F_c ili nekoj drugoj bočnoj sili suprotstavljaju se bočne sile na kotačima, što je prikazano u izrazu (8).

$$F_c = m_v \cdot \frac{v^2}{R} = m_v \cdot a_y = \sum F_{b,i} \text{ [N]} \quad \textbf{(8)}$$

Ukupna bočna sila jednaka je sumi svi pojedinih sila koje djeluju na kotače.

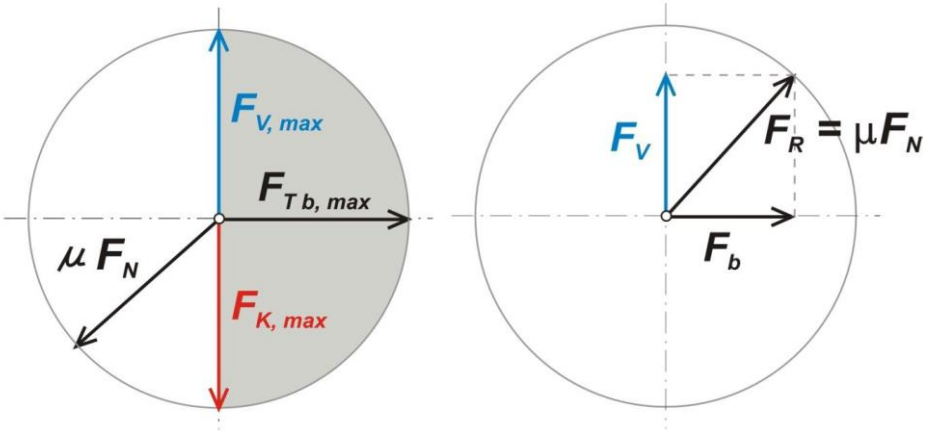
$$\sum F_{b,i} = \mu_b \cdot \sum F_{N,i} = \mu_b \cdot m_v \cdot g \text{ [N]} \quad \textbf{(9)}$$

Što je veća bočna sila F_b veći je i kut bočnog klizanja α.



Slika 17 Povećanje kuta bočnog klizanja

Guma je elastično deformabilna u svim smjerovima pa može prenijeti sile trenja u svim smjerovima. Maksimalne sile koje guma može prenijeti na podlogu prikazana je u krugu trenja na slici 18. Kada rezultantna sila preraste krug trenja, dolazi do klizanja kotača što za posljedicu ima zanošenje vozila.



Slika 18 Krug trenja [6]

$$\vec{F}_{\mathrm{R}} = \vec{F}_{\mathrm{V}} + \vec{F}_{\mathrm{b}} \le \mu \cdot F_{\mathrm{N}} \ [\mathrm{N}] \qquad \textbf{(10)}$$

Prema jednadžbi **(8)** i **(9)** bočno ubrzanje je jednako:

$$m_{\mathrm{v}} \cdot a_{\mathrm{y}} \le \mu_{\mathrm{b}} \cdot m_{\mathrm{v}} \cdot g \qquad \textbf{(11)}$$

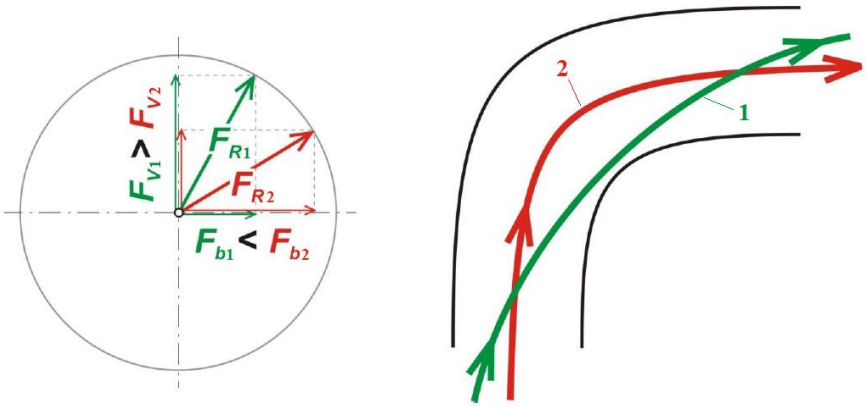
$$a_{\mathrm{y}} \le \mu_{\mathrm{b}} \cdot g \ [\mathrm{m/s^2}] \qquad \textbf{(12)}$$

$$a_y = \frac{v^2}{R} \text{ [m/s}^2\text{]} \quad \textbf{(13)}$$

Najveća brzina kod koje neće doći do klizanja jednaka je:

$$v \leq \sqrt{\mu_b \cdot g \cdot R} \text{ [m/s]} \quad \textbf{(14)}$$

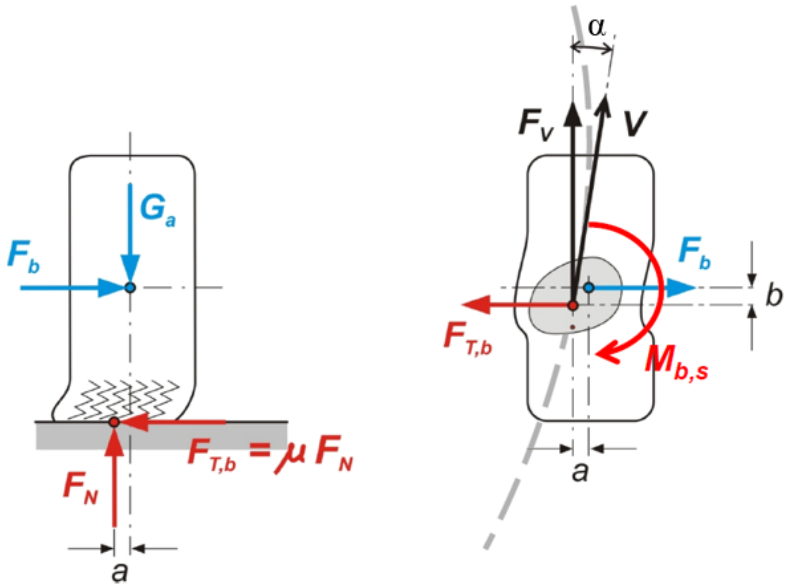
Povećanjem efektivnog radijalnog zavoja raste najveća ostvariva vučna sila.



Slika 19 Vučna sila za dva različita radijusa zavoja

Kotači vozila nejednako su opterećeni težinom vozila. Kod vozila namijenjenim za *drift*, kut bočnog klizanja stražnjih kotača α_s je veći od kuta bočnog klizanja prednjih kotača α_p. Bočne sile prednjih kotača su veće od bočnih sila stražnjih kotača.

Prolaskom kroz zavoj dolazi do bočnog deformiranja kontaktne površine. Hvatište bočne sile trenja $F_{T,b}$ ne poklapa se s hvatištem bočne sile koja djeluje na osovinu kotača F_b. Bočna sila trenja djeluje u središtu deformirane kontaktne površine pa dolazi do pojave momenta stabilizacije $M_{b,s}$ koji je prikazan na slici 20.**[**6]



Slika 20 Moment stabilizacije [15]

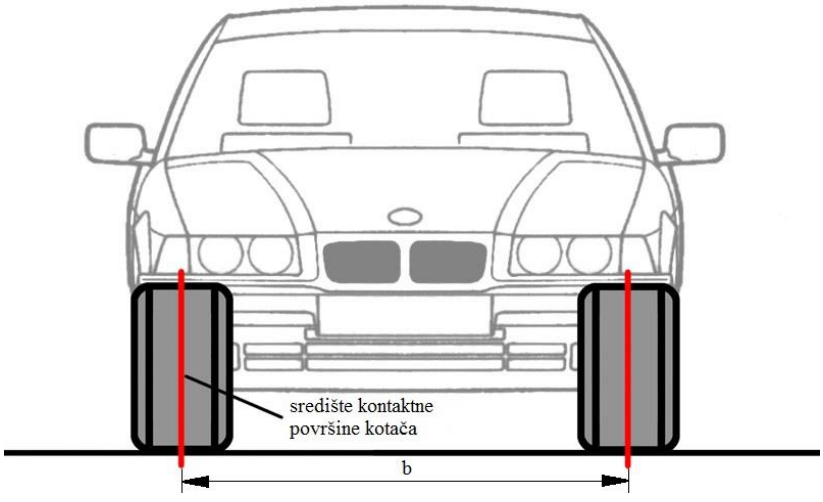
4.3. Vertikalne sile

U proračunima se težina vozila G_v promatra kao koncentrirana sila u težištu vozila. Ukupna težina vozila podijeljena je na oslonce tj. kotače. Težište, masa te dinamički momenti tromosti temeljne su i polazne veličine koje definiraju statičke i dinamičke karakteristike vozila. Najvažnije karakteristike vozila za *drift* natjecanje su sposobnost ubrzanja i kočenja, stabilnost te upravljanje. Raspodjela opterećenja i veličine momenata tromosti značajno ovise o položaju težišta vozila. Položaj težišta, premda statička karakteristika, predstavlja bitni parametar koji je potrebno poznavati prilikom definiranja dinamičkih karakteristika vozila.

Težište je imaginarna točka u koju se može koncentrirati cjelokupna masa vozila. Mijenja se s opterećenjem vozila te izravno utječe na performanse, mogućnost ubrzanja i usporenja te stabilnost vozila. Kod prerade *drift* vozila bitno je da se težište različitim konstrukcijskim rješenjima što niže te što manje odstupa od ravnine simetrije. Nisko težište povoljno utječe na:

- upravljivost i stabilnost
- smanjenje rotacije oko poprečne i uzdužne osi vozila
- smanjenje promjene raspodjele opterećenja između kotača

Poprečna horizontalna udaljenost središta kontaktnih površina kotača ima značajan utjecaj na stabilnost vozila, mogućnost skretanja te sklonost valjanju vozila prilikom vožnje u zavoju. Promjenu širine traga kod *drift* vozila kotača treba smanjiti zbog njenog negativnog utjecaja na stabilnost vozila zbog čega se ugrađuje tvrđi ovjes od serijskog i sva gumeno-metalna uležištenja ovjesa na karoseriju zamjenjuju se poliuretanskim ležajevima.

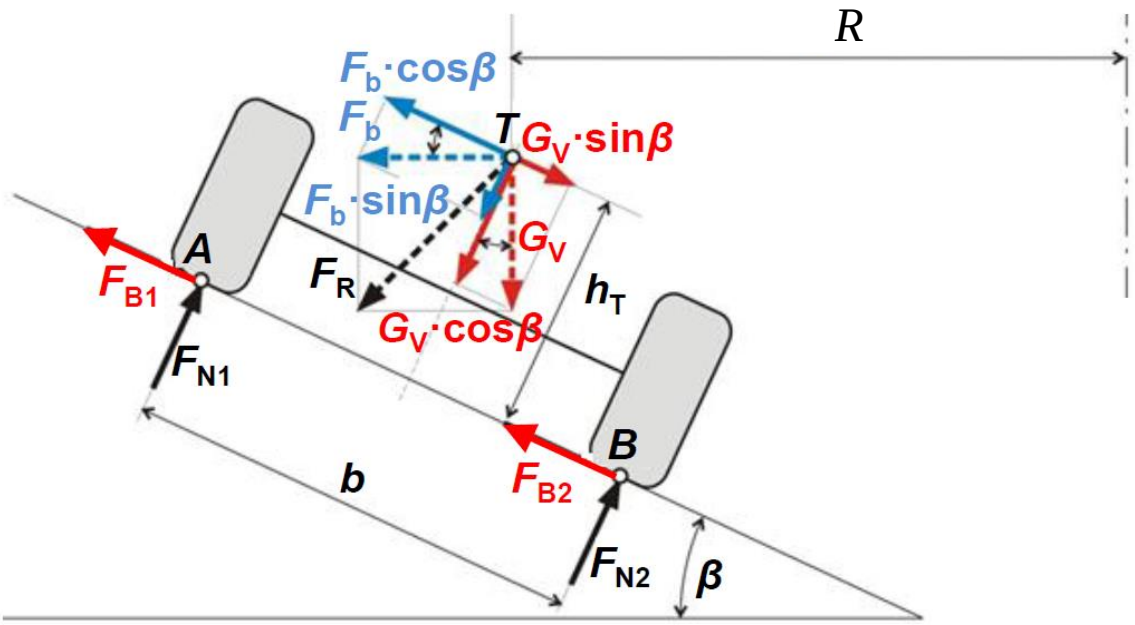


Slika 21 Širina traga kotača

4.4. Stabilnost vozila

Prolaskom kroz zavoj treba analizirati poprečnu stabilnost. Bočne poremećajne sile su:

- bočni nagib terena
- centrifugalna sila
- sile bočnog vjetra



Slika 22 Bočne poremećajne sile

Prolaskom kroz zavoj može doći do prevrtanja oko točke A, pa je $F_{N2} = 0$. Ako rezultantna sila F_R probada podlogu unutar traga kotača neće doći do prevrtanja. Suma momenata oko točke A jednaka je:

$$\sum M_A = 0 \tag{15}$$

$$F_{N2} \cdot b - G_V \cdot \cos\beta \cdot \frac{b}{2} - G_V \cdot \sin\beta \cdot h_T + F_b \cdot \cos\beta \cdot h_T - F_b \cdot \sin\beta \cdot \frac{b}{2} = 0 \tag{16}$$

$$F_{N2} = \frac{1}{b}\left(G_V \cdot \cos\beta \cdot \frac{b}{2} + G_V \cdot \sin\beta \cdot h_T - F_b \cdot \cos\beta \cdot h_T + F_b \cdot \sin\beta \cdot \frac{b}{2} \right) = 0 \tag{17}$$

$$G_V \cdot \left(\cos\beta \cdot \frac{b}{2} + \sin\beta \cdot h_T \right) - F_b \left(\cos\beta \cdot h_T - \sin\beta \cdot \frac{b}{2} \right) = 0 \tag{18}$$

$$F_b \le \frac{G_V \cdot \left(\cos\beta \cdot \frac{b}{2} + \sin\beta \cdot h_T \right)}{\cos\beta \cdot h_T - \sin\beta \cdot \frac{b}{2}} \tag{19}$$

$$F_b \le G_V \cdot \frac{\frac{b}{2 \cdot h_T} + \tan\beta}{1 - \frac{b}{2 \cdot h_T} \cdot \tan\beta} \quad [\text{N}] \tag{20}$$

Prema izrazu (20) vozilo je stabilnije što je trag kotača veći. Uvodi se faktor poprečne stabilnosti koji je jednak:

$$\varphi_P = \frac{b}{2 \cdot h_T} \tag{21}$$

Prema izrazu (21) vidi se da je vozilo stabilnije ako ima širi trag kotača i niže težište. Uvrštavajuću jednadžbu (21) u jednadžbu (20) dobijemo izraz za graničnu silu:

$$F_b \le G_V \cdot \frac{\varphi_P + \tan\beta}{1 - \varphi_P \cdot \tan\beta} \quad [\text{N}] \tag{22}$$

Kod bočnog klizanja prema gore bočne sile su veće od sile trenja:

$$F_b \cdot \cos\beta - G_V \cdot \sin\beta \ge \mu \cdot \left(G_V \cdot \cos\beta + F_b \cdot \sin\beta\right) \tag{23}$$

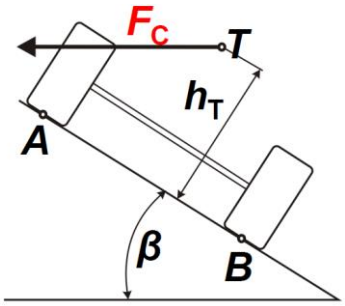
$$F_b \cdot \cos\beta - G_V \cdot \sin\beta \ge \mu \cdot \left(G_V \cdot \cos\beta + F_b \cdot \sin\beta\right) \tag{24}$$

$$F_b \le G_V \cdot \frac{\mu + \tan\beta}{1 - \mu \cdot \tan\beta} \quad [\text{N}] \tag{25}$$

Uvjet da dođe do klizanja:

$$\varphi_P > \mu \tag{26}$$

Poseban slučaj je gibanje *drift* automobila kroz zavoj, pa je bočna sila F_b isključivo centrifugalna sila, zanemaruje se utjecaj poprečne komponente težine G_V.



Slika 23 Gibanje vozila kroz zavoj

$$F_b = F_C = \frac{G_V}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \quad [\text{N}] \tag{27}$$

Gibanje kroz zavoj postoji opasnost od bočnog prevrtanja, odnosno prevrtanje oko točke A prikazano na slici 23.

$$\frac{G_V}{g} \cdot \frac{v^2}{r} = G_V \cdot \frac{\varphi_P + \tan\beta}{1 - \varphi_P \cdot \tan\beta} \tag{28}$$

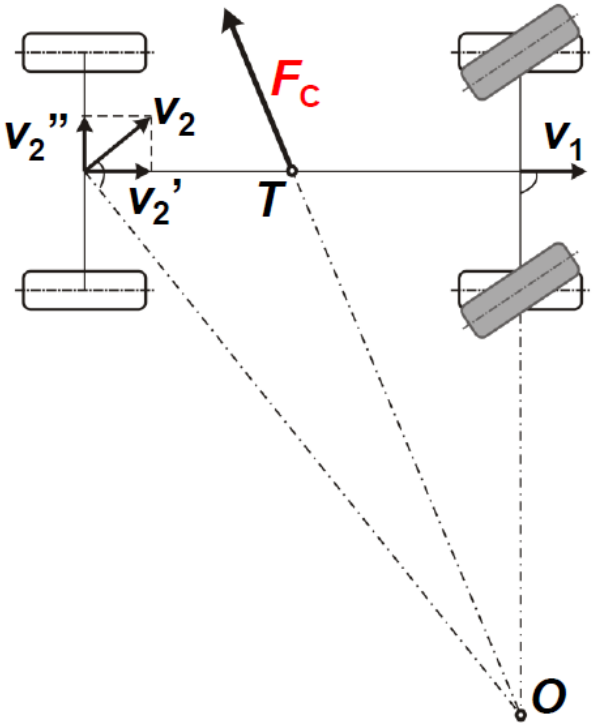
Maksimalna brzina kod koje neće doći do prevrtanja jednaka je:

$$v_{\max,P} = \sqrt{r \cdot g \cdot \frac{\varphi_P + \tan\beta}{1 - \varphi_P \cdot \tan\beta}} \quad [\text{m/s}] \tag{29}$$

Osnovni cilj *drift* natjecanja je prolaz zavojem s bočnim klizanjem prema vanjskoj strani zavoja pa je maksimalna brzina kod koje još neće doći do klizanja jednaka jednadžbi (29). Klizanje se može postići i na brzini manjoj od $v_{max,P}$ smanjenjem faktora trenja što se postiže blokiranjem stražnjih kotača. Zbog djelovanja centrifugalne sile u smjeru komponente v_2'' dolazi do dodatnog zanošenja stražnjeg dijela vozila prema vanjskoj strani zavoja. Kod dodatnog zanošenja vozila, potrebno je usmjeriti kotače u smjeru zanošenja što je prikazano tamnijom bojom na slici 24.[6]

$$\frac{G_V}{g} \cdot \frac{v^2}{r} = G_V \cdot \frac{\mu + \tan\beta}{1 - \mu \cdot \tan\beta} \tag{30}$$

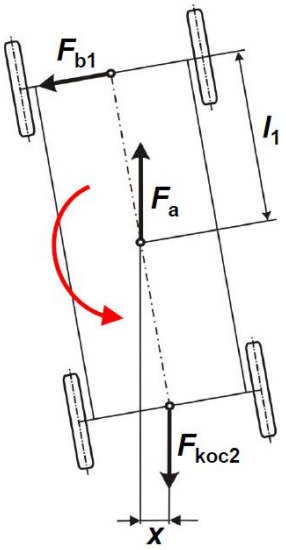
$$v_{\max,P} = \sqrt{r \cdot g \cdot \frac{\mu + \tan\beta}{1 - \mu \cdot \tan\beta}} \quad [\text{m/s}] \tag{31}$$



Slika 24 Djelovanje centrifugalne sile

Slika 25 Kotači usmjereni u smjeru zanošenja

Blokiranjem stražnjih kotača dolazi do promjene putanje, sila bočnog vođenja na prednjoj osovini F_{b1} izaziva dodatno zanošenje vozila što je prikazano na slici 26 te u izrazima (32) i (33).[13]

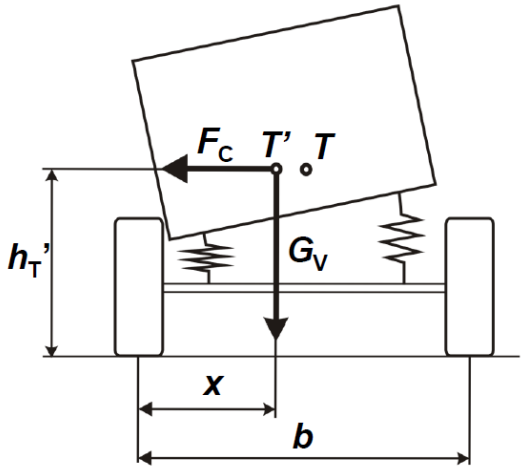


Slika 26 Blokiranje stražnjih kotača [24]

$$F_{b1} \cdot l_1 > F_{koc2} \cdot x \quad \textbf{(32)}$$

$$x << l_1 \quad \textbf{(33)}$$

Kod prerada automobila za *drift* bitno je ugraditi tvrđi ovjes od serijskog kako bi automobil bio stabilniji što je pokazano na slici 27 i slijedećim izrazima.



Slika 27 Pomak težišta uslijed naginjanja

$$x \leq \frac{b}{2} \tag{34}$$

$$F_c \cdot h_T^{'} \leq G_V \cdot x \tag{35}$$

$$F_c \leq G_V \cdot \frac{x}{h_T^{'}} \text{ [N]} \tag{36}$$

4.5. Vučne karakteristike

U ovom poglavlju uspoređene su performanse serijskog automobila BMW E36 325i i modificiranog automobila te prednosti koje su postignute modifikacijama u 5. poglavlju. U tablici 2 prikazani su podaci potrebni za izračun vučnog dijagrama, pilastog dijagrama te dijagrama ubrzanja vozila.

Za izradu vučnog dijagrama potrebno je izračunati dinamički radijus kotača i vrijednosti vučne sile na kotaču za sve stupnjeve prijenosa u mjenjaču i na osnovu toga grafički prikazati krivulju vučne hiperbole i vučne sile za sve stupnjeve prijenosa u mjenjaču u ovisnosti o brzini vožnje. Takav dijagram daje zorni prikaz performansi vozila.

Tablica 2 Podaci potrebni za vučni dijagram [10][15]

Veličina		Oznaka	Mjerna jedinica	BMW E36 325i	BMW E36 M3
Volumen motora		$z \times VH$	cm^3	2494	3201
Najveća efektivna snaga motora		$P_{e,max}$	kW	141	236
kod brzine vrtnje		n_{mot}	min^{-1}	5900	7400
Najveći efektivni moment motora		$P_{e,max}$	Nm	245	350
kod brzine vrtnje		n_{mot}	min^{-1}	4200	3250
Kompresijski omjer		ε	-	10,5:1	11,3:1
Najveća brzina		v_{max}	km/h	229	250
Ubrzanje od 0 do 100 km/h		$t_{0\text{-}100}$	s	8,50	5,6
Masa praznog vozila		m_v	kg	1330	1100
Masa tereta (vozač)		m_t	kg	80	80
Masa praznog vozila + teret		m_1	kg	1410	1180
Dimenzije pneumatika		-	-	205/60R15	225/45ZR17 245/40ZR17
Koeficijent otpora zraka		c_w	-	0,32	0,32
Čeona površna vozila		A	m^2	1,94	1,91
Faktor otpora kotrljanja		f_k	-	0,013	0,015
Gustoća zraka		ρ_z	kg/m^3	1,202	
Prijenosni omjer mjenjača pojedinog stupnja prijenosa	1.	$i_{m,1}$	-	4,23	4,23
	2.	$i_{m,2}$	-	2,52	2,51
	3.	$i_{m,3}$	-	1,66	1,67
	4.	$i_{m,4}$	-	1,22	1,23
	5.	$i_{m,5}$	-	1,0	1,0
	6.	$i_{m,6}$	-	-	0,83
Mehanički stupanj djelovanja prijenosnika snage		η_m	-	0,9	0,93
Prijenos osovinskog reduktora (diferencijala)		$i_{or,1}$	-	3,15	4,1
Omjer mase vozila i volumena motora		m_v/V_H	kg/l	565,36	368,64

Dinamički radijus kotača računa se prema izrazu **(**37).

$$r_{din} = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot n_k} \cdot 60 \text{ [m]} \quad \textbf{(37)}$$

Potrebno je izračunati brzinu vrtnje kotača n_k.

$$n_k = \frac{n_m}{i_{m,5} \cdot i_d} = \frac{7500}{1 \cdot 4{,}1} = 1829 \text{ min}^{-1} \quad \textbf{(38)}$$

Iz tablice 4 uzima se maksimalna brzina u 5. stupnju prijenosa v=211km/h=58,6m/s te se izračunava dinamički polumjer kotača.

$$r_{\text{din}} = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{kot}}} \cdot 60 = \frac{58,6}{2 \cdot \pi \cdot 1829} \cdot 60 = 0,3061 \text{ m} \quad \textbf{(39)}$$

4.5.1. Vučna hiperbola

Idealna vučna sila je vučna karakteristika za slučaj konstantne maksimalne snage. Ona predstavlja imaginarnu krivulju vučne sile za slučaj mogućnosti iskorištenja maksimalne raspoložive snage motora u svim režimima vožnje.

$$F_{\text{V,id}} = \frac{P_{e,\max}}{v} \ [\text{N}] \quad \textbf{(40)}$$

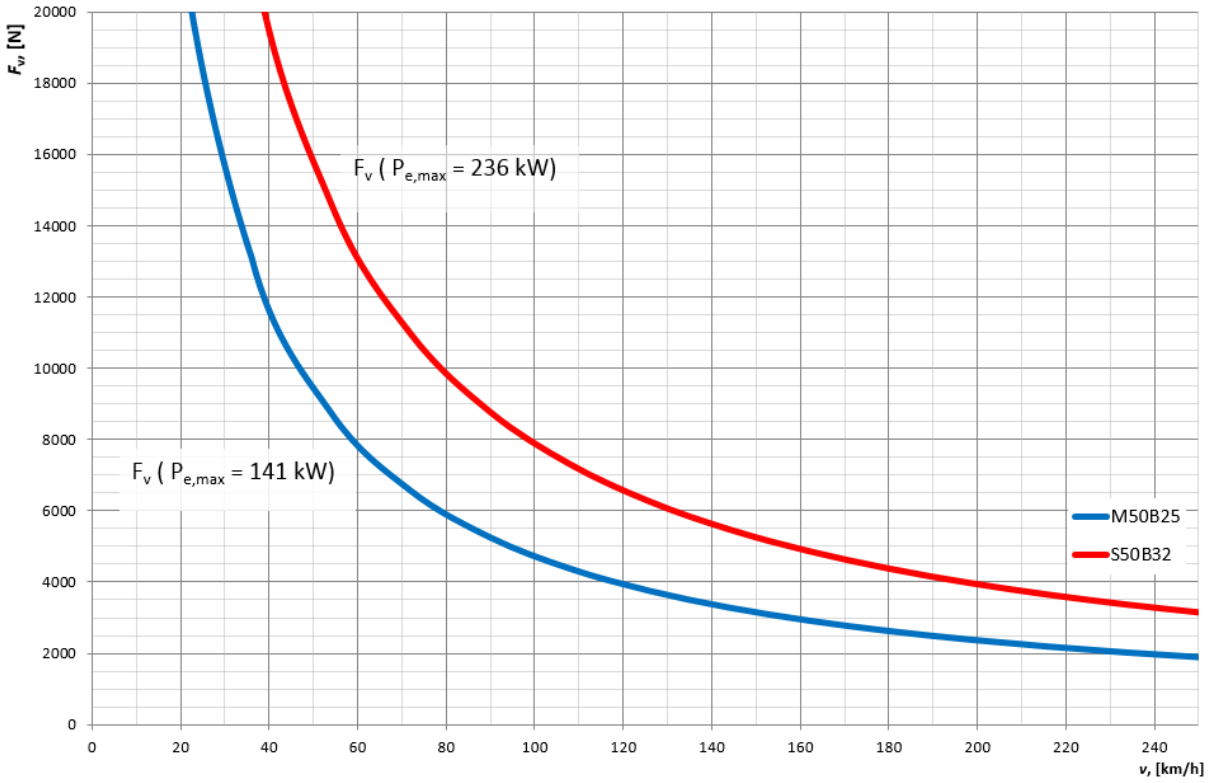
$$F_{\text{V}} = \frac{P_{k,\max}}{v} = \frac{P_{e,\max} \cdot \eta_{\text{m}}}{v} \ [\text{N}] \quad \textbf{(41)}$$

Uvrštavanjem P_{e}= 141 kW i η_{m} =0,9 za serijski i P_{e} = 236 kW i η_{m} = 0,93 za prerađeni automobil dobije se vučna sila za brzinu vožnje koja je prikazana u tablici 3.

Tablica 3 Vučna sila

v [m/s]	v [km/h]	Fv [N]	
		M50B25	S50B25
0,0	0,0	∞	∞
5,0	18,0	26226,0	43896,0
10,0	36,0	13113,0	21948,0
15,0	54,0	8742,0	14632,0
20,0	72,0	6556,5	10974,0
25,0	90,0	5245,2	8779,2
30,0	108,0	4371,0	7316,0
35,0	126,0	3746,6	6270,9
40,0	144,0	3278,3	5487,0
45,0	162,0	2914,0	4877,3
50,0	180,0	2622,6	4389,6
55,0	198,0	2384,2	3990,5
60,0	216,0	2185,5	3658,0
65,0	234,0	2017,4	3376,6

Na osnovi dobivenih podataka prikazan je dijagram idealne vučne hiperbole.

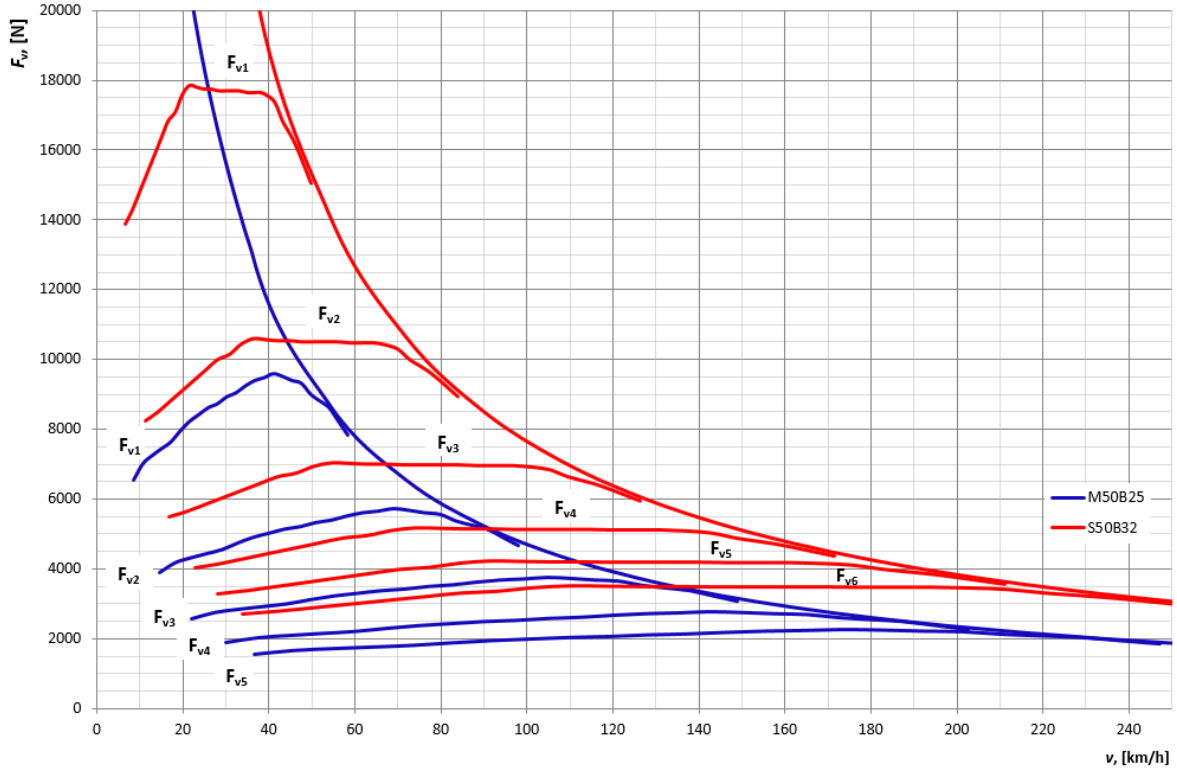


Slika 28 Idealna vučna sila prikazana u *F,v* dijagramu

Vučna sila dovedena kotaču u pojedinom stupnju prijenosa jednaka je:

$$F_{\mathrm{V,i}} = \frac{M_e \cdot i_d \cdot i_{\mathrm{m,i}} \cdot \eta_{\mathrm{m}}}{r_{\mathrm{d}}} \ [\mathrm{N}] \qquad \textbf{(42)}$$

Potrebno je očitati vrijednosti efektivnog momenta M_{e} za pojedine brzine vrtnje motora n_{m} iz dijagrama snage i momenta motora sa slike 39 te prema izrazu (42) izračunava se dijagram vučnih sila za M50B25 i S50B32 motor u svakom stupnju prijenosa. Idealna vučna hiperbola tangira krivulje stvarne vučne sile u pojedinom stupnju prijenosa.



Slika 29 Vučni dijagram

Prema dijagramu na slici 29 može se zaključiti da spomenutim modifikacijama automobila dobije otprilike 80% povećanje vučne sile u 2. i 3. stupnju prijenosa koji su najbitniji za *drift* natjecanje u odnosu na serijski automobil. Kod *drift* automobila najvažnija su prva 4 stupnja prijenosa, tj. najvažnije je odabrati najpovoljnije prijenosne omjere prva četiri stupnja prijenosa u kombinaciji s prijenosnim omjerom osovinskog reduktora kako bi se manifestirale maksimalne performanse vozila.

4.5.2. Otpori vožnje

Otpori vožnje po horizontalnoj podlozi jednaki su:

$$F_k = f_k \cdot m_1 \cdot g \cdot \cos\alpha = 0,013 \cdot 1180 \cdot 9.81 \cdot \cos 0^\circ = 150,5\,[\mathrm{N}] \quad \textbf{(43)}$$

Snaga potrebna za savladavanje otpora kotrljanja:

$$P_k = F_k \cdot v = 150,5 \cdot v \quad [\mathrm{W}] \quad \textbf{(44)}$$

Otpor zraka bez protuvjetra:

$$F_z = \rho_z \cdot \frac{(v+v_0)^2}{2} \cdot c_w \cdot A = 1,202 \cdot \frac{(v+0)^2}{2} \cdot 0,32 \cdot 1,91 = 0,3673 \cdot v^2 \quad [\mathrm{N}] \tag{45}$$

Snaga potrebna za savladavanje otpora zraka:

$$P_z = F_z \cdot v = \left(0,3673 \cdot v^2\right) \cdot v = 0,3673 \cdot v^3 \quad [\mathrm{W}] \tag{46}$$

Ukupni otpori jednaki su:

$$F_R = F_k + F_z \quad [\mathrm{N}] \tag{47}$$

$$F_R = 0,3673 \cdot v^2 + 150,5 [\mathrm{N}] \tag{48}$$

Ukupna snaga za savladavanje otpora zraka i otpora kotrljanja po ravnoj podlozi bez protuvjetra:

$$P_R = P_z + P_k \quad [\mathrm{W}] \tag{49}$$

$$P_R = 0,3673 \cdot v^3 + 150,5 \cdot v \quad [\mathrm{W}] \tag{50}$$

Kod vožnje zavojem s velikim kutom bočnog klizanja tj. kod prolaska zavoja s proklizavanjem javlja je se dodatni otpor klizanja. Faktor klizanja λ jednak je slijedećem izrazu:

$$\lambda = \frac{v_o - v}{v_o} \cdot 100 \rightarrow v_o - v = \frac{\lambda \cdot v_o}{100} \rightarrow v_o = \frac{v}{1 - \frac{\lambda}{100}} = \frac{100 \cdot v}{100 - \lambda} \tag{51}$$

$$\Delta v = v_o - v \rightarrow \Delta v = \frac{\lambda \cdot v_o}{100} \ [\mathrm{m}] \tag{52}$$

Uvrštavanjem jednadžbe (51) u (52) dobije se izraz za brzinu klizanja u ovisnosti o faktoru klizanja λ.

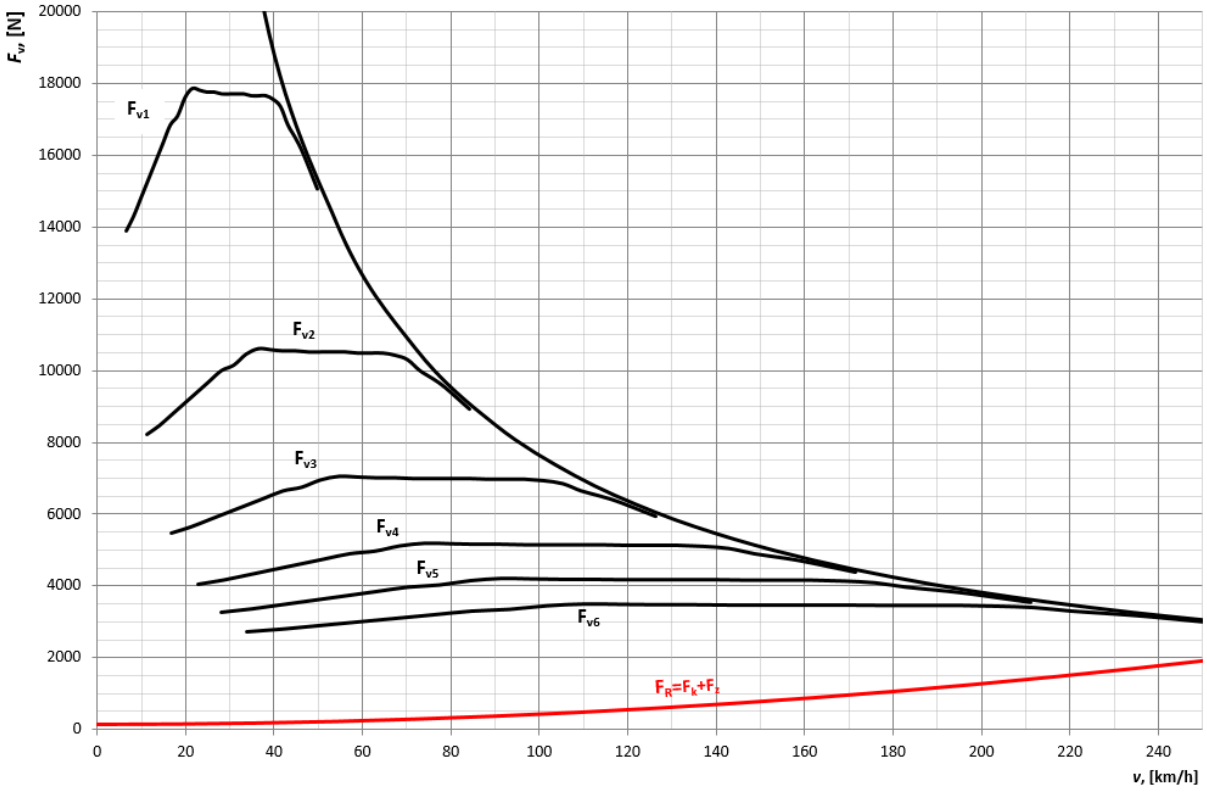
$$\Delta v = \frac{\lambda}{100 - \lambda} \cdot v \ [\mathrm{m/s}] \tag{53}$$

Snaga potrebna za savladavanje otpora klizanja jednaka je

$$P_\lambda = \sum F_{R,i} \cdot \Delta v \quad [\mathrm{W}] \tag{54}$$

$$P_\lambda = \sum F_{R,i} \cdot \frac{\lambda}{100 - \lambda} \cdot v \quad [\mathrm{W}] \tag{55}$$

Prema izrazima (48) i (42) dobije se vučni dijagram s otporima kotrljanja i otporima zraka.

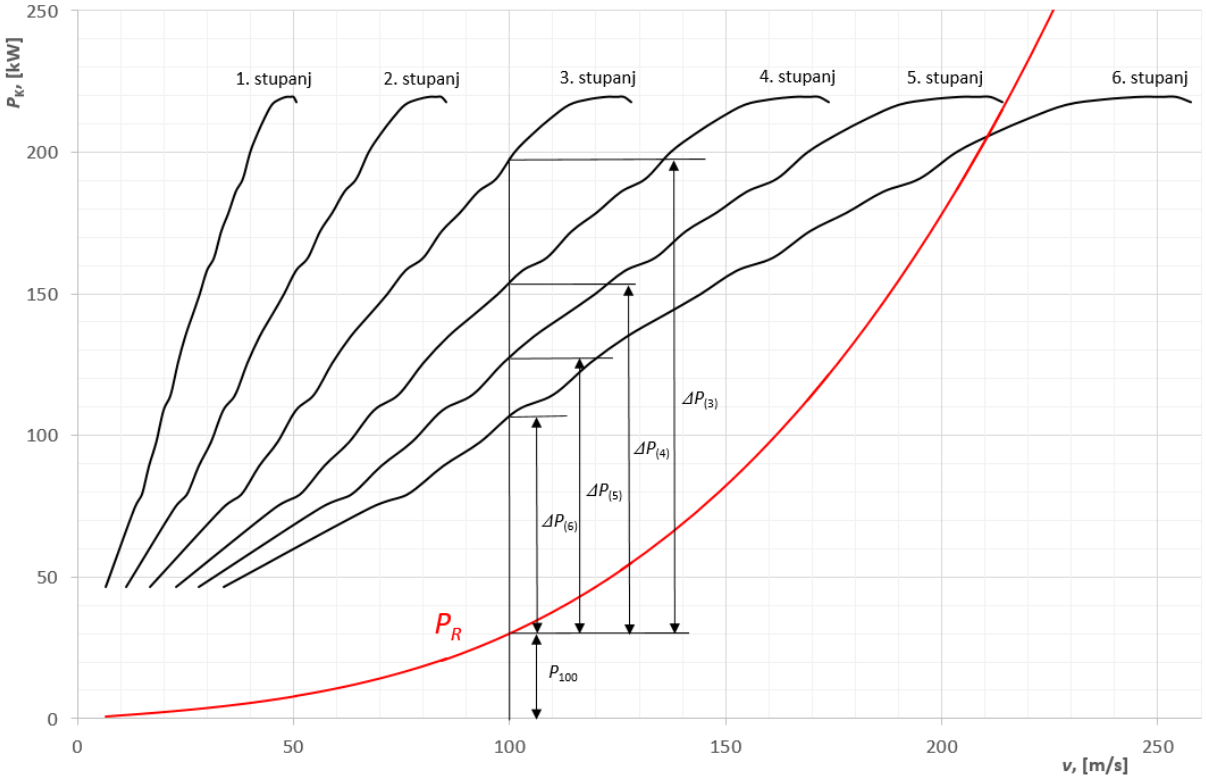


Slika 30 Vučni dijagram s otporima vožnje

Prema izrazu (56) izračunava se snaga dovedena pogonskim kotačima umanjena za gubitke u sustavu prijenosa snage.

$$P_k = P_e \cdot \eta_{uk} \text{ [W]} \quad \textbf{(56)}$$

Na dijagramu na slici 31 prikazana je ovisnost raspoložive snage na pogonskim kotačima u svim stupnjevima prijenosa s brzinom vožnje. Na P_k,v dijagramu s P_{100} označena je snaga utrošena za otpore zraka, kotrljanja i klizanja dok je s ΔP_i označena rezerva snage u pojedinom stupnju prijenosa snage u mjenjača koja se može koristiti za ubrzanje ili savladavanje drugih otpora. Snaga potrebna za savladavanje otpora jednaka je izrazu **(**55**).** Na dijagramu su prikazani otpori potrebni za svladavanje otpora zraka, kotrljanja i klizanja s faktorom klizanja λ=50%.[12]



Slika 31 Dijagram snage dovedene pogonskim kotačima u ovisnosti o brzini vožnje

4.5.3. Pilasti dijagram mjenjača

Iz izraza za izračun brzine vrtnje kotača:

$$n_{\text{kot}} = \frac{n_{\text{m}}}{i_{\text{m,i}} \cdot i_{\text{d}}} \quad \left[\text{min}^{-1}\right] \tag{57}$$

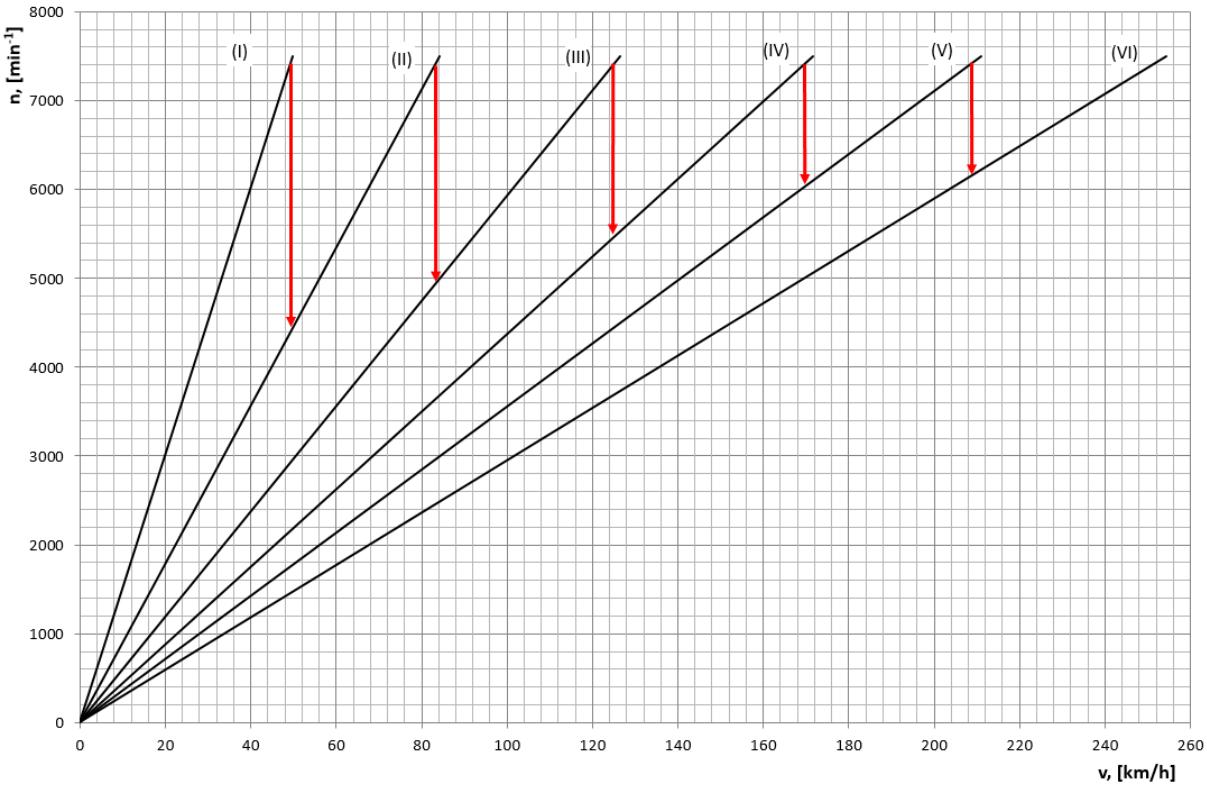
I izraza za izračun dinamičkog radijusa **(**39**)**, dolazi se do izraza za izračunavanje brzine vožnje u pojedinom stupnju prijenosa (mijenja se $i_{\text{m,i}}$ za i = I,II…VI)

$$v = 2 \cdot \pi \cdot \frac{r_{\text{din}}}{60} \cdot \frac{n_{\text{m}}}{i_{\text{m,i}} \cdot i_{\text{d}}} \quad \left[\text{m/s}\right], \quad v = 2 \cdot \pi \cdot \frac{r_{\text{din}}}{60} \cdot \frac{n_{\text{m}}}{i_{\text{m,i}} \cdot i_{\text{d}}} \cdot 3{,}6 \quad \left[\text{km/h}\right] \tag{58}$$

Tablica 4 Ovisnost brzine vozila o brzini vrtnje motora

n	v_1	v_2	v_3	v_4	v_5	v_6
[min^{-1}]	[km/h]	[km/h]	[km/h]	[km/h]	[km/h]	[km/h]
0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
1000	6,65	11,21	16,85	22,88	28,14	33,90
2000	13,30	22,42	33,70	45,75	56,27	67,80
2250	14,97	25,22	37,91	51,47	63,31	76,27
2500	16,63	28,02	42,12	57,19	70,34	84,75
2750	18,29	30,83	46,33	62,91	77,38	93,22
3000	19,95	33,63	50,54	68,63	84,41	101,70
3250	21,62	36,43	54,76	74,34	91,44	110,17
3500	23,28	39,23	58,97	80,06	98,48	118,65
3750	24,94	42,04	63,18	85,78	105,51	127,12
4000	26,61	44,84	67,39	91,50	112,55	135,60
4250	28,27	47,64	71,60	97,22	119,58	144,07
4500	29,93	50,44	75,82	102,94	126,61	152,55
4750	31,60	53,25	80,03	108,66	133,65	161,02
5000	33,26	56,05	84,24	114,38	140,68	169,50
5250	34,92	58,85	88,45	120,09	147,72	177,97
5500	36,58	61,65	92,66	125,81	154,75	186,45
5750	38,25	64,46	96,88	131,53	161,78	194,92
6000	39,91	67,26	101,09	137,25	168,82	203,40
6250	41,57	70,06	105,30	142,97	175,85	211,87
6500	43,24	72,86	109,51	148,69	182,89	220,35
6750	44,90	75,67	113,73	154,41	189,92	228,82
7000	46,56	78,47	117,94	160,13	196,95	237,30
7250	48,22	81,27	122,15	165,84	203,99	245,77
7400	49,22	82,95	124,68	169,28	208,21	250,85
7500	49,89	84,07	126,36	171,56	211,02	254,24

Iz tablice 4 dobije se dijagram ovisnosti brzine vožnje o brzini vrtnje motora. Crvenim strelicama označena je promjena stupnja prijenosa kod brzine vrtnje motora kod najveće snage (n_m=7400 min^{-1})



Slika 32 Pilasti dijagram

4.5.4. Dijagram ubrzanja

U ovom poglavlju treba proračunati ubrzanje vozila pri promjeni stupnja prijenosa u mjenjaču kod brzine vrtnje motora pri najvećoj snazi n_m=7400 min^{-1}.

Ubrzanje automobila računa se prema slijedećem izrazu:

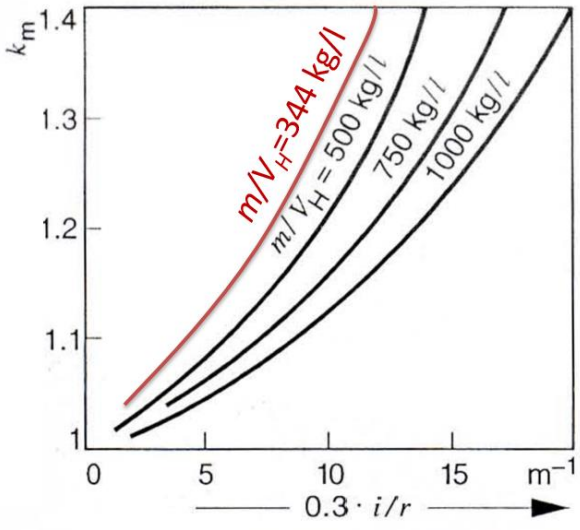
$$a = \frac{P_e \cdot \eta_m - P_R}{v \cdot k_m \cdot m_v} \left[\mathrm{m/s^2}\right] \quad \textbf{(59)}$$

U izrazu (59) P_R je ukupna snaga potrebna za savladavanje otpora, dok je k_m faktor rotirajućih masa. U ove otpore uzeti su u obzir otpori kotrljanja i otpori zraka.

$$a = \frac{P_e \cdot \eta_m - \left(P_k + P_z\right)}{v \cdot k_m \cdot m_v} \left[\mathrm{m/s^2}\right] \quad \textbf{(60)}$$

$$a = \frac{P_e \cdot \eta_m - \left(f_k \cdot m_v \cdot g \cdot v + \rho_z \cdot \frac{v^3}{2} \cdot c_w \cdot A\right)}{v \cdot k_m \cdot m_v} \left[\mathrm{m/s^2}\right] \quad \textbf{(61)}$$

Faktori rotirajućih masa k_m za svaki stupanj prijenosa očitani su s dijagrama na slici 33 i prikazani u tablici 5.



Slika 33 Faktor rotirajućih masa

Tablica 5 Očitani faktori rotirajućih masa

Stupanj prijenosa	k_m [-]
1	1,4
2	1,3
3	1,14
4	1,11
5	1,1
6	1,06

Tablica 6 Ubrzanja u I., II. i III. stupnju prijenosa

n_m	P_e	I. stupanj prijenosa			II. stupanj prijenosa			III. stupanj prijenosa		
		v_1	v_1	a_1	v_2	v_2	a_2	v_3	v_3	a_3
[min^{-1}]	[kW]	[m/s]	[km/h]	[m/s²]	[m/s]	[km/h]	[m/s²]	[m/s]	[km/h]	[m/s²]
3000	117	5,54	19,96	11,77	9,34	33,64	7,46	14,04	50,56	5,58
3250	123	6,01	21,62	11,41	10,12	36,44	7,23	15,22	54,77	5,40
3500	135	6,47	23,29	11,63	10,90	39,25	7,37	16,39	58,99	5,49
3750	145	6,93	24,95	11,66	11,68	42,05	7,38	17,56	63,20	5,50
4000	153	7,39	26,62	11,53	12,46	44,85	7,29	18,73	67,41	5,42
4250	161	7,86	28,28	11,42	13,24	47,66	7,22	19,90	71,63	5,36
4500	170	8,32	29,94	11,39	14,02	50,46	7,19	21,07	75,84	5,33
4750	175	8,78	31,61	11,10	14,80	53,26	7,01	22,24	80,05	5,18
5000	185	9,24	33,27	11,15	15,57	56,07	7,03	23,41	84,27	5,19
5250	192	9,70	34,93	11,01	16,35	58,87	6,94	24,58	88,48	5,11
5500	200	10,17	36,60	10,95	17,13	61,67	6,89	25,75	92,70	5,06
5750	205	10,63	38,26	10,73	17,91	64,48	6,75	26,92	96,91	4,94
6000	215	11,09	39,92	10,78	18,69	67,28	6,78	28,09	101,12	4,95
6250	222	11,55	41,59	10,68	19,47	70,08	6,71	29,26	105,34	4,88
6500	228	12,01	43,25	10,55	20,25	72,89	6,62	30,43	109,55	4,80
6750	233	12,48	44,91	10,37	21,03	75,69	6,50	31,60	113,76	4,70
7000	235	12,94	46,58	10,08	21,80	78,49	6,31	32,77	117,98	4,54
7250	236	13,40	48,24	9,77	22,58	81,30	6,10	33,94	122,19	4,36
7400	236	13,68	49,24	9,57	23,05	82,98	5,97	34,64	124,72	4,25
7500	236	13,86	49,90	9,44	23,36	84,10	5,88	35,11	126,40	4,18
7600	234	14,05	50,57	9,23	23,67	85,22	5,75	35,58	128,09	4,07

Tablica 7 Ubrzanja u IV., V. i VI. stupnju prijenosa

n_m	P_e	IV. stupanj prijenosa			V. stupanj prijenosa			VI. stupanj prijenosa		
		v_4	v_4	a_4	v_5	v_5	a_5	v_6	v_6	a_6
[min^{-1}]	[kW]	[m/s]	[km/h]	[m/s²]	[m/s]	[km/h]	[m/s²]	[m/s]	[km/h]	[m/s²]
3000	117	19,07	68,65	4,12	23,45	84,44	3,28	28,26	101,73	2,71
3250	123	20,66	74,37	3,98	25,41	91,47	3,15	30,61	110,21	2,57
3500	135	22,25	80,09	4,04	27,36	98,51	3,19	32,97	118,69	2,59
3750	145	23,84	85,81	4,03	29,32	105,55	3,17	35,32	127,16	2,55
4000	153	25,43	91,53	3,96	31,27	112,58	3,09	37,68	135,64	2,46
4250	161	27,01	97,25	3,89	33,23	119,62	3,03	40,03	144,12	2,38
4500	170	28,60	102,97	3,86	35,18	126,66	2,98	42,39	152,60	2,32
4750	175	30,19	108,69	3,73	37,14	133,69	2,85	44,74	161,07	2,18
5000	185	31,78	114,41	3,72	39,09	140,73	2,82	47,10	169,55	2,13
5250	192	33,37	120,13	3,64	41,05	147,76	2,74	49,45	178,03	2,03
5500	200	34,96	125,85	3,59	43,00	154,80	2,68	51,81	186,51	1,94
5750	205	36,55	131,57	3,48	44,95	161,84	2,56	54,16	194,98	1,81
6000	215	38,14	137,30	3,46	46,91	168,87	2,53	56,52	203,46	1,75
6250	222	39,73	143,02	3,39	48,86	175,91	2,45	58,87	211,94	1,65
6500	228	41,32	148,74	3,31	50,82	182,95	2,35	61,23	220,42	1,53
6750	233	42,90	154,46	3,21	52,77	189,98	2,24	63,58	228,89	1,40
7000	235	44,49	160,18	3,06	54,73	197,02	2,10	65,94	237,37	1,23
7250	236	46,08	165,90	2,91	56,68	204,06	1,94	68,29	245,85	1,06
7400	236	47,04	169,33	2,81	57,85	208,28	1,84	69,70	250,94	0,95
7500	236	47,67	171,62	2,75	58,64	211,09	1,78	70,65	254,33	0,88
7600	234	48,31	173,91	2,65	59,42	213,91	1,69	71,59	257,72	0,79

U tablici 8 prikazana su ubrzanja od I. do IV. stupnja prijenosa mjenjača te promjene stupnja prijenosa kod najveće snage. Ubrzanja u V: i VI. stupnju prijenosa mjenjača nam nisu bitna za *drift* automobil.

Tablica 8 Ubrzanja u svim stupnjevima prijenosa mjenjača

n_m	a_1	a_2	a_3	a_4
[min^{-1}]	[m/s²]	[m/s²]	[m/s²]	[m/s²]
3000	11,77	7,46	5,58	4,12
3250	11,41	7,23	5,40	3,98
3500	11,63	7,37	5,49	4,04
3750	11,66	7,38	5,50	4,03
4000	11,53	7,29	5,42	3,96
4250	11,42	7,22	5,36	3,89
4500	11,39	7,19	5,33	3,86
4750	11,10	7,01	5,18	3,73
5000	11,15	7,03	5,19	3,72
5250	11,01	6,94	5,11	3,64
5500	10,95	6,89	5,06	3,59
5750	10,73	6,75	4,94	3,48
6000	10,78	6,78	4,95	3,46
6250	10,68	6,71	4,88	3,39
6500	10,55	6,62	4,80	3,31
6750	10,37	6,50	4,70	3,21
7000	10,08	6,31	4,54	3,06
7250	9,77	6,10	4,36	2,91
7400	9,57	5,97	4,25	2,81
7500	9,44	5,88	4,18	2,75
7600	9,23	5,75	4,07	2,65

Vrijeme potrebno za ubrzavanje računa se po slijedećim izrazima.

$$t_{n=1000} = \frac{v_{n=1000}}{a_{n=1000}} \ [s] \quad \textbf{(62)}$$

$$t_{n=1200} = t_{n=1000} + \frac{v_{n=1200} - v_{n=1000}}{a_{n=1000}} \ [s] \quad \textbf{(63)}$$

Za prebacivanje iz jednog u drugi stupanj prijenosa snage u mjenjaču dodaje se vrijeme promjene Δt_p=0,3s. Prikazan je primjer za prebacivanje iz I. u II. stupanj prijenosa snage.

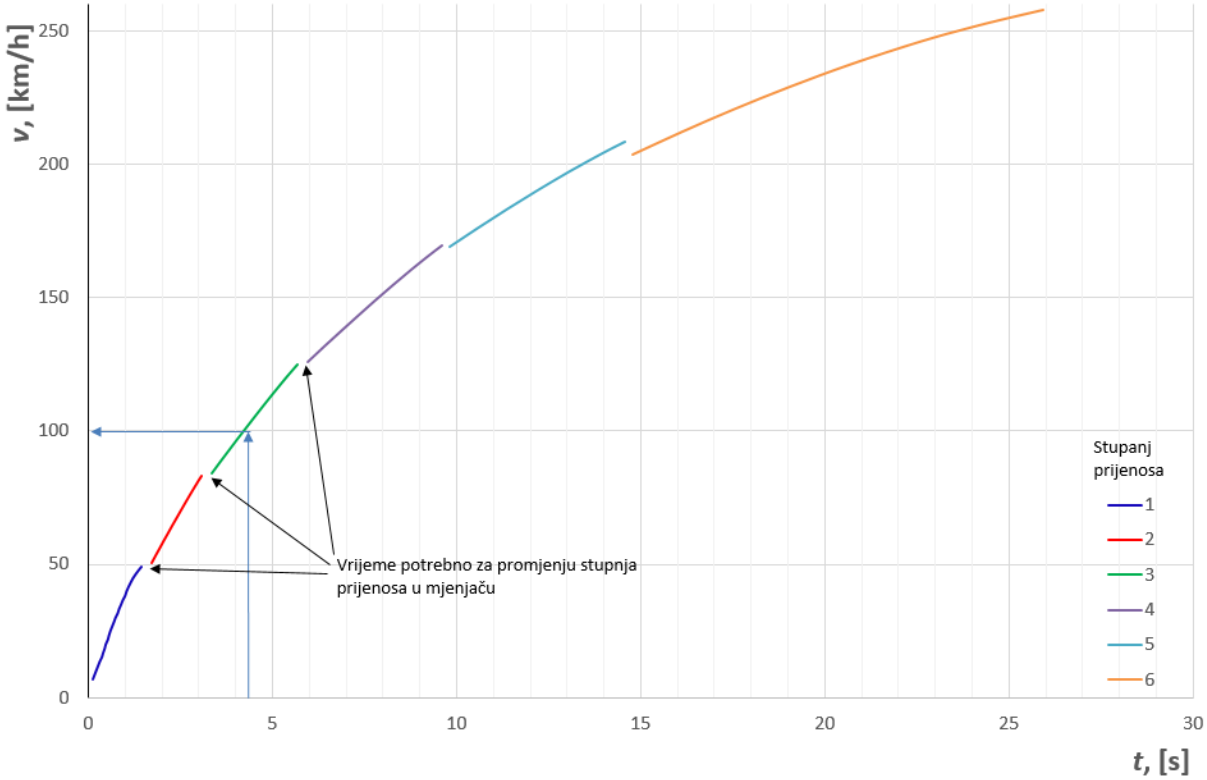
$$t_{2,n=7400} = t_{1,n=4500} + \Delta t_p \ [s] \quad \textbf{(64)}$$

$$t_{n=4750} = t_{n=4500} + \frac{v_{n=4750} - v_{n=4500}}{a_{n=4500}} \ [s] \quad \textbf{(65)}$$

Prema izrazima (64) i (65) prikazano je vrijeme potrebno za ubrzanje vozila u prvih četiri stupnjeva prijenosa mjenjača.

Tablica 9 Vrijeme potrebno za ubrzavanje u svim stupnjevima prijenosa

n	v_1	t_1	v_2	t_2	v_3	t_3	v_4	t_4
[min^{-1}]	[m/s]	[s]	[m/s]	[s]	[m/s]	[s]	[m/s]	[s]
3000	5,54	0,47	9,34	-	14,04	-	19,07	-
3250	6,01	0,53	10,12	-	15,22	-	20,66	-
3500	6,47	0,56	10,90	-	16,39	-	22,25	-
3750	6,93	0,59	11,68	-	17,56	-	23,84	-
4000	7,39	0,64	12,46	-	18,73	-	25,43	-
4250	7,86	0,69	13,24	-	19,90	-	27,01	-
4500	8,32	0,73	14,02	1,73	21,07	-	28,60	-
4750	8,78	0,79	14,80	1,84	22,24	-	30,19	-
5000	9,24	0,83	15,57	1,95	23,41	3,37	31,78	-
5250	9,70	0,88	16,35	2,06	24,58	3,59	33,37	-
5500	10,17	0,93	17,13	2,17	25,75	3,82	34,96	5,98
5750	10,63	0,99	17,91	2,28	26,92	4,06	36,55	6,42
6000	11,09	1,03	18,69	2,40	28,09	4,29	38,14	6,88
6250	11,55	1,08	19,47	2,52	29,26	4,53	39,73	7,34
6500	12,01	1,14	20,25	2,63	30,43	4,77	41,32	7,81
6750	12,48	1,20	21,03	2,75	31,60	5,01	42,90	8,29
7000	12,94	1,28	21,80	2,87	32,77	5,26	44,49	8,78
7250	13,40	1,37	22,58	2,99	33,94	5,52	46,08	9,30
7400	13,68	1,43	23,05	3,07	34,64	5,68	47,04	9,63
7500	13,86	-	23,36	-	35,11	-	47,67	9,86
7600	14,05	-	23,67	-	35,58	-	48,31	10,09



Slika 34 Vrijeme potrebno za ubrzavanje vozila

Prema dijagramu na slici 34 očitano je vrijeme potrebno za ubrzanje vozila od 0 do 100 km/h koje iznosi 4,3s. Prema tablici 2 može se zaključiti da modifikacijama opisanim u poglavlju 5 postiže se upola kraće vrijeme ubrzanja od 0 do 100 km/h u odnosu na serijski BMW 325i.

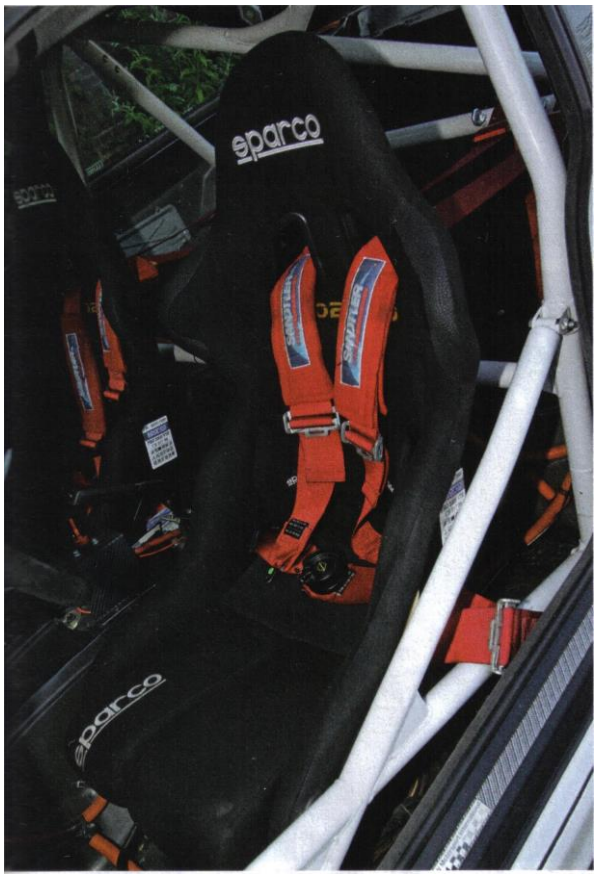
Navedenim modifikacijama smanjila se maksimalna brzina vozila, ali kod automobila namijenjenim za *drift* to nije važno. Najvažnije su performanse vozila u prva 3 stupnja prijenosa. Za *drift* stazu u Hrvatskoj najveća brzina koja se postiže je do 130 km/h.

Dobiveni rezultati pokazali su da očitavanjem iz dijagrama mogu unijeti greške, kao npr. u dijagramu na slici 39 gdje se mogu vidjeti određeni skokovi krivulje.

5. PRERADE POTREBNE ZA *DRIFT* NATJECANJE

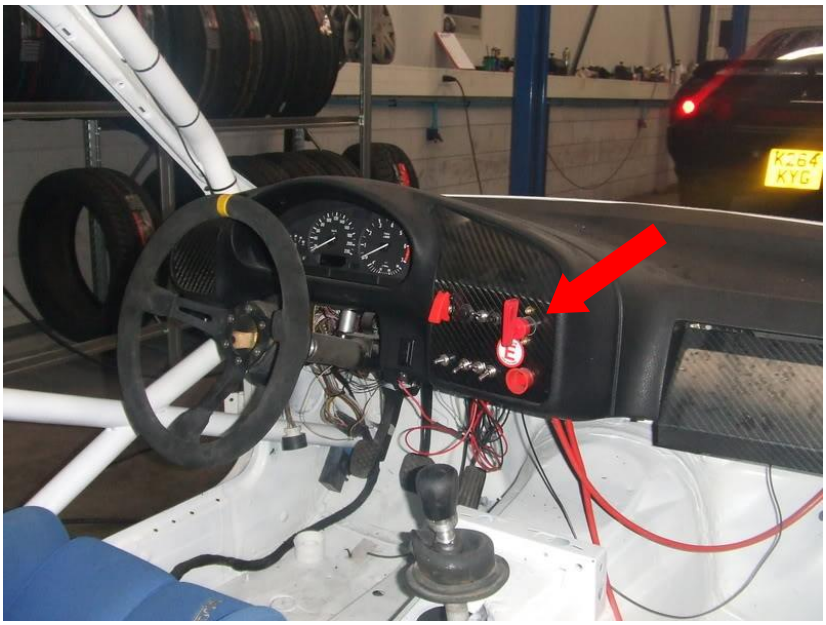
Prema CDC pravilniku sve modifikacije na motoru su u potpunosti dozvoljene, uključujući i zamjene kompletnog motora u automobilu (motor može biti od istog ili nekog drugog proizvođača). U poglavlju 5.1. prikazane su modifikacije motora odnosno zamjena serijskog motora s motorom iz automobila BMW M3 (E36). Motor se ugrađuje s pripadnim pogonskim agregatima, sustavom hlađenja te pripadnom elektronikom. Prema *CDC* pravilniku ugrađuje se električni prekidač koji prekida kompletan dovod struje u automobilu. Oprema vozila koja je vezana uz udobnost i sigurnost kao što su klimatizacijski uređaj, ABS te sustav protiv proklizavanja se uklanja iz vozila. Također svi nepotrebni dijelovi unutrašnjosti kabine i prtljažnika koji imaju isključivo funkciju udobnosti i estetike izbacuju se iz natjecateljskog automobila kako bi masa bila što manja. Od dijelova unutrašnjosti, prema *CDC* pravilniku, moraju biti ugrađena sjedala učvršćena u četiri točke s H pojasevima širokim najmanje pet centimetara s metalnim priključcima i vezivanjem preko ramena. Najčešće su ugrađuju profilirana trkaća sjedala male mase koja omogućuju pozicioniranje vozača u željenom položaju te zadržavanje vozača u željenom položaju pri ekstremnim situacijama kao što je gibanje velikom brzinom kroz zavoj. U spomenutoj situaciji velika centrifugalna sila nastoji izbaciti vozača iz sjedala zbog čega je bitno imati propisana sjedala s pojasevima kako bi vozač ostao u pravilnoj poziciji. Drugi razlog ugradnje sjedala s pojasevima je vozačeva sigurnost. Vozači i suvozači su također zbog sigurnosti obavezni nositi zaštitne kacige. Automobili prema pravilniku moraju imati ugrađene kuke za odvlačenje na prednjoj i stražnjoj strani.

Sa spomenutim motorom zamjenjuju se standardni dijelovi prijenosa snage s modificiranim dijelovima koji su projektirani za pripadni maksimalni moment motora i povećano dinamičko opterećenje kojem će biti izloženi tijekom vožnje. Od elemenata prijenosa snage zamjenjuje se zamašnjak sa spojkom, mjenjač, kardansko vratilo, blokirajući diferencijal s pripadnim poluvratilima.



Slika 35 Profilirana trkaća sjedala

Slika 36 Kuka za odvlačenje

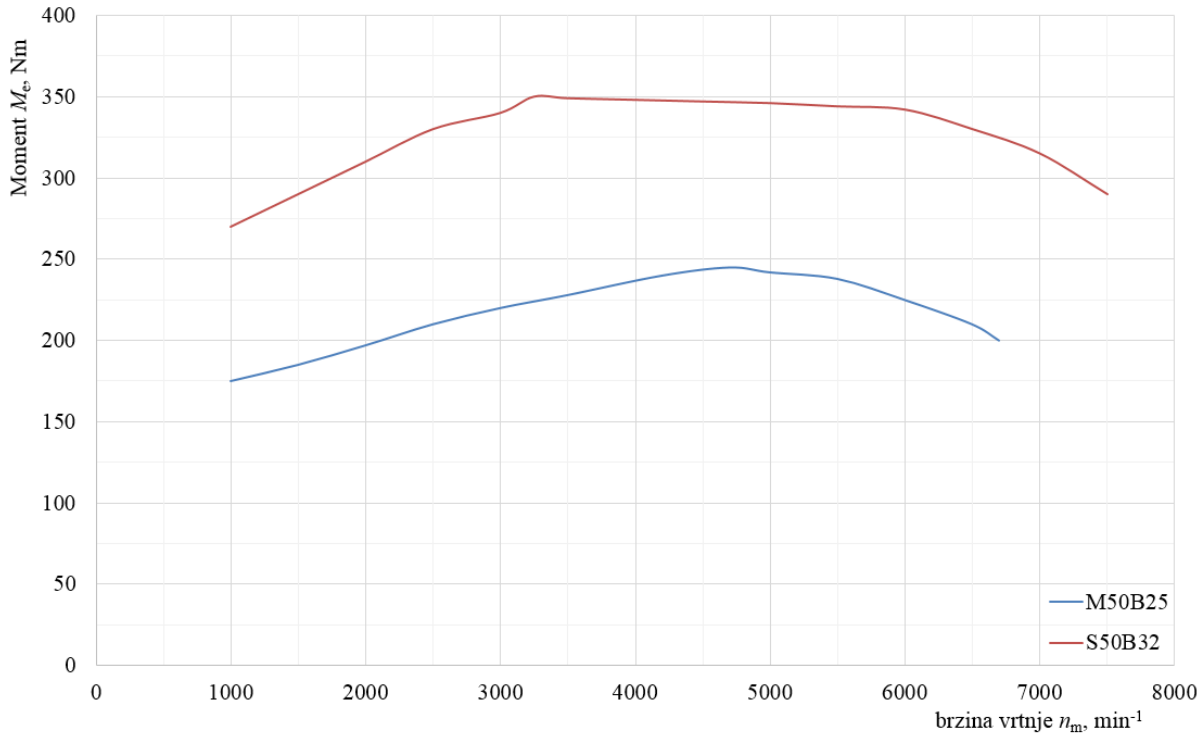


Slika 37 Unutrašnjost automobila sa prekidačem za isključivanje struje

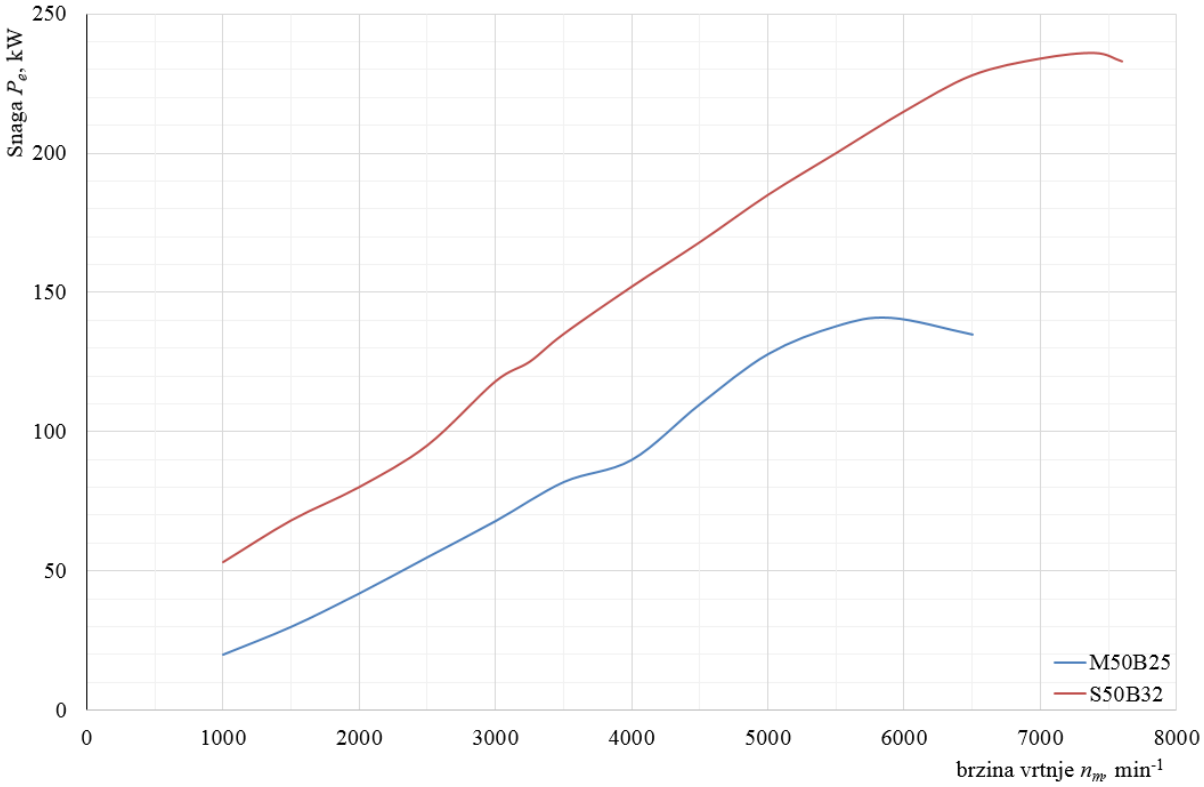
5.1. Povećanje snage

Za prolazak zavojem sa što većim kutom bočnog klizanja i što većom brzinom potreban je motor dovoljne snage za savladavanje svih otpora vožnje koji se javljaju pri takvom gibanju. Serijski motor M50B25 zamjenjuje se s motorom iz BMW-a E36 M3 modela. M3 motor oznake S50B32 razvija 236 kW pri 7400 min^{-1} i 350 Nm pri 3250 min^{-1}. Zbog jednakih dimenzija bloka motora te istog rasporeda nosača ovaj motor se zbog jednostavnosti ugradnje pokazao kao najbolji izbor. Na slici 39 prikazan je momentni dijagram za serijski M50B25 i ugrađen S50B32 motor. Uspoređujući navedeni motor sa serijskim motor, M3 motor ima bolju momentnu karakteristiku što je bitno za *drift* te veću snagu na velikoj brzini vrtnje.

Slika 38 Ugradnja motora

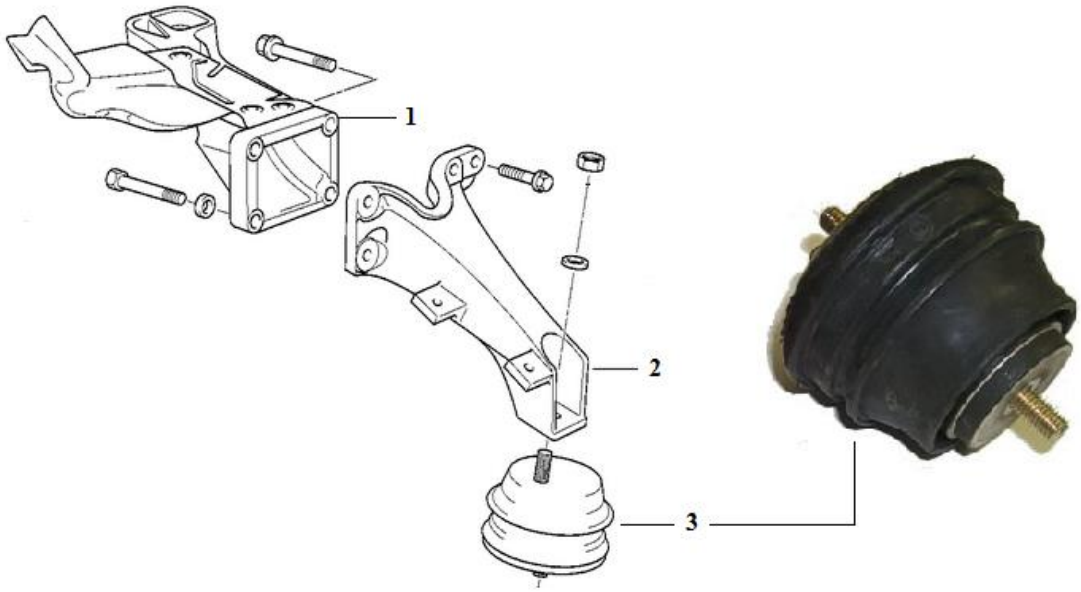


Slika 39 Dijagram momenta M50B25 i S50B32 motora



Slika 40 Dijagram snage M50B25 i S50B32 motora

Na bloku motora predviđena su mjesta za montažu nosača motora s elastičnim ležajevima koji ublažuju prijenos vibracija motora na karoseriju automobila kao i udarce s karoserije na motor. Na slici 41 s brojem 1 i 2 označeni su nosači koji povezuju motor s karoserijom, dok je s brojem 3 označen gumeno-metalni ležaj. Kod natjecateljskog automobila se serijski hidroležajevi motora, tj. ležajevi koji sadrže hidrauličku tekućinu zbog boljih prigušivanja vibracija, zamjenjuju se s poliuretanskim nosačem motora UUC motorwerks koji zbog veće krutosti samog ležaja doprinosi stabilnosti vozila zbog manjih oscilacija motora što je pokazano u poglavlju 4.4.. [19]



Slika 41 Serijski nosač motora [19]

Slika 42 Poliuretanski nosač motora UUC motorwerks

Slika 43 Ugrađen motor s prednjim povezivačem unutrašnjih blatobrana (e. *strut bar*)

5.2. Prijenos snage

Tok snage prenosi se od motora preko spojke na mjenjač, s mjenjača kardanskim vratilom do diferencijala te s diferencijala snaga se prenosi na kotače poluvratilima. Od motora do kotača snaga se prenosi uz gubitke koje nije moguće izbjeći, pa je pogonski moment jednak izrazu 4.[6]

$$M_{\mathrm{p}} = M_{\mathrm{e}} \cdot i_{\mathrm{uk}} \cdot \eta_{\mathrm{uk}} \ [\mathrm{Nm}] \tag{66}$$

Gdje je η_{uk} mehanički stupanj korisnosti prijenosnika snage.

$$\eta_{\mathrm{uk}} = \eta_{\mathrm{m}} \cdot \eta_{\mathrm{k}} \cdot \eta_{\mathrm{d}} \ [-] \tag{67}$$

U tablici 14 prikazani su mehanički stupnjevi korisnosti prijenosnika snage.

Tablica 10 Mehanički stupnjevi korisnosti prijenosnika snage

Vrsta prijenosnika snage	Mehanički stupanj korisnosti prijenosnika snage η, %
Mehanički mjenjač s čelnicima s paralelnim vratilima η_m	0,96-0,98
Vratilo s kardanskim zglobovima η_k	0,97-0,98
Osovinski diferencijalni prijenosnik η_d	0,98-0,99

Ukupni mehanički stupanj korisnosti prijenosnika snage jednak je:

$$\eta_{uk} = \eta_m \cdot \eta_k \cdot \eta_d = 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,93 \quad \textbf{(68)}$$

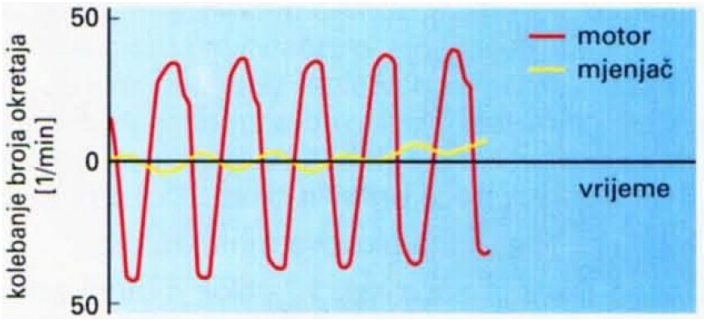
Pa je pogonski moment jednak:

$$M_p = 0,93 \cdot M_e \cdot i_{uk} \text{ [Nm]} \quad \textbf{(69)}$$

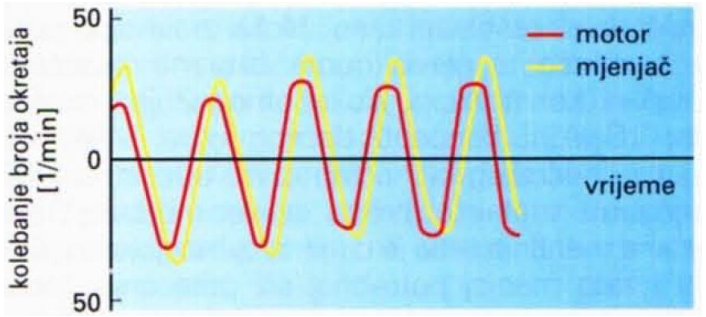
5.2.1. Zamašnjak i spojka

Periodičkim ponavljanjem taktova kod rada motora nastaju vibracije na koljenastom vratilu i zamašnjaku. Te vibracije moraju se smanjiti kako bi se smanjilo trošenje mjenjača i širenje vibracija na karoseriju. Zamašnjak koji se serijski ugrađivao s motorom S50B32 izveden je kao dvomaseni. Dvomaseni zamašnjak sastoji se od primarnog i sekundarnog kola zamašnjaka koji su povezani prigušivačem torzijskih vibracija koji odvaja oscilacijski sustav motora od ostale transmisije. Podjelom rotirajućih masa na primarni i sekundarni dio povisio se moment tromosti rotirajućih masa mjenjača. Prednosti ovakve izvedbe zamašnjaka su smanjeno trošenje zupčanika i sinkrona mjenjača te udobnija vožnja bez podrhtavanja karoserije zbog prigušenih vibracija. Kod natjecateljskog automobila za *drift* zamjenjuje se dvomaseni zamašnjak s olakšanim jednomasenim zamašnjakom. Serijski ugrađivan dvomaseni zamašnjak ima masu od 13,1 kg, dok jednomaseni zamašnjak koji se ugrađuje u *drift* automobil ima masu od 5,2 kg što značajno doprinosi smanjenju rotirajućih masa. Posljedica toga je puno bolje reagiranje dijelova prijenosa snage na promjenu položaja papučice gasa tj. brži odaziv pogonskog momenta na pogonske kotače što je vrlo bitno kod promjene smjera gibanja vozila i reguliranja proklizavanja. Nedostaci ove izvedbe zamašnjaka su povećano trošenje zupčanika i sinkrona mjenjača. Na slikama 44 i 45 prikazani su dijagrami koji pokazuju variranje brzine vrtnje motora i mjenjača u ovisnosti o vrsti zamašnjaka. Na temelju dijagrama je vidljivo da se dvomasenim zamašnjakom bitno smanjuju oscilacije brzine vrtnje mjenjača u odnosu na motor. Jednomasenim zamašnjakom dobiju se

približno jednake brzine vrtnje motora i mjenjača što je korisno kod *drift* automobila za bolje kontroliranje vozila u zavoju.[16]



Slika 44 Dijagram kolebanja broja okretaja dvomasenog zamašnjka



Slika 45 Dijagram kolebanja broja okretaja jednomasenog zamašnjaka

U nastavku ovog rada prikazan je proračun smanjenja rotirajućih masa u svakom stupnju prijenosa ugradnjom jednomasenog zamašnjaka UUC Stage 2.

5.2.1.1. Proračun rotirajućih masa zamašnjaka

Moment inercije zamašnjaka jednak je izrazu **(70)**:

$$I = \frac{1}{2} \cdot m_z \cdot r_z^2 \ [\text{kgm}^2] \quad \textbf{(70)}$$

Ukupni prijenosni omjer:

$$i_{uk} = i_m \cdot i_d \ [-] \quad \textbf{(71)}$$

Kutna brzina pogonskog kotača:

$$\omega = \frac{v}{r} \ [\text{s}^{-1}] \quad \textbf{(72)}$$

Kutna brzina zamašnjaka jednaka je izrazu (73)

$$\omega_z = \omega \cdot i_{uk} \ [\text{s}^{-1}] \quad \textbf{(73)}$$

Kinetička energija translatornog i rotirajućeg gibanja:

$$E_t = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \ [\text{J}] \quad \textbf{(74)}$$

$$E_r = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega_z^2 \text{ [J]} \tag{75}$$

$$E_t = E_r \tag{76}$$

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega_z^2 \rightarrow m = \frac{I \cdot \omega_z^2}{v^2} \tag{77}$$

$$m = \frac{I \cdot \omega_z^2}{v^2} = \frac{I \cdot \left(\omega \cdot i_{uk}\right)^2}{v^2} = \frac{I \cdot \left(\omega \cdot \left(i_m \cdot i_d\right)\right)^2}{v^2} = \frac{I \cdot \left(\frac{v}{r} \cdot \left(i_m \cdot i_d\right)\right)^2}{v^2} \text{ [kg]} \tag{78}$$

$$m = \frac{\frac{1}{2} \cdot m_z \cdot r_z^2 \cdot \left(\frac{v}{r} \cdot \left(i_m \cdot i_d\right)\right)^2}{v^2} \text{ [kg]} \tag{79}$$

Uvrštavajući izraze (73), (71), (72) i (70) u izraz (77) dobije se konačni izraz za rotirajuću masu u ovisnosti o masi i dimenzijama zamašnjaka te prijenosnim omjerima mjenjača i diferencijala:

$$m = \frac{1}{2} \cdot m_z \cdot \left(\frac{r_z}{r} \cdot i_m \cdot i_d\right)^2 \text{ [kg]} \tag{80}$$

U dosadašnjim izvodima u obzir je uzeto samo rotirajuće gibanje. U izraz (80) potrebno je dodati i utjecaj translacijskog gibanja mase te se dobije izraz:

$$m = m_z + \frac{1}{2} \cdot m_z \cdot \left(\frac{r_z}{r} \cdot i_m \cdot i_d\right)^2 = m_z \cdot \left[1 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r_z}{r} \cdot i_m \cdot i_d\right)^2\right] \text{ [kg]} \tag{81}$$

U tablici 15 prikazane su dimenzije potrebne za proračun smanjenja utjecaja rotirajućih masa.

Tablica 11 Podaci potrebni za proračun zamašnjak [17]

Masa standardnog zamašnjaka $m_{z,st}$, kg	13,1
Masa olakšanog aluminijskog zamašnjaka $m_{z,al}$, kg	5,2
Razlika mase zamašnjaka $\Delta m = m_{z,st} - m_{z,al}$, kg	7,9
Prijenosni omjer diferencijala i_d	4,1
Polumjer zamašnjaka r_z, m	0,144

Na automobilu se koriste stražnje gume u dimenziji 245/40R17 što je detaljnije objašnjeno u poglavlju 5.4 a polumjer kotača izračunat je u izrazu (82).

$$r = \frac{1}{2} \cdot 25,4 \cdot 17 + 245 \cdot 0,4 = 313.9 \text{ [mm]} \tag{82}$$

U nastavku rada prikazan je kontrolni proračun smanjenja rotirajućih masa u svakom stupnju prijenosa snage prema preporuci proizvođača.[17] Umjesto mase zamašnjaka prema izrazu (81) koristi se razlika masa Δm između standardnog i odabranog zamašnjaka. U tablici 3 prikazani su prijenosni omjeri mjenjač Getrag 420G koji je opisan u poglavlju 5.2.2.

Tablica 12 Prijenosni omjeri mjenjača Getrag 420G

Stupanj prijenosa	Prijenosni omjer $i_{m,i}$
$i_{m,1}$	4,23
$i_{m,2}$	2,51
$i_{m,3}$	1,67
$i_{m,4}$	1,23
$i_{m,5}$	1,00
$i_{m,6}$	0,83

Prvi stupanj:

$$m = \Delta m \cdot \left[1 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r_z}{r} \cdot i_{m,1} \cdot i_d \right)^2 \right] = 7,9 \left[1 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{0,144}{0,314} \cdot 4,23 \cdot 4,1 \right)^2 \right] = 258 \text{ [kg]} \quad \textbf{(83)}$$

Drugi stupanj:

$$m = \Delta m \cdot \left[1 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r_z}{r} \cdot i_{m,2} \cdot i_d \right)^2 \right] = 7,9 \left[1 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{0,144}{0,314} \cdot 2,51 \cdot 4,1 \right)^2 \right] = 96 \text{ [kg]} \quad \textbf{(84)}$$

Treći stupanj:

$$m = \Delta m \cdot \left[1 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r_z}{r} \cdot i_{m,3} \cdot i_d \right)^2 \right] = 7,9 \left[1 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{0,144}{0,314} \cdot 1,67 \cdot 4,1 \right)^2 \right] = 47 \text{ [kg]} \quad \textbf{(85)}$$

Četvrti stupanj:

$$m = \Delta m \cdot \left[1 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r_z}{r} \cdot i_{m,4} \cdot i_d \right)^2 \right] = 7,9 \left[1 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{0,144}{0,314} \cdot 1,23 \cdot 4,1 \right)^2 \right] = 29 \text{ [kg]} \quad \textbf{(86)}$$

Peti stupanj:

$$m = \Delta m \cdot \left[1 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r_z}{r} \cdot i_{m,5} \cdot i_d \right)^2 \right] = 7,9 \left[1 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{0,144}{0,314} \cdot 1 \cdot 4,1 \right)^2 \right] = 21,7 \text{ [kg]} \quad \textbf{(87)}$$

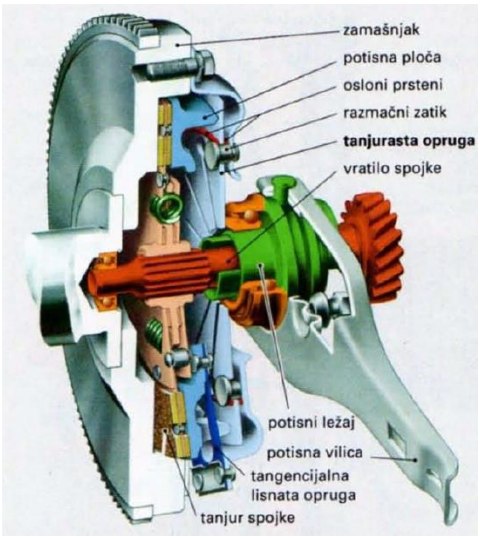
Šesti stupanj:

$$m = \Delta m \cdot \left[1 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r_z}{r} \cdot i_{m,6} \cdot i_d \right)^2 \right] = 7,9 \left[1 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{0,144}{0,314} \cdot 0,83 \cdot 4,1 \right)^2 \right] = 17,5 \text{ [kg]} \quad \textbf{(88)}$$

U transmisiji vozila spojka predstavlja razdvojivu vezu između motora i mjenjača koja omogućuje:

- prijenos okretnog momenta motora na mjenjač
- prekid toka snage s motora na mjenjač
- pokretanje automobila
- prigušivanje udarnih naprezanja i torzijskih vibracija
- zaštitu motora i transmisije od preopterećenja

Spojka se aktivira nožnim upravljanjem. Na slici 46 su prikazani elementi tarne spojke s tanjurastom oprugom. [9]



Slika 46 Tarna spojka

Stvoreno trenje omogućuje prijenos okretnog momenta. Veličina okretnog momenta kojeg spojka može prenijeti ovisi o:

- sili opruge
- koeficijentu trenja tarnih obloga i potisne ploče
- srednjem radijusu tarnih obloga
- broju tarnih obloga

Lamela spojke prenosi okretni moment sa zamašnjaka na ulazno vratilo mjenjača. Tarne obloge daju potrebni koeficijent trenja, što je trenje veće može se prenijeti veći okretni moment.

Prema preporuci proizvođača za maksimalni moment motora od 350 Nm i namjeni vozila preporuča se ugradnja jednomasenog zamašnjaka UUC Stage 2 sa setom spojke BMW M5 s

lamelom napravljenom iz organskih aramidnih vlakana. Jednomaseni zamašnjak UUC napravljen je CNC strojnom obradom od aluminijske legure 6061-T6. Tarna ploha napravljena je od čelične legure 1050. Prema katalogu proizvođača ova kombinacija zamašnjaka i spojke omogućava prijenos momenta do 500 Nm te primjenu na natjecateljskim automobilima.

Originalni dvomaseni zamašnjak zamjenjuje se olakšanim jednomasenim zamašnjakom koji je označen brojem 3 na slici 47. Brojem 2 označen je potisni ležaj, brojem 5 lamela s tarnom površinom od organskih vlakana, brojem 1 označena je potisna ploča s kućištem spojke te brojem 4 vijci za pričvršćivanje zamašnjaka za koljenasto vratilo. Ovakvom konstrukcijom spojke dobiva se izravnije i grubo pokretanje vozila, tj. nema sporog pokretanja vozila. Kod *drift* automobila važno je da spojka dostigne maksimalni moment koji se prenosi s motora do kotača u što kraćem vremenu.

Tablica 13 Kataloški brojevi elemenata spojke

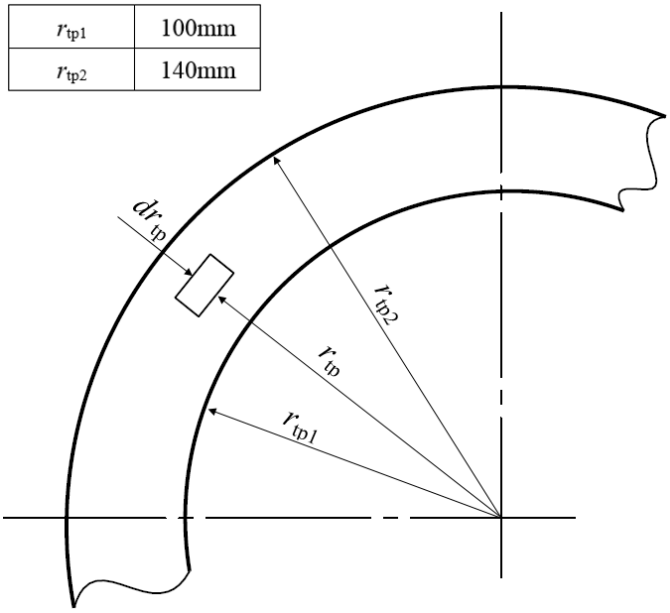
Element spojke	Kataloški broj
Potisna ploča BMW E34 M5	21212227246
Potisni ležaj BMW E34 M5	21512226729
Lamela spojke BMW E34 M5	21212226958
8xVijak M8x16	07119919939

Slika 47 Jednomaseni zamašnjak i dijelovi spojke

5.2.1.2. Kontrolni proračun lamele spojke

Moment koji se prenosi mora biti M_S=(1,2…1,5)M_e. U nastavku rada prikazan je proračun momenta koji može prenijeti jedna tarna ploča napravljena iz organskih aramidnih vlakana. Prema katalоškom broju lamele spojke, očitavaju se dimenzije tarne površine lamele spojke.

r_{tp1}	100mm
r_{tp2}	140mm



Slika 48 Dimenzije tarne površine lamele spojke

Pretpostavlja se konstantni tlak između tarnih površina tj. djelovanje sile po cijeloj površini.

$$dM_S = 2 \cdot p \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{tp} \cdot dr_{tp} \cdot \mu \cdot r_{tp} \quad \textbf{(89)}$$

$$dM_S = 4 \cdot p \cdot \pi \cdot \mu \cdot r_{tp}^2 \cdot dr_{tp} \quad \textbf{(90)}$$

$$dM_S = \int_{r_{tp1}}^{r_{tp2}} 4 \cdot p \cdot \pi \cdot \mu \cdot r_{tp}^2 \cdot dr_{tp} \quad \textbf{(91)}$$

$$M_S = \frac{4}{3} \cdot p \cdot \pi \cdot \mu \cdot (r_{tp2}^3 - r_{tp1}^3) \quad \textbf{(92)}$$

$$p = \frac{F_{pp}}{A} = \frac{F_{pp}}{\pi \cdot \left(r_{tp2}^2 - r_{tp1}^2\right)} \text{[N/m]} \quad \textbf{(93)}$$

Prema [14] i [16], ugradnjom spomenutog zamašnjaka i spojke, dobije se 25% veća sila na potisnoj ploči u odnosu na serijsku spojku BMW 325i pa je sila na potisnoj ploči jednaka:

$$F_{pp} = 5500 \cdot 1{,}25 = 6875 \text{[N]} \quad \textbf{(94)}$$

$$p = \frac{F_{pp}}{\pi \cdot \left(r_{tp2}^2 - r_{tp1}^2\right)} = \frac{6875}{\pi \cdot \left(0{,}14^2 - 0{,}1^2\right)} = 2{,}28 \cdot 10^5 \text{[N/m]} \quad \textbf{(95)}$$

Prema izrazu (92) moment koji može prenijeti spojka jednak je:

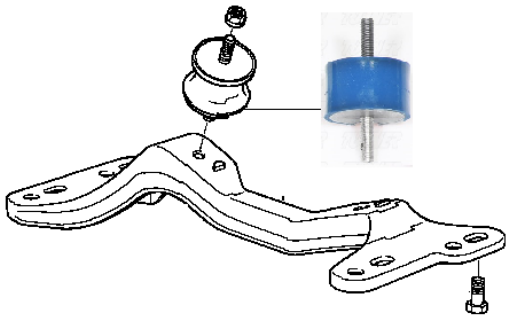
$$M_S = \frac{4}{3} \cdot 2{,}28 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 0{,}3 \cdot \left(0{,}14^3 - 0{,}1^3\right) = 499{,}5 \text{ [Nm]} \quad \textbf{(96)}$$

$$\frac{M_S}{M_e} = \frac{499{,}5}{350} = 1{,}43 \text{ [Nm]} \quad \textbf{(97)}$$

Prema jednadžbi (97) moment koji može prenijeti spojka veći je za 43% pa je zadovoljen uvjet $M_s=(1{,}2\ldots1{,}5)\cdot M_e$.

5.2.2. Mjenjač

Prema vršnom momentu koji se s motora prenosi na ulazno vratilo mjenjača, serijski mjenjač ZF s 5 stupnjeva iz 325i modela zamjenjuje se mjenjačem proizvođača Getrag S6S 420G sa 6 stupnjeva. Serijski mjenjač konstruiran je za ulazni moment od 320 Nm dok je Getrag S6S 420G prenosi do 420 Nm momenta na ulaznom vratilu. Prijenosni omjeri mjenjača ZF i Getrag prikazani su u tablici 14. Po preporuci proizvođača, za kontinentalnu klimu i uvjete rada mjenjača, preporuča se korištenje ulja u mjenjaču MT-90 75W90 GL-4. Gumeno-metalni ležajevi – nosači mjenjača također se zamjenjuju poliuretanskim ležajevima UUC Motorwerks koji su prikazani na slici 49.



Slika 49 Nosač mjenjača s poliuretanskim ležajem

Slika 50 Ugrađen mjenjač

Tablica 14 Prijenosni omjeri mjenjača ZF i Getrag S6S 420G

ZF		GETRAG S6S 420G	
Stupanj prijenosa	Prijenosni omjer $i_{m,i}$	Stupanj prijenosa	Prijenosni omjer $i_{m,i}$
$i_{m,1}$	4,23	$i_{m,1}$	4,23
$i_{m,2}$	2,52	$i_{m,2}$	2,53
$i_{m,3}$	1,66	$i_{m,3}$	1,67
$i_{m,4}$	1,22	$i_{m,4}$	1,23
$i_{m,5}$	1	$i_{m,5}$	1
		$i_{m,6}$	0,83

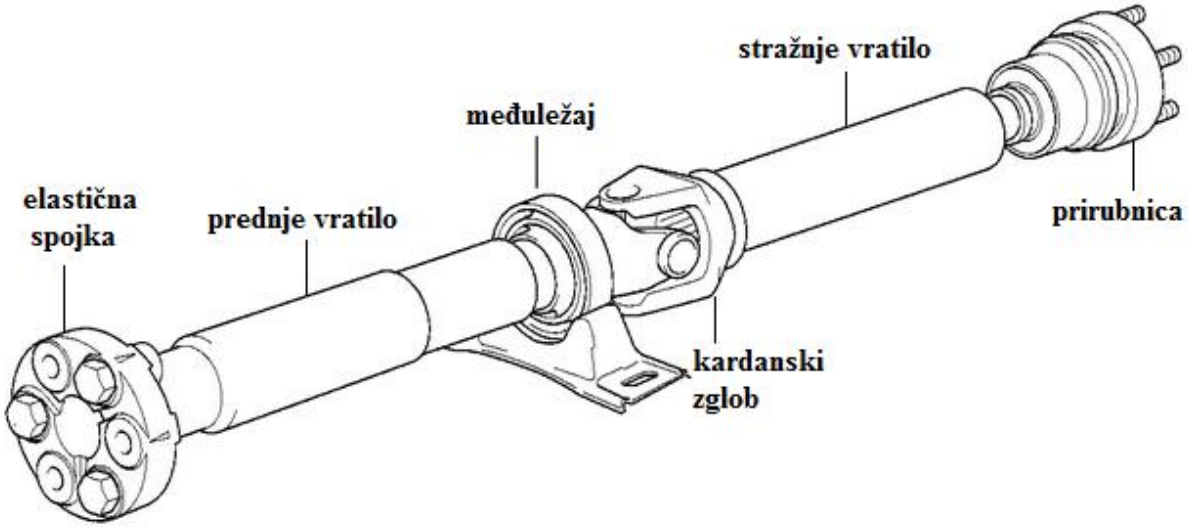
5.2.3. Kardansko vratilo

Zglobni prijenosnici dio su elemenata prijenosa snage koji omogućuju prijenos okretnog momenta u slučaju kad se vratila ne nalaze u istoj osi. U zglobne prijenosnike pripadaju kardanska vratila, poluvratila i zglobovi. Prijenos okretnog momenta odvija se bez promjene veličine, ako se zanemare mehanički gubici.

Zadaci zglobnih prijenosnika su:

- prenijeti okretni moment s mjenjača na pogonski most, odnosno kotače
- omogućiti pomake vratila
- prigušiti torzijske vibracije

Kod automobila s pogonom na stražnjoj osovini i motorom sprijeda, kao u slučaju BMW-a koji je uzet za primjer ovog rada, okretni moment motora prenosi se preko spojke i mjenjača na kardansko vratilo. S kardanskog vratila moment se prenosi na diferencijal, te preko poluvratila na pogonske kotače. Na slici 51 prikazani su dijelovi dvodijelnog kardanskog vratila s modela M3 koji se po preporuci proizvođača ugrađuje s mjenjačem Getrag S6S 420G. Kataloški broj kardanskog vratila: 26112228805. [14]



Slika 51 Dvodijelno kardansko vratilo

5.2.4. Osovinski diferencijalni prijenos

Osnovni zadatak diferencijalnog prijenosnika je povećati i prenijeti okretni moment. Diferencijal bez blokade otkriva svoj nedostatak kad jedan od pogonskih kotača izgubi trakciju. Tada diferencijal i drugom kotaču dodjeljuje jednak okretni moment, tj. i drugi kotač dobije okretni moment jednak nuli. Za navedeno vozilo ugrađuje se LSD (e. *Limited slip differential*) diferencijal. LSD je blokirajući diferencijal s lamelnim spojkama. Samokočni diferencijal samostalno blokira pojedina poluvratila. Kotaču s većom trakcijom daje se veći okretni moment. LSD diferencijal od BMW-a M3 ima prijenosni omjer 4,1 i kočni broj 75 %. Kočni broj *S* iskazuje moguću razliku okretnih momenata između lijevog i desnog kotača jedne pogonske osovine. Kočni broj *S* daje se u postocima u odnosu na ukupni okretni

moment na tanjurastom zupčaniku. Gibanjem kroz lijevi zavoj, lijevi kotač se okreće sporije nego desni. Kod spomenutog LSD diferencijala se 75% okretnog momenta s tanjurastog zupčanika blokira. Desni kotač dobiva 37,5 % manju, a lijevi 37,5 % veću vrijednost momenta što je pokazano slijedećim izrazima.

$$S = \frac{\Delta M_{\text{kot}}}{\sum M_{\text{kot}}} \cdot 100 \ [\%] \tag{98}$$

Lijevi kotač:

$$M_{2\text{L}} = 50 + 37,5 = 87,5 \ [\%] \tag{99}$$

Desni kotač:

$$M_{2\text{D}} = 50 - 37,5 = 12,5 \ [\%] \tag{100}$$

Razlika momenata je jednaka:

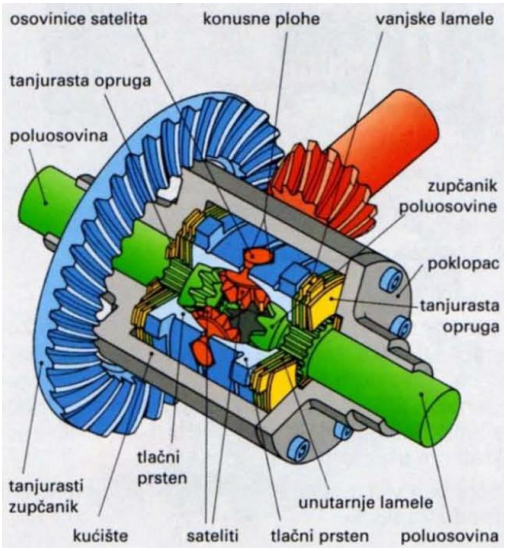
$$\Delta M_{\text{k}} = M_{2\text{L}} - M_{2\text{D}} = 87,5 - 12,5 = 75 \ [\%] \tag{101}$$

Prema jednadžbi **(102)** kočioni broj je jednak:

$$S = \frac{\Delta M_{\text{kot}}}{\sum M_{\text{kot}}} \cdot 100 = \frac{75}{100} \cdot 100 = 75 \ [\%] \tag{102}$$

Blokirajući diferencijal jedan je od osnovnih modifikacija potrebnih za *drift* automobil. S otvorenim diferencijalom teško se prolazi zavoj s velikim kutom bočnog klizanja jer se ne može kontrolirati proklizavanje, tj. moment odlazi na onaj kotač koji ima manju trakciju.

Na vozilo koje je uzeto kao primjer za izradu ovog rada ugrađuje se diferencijal prijenosnog omjera 4,1 u kućištu oznake 210 tj. promjer tanjurastog zupčanika je 210 mm te ulje BMW SAF-XJ SAE 75W-140, kataloški broj ulja je 83222282583. Kataloški broj kućišta je 33102228811, a samokočnog diferencijala 33142227401.



Slika 52 Samokočni diferencijal s lamelnom spojkom

Slika 53 LSD

Slika 53 LSD u presjeku

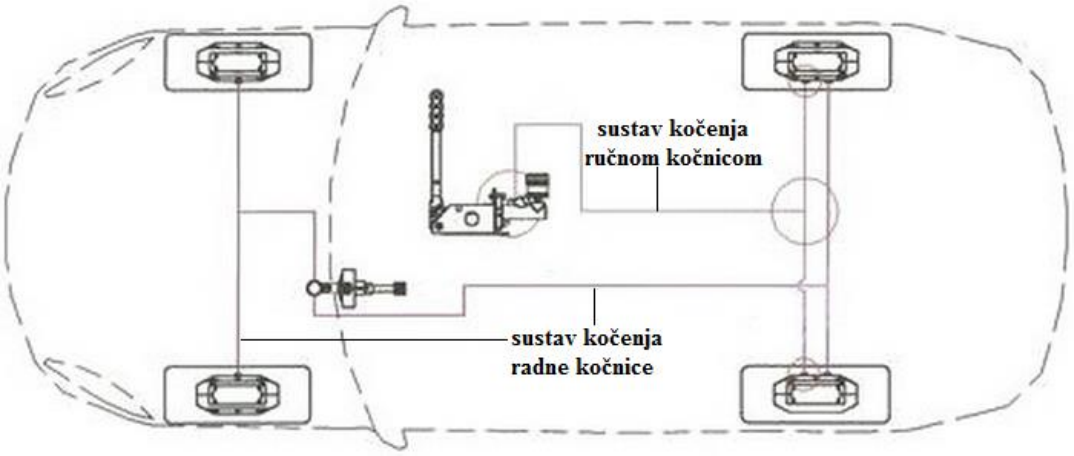
Slika 54 Samoblokirajući diferencijal u kućištu 210

5.3. Kočnice

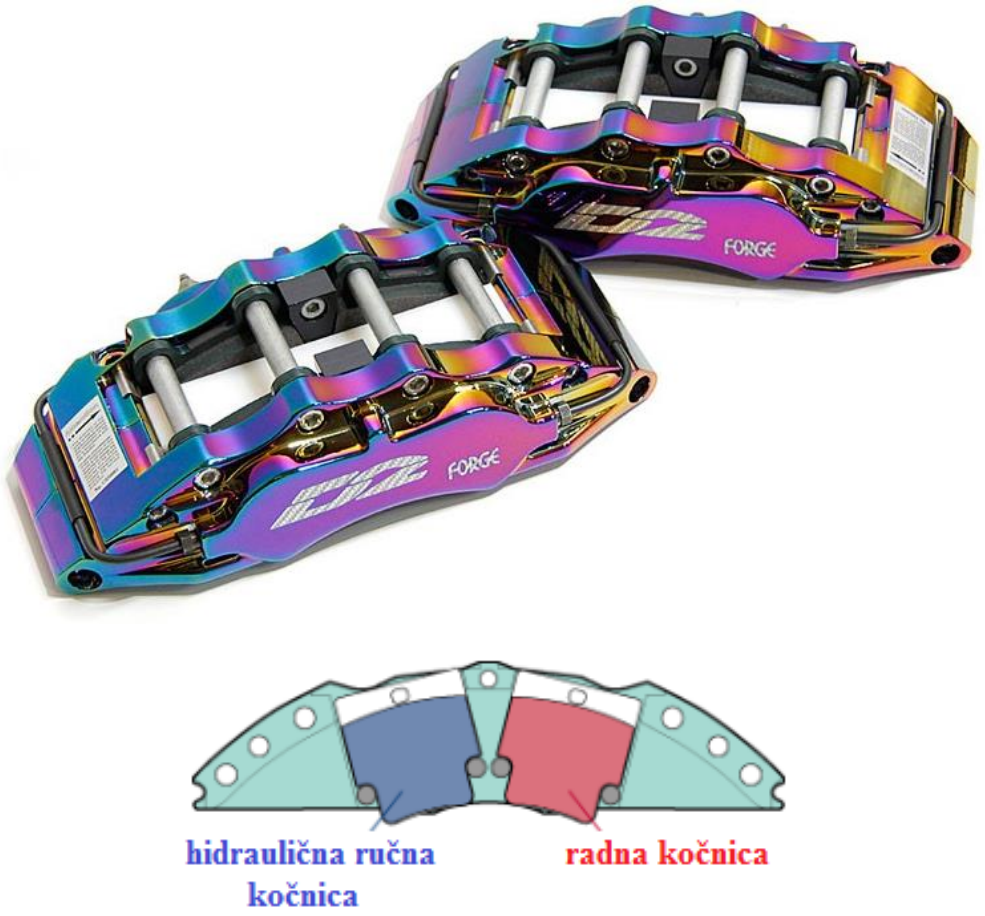
Kočnice kod automobila koji je prikazan za primjer ovog rada, zamjenjuju se cijeli kočioni sustav s kočionim sustavom s M3 modela. Ugrađuju se ventilirajući diskovi veličine 315x28mm na prednje i 312x20mm na stražnje kotače. Na prednje diskove ugrađuju se M3 kliješta, kataloški broj 34112227515, dok se na stražnje diskove ugrađuju četveroklipna D2 kliješta. Od dodatnih elemenata potrebno je ugraditi kvalitetnije vodove kočione tekućine. Gumeni vodovi zamjenjuju se metalnim vodovima s metaliziranom pletenom stjenkom. Pleteni vodovi podnose veće tlakove kočione tekućine te otporniji na agresivno djelovanje kočione tekućine. S ovim vodovima koristi se kočiona tekućina oznake DOT 5 koja ima temperaturu vrelišta veću od 260°C.[18]

U automobilima prerađenim za *drift* natjecanje ugrađuje se hidraulična ručna kočnica. Ručna kočnica, koja se serijski ugrađuje u BMW 325i, aktivira se mehaničkim mehanizmom. Mehanički mehanizam sastoji se od čeličnog užeta koji aktivira stražnje bubanj kočnice. Za blokiranje stražnjih kotača u vožnji potrebna je veća sila kočenja na stražnjim kotačima što se ne može postići ovom vrstom kočnica. Hidraulična ručna parkirna kočnica ugrađuje se kao poseban kočioni sustav. Na stražnje kočione diskove ugrađuju se četveroklipne čeljusti od kojih jedan par klipova koči aktiviranjem radne kočnice dok se drugi par klipova aktivira hidrauličnom ručnom kočnicom. Hidraulična ručna kočnica sastoji se od poluge i

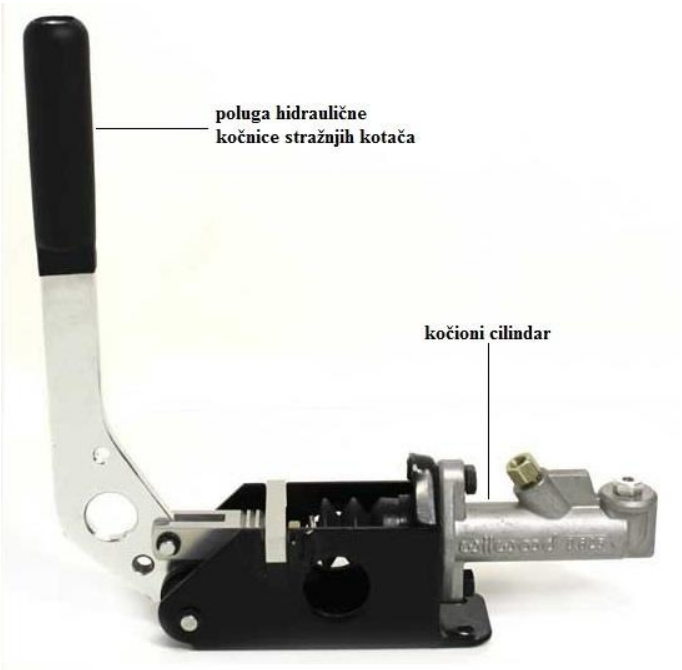
hidrauličkog sustava s kočionim cilindrom. Povlačenjem poluge aktivira se hidraulični kočioni sustav te dolazi do blokiranja stražnjih kotača.



Slika 54 Sustavi kočenja



Slika 55 Četveroklipna kočiona kliješta D2

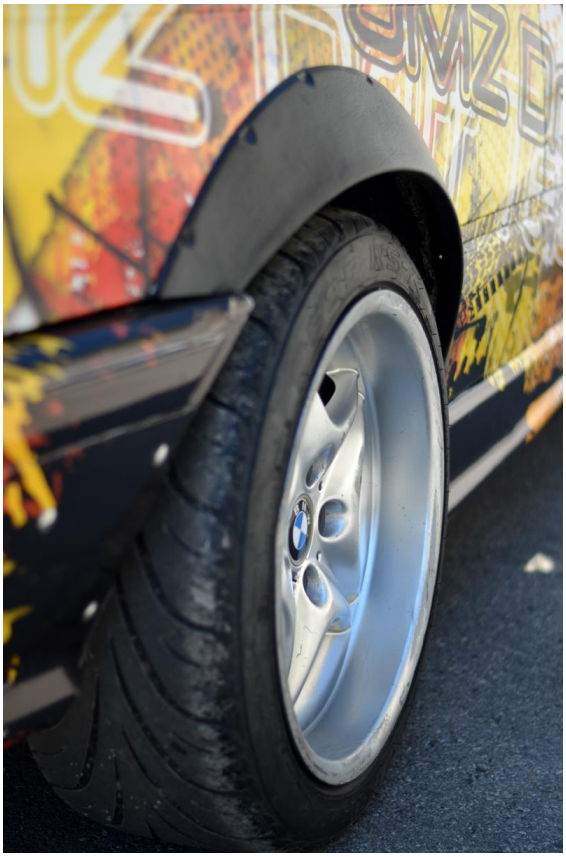


Slika 56 Hidraulična kočnica stražnjih kotača

Slika 57 Ugrađena ručna kočnica

5.4. Pneumatici

Prema pravilniku hrvatskog *drift* natjecanja pneumatici moraju imati oznaku DOT (e. *Department of Transportation*) tj. moraju imati oznaku odobrenja za cestovnu uporabu. Kod *drift* automobila koriste se posebne mješavine guma koje svojom konstrukcijom i vrstom materijala od kojeg su napravljene, omogućuju bolje prianjanje pneumatika na kolnik. Ove vrste pneumatika su tzv. polu-*slick* i omogućuju postizanje faktora trenja prianjanja do μ_a=1,5 u uvjetima suhe podloge. Na vozilu BMW E36 koriste se polu-*slick* pneumatici u dimenziji 225/45ZR17 na prednjim i 245/40ZR17 na stražnjim kotačima. Ove dimenzije pneumatika montiraju se na aluminijske felge dimenzija 7,5x17 ET 41 na prednje i 8,5x17 ET41 na stražnje kotače u kombinaciji s pneumaticima Toyo R888.



Slika 58 Stražnji pneumatici u dimenziji 245/40 ZR17

Guma pripada grupi viskoelastičnih materijala, čije se ponašanje može opisati opružnim i prigušnim članom. Karakteristika je viskoelastičnog materijala da se vraća svoj izvorni oblik nakon što je deformiran. Za vraćanje u početni oblik potrebno je izvjesno vrijeme.

Kod viskoelastičnog materijala postoji između pobude i deformacije, a vremensku nepodudarnost predstavlja histereza. Modul elastičnosti, gubitak energije i histereza viskoelastičnog materijala ovise o dva parametra [6]:

- frekvencija s kojom se primjenjuje sila
- temperatura.

Modul elastičnosti definiran je kao omjer naprezanja i produljenja.

Krutost gume, histereza i gubitak energije ovise o temperaturi i frekvenciji pobude. Povećanjem frekvencije uzbude, karakteristike gume se mijenjaju od elastičnog stanja prema krutom. Povećanjem temperature karakteristike gume se mijenjaju od krutog prema elastičnom stanju. Kod visokih temperatura modul elastičnosti je nizak, materijal je elastičan i fleksibilan. Zagrijavanjem gume iznad prijelazne temperature između krutog i elastičnog stanja, modul elastičnosti smanjuje se otprilike 1000 puta. Materijal se u tom području ponaša kao viskoelastičan. To je područje najpovoljnije s aspekta prianjanja, jer je histereza najveća.

Mehanizmi koji sudjeluju u formiranju trenja na mjestu kontakta gume i podloge su utjecaj neravnina podloge i molekularna adhezija. [6]

5.4.1. Faktor trenja prianjanja

Faktor trenja prianjanja μ_a ovisi o:

- Materijalu podloge
- Površinskom stanju podloge
- Izvedbi protektorskog sloja gume
- Konstrukcijskoj izvedbi gume
- Tlaku zraka u gumi
- Temperaturi gume
- Kontaktnoj površini
- Brzini klizanja kotača

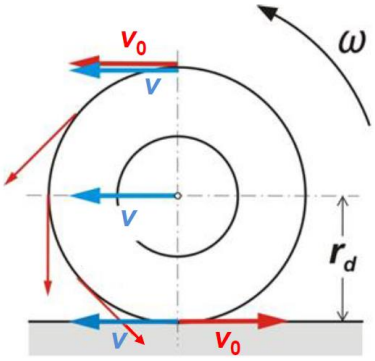
Posebne mješavine guma koje se koriste kod *drift* vozila omogućuju vrijednosti faktora prianjanja do 1,5. Guma zagrijana na preporučenu temperaturu ima veći μ_a.

Kao i kod klasičnog trenja, faktor trenja definira se za par u kontaktu, tj. podloga i guma. Prilikom izračunavanja vučne sile ne uzima se u obzir veličina kontaktne površine.

Ukoliko se izuzmu inercijske i aerodinamičke sile, sve ostale sile i momenti djeluju na vozilo preko kontaktne površine gume i podloge. Samo u slučaju postojanja kontakta između podloge i gume moguće je ostvariti ubrzanje, kočenje i skretanje. Zbog toga je za *drift* vozilo vrlo bitan odabir pneumatika, ovjesa i pravilno podešena geometrija vozila kako bi se omogućio stalni kontakt između podloge i gume i maksimalno preuzimanje sila.

5.4.2. Utjecaj klizanja kotača

Brzina klizanja kotača bitno utječe na efikasnost prenošenja pogonske sile i sile kočenja na pogonske kotače. Ako postoji razlika između obodne brzine kotača v_0 i translatorne brzine kotača v dolazi do klizanja kotača. Na slici 59 vektorski su prikazani smjerovi djelovanja obodne i translatorne brzine koje djeluju na pogonski kotač.

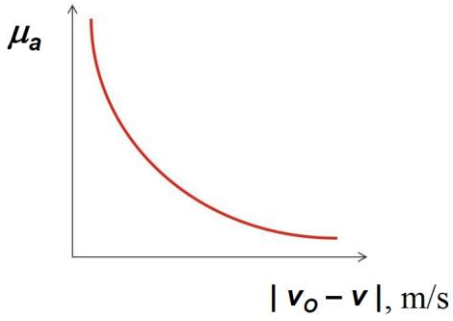


Slika 59 Obodna i translatorna brzina

Brzina klizanja kotača v_k jednaka je razlici obodne v_o i translatorne brzine v.

$$v_k = |v_0 - v| \text{ [m/s]} \quad \textbf{(44)}$$

Dijagram na slici 60 prikazuje da porastom vrijednosti $|v_0 - v|$ opada faktor trenja prianjanja.[6]



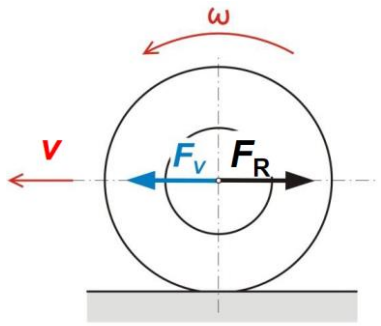
Slika 60 Dijagram ovisnosti faktora prianjanja i brzine klizanja

5.4.3. Proklizavanje kotača

Funkcije kotača:

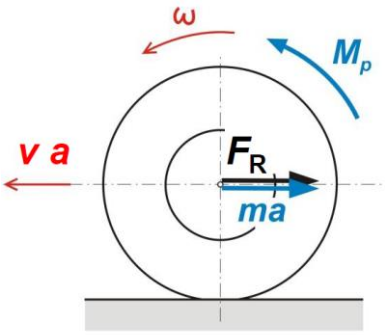
- pokretni oslonac vozila
- pretvaranje mehaničke energije motora u rad potreban za savladavanje otpora vožnje

Na slikama 61, 62 i 63 prikazani su vučeni, pogonski i kočeni kotač te sile i momenti koji djeluju na njih.



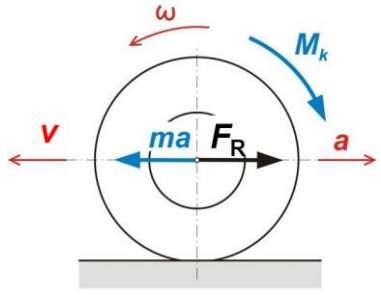
Slika 61 Vučeni kotač

Vučeni kotač je samo pokretni oslonac vozila, kotrlja se prisilno. Potrebna sila *F* se prenosi na osovinu kotača, nema momenta.



Slika 62 Pogonski kotač

Pogonski kotač, osim što je pokretni oslonac vozila, on osigurava kretanje vozila. Pogonski moment M_p na osovini savladava otpore vožnje i silu inercije.

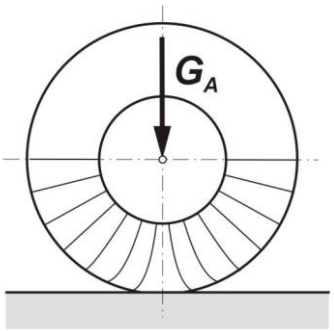


Slika 63 Kočeni kotač

Kočeni kotač, osim što je pokretni oslonac vozila, on osigurava kočenje vozila. Moment kočenja M_k na osovini zaustavlja vozilo.

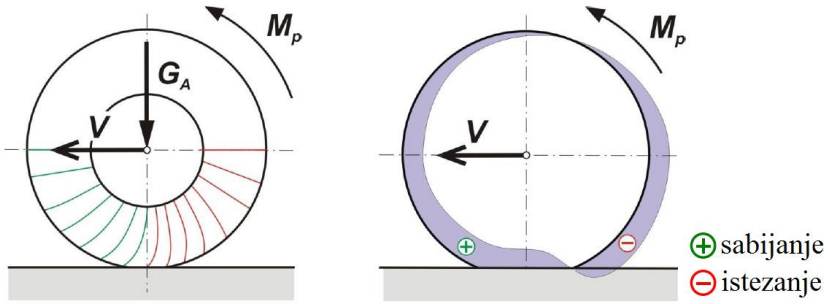
U stvarnosti kotač je elastičan. Prilikom pokretanja i u vožnji dolazi do proklizavanja i klizanja kotača.

Na slikama 64 i 65 prikazan je kotač u mirovanju i pri kotrljanju nekom brzinom v.



Slika 64 Radijalno opterećen elastični kotač u mirovanju

Kod radijalno opterećenog elastičnog kotača pri v=0[m/s] tangencijalne deformacije su simetrične. Unutrašnja naprezanja su uravnotežena.



Slika 65 Kotrljanje radijalno opterećenog pogonskog elastičnog kotača

Kod radijalno opterećenog pogonskog elastičnog kotača pri $v > 0$ tangencijalne deformacije su nesimetrične, na prednjem dijelu dolazi do sabijanja vlakana, dok na stražnjem dijelu dolazi do istezanja vlakana.

Prije nego se kotač okrene, dolazi do malog zakretanja vratila prema obodu kotača, tj. do zakašnjenja translatorne brzine u odnosu na kutnu brzinu osovine. Ako M_p i ω djeluju u istom smjeru, elementi gume koji stupaju u kontakt s tlom se sabijaju, dok oni koji napuštaju kontakt se istežu. Početak okretanja pri $v = 0$ jedan dio gume na kontaktnoj površini klizi po podlozi, dok drugi dio ostaje nepokretan. To je prvi izvor klizanja kotača, tj. elastično proklizavanje kotača. Pri $v > 0$, porastom M_p raste i dio kontaktne površine na kojoj se ostvaruje klizanje gume u odnosu na tlo. Pri određenoj vrijednosti M_p počine istovremeno klizanje svih točaka kontaktne površine, tj. dolazi do elastičnog klizanja kotača.

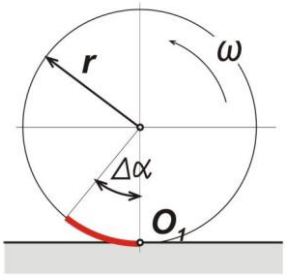
Kašnjenje translatorne brzine za kutnom brzinom povećava se porastom M_p što je drugi izvor klizanja.[6]

Posljedica proklizavanja i klizanja kotača je manji put ostvaren jednim okretom kotača nego u slučaju kotrljanja bez klizanja. porastom pogonskog momenta opada efektivni radijus kotrljanja r_k. U jednadžbama (103) i (104) prikazano je izračunavanje faktora klizanja pogonskog kotača i efektivnog radijusa kotrljanja.

$$\lambda = \frac{\Delta s - \Delta s_\lambda}{\Delta s} = \frac{r \cdot \Delta\alpha - (r - \Delta r) \cdot \Delta\alpha}{r \cdot \Delta\alpha} = \frac{\Delta r}{r} \text{ [-]} \quad \textbf{(103)}$$

$$r_k = r - \Delta r = r - \lambda \cdot r = r \cdot (1 - \lambda) \text{ [m]} \quad \textbf{(104)}$$

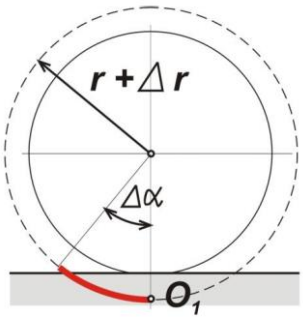
Na slici 66 prikazan je prijeđeni put bez klizanja. Δs je put koji prijeđe kotač bez klizanja. $\Delta\alpha$ je kut zakreta kotača. O_1 je trenutna os okretanja kotača.



Slika 66 Prijeđeni put bez klizanja kod pogonskog kotača

$$\Delta s = r \cdot \Delta\alpha \text{ [m]} \quad \textbf{(105)}$$

Na slici 67 prikazan je prijeđeni put sa klizanjem. Δs_λ je put koji prijeđe kotač s klizanjem. $\Delta\alpha$ je kut zakreta kotača. O_1 je trenutna os okretanja kotača.



Slika 67 Prijeđeni put sa klizanjem kod pogonskog kotača

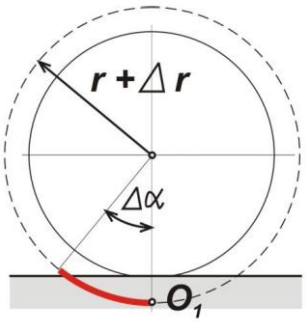
$$\Delta s_\lambda = (r - \Delta\alpha) \cdot \Delta\alpha \text{ [m]} \quad \textbf{(106)}$$

Prilikom kočenja smjer djelovanja momenta je suprotan od ω. Put ostvaren tijekom jednog okretaja kotača veći je nego bez klizanja. Povećanjem M_k raste r_k. U jednadžbama **(**107**)** i **(**108**)** prikazani su faktor klizanja kočenog kotača i efektivni radijus kotrljanja.

$$\lambda = \frac{\Delta s_\lambda - \Delta s}{\Delta s} = \frac{(r+\Delta r)\cdot\Delta\alpha - r\cdot\Delta\alpha}{r\cdot\Delta\alpha} = \frac{\Delta r}{r} \text{ [-]} \quad \textbf{(107)}$$

$$r_k = r + \Delta r = r + \lambda\cdot r = r\cdot(1+\lambda) \text{ [m]} \quad \textbf{(108)}$$

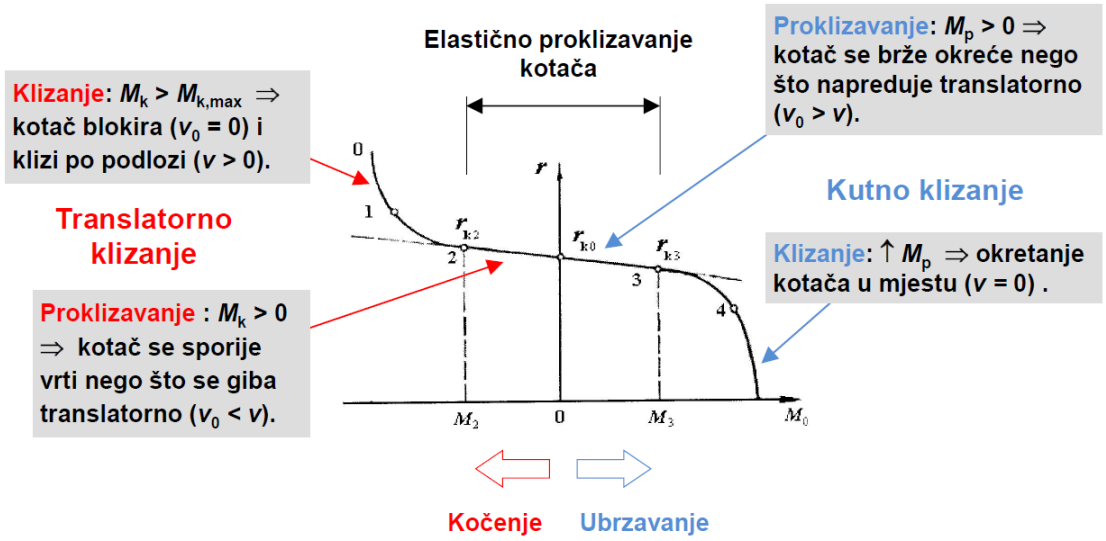
Na slici 68 prikazan je prijeđeni put s klizanjem. Δs_λ je put koji prijeđe kotač s klizanjem. $\Delta\alpha$ je kut zakreta kotača dok je O_1 trenutna os okretanja kotača.



Slika 68 Prijeđeni put sa klizanjem kod kočenog kotača

$$\Delta s_\lambda = (r+\Delta\alpha)\cdot\Delta\alpha \text{ [m]} \quad \textbf{(109)}$$

Na slici 69 prikazan je dijagram ovisnosti efektivnog radijusa o momentu. Prolaskom zavoja s proklizavanjem, efektivni radijus nalazi se u području proklizavanja između točaka 0 i 3.



Slika 69 Dijagram ovisnosti efektivnog radijusa o momentu [11]

5.5. Prerade na karoseriji automobila – ugradnja *roll-bar-a*

Automobil koji je opisan za primjer ovog rada, ima samonosivu karoseriju. Za povećanje krutosti karoserije u automobil za *drift* se ugrađuje *roll-bar* te prednji i stražnji povezivač unutrašnjih blatobrana (e. *strut bar*).

Roll-bar je cjevasto ojačanje karoserije koje se ugrađuje unutar vozila. Veze između cijevi u spojevima te između cijevi i karoserije može biti vijčani ili zavareni spoj. Za hrvatsko *drift* natjecanje *roll-bar* nije obavezan, ali se preporučuje ugradnja zbog sigurnosti i smanjenja deformacija karoserija uslijed djelovanja različitih opterećenja.

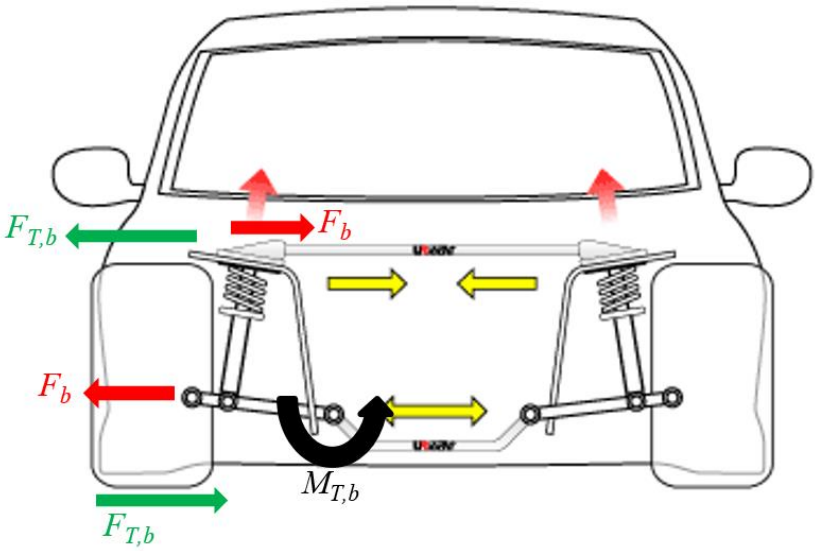
Na slici 70 je prikazan *roll-bar* koji se povezuje s karoserijom u šest točaka. Za vozilo koje je odabrano za primjer ovog rada odabran je *roll-bar* Wiechers tip E. Materijal za izradu je čelik povećane čvrstoće legiran kromom i molibdenom 25 CrMo4. Promjer glavnih nosača je 45 mm, dok su ostale cijevi 41,3 mm promjera. Debljina stjenke cijevi je 1,5 mm. Navedeni *roll-bar* povezuje se vijčanim i zavarenim spojevima prema uputi proizvođača.

Slika 70 *Roll-bar*

Prednji i stražnji povezivači unutrašnjih blatobrana (*muldi*) prolaskom kroz zavoj smanjuju opterećenje na ovjes vanjskog kotača te prenose opterećenje na ovjes manje opterećenog

unutarnjeg kotača. Ovim elementima dobiva se povoljnija raspodjela opterećenja na elementima ovjesa vozila. Prolaskom vozila kroz zavoj, opterećenje uslijed djelovanja centrifugalne i ostalih sila, neravnomjerno se prenosi na elemente ovjesa.

Na slici 71 prikazane su sile koje djeluju na prednji desni kotač gibanjem vozila kroz lijevi zavoj. Gibanje vozila kroz zavoj dolazi do sprega sila tj. pojave momenta na elementima ovjesa uslijed djelovanja bočnih sila i sile trenja u bočnom smjeru između kotača i podloge. Ugradnjom povezivača unutrašnjih blatobrana smanjujemo opterećenje na elementima ovjesa desnog kotača te se dio opterećenja prenosi na lijevi kotač.



Slika 71 Sile koje djeluju na vozilo gibanjem kroz desni zavoj

Slika 72 Prednji povezivač unutrašnjih blatobrana *Wiechers Sport*

Slika 73 Stražnji povezivač unutrašnjih blatobrana *Wiechers Sport*

Slika 74 Ugrađen stražnji povezivač unutrašnjih blatobrana

Slika 75 Ugrađen *roll-bar*[20]

5.6. Ovjes

U preradi automobila za *drift* natjecanje jedan od najzahtjevnijih zadataka je odabir dijelova ovjesa i podešavanje paremetara ovjesa vozila. Velik je broj zahtjeva koji se postavljaju na ovjes, a proizlaze iz različitih uvjeta kojima je ovjes u svom radu izložen. Ovjes je izložen stalnim promjenama opterećenja, različitim pobudama zbog nepravilnosti podloge, usporenjima i ubrzavanjima te opterećenja zbog vožnje u zavoju. glavna zadaća ovjesa je osigurati neprekinuti kontakt kotača s podlogom. Samo u slučaju neprekinutog kontakta kotača s podlogom moguće je u svakom trenutku ostvariti ubrzanje, usporenje ili skretanje.

5.6.1. Opružni i prigušni elementi

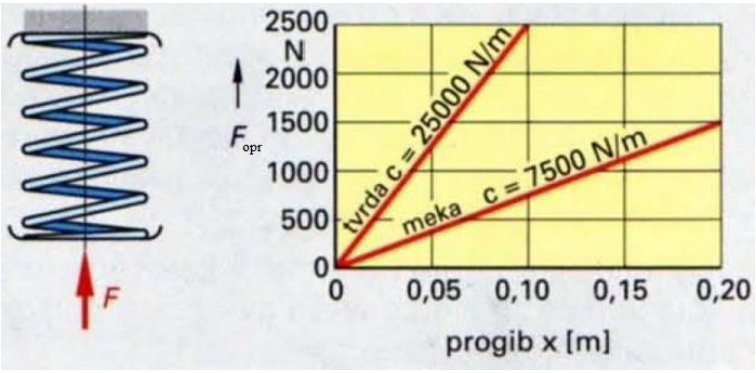
Osnovna zadaća opruga u ovjesu vozila je ublažavanje udaraca koji se prenose s kotača na karoseriju. Elementi opružnog i prigušnog vibracijskog sustava su:

- masa - inercijski element
- opruga – opružni element
- prigušenje – prigušni element

Opruge imaju ulogu spremnika energije. Za razliku od komercijalnog automobila, kod *drift* automobila se zanemaruje udobnost. Primarni cilj opruga je da djelovanjem s ostalim elementima ovjesa kao što su amortizeri i stabilizatori, osiguraju neprekinuti kontakt kotača s podlogom. Sila u opruzi prema jednadžbi **(**44**)** proporcionalna je produljenju ili skraćenju opruge.

$$F_{\text{opr}} = c \cdot x \ \text{[N]} \qquad \textbf{(110)}$$

Stvarne opruge su nelinearne i slijede izraz samo do određene deformacije. Nakon toga zbog materijalne i geometrijske nelinearnosti karakteristika opruge prestaje biti linearna. Na *drift* vozila ugrađuju se tvrđe opruge od serijskih prikazano u poglavlju 4.4. Na slici 76 prikazan je dijagram ovisnosti sile *F* o progibu opruge *x* za dvije konstante krutosti.



Slika 76 Dijagram F_{opr}, x za dvije različite konstante krutosti opruge [9]

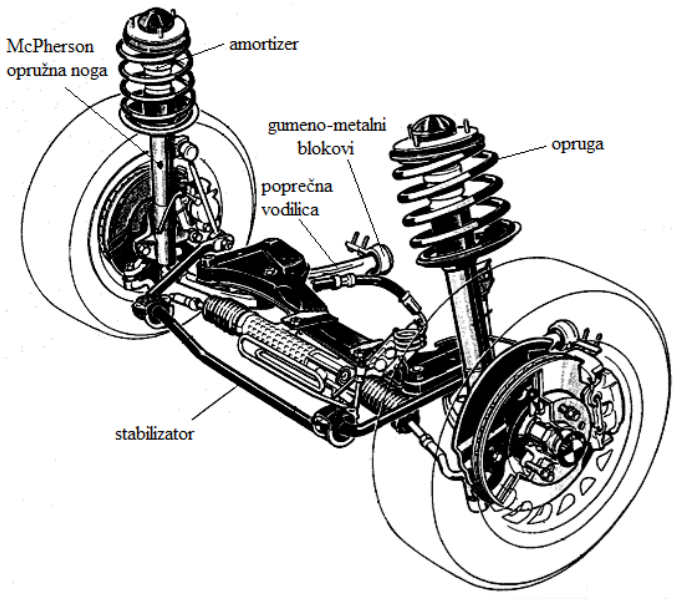
Zadatak amortizera je prigušivanje vibracija opruga te sprječavanje odvajanja kotača od podloge. Ugradnjom amortizera smanjuju se amplitude i oscilacije se brže prigušuju. U amortizerima se energija oscilacija pretvara u toplinu. Ako se zanemari masa i elastičnost prigušnog elementa, prigušna sila prema jednadžbi (53) proporcionalna je relativnoj brzini između klipa i cilindra prigušivača.

$$F_{\text{k}} = k \cdot v \ \text{[N]} \qquad \textbf{(111)}$$

Gumeno-metalni blokovi zbog vrlo velike elastičnosti i visokog vlastitog prigušenja koriste se za prigušivanje vibracija visokih frekvencija i buke. Elementi ovjesa od gumeno-metalnih blokova zamjenjuju sa poliuretanskim blokovima. Blokovi preuzimaju i ublažavaju bočne udarne sile.

Stabilizator je posebna izvedba torzijske opruge, a zadatak mu je povećati stabilnost vozila. Odizanje jednog kotača prenosi se uvijanjem stabilizatora tako da se i drugi kotač nastoji podići. Opterećenje se prenosi s jednog kotača na drugi i sprječava preveliko naginjanje

vozila u zavoju. Na slici 77 prikazani su spomenuti elementi ovjesa BMW-a E36 koji je uzet kao primjer ovog završnog rada.



Slika 77 Prednji ovjes BMW E36 325i [22]

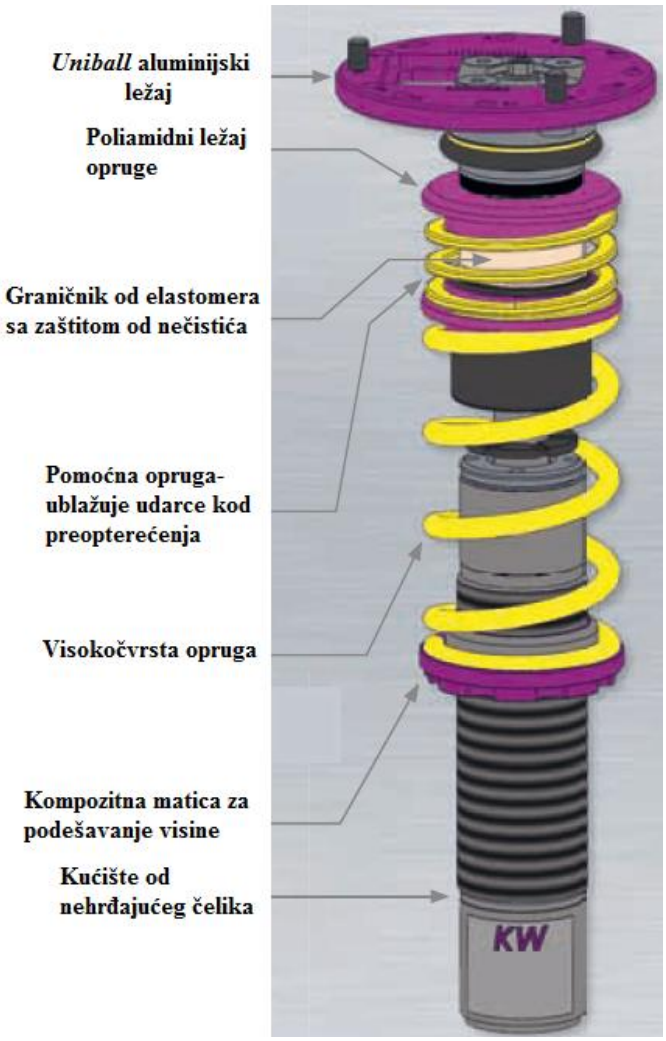
Slika 78 Upravljački sustav

Za *drift* vozila koriste se amortizeri s oprugama prikazani na slici 79 koji omogućuju podešavanje visine vozila. Ovim elementima postignut je tvrđi ovjes s mogućnošću

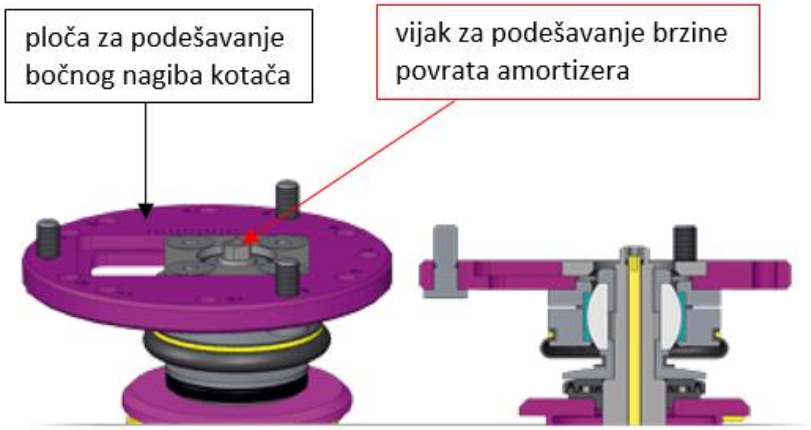
podešavanja brzine povrata amortizera (e. *rebound*). Na vozilo koje je uzeto za primjer ovog rada ugrađuju se opruge s amortizerima marke KW V3 s pripadnim torzijskim oprugama.

Tablica 15 Konstante krutosti opruga [22]

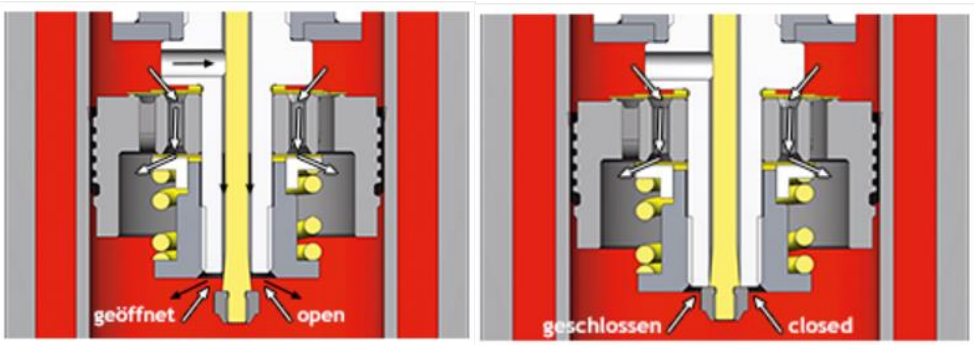
Opis	Serijske opruge BMW E36 325i	KW V3 opruge
Krutost opruge prednjih opruga c_f, N/mm	60	70
Krutost opruge stražnjih opruga c_r, N/mm	50	75



Slika 79 Amortizer s oprugom KW V3



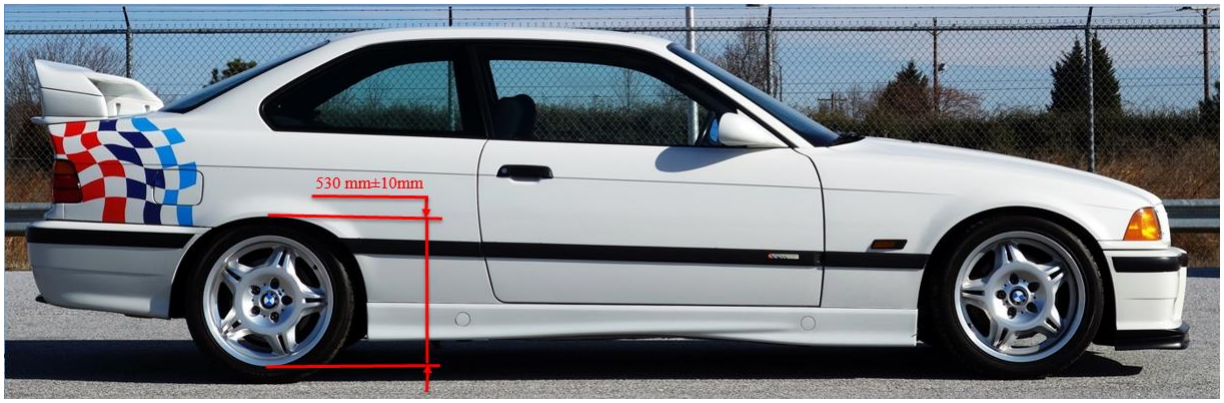
Slika 80 Spoj amortizera s karoserijom automobila



Slika 81 Ventil za reguliranje protoka ulja u amortizeru

Na slici 80 prikazan je vijak pomoću kojeg se regulira brzina povrata amortizera tj. regulira se protok ulja kroz ventil prikazan na slici 81.

Navedenim promjenama ovjesa tj. ugradnjom elemenata veće krutost postignuto je smanjenje naginjanja vozila u zavoju. Na ugrađenim amortizerima moguće je podešavanje visine vozila. Prema uputama proizvođača automobila i proizvođača dijelova ovjesa, visinu automobila treba podesiti na 530mm od ruba lima blatobrana do donjeg ruba naplatka što je prikazano na slici 82. Visina vozila na prednjoj i stražnjoj strani mora biti 530mm±10mm.[19][22]

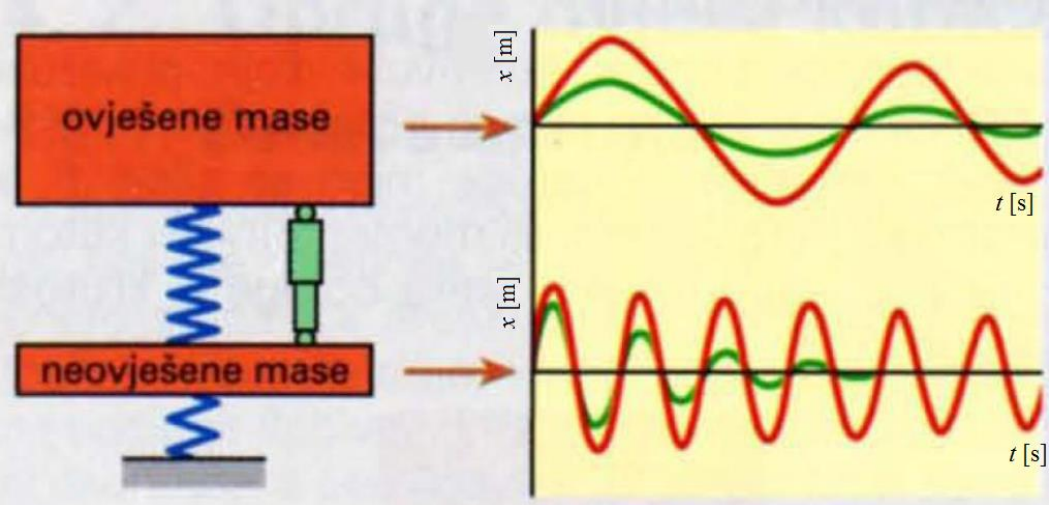


Slika 82 Visina vozila

Vozilo možemo promatrati kao sustav kojeg čine:

- ovješene mase
- neovješene mase

Ovješene mase čine karoserija i ostali elementi vezani na karoseriju dok neovješene mase čine kotači, kočnice i elementi ovjesa. Ovješene i neovješene mase povezane su oprugama i amortizerima. Kod *drift* vozila poželjno je da omjer ovješenih i neovješenih masa bude što veći. Masa neovješenih masa mora biti što manja, pa naplatci trebaju biti od lakih legura te ostali elementi ovjesa da budu što lakši. Kako su ove mase povezane oprugama, međusobno djeluju jedna na drugu iako osciliraju različitim frekvencijama.

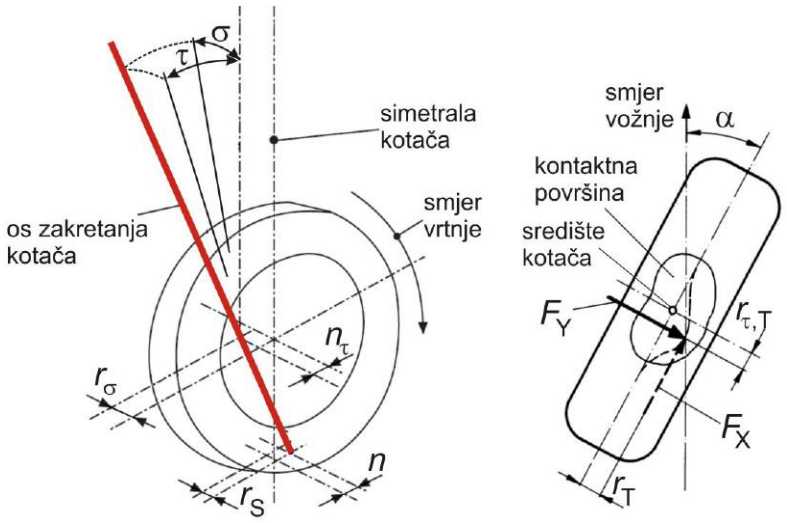


Slika 83 Oscilacije ovješenih i neovješenih masa

5.7. Geometrija ovjesa *drift* vozila

Geometrija ovjesa, odnosno kotača definirana je položajem karakterističnih točaka ovjesa.

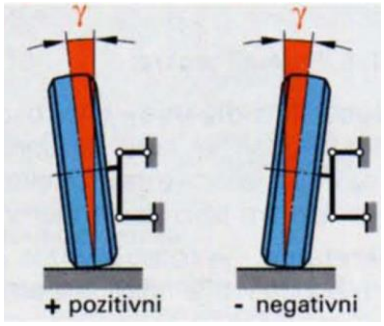
Na slici 84 prikazane su karakteristične veličine vezane za gibanje kotača.



Slika 84 Geometrija kotača

5.7.1. Parametri ovjesa

Bočni nagib kotača γ (e. *camber*) je kut između ravnine simetrije kotača i vertikalne uzdužne ravnine, gledano u YZ ravnini vozila definiranom na početku poglavlja. Smjer pozitivnog i negativnog bočnog nagiba kotača prikazan je na slici 85. Kotači s negativnim bočnim nagibom bolje preuzimaju bočne sile. Prilikom skretanja bočni nagib vanjskog kotača i pozitivni bočni nagib unutrašnjeg kotača povećavaju raspoloživu bočnu silu na kotaču. Stoga je poželjno da se povećanjem sile na kotaču povećava i negativni bočni nagib kotača. Kod *drift* vozila na prednjoj osovini se podešava bočni nagib kotača od 2,5 do 3,5 stupnjeva negativnog bočnog nagiba. Na stražnjim kotačima bočni nagib se podešava vrijednost od -0,5 stupnjeva. Na pogonskim kotačima, najveće prianjanje kotača za podlogu dobije se s bočnim nagibom što bliže 0 stupnjeva. Blagim kutom od -0,5 stupnjeva kompenziraju se deformacije pneumatika. [19][20]



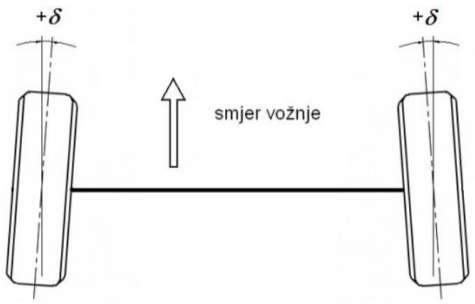
Slika 85 Pozitivni i negativni bočni nagib kotača [11]

Slika 86 Negativni nagib kotača od 3 stupnja

Slika 87 Podešavanje bočnog kuta

Usmjerenost kotača δ (e. *Toe angle*) je kut koji tvore uzdužna ravnina simetrije kotača i uzdužna ravnina vozila gledano u XY ravnini vozila. Konvergentnost kotača (e. *Toe-in*), tj. pozitivna vrijednost kuta δ, koristi se kod vozila sa stražnjim pogonom jer poboljšava stabilnost držanja pravca. Prilikom kočenja kotači žele divergirati pa tada zbog elastičnosti ovjesa dolaze u normalni položaj. Konvergentnost kotača poboljšava stabilnost u zavoju, veći

je kut bočnog klizanja a time i bočna sila koju kotači mogu preuzeti. Na *drift* automobilu podešava se konvergentnost prednjih kotača na +1 stupanj. Modificiranim elementima ovjesa postiže se veća krutost elastičnih elemenata ovjesa u odnosu na serijski ovjes pa su male deformacije elemenata ovjesa.

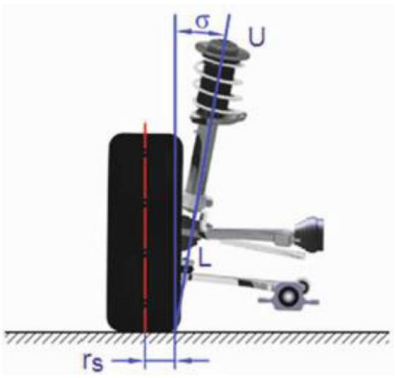


Slika 88 Konvergentnost kotača [18]

Slika 89 Podešavanje usmjerenosti kotača

Bočni nagib osi zakretanja kotača σ (e. *kingpin inclination*) se definira kao kut između osi zakretanja kotača i vertikalne uzdužne ravnine gledano u poprečnoj ravnini vozila prikazan je na slici 90. Veći bočni nagib osi zakretanja kotača smanjuje polumjer zakreta kotača, odnosno olakšava skretanje i smanjuje osjetljivost na neravnine ceste. Većim bočnim nagibom osi zakretanja kotača postiže se bolje održavanje pravocrtnog gibanja vozila, odnosno ispravljanja kotača. Zakretanjem kotača vozilo se podiže, a težina vozila stvara moment koji nastoji vratiti kotače u neutralni položaj.[20]

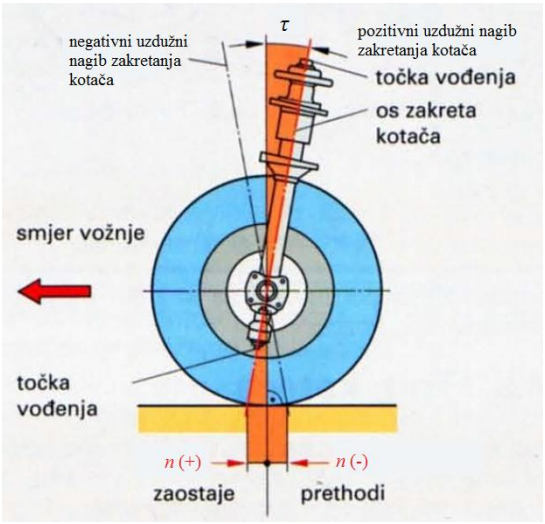
Polumjer zakretanja kotača r_s (e. *Scrub radius*) tvore kutevi bočnog nagiba kotača i bočnog nagiba osi zakretanja kotača gledano u poprečnoj ravnini vozila.



Slika 90 Bočni nagib osi zakretanja kotača i polumjer zakretanja kotača

Uzdužni nagib osi zakretanja kotača τ (e. *Caster*) se definira kao kut između osi zakretanja kotača i vertikalne poprečne ravnine gledano u uzdužnoj ravnini vozila. Kod stražnjeg pogona pozitivni uzdužni nagib osi na prednjim upravljanim kotačima pomaže držanju smjera i ispravljanju kotača.

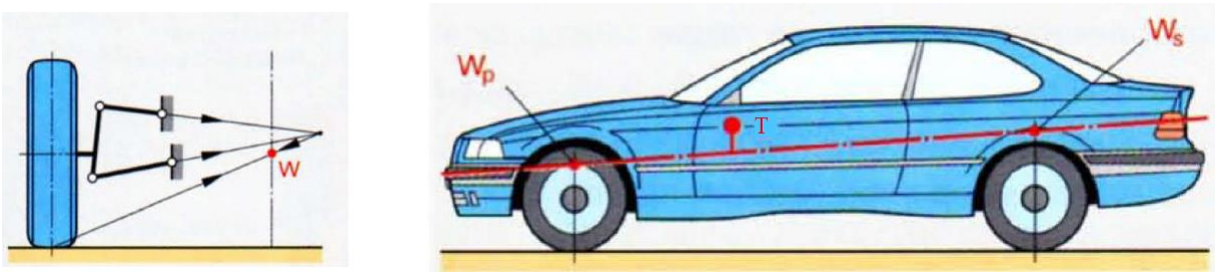
Mehaničko predvođenje n je udaljenost probodišta osi zakreta kotača i središta naležne površine. Predvođenje, polumjer zakretanja i nagib osi zakretanja kotača zajedno utječu na povratne sile zakretnih kotača i stabilizirajuće djeluju na upravljanje. Prema preporuci proizvođača Wisefab, za povećanje momenta stabilizacije prednjih kotača kod kuta upravljanih kotača od 60 stupnjeva, uzdužni nagib osi zakretanja kotača podešava se na +8 stupnjeva.



Slika 91 Uzdužni nagib osi zakretanja kotača [11]

Središte valjanja W je presjecište spojnice trenutnog pola ovjesa i središta kontaktne površine kotača s uzdužnom vertikalnom ravnine simetrije vozila. Os valjanja povezuje središte

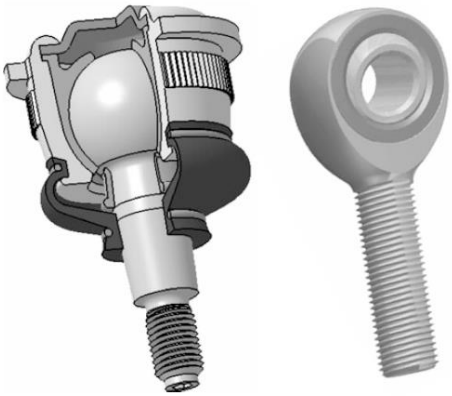
valjanja prednje W_p i stražnje osovine W_s. Obje veličine mijenjaju položaj promjenom opterećenja vozila i utječu na stabilnost vozila, rotaciju oko uzdužne osi i raspodjelu opterećenja između kotača. Cilj je da položaj težišta bude što bliže osi valjanja jer se time smanjuje valjanje oko uzdužne osi i opterećenje elemenata ovjesa.



Slika 92 Središte valjanja i os valjanja

Kod vozila namijenjenim za *drift* ugrađuju se elementi na mjestu spoja prednjih amortizera s karoserijom čime se omogućava podešavanje usmjerenosti kotača, kuta nagiba kotača i uzdužnog nagiba osi zakreta kotača. Za prolazak zavojem s velikim kutom bočnog klizanja potrebno je povećati kut zakreta upravljačkih kotača što se postiže ugradnjom modificiranih elemenata upravljačkog sustava. Elementi koji su odabrani su Wisefab prikazani na slici 94 koji omogućuju zakretanje upravljačkih kotača do 60 stupnjeva. Serijski elementi ovjesa konstruirani su da zadovolje *Ackermanovu* geometriju tj. zakretanjem prednjih kotača vozilo rotira oko neke točke što se postiže većim zakretanjem unutarnjih kotača u zavoju u odnosu na vanjski. Prolaskom zavoja s preupravljanjem, polumjer zavoja i polumjer oko koje se vozilo okreće se ne podudaraju. Iz tog razloga potreban je veći kut zakretanja upravljivih kotača. Ovi elementi ovjes smanjuju promjenu negativnog bočnog nagiba kotača. Okretanjem upravljivih kotača od 0 prema 60 stupnjeva (e.*full lock*) dolazi do postupnog prelaženja kotača iz negativnog u pozitivni bočni nagib kotača što ima za posljedicu smanjenje prianjanja kotača za podlogu. Ugradnjom elemenata ovjesa Wisefab i pravilno namještenom geometrijom kotača, značajno se umanjuje promjena bočnog nagiba kotača. Zbog korištenja samoblokirajućeg diferencijala s blokadom momenta od 75°% i upravljačkim sustavom koji omogućuje skretanje prednjih kotača za 60 stupnjeva, kod skretanja ovim automobilom može doći do proklizavanja stražnjih kotača i podupravljanja.

Na mjestu spoja poprečne vodilice s karoserijom automobila, koriste se *uniball* ležajevi koji u odnosu na gumeno-metalne imaju veću krutost pa se smanjuju promjene geometrije kotača pod djelovanjem opterećenja. *Uniball* ležajevi izvode se bez radijalne i aksijalne zračnosti te podnose opterećenje i pod kutom do 15 stupnjeva.[0]



Slika 93 Kuglasti i *uniball* ležaj

Slika 94 Elementi upravljačkog sustava

Slika 95 Kut od 60 stupnjeva zakreta prednjih kotača

6. ZAKLJUČAK

Drift je automobilistički sport koji je postao popularan u Hrvatskoj u zadnjih nekoliko godina. Ovim radom opisana su pravila održavanja *drift* natjecanja i preinake kojima se iz cestovnog osobnog automobila dobije automobil za *drift* natjecanje. Automobil kao vrlo složen sustav koji se sastoji od puno elemenata, zahtjeva preinake na svim podsustavima. U ovom radu opisana je jedna financijski jeftinija varijanta osnovnih preinaka na automobilu za *drift* natjecanje. Prerade na natjecateljskom automobilu mogu ići mnogo šire ali su i veća financijska ulaganja.

Za automobil na kojem se rade prerade odabran je BMW 325i E36, koji je relativno lako dobavljiv za malu cijenu. Kao donor motora odabran je automobil BMW M3 E36. Dijelovi prijenosa snage ugrađuju se s automobila BMW M3 E36 i BMW M5 E34 koji su kompatibilni te ne zahtijevaju dodatne prerade zbog smještanja dijelova na karoseriju automobila pa ne zahtijevaju dodatne troškove.

Zamjenom serijskog motora s M3 motorom dobiva se motor koji u odnosu na serijski ima veću snagu koju ostvaruje pri velikoj brzini vrtnje. M3 motor ima bolju momentnu karakteristiku što je bitno kod natjecateljskog automobila za *drift* zbog savladavanja otpora proklizavanja. Spomenuti motor namijenjen je dinamičnijoj vožnji tj. vožnji na velikim brzinama vrtnje motora te se zbog određenih konstrukcijskih sličnosti sa serijskim motorom pokazao kao vrlo dobro rješenje kako u teoriji tako i u praksi.

Elementi prijenosa snage su veoma važni jer o njima ovise kako će se snaga s motora manifestirati na pogonske kotače. Zamjenom dvomasenog s jednomasenim zamašnjakom dobiva se puno bolje reagiranje dijelova prijenosa snage na promjenu položaja papučice gasa tj. brži odaziv pogonskog momenta na pogonske kotače što je vrlo bitno kod promjene smjera gibanja vozila i reguliranja proklizavanja.

Serijski mjenjač zamijenjen je mjenjačem Getrag G420 za ostvarivanje visokih performansi vozila tj. omogućuje bržu promjenu stupnja prijenosa mjenjača uz veći mehanički stupanj djelovanja u odnosu na serijski.

Ovim preradama automobila dobije se konkurentan automobil za *drift* natjecanja. Cijena automobila BMW 325i sa preradama opisanim u ovom radu iznosi oko 100 000 kuna. Ugradnjom opisanih elemenata potrebna su dodatna podešavanja elemenata ovjesa i

upravljačkog sustava na posebnim uređajima kako bi se dobile željene vrijednosti parametara u propisanim tolerancijama.

LITERATURA

[1] Abdulrahim, M.: On the Dynamics of Automobile Drifting, University Florida, 2006

[2] Driftingstreet, URL: http://www.driftingstreet.com/history-of-drifting-japan.html

[3] Pravilnik o održavanju *drift* utrka, Zagreb, 2015.

[4] Drivingfast, URL: http://www.drivingfast.net/techniques/drifting.htm

[5] Driftmission, URL: http://driftmission.com/guides/technique-practice-guide/

[6] Autorizirana predavanja iz kolegija Motorna vozila: Lulić Z., Ormuž K., Šagi G., FSB, 2014/2015.

[7] BMWarchiv, URL: http://www.bmwarchiv.de/e-code/e36-2.html

[8] Auto-data, URL: http://www.auto-data.net/en/?f=showCar&car_id=10054

[9] Tehnika motornih vozila, POU Zagreb, 2005.

[10] Auto motor und sport, 12/1995.

[11] Michelin: The tyre grip, 2001.

[12] Reimpell J., Stoll H., Betzler J.W.: The Automotive Chassis, 2001.

[13] Heissing B., Ersoy M.: Chassis Handbook, ATZ, 2011.

[14] Real oem, URL:http://www.realoem.com/bmw/

[15] Auto motor und sport, 06/1996.

[16] UUC, URL: http://www.uucmotorwerks.com/

[17] UUC, URL: http://www.uucmotorwerks.com/flywheel/flywheel_mass_calcs

[18] Autorizirana predavanja iz Goriva i maziva, Ljubas D., Juretić H., Dobrojević S., FSB, 2013/2014.

[19] Driftworks, URL: http://www.driftworks.com/

[20] Trzesniowski M.:Rennwagentechnik ATZ/MTZ 2014

[21] BMW E36 Service Manual

PRILOZI

I. CD-R disc